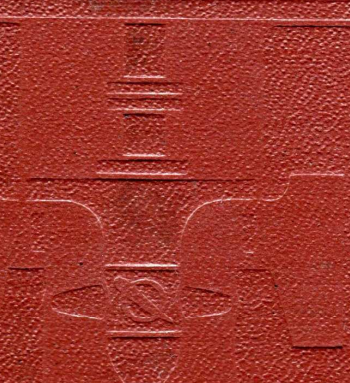


И. И. КОВАЛЕВ

ГИДРОТУРБИНЫ



Н. Н. КОВАЛЕВ

ГИДРОТУРБИНЫ

**КОНСТРУКЦИИ И ВОПРОСЫ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

**Издание 2-е,
дополненное и переработанное**

**ИЗДАТЕЛЬСТВО „МАШИНОСТРОЕНИЕ“
ЛЕНИНГРАД 1971**



Гидротурбины. Ковалев Н. Н. Л., «Машиностроение». 1971 г. 584 стр. Табл. 43. Илл. 341. Библ. 116 назв.

В книге кратко освещаются общие сведения о теории гидротурбин и выборе их параметров. Подробно описываются конструкции современных крупных радиально-осевых и поворотнолопастных гидротурбин. Излагается последовательность проектирования современной мощной гидротурбины. Приводятся данные о конструкции, методах расчета и проектирования важнейших узлов и деталей гидротурбин: спиральной камеры, направляющего аппарата, кольцевых деталей, рабочего колеса, вала, подшипника и вспомогательного оборудования.

Даются краткие сведения о системе регулирования гидротурбин.

Книга предназначена для инженерно-технических работников гидротурбин заводов, проектных и научно-исследовательских организаций; она может быть также использована студентами вузов.

Гидротурбостроение в нашей стране, созданное при Советской власти, достигло значительных успехов.

Большое количество гидротурбин общей мощностью свыше 30 млн. *квт*, созданных на заводах страны, успешно эксплуатируется не только на отечественных гидростанциях, но и за рубежом.

Успешно эксплуатируются на каскадах Волжских, Камских, Днепровских гидростанциях крупнейшие в мире поворотлопастные гидротурбины.

Длительное время находится в эксплуатации большая серия мощных радиально-осевых гидротурбин на Братской ГЭС. Успешно работают самые мощные в мире турбины по 500 000 *квт* на Красноярской ГЭС.

Спроектированы, изготовлены и успешно эксплуатируются на гидростанциях диагональная и горизонтальные капсульные гидроагрегаты.

Дальнейшее развитие энергетики в нашей стране потребует увеличение производства гидротурбин различных типов, совершенствование их конструкций, улучшение энергетических и кавитационных показателей.

Для дальнейшего развития гидроэнергетического строительства важной задачей является снижение стоимости гидростанций. Хотя гидротурбины и составляют небольшую часть стоимости всего сооружения ГЭС, габариты их проточной части, особенно низконапорных турбин, оказывают большое влияние на стоимость всего сооружения, особенно его подводной части. Поэтому снижение стоимости и ускорение сроков строительства гидростанций во многом зависит от конструкции применяемых гидротурбин.

В связи с этим целесообразно обобщение опыта работы гидротурбостроителей, положительных и отрицательных качеств гидротурбин для их дальнейшего совершенствования.

За время, прошедшее после выхода в свет первого издания монографии, в нашей стране создано много новых разнообразных гидротурбин. За этот период помимо Ленинградского металлического завода им. XII съезда КПСС гидротурбостроение было организовано и на Харьковском турбинном заводе им. С. М. Кирова.

ХТГЗ изготовил много крупных гидротурбин оригинальных конструкций, успешно эксплуатирующихся на гидростанциях нашей страны. В последнее время вновь организовано гидротурбостроение и на Сызранском заводе тяжелого машиностроения.

В связи с вышеизложенным во 2-м издании монографии внесены дополнения и материалы частично переработаны с учетом новых данных.

В предлагаемой монографии рассматриваются конструкции гидротурбин, их развитие и расчеты деталей. Описывается также порядок проектирования и освещаются вопросы, которые приходится решать коллективу конструкторов и расчетчиков в процессе создания современных гидротурбин.

Для полного представления о гидротурбине в целом в начале книги кратко излагаются вопросы общей теории гидротурбин и их устройства. Для этой же цели в конце приводятся краткие сведения о вспомогательном оборудовании и системе регулирования гидротурбин.

В Центральном научно-исследовательском котлотурбинном институте им. И. И. Ползунова были проведены работы по развитию теории гидротурбин и созданы уточненные методы расчета на прочность их деталей. Некоторые результаты работы отражены в настоящем издании.

В частности, по материалам ЦКТИ приведен уточненный расчет по кольцевым деталям, деталям направляющего аппарата и спиральным камерам. Эти материалы составлены: канд. техн. наук Б. А. Беркманом гл. V, пп. 7, 8, 10 и 12; пп. 5, 6 и 9 (частично) и гл. VI, пп. 2—8 и д-ром техн. наук В. С. Постоевым гл. IV, пп. 5—6.

Материалы 2-го издания монографии изложены в 12 главах.

В гл. I даются общие сведения и элементарные положения теории турбин, в гл. II описываются конструкции различных гидротурбин, в гл. III излагаются особенности и порядок проектирования турбин, в гл. IV описывается проектирование проточной части, гл. V—X посвящены конструированию и расчетам главных узлов турбин, в гл. XI приводятся данные о вспомогательном оборудовании, в гл. XII даются краткие сведения о системе регулирования гидротурбин.

Автор приносит благодарность за помощь при составлении рукописи О. Н. Добринской и Л. А. Яковлевой.

Автор

1. МОЩНОСТЬ ГИДРОТУРБИН

Турбина гидроэлектростанций использует энергию воды, расположенную на разных высотах над уровнем моря.

Разность высотных отметок воды $ВБ$ и $НБ$ (рис. 1.1) называется напором H , а количество воды, протекающее в единицу времени, — расходом Q .

Поток воды с определенным напором и расходом поступает по спиральной камере 1 через направляющий аппарат 3 на лопастную систему рабочего колеса 4 и создает на валу агрегата вращающий момент. Ротор генератора, вращаясь, вырабатывает электрический ток. Вода от рабочего колеса отводится в нижний бьеф по отсасывающей трубе 6.

Работа, которую совершает поток воды, зависит от ее количества и величины напора и определяется из общих законов механики.

Мощность потока воды

$$N_n = \frac{\gamma Q H_{бр}}{102} = 9,81 Q H \text{ квт}, \quad (1.1)$$

где γ — удельный вес воды в $кГ/м^3$;

Q — расход воды в $м^3/сек$;

$H_{бр}$ — напор установки или напор брутто в $м$.

В гидротурбине эта мощность потока полезно используется только частично, так как часть энергии идет на неизбежные потери.

Если N — мощность на валу турбины, то всегда будет соблюдено неравенство

$$N < N_n \text{ или } N = \eta_y N_n,$$

где η_y — к. п. д. гидротурбинной установки; η_y не учитывает потерь мощности в генераторе, поэтому его следует отличать от общего к. п. д. Коэффициент полезного действия всей гидроэлектростанции в целом, кроме указанных потерь, учитывает еще и потери в гидрогенераторе.

Рабочий напор H (или напор нетто), который должен быть использован в турбине, всегда будет меньше напора установки $H_{бр}$ на величину потерь энергии на пути движения воды от поверхности бьефа до турбины, а также в отводящем канале за турбиной, т. е.

$$H = H_{бр} - (\Delta h_{мп} + \Delta h_{к}),$$

где $\Delta h_{мп}$ — потери напора в подводящих сооружениях;

$\Delta h_{к}$ — потери напора в отводящем канале.

Рабочий напор может быть определен как разность энергии 1 кг воды в поперечных сечениях при входе в турбинную камеру и в начале отводящего канала

$$H = \left(\frac{p_e}{\gamma} + z_e + \alpha_e \frac{v_e^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_k}{\gamma} + z_k + \alpha_k \frac{v_k^2}{2g} \right), \quad (1.2)$$

где p_e и p_k — среднее давление в кг/см^2 ;

z_e и z_k — высота отметки в м ;

v_e и v_k — средняя скорость воды в м/сек ;

g — ускорение силы тяжести в м/сек^2 ;

α_e и α_k — коэффициенты Кориолиса, учитывающие неравномерность распределения скоростей по сечениям.

В этой формуле индекс e относится к входному сечению турбинной камеры, а индекс k — к началу отводящего канала.

Следовательно, рабочий напор есть то количество энергии, которое фактически можно использовать в турбине.

Мощность N_0 водотока, имеющего рабочий напор, будет

$$N_0 = 9,81Q H \text{ квт.}$$

Если учесть полный к. п. д. турбины η , то мощность на валу турбины N при рабочем напоре H и расходе воды Q будет

$$N = \eta N_0 \text{ или } N = 9,81QH\eta \text{ квт.}$$

Потери мощности в турбине равны

$$\Delta N = 9,81QH(1 - \eta) \text{ квт.}$$

Эти потери складываются из потерь напора на гидравлическое трение в проточной части турбины, местных вихревых потерь, обусловленных изменением величины и направления скорости потока, потерь со скоростью при выходе потока из турбины, утечек воды мимо лопастей рабочего колеса, механических потерь в подшипнике и др.

Величина к. п. д. турбины зависит от ее конструкции, размеров и режимов работы. У крупных турбин к. п. д. обычно больше, чем у малых, так как у малых турбин большая относительная шероховатость омываемых поверхностей проточной части у них также меньше числа Рейнольдса и больше относительные механические потери.

В современных крупных турбинах величина к. п. д. достигает 92—93% и выше (до 96,0%).

Высокие значения к. п. д. достигаются только в особо благоприятных условиях при определенных сочетаниях расхода, напора и скорости вращения, т. е. при так называемом оптимальном режиме работы турбины.

Мощность агрегата N_{agr} на зажимах генератора гидроустановки можно определить, если учесть к. п. д. генератора η_2

$$N_{agr} = 9,81QH\eta\eta_2 \text{ квт.}$$

К. п. д. генератора при непосредственном соединении вала турбины с валом генератора колеблется в пределах 95—98%, т. е. общий к. п. д. турбины и генератора составит около 91—90%.

В зависимости от расхода Q , напора H и их сочетаний, мощность турбины может изменяться в очень широких пределах — от 5—10 квт до 650 000 квт и выше.

При этом любая заданная мощность турбины может потребовать в зависимости от напора и малый и большой размеры рабочего колеса.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРОТУРБИН

В связи с большим разнообразием комбинаций напоров и расходов, для которых сооружаются гидростанции, требуются разнообразные гидротурбины. Классификация современных гидротурбин приведена в табл. I.1.

Т а б л и ц а I.1

Классификация гидротурбин

Класс	Реактивные			Активные
	Осевые поворотные-лопастные	Диагональные	Радиально-осевые	Ковшовые
Пределы применения	$H=2\div 70$ м; $D_1=1,0\div 10,5$ м; N до 250 000 квт	$H=40\div 120$ м; $D_1=2,5\div 7,65$ м; N до 350 000 квт	$H=40\div 500$ м (крупные) $H=2\div 200$ м (малые); $D_1=0,35\div 7,5$ м; N до 600 000 квт	$H=300\div 1700$ м (крупные) $H=40\div 250$ м (малые); $D_1=0,36\div 5,2$ м; N до 250 000 квт

Из таблицы видно, что в настоящее время применяются два класса гидротурбин — реактивные и активные. Эти названия в известной мере условные.

Более правильно называть реактивные турбины напорноструйными, а активные — свободноструйными, так как эти термины лучше отражают сущность происходящих процессов.

Из закона сохранения энергии гидромеханики — закона Д. Бернулли,

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = E = \text{const} \quad (I.3)$$

видно, что энергия веса жидкости в общем случае состоит из трех различных видов, соответствующих трем членам уравнения (кинетическая $\frac{v^2}{2g}$ и два вида потенциальной — давления $\frac{p}{\gamma}$ и положения z). В зависимости от того, какие виды энергии преобразуются на рабочем колесе турбины, последние делятся на разные классы.

Отданная водой рабочему колесу энергия, очевидно, будет равна разности энергии потока до и после рабочего колеса. Обозначая вход на лопасти рабочего колеса индексом 1, а выход индексом 2, можем написать

$$\frac{v_1 - v_2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 = A. \quad (I.4)$$

В реактивных или в напорноструйных турбинах должно быть

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 > 0.$$

Чем больше будет разность

$$\left(\frac{p_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + z_2\right),$$

тем большая часть энергии A будет получена колесом за счет потенциальной части энергии, т. е. по реактивному принципу, и наоборот.

Реактивные турбины являются самыми распространенными [27] и охватывают наиболее часто встречающиеся напоры на гидроэлектростанциях (1,5—500 м).

У свободнотруйных, или активных, турбин [111] давление на входе и выходе из рабочего колеса одинаково, т. е. $p_1 = p_2$. На рабочем колесе преобразуется только кинетическая энергия, которой располагает движущаяся в атмосфере струя. Они работают при нормальном атмосферном давлении не в сплошном потоке, а под воздействием свободной струи. В активных турбинах практически весь напор H преобразуется в скорость

$$v = k_v \sqrt{2gH},$$

где k_v — коэффициент, определяющий потери при образовании струи. Обычно $k_v = 0,970 \div 0,985$.

Два класса гидротурбин, реактивные и активные, делятся на системы гидротурбин.

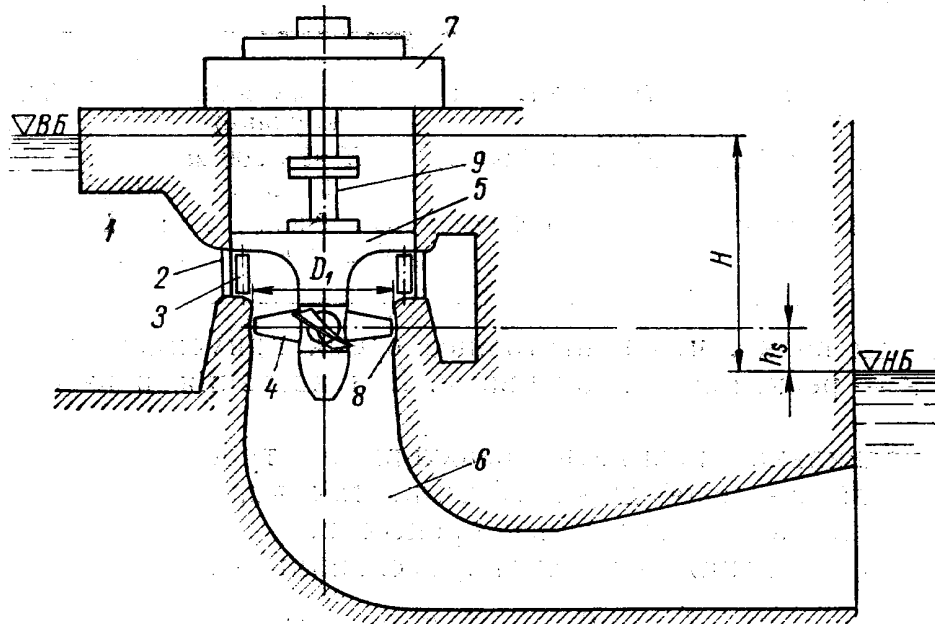


Рис. 1.1. Схема гидроагрегата

Из реактивных турбин в настоящее время практическое значение имеют следующие типы: поворотнолопастные, диагональные и радиально-осевые; из активных — ковшовые.

Гидротурбина состоит из следующих основных элементов (рис. 1.1): подводящая камера 1, статор 2, направляющий аппарат 3, крышка турбины 5, рабочее колесо 4, камера рабочего колеса 8, отсасывающая труба 6, вал 9, подшипники [106]. Гидротурбина соединяется с генератором 7.

В реактивных турбинах подводящая камера обычно имеет спиралеобразную форму и обеспечивает равномерный по всей окружности подвод воды к направляющему аппарату. В активных турбинах (рис. 1.2) вода подводится к рабочему колесу 1, как правило, не по всей окружности, а отдельными струями. Поэтому подводящая камера активной, в частности ковшовой, турбины представляет собой трубопровод 4 (в случае нескольких струй — соответственно разветвленный коллектор), сопло 3 и иглу 2.

Направляющий аппарат турбины призван обеспечивать необходимое на входе в рабочее колесо направление потока и регулировать расход турбины. В реактивных турбинах направляющий аппарат состоит из системы поворачивающихся вокруг своих осей с помощью специального привода лопаток. В зависимости от конструкции турбины оси лопаток могут быть параллельны оси турбины (радиальный направляющий аппарат), перпендикулярны ей (осевой направляющий аппарат) и наклонны к ней (конический или диагональный направляющий аппарат). Направ-

ляющий аппарат ковшовой турбины называется соплом. Сопло представляет собой сужающийся насадок с перемещающейся внутри его в осевом направлении грушевидной иглой. При перемещении иглы изменяется проходное сечение сопла и таким путем регулируется расход.

В зоне рабочего колеса поворотлопастной турбины направление движения потока параллельно оси турбины (рис. 1.2, а). Поэтому эти турбины называют осевыми.

Лопасте рабочего колеса имеют возможность в процессе работы поворачиваться вокруг своих осей, которые перпендикулярны оси турбины. Таким путем обеспечивается удовлетворительное обтекание лопастей и, следовательно, высокий к. п. д. при любом изменении режима работы турбины. Разновидностью поворотлопастных турбин являются диагональные, оси лопастей рабочего колеса которых образуют острый угол с осью турбины.

В зоне рабочего колеса радиально-осевой турбины основное направление потока переходит от радиального к осевому (рис. 1.2, в). Лопасте неподвижны и охвачены ободом. Лопасте рабочего колеса ковшовой турбины по форме напоминают ковши (рис. 1.2, д), откуда и происходит название турбины.

Отсасывающая труба является диффузором, обеспечивает снижение скоростей на выходе из турбины и соответствующее восстановление давления. В большинстве случаев отсасывающую трубу приходится делать изогнутой из-за конструктивных соображений. В ковшовых турбинах, как уже говорилось, на выходе из рабочего колеса давление равно атмосферному и потому нет необходимости в отсасывающей трубе.

3. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ТУРБИНЫ

При обтекании лопастей рабочего колеса потоком воды между лопастями и потоком происходит взаимодействие. Поток отклоняется от своего первоначального направления, а лопасти двигаются под действием его давления и создают вращательный момент на валу рабочего колеса.

Найдем момент реакции колеса на поток при установившемся режиме работы турбины.

За время Δt на лопасти рабочего колеса поступает некоторое количество воды, имеющее массу m (рис. 1.3), и в соответствии с законом сохранения массы такое же количество воды уходит с рабочего колеса.

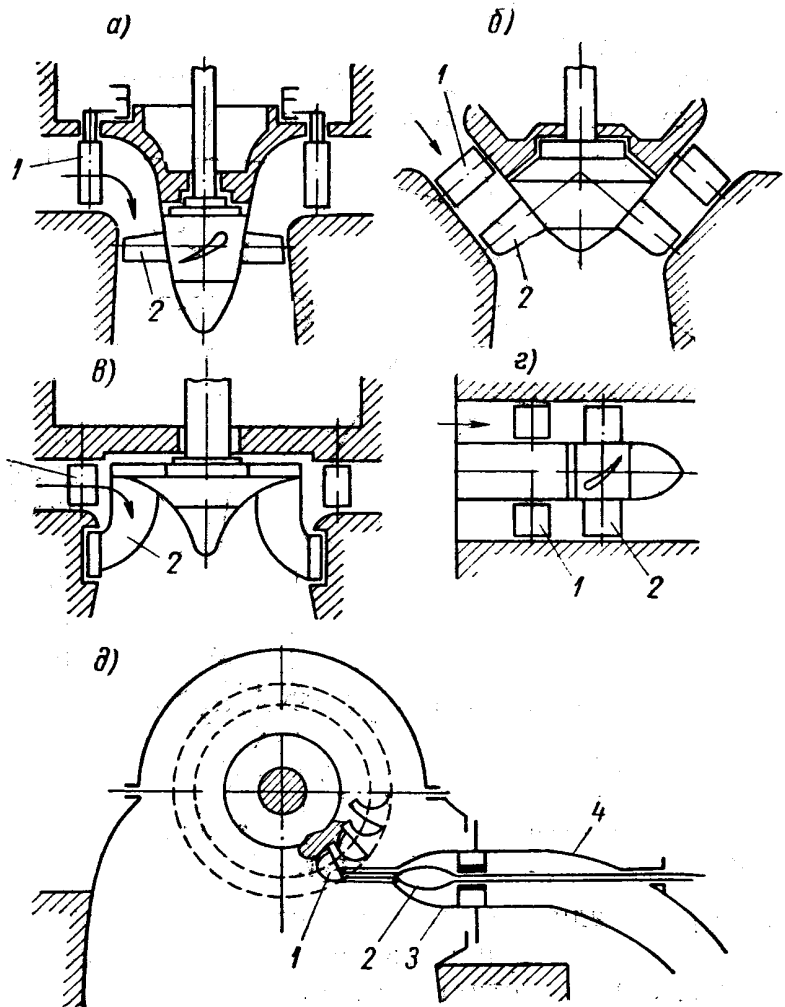


Рис. 1.2. Схемы различных турбин: а — поворотлопастной; б — диагональной; в — радиально-осевой; г — горизонтальной осевой; д — ковшовой

Среднюю скорость всех частиц воды до входа на лопасть обозначим v_1 а по выходе с лопасти — v_2 .

Масса m , имеющая скорость v_1 , при входе на лопатку несет с собой количество движения mv_1 , а уходя с рабочего колеса уносит в отсасывающую трубу количество движения mv_2 .

Из механики известно, что изменение количества движения некоторой массы в единицу времени пропорционально действующей на частицы силе. Эта сила есть реакция колеса.

Пусть скорость v имеет составляющие (рис. 1.4): направление по радиусу v_r , по осевому направлению v_z и по направлению окружной скорости v_u

$$v = \sqrt{v_r^2 + v_z^2 + v_u^2}.$$

Из рисунка видно, что момент составляющих скоростей v_r и v_z относительно оси равен нулю. Следовательно, момент скорости v определяется только составляющей v_u . Изменения момента количества движения за время Δt равно произведению момента движущих сил M на время его действия Δt

$$M_{\Delta t} = mr_2 v_{u2} - mr_1 v_{u1} \text{ или}$$

$$M = \frac{m}{\Delta t} (r_2 v_{u2} - r_1 v_{u1}),$$

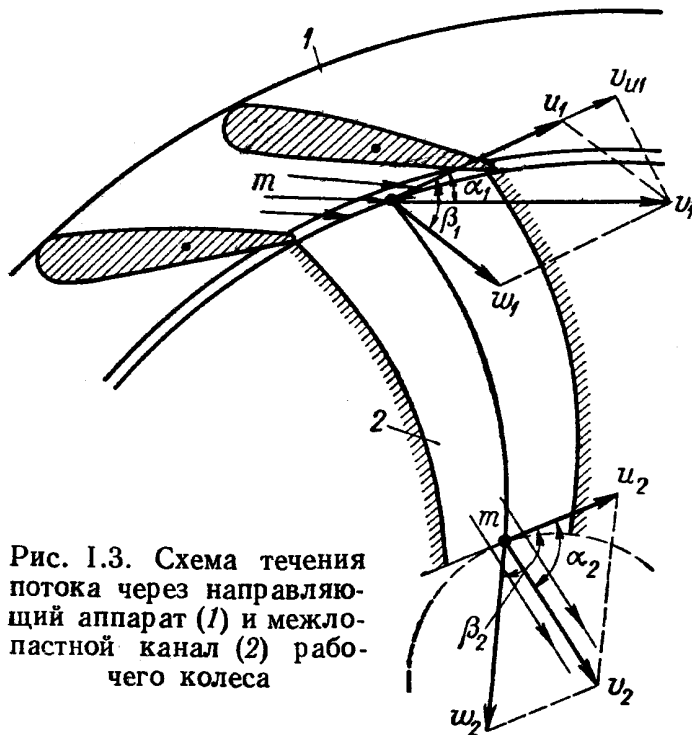


Рис. 1.3. Схема течения потока через направляющий аппарат (1) и межлопастной канал (2) рабочего колеса

где r_1 — радиус центра тяжести массы воды у входа на колесо;

r_2 — радиус центра тяжести массы воды у выхода с колеса.

Момент, действующий на лопасти со стороны потока, — движущий момент турбины — по абсолютной величине равен полученному моменту и имеет обратный знак, т. е.

$$M_T = -M = \frac{m}{\Delta t} (r_1 v_{u1} - r_2 v_{u2}),$$

но

$$m = \frac{Q\gamma}{g} \Delta t,$$

где Q — расход воды.

Тогда

$$M_T = \frac{Q\gamma}{g} (r_1 v_{u1} - r_2 v_{u2}).$$

Мощность, развиваемая на валу турбины, будет

$$M_T = M_T \omega = \frac{Q\gamma}{g} (r_1 v_{u1} - r_2 v_{u2}) \omega,$$

где ω — угловая скорость.

Окружные скорости на входе и выходе

$$r_1\omega = u_1 \text{ и } r_2\omega = u_2;$$

$$N_T = \frac{Q\gamma}{g} (v_{u1}u_1 - v_{u2}u_2).$$

С другой стороны, мощность турбины

$$N_T = \gamma QH\eta.$$

Подставляя значение N_T в предыдущее равенство, получим

$$\eta gH = v_{u1}u_1 - v_{u2}u_2. \quad (1.5)$$

Это уравнение применяется и в другом виде

$$\eta gH = \frac{\Gamma_1 - \Gamma_2}{2\pi} \omega,$$

где $\Gamma_1 = 2\pi v_{u1}r_1$ — циркуляция до рабочего колеса;

$\Gamma_2 = 2\pi v_{u2}r_2$ — циркуляция после рабочего колеса.

Уравнение (1.5), выражающее закон моментов количества движения в приложении к водяной турбине, носит название основного уравнения турбины. Оно показывает, что момент, передаваемый единицей массы жидкости лопастям рабочего колеса турбины, равен разности моментов количества движения этой массы жидкости до входа в рабочее колесо и после выхода из него.

Впервые это уравнение было введено Эйлером, им же дан и основной принцип конструирования турбинных механизмов с учетом правильного подвода воды к лопастям через направляющий аппарат. Абсолютная скорость воды v_1 , созданная направляющим аппаратом на входе в рабочее колесо, относительная w_1 и переносная u_1 образуют замкнутый треугольник (1.3).

Необходимо, чтобы w_1 была направлена по касательной к входному элементу лопасти. При этом

$$\frac{v_1}{\sin \beta_1} = \frac{w_1}{\sin \alpha_1} = \frac{u_1}{\sin (\beta_1 - \alpha_1)}. \quad (1.6)$$

Если направление скорости v_1 не совпадает с направлением касательной к входному элементу лопасти, натекание сопровождается дополнительными потерями энергии. Следовательно, от величины угла α_1 зависит эффективность преобразования энергии, или к. п. д. турбины.

Оптимальное значение угла α_1 , при котором к. п. д. достигает максимального значения, называют углом безударного входа. При изменении мощности турбины лопатки направляющего аппарата поворачиваются и тем самым изменяют угол α_1 . В радиально-осевых турбинах лопасти рабочего колеса неподвижны и оптимальные значения α_1 соответствуют только одному какому-либо режиму работы турбины, который обычно находится в пределах $3/4$ — $7/8$ от полной мощности.

В поворотнлопастных турбинах величина α_1 с помощью поворота лопастей остается близкой к оптимальному значению при различных открытиях направляющего аппарата. Это позволяет сохранить высокое значение к. п. д. турбины в широком диапазоне изменения мощности.

Из треугольника скоростей на выходе из рабочего колеса (рис. 1.3) видно, что абсолютная скорость v_2 зависит от величины и направления

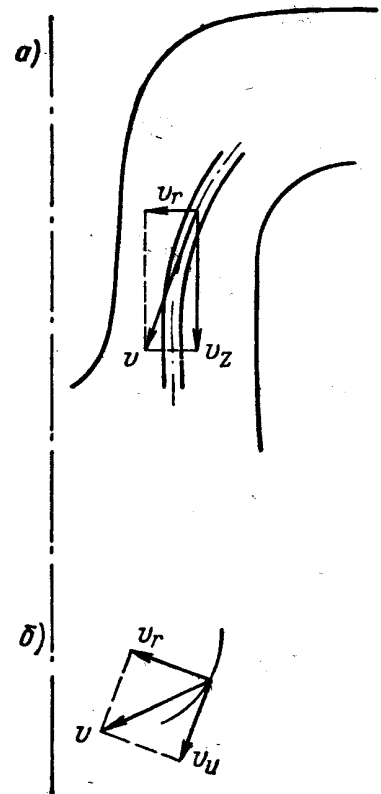


Рис. 1.4. Скорость частицы потока в зоне рабочего колеса турбины в меридиональной плоскости (а) и в плане (б)

относительной скорости ω_2 , так как переносная скорость u_2 при неизменных оборотах турбины n остается постоянной по величине и направлению.

При конструировании колеса стремятся не увеличивать скорость v_2 . По своей природе v_2 не может быть сведена к нулю, так как при этом не будет расхода. Для этого лопасти проектируются так, чтобы при расчетном режиме проекция скорости v_2 на окружном направлении u_2 была равна нулю $v_{u_2} = 0$, т. е., чтобы скорость v_{u_2} была перпендикулярна u_2 .

Практически отсутствие v_{u_2} означает, что вектор v_2 находится в плоскости, проходящей через ось турбины, и, следовательно, отвод воды от рабочего колеса происходит без закручивания потока в отсасывающей трубе.

Опытами, проведенными за последние годы в лабораториях Советского Союза, установлено, что для некоторых типов колес небольшая положительная, т. е. в сторону вращения рабочего колеса, закрутка оказывает благоприятное влияние на к. п. д. турбины.

Если в турбине осуществлен осевой выход воды и $v_{u_2} = 0$, то основное уравнение турбины (1.5) примет вид

$$\eta gH = v_{u1}u_1. \quad (1.7)$$

Из основного уравнения турбины и его анализа следует, что отдача в рабочем колесе обуславливается, если не считать потерь, конструкцией (формой и расположением) лопасти рабочего колеса.

4. ЗАКОН ПОДОБИЯ И ПРИВЕДЕННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

В гидротурбостроении при проектировании новых машин их проточную часть обычно рассчитывают теоретически, а затем, выполнив ее в виде модели, испытывают в лаборатории. Результаты испытаний модели учитывают при создании турбины.

При лабораторных исследованиях на моделях необходимо выдерживать требования закона подобия. В частности, должны соблюдаться геометрическое, кинетическое и динамическое подобия.

Условие геометрического подобия сводится к подобию конфигурации обтекаемых поверхностей элементов проточной части турбины, т. е. требуется, чтобы все линейные размеры обтекаемых поверхностей турбины и ее модели были пропорциональными.

Условие кинематического подобия сводится к подобию картин течения потоков жидкости внутри проточной части сравниваемых турбин. При этом абсолютная скорость, а также ее составляющие — переносная и относительная скорости — в соответственных точках потока геометрически подобных фигур одинаково направлены и пропорциональны по величине. Иначе говоря, условия кинематического подобия сводятся к подобию треугольников скоростей в соответственных точках потока. Это условие называют условием изогональности режимов.

Условие динамического подобия характеризуется равенством ряда критериев: числа Рейнольдса Re , характеризующего отношение сил инерции к силам трения для соответствующих точек геометрически подобных турбин; числа Фруда Fr , характеризующего отношение сил инерции к силам веса, и др.

Выполнить требования всех критериев подобия не удается. Например, соблюдение условия равенства чисел Рейнольдса в натурной турбине и на модели практически не осуществимо.

В то же время многочисленные опыты показывают, что при $Re > 10^5$, при котором обычно работают модельные и натурные турбины, изменение числа Re не оказывает заметного влияния на форму движения потока.

Влияние числа Re на к. п. д., а также различие в шероховатости модели и натуре при моделировании гидротурбины учитывают приближенными эмпирическими формулами. Из треугольников скоростей на входе и выходе (рис. 1.3), уравнения (1.6) и аналогичного уравнения для выхода после преобразований и подстановки в основное уравнение турбины (1.5), имея в виду, что $u_2 = ku_1$, где $k = \frac{D_2}{D_1}$, получим

$$\eta gH = \frac{u_1^2 \sin \beta_1 \cos \alpha_1}{\sin (\beta_1 - \alpha_1)} - \frac{u_1^2 k^2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin (\beta_2 - \alpha_2)},$$

откуда

$$u_1 = \sqrt{\frac{\sin (\beta_1 - \alpha_1) \sin (\beta_2 - \alpha_2)}{\cos \alpha_1 \sin \beta_1 \sin (\beta_2 - \alpha_2) - k^2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2 \sin (\beta_1 - \alpha_1)}} \cdot \sqrt{\eta gH}.$$

Обозначив выражение под корнем коэффициентом k_u , получим

$$u_1 = k_u \sqrt{\eta gH} \quad (1.8)$$

и аналогично

$$v_1 = k_v \sqrt{\eta gH}; \quad (1.9)$$

$$\omega_1 = k_w \sqrt{\eta gH}. \quad (1.10)$$

Коэффициенты k_u , k_v и k_w , зависящие только от углов α_1 ; β_1 ; α_2 и β_2 , для турбин одной и той же серии при работе их на изогональном режиме одинаковы. Следовательно, скорости течения воды в подобных турбинах должны быть пропорциональны $\sqrt{\eta gH}$.

Уравнения (1.8), (1.9) и (1.10) позволяют найти связь между оборотами, расходами и мощностями двух подобных турбин.

Окружная скорость при входе на рабочее колесо турбины

$$u = k_u \sqrt{\eta gH} = \frac{\pi D_1 n}{60}.$$

Следовательно, для двух подобных турбин a и b , пренебрегая разностью их к. п. д., будем иметь

$$\frac{n_a}{n_b} = \frac{D_{1b} \sqrt{H_a}}{D_{1a} \sqrt{H_b}}. \quad (1.11)$$

Расход воды, проходящий через рабочее колесо турбины,

$$Q = F \omega z = z F k k_w \sqrt{\eta gH},$$

где F — сечение канала между лопатками рабочего колеса, нормальное к скорости w ;

z — число лопаток рабочего колеса.

Для двух подобных турбин a и b , пренебрегая разностью их к. п. д., будем иметь следующую величину отношения расхода:

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{D_{1a}^2 \sqrt{H_a}}{D_{1b}^2 \sqrt{H_b}}. \quad (1.12)$$

Мощность турбины

$$N = \frac{\gamma Q H \eta}{102}.$$

Для двух подобных турбин a и b , пренебрегая разностью их к. п. д. и с учетом (I.12),

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{D_{1a}^2 H_a \sqrt{H_a}}{D_{1b}^2 H_b \sqrt{H_b}}, \quad (\text{I.13})$$

Формулы (I.11), (I.12), (I.13) называют формулами подобия.

Из этих отношений видно, что у турбин одинаковых диаметров обороты и расход изменяются пропорционально отношению корней квадратных из напоров, а мощность турбины пропорциональна отношению напоров в степени $3/2$.

При наличии данных об испытании модельной турбины по этим формулам можно определить диаметр турбины, обеспечивающий получение мощности при заданном напоре, и определить число оборотов и расход.

В практике гидротурбостроения пользуются так называемыми приведенными величинами: оборотами n'_1 , расходом Q'_1 и мощностью N'_1 .

Приведенные величины выражают собой число оборотов, расход и мощность турбины, имеющей диаметр рабочего колеса 1 м и напор 1 м .

Если в формулах (I.11), (I.12) и (I.13) положить $D_{1a} = 1 \text{ м}$ и $H_a = 1 \text{ м}$, то n_a , Q_a и N_a будут равны соответственно n'_1 , Q'_1 и N'_1 . Тогда, опуская индекс b для приведенных величин, получим следующие значения:

$$\left. \begin{aligned} n'_1 &= \frac{n D_1}{\sqrt{H}} \quad \text{или} \quad n = \frac{n'_1 \sqrt{H}}{D}; \\ Q'_1 &= \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \quad \text{или} \quad Q = Q'_1 D_1^2 \sqrt{H}; \\ N'_1 &= \frac{N}{D_1^2 H \sqrt{H}} \quad \text{или} \\ N &= N'_1 D_1^2 H \sqrt{H} = 9,81 Q'_1 \eta H \sqrt{H} D_1^2 \text{ квт.} \end{aligned} \right\} \quad (\text{I.14})$$

Приведенные величины определяются обычно при испытаниях модели и характеризуют все подобные турбины данной серии. При определении приведенных величин не учитывалась разница к. п. д. различных турбин. Однако несоблюдение всех требований законов подобия приводит к тому, что к. п. д. геометрически подобных фигур разных размеров неодинаковы, вследствие чего отличаются и приведенные величины.

При подсчете приведенных величин действительной турбины по данным испытаний ее модели с учетом изменения к. п. д. пользуются следующими выражениями:

$$\left. \begin{aligned} n'_{1r} &= n'_{1m} \left(\frac{\eta_r}{\eta_m} \right)^{\frac{1}{2}}; \\ Q'_{1r} &= Q'_{1m} \left(\frac{\eta_r}{\eta_m} \right)^{\frac{1}{2}}; \\ N'_{1r} &= N'_{1m} \left(\frac{\eta_r}{\eta_m} \right)^{\frac{3}{2}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{I.15})$$

5. КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ

Для характеристики гидравлических качеств турбины по скорости вращения и пропускной способности, а также для сравнения между собой различных систем турбин и типов рабочих колес в гидротурбостроении введен так называемый коэффициент быстроходности n_s .

Кoeffициент быстроходности численно равен числу оборотов турбины данной серии, которая в условиях работы при напоре $H = 1$ м обладает мощностью $N = 1$ л. с.

Из уравнений (I.11) и (I.13) путем простых преобразований и замены $n_b = n_s$; $H_b = 1$; $n_a = n$ и $H_a = H$, $N_b = 1$ л. с., $H_b = 1$ м, $N_a = N$ получим

$$n_s = \frac{n \sqrt{N_{л.с.}}}{H \sqrt{H}} \quad (I.16)$$

или

$$n_s = 1,167 \frac{n \sqrt{N_{квт}}}{H \sqrt{H}}$$

Если коэффициент быстроходности выразить через приведенные величины, то после преобразований получим

$$n_s = 3,65 n_1' \sqrt{Q_1'}, \quad (I.17)$$

где Q_1' необходимо брать в м³/сек.

С переменной режима работы турбины, т. е. с изменением мощности или числа оборотов при данном напоре, коэффициент быстроходности также меняет свою величину. Поэтому сравнение турбин разных серий по коэффициенту n_s можно производить только при условии вычисления коэффициентов для соответствующих режимов.

Обычно коэффициент быстроходности вычисляется для режима номинальной мощности турбины при расчетном напоре и нормальном числе оборотов. Иногда его подсчитывают для режима, соответствующего максимальному значению к. п. д.

Основной тенденцией в развитии гидротурбостроения является повышение быстроходности турбин. Увеличение коэффициента быстроходности при заданных мощности и напоре позволяет создать турбину меньших габаритов и с большим числом оборотов, т. е. меньшего веса. Для увеличения быстроходности, как это следует из формулы (I.17), можно повысить приведенные числа оборотов n_1' и расход Q_1' .

Более целесообразно увеличивать быстроходность турбины за счет увеличения пропускной способности Q_1' , так как при этом достигается уменьшение диаметра рабочего колеса пропорционально корню квадратному из приведенного расхода и увеличение оборотов турбины пропорционально коэффициенту быстроходности.

При повышении быстроходности только за счет увеличения приведенных оборотов достигается увеличение только числа оборотов.

Из формулы, выражающей мощность турбины через крутящий момент и угловую скорость,

$$N = M\omega = M \frac{\pi n}{30}$$

следует, что данная мощность может быть получена за счет тем меньшего крутящего момента, чем больше будут обороты.

Следовательно, уменьшение диаметра колеса D_1 за счет увеличения приведенного расхода Q_1' , а также действующих усилий за счет повышения оборотов позволяет уменьшить вес и габариты турбины.

Вышеизложенное иллюстрируется на рис. I.5, где приведены габариты номенклатурных колес разной быстроходности, рассчитанные на мощность $N = 1$ л. с. при напоре $H = 1$ м.

Из рисунка видно, что быстроходность рабочего колеса зависит от формы его проточной части. Кроме того, она зависит от числа и формы лопастей. С ростом быстроходности размеры рабочего колеса уменьшаются и наоборот.

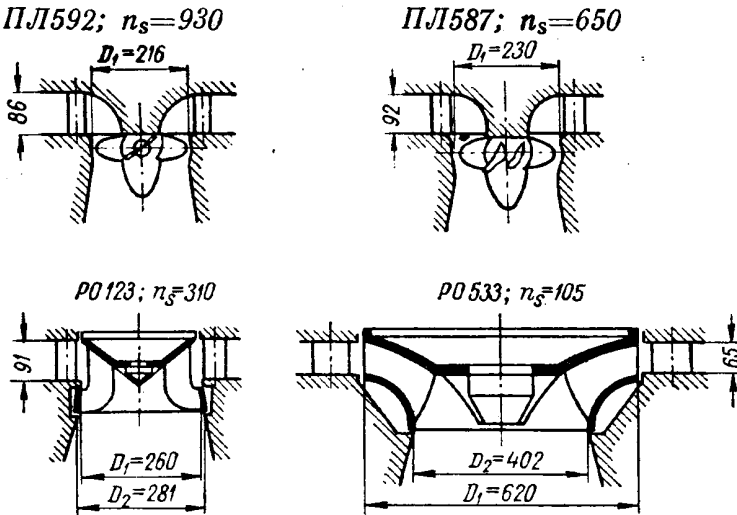


Рис. 1.5. Размеры рабочих колес разной быстроходности, развивающих мощность $N=1$ л. с. при напоре $H=1$ м

При сопоставлении значений n_s турбин, созданных в разных странах, надо иметь в виду, что мощность и напор могут изменяться в разных единицах (квт, л. с., м, футы), поэтому необходимо учитывать переходные коэффициенты.

6. КАВИТАЦИОННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ И ВЫСОТА ОТСАСЫВАНИЯ

В реактивных турбинах вода из рабочего колеса отводится в нижний бьеф с помощью отсасывающих труб, которые бывают прямоосными и изогнутыми.

Отсасывающая труба имеет большое значение, так как она позволяет:

- 1) использовать для формирования рабочего процесса атмосферное давление;
- 2) производить установку рабочего колеса над уровнем нижнего бьефа без потери напора на разность высотных отметок, что облегчает конструкцию подводной части здания станции.

Однако и то и другое имеет пределы, обусловленные возникновением кавитации, появление которой связано с гидродинамическими условиями движения частиц воды в зоне рабочего колеса и на входе в отсасывающую трубу. Кавитация — сложное физическое явление [70]. В гидротурбинах наблюдается два этапа кавитации.

На первом этапе кавитация не очень интенсивна. Появляются слабые шумы, что сопровождается разрушениями металла лопастей. При этом такая кавитация не отражается на энергетических характеристиках турбины, но она вызывает кавитационную эрозию.

Исследованием было установлено, что при высоких скоростях движения жидкости или какого-либо тела в жидкости, например лопасти винта или лопасти турбины, сплошность потока нарушается, и в зоне образования наивысших скоростей возникает полость или каверна, заполненная парами жидкости.

Возможность образования каверн в потоке следует из рассмотрения уравнения сохранения энергии.

Уравнение Бернулли при $z=0$ имеет вид $\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{const}$. В местах, где скорости v возрастают, составляющая $\frac{v^2}{2g}$ будет также повы-

шаться, а величина давления $\frac{p}{\gamma}$ — уменьшаться. В результате при понижении давления до давления парообразования при данной температуре вода начнет испаряться и внутри потока образуются полости, заполненные паром. Эти полости переносятся потоком в зону низких скоростей и высоких давлений, где в короткий отрезок времени происходит конденсация пара.

Если полости замыкаются в потоке на металлической поверхности какой-либо детали, находящейся в этой области, то последняя начинает разрушаться, так как опытами установлено, что при сжатии пузырька каверны в нем развиваются огромные давления и повышается температура.

При сжатии кавитационного пузырька наблюдаются также электрические явления, вызывающие свечение пузырька.

Наблюдения показали, что кавитационные пузырьки постоянно колеблются, причем при некоторых параметрах течения колебания становятся резонансными. В последнем случае давление пузырька в жидкости достигает огромных величин до — 15 000 ат.

Если кавитационные пузырьки пульсируют возле поверхности деталей гидротурбин, то они ее разрушают.

Кавитационное разрушение материалов представляет собой сложное явление, которое проявляется в механических, тепловых, электрических, химических и других воздействиях. Чисто механические причины связаны с ударами при замыкании кавитационных полостей. Тепловые и термоэлектрические воздействия обуславливаются местным нагревом материала в результате работы деформации в поверхностном слое материала и компрессии газового объема в кавитационной полости.

Электрохимические причины разрушения обуславливаются коррозией и электрохимическим воздействием, возникающим в результате физических процессов, осуществляемых в пульсирующей кавитационной полости.

Отдельные воздействия на металл могут взаимно переплетаться и действовать различно в зависимости от качества материала, скорости потока, содержания газов и т. п.

Особое значение при кавитации деталей гидротурбин имеет проблема одновременной эрозии в условиях гидроабразивного износа, которая возникает при потоках с высоким содержанием наносов.

Процесс кавитационной эрозии лопастей можно представить так: нижняя поверхность лопасти турбины, подверженная разрушению, испытывает большое количество ударов, возникающих при замыкании на ней кавитационных пузырьков. Частота этих ударов очень велика. Период действия ударов составляет тысячные доли секунды, поэтому действие каждого удара ощущается в пределах тонкого поверхностного слоя лопасти глубиной около сотых долей миллиметра.

Так как материал поверхностного слоя абсолютно не эластичен, имеет неоднородную структуру, распространение напряжений происходит неравномерно. В отдельных точках поверхности могут сосредотачиваться максимальные напряжения, превосходящие предел текучести. Многократное действие этих напряжений вызывает пластическую деформацию в поверхностном слое.

Наряду с пластическими деформациями при кавитации поверхностный слой лопастей также упрочняется, происходит как бы наклеп его. Наклепанный слой, подвергаясь действию переменной нагрузки от гидравлических ударов, растрескивается и отламывается, появляются каверны. Вода, проникая в эти трещины, облегчает процесс разрушения, так как образующиеся окислы вызывают расклинивающее действие в этих трещинах.

После выкрашивания или выламывания частиц с поверхности металла процесс повторяется вновь, новая поверхность наклепывается, становится хрупкой и снова выкрашивается. При этом процесс разрушения поверхности лопасти протекает все более интенсивно, отдельные каверны объединяются и образуют сплошные раковины и участки разрушения. Изъявленная поверхность раковины воспринимает механические воздействия гидравлических ударов неравномерно. Во многих точках раковин создаются концентрации напряжений, которые при одновременном воздействии воды способствуют развитию процесса коррозионной усталости металла.

Помимо механического воздействия, разрушению способствуют химические реакции, так как кавитация сопровождается выделением газов, богатых кислородом, что активизирует окисление и металл интенсивно корродирует.

Поэтому в гидротурбостроении для лопастей применяют материал, способный противостоять кавитационным разрушениям не только в отношении механического воздействия, но и стойкий к коррозионным разрушениям.

Зонами возникновения кавитации, помимо выходных кромок лопастей с тыльной стороны, может быть камера рабочего колеса в поворотнлопастных турбинах и обод колеса радиально-осевой турбины.

На втором этапе по мере развития кавитационного процесса происходит падение к. п. д., появляется сильная вибрация, происходит срыв мощности и, следовательно, эксплуатация турбины становится невозможной.

Как указывалось выше, для возникновения кавитации необходимо, чтобы абсолютное давление в потоке было ниже давления парообразования, т. е.

$$\frac{p}{\gamma} \leq \frac{p_n}{\gamma}. \quad (I.18)$$

Величина давления в потоке непосредственно у выхода из рабочего колеса в той зоне, где наблюдаются наибольшие скорости течения воды, может быть приближенно определена с помощью уравнения Бернулли.

Составим уравнение Бернулли в относительном движении для произвольной точки К на лопасти, характеризуемой минимальным давлением, и точки 2 за рабочим колесом, принадлежащей той же линии тока,

$$z_k + \frac{p_k}{\gamma} + \frac{w_k^2}{2g} - \frac{u_k^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g} + \Delta h_{k-2}. \quad (I.19)$$

Уравнение Бернулли в абсолютном движении для точек 2 и 5 в нижнем бьефе ГЭС

$$z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = B + \Delta h_{2-5}, \quad (I.20)$$

где B — атмосферное давление в м вод. ст.;

$z_k = h_s$ — отметка точки k над уровнем нижнего бьефа, называемая теоретической высотой отсасывания.

Из уравнений (I.19) и (I.20) получим

$$\frac{p_k}{\gamma} = B - z_k - \left(\frac{v_2^2 + w_k^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_k^2}{2g} - \Delta h_{k-5} \right). \quad (I.21)$$

Величины, заключенные в скобки, по существу являются динамическим разряжением, создаваемым в потоке.

Отношение этой величины ко всему напору называется кавитационным коэффициентом колеса или турбины

$$\sigma = \frac{v_2^2 + w_k^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_k^2}{2g} - \Delta h_{к-5} \cdot H \quad (I.22)$$

Введя коэффициент σ и учтя выражение (I.16), получим

$$h_s \leq B - \sigma H - \frac{p_n}{\gamma} \quad (I.23)$$

Вследствие малой величины давления парообразования при обычных температурах $\frac{p_n}{\gamma}$ можно не учитывать, тогда

$$h_s \leq B - \sigma H.$$

Величина атмосферного давления B зависит от высоты расположения станции над уровнем моря. Для определения B обычно пользуются приближенной формулой

$$B \approx 10,3 - \frac{\nabla}{900}, \quad (I.24)$$

где ∇ — отметка оси рабочего колеса турбины над уровнем моря в м. Окончательно получаем

$$h_s \leq 10,3 - \frac{\nabla}{900} - \sigma H. \quad (I.25)$$

Из выражения (I.25) видно, что чем выше значение кавитационного коэффициента, тем меньшую высоту отсасывания можно допустить, и наоборот.

Из формулы (I.25) можно также определить допустимое значение кавитационного коэффициента

$$\sigma_y = \frac{h_s - 10,3 - \frac{\nabla}{900}}{H}; \quad (I.26)$$

σ_y — обычно называют кавитационным коэффициентом установки, так как его величина зависит только от H , ∇ и h_s , т. е. от тех параметров, которыми характеризуется установка.

Выражение (I.22), включающее значение критической скорости, характеризует кавитационный коэффициент σ в зависимости от свойств рабочего колеса, поэтому и называется кавитационным коэффициентом турбины σ_r .

Развитие современных гидротурбин направлено по пути увеличения пропускной способности колеса и, следовательно, повышения скоростей и на сокращение потерь в отсасывающей трубе, а это увеличивает возможность появления кавитации.

Кавитационный коэффициент турбины σ_r обычно определяется опытным путем при испытании модели турбины в лаборатории. Он является определенным числом для каждого колеса и каждого режима и в виде соответствующих кривых наносится на универсальные характеристики турбины.

Очевидно, что для того чтобы отсутствовала кавитация, кавитационный коэффициент турбины σ_r должен быть меньше кавитационного

коэффициента станции, т. е. $\sigma_r < \sigma_y$. Этого можно достичь либо применением турбин с малым σ_r , либо путем увеличения σ_y .

Для увеличения σ_y требуется уменьшение величин высоты отсасывания h_s . Однако обычно уменьшение h_s увеличивает объем необходимых строительных работ по подводной части здания гидростанции. Поэтому стремятся применить турбину с меньшим σ_r , т. е. с улучшенными кавитационными качествами.

Из вышеизложенного следует, что улучшение кавитационных свойств турбин имеет большое значение и связано с экономикой строительства ГЭС.

Теоретическую высоту отсасывания h_s определить трудно, так как никогда точно неизвестно положение точки К.

Для одинаковых типов турбин в Советском Союзе принимают некоторую плоскость в зоне рабочего колеса для отсчета условной высоты отсасывания H_s .

Для вертикальных радиально-осевых турбин H_s отсчитывается от плоскости нижнего кольца направляющего аппарата до уровня нижнего бьефа.

Для поворотнолопастных турбин (и пропеллерных) высота отсасывания H_s отсчитывается от оси поворота лопастей поворота поверхности нижнего бьефа.

Для горизонтальных гидротурбин высота отсасывания H_s отсчитывается от наивысшей точки лопасти рабочего колеса до поверхности нижнего бьефа. Это вызвано тем, что наихудшие кавитационные условия в этих турбинах будут на периферии лопастей, находящихся в верхнем положении.

Иногда для вертикальных турбин за высоту отсасывания принимают расстояние от середины высоты направляющего аппарата до уровня нижнего бьефа. Обозначая эту высоту отсасывания через H'_s , будем иметь:

1) для радиально-осевых турбин

$$H'_s = H_s + \frac{b_0}{2};$$

2) для поворотнолопастных турбин

$$H'_s = H_s + \varepsilon D_1,$$

где b_0 — высота направляющего аппарата;

ε — коэффициент, учитывающий расстояние от оси поворота лопастей рабочего колеса до середины высоты направляющего аппарата.

Высота отсасывания считается положительной, если уровень воды в нижнем бьефе находится ниже указанных условных отметок отсчета, и наоборот, т. е. отрицательная высота отсасывания показывает величину заглубления колеса под уровень воды в нижнем бьефе.

Как выше указывалось, первый этап кавитации не отражается на энергетических характеристиках турбин, но он вызывает эрозию и разрушение материала деталей проточной части. Величина разрушения обычно допускается такой, чтобы ее можно было заварить во время остановки турбины. Ориентировочно можно считать, что допустимая глубина каверны при работе турбины в течение 8000 ч до 3 мм для турбин с диаметром рабочего колеса до $D \leq 4,0$ м и до 6 мм при диаметрах, превышающих $D \geq 4,0$ м. Точная величина разъеденного металла устанавливается в каждом конкретном случае соглашением между поставщиком и заказчиком.

7. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ И К. П. Д. ПОДОБНЫХ ТУРБИН

Коэффициент полезного действия одного и того же типа турбин при работе на изогональных режимах, как правило, тем больше, чем больше диаметр рабочего колеса, т. е. относительные потери в турбине больших размеров меньше, чем в ее модели.

Все потери к. п. д. в турбине можно разбить на несколько групп. В проточной части турбины имеются гидравлические потери, которые складываются из потерь в спиральной камере, направляющем аппарате, рабочем колесе и отсасывающей трубе. На поверхности рабочего колеса вне его проточной части существуют дисковые потери, часть воды, проходящей через турбину, расходуется на утечки через зазоры, это объемные потери.

Имеются механические потери трения в опорах и уплотнениях. Значение этих потерь различно, и они зависят от параметров турбины и ее конструкции. Рассмотрим эти потери.

1. Гидравлические потери от трения воды о стенки проточной части турбины можно считать подчиняющимися законам гидравлического трения в трубопроводах. При равномерном турбулентном движении потери напора на трение при относительно гладких стенках выражаются формулой

$$h_r = a \frac{Lv^n}{R^m}, \quad (I.27)$$

где R — гидравлический радиус потока;

a — коэффициент, учитывающий шероховатость стенок;

v — скорость движения воды;

L — длина.

В проточной части турбины сечения потока непрерывно изменяются по длине. Поэтому формулу (I.27) можно применить лишь к отдельным участкам потока малой длины ΔL при средних значениях R и v на участке.

Представим потери трения для участка ΔL в следующем виде:

$$\Delta h_r = a \frac{\Delta L}{D_1} \cdot \frac{v^n}{D_1^{m-1}}. \quad (I.28)$$

В этой формуле вместо R введена пропорциональная ему величина диаметра D_1 . Для геометрически подобных турбин и изогональных режимов их работы $\frac{\Delta L}{D_1}$ есть постоянная величина, а скорость пропорциональна \sqrt{H} , поэтому

$$\Delta h_r = k \frac{H^{\frac{n}{2}}}{D_1^{m-1}}, \quad (I.29)$$

где k — постоянный коэффициент для подобных турбин. Суммируя потери трения для всего потока, получим

$$h_r = \sum \Delta h_r = \frac{H^{\frac{n}{2}}}{D_1^{m-1}} \sum k$$

или, обозначив

$$\sum k = K = \text{const},$$

получим

$$h_r = K \frac{H^{\frac{n}{2}}}{D_{1r}^{m-1}}. \quad (I.30)$$

Коэффициент полезного действия, учитывающий эти потери для натурной турбины,

$$\eta_r = \frac{H_r - h_r}{H_r} = 1 - \frac{K}{D_{1r}^{m-1} H^{1-0,5n}}. \quad (I.31)$$

Аналогично к. п. д. модели будет:

$$\eta_m = 1 - \frac{K}{D_{1m}^{m-1} H_m^{1-0,5n}}. \quad (I.32)$$

После замены K в выражении (I.31) его значением из (I.32) получим

$$\eta_r = 1 - (1 - \eta_m) \left(\frac{D_{1m}}{D_{1r}}\right)^{m-1} \left(\frac{H_m}{H_r}\right)^{1-0,5n}. \quad (I.33)$$

Заменяв $m - 1$ через $\frac{1}{\alpha}$ и $(1 - 0,5n)$ через $\frac{1}{\beta}$, получим зависимость к. п. д. натуральной и модельной турбин

$$\eta_r = 1 - (1 - \eta_m) \sqrt[\alpha]{\frac{D_{1m}}{D_{1r}}} \sqrt[\beta]{\frac{H_m}{H_r}}. \quad (I.34)$$

Значения показателей корней α и β разными исследователями даются в пределах для $\alpha = 3 \div 10$ и $\beta = 8 \div \infty$.

Из формулы (I.34) видно, что с ростом диаметра турбины и ее рабочего напора к. п. д., учитывающий гидравлические трения, тоже увеличиваются.

2. Гидравлические так называемые вихревые потери, вызываемые изменением величины и направления скорости, идентичны местным потерям в трубопроводе. К этим же потерям относятся потери кинетической энергии воды при выходе ее из отсасывающей трубы.

По обычным формулам гидравлики эту потерю напора можно выразить так:

$$h_v = \sum \zeta_i \frac{v_i^2}{2g} = \sum \zeta_i \frac{Q^2}{2gF_i^2} = \sum \zeta_i \frac{Q_1'^2 D_1^4 H}{2gF_i^2};$$

$$h_v = \sum \zeta_i \frac{Q_1'^2 H}{2gm^2},$$

где v_i и F_i — скорость и площадь поперечного сечения i -го участка потока;

ζ_i — коэффициент потерь i -го участка.

Коэффициент полезного действия, учитывающий эти потери,

$$\eta_v = \frac{H - h_v}{H} = 1 - \frac{h_v}{H} = 1 - \sum \zeta_i \frac{Q_1'^2}{2gm^2} = 1 - K_v Q_1'^2,$$

где

$$K_v = \sum \zeta_i \frac{1}{2gm^2}.$$

Для геометрически подобных турбин и при изогональных режимах работы коэффициент k_v сохраняет свое значение.

Следовательно,

$$\eta_{vm} = \eta_{vm} = 1 - K_v Q_1'^2. \quad (I.35)$$

Из этого выражения следует, что для турбин с большой пропускной способностью Q_1' , т. е. более быстроходных, потери, вызываемые изменением скорости, будут больше, а к. п. д. — меньше.

3. Объемные потери вызваны тем, что не вся вода, подводимая к турбине, проходит через рабочее колесо. Часть воды протекает мимо колеса: у радиально-осевых турбин — через уплотнения у ободов, у поворотлопастных турбин — через торцевые зазоры у камеры корпуса рабочего колеса.

Величина утечки через зазоры определяется по формуле

$$\Delta Q = \mu F \sqrt{2gH},$$

где F — площадь поперечного сечения зазора;

μ — коэффициент расхода.

Так как $F = mD_1^2$, то

$$\Delta Q = \mu m D_1^2 \sqrt{2gH} = K_q D_1^2 \sqrt{H},$$

где $K_q = \mu m \sqrt{2g}$.

Численное значение коэффициента K_q может быть найдено или вычислением расходов через уплотнительное устройство, или экспериментально.

Объемный к. п. д., учитывающий утечки воды через зазоры,

$$\eta_q = \frac{Q + \Delta Q}{Q} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q} = 1 - K_q \frac{1}{Q_1'}. \quad (I.36)$$

Из этой формулы следует, что объемный к. п. д. будет тем меньше, чем меньше Q_1' , т. е. удельный вес объемных потерь при одинаковых диаметрах и напорах будет больше для тихоходных турбин, так как у них Q_1' мало.

Анализируя результаты опытов различных исследований, Н. М. Щапов установил, что отношение объемных потерь для двух подобных как в проточных частях, так и в уплотнениях турбин можно приближенно определить по формуле

$$\frac{\frac{\Delta Q_n}{Q_n}}{\frac{\Delta Q_m}{Q_m}} = \sqrt[6]{\frac{D_{1m}}{D_{1n}}} \cdot \sqrt[8]{\frac{H_m}{H_n}}.$$

При этом одна и та же турбина при одном и том же напоре меняет свою

объемную потерю пропорционально $\sqrt[4]{\frac{n_1'}{Q_1'}}$. Однако при переходе от модели

к натурной турбине необходимо учитывать, что у последней уплотнения обычно более сложные, щели более узкие и длинные, поэтому относительные объемные потери у натуральных турбин могут быть меньше.

4. Механические потери в опорно-упорных подшипниках возникают в связи с наличием трения в опорах вращающихся частей турбины. Для вертикальных турбин эти потери имеют место главным образом в подшипниках и зависят от осевого давления.

Потери мощности на трение в подшипниках равны

$$\Delta N_{mp} = M_{mp}\omega = M_{mp} \frac{\pi n}{30}, \quad (I.37)$$

где M_{mp} — момент трения в опорно-упорных подшипниках. Коэффициент полезного действия, учитывающий эти потери,

$$\eta_{mp} = \frac{N - \Delta N_{mp}}{N} = 1 - \frac{M_{mp}\pi n}{30\gamma QH}.$$

Выражая Q и n через приведенные величины Q'_1 и n'_1 , получим

$$\eta_{mp} = 1 - \frac{M_{mp}\pi n'_1}{30\gamma D_1^3 H Q'_1}. \quad (I.38)$$

Для модельной турбины при ее испытании в лаборатории обычно H и D являются постоянными величинами, поэтому можно обозначить

$$k_{mp.м} = \frac{\pi}{30\gamma D_1^3 H}$$

и формула (I.38) будет иметь вид

$$\eta_{mp.м} = 1 - k_{mp.м} M_{mp.м} \frac{n'_1}{Q'_1}. \quad (I.39)$$

Для натурной турбины обычно напор переменный, а постоянно число оборотов.

В формуле (I.38), заменяя $H \left(\frac{nD_1}{n'_1} \right)^2$, получим

$$\eta_{mp.т} = 1 - \frac{M_{mp.т} \pi n'_1{}^3}{30\gamma Q'_1 n^2 D_1^5}.$$

Обозначив

$$k_{mp.т} = \frac{\pi}{30\gamma n^2 D_1^5},$$

получим

$$\eta_{mp.т} = 1 - k_{mp.т} M_{mp.т} \frac{n'_1{}^3}{Q'_1}. \quad (I.40)$$

5. Потери на дисковые трения, т. е. потери мощности на трение вращающихся частей турбины о воду вне ее проточной части, будут более существенными у турбин радиально-осевого типа, так как они имеют большие вращающиеся поверхности на внутреннем и наружном ободах и их уплотнениях, чем у турбин поворотнолопастных. Потери мощности на дисковое трение определяется по формуле

$$\Delta N_{\partial} = A D_1^5 n^3,$$

где A — коэффициент, зависящий от вязкости жидкости, размеров и конфигурации трущихся поверхностей.

Коэффициент полезного действия, учитывающий эти потери,

$$\eta_{\partial} = 1 - \frac{\Delta N_{\partial}}{N} = 1 - \frac{A D_1^5 n^3}{\gamma QH}. \quad (I.41)$$

Выражая Q через Q_1' и n через n_1' , получим

$$\eta_{\partial} = 1 - \frac{An_1'^3}{Q_1'} \quad (I.42)$$

Из выражения (I.42) следует, что для геометрически подобных турбин и изогональных режимов их работы η_{∂} будет неизменным. При уменьшении коэффициента быстроходности Q_1' изменяется более резко, чем n_1' и, несмотря на то, что n_1' находится в числителе в кубе, потеря мощности на дисковое трение у тихоходных турбин будет иметь большую величину, кроме того, тихоходные турбины имеют более развитые лабиринтные уплотнения.

Из рассмотренных нами видов потерь: гидравлических на трение, гидравлических вихревых, объемных, механических в подшипниках и дисковых следует, что только механические потери не моделируются, гидравлические потери на трение изменяются с изменением диаметра колеса и напора турбины. По остальным видам потерь для геометрически подобных турбин, работающих на изогональных режимах и имеющих подобные конфигурации, можно считать с достаточной точностью относительную величину потерь постоянной. Поэтому при определении к. п. д. натуральной турбины по испытанию модели в лаборатории условно считают, что основные потери в турбине подчиняются законам гидравлического трения жидкости о стенки проточной части машины и пересчитывают полученные значения к. п. д. модели для параметров действительно турбины по формуле (I.34)

$$\eta_r = 1 - (1 - \eta_m) \sqrt[\alpha]{\frac{D_{1m}}{D_{1r}}} \sqrt[\beta]{\frac{H_m}{H_r}}$$

Поправка, учитывающая влияние величины напора, обычно для малых и средних напоров не вводится и к. п. д. для $H < 100$ вычисляется по формуле

$$\eta_r = 1 - (1 - \eta_m) \sqrt[4]{\frac{D_{1m}}{D_{1r}}}, \quad (I.43)$$

т. е. полагают $\alpha = 4$.

Однако ряд исследователей рекомендуют принимать $\alpha = 5$, что, по-видимому, лучше согласуется с действительностью.

Формула (I.34) тогда преобразуется

$$\eta_r = 1 - (1 - \eta_m) \sqrt[5]{\frac{D_{1m}}{D_{1r}}}. \quad (I.44)$$

Другие, принимая $\alpha = 4$, предлагают считать, что 0,25 от потерь $1 - \eta_m$ не зависят от диаметра турбины и поправку вводят на оставшуюся величину 0,75 $(1 - \eta_m)$.

Формула для потери принимает вид

$$\eta_r = 1 - 0,25(1 - \eta_m) - 0,75(1 - \eta_m) \sqrt[4]{\frac{D_{1m}}{D_{1r}}}. \quad (I.45)$$

Для напоров $H > 100$ обычно пользуются формулой

$$\eta_r = 1 - (1 - \eta_m) \sqrt[4]{\frac{D_{1m}}{D_{1r}}} \sqrt[10]{\frac{H_m}{H_r}}. \quad (I.46)$$

На ЛМЗ пользуются формулой (I.43). Для турбин, работающих при напоре $H < 100$ м, полученный по формуле (I.43) к. п. д. уменьшается на величину Δ согласно данным, приведенным ниже.

Диаметр рабочего колеса	1,2—1,8	2,0—2,75	3,0—4,1	4,5—6,0	6,6—9,0
Δ в %	1,0	0,9	0,8	0,7	0,5

Поправку на величину напора на ЛМЗ не учитывают. Определение поправок по методике, применяемой на ЛМЗ, дает значения, близкие к вычисляемым по формуле (I.44) с показателем $\alpha = 5$. Вычисления поправки к. п. д. наиболее справедливы для оптимальных расчетных режимов работы турбины.

При нагрузках, не соответствующих режиму оптимального к. п. д., возрастает относительное значение не зависящих от трения потерь. Прежде всего увеличиваются вихревые потери вследствие отклонения режима потока от условий безударного входа и нормального выхода воды из рабочего колеса.

Механические потери остаются постоянными по величине, но возрастает их относительная величина при малых мощностях турбины. Поэтому пользование вышеуказанными уравнениями для подсчета поправок к. п. д. приводит при малых нагрузках к преувеличенным значениям к. п. д.

На ЛМЗ для геометрически подобных турбин вносят поправки следующими способами:

1. Для радиально-осевых и пропеллерных турбин поправка $\Delta\eta = \eta_r - \eta_m$ принимается одинаковой для всех точек универсальной характеристики в области к. п. д. больше 75% и вычисляется по максимальному значению к. п. д. η_m , т. е. для любой точки характеристики

$$\eta_r = \eta_m + \Delta\eta = \eta_m + (\eta_{r\text{ опт}} - \eta_{m\text{ опт}}).$$

2. Для поворотнолопастных турбин поправка $\Delta\eta$ определяется по максимальному значению к. п. д. пропеллерной характеристики при каждом данном угле поворота лопастей рабочего колеса и принимается равновеликой вдоль линии угла установки лопасти $\varphi_1 = \text{const}$ универсальной характеристики. Часто полные геометрические подобия проточной части не соблюдаются, например, бывают разные по размеру и форме турбинные камеры и отсасывающие трубы. Тогда при пересчете к. п. д. необходимо вводить поправки, учитывающие влияние немоделированного элемента.

Проводились ранее [103] и сейчас ведутся исследовательские работы по созданию новых отвечающих современному уровню развития теории гидротурбин методов пересчета к. п. д. с модели на натуру. Исходным положением в новых методах пересчета является расчленение потерь в турбине на составляющие по месту их возникновения и характеру и выявление (на основании новейших данных гидродинамики) зависимости каждого вида гидравлических потерь от размеров турбины и действующего на ГЭС напора. Механические потери на модельных стендах либо определяются отдельно, либо вовсе исключаются при испытаниях, и пересчету подвергаются только гидравлические потери.

В ЦКТИ И. Э. Этинберг [112] провел такую работу для поворотнолопастных турбин. Суть ее в том, что в качестве основных гидравлических потерь в поворотнолопастных турбинах рассматриваются потери в рабочем колесе и в отсасывающей трубе. Эти потери по их происхождению расчленяются на профильные и концевые в рабочем колесе и на внутренние и выходные в отсасывающей трубе.

Профильные потери на лопастях рабочего колеса могут быть определены как потери в решетках профилей, обтекаемых вязкой жидкостью. Конце-

вые потери подсчитываются аналогично индуктивному сопротивлению крыла конечного размаха. Наконец, внутренние и выходные потери в отсасывающих трубах определяются на основании экспериментальных данных по замерам потока в экспериментальных турбинах.

Суммируя потери на разных режимах, получают баланс потерь в турбинах разной быстроходности. Расчеты баланса потерь показали, что различные виды потерь в турбинах разной быстроходности при соответствующих режимах (по отношению к оптимальному) очень близки и могут быть приняты одинаковыми.

Учитывая, что профильные потери в рабочем колесе и внутренние — в отсасывающей трубе обусловлены вязкостью жидкости, можно считать их функцией числа Рейнольдса. Поэтому при переходе с модели на натуру эти потери следует пересматривать.

Концевые потери в рабочем колесе, имеющие вихревой характер, и выходные потери в отсасывающей трубе, очевидно, практически не зависят от числа Рейнольдса Re и поэтому могут быть приняты одинаковыми на модельной и натурной турбинах.

На основании вышеизложенного, для пересчета гидравлического к. п. д. предлагается формула

$$\frac{1 - \eta_T}{1 - \eta_M} = \varepsilon_n \sqrt[7]{\frac{Re_M}{Re_T}} - \varepsilon_m \sqrt[5]{\frac{Re_M}{Re_T}} + \varepsilon_n, \quad (1.47)$$

где ε_n — доля профильных потерь в модельной турбине;

ε_m — доля внутренних потерь в отсасывающей трубе модельной турбины;

ε_n — доля непересчитываемых потерь в модельной турбине.

В работе [112] приводятся номограммы значений ε_n , ε_m и ε_n , полученные на основании теоретического расчета баланса потерь турбин разных быстроходностей. Формула (1.47) может быть упрощена

$$\frac{1 - \eta_T}{1 - \eta_M} = \varepsilon + (1 - \varepsilon) \sqrt[6]{\frac{Re_M}{Re_T}}. \quad (1.48)$$

Здесь $\varepsilon = \varepsilon_n$ — доля непересчитываемых потерь (рис. 1.6).

Сравнение результатов пересчета к. п. д. с модели на натурную турбину по этим формулам показывает, что разница между расчетными значениями к. п. д. не превышает 0,2%, поэтому формула (1.48) вполне допустима для практических целей.

8. РАЗГОННЫЕ ОБОРОТЫ

Основное уравнение динамики машин имеет вид

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_D - M_C, \quad (1.49)$$

где J — момент инерции вращающихся частей машины;

ω — угловая скорость;

t — время;

M_D — момент движущих сил;

M_C — момент сил сопротивления.

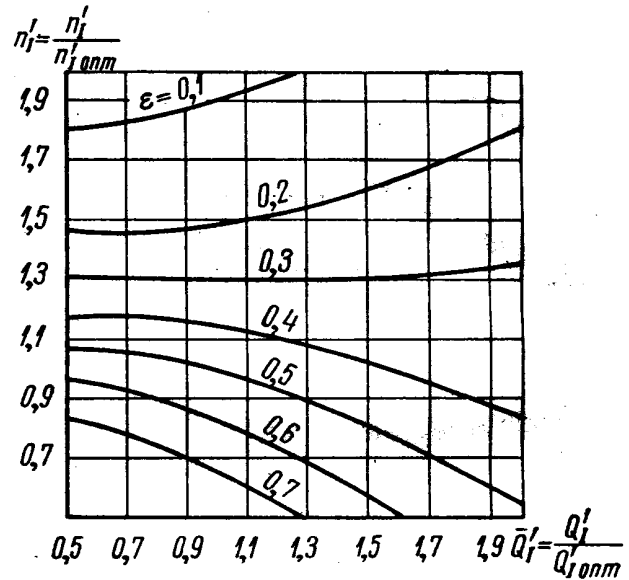


Рис. 1.6. Номограммы значений $\varepsilon = f(\bar{Q}'_1 \bar{n}'_1)$

В процессе работы гидроагрегата могут быть три случая.

1. Момент движущих сил будет равен моменту сопротивления, т. е. мощность, развиваемая турбиной N_T , равна мощности, потребляемой генератором N_r

$$M_d = M_c.$$

Тогда $\frac{d\omega}{dt} = 0$, т. е. $\omega = \text{const}$, что будет соответствовать постоянному числу оборотов, т. е. установившемуся режиму работы агрегата.

2. Момент движущих сил меньше момента сопротивления, т. е. мощность, развиваемая турбиной, меньше мощности генератора

$$M_d < M_c.$$

Тогда $\frac{d\omega}{dt} < 0$, т. е. число оборотов турбины понижается, так как происходит увеличение нагрузки на генератор.

3. Момент движущих сил больше момента сопротивления, т. е. мощность, развиваемая турбиной, больше мощности, отдаваемой в сеть генератором

$$M_d > M_c.$$

Тогда $\frac{d\omega}{dt} > 0$, т. е. число оборотов турбины увеличивается, так как происходит уменьшение нагрузки на генератор.

Во втором и третьем случаях будет неустановившееся состояние гидроагрегата. В нормальных эксплуатационных условиях система регулирования турбины обеспечивает сохранение равенства момента движущих сил и момента сил сопротивления.

В случае изменения нагрузки на генератор и уменьшения или увеличения числа оборотов регулятор турбины сразу же соответственно увеличит или уменьшит открытие направляющего аппарата, мощность турбины благодаря изменению величины расхода увеличится или уменьшится в соответствии с мощностью генератора и обороты турбины, немного понизившись или немного увеличившись в соответствии с процессом регулирования, вернуться к нормальному числу оборотов. Если же в процессе работы гидроагрегата произойдет внезапное, быстрое снятие нагрузки с генератора, а направляющий аппарат вследствие неисправности системы регулирования останется открытым, тогда число оборотов будет быстро повышаться и после некоторого времени достигнет максимальной величины, которая называется разгонным числом оборотов.

Разгонные обороты турбины вычисляются через соответствующее приведенное число оборотов n'_{1p} по формуле

$$n_p = n'_{1p} \frac{\sqrt{H_{\max}}}{D_1}. \quad (I.50)$$

При испытании модель доводится до разгонных оборотов и строится специальная разгонная характеристика, на которой дается кривая разгонного приведенного числа оборотов n'_{1p} в зависимости от открытия направляющего аппарата Q_0 .

Для турбин с неподвижными лопастями разгонные обороты зависят от открытия направляющего аппарата и напора воды, а для поворотнолопастных турбин, кроме того, от угла установки лопастей. Наивысшее разгонное число оборотов достигается при полностью открытом направляющим аппаратом или вблизи его.

Для поворотнолопастных турбин наивысшее разгонное число оборотов достигается при рассогласовании комбинаторной зависимости, когда

направляющий аппарат полностью открыт, а лопасти рабочего колеса имеют небольшой угол установки.

Значение разгонных оборотов действительных машин в известной мере характеризуется коэффициентом $k_p = \frac{n_p}{n}$, т. е. отношением разгонного числа оборотов к нормальному.

Для радиально-осевых и ковшовых турбин	1,7—1,9
» поворотнолопастных турбин при сохранении комбинаторной связи	2,0—2,2
Для поворотнолопастных турбин при нарушении комбинаторной зависимости	2,4—2,6

На рис. 1.7 приведены разгонные характеристики некоторых радиально-осевых рабочих колес (PO123, PO211, PO638, PO82 и PO246) в зависимости от открытия направляющего аппарата.

Из рисунка видно, что с увеличением коэффициента быстроходности, как правило, увеличивается величина разгонных оборотов.

На рис. 1.8 приведена разгонная характеристика поворотнолопастного рабочего колеса типа ПЛ587, которая содержит

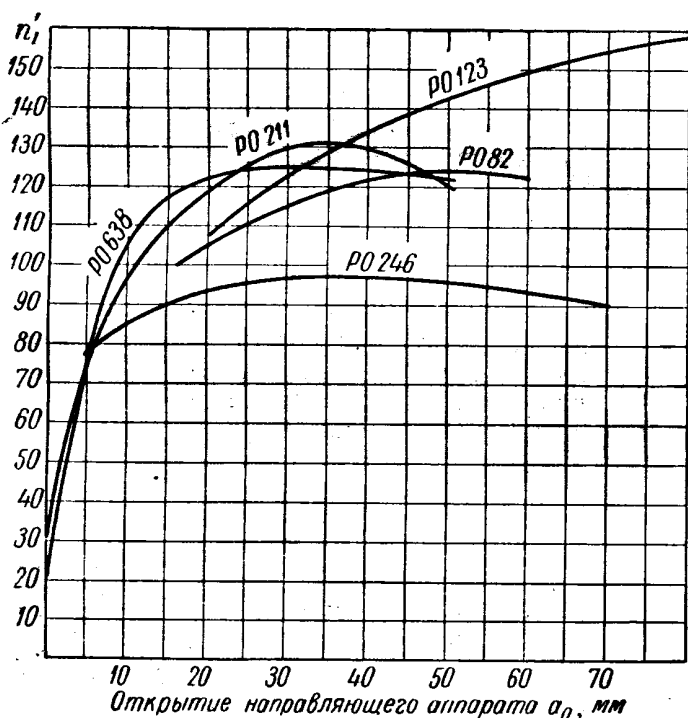


Рис. 1.7. Разгонные характеристики некоторых радиально-осевых рабочих колес

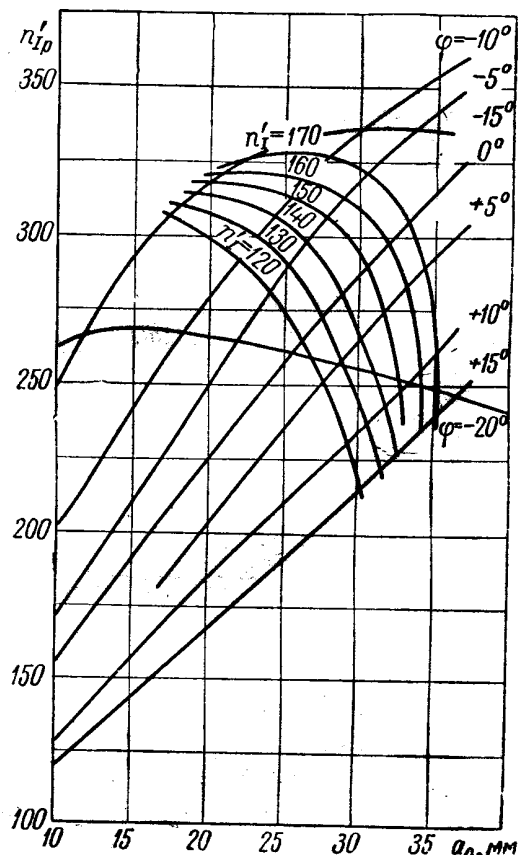


Рис. 1.8. Разгонная характеристика поворотнолопастной турбины при различных углах установки лопастей и для комбинаторных режимов

ряд кривых, соответствующих различным значениям углов ϕ° установки лопастей в зависимости от открытия направляющего аппарата. Как видно из характеристики, наибольшие значения разгонных чисел оборотов имеют место при малых углах установки ϕ° и при больших открытиях направляющего аппарата.

Такое взаимное положение лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата может быть лишь при нарушении комбинаторной зависимости.

При нормальной комбинаторной зависимости большему открытию направляющего аппарата a_0 соответствует большой угол установки лопастей рабочего колеса ϕ° . Поэтому разгонные обороты при комбинатор-

ном режиме будут меньше. Величина их зависит от приведенных оборотов n_1' , соответствующих нормальному режиму работы турбины.

Чем больше нормальные обороты n_1' , тем больше величина разгонных оборотов. Это иллюстрируется семейством кривых n_1' , соответствующих разным приведенным оборотам работы турбины на универсальной характеристике при нормальных режимах.

Увеличение разгонных оборотов при меньших углах установки лопастей по сравнению с более развернутыми можно объяснить следующим образом.

Рассмотрим на рис. 1.9 входные и выходные треугольники скоростей на лопасти поворотнолопастных турбин при нормальных и разгонных

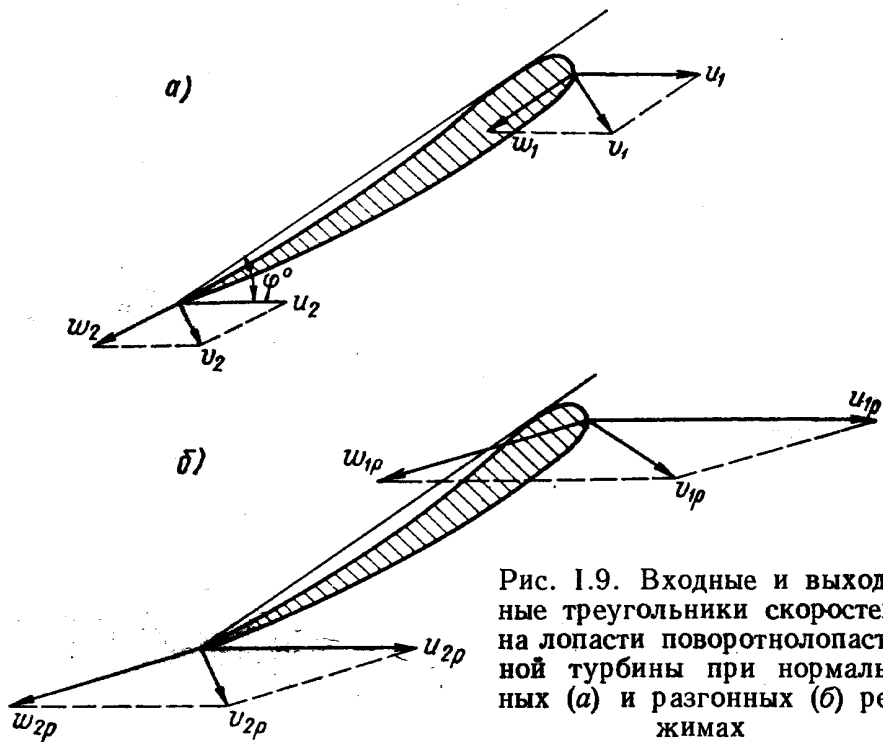


Рис. 1.9. Входные и выходные треугольники скоростей на лопасти поворотнолопастной турбины при нормальных (а) и разгонных (б) режимах

режимах. При разгонных числах оборотов, вследствие значительного возрастания окружных скоростей u_{1p} и u_{2p} , относительные скорости w_{1p} и w_{2p} тоже возрастают и отклоняются от касательного направления к входному и выходному элементам лопасти, что приводит к росту гидравлических вихревых потерь при обтекании лопасти потоком.

При установившемся разгонном режиме вся энергия расходуется на потери.

При повороте лопасти на больший угол φ° (рис. 1.9) условия обтекания лопасти потоком еще более ухудшатся, так как угол между относительными скоростями w_{1p} и w_{2p} и соответствующими касательными к входному и выходному элементам лопасти возрастает. Гидравлические потери увеличатся, и равновесные состояния между моментом движущих сил и моментом сил сопротивления наступят при меньших разгонных оборотах. Наоборот, если лопасть прикрыть, уменьшить угол установки φ° , то условие обтекания лопасти улучшится, так как угол между относительной скоростью и касательной к профилю будет меньше, равновесное состояние наступит при больших разгонных числах оборотов.

Это свойство поворотнолопастной турбины — разные разгонные обороты — при различных углах установки иногда используют при проектировании турбины и выборе противоразгонных устройств.

9. ИСПЫТАНИЕ МОДЕЛЕЙ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

Современные методы расчета проточных элементов турбины не позволяют только теоретическим путем определить наилучшую конфигурацию проточного тракта ее, обладающего наивысшим к. п. д. и необходимыми кавитационными качествами при заданных напоре и расходе воды.

Тем более трудно определить энергетические и кавитационные качества при нерасчетных режимах работы турбины. Поэтому при создании современной турбины обычно рассчитываются несколько вариантов проточной части. Затем модели этих вариантов испытываются в лаборатории и таким путем устанавливаются оптимальные формы проточной части проектируемой турбины [27].

В результате испытаний в широком диапазоне режимов работы составляются характеристики машины, дающие полное представление о ее энергетических и кавитационных показателях. В соответствии с задачами исследований установки для проведения испытаний моделей гидравлических турбин в лабораторных условиях делятся на две основные группы: энергетические и кавитационные.

Установка для энергетических испытаний позволяет исследовать зависимость к. п. д. от режима работы гидротурбины. Установка для кавитационных испытаний позволяет исследовать зависимость кавитационного коэффициента от режима работы турбины.

На рис. 1.10 изображена схема энергетического стенда лаборатории ЦКТИ.

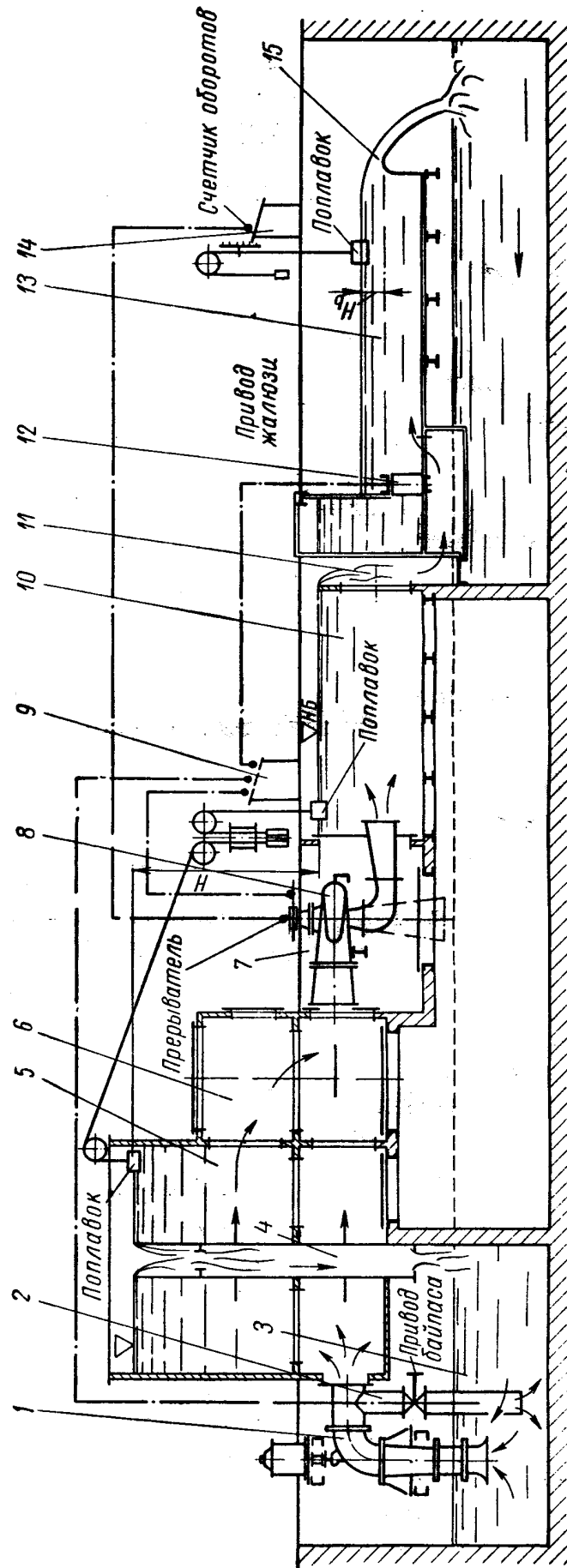


Рис. 1.10. Схема стенда для энергетических испытаний моделей гидротурбин

При работе стенда насос 1 из водосбросного бассейна 3 подает воду в бак верхнего бьефа 5. Регулировка подачи воды осуществляется байпасом 2 насоса. Доводка уровня воды до заданной отметки верхнего бьефа производится сбросом излишка воды через ребра сливных лотков и по трубе 4 в водосбросный бассейн. Из бака верхнего бьефа вода поступает в напорный бак 6 и затем в спиральную камеру модели 8.

Из отсасывающей трубы модели вода поступает в канал нижнего бьефа 10. Уровень воды нижнего бьефа поддерживается постоянной регулировкой подпора воды с помощью жалюзи 12, а также сбросом излишка воды через ребра сливных лотков 11. Из канала нижнего бьефа и из сливных лотков вода направляется в лоток 13 мерного водослива 15, с помощью которого определяется расход модели.

Напор модели определяется по разности уровней верхнего и нижнего бьефов.

Крутящий момент на валу модели замеряется посредством тормоза.

Скорость вращения модели определяется электронным счетчиком оборотов.

Показания приборов фиксируются на пульте лаборанта 14.

Зная число оборотов и крутящий момент модели, можно определить полезную мощность на валу, а зная напор и расход — мощность потока. По отношению этих величин определяется к. п. д. модели.

Управление стендом и регулировка подачи воды байпасом насоса, подпора воды в нижнем бьефе с помощью жалюзи, скорости вращения модели производятся с дистанционного пульта управления 9.

Конструкция монтажной шахты 7 модели позволяет легко менять испытательные элементы проточной части модели.

На рис. 1.11 изображена схема кавитационного стенда ЦКТИ. На этом стенде производят испытания моделей на кавитацию. Кавитационный режим создается путем увеличения высоты отсасывания. Момент наступления развитой кавитации определяется по резкому падению к. п. д., числа оборотов или мощности. Следовательно, на этой установке испытания сводятся к определению к. п. д. при изменяющейся высоте отсасывания.

Установка выполнена по замкнутой схеме, заполненной водой, которая под действием насоса циркулирует в системе. Перед установкой модельной турбины 4 имеется напорный бак 3, к отсасывающей трубе присоединен вакуумный бак 5.

Величина действующего напора в системе регулируется числом оборотов электродвигателя насоса.

Основные параметры стенда

Диаметр рабочего колеса модели D_1 в мм	250—300
Диапазон напоров H в м вод. ст.	4—25
» расходов в л/сек	50—1000

Предусмотрена возможность испытаний обратимых турбин.

Указанные диапазоны напоров и расходов обеспечиваются двумя главными осевыми насосами 8 ($D_1 = 400$ мм) при последовательном или параллельном их включении. Третий осевой насос 7 (вспомогательный, $D_1 = 350$ мм) установлен в трубопроводе, отводящем главные насосы, и имеет направление подачи воды обратное главным. Насос подобран таким образом, чтобы при испытаниях моделей турбины 4 в насосном режиме он создавал напор, равный сопротивлению сети, и тем самым обеспечивал определение производительности испытуемой модели при напоре, равном нулю, т. е. снятию характеристики $Q-H$ полностью.

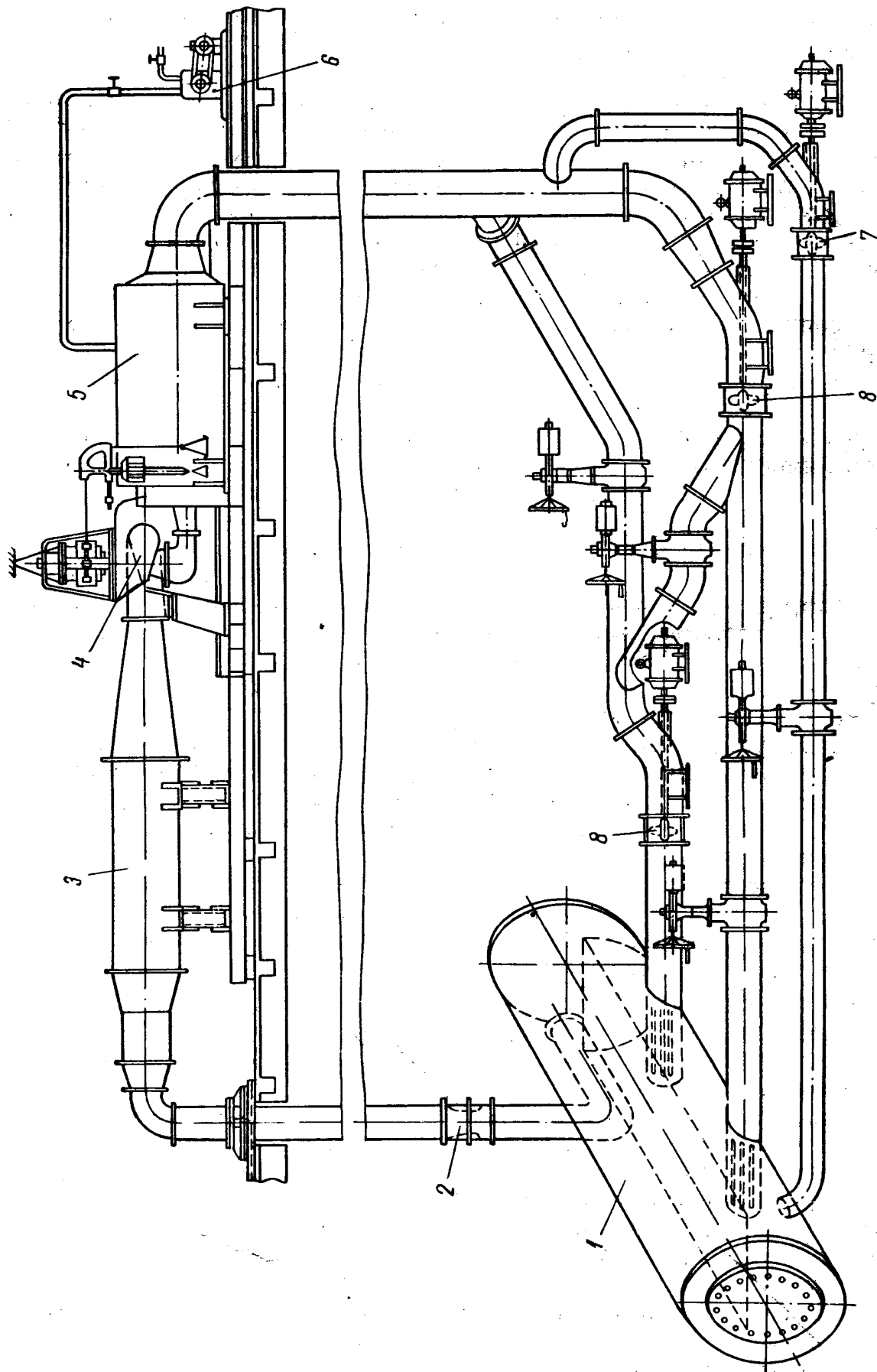


Рис. 1.11. Схема стенда для испытаний моделей на кавитацию

Одновременно трубопровод вспомогательного насоса может служить байпасом при испытаниях моделей в турбинном режиме.

Приводы насосных агрегатов — электродвигатели постоянного тока. Стабильность установленного режима работы обеспечивается введением в электросхемы приводов электромашинных усилителей с четырьмя управляющими обмотками.

Для растворения газовых пузырьков, образующихся при кавитации потока в проточном тракте модели, в нижней части стенда размещен горизонтальный ресорбер 1 в виде цилиндрического бака с внутренней продольной перегородкой. Диаметр ресорбера 2,5 м, длина 7,5 м. Объем ресорбера составляет приблизительно 50% от полного объема воды в стенде.

В качестве расходомера принято нормализованное сопло Вентури 2, установленное на вертикальном напорном трубопроводе на расстоянии 10 диаметров трубопровода от ближайших источников возбуждений до и после сопла. Для изменения высоты отсасывания стенд оборудован двумя вакуумными насосами 6.

Определение кавитационных качеств модели гидротурбины сводится к нахождению минимальных предельных значений высот отсасывания (кавитационных коэффициентов $\sigma_{кр}$) во всем поле энергетической характеристики, при которых еще не меняются основные параметры модели турбины: момент на валу рабочего колеса, напор, расход, скорость вращения.

Для измерения напора и вакуума используются ртутно-водяные дифференциальные чашечные манометры, а для измерения расхода — батарейный дифференциальный чашечный манометр, в котором рабочими жидкостями являются четыреххлористый углерод, тетрабромэтан и ртуть. Скорость вращения модели определяется ферродинамическим тахометром типа ТСФУ-1 и разработанным в ЦКТИ суммирующим счетчиком с отсечкой времени 10 и 30 сек.

Тормозным устройством является балансирный генератор постоянного тока. Система измерения момента на валу модельной турбины 4 выполнена на двух рядах подшипников с подвеской статора и ротора модели на гибком тросике с целью сведения к минимуму механических потерь.

Кавитационные испытания на стенде сопровождаются контролем общего воздухосодержания по прибору типа Ван-Слайка, визуальными наблюдениями и фотографированием картины обтекания лопастей рабочих колес и потока в отсасывающей трубе с помощью специальной стробоскопической аппаратуры.

При испытании на основе опытных данных определяются кавитационные коэффициенты σ для разных значений Q_1 и n_1 . Кроме описанной схемы применены и другие схемы стендов для испытания энергетических и кавитационных качеств модели турбины.

При испытании применяются модели разных диаметров 180—800 мм, наиболее распространены размеры моделей для энергетических испытаний с диаметром 250—460 мм и кавитационных — 250 мм.

Для изучения проточной части новых гидротурбин целесообразно проводить исследования их моделей на воздухе в аэростенде. При испытании на воздухе можно быстро и эффективно исследовать различные варианты моделей, определить не только суммарные энергетические характеристики и основные параметры проточной части новых турбин, но легко исследовать также скорости и давления внутри проточного тракта машины. Эти данные позволяют уточнить аналитические расчеты колеса и его подводящих и отводящих устройств. Затем оптимальные варианты следует отрабатывать в гидравлической лаборатории на соответствующих энергетических и кавитационных стендах. Для исследований на воздухе

модели могут изготавливаться деревянными. Само испытание производится быстро и стоит значительно дешевле, чем при исследовании модели на воде [72].

При аэродинамических испытаниях на воздухе могут определяться лишь энергетические качества модели. Кавитационные характеристики исследовать нельзя. По замерам воздушного потока можно определить лишь начало кавитации, но работа турбины на воздухе после проявления кавитации моделироваться не может.

На рис. 1.12 показана схема аэродинамического стенда ЦКТИ.

Стенд состоит из электродвигателя 1, соединенного с осевым вентилятором 3, который засасывает через патрубок 2 воздух из помещения. Этот воздух через кольцевой диффузор 4 нагнетается в напорный бак 5. К напорному баку присоединяется спиральная камера 6 модели турбины.

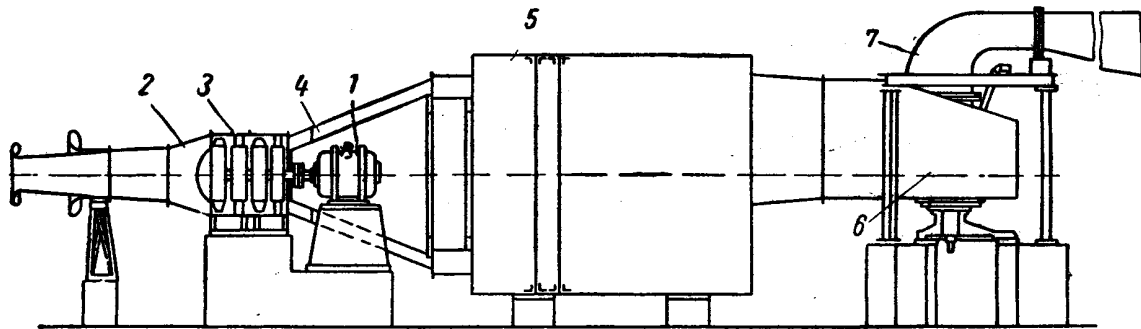


Рис. 1.12. Схема аэродинамического стенда

Внутри спиральной камеры установлен направляющий аппарат и далее рабочее колесо. К спиральной камере присоединяется изогнутая отсасывающая труба 7. У модели турбины предусмотрен электромагнитный тормоз с весами и счетчик оборотов. Сбоку турбины расположен привод поворота лопаток направляющего аппарата. Мощность замеряется с помощью тормоза или педель-генератора.

Для измерения воздушного напора устанавливается микроманометр у напорного бака и для измерения расхода — у входного насадка. Расход определяется по показаниям скоростной трубки.

Напор определяется по разности давления в баке 5 и в помещении. Таким образом, напорный бак как бы имитирует верхний бьеф. Он должен иметь достаточно большой объем, чтобы давление в нем практически не зависело от скорости потока. Ввиду того, что мощность воздушной модели значительно меньше, чем модели работающей на воде, относительные механические потери первой больше, чем второй.

Основные результаты испытаний модели на энергетических и кавитационных стендах отражаются на универсальной характеристике турбины, на которой в координатах приведенных оборотов n_1 и приведенных расходов Q_1 наносятся линии равных к. п. д. ($\eta = \text{const}$), линии равных открытий лопаток направляющего аппарата модели ($a_0 = \text{const}$), равных коэффициентов быстроходности ($n_s = \text{const}$), линии равных коэффициентов кавитации ($\sigma = \text{const}$), линии пятипроцентного запаса мощности (для радиально-осевых и пропеллерных турбин) и кривые углов установки лопастей рабочего колеса ($\varphi^\circ = \text{const}$) для поворотлопастных турбин. Линия пятипроцентного запаса мощности ограничивает на универсальной характеристике зону устойчивой работы турбины.

Увеличение расхода Q_1 за пределы этой линии увеличивает мощность только на 5%, после чего наступает срыв мощности, так как снижение к. п. д. происходит быстрее, чем увеличение расхода.

На рис. 1.13 приведен пример универсальной характеристики радиально-осевой турбины. На рис. 1.14 — пример универсальной характеристики поворотлопастной турбины.

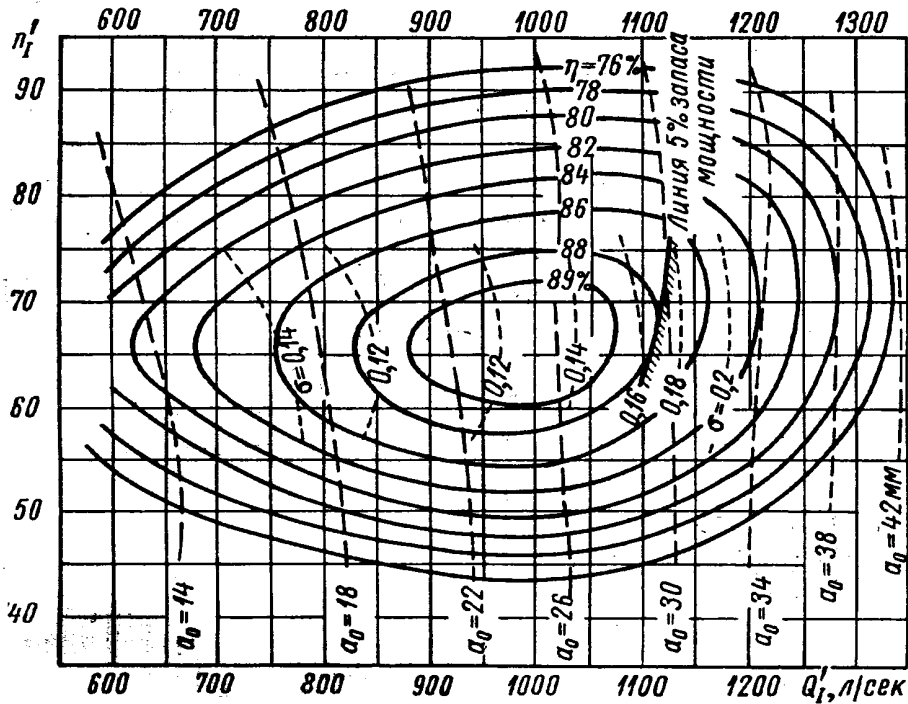


Рис. 1.13. Универсальные характеристики радиально-осевой турбины

На рис. 1.15 изображена универсальная характеристика ковшовой турбины, для которой характерно то, что кривые постоянных открытий a_0 на универсальной характеристике представляют собой вертикальные прямые. Объясняется это тем, что расход воды не зависит от числа оборотов турбины.

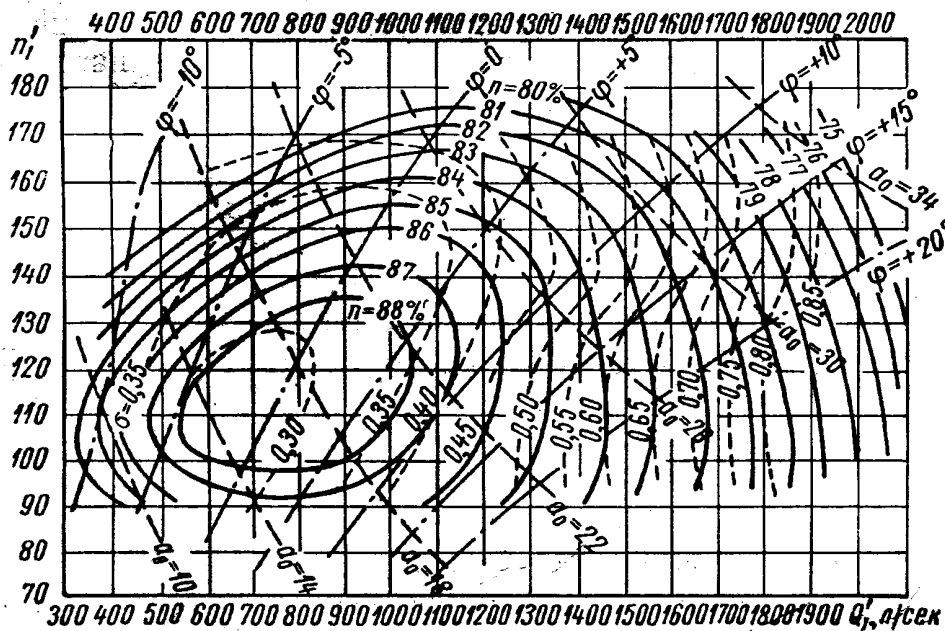


Рис. 1.14. Универсальная характеристика поворотлопастной турбины

На рис. 1.16 приведены для сравнения рабочие характеристики, т. е. зависимости к. п. д. от мощности разных типов турбин: пропеллерных, радиально-осевых, поворотлопастных и ковшовых для различных соответствующих их типу коэффициентов быстроходности. Из этого

рисунка, а также из рассмотренных универсальных характеристик следует, что наиболее узкую зону высоких к. п. д. имеют пропеллерные турбины. Они сохраняют высокие значения к. п. д. лишь для расчетной мощности. При изменении мощности к. п. д. пропеллерных турбин резко падает, поэтому эксплуатация турбины сопряжена с большими потерями мощности. Характеристика поворотнлопастной турбины благодаря возможности поворачивать лопасти рабочего колеса на оптимальный угол имеет вытянутые в направлении мощности кривые к. п. д. Турбины этого типа сохраняют высокие значения к. п. д. в очень большом диапазоне изменения мощности.

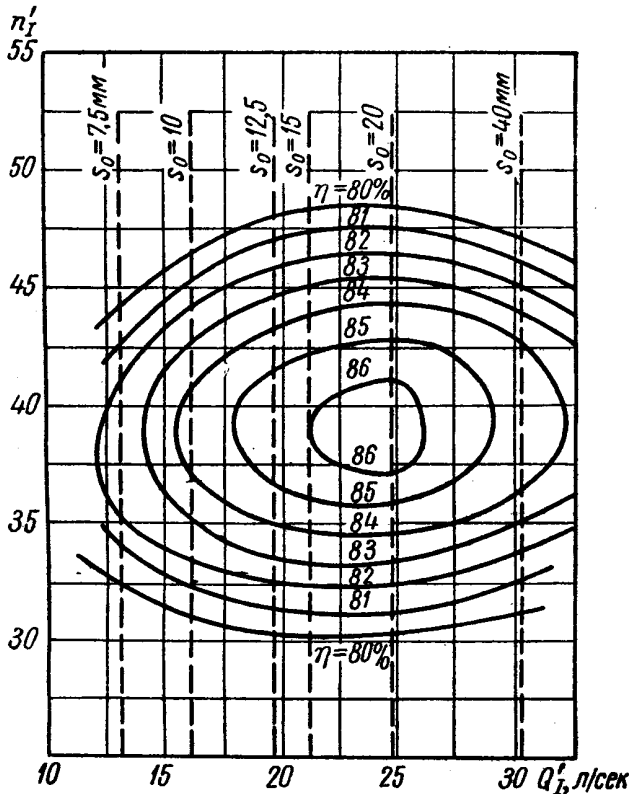


Рис. 1.15. Универсальная характеристика ковшовой турбины

Коэффициент полезного действия турбины с поворотными лопастями не так резко падает при изменении напора, как у пропеллерных турбин. Следовательно, при изменении режимов работы тур-

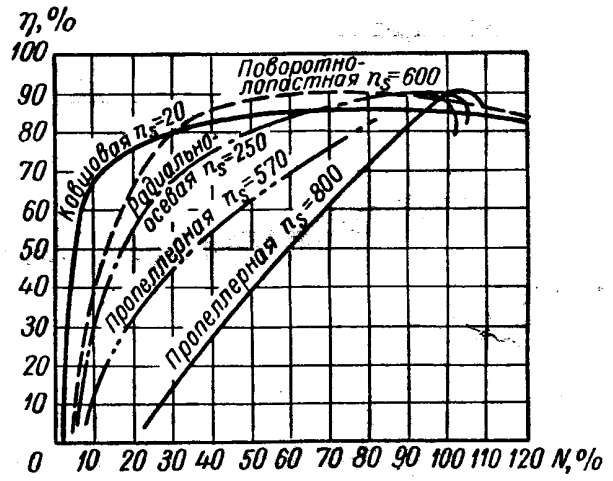


Рис. 1.16. Рабочие характеристики турбин разных типов

бины с поворотными лопастями имеют более высокий среднеэксплуатационный к. п. д. и дают большую выработку электроэнергии.

Кавитационные свойства пропеллерных и поворотнлопастных турбин характеризуются высокими значениями кавитационного коэффициента σ , потому применяются они при малых напорах.

Рабочая характеристика радиально-осевой турбины является в этом отношении промежуточной между характеристиками пропеллерной и поворотнлопастной турбин.

Значения к. п. д. радиально-осевых гидротурбин в оптимуме очень высоки, но они имеют более узкую зону оптимальных к. п. д., чем поворотнлопастные турбины, и меньшие значения коэффициента быстроходности, т. е. имеют в равных условиях более низкие обороты и большие размеры рабочих колес.

Ковшовые турбины в соответствии с их характеристиками позволяют сохранить высокое значение к. п. д. при еще большем диапазоне изменения мощности.

Универсальная характеристика гидравлических турбин имеет большое значение в практике гидротурбостроения. По ним просто и удобно определить к. п. д., открытие направляющего аппарата кавитационного коэффициента σ , угол установки лопастей рабочего колеса φ° в зависимости от режимов работы. Для заданных напора H и мощности N

по универсальной характеристике определяются основные параметры турбины: ее диаметр D , число оборотов n , расход Q , энергетические свойства турбин при переменных режимах работы.

В заключение приведем ориентировочные данные о значениях оптимальных к. п. д. гидравлических турбин разных типов.

В оптимальной зоне энергетических характеристик при оптимальной быстроходности ($n_s = 200 \div 220$) для крупных ($D \geq 6,5$ м) радиально-осевых гидротурбин предельное значение к. п. д. может быть получено $\eta = 94,5\%$; для аналогичных условий поворотнолопастных турбин ($D_1 = 8,5$ м, $n_s = 450$) $\eta = 94,0\%$.

Для меньших диаметров колес и других n_s величины к. п. д. будут другими.

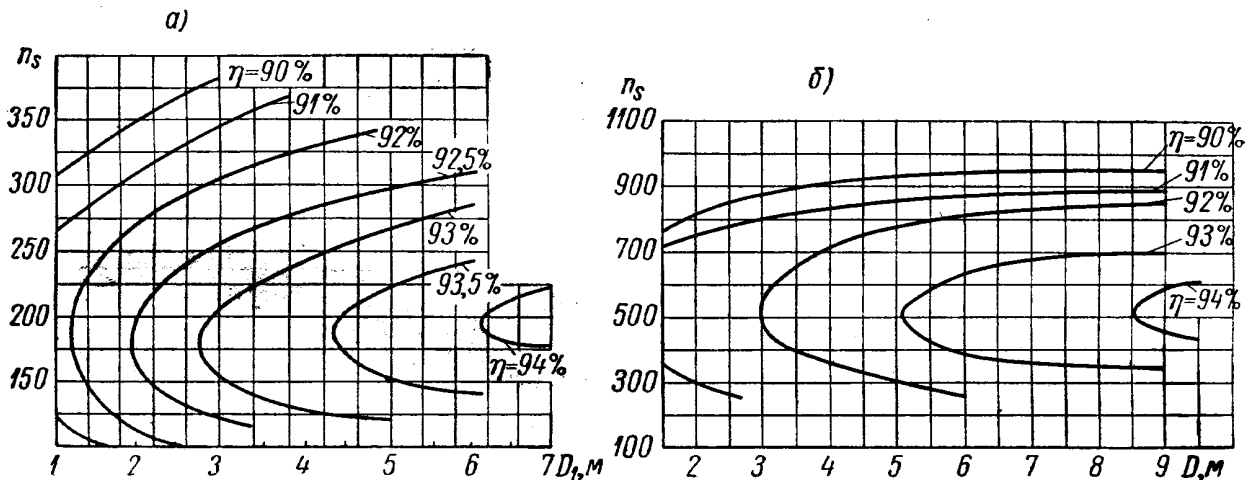


Рис. 1.17. Оптимальные значения к. п. д. для разных быстроходностей и диаметров турбин а — радиально-осевых; б — поворотнолопастных

Ориентировочные максимальные значения к. п. д. (в оптимуме эксплуатационной характеристики) в зависимости от быстроходности (n_s) и диаметра рабочего колеса (D_1) радиально-осевого и поворотнолопастного типа приведены на рис. 1.17.

При проведении модельных испытаний надо добиваться большей точности испытаний. Относительная средняя квадратичная ошибка при определении к. п. д. будет определяться по формуле

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \sqrt{\left(\frac{\Delta\gamma}{\gamma}\right)^2 + \left(\frac{\Delta H}{H}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta M}{M}\right)^2 + \left(\frac{\Delta n}{n}\right)^2}. \quad (1.51)$$

Относительная ошибка в определении удельного веса ничтожна, поэтому можно считать $\frac{\Delta\gamma}{\gamma} = 0$. Точность измерения других величин (по данным кода Международных правил) приводится ниже.

Напор H в м:

по разности уровней свободных поверхностей в %	$\frac{1}{H}$
» давлению в %:	
грузовой манометр	$\pm 0,1$
ртутный » (h в м)	$\pm \frac{0,1}{h}$
пружинный »	$\pm 0,5$

Расход Q в %:

по замерам в мерном баке или резервуаре	$\pm 0,3$
» водосливу без бокового сжатия протарированного на стенде	$\pm 0,5$
по соплам, водомерам Вентури или диафрагмам	$\pm 0,5$

Крутящий момент (M) в % $\pm 0,2$

Скорость вращения (n) в % $\pm 0,1$

Следовательно, средняя ошибка к. п. д.

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = 0,1^2 + 0,5^2 + 0,2^2 + 0,1^2 \approx 0,55\%.$$

10. НОМЕНКЛАТУРА ГИДРОТУРБИН

Источники огромных водяных ресурсов Советского Союза крайне разнообразны по своим энергетическим данным. Равнинные и высокогорные, маловодные и многоводные реки позволяют получить на практике всевозможные сочетания напоров и расходов.

Эта специфика гидроэнергетики требует изготовления гидротурбин самых различных мощностей, типов, размеров и конструкций.

В зависимости от напора любой типоразмер турбины может иметь и самую малую и самую большую мощность. Любая заданная мощность в зависимости от напора может потребовать турбину с малым и большим размером колеса.

В СССР в целях унификации и нормализации гидротурбины делятся на малые, средние и крупные.

Малыми называют турбины, диаметр рабочих колес которых не превосходит 1,2 м при низких и 0,5 м при высоких напорах, а мощность составляет не более 1000 квт [19, 21].

Средними называют турбины с диаметром рабочих колес не более 2,5 м при низких и 1,6 м при высоких напорах. Мощность средних турбин не превышает 15 000 квт.

Крупные турбины могут иметь диаметр рабочего колеса до 10,5 м у поворотнолопастных гидротурбин и 7,5 м у радиально-осевых турбин. Мощность крупных гидротурбин может достигать 600 000 квт и более.

В связи с большим разнообразием параметров гидротурбин в СССР проведена важная работа по унификации и нормализации гидротурбин, что позволило придать гидротурбостроению в некоторой мере серийный характер.

Для наиболее распространенных реактивных турбин составлена номенклатура крупных, средних и малых гидротурбин [24].

На рис. 1.18 приведена область применения различных гидротурбин. Сущность номенклатуры заключается в том, что весь вероятный на практике диапазон применения малых, средних и крупных реактивных гидротурбин от 2 до 500 м по напору (H) разбивается на участки, обслуживаемые наименьшим числом заранее установленных нормальных типов (серий) рабочих колес и гидротурбин.

Каждая серия включает ряд рабочих колес одних и тех же диаметров, число которых обеспечивает сплошное покрытие всего диапазона требуемых мощностей.

Сочетание типа (серии) и диаметра рабочего колеса дает типоразмер турбины.

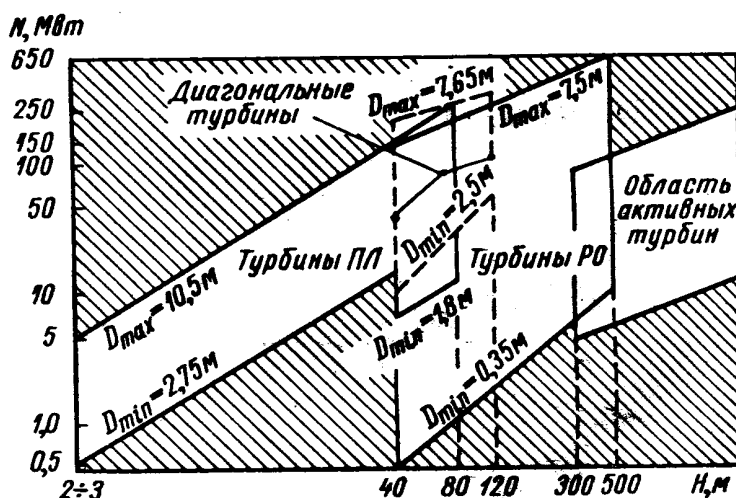


Рис. 1.18. Область применения различных гидротурбин

В координатах N и H зона применения типоразмера ограничивается площадью параллелограмма. Совокупность всех нормальных типоразмеров, охватывающих ряд диаметров и разных типов колес, и образует номенклатуру малых, средних и крупных реактивных гидротурбин.

В первом издании монографии «Гидротурбины» приведена указанная номенклатура и данные различных колес гидротурбин, применявшихся ранее.

В последнее время на ЛМЗ и в ЦКТИ была разработана новая номенклатура крупных гидротурбин, в которую включены гидротурбины с диа-

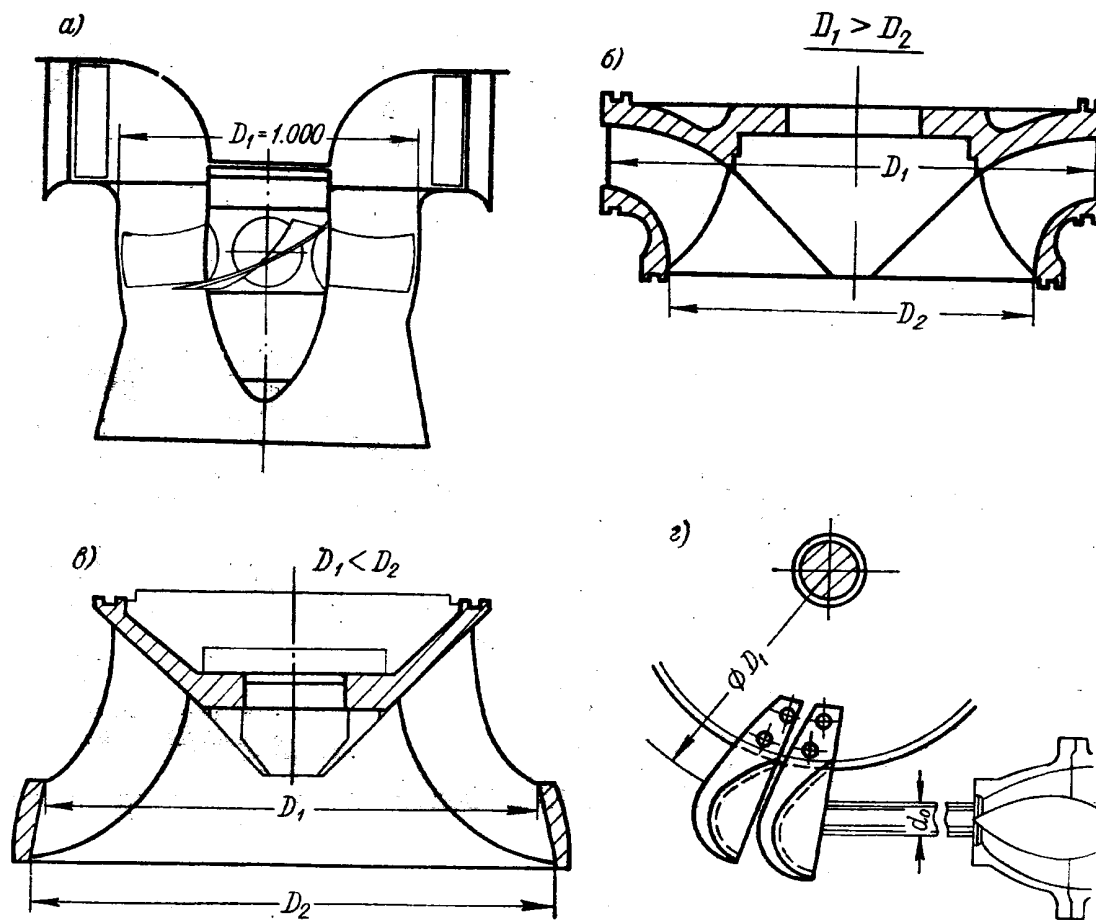


Рис. 1.19. Номинальные диаметры рабочих колес разных типов

метрами рабочих колес: $D_1 = 250 \div 1050$ см (поворотнлопастные); $D_1 = 180 \div 850$ см (радиально-осевые). Направляющий аппарат принят с поворотными лопастями радиального типа.

Новая номенклатура гидротурбин базируется не только на уже имеющихся в настоящее время типах рабочих колес, часть из которых может быть применена либо непосредственно, либо после некоторой доработки, но и на образцах, еще не созданных, но имеющих технически достижимые параметры, намеченные в номенклатуре прогнозно, на основании имеющихся расчетных и экспериментальных материалов. Следовательно, номенклатура фиксирует не только достигнутый уровень, но и определяет дальнейшее развитие исследований по созданию рабочих колес на более высоком технологическом уровне. Поэтому при выборе типоразмеров турбин и их основных параметров необходимо согласовывать с заводами-изготовителями турбин возможность непосредственного применения имеющихся типов колес или создания новых.

Номенклатура турбин устанавливает: а) маркировку гидротурбин; б) типы рабочих колес; в) типы установок; г) ряды диаметров рабочих

колес D_1 в см и основных конструктивных размеров статорной части гидротурбины.

Марка гидротурбин включает три обозначения, отделенных друг от друга черточками: тип рабочего колеса — тип установки — диаметр рабочего колеса. Тип рабочего колеса обозначается двумя буквами, присвоенными данной системе турбины, величиной максимального напора H_{\max} , при котором может применяться данное рабочее колесо, и порядковым или инвентарным номером. H_{\max} принимается без учета повышения давления при гидравлическом ударе. Пример обозначения типа рабочих колес: ПЛ40; ПЛ75.

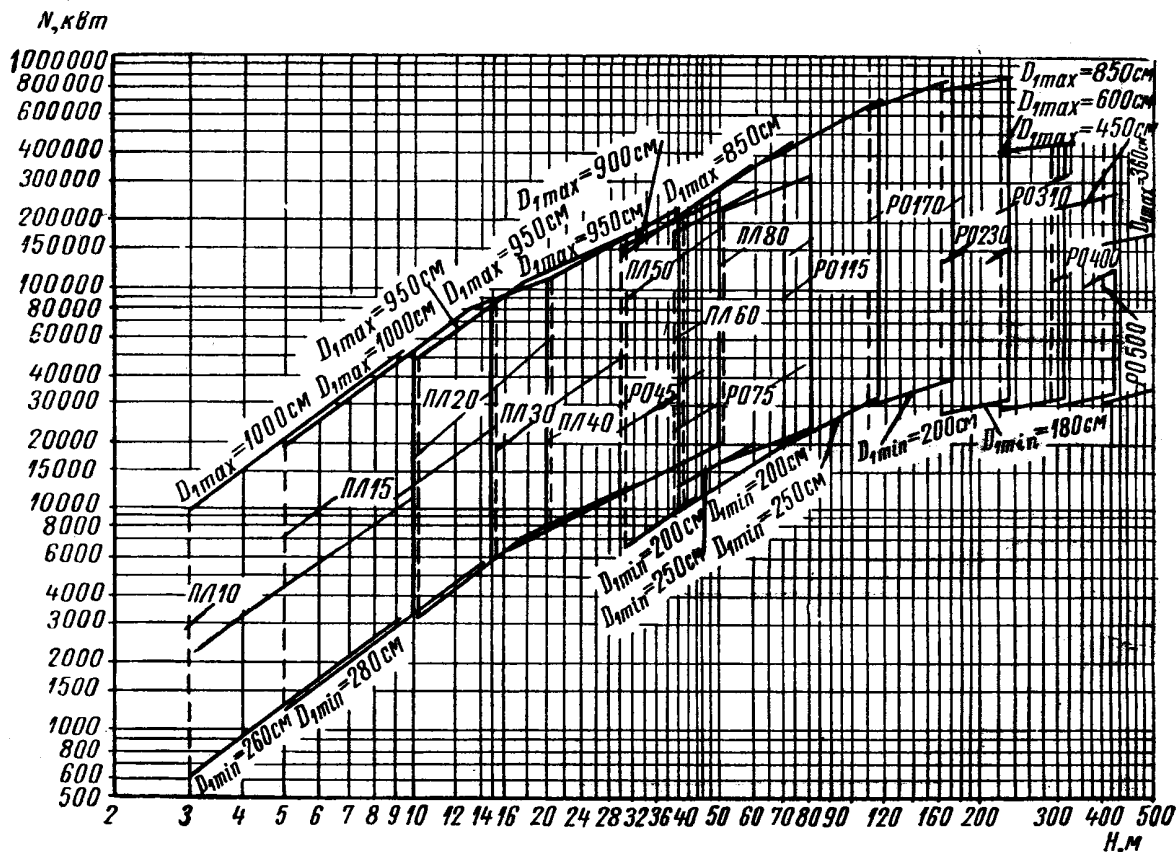


Рис. 1.20. Сводный график крупных номенклатурных гидротурбин

Тип установки обозначается прописной буквой: указывающая расположение вала турбины — вертикальный (В) или горизонтальный (Г).

Размер турбины указывается в марке номинальным диаметром ее рабочего колеса D_1 , выраженным в сантиметрах.

За номинальный диаметр рабочего колеса D_1 принимается (рис. 1.19):

1) у поворотлопастных и пропеллерных турбин (рис. 1.19, а) — наибольший диаметр камеры рабочего колеса;

2) у радиально-осевых турбин (рис. 1.19, б, в) — наибольший диаметр рабочего колеса по входным кромкам его лопастей;

3) у ковшовых турбин (рис. 1.19, г) — диаметр окружности рабочего колеса, касательной к оси струи, вытекающей из сопла.

Нормальное выполнение турбин — с правым направлением вращения, т. е. по часовой стрелке, если смотреть на турбину со стороны генератора.

Образцы маркировки: ПЛ40-В-500, что означает: поворотлопастная гидротурбина с рабочим колесом ПЛ40, с вертикальным валом, с диаметром рабочего колеса $D_1 = 500$ см. Колесо турбины может применяться для напора до $H = 40$ м.

На рис. 1.20 изображен сводный график новой номенклатуры гидротурбин в логарифмических координатах, в которой для напоров 3—500 м и мощности до 900 000 квт принято всего 17 типов колес (9 поворотно-

Типоразмеры реактивных гидротурбин

Ряд диаметров D_1	Типы рабочих колес														Направляющий аппарат			
	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80	РО45	РО115	РО170	РО230	РО310	РО400	РО500	D_0	z_0
180	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	220	16
200	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	240	16
225	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	275	16
250	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	290	24
280	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	325	24
320	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	375	24
360	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	420	24
400	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	465	24
450	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	525	24
500	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	580	24
550	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	640	24
600	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	700	24
650	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	750	24
700	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	810	24
750	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	875	24
800	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	930	24
850	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	985	24
900	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	1050	32
950	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	1100	32
1000	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	1150	32
1050	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	1200	32

лопастных и 8 радиально-осевых) с диаметром рабочих колес 180—1050 см. Граница мощности каждой области определяется принятыми максимальными и номинальными диаметрами рабочих колес $D_{1 \max}$, $D_{1 \min}$, поставленными у соответствующих наклонных линий.

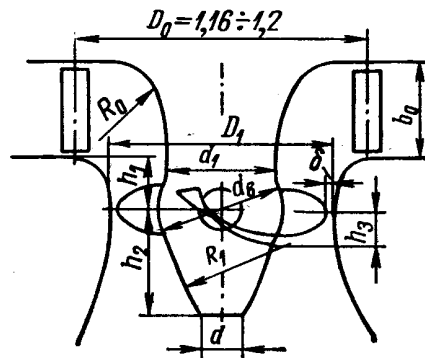


Рис. 1.21. Размеры проточной части номенклатурных поворотнлопастных гидротурбин

Размеры проточной части поворотнлопастных рабочих колес новой номенклатуры

Параметры колеса	Тип колеса											
	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30		ПЛ40		ПЛ50		ПЛ60	ПЛ80	
z_1	4	4	4	5	6	6	7	7	8	8	8	
$\frac{b_0}{D_1}$	0,45	0,45	0,4	0,4	0,375	0,375	0,375	0,375	0,35	0,35	0,35	
$\frac{d_{em}}{D_1}$	0,33	0,35	0,37	0,41	0,43	0,45	0,47	0,49	0,51	0,54	0,6	
$\frac{d_1}{D_1}$	0,28	0,3	0,32	0,36	0,38	0,40	0,42	0,44	0,46	0,49	0,55	
$\frac{R_0}{D_1}$	0,36	0,35	0,34	0,32	0,31	0,3	0,29	0,28	0,27	0,25	0,22	
$\frac{h_2}{D_1}$	0,31	0,33	0,35	0,4	0,42	0,44	0,46	0,48	0,5	0,54	0,6	
$\frac{h_3}{D_1}$	0,087	0,09	0,093	0,098	0,10	0,103	0,105	0,108	0,11	0,113	0,12	
$\frac{R_1}{D_1}$	0,315	0,338	0,360	0,406	0,430	0,453	0,477	0,500	0,520	0,560	0,635	
$h_1 = 0,2085 D_1; d = 0,1 D_1; \delta = 0,001 D_1 - 0,0005 D_1$												

Граница применяемых напоров для каждой области установлена исходя из обычно допускаемых экономически целесообразных высот отсасывания H_s , а также из условия прочности лопастей.

В табл. I. 2 приведены стандартные диаметры рабочих колес D_1 и диаметр расположения осей направляющих лопаток D_0 и их количество.

На рис. 1.21 изображены основные размеры проточной части номенклатурных колес поворотнлопастных турбин и на рис. 1.22 — радиально-осевых турбин.

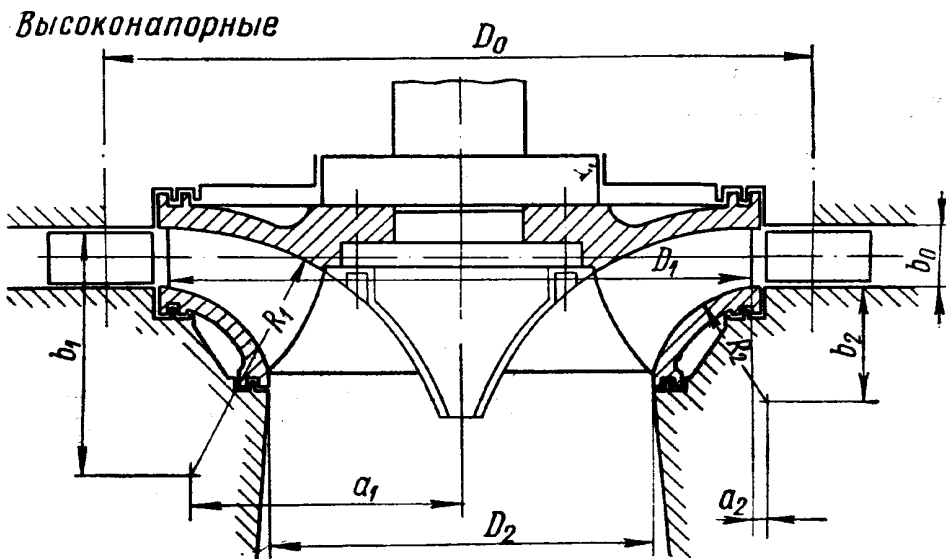
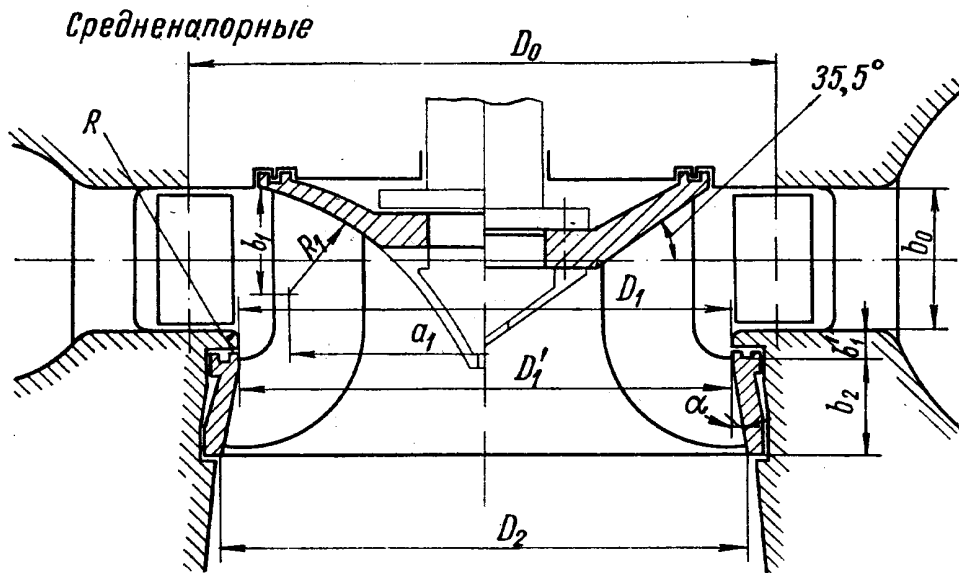


Рис. I.22. Размеры номенклатурных рабочих колес радиально-осевых гидротурбин

Размеры номенклатурных рабочих колес радиально-осевых турбин в зависимости от D_1

Тип рабочего колеса	D_0	D_2	D_1'	b_0	R	R_1	R_2	b_1'	b_2'	b_1	b_2	a_1	a_2
PO45	1,16—1,2	1,08	1,004	0,35	0,0435	—	—	0,055	0,165	—	0,02	—	—
PO75	1,16—1,2	1,09	1,004	0,3	0,0435	—	—	0,055	0,190	—	0,03	—	—
PO115	1,16—1,2	1,13	1,004	0,25	0,0435	0,275	—	0,055	0,190	0,275	—	0,765	—
PO170	1,16—1,2	1,0343	1,004	0,224	—	0,4389	—	0,055	0,148	0,439	—	0,505	—
PO230	1,2	0,6426	—	0,104	—	0,4746	0,198	—	—	—	0,198	—	0,0129
PO310	1,2	0,705	—	0,08	—	0,375	0,1125	—	—	—	0,1065	—	0,0462

Примечание. Геометрические размеры турбины даны в отношении к номинальному диаметру рабочего колеса.

Из рисунков следует, что колеса поворотнолопастные и радиально-осевые при применении для больших напоров имеют более стесненную проточную часть.

В табл. I.3 и I.4 приведены основные конструктивные и гидравлические параметры рабочих колес.

В номенклатуре гидротурбин предусматриваются и частные графики областей применения отдельных серий рабочих колес турбин, которые построены в тех же координатах, что и сводный график, но с дополнительными данными, позволяющими определять размер турбины и скорости ее вращения. Эти частные графики для номенклатурных колес приводятся в справочниках, ими пользуются при предварительных расчетах турбин в проектных организациях.

Номенклатура средних и крупных гидротурбин составлена с учетом применения минимального числа типов колес и наименьшего ряда диаметров, при этом сохраняются без существенных изменений оптимальные гидравлические качества колес. Достигается это за счет применения системы номинальных диаметров рабочего колеса. Каждый номинальный диаметр рабочего колеса, указанный в номенклатуре, определяет неизменные диаметральные размеры статорной части турбины.

В качестве основного стандартного размера статорной части принят диаметр D_0 расположения осей направляющих лопаток, а фактический диаметр D_1 рабочего колеса может в случае необходимости иметь отклонения от номинального значения.

Поэтому из формулы мощности турбины $N = 9,81QH\eta$, расход которой выражен через пропускную способность рабочего колеса Q_1'

$$N = 9,81Q_1' D_1^2 H^{\frac{3}{2}} \eta, \quad (I.52)$$

Таблица I.3

Основные параметры радиально-осевых рабочих колес

Типы рабочих колес	PO45	PO175	PO115	PO170	PO320	PO310	PO400	PO500
Зоны напоров $H_{\min} - H_{\max}$	30—45	40—75	70—115	110—170	160—230	220—310	290—400	380—500
Относительная высота направляющего аппарата $\frac{G_0}{D_1}$	0,35	0,3	0,25	0,2	0,16	0,12	0,1	0,08
Расход Q_1' в л/сек	1400—1370	1370—1250	1250—1090	1050—650	650—420	420—280	280—200	200—150
Приведенные числа оборотов в минуту:								
$n'_{1\text{ опт}}$	78	73	70	68	65	60	58	58
$n'_{1\text{ расч}}$	78	77	74	71	68	65	62	59,5
Кавитационный коэффициент $\sigma_{кр \max}$	0,27—0,23	0,243—0,16	0,168—0,097	0,1—0,06	0,065—0,047	0,048—0,04	0,042—0,035	0,036—0,03

Основные параметры поворотнлопастных рабочих колес

Типы рабочих колес	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80
Зоны напоров H_{\min} — H_{\max}	3—10	5—15	10—20	15—30	20—40	30—50	40—60	45—70	50—80
Число лопастей рабочих колес z_1	4	4	4	5	6	7	8	8	8
Втулочное отношение $\frac{d_{\text{втул}}}{D_1}$	0,33	0,35	0,37	0,41	0,43—0,45	0,47—0,49	0,51—0,54	0,57	0,6
Относительная высота направляющего аппарата $\frac{b_0}{D_1}$	0,45	0,45	0,40	0,40	0,375	0,375	0,35	0,35	0,35
Отношение $\frac{l}{l}$ (среднее)	0,62	0,75	0,87	1,1	1,3	1,5	1,75	1,75	1,75
Угол охвата лопастей θ в град	—	—	78—79	78—79	78—79	78—79	78—79	78—79	78—79
Приведенные обороты:									
$n'_1 \text{ опт}$	165	150	138	125	116	108	100	100	100
$n'_1 \text{ расч}$	200	180	160	140	130	120	110	110	110
Q'_{\max} по условию отсутствия срыва мощности с учетом 5-процентного запаса	2250	2130	2040	1940	1880	1810	1690	1600	1520
Q'_1 по условию обеспечения бескавитационной работы	2250—1900	2130—1850	2040—1710	1940—1430	1700—1240	1400—1110	1240—1040	1150—940	1075—830
Кавитационный коэффициент $\sigma_{кр \max}$	1,4—1,275	1,0—0,84	0,832—0,68	0,075—0,505	0,68—0,4	0,505—0,325	0,4—0,27	0,35—0,23	0,325—0,205

видно, что необходимое (в целях получения наименьшего числа диаметров в ряду) широкое варьирование мощности каждого типоразмера $N_{\max} - N_{\min}$ при постоянном напоре может осуществляться за счет изменения двух величин Q'_1 и D_1 :

$$N_{\max} = 9,81 Q'_{1 \max} (D_1 + \Delta D_1)^2 H^3 \eta_1; \quad N_{\min} = 9,81 Q'_{1 \min} (D_1 - \Delta D_1)^2 H^3 \eta_2 \quad (1.53)$$

или, пренебрегая различием между η_1 и η_2 , получим отношение

$$\frac{N_{\max}}{N_{\min}} = \frac{Q'_{1 \max} (D_1 + \Delta D_1)^2}{Q'_{1 \min} (D_1 - \Delta D_1)^2} \quad (1.54)$$

Если нет возможности варьировать диаметр колеса D_1 , а только его пропускную способность, отношение

$$\frac{N_{\max}}{N_{\min}} = \frac{Q'_{1 \max}}{Q'_{1 \min}} \quad (1.55)$$

будет меньше и, следовательно, чтобы иметь те же значения к. п. д., нужно увеличить количество диаметров в ряду, либо идти на снижение к. п. д. при варьировании мощности данного типоразмера. Это иллюстрируется рис. 1.23, где изображены кривые изменения к. п. д. двух смежных диаметров номенклатурного ряда турбины радиально-осевого типа для двух случаев: без отклонений от номинальных значений диаметров и с принятыми наибольшими отклонениями от них при неизменной статорной части.

Верхние две кривые соответствуют случаю, когда не предусмотрено отклонение от номинальных значений диаметров, нижние кривые представлены для тех же двух смежных номинальных диаметров ряда, но при наличии допускаемых отклонений от номинала — в большую сторону для предыдущего номинального диаметра $D_{1(n-1)} + \Delta D_1$ и в меньшую — для последующего диаметра $D_{1(n)} - \Delta D_1$.

В первом случае наибольшее возможное снижение средне-эксплуатационного к. п. д. ($\Delta \eta$) составляет около 2%, во втором случае всего около 0,5%. Это снижение подсчитано как разность среднеарифметических коэффициентов полезного действия на нагрузках N ; $0,9N$; $0,8N$; $0,7N$ и $0,6N$.

Описанный метод отклонений номинальных диаметров рабочих колес D_1 в неизменной статорной части D_0 применяется лишь для турбин радиально-осевого типа, которые позволяют принять сравнительно узкие пределы изменений пропускной способности Q'_1 .

В поворотлопастных турбинах, имеющих весьма пологую кривую изменения к. п. д. $\eta = f(N)$, отклонения от номинального диаметра в номенклатуре не предусматривается ($\Delta D = 0$), необходимое варьирование мощности турбины в габаритах нормального типоразмера достигается за счет различных углов установки рабочих лопастей.

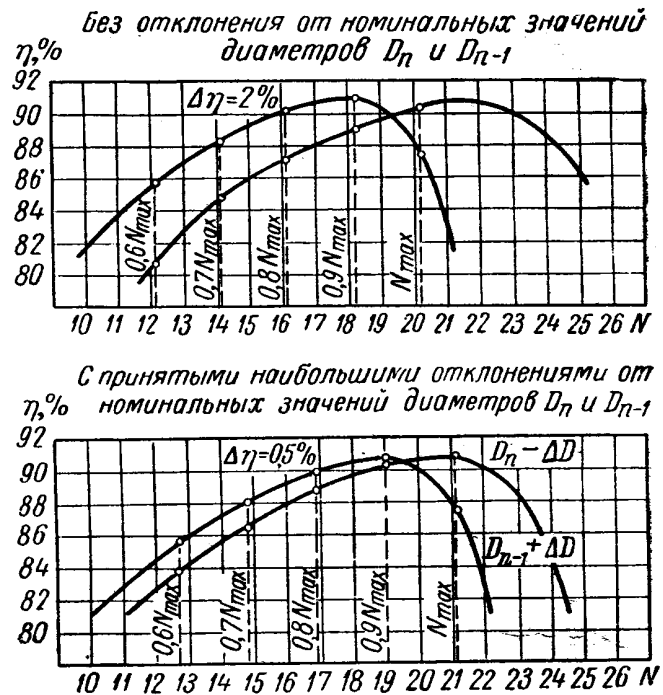


Рис. 1.23. Кривые к. п. д. турбин с двумя смежными диаметрами

В номенклатуре отношения двух номинальных диаметров $k = \frac{D_n}{D_{n-1}}$ принято в пределах от 1,073 (для больших значений диаметров) до 1,12 (для меньших значений диаметров).

В среднем отношение двух смежных диаметров принятого ряда $k = 1,09$.

Номенклатура гидротурбин, разработанная в СССР, с системой нормальных типоразмеров, характеризуемых рабочими колесами, явилась исходной базой для дальнейших работ по созданию конструктивных типоразмеров, характеризуемых типом и размером статорной части турбины.

Установление четких границ применения по напору H каждого номенклатурного колеса, конструктивного (статорная часть) типа и наличие ряда диаметров позволили создать систему нормализации узлов и деталей турбин. Применение унифицированных схем и размерных соотношений позволили широко использовать закон подобия для многих элементов конструкций и получить для них закономерный ряд размеров.

1. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ГИДРОТУРБИН

Для крупных и средних гидроустановок применяются следующие типы гидротурбин: поворотнолопастные (осевые, диагональные и горизонтальные), радиально-осевые и ковшовые (горизонтальные и вертикальные) [17].

Рассмотрим основные узлы и принцип работы этих турбин.

На рис. II.1 изображена схема конструкции поворотнолопастной турбины (осевой).

Вода из водохранилища станции, созданного плотиной, подводится к рабочему колесу по спиральной камере 8. В центре спиральной камеры находится направляющий аппарат 2.

Направляющий аппарат путем поворота лопаток создает нужное направление потока, поступающего на рабочее колесо 1, изменяет количество протекающей через рабочее колесо воды и, наконец, позволяет прекратить поступление воды. Изменяя с помощью направляющего аппарата расход воды через турбину, можно регулировать ее мощность.

Направляющий аппарат турбины 2 представляет собой механизм, состоящий из большого количества расположенных по окружности направляющих лопаток, тело которых имеет в сечении обтекаемую форму. Направляющие лопатки могут одновременно поворачиваться на нужный угол, образуя при этом между собой каналы для прохода воды; ширина этих каналов меняется в зависимости от угла поворота направляющих лопаток. В закрытом положении направляющего аппарата лопатки соприкасаются и расход воды через турбину прекращается.

При такой конструкции направляющего аппарата вода подводится к рабочему колесу по всей окружности. Лопатки кинематично связаны с масляными поршневыми сервомоторами 7.

Сервомотор состоит из цилиндра и поршня. При подаче масла под давлением в цилиндр поршень начинает двигаться, увлекая за собой регулирующее кольцо, которое поворачивает направляющие лопатки.

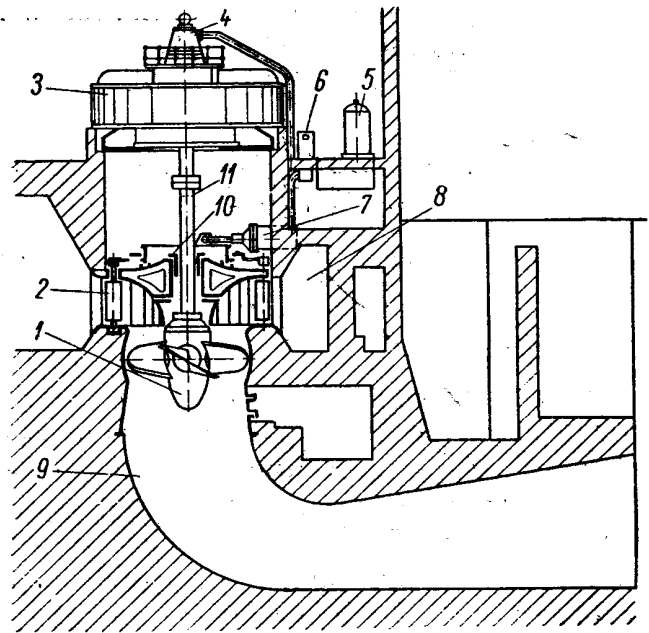


Рис. II.1. Схема поворотнолопастной турбины

Из направляющего аппарата поток воды, получив необходимое направление, попадает на рабочее колесо.

Колесо поворотлопастной турбины 1 обычно имеет несколько лопастей (4—8), которые своими цапфами закреплены в корпусе. Внутри корпуса расположен кривошипный механизм для поворота лопастей сервомотора, который при помощи масла создает усилие, необходимое для соответствующего их поворота. Снизу корпус колеса закрыт конусом.

Масло к сервомотору рабочего колеса подается по трубам-штангам, расположенным внутри вала. Штанги соединяются с маслоприемником 4, установленным под генератором. К маслоприемнику масло подается от маслonaпорной установки 6, состоящей из маслoвоздушного котла и масляных насосов с арматурой, установленных на сливном баке.

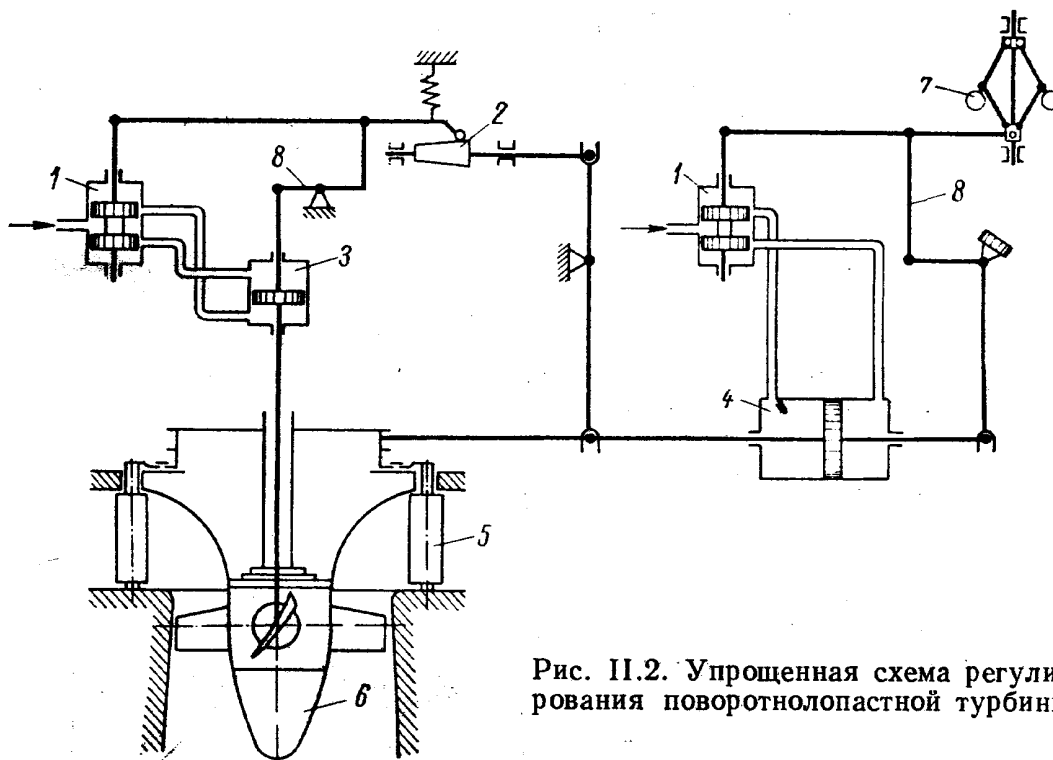


Рис. II.2. Упрощенная схема регулирования поворотлопастной турбины

В зависимости от характера поступающего потока лопасти колеса могут синхронно устанавливаться под наивыгоднейшим углом, в соответствии с открытием направляющего аппарата.

Из рабочего колеса вода далее поступает в отсасывающую трубу 9, сечение которой постепенно увеличивается и вследствие этого уменьшается скорость потока воды. Из отсасывающей трубы вода уходит в нижний бьеф станции. Рабочее колесо турбины закреплено на вертикальном валу 11, который направляется подшипником 10. Вал турбины соединен с валом генератора 3. Согласование режима работы турбины с внешней нагрузкой производится регулятором 5.

Упрощенная схема регулирования поворотлопастных турбин показана на рис. II.2.

Регулятор турбины имеет маятниковое устройство 7, которое с большой чувствительностью реагирует на изменение числа оборотов турбины. Получая от маятника небольшие импульсы, измеряемые граммами, регулятор увеличивает их с помощью гидравлических усилителей золотников 1 и сервомоторов 3 и 4 иногда до сотен тонн, чтобы передвинуть лопатки направляющего аппарата 5 и лопасти рабочего колеса 6 турбины.

Устройство, называемое комбинатором 2, обеспечивает необходимое взаимное расположение лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата. Цифрой 8 обозначен выключатель — обратная связь.

На рис. II.3 изображена диагональная поворотлопастная гидротурбина, которая в последнее время находит все большее применение. Лопасти 1 рабочего колеса расположены под углом и закреплены в конической втулке 2. Внутри втулки сверху расположен сервомотор 3, создающий усилия для поворота лопастей. Направляющий аппарат 4 обычный

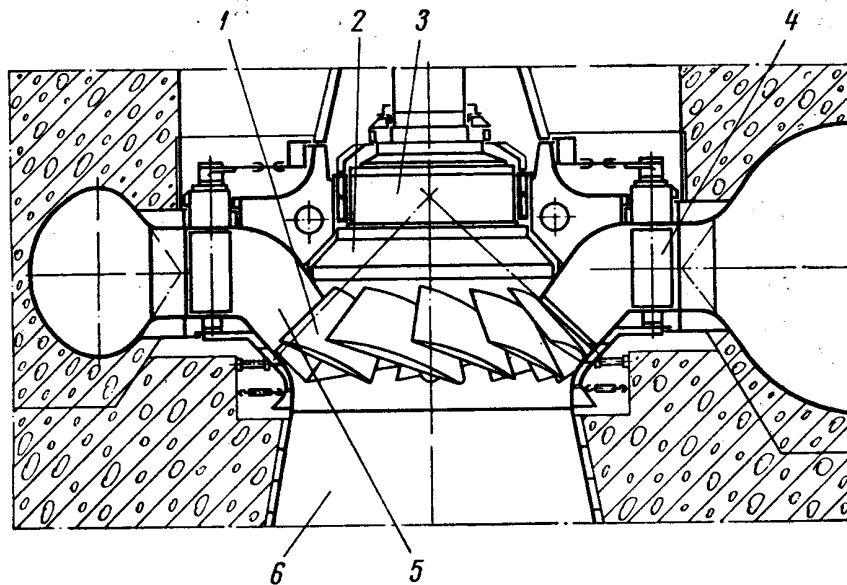


Рис. II.3. Схема диагональной поворотлопастной турбины

цилиндрический, вода от него подводится к лопастям по конической камере 5. Спрямолинейный подвод воды к колесу обеспечивает лучший проточный тракт по сравнению с осевой, поворотлопастной турбиной, что улучшает энергетические показатели. Относительное увеличение горловины камеры рабочего колеса, снижающее вредные скорости, способствует улучшению кавитационных качеств. Отводится вода по обычной отсасывающей трубе 6.

Схема горизонтального капсульного агрегата изображена на рис. II.4. Такие агрегаты применяются для низких напоров и устанавливаются в плотине. Прямолинейный подвод и отвод воды обеспечивает простую форму гидротехнических подводных сооружений.

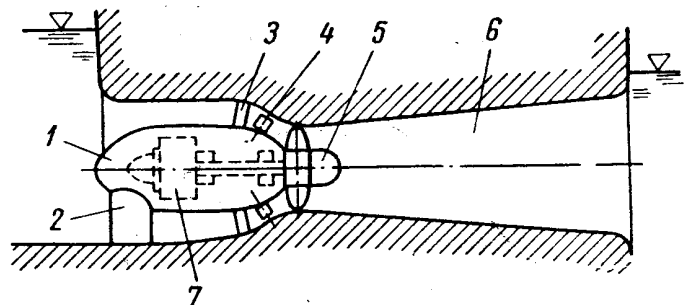


Рис. II.4. Схема горизонтального капсульного гидроагрегата

В этой конструкции вода, обтекая металлический кожух 1 в осевом направлении через конический направляющий аппарат 4, подводится к консольному рабочему колесу 5 с поворотными лопастями и отводится по прямолинейной отсасывающей трубе 6. Внутри кожуха расположен малогабаритный генератор 7 и некоторые узлы турбины: подшипник, вал, маслоприемник, подводящий масло к сервомотору рабочего колеса. Металлический кожух опирается на бетонную камеру с помощью массивного обтекаемого ребра 2 и ребер статора 3.

Описываемые компоновки гидротурбин имеют хорошие энергетические показатели и обладают большей пропускной способностью по сравнению с обычными вертикальными турбинами, что обеспечивает малые габариты проточного тракта гидроагрегата по сравнению с вертикальной установкой.

Схема турбины радиально-осевого типа, изображенная на рис. II.5, применяется для повышенных напоров. Конструкция ее аналогична схеме

поворотнолопастной турбины. В отличие от последней рабочее колесо радиально-осевой турбины имеет большее число лопастей (14—20 шт.), соединенных между собой ободом. Лопасты не могут поворачиваться,

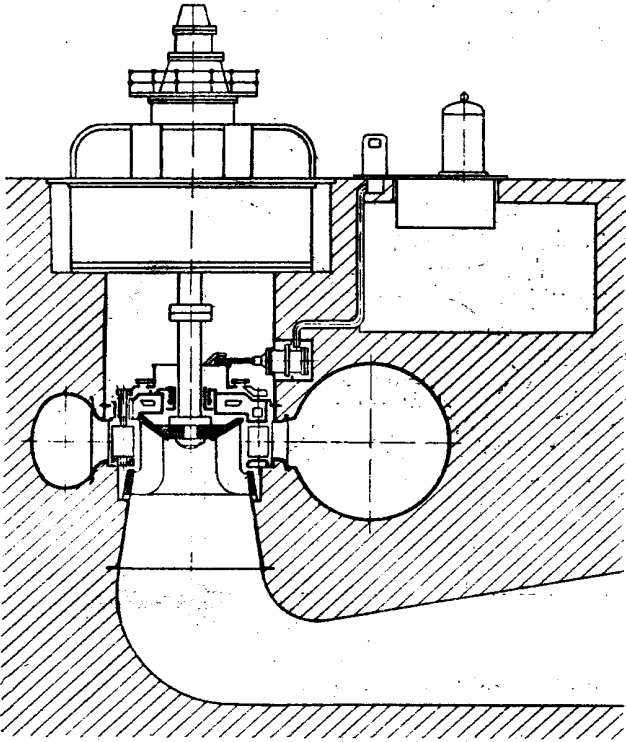


Рис. II.5. Схема радиально-осевой турбины

в конце сопло 6. Из сопла струя воды с большой скоростью попадает на ковши колеса 3 и заставляет их перемещаться. Колесо в кожухе 2 с помощью вала 1 соединено с генератором. Регулирование расхода воды, поступающей на рабочее колесо, осуществляется с помощью подвижной

поэтому коэффициент полезного действия таких турбин имеет высокое значение лишь при определенном режиме работы, при изменении же режима к. п. д. турбины резко падает. Однако этот тип турбин имеет лучшие кавитационные свойства и может устанавливаться для работы в широком диапазоне напоров, в том числе и на значительно более высоких напорах, чем турбины с поворотными лопастями.

Система регулирования этих турбин более проста, так как у них отсутствует механизм поворота лопастей рабочего колеса.

На рис. II.6 изображена схема горизонтальной турбины ковшового типа, применяемой для гидростанций с большим напором воды.

Вода подводится к колесу по напорному трубопроводу 5, имеющему

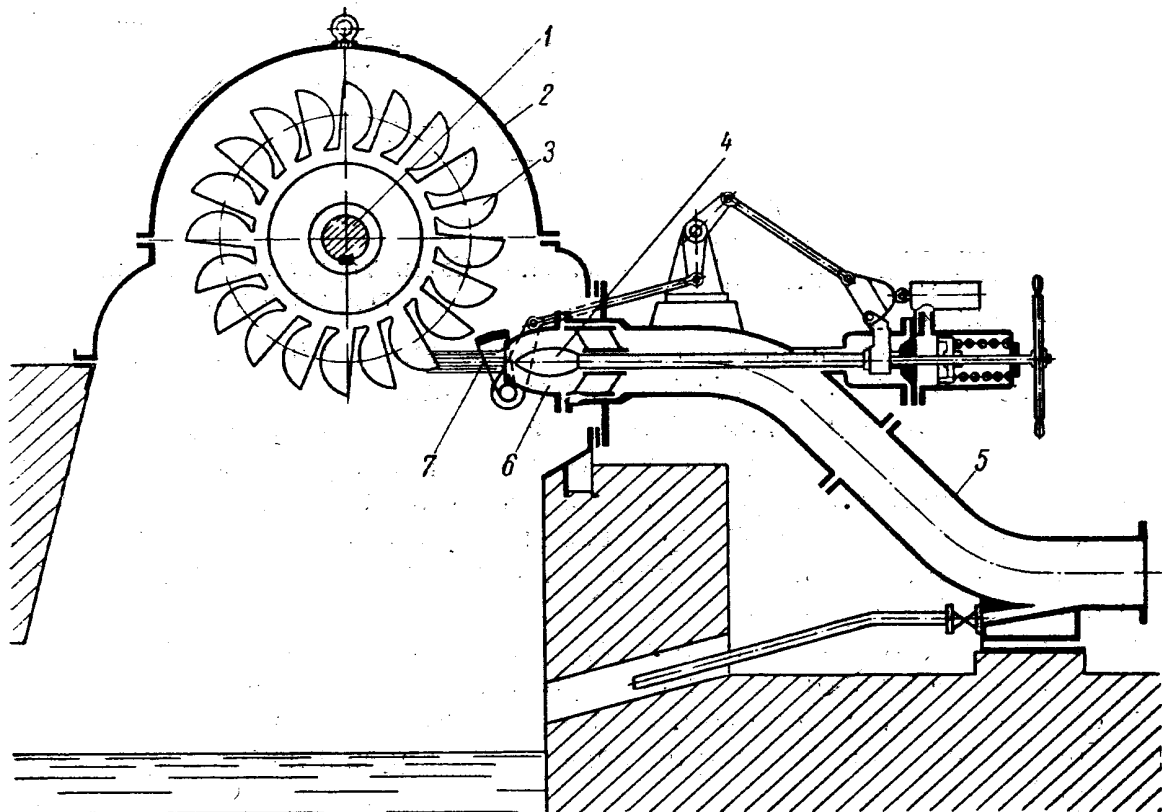


Рис. II.6. Схема горизонтальной ковшовой турбины

иглы 4, расположенной в сопле, и отклонителя струи 7, которые связаны с регулятором турбины.

На рис. II.7 изображена схема вертикальной ковшовой турбины. Такие турбины в последнее время находят все более широкое применение

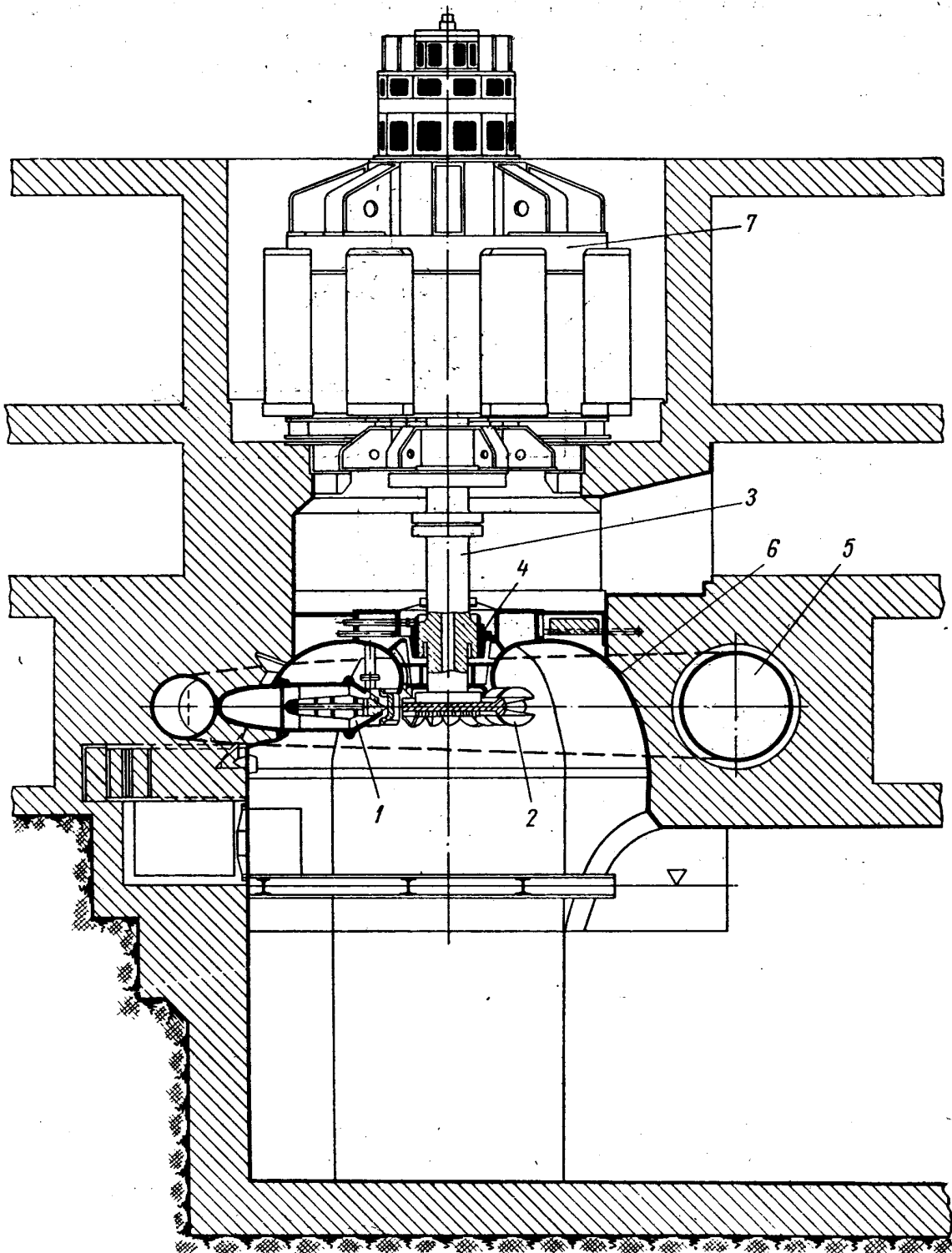


Рис. II.7. Схема вертикальной ковшовой турбины

вследствие большей компактности конструкции и возможности подвода воды к колесу через большее количество сопел, что увеличивает пропускную способность турбины. Сопла 1, подводящие воду, расположены вокруг рабочего колеса 2, установленного на вертикальном валу 3. Вал направляется подшипником 4. Подвод воды к соплам осуществляется через трубопровод-коллектор 5. Над колесом устанавливается кожух турбины 6. К верхнему концу вала крепится генератор 7.

2. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

Гидрогенераторы подразделяются по расположению вала генератора на горизонтальные и вертикальные [1]. У крупных гидротурбин, как правило, вертикальный вал, поэтому и генератор для них применяется вертикальный, непосредственно присоединенный к валу турбины.

Вертикальные гидрогенераторы выполняются двух типов — подвесные и зонтичные, отличающиеся друг от друга расположением подпятника относительно ротора.

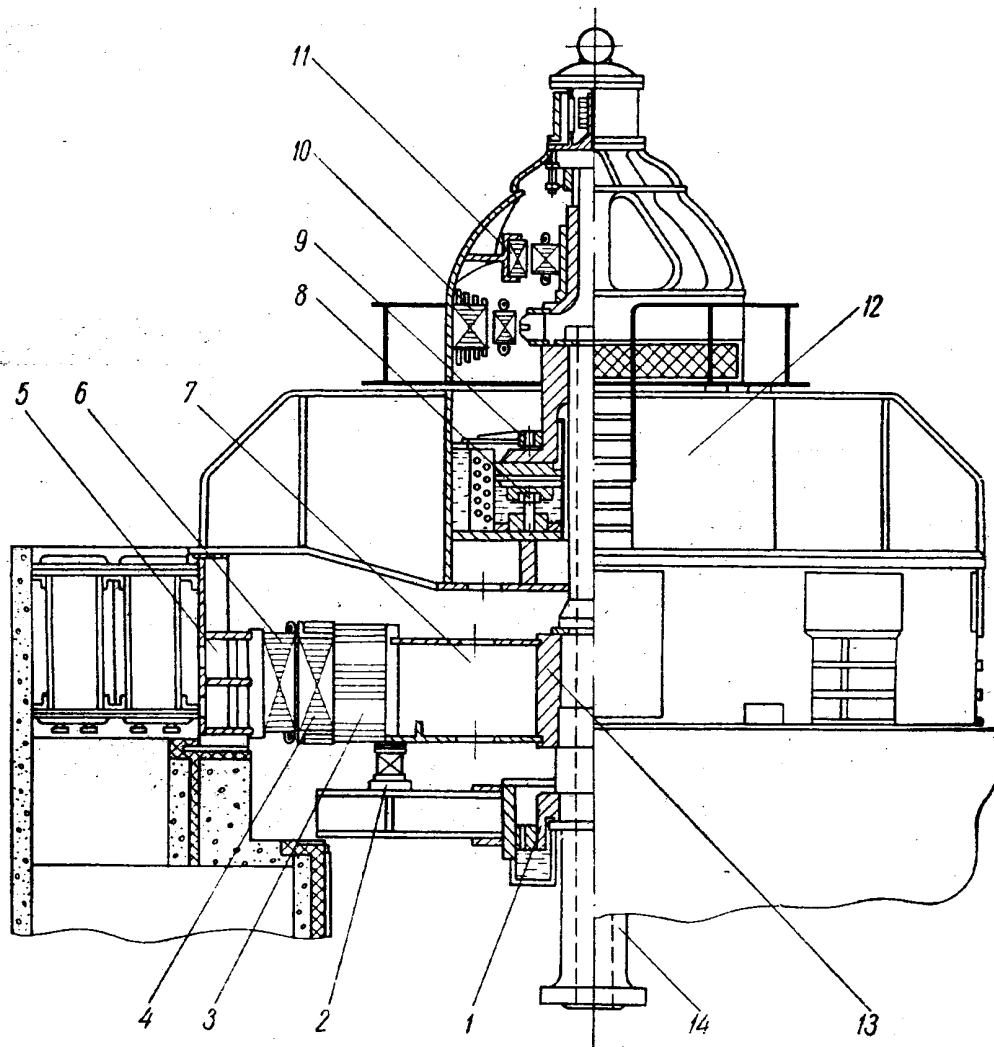


Рис. II.8. Разрез гидрогенератора подвесного типа

Генераторы подвесного типа имеют подпятник, расположенный над ротором, на верхней крестовине и обычно два направляющих подшипника, из которых нижний расположен у нижней крестовины, а верхний у подпятника. У генератора зонтичного типа подпятник расположен под ротором и опирается либо на нижнюю крестовину, либо на крышку турбины. Количество направляющих подшипников один или два.

При зонтичной конструкции генератора снижается общая высота генератора, кроме того, нижняя крестовина, имея меньший пролет, чем верхняя крестовина подвесного генератора, получается при одинаковой нагрузке более легкой. Это снижает вес генератора.

Для мощных поворотнолопастных турбин, имеющих малое число оборотов ($n < 75$ об/мин), генератор обычно больше по размерам, уменьшение его веса и габаритов существенно, поэтому целесообразно применение зонтичного генератора.

Для быстроходных агрегатов с относительно большим числом оборотов ($n < 150$ об/мин), имеющих сравнительно небольшие габариты (диаметр статора 10 м), обычно применяется генератор подвесного типа.

На рис. II.8 показан разрез по генератору подвесного типа. Основные части генератора следующие: статор 5 состоит из корпуса и пакетов тонколистового железа и обмотки статора 6. Корпус обычно укрепляется на фундаменте. Ротор 3 состоит из кольца, прикрепленного спицами 7 к втулке ротора генератора 13, которая насажена на вал генератора 14.

На периферии кольца ротора закрепляются полюсы с обмоткой возбуждения 4. В обмотку полюсов от возбудителя 10 подводится ток воз-

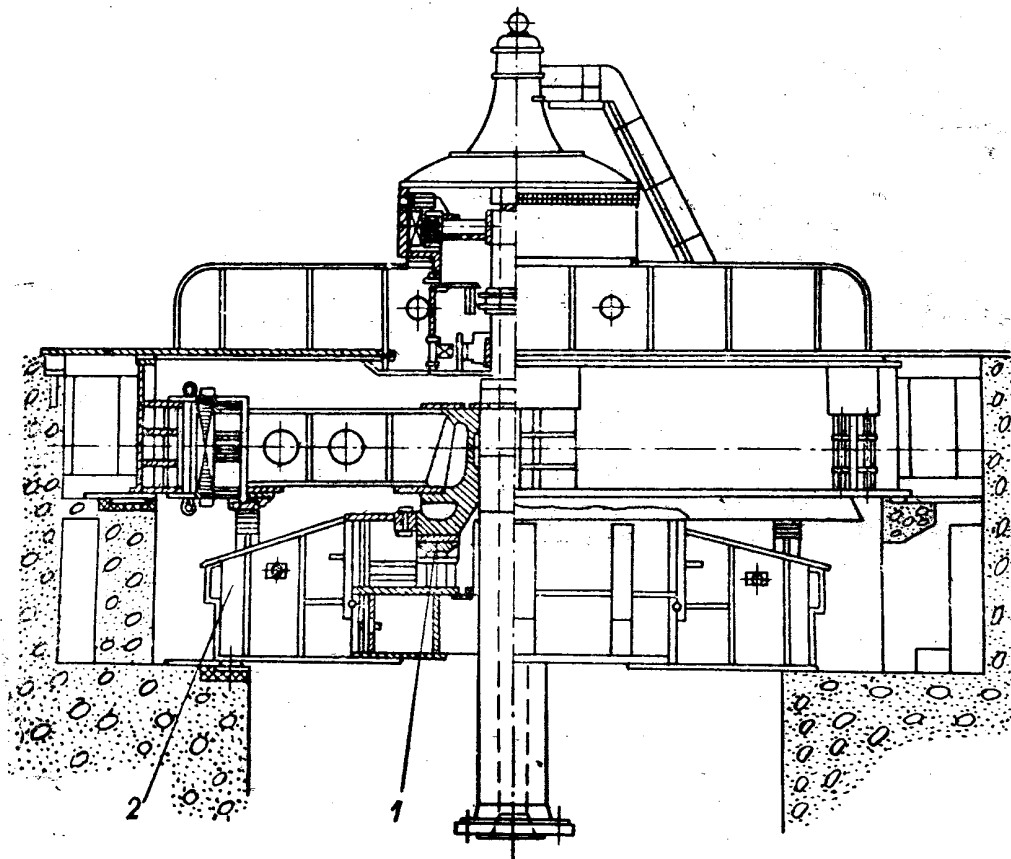


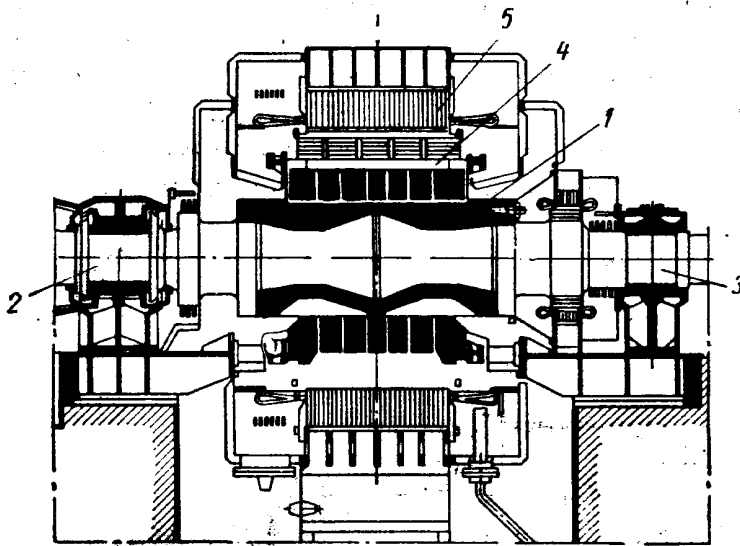
Рис. II.9. Разрез гидрогенератора зонтичного типа

буждения, отчего в полюсах ротора и железа статора образуется магнитный поток. При вращении ротора генератора магнитные линии пересекают витки обмотки статора, вследствие чего в них генерируется ток, который отводится от статора в электрическую сеть. В крупных генераторах кроме возбудителя устанавливается еще и подвозбудитель 11 для возбуждения возбудителя.

Пята агрегата 8 расположена на верхней крестовине 12. Она воспринимает на себя все осевые нагрузки ротора агрегата. Вал генератора 14 служит для передачи крутящего момента от турбины к ротору генератора. Он направляется двумя подшипниками 1 и 9. Под ротором генератора расположены гидравлические тормоза 2, которые после снятия нагрузки тормозят ротор, чтобы он долго не вращался по инерции при малых оборотах, так как при этом нарушается режим смазки трущихся поверхностей пяты. Пята может перегреться и выйти из строя.

Генератор зонтичный показан на рис. II.9. Его устройство аналогично подвесному за исключением расположения пяты 1, которая установлена под ротором генератора на нижней крестовине 2 или на опоре крышки турбины.

На рис. II.10 изображена схема горизонтального гидрогенератора. Ротор генератора 1, выполненный как единая конструкция с валом или насажен на него, опирается на два опорных подшипника 2 и 3. Один из них 2 является опорно-упорным и воспринимает также горизонтальные нагрузки. Обмотка ротора 4



охватывается обмоткой статора 5, в которой генерируется электрический ток. Вал генератора с помощью фланцев или муфты соединяется с валом турбины или же на конец вала генератора насаживается рабочее колесо турбины.

Генераторы, как правило, выполняются переменного трехфазного тока. При выборе числа оборотов турбины и соответственно генератора необходимо обеспечить приня-

Рис. II.10. Схема горизонтального гидрогенератора

тую в Советском Союзе частоту переменного тока $f = 50$ гц. Для этого должна быть выдержана следующая зависимость между числом пар полюсов генератора и числом оборотов в минуту

$$p = \frac{60f}{n} = \frac{3000}{n}$$

3. КОМПОНОВКА ГИДРОАГРЕГАТОВ

Компоновки гидроагрегатов зависят от типа всей гидроустановки [26, 24]. Гидроагрегаты бывают вертикальные и горизонтальные.

У вертикальных гидроагрегатов крупных гидроэлектростанций подвод воды осуществляется, как правило, по спиральной камере в радиальном направлении к расположенному в центре рабочему колесу, а отводится вода снизу колеса по изогнутой отсасывающей трубе. У вертикальных гидроагрегатов генератор обычно располагается над турбиной и вместе с ней составляет единый агрегат. Рабочее колесо турбины и ротор генератора закрепляются на соответствующих валах, жестко соединенных друг с другом с помощью фланцев и болтов. В вертикальном положении вал агрегата удерживается направляющими подшипниками: турбинным и генераторным.

На рис. II.11 показаны 4 варианта компоновки гидроагрегатов с разным расположением подпятника.

1. Гидроагрегат с тремя подшипниками и генератором подвесного типа (рис. II.11, а). В этой схеме подпятник 1 и верхний подшипник располагаются над генератором на верхней крестовине 2. Нагрузка от подпятника передается через крестовину на статор генератора 6 и далее через шахту турбины и статор 7 на фундамент установки. На нижней крестовине 3 устанавливается направляющий подшипник. Между валом турбины и генератором устанавливается промежуточный вал. Такие схемы имели в прошлом большое распространение, сейчас их применяют редко.

2. Гидроагрегат с двумя подшипниками и генератором зонтичного типа (рис. II.11, б). В этой конструкции подпятник и подшипник 1 располагается на нижней крестовине 3. Нагрузка от подпятника передается

через бетонную шахту статору турбины 7 и фундаменту установки. По сравнению с первой схемой эта конструкция более компактна по высоте, в ней отсутствует нагруженная верхняя крестовина. Нижняя крестовина имеет меньшие габариты, чем верхняя, рис. II.11, а. При такой схеме обычно промежуточный вал отсутствует:

3. Гидроагрегат с двумя подшипниками и опорной пятой на крышке турбины (рис. II.1, в). В этой схеме верхний подшипник устанавливается

на верхней крестовине 2, а подпятник 1 опирается на коническую опору крышки турбины 4, которая монтируется на ста-

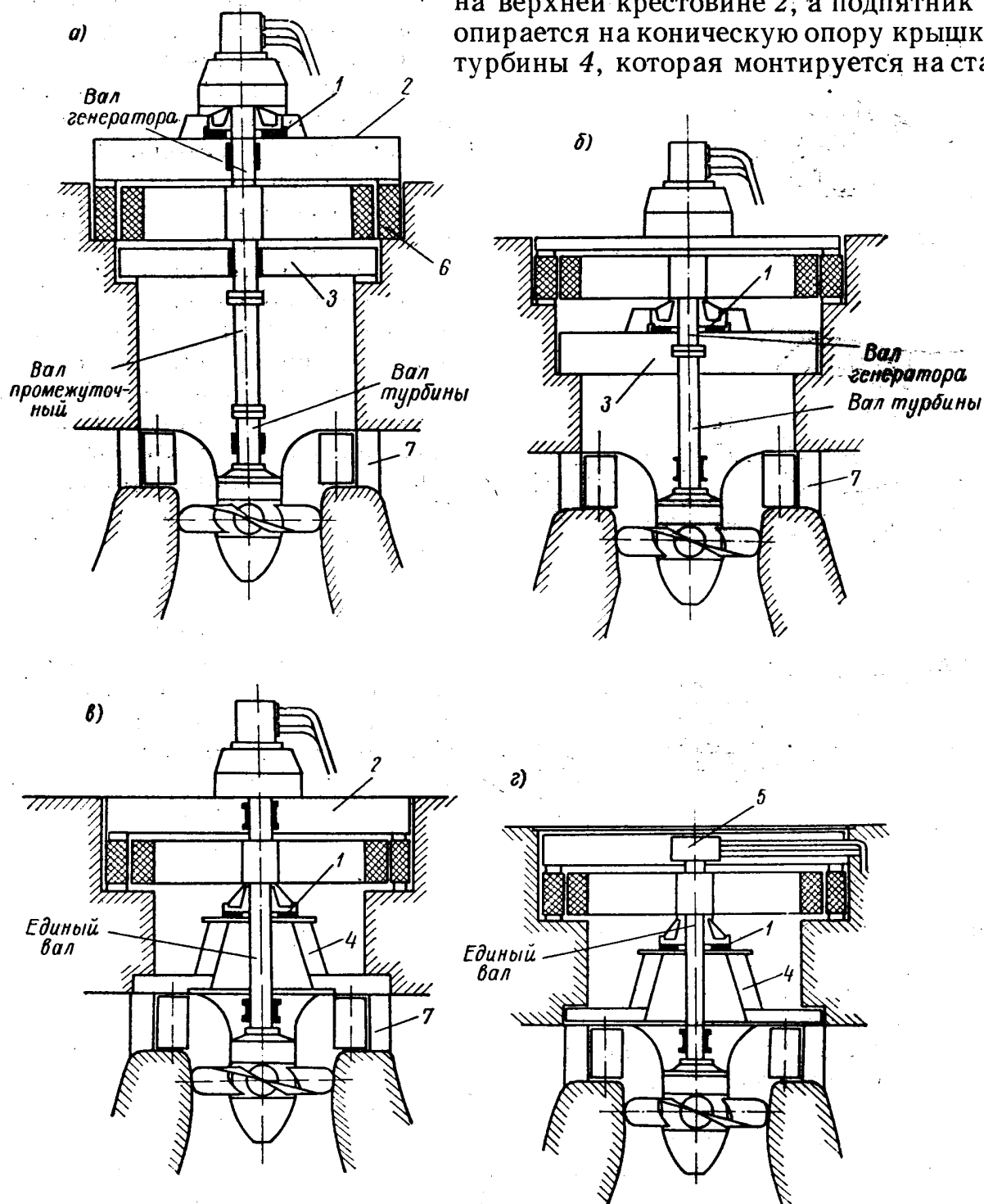


Рис. II.11. Варианты компоновки вертикальных гидроагрегатов

торе турбины 7. Нагрузка от подпятника передается через эти детали фундаменту установки. Вал турбины и генератора применяется единый. Такая компоновка гидроагрегата получила в настоящее время широкое применение. Достоинством ее являются сжатые осевые габариты агрегата. Однако использование такой схемы лимитируется условиями

обслуживания при эксплуатации, требующими соответствующих проходов к узлам турбины и ее шахте. Поэтому при небольших размерах диаметра рабочего колеса ($D_1 < 4,0 \div 5,0 \text{ м}$) осуществление такой конструкции затруднено.

4. На схеме рис. II.11, г показана компоновка гидроагрегата, аналогичная схеме на рис. II.11, в. Подпятник агрегата 1 опирается на крышку турбины 4. Разница лишь в расположении маслоприемника 5. В первых трех схемах маслоприемник для подвода масла к сервомотору рабочего колеса располагается над генератором в зале гидростанции.

На рис. II.11, г маслоприемник смонтирован внутри верхнего конца вала генератора, и поэтому он не выступает за пределы генератора. Такая конструкция применяется для открытых гидростанций, не имеющих машинного зала.

Горизонтальные гидроагрегаты разных типов широко применялись и применяются для оборудования небольших гидростанций. На рис. II.12 изображены схемы различных горизонтальных гидротурбин. На рис. II.12, а показаны горизонтальные турбины со спиральным подводом воды 1 и изогнутой отсасывающей трубой 2. Колесо поддерживается подшипником 3. Такие конструкции применяются для небольших гидротурбин. Шахтный (полупрямоточный) гидроагрегат (рис. II.12, б) имеет генератор 2, расположенный в бетонной шахте 6. Генератор соединен валом с колесом 4. За колесом расположен выходной статор 7 с подшипником.

Подвод воды осуществляется по каналам 1, омывающим шахту генератора, и через направляющий аппарат 3 вода подводится к рабочему колесу 4 и отводится по прямой отсасывающей трубе 5. Такая схема компоновки горизонтального гидроагрегата распространения не получила.

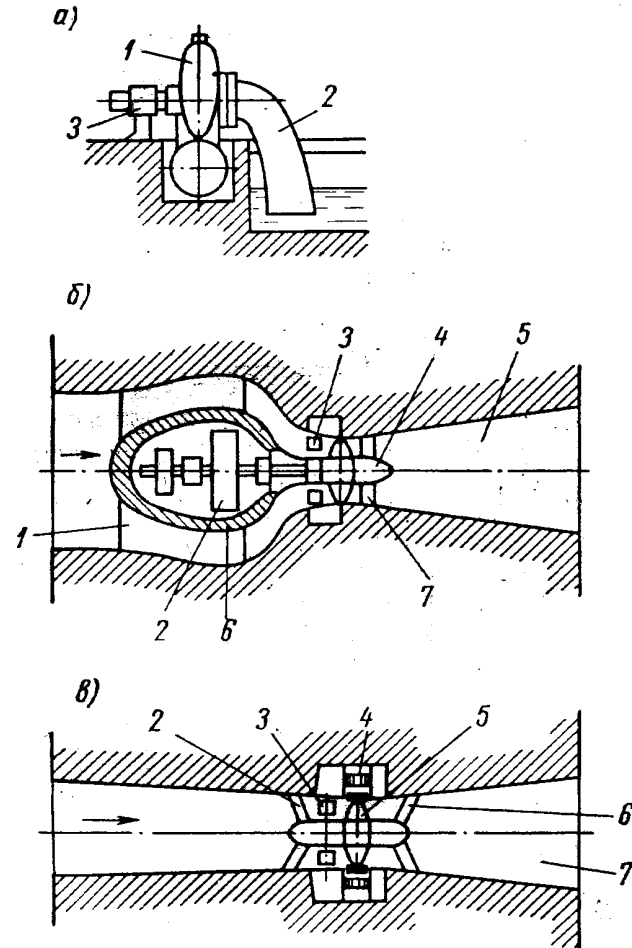


Рис. II.12. Схемы горизонтальных гидротурбин

На рис. II.12, в показан прямооточный агрегат. Вода подводится по прямоосному каналу и отводится по прямоосной отсасывающей трубе 7. Рабочее колесо 5 имеет лопасти, охватываемые ободом, на котором закреплен ротор генератора, и далее ротор охватывает статор 4. Имеются входные 2 и выходные 6 опорные ребра, поддерживающие гидроагрегат. Перед колесом расположен осевой направляющий аппарат 3.

В первом издании монографии подробно рассмотрены указанные схемы горизонтальных гидроагрегатов и отмечены их преимущества и недостатки.

Подробно проанализирована конструкция горизонтального прямооточного гидроагрегата с генератором, расположенным на ободу колеса. У этой конструкции вследствие сложных уплотнений и трудности соединения обода с цапфой поворота лопастей не было получено надежного

решения, а такие агрегаты распространения не получили. Более удачными оказались конструкции капсульных гидроагрегатов с генератором, расположенным в специальном кожухе-капсуле, омываемой водой. При этом возможны два варианта компоновки — взаимного расположения турбин и генератора. Первый вариант — капсула с генератором, расположенным перед турбиной в конусной части водовода (см. рис. II.4), и второй вариант — капсула с генератором, расположенным за рабочим колесом в отсасывающей трубе. Исследования показали, что расположение относительно большой по диаметру капсулы в отсасывающей трубе ухудшает энергетические показатели по сравнению с первым вариантом. Для уменьшения размеров капсулы за счет более быстрого генератора возможно применение мультипликатора, устанавливаемого между турбиной и генератором, однако такая схема получается более сложной конструкции и поэтому не применяется для крупных машин.

При компоновке с установкой генератора в конусной части не в капсуле, а в бетонной камере в шахте, омываемой по бокам водой (рис. II.12, б), протекающей в турбине, гидротехническое сооружение получается более сложным, чем при капсульном агрегате. Наибольшее распространение для горизонтальных установок получили капсульные гидроагрегаты с капсулой в напорной части. Они оказались надежными в эксплуатации, имеют большую (на 25—30%) по сравнению с вертикальными пропускную способность, что обеспечивает при тех же параметрах гидростанции меньшие размеры гидроагрегатов.

4. КОНСТРУКЦИИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

Радиально-осевые гидротурбины применяются для широкого диапазона напоров 30—450 м. Конструкции их зависят от величины напора и мощности. Величина напора определяет конфигурацию проточной части. С увеличением напора и мощности увеличиваются действующие нагрузки на детали турбин, и они становятся более массивными и толстостенными. При больших напорах гидротурбины оборудуются дополнительными вспомогательными устройствами — холостыми выпусками и затворами.

При увеличении размеров диаметра колеса турбины увеличиваются габариты деталей турбины, поэтому их приходится применять разъемными на несколько частей. На рис. II.13—II.20 представлены различные вертикальные радиально-осевые гидротурбины с диаметром колеса $D_1 = 2,4 \div 7,5$ м для напоров $H = 34 \div 300$ м; мощности $N = 56\,500 \div 508\,000$ квт.

На рисунках показаны лишь главные узлы и детали турбины, к которым относятся: спиральная камера, направляющий аппарат с приводом, рабочее колесо с валом, направляющий подшипник, фундаментные части и другие узлы. Вспомогательные механизмы и коммуникации, состоящие из масляных, воздушных и водяных трубопроводов, механизмов автоматики, передачи к выключателю, измерительных приборов и тому подобные устройства, на рисунках не показаны, не изображены на них и механизмы, относящиеся к системе регулирования.

Конструктивные схемы всех вертикальных радиально-осевых гидротурбин идентичны, подвод воды к рабочему колесу осуществляется спиральной камерой через многолопаточный направляющий аппарат. Отвод воды производится по прямой или изогнутой отсасывающей трубе. К колесу турбины с помощью фланцев присоединяется вал, который поддерживается в строго вертикальном положении направляющим подшипником, установленным на крышке турбины. На ней же установлен и привод направляющего аппарата с регулирующим кольцом. Генератор расположен

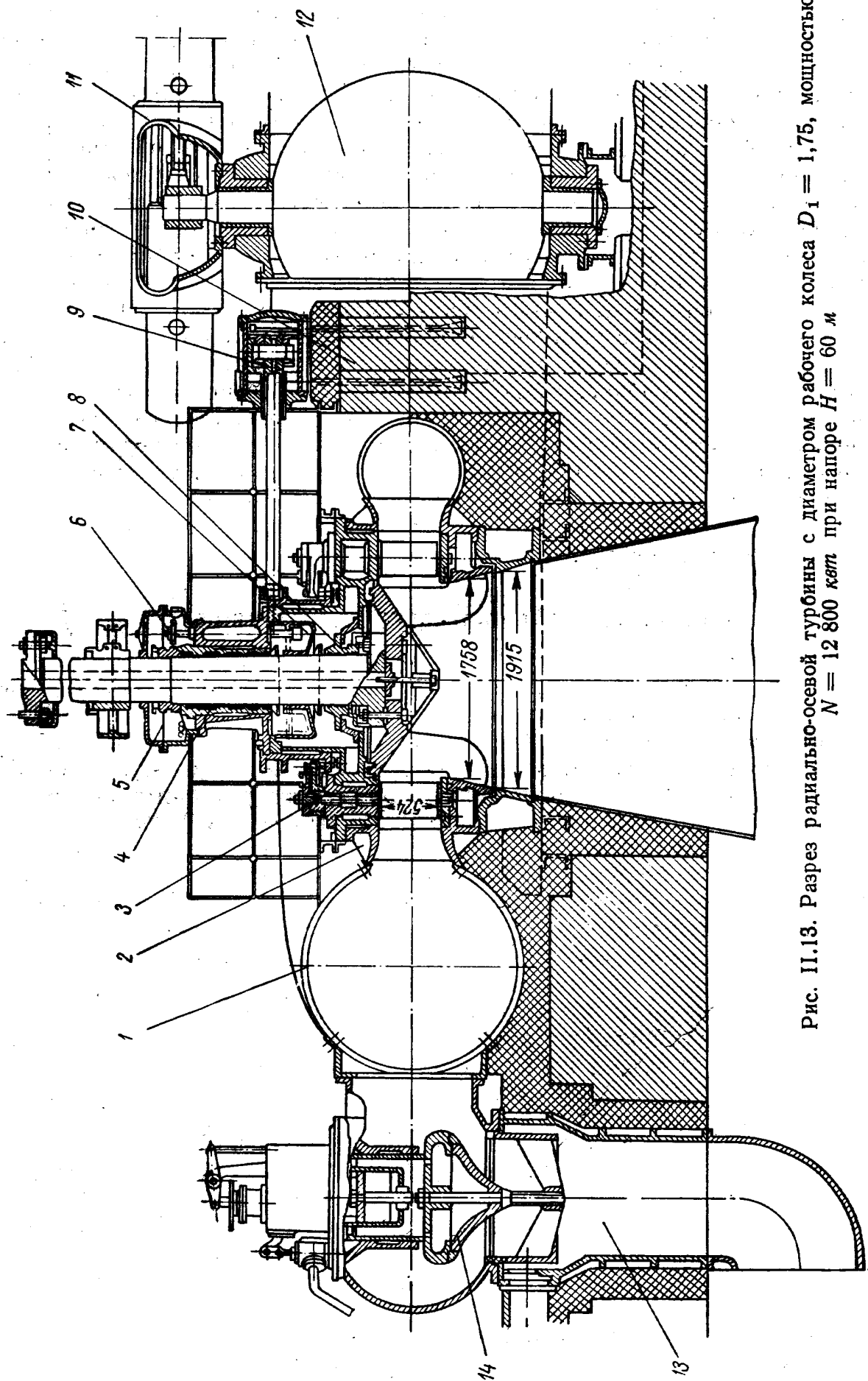


Рис. II.13. Разрез радиально-осевой турбины с диаметром рабочего колеса $D_1 = 1,75$, мощностью $N = 12\ 800$ квт при напоре $H = 60$ м

над турбиной, его статорная часть опирается либо на бетонную шахту, либо на балочное перекрытие. Ротор агрегата состоит из ротора генератора, валов генераторного и турбинного и рабочего колеса. Все эти детали соединены вместе и опираются на подпятник, который устанавливается на верхней крестовине генератора, либо подпятник устанавливается на крышке турбины.

В зависимости от параметров отдельные узлы машины несколько модифицируются, однако общая конструктивная схема вертикальных гидротурбин за последние 25 лет мало изменилась [42, 43, 46, 47]. Развитие конструкции в основном шло по пути совершенствования эксплуатационных свойств отдельных узлов и элементов конструкции, упрощения их форм, уменьшения веса, применения более дешевых материалов, улучшения технологических качеств конструкции.

Рассмотрим конструкции нескольких характерных турбин.

На рис. II.13 показана конструкция вертикальной радиально-осевой турбины мощностью $N = 12\ 800$ квт при напоре $H = 60$ м с диаметром рабочего колеса $D_1 = 1,75$, созданная на ЛМЗ в 30-х гг. Спиральная камера 1 залита в бетон в нижней части до горизонтальной оси. Спиральная камера присоединена к статору турбины 2, на котором смонтирован направляющий аппарат 3, состоящий из 24 направляющих лопаток, поворачивающихся с помощью регулирующего кольца двумя сервомоторами 9, установленными на цоколе 10 фундамента.

В этой конструкции направляющий подшипник 4 выполнен с вкладышем, залитым баббитом. Смазка подшипника осуществляется маслом по замкнутой схеме. Из верхнего масляного резервуара 5 масло поступает к вкладышу подшипника, в котором предусмотрены соответствующие смазочные канавки, и далее в ванну 7. Оттуда масло насосом 6, имеющим привод от вала, поднимается в верхний масляный резервуар. Под нижней ванной подшипника на валу располагается улитка 8, предохраняющая от проникновения воды в полость над турбиной. Перед спиралью турбины на трубопроводе установлен дисковый затвор 12, который имеет привод в виде плунжерного сервомотора 11, смонтированного на корпусе затвора. При закрытом положении диска прекращается доступ воды к направляющему аппарату турбины. У турбин предусмотрен также холостой выпуск 13 с клапаном 14, который в процессе регулирования при быстром закрытии направляющего аппарата может перемещаться вверх и открывать проход для воды мимо турбины и предотвращать тем самым возможность повышения давления в трубопроводе перед турбиной.

На рис. II.14 изображен разрез современной крупной радиально-осевой гидротурбины с диаметром рабочего колеса $D_1 = 6,0$ м конструкции ХТГЗ. При напоре $H = 34$ м эта турбина развивает мощность $N = 85\ 000$ квт. Эта конструкция характерна для низконапорных радиально-осевых турбин. Спиральная железобетонная камера 1 имеет трапециевидную форму, угол охвата ее в плане 270° . Потолок и конус камеры облицован стальными листами. Статор 2 выполнен из шести частей и представляет собой кольцевую деталь, состоящую из верхнего и нижнего поясов, и 12 ребер обтекаемой формы, которые привариваются к колоннам. Сверху к статору присоединена крышка турбины 3. Крышка турбины из четырех частей сварная, выполнена заодно с верхним кольцом направляющего аппарата. Она же является опорой подпятника. В крышке имеются 24 отверстия, в которых установлены подшипники и направляющие лопатки 4. Каждая направляющая лопатка имеет нижнюю и верхнюю цапфы. Нижняя цапфа установлена в нижнем кольце направляющего аппарата 22, а верхняя — в подшипниках крышки турбины. На верхней цапфе заклинен рычаг 5, который с помощью серьги 6 шарнирно соединен с регулирующей

щим кольцом 7 из двух половин, установленным на верху крышки турбины. В механизме поворота втулки изготовлены из капрона с включением графита. Это позволило отказаться от специальной смазки этих механизмов. Благодаря регулируемому кольцу все направляющие лопатки связаны в единую кинематическую схему и могут одновременно поворачиваться при перемещении регулирующего кольца. Регулирующее кольцо связано с двумя масляными торовыми сервомоторами 10, которые создают необходимые условия для поворота лопаток направляющего аппарата. Торковые сервомоторы направляющего аппарата диаметром 500 мм состоят из плунжера, закрепленного болтами на крышке турбины, и двух корпусов с уплотнениями плунжера, укрепленных на регулирующем кольце 9. Лопатки, поворачиваясь вокруг своих цапф, уменьшают или увеличивают расстояние между собой и тем самым изменяют открытие направляющего аппарата

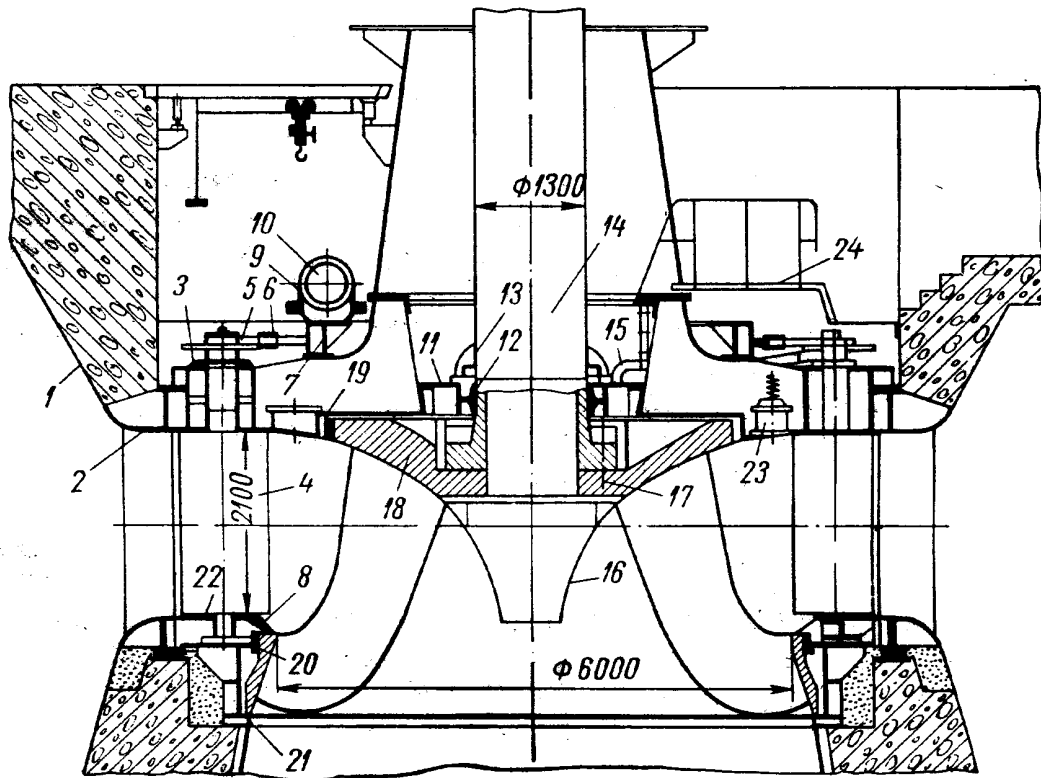


Рис. II.14. Разрез радиально-осевой турбины с диаметром рабочего колеса $D_1 = 60$ м, мощностью $N = 85\ 000$ квт при напоре $H = 34$ м

для протекания воды через турбину. Масло к цилиндрам сервомоторов подается от золотника регулятора по трубопроводам. Для согласования перемещений поршня сервомотора с золотником регулятора служит обратная связь с выключателем. Внутри крышки турбины на фланце установлен корпус направляющего подшипника 11, внутри которого расположены обрезиненные самоустанавливающиеся сегменты подшипника 12. Над подшипником расположено уплотнение 13. Вода подается по трубопроводу 15 для смазки подшипника.

Подшипник турбины поддерживает в вертикальном положении цельнокованный вал турбины 14, который с помощью фланца и болтов 17 присоединен к рабочему колесу турбины 18. Вал турбины выполнен единым для всего агрегата. Верхний фланец присоединен к ступице ротора генератора. В зоне направляющего подшипника вал облицован листами из нержавеющей стали. Рабочее колесо с 15 лопастями состоит из верхней конической ступицы с фланцами и нижнего обода, соединяемых между собой пространственными лопастями колеса. Эти отдельные детали свариваются на заводе. По условиям транспортировки рабочие колеса выполняются из двух частей.

которые соединяются на монтаже. Нижний обод соединен сваркой или болтами. Для лучшего обтекания снизу к рабочему колесу присоединяется конус 16.

На верхнем и нижнем ободах колеса расположены кольца, создающие щелевые уплотнения 19 и 20, которые уменьшают протечки воды мимо колеса. Нижний обод колеса вращается в цилиндрической камере 8, создаваемой внутренней поверхностью фундаментного кольца 21, которое соединено со статором турбины. Снаружи эти кольца залиты бетоном. Для прохода в шахту турбины предусмотрена площадка 24 с соответствующими лестницами. На крышке турбины установлен воздушный клапан 23 для срыва вакуума у рабочего колеса, который может появиться при сбросе нагрузки с турбины во время процесса регулирования.

На рис. II.15 изображен разрез вертикальной радиально-осевой гидротурбины (конструкция ЛМЗ) на более высокий напор $H = 122$ м, диаметр

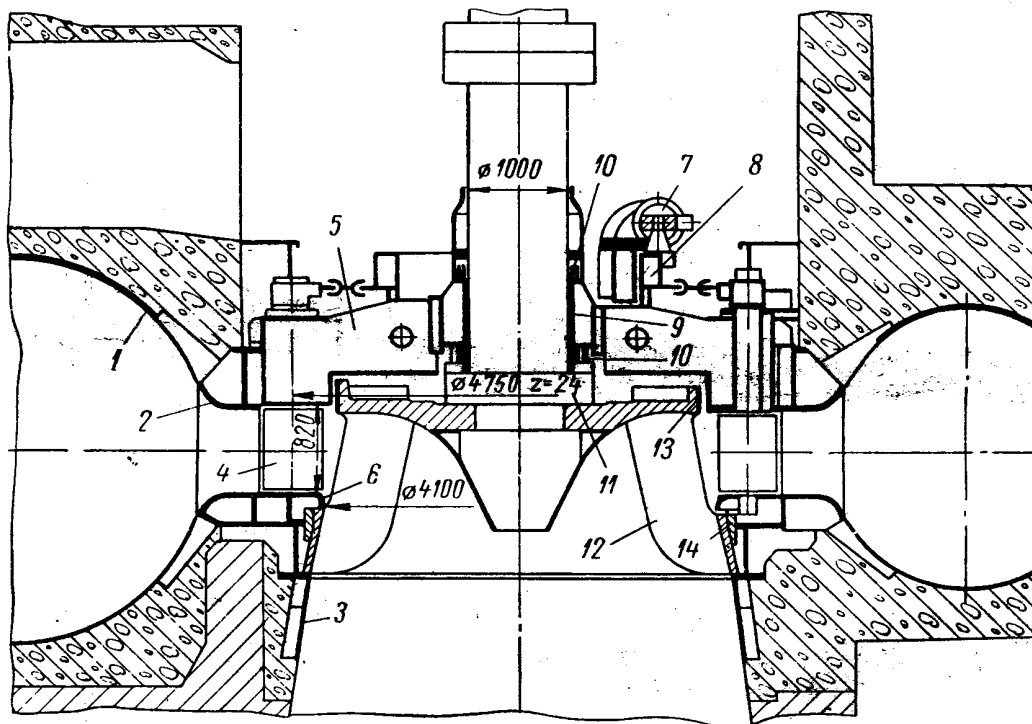


Рис. II.15. Разрез радиально-осевой турбины с диаметром колеса $D_1 = 4,1$ м, мощностью $N = 127\ 000$ квт при напоре $H = 122$ м

колеса турбины $D_1 = 4,1$ м, мощность $N = 127\ 000$ квт. Конструкция этой турбины отличается от рассмотренной выше. Спиральная камера здесь 1 металлическая сварная с углом охвата 345° . Диаметр верхнего сечения 4170 мм. Толщина листов камеры измеряется 32—38 мм, фундаментные части состоят из статора 2 и фундаментного кольца 3. Статор сварнолитой состоит из четырех частей. Ободья и колонны литые, сваренные в единую конструкцию. К нижнему поясу статора приварена камера рабочего колеса. Направляющий аппарат с 24 стальными лопатками 4, крышка турбины 5 сварная, нижнее кольцо 6 стального литья. Плоскости крышки и нижнего кольца, смываемые проточной водой, облицованы металлом из нержавеющей стали. Уплотнение цапф направляющих лопаток достигается при помощи профилирующих манжет. Поворот направляющих лопаток производится при помощи двух прямоосных сдвоенных сервомоторов 7 диаметром 350 мм, укрепленных на крышке турбины через регулирующее кольцо, серьги и рычага лопаток. Втулки механизма поворота выполнены капроновыми. Сварное регулирующее кольцо 8 своей ножкой с бронзовыми планками направляется специальной опорой, выполненной заодно с крышкой турбины. Сервомоторы направляющего аппарата имеют стопор-

ное устройство, позволяющее удерживать направляющий аппарат в закрытом положении при снятом давлении масла. Рабочее колесо 12 цельнолитое с 15 лопастями. Для уплотнения применены специальные кольца 13 и 14 на верхнем и нижнем ободьях. Направляющий подшипник 9 выполнен с баббитовой заливкой и смазывается густым маслом. Уплотнения подшипника 10 гребенчатые. Вал турбины 11 цельнокованный в виде тонкостенной стальной трубы с двумя фланцами. Опора подпятника генератора расположена на крестовине генератора.

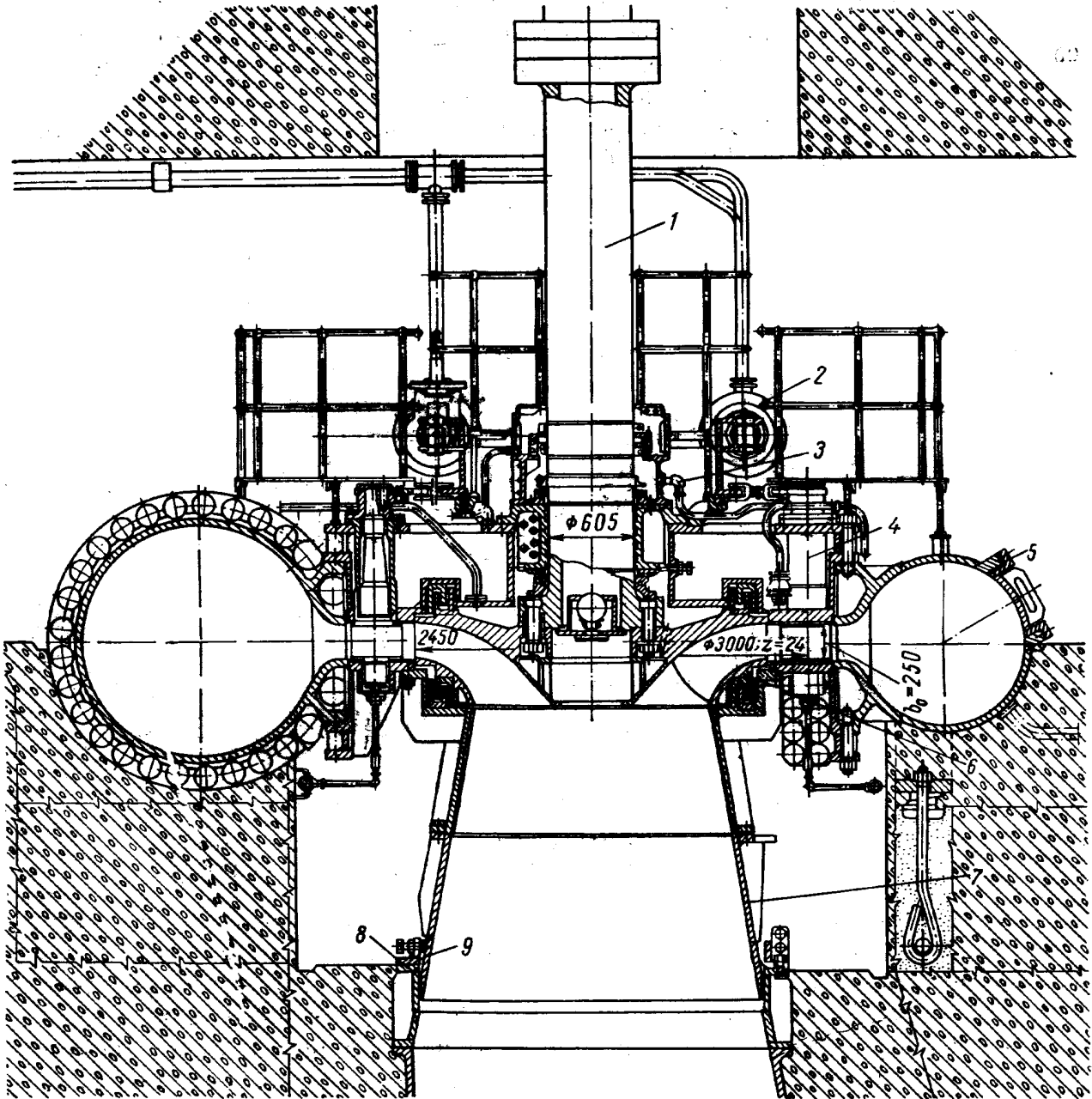


Рис. II.16. Разрез радиально-осевой турбины с диаметром колеса $D_1 = 2,45$ м, мощностью $N = 56\,500$ квт при напоре $H = 324$ м

Радиально-осевая турбина на напор $H = 324$ м изображена на рис. II.16. Эта турбина конструкции ЛМЗ имеет диаметр рабочего колеса $D_1 = 2,45$ м и развивает мощность $N = 56\,500$ квт. В данной конструкции отсутствует бетонная шахта. Спиральная камера залита в бетон лишь в нижней части до горизонтальной оси.

Отлитая из стали спиральная камера 5 состоит из отдельных секторов, соединенных с помощью фланцев и болтов друг с другом. Угол охвата спиральной камеры 360° , толщина стенок камеры 45—32 мм. В сварной крышке

турбины установлен направляющий аппарат 4, состоящий из 24 поворотных лопаток и механизма поворота. Два сервомотора 2 диаметром 450 мм установлены на приливах спиральной камеры. Один сервомотор имеет стопорное устройство. Направляющий подшипник в этой конструкции выполнен с вкладышем, залитым баббитом, омываемым густым маслом. Гребенчатое уплотнение подшипника расположено на валу над подшипником и под ним. Над подшипником расположена камера 3, из которой отводится просачивающаяся вода. Рабочее колесо 6 сварное из нержавеющей стали имеет 19 лопаток. Верхний и нижний ободья рабочего колеса снабжены уплотнительными кольцами гребенчатого типа. Вал турбины 1 сварной конструкции, кованое тело с помощью сварки соединено с литыми фланцами. Характерной особенностью этой конструкции турбины являются незабетонированные фундаментные части 7 под рабочим колесом и наличие демонтажной шахты. Это позволяет осуществлять демонтаж рабочего колеса вниз без разборки генератора и направляющего аппарата. Для разборки отсасывающей трубы предусмотрены фундаментное кольцо 8 и фланец 9. Турбина снабжена шаровым затвором $\varnothing 1700$ мм, имеющим привод от качающих сервомоторов и холостым выпуском $\varnothing 600$ мм, обеспечивающим пропуск воды 14 м³/сек. Коническая часть отсасывающей трубы и колено выполнены металлическими.

На рис. II.17 и II.18 изображены разрез и план радиально-осевой гидротурбины с диаметром рабочего колеса $D_1 = 5,5$ м. При напоре $H = 96$ м она имеет мощность $N = 230\ 000$ квт. Обороты турбины 125 в минуту. Турбина изготовлена на ЛМЗ и успешно эксплуатируется на Братской ГЭС. Конструктивная схема этой турбины обычная для вертикальных гидроагрегатов со спиральным подводом воды, имеющих генератор подвешенного типа, выполненный с подпятником, расположенным на верхней крестовине.

Спиральная камера 2 с входным диаметром $D = 7,0$ м выполнена сварной из листовой легированной стали марки СХЛ-4 переменной толщины и состоит из 30 звеньев. Максимальная толщина листа 32 мм, минимальная 20 мм. Часть звеньев большего размера для удобства и транспортировки по железной дороге выполнена разъемными из двух частей. Угол охвата спирали 345°. Спираль внутри приваривается к статору 1, который выполнен сварнолитой конструкции, состоящему из верхнего и нижнего поясов и приваренных к ним электрошлаковой сваркой 12 профилированных колонн. Статор разделен на 4 части. В собранном виде его наибольший диаметр 8870 мм и высота 2300 мм. До заливки бетоном статор устанавливается на клиньях и фундаментными болтами соединяется с бетоном.

Направляющий аппарат состоит из 24 поворотных лопаток 3, расположенных на диаметре $D_0 = 6400$ мм, высота направляющего аппарата $b_0 = 1100$ (0,2 D_1). Поворот направляющих лопаток осуществляется по обычной схеме от регулирующего кольца 4 через серьги и рычаги. Цапфы лопаток направляются лигнофолевыми втулками. Нижнее кольцо и втулка турбины сварные. Для уменьшения протечек воды через закрытый направляющий аппарат предусмотрено специальное уплотнение, состоящее из профильных шнуров, закладываемых в специальные пазы вдоль тела лопаток, к которым прижимаются хвостовые части лопаток. Аналогичные уплотнения предусмотрены и у торцов лопаток.

Регулирующее кольцо поворачивается двумя сдвоенными прямоосными сервомоторами $d = 500$ мм. Каждый сдвоенный сервомотор 5 представляет собой систему из двух сервомоторов, связанных общей тягой, на которую с двух сторон надеты и закреплены два чугунных поршня, перемещающихся внутри каждого цилиндра.

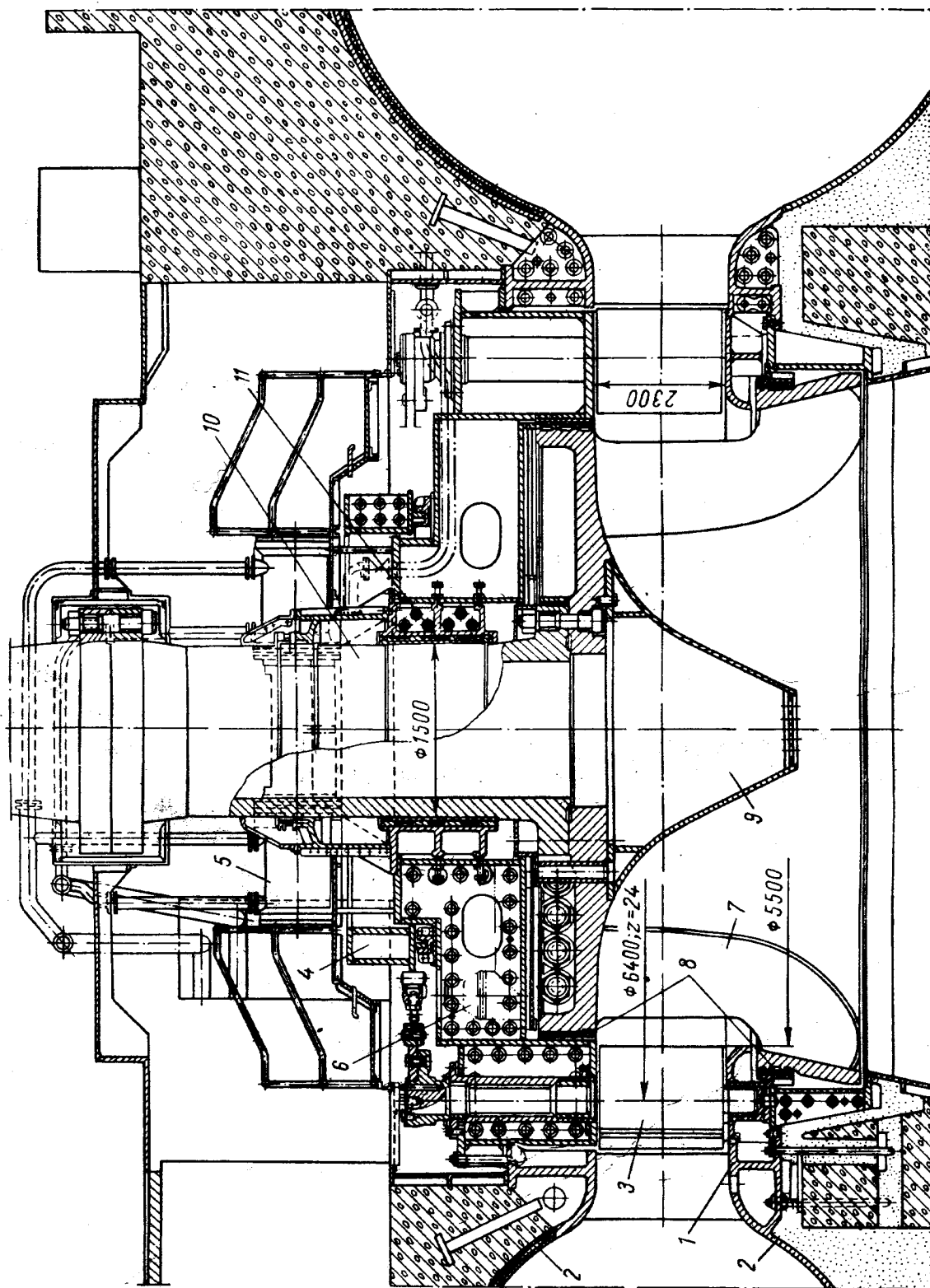


Рис. II.17. Разрез радиально-осевой турбины с диаметром колеса $D_1 = 5,5$ м, мощностью $N = 230\ 000$ квт при напоре $H = 96$ м.

Один из сервомоторов имеет стопорное устройство, позволяющее удерживать турбину в закрытом положении и допускающее снятие давления масла с сервомоторов, в то время как спиральная камера находится под напором воды.

Тяга сервомотора шарнирно связана с пальцем регулирующего кольца посредством ползуна. Сервомоторы устанавливаются на крышке турбины 6 на специальных площадках.

Рабочее колесо 7 типа РО662 с диаметром $D = 5,5 \text{ м}$ имеет 14 лопастей. При $Q_1 = 860$ его кавитационный коэффициент $\sigma = 0,083$, что обеспечивает при максимальной мощности высоту отсасывания $H_s = 0$. Конструк-

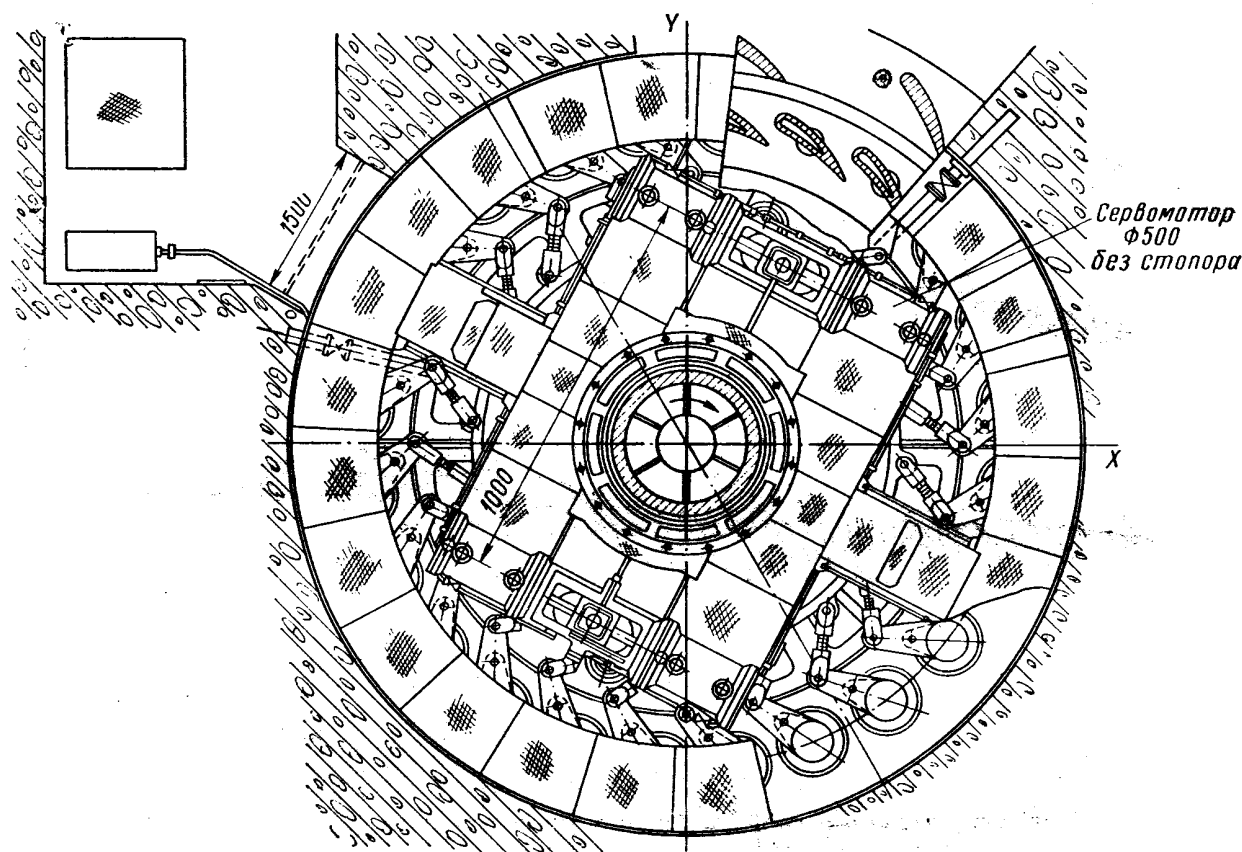


Рис. II.18. План радиально-осевой турбины

ция колеса сварнолитая. Отдельно отливаются из стали лопасти, ступица и обод и свариваются между собой на заводе в единую конструкцию электрошлаковой сваркой с последующей термической обработкой. Наибольший диаметр колеса 6100 мм, высота 2723 мм. Из условий возможности транспортировки по железной дороге рабочее колесо выполнено из двух частей, которые соединяются при монтаже на ГЭС. Это соединение осуществляется по ступице болтами размером 1М160, а по ободу — сваркой. На верхнем и нижнем ободах колеса имеются уплотнительные кольца 8 с нарезанными в них кольцевыми канавками. Снизу к колесу крепится обтекатель 9. Отсасывающая труба у турбины изогнута с глубиной заложения $L = 2,6D_1$.

Вал турбины 10 выполняется сварным с отлитой трубой из стали 20 ГСЛ и фланцами из кованой стали 20 ГС. Наружный диаметр вала $d = 1500 \text{ мм}$, толщина стенки трубы 150 мм.

Направляющий подшипник 11, фиксирующий вертикальное положение вала турбины, выполнен с резиновым вкладышем на водяной смазке. Вкладыш состоит из нескольких сегментов. На цилиндрической поверхности резины предусмотрены 16 продольных канавок. В верхней водяной ванне подшипника предусмотрено дисковое торцевое уплотнение, состоящее

из кольца на валу и резинового кольца на ванне. Вал турбины в районе подшипника облицован листами из нержавеющей стали. Все трущиеся поверхности деталей гидротурбин смазываются автоматически с помощью станции густой смазки типа САГ-100.

Система регулирования оборудована электрогидравлическим регулятором типа ЭГР-15 и маслонапорной установкой типа МНУ-12,5.

На рис. II.19 изображен разрез мощной радиально-осевой гидротурбины с диаметром колеса $D_1 = 4,5$, при напоре $H = 207$ м она имеет мощность $N = 290\ 000$ квт. Эта турбина спроектирована на ХТЗ [83].

Спиральная камера 1 турбины смешанной конструкции — из листовой стали толщиной 22—26 мм, с частичной передачей нагрузки на бетон.

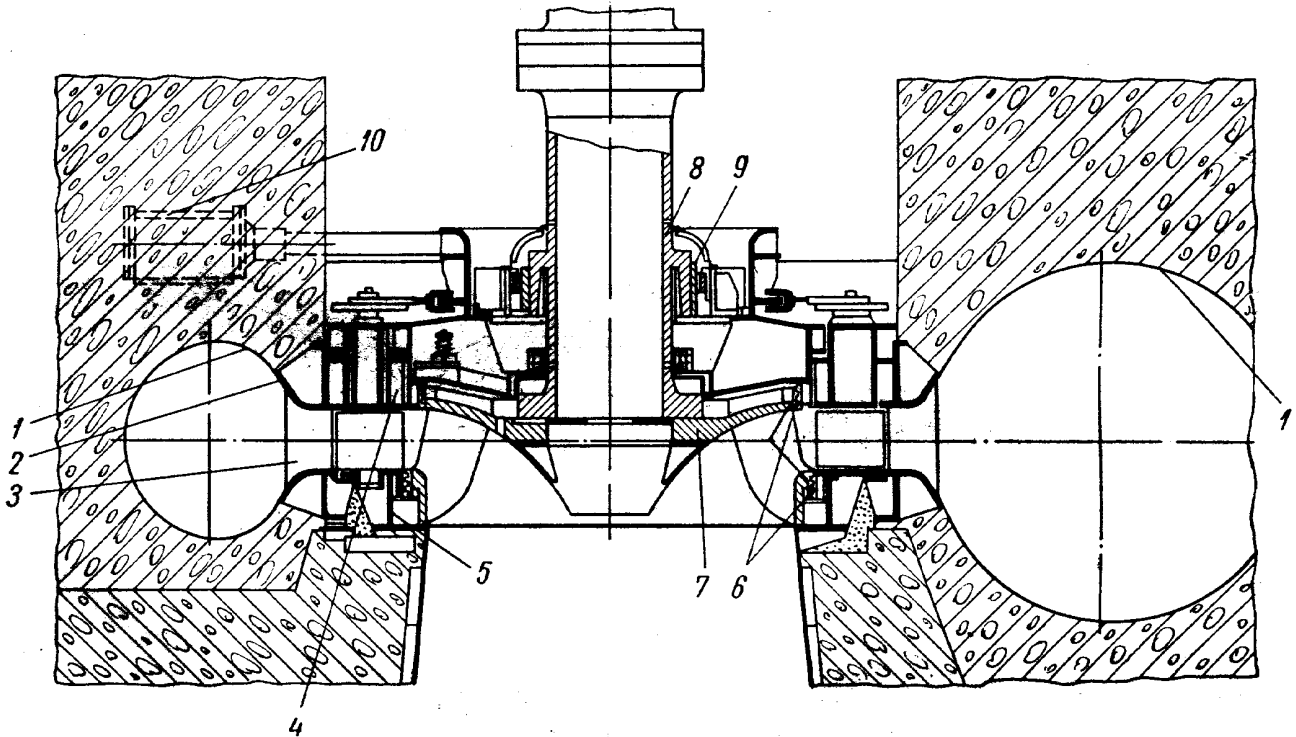


Рис. II.19. Разрез радиально-осевой турбины с диаметром колеса $D_1 = 4,5$ м, мощностью $N = 290\ 000$ квт при напоре $H = 207$ м

Для этого предусматривается арматура периодического профиля диаметром 22—25 мм, шаг стержней 400—500 мм. Спиральная камера рассчитывается на пропуск максимального расхода 169 м³/сек и максимальное давление 270 м. Статор 2 сервомотора с 12 лопатками. Направляющий аппарат с 24 лопатками 3 трехпорными, установленными в подшипники с бронзовыми втулками. Уплотнение направляющего аппарата в закрытом положении осуществляется между лопатками точной пригонкой кромок, а по торцам — с помощью упругих стальных пластин, закрепленных в кольцевые пазы крышки турбины и фундаментные кольца. Поворот направляющих лопаток осуществляется двумя поршневыми сервомоторами 10, установленными в шахте. Крышка турбины 4 объединена с верхним кольцом направляющего аппарата, а нижнее кольцо 5 объединено с фундаментным. Эти детали сварные: цельное рабочее колесо 7 сварнолитое из нержавеющей стали; 17 лопастей колеса вставляются в сквозные пазы обода и втулки и привариваются к ним; швы при этом получают наружными — доступными для работы. Уплотнения колеса 6 щелевые.

Вал 8 выполнен в виде сварной конструкции из ковanej обечайки и литых фланцев. Направляющий подшипник 9 сегментный на жидкой масляной смазке, самосмазывающийся. У турбины предусматривается впуск воздуха из атмосферы и под давлением.

На рис. II.20 и II.21 изображены разрез сверхмощного гидроагрегата с радиально-осевой турбиной, имеющей диаметр рабочего колеса $D_1 = 7,5 \text{ м}$, созданной на ЛМЗ. При напоре $H = 95 \text{ м}$ турбина развивает мощность $N = 508\,000 \text{ квт}$ [22, 107].

Турбина и генератор зонтичного типа выполнены как единый агрегат с общим валом 2. Снизу вала крепится рабочее колесо 1. Верхний фланец вала присоединяется с помощью болтов к ступице ротора генератора. Подпятник опирается через опору 3 на крышку турбины 5, объединенную с верхним кольцом направляющего аппарата.

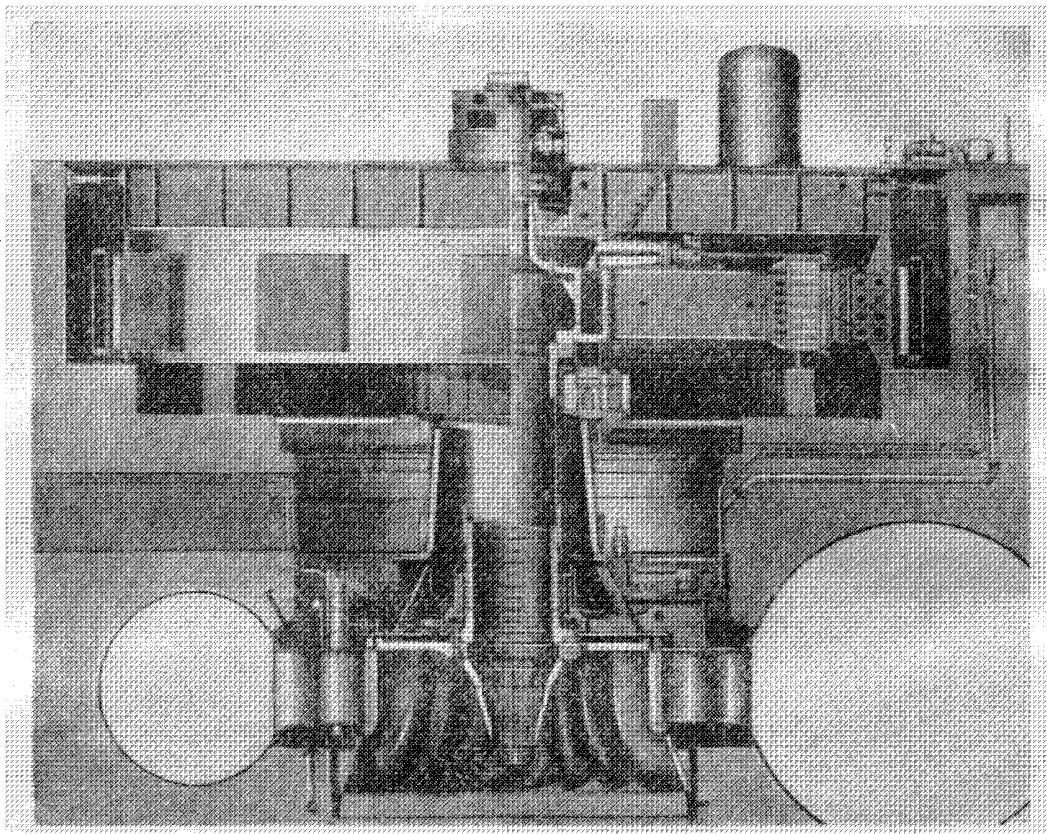


Рис. II.20. Разрез гидроагрегата мощностью $N = 500\,000 \text{ квт}$ при напоре $H = 95 \text{ м}$

Крышка турбины через массивный двойной фланец опирается на статор 9, к которому присоединяется спиральная камера 6. Важнейшим узлом турбины, определяющим энергетические качества, является рабочее колесо 1. В результате обширных исследовательских и проектных работ было создано новое рабочее колесо, отличающееся от ранее применявшихся формой и профилем лопастей и проточной частью, позволивших получить приведенный расход $Q'_1 = 1100 \div 1200 \text{ лт/сек}$ вместо достигнутых ранее для таких быстроходных колес $Q'_1 = 800 \div 850 \text{ мм/сек}$. Такая пропускная способность колеса позволила получить большую мощность при диаметре колеса 7,5 м. Рабочее колесо имеет 14 лопастей, отлитых отдельно и приваренных к верхнему и нижнему ободам. Лопасти колеса отливались из стали 20ГСЛ в кокиль и соединялись электрошлаковой сваркой с верхним ободом. Нижний обод из прокатанной углеродистой стали соединялся с лопастями полуавтоматической сваркой в среде углекислого газа. Несмотря на большие габаритные размеры колеса — диаметр 8,65 м и высота 4,1 м, — оно полностью изготовлялось на ЛМЗ и водным путем отправлялось на гидростанцию.

Для лучшей кавитационной стойкости часть поверхности лопастей защищалась специальной кавитационностойкой сталью. К нему снизу

присоединяется удлиненный конус 10 с отверстиями внизу и в верхней части. Эти отверстия создают циркуляцию воды, что уменьшает нестационарные явления. Уплотнение 11 ободьев колеса щелевое с канавками. Направляющий аппарат с повышенной высотой $b_0 = 0,2D_1$ состоит из 24 направляющих лопаток 7 с асимметричным профилем выпуклостью наружу. Величина открытия направляющих лопаток 600 мм. Цапфа лопатки направляется втулками из древесных пород, смазываемых водой. Уплотнение установлено над верхней цапфой.

Уплотнение направляющего аппарата от протечек при остановленной турбине выполнено в виде фасонных резиновых шнуров, установленных в специальные пазы и закрепленных планками.

Механизм поворота лопаток обычный. Втулки цапф капроновые, не требующие смазки.

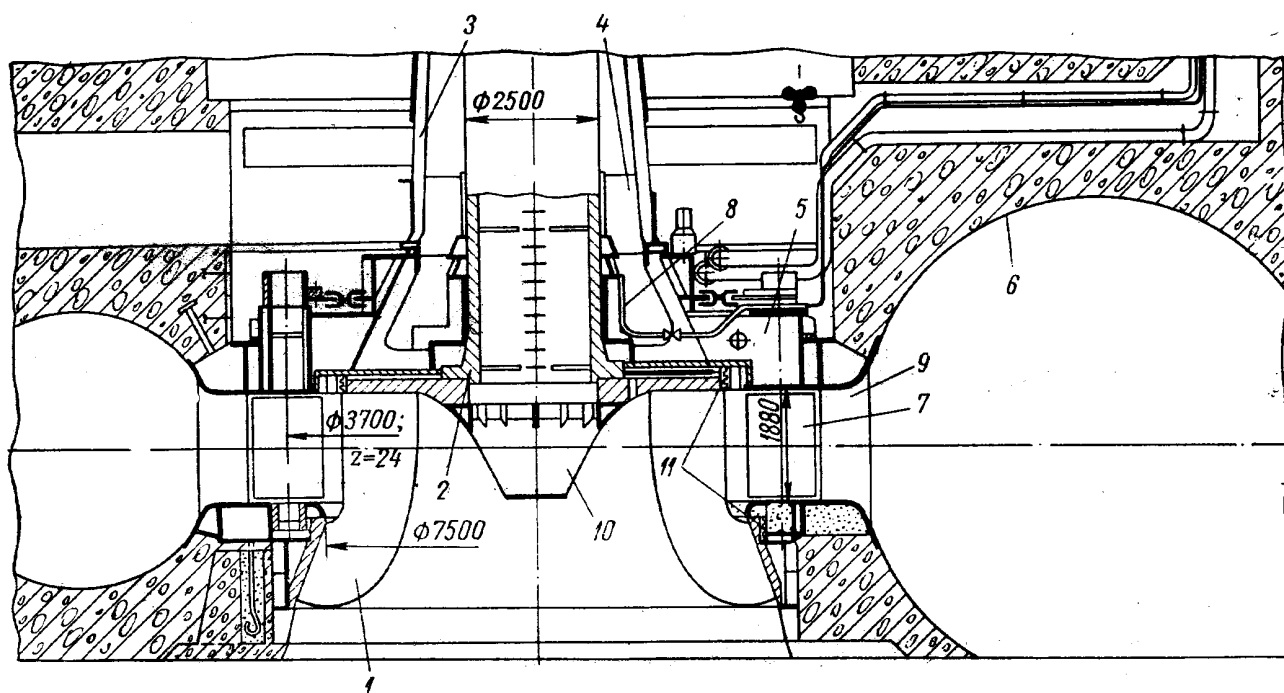


Рис. П.21. Разрез радиально-осевой турбины с диаметром колеса $D_1 = 7,5$ м, мощностью $N = 508\,000$ квт.

Крышка турбины 5, регулирующее кольцо и опора пяты сварены из проката. Сервомоторы 4 поршневые прямоосные сдвоенные, установленные на крышке турбины.

Вал агрегата 2 имеет наружный диаметр 2,3 м, длину 7,7 м и толщину стенки 200 мм. Вал выполнен в виде кованой трубы из стали 25ГС, сваренной по длине из двух частей, и кованых фланцев из стали 25ГС, присоединенных к трубе электрошлаковой сваркой.

Направляющий подшипник 8 с обрезиненными вкладышами на водяной смазке. Подвод воды к подшипнику производится по двум независимым трубопроводам диаметром 75 мм, снабженным контролирующей и сигнализирующей автоматической аппаратурой. Уплотнение у водяной ванны подшипника плоское (торцевое), резиновое.

Статор турбины 9 сварнолитой из стали 20ГСЛ состоит из 6 частей общим весом 180 т; 12 колонн электрошлаковой сваркой присоединены к верхнему и нижнему поясам. Статор воспринимает нагрузку от давления воды, действующей на спираль, равную 33 000 т. Спиральная камера 6, имеющая входной диаметр 8,7 м и габариты в плане $22,2 \times 25,7$ м; наиболее напряженные элементы спирали у входного сечения изготовлены из специальной стали с высокой прочностью, а остальные листы — из углеродистой стали. Максимальная толщина листов 35 мм.

С напорным трубопроводом спираль соединяется с помощью сварки. В зоне наибольших напряжений у входного сечения часть нагрузки на спираль передается железобетону. В таких местах отсутствует упругая прокладка между спиралью и железобетоном и его арматура приваривается к статору.

Турбина Красноярской ГЭС снабжена электрогидравлическим регулятором ЭГР-150 с главным золотником диаметром 150 мм и маслonaпорной установкой типа МНУ-20-2/40 с котлами общим объемом 20 м³ при давлении 40 кг/см². Турбина снабжена вспомогательными контролирующими и сигнализирующими устройствами, обеспечивающими ее автоматический пуск, работу на всех режимах, а также нормальную и аварийную остановки.

5. КОНСТРУКЦИИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПОВОРОТНОЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН

Конструкции гидротурбин с поворотными лопастями более сложны, чем радиально-осевые гидротурбины, так как в них имеются устройства для поворота лопастей. Поворот лопастей рабочего колеса осуществляется с помощью специального кривошипного или кулисного механизма, расположенного внутри втулки рабочего колеса, там же обычно располагается и поршень сервомотора, создающего необходимые усилия для поворота лопастей. Благодаря двойному регулированию лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса усложняется также и система регулирования гидротурбин. По сравнению с радиально-осевой турбиной в ней появляется дополнительное золотниковое устройство для регулирования подачи масла в сервомотор рабочего колеса и комбинаторное устройство для осуществления согласованного открытия лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса.

Усложнения конструкции этих турбин по сравнению с турбинами радиально-осевыми с лихвой окупаются благодаря двойному регулированию дополнительной выработкой энергии (квт·ч). Турбины с поворотными лопастями имеют более высокий к. п. д. при использовании низких напоров и больших расходов воды; у них всегда имеется возможность разбега колеса на составные части, и поэтому можно применять колеса больших размеров. Вследствие этого турбины с поворотными лопастями получили широкое распространение во всех странах при сооружении низконапорных гидроэлектростанций.

В СССР имеется большое количество равнинных рек с низкими напорами, поэтому гидроэлектростанции, оборудованные турбинами с поворотными лопастями, получили у нас особенно большое применение. По производству этих крупных и мощных гидротурбин отечественное энергомашиностроение вышло на первое место в мире [82]. Еще в довоенные годы турбины с поворотными лопастями Угличской и Рыбинской гидроэлектростанций на Волге, созданные на ЛМЗ, с диаметром колеса $D_1 = 9$ м были самыми крупными турбинами в мире. В послевоенные годы еще более крупные турбины были созданы на ЛМЗ для Волжской ГЭС им. В. И. Ленина и Волжской ГЭС им. XII съезда КПСС.

Эти турбины с диаметром колеса $D_1 = 9,3$ м развивают мощность $N = 126\ 000$ квт при напоре $H = 22,5$ м. В последнее время на ЛМЗ изготавливаются еще более мощные гидротурбины с поворотными лопастями для ГЭС Джердап-Железные ворота на Дунае. Диаметр колеса турбин $D_1 = 9,5$ м, мощность $N = 178\ 000$ квт при напоре $H = 27,2$.

Вследствие высоких энергетических качеств турбины с поворотными лопастями их стремятся применять для все большего напора. Различные

конструктивные схемы гидротурбин с поворотными лопастями изображены на рис. II.22—II.27. На этих рисунках изображены поворотнолопастные гидротурбины с диаметром колес $D_1 = 3,6 \div 10,3$ м. Мощность до $N = 178\,000$ квт для напоров $H = 9,7 \div 68$ м.

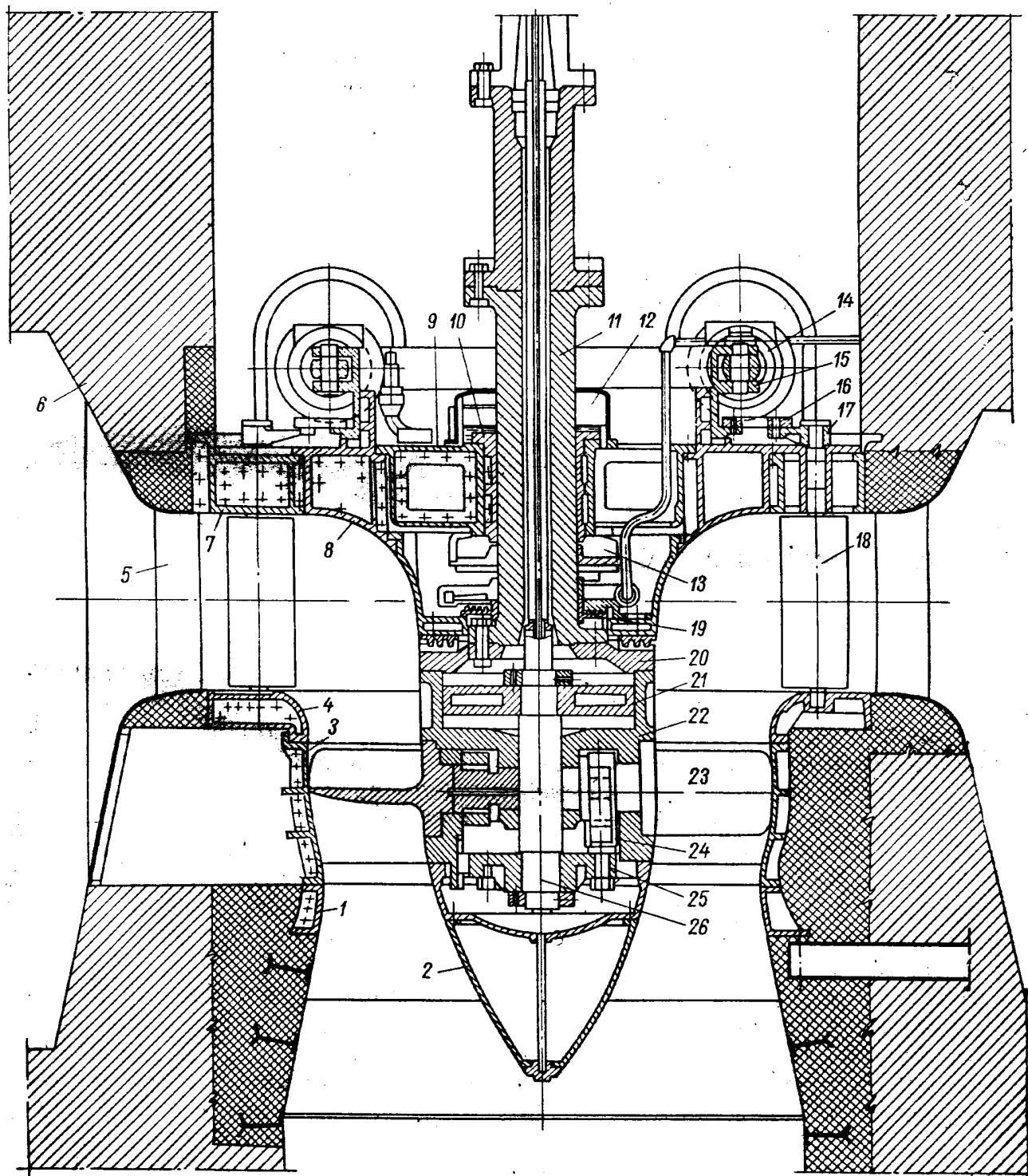


Рис. II.22. Разрез поворотнолопастной турбины с диаметром рабочего колеса $D_1 = 3,6$ м, мощностью $N = 125\,000$ квт при напоре $H = 20$ м.

На рис. II.22 изображена конструкция гидротурбины с поворотными лопастями с диаметром колеса $D_1 = 3,6$ м для напора $H = 20$ м, мощностью $N = 12\,500$ квт, созданная на ЛМЗ в 30-е годы. Большое количество гидротурбин, созданные в тот период в СССР и за границей, имели аналогичную конструкцию. Вода подводится к турбине по бетонной спиральной камере 6, статор турбины 5 выполнен в виде отдельных колонн, фланцы которых забетонированы в верхний и нижний конуса спирали.

Нижнее кольцо направляющего аппарата 4 забетонировано, оно соединено с камерой рабочего колеса 3, к камере снизу примыкает фундаментное кольцо 1. Эти детали ограничивают снизу проточный тракт турбины и создают камеру необходимой формы, в которой расположено рабочее колесо турбины. Один из сегментов камеры не забетонирован, и имеется люк для выема лопасти. Сверху расположено верхнее кольцо направляющего аппарата 7 и крышка турбины 8 с конусом. Верхнее кольцо направляющего аппарата забетонировано в шахте турбины. В нем расположены подшипники лопаток направляющего аппарата 18. Верхнее кольцо направляющего аппарата имеет специальные прорези для выема лопаток, которые закрыты фланцами подшипников. На верхней цапфе лопаток расположен рычаг 17, который с помощью серьги 16 шарнирно связан с регулирующим кольцом 15. Регулирующее кольцо с помощью шарниров и тяг соединяется с двумя поршневыми сервомоторами 14, установленными в шахте турбины. Внутри крышки турбины установлен корпус подшипника 9 с вкладышем 10, залитым баббитом, смазка подшипника масляная. Масло поступает из верхней ванны 12. Пройдя через масляные канавки, оно стекает во вращающийся масляный резервуар 13, расположенный на валу нижнего подшипника. Из масляного резервуара 13 масло поступает вверх с помощью трубок Пито и насоса. Следовательно, смазка подшипника осуществляется по замкнутой схеме одним и тем же маслом. Иногда для охлаждения масла в верхней ванне предусматривается специальный охлаждающий трубопровод. Ниже подшипника у вала расположены лабиринтные уплотнения 19, предохраняющие от протечек воды к подшипнику.

Вал турбин 11 с помощью фланцев соединяется вверху с валом генератора, а внизу с крышкой рабочего колеса 20. Под крышкой рабочего колеса расположен цилиндр сервомотора, отлитый вместе с корпусом рабочего колеса 22. Внутри цилиндра расположен поршень 21, который закреплен на штоке 26. Такое расположение сервомотора во втулке рабочего колеса, характерное для конструкции ЛМЗ и ряда зарубежных фирм, наиболее целесообразно, так как оно обеспечивает минимальную длину силовой передачи от поршня к лопастям рабочего колеса. Подвод масла к сервомотору рабочего колеса производится по трубчатым штангам внутри вала. На верхнем конце вала над генератором расположен маслоприемник, который трубопроводом связан с золотником рабочего колеса. На нижнем кольце штока сервомотора рабочего колеса установлена крестовина 25, которая с помощью проушины и серьги 24 соединяется с рычагами, заклиненными на цапфах лопастей 23. Каждая цапфа лопасти направляется двумя бронзовыми подшипниками, установленными в корпусе рабочего колеса. Снизу присоединяется обтекаемый конус 2.

На рис. II.23 представлен разрез турбины для аналогичного напора ($H = 19,0 \text{ м}$) с диаметром рабочего колеса $D_1 = 5,0 \text{ м}$, мощностью $N = 29\,000 \text{ квт}$. Конструкция этой турбины проектировалась на ЛМЗ сравнительно недавно, она более проста. В этой конструкции имеется статор 1, являющийся остовом турбины, верхнее кольцо 2 и крышка турбины 3. Корпус направляющего подшипника 4 расположен значительно ближе к рабочему колесу, чем в предыдущей конструкции. Это удалось достичь благодаря применению подшипника с обрешиненными вкладышами на водяной смазке, поэтому отпала необходимость в уплотнении подшипника и его удалось приблизить к рабочему колесу 10. Вода для смазки подшипника подводится к верхней ванне 5 по трубопроводу 6 из спиральной камеры или от технического водопровода станции. Наверху ванны вокруг вала расположено лепестковое уплотнение 7. Вал турбины 8 имеет внизу развитой фланец 9, который является крышкой цилиндра сервомотора рабочего колеса 10.

Конструкция механизма поворота лопастей существенно отличается от предыдущей. Отсутствует шток и крестовина. Функции крестовины выполняет сам поршень, к которому прикреплена проушина 11, соединенная серьгами 12 с кривошипным кольцом 13, установленным на цапфе лопасти 14. Следовательно, поршень сервомотора непосредственно соединен с цапфами лопастей.

Внутренняя лопасть корпуса рабочего колеса 15 является полостью сервомотора и находится под давлением — это недостаток конструкции.

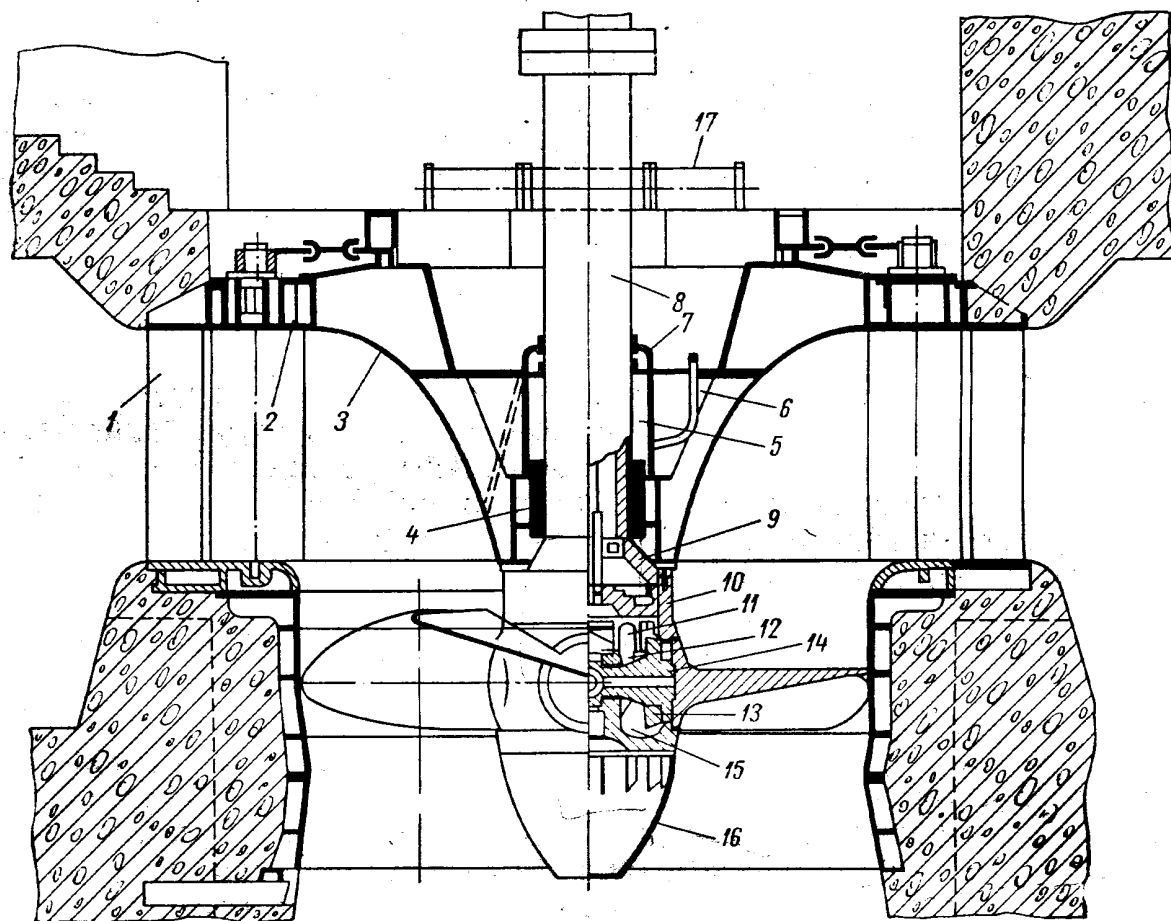


Рис. П.23. Разрез поворотнлопастной турбины с диаметром колеса $D_1 = 5,0$ м, мощностью $N = 29\,000$ квт при напоре $H = 19$ м

Снизу рабочее колесо закрыто одним конусом 16, а не двумя, как в предыдущей конструкции.

Сервомотор направляющего аппарата 17 выполнен в виде сдвоенного прямоосного цилиндра, установленного в шахте на крышке турбины.

На рис. П.24 изображена конструктивная схема гидроагрегата фирмы «Фойт» для напора $H = 15$ м. Диаметр рабочего колеса турбины $D_1 = 8,4$ м, мощность $N = 66\,900$ квт.

В этой конструкции 12 сварных колонн 1 статора, вверху приваренных к фундаментному кольцу 2, которое внутри поддерживает сварную крышку турбины 3. На крышку турбины опирается подпятник 4 агрегата. Вал 5 внизу направляется подшипником 6, смазываемым солидолом, верхняя часть вала 7 — направляющим подшипником 8 у генератора. Через этот подшипник также подается масло к сервомотору рабочего колеса 9, расположенному внутри ступицы генератора. Длинный шток 10 передает усилие сервомотора через кривошипный механизм поворота 11 пяти лопастям рабочего колеса 12.

Такое расположение сервомотора у генератора вдали от рабочего колеса, применяемое некоторыми иностранными фирмами, по нашему мнению,

нецелесообразно, так как требуется длинный шток для подачи большого усилия от поршня сервомотора к рычагам лопастей рабочего колеса, а также получается сложной конструкция подвода масла через подшипник.

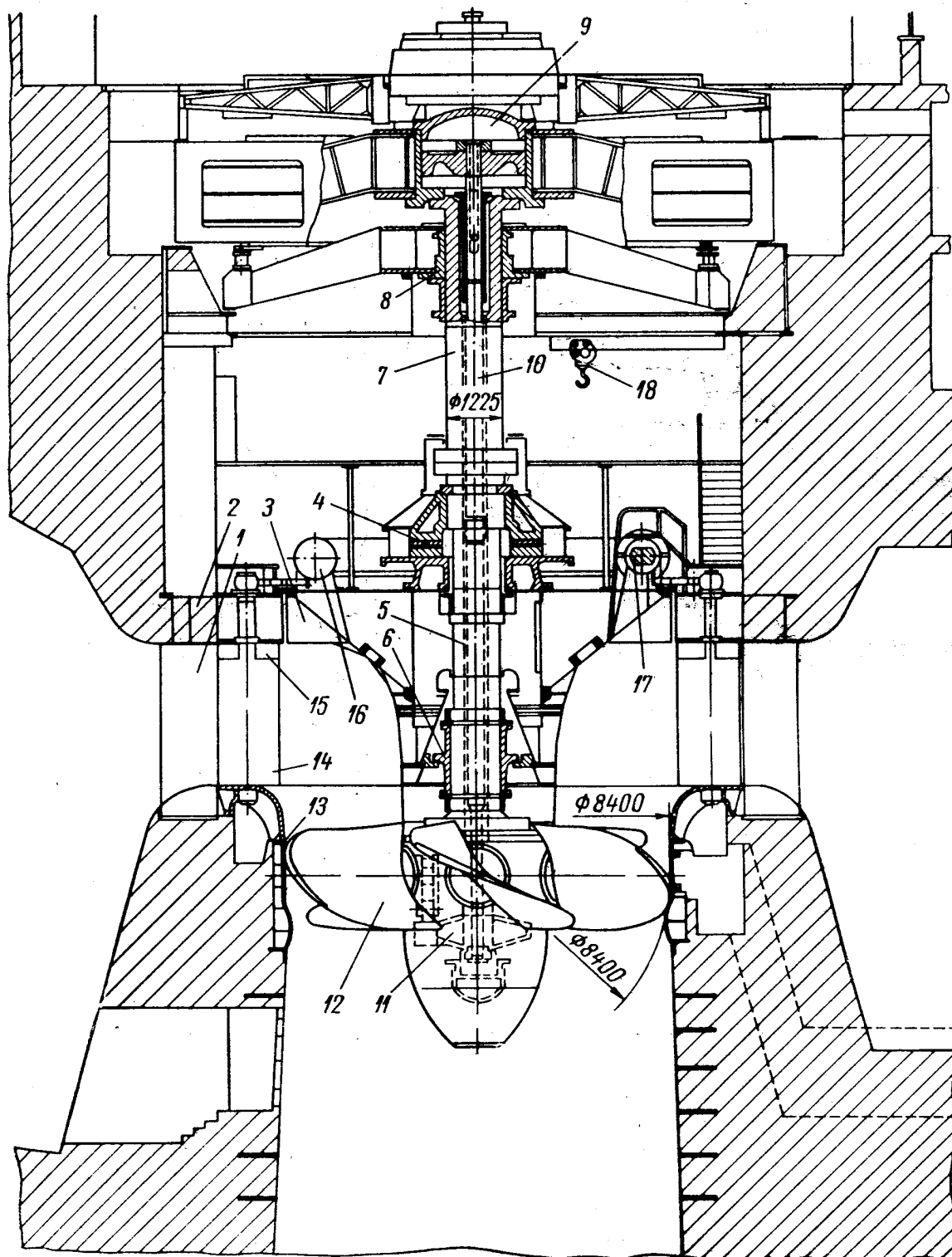


Рис. II.24. Разрез поворотлопастной турбины с диаметром рабочего колеса $D_1 = 8,4$ м, мощностью $N = 66\,900$ квт при напоре $H = 15$ м (фирмы «Фойт»)

Камера рабочего колеса 13 и нижнее кольцо направляющего аппарата забетонированы частично. У лопаток 14 направляющего аппарата имеются съемные части 15, которые позволяют осуществлять индивидуальный демонтаж лопаток.

Регулирующее кольцо 16 в сечении круглое, внутри него расположен кольцевой сервомотор 17. Для более удобного обслуживания турбины во

время эксплуатации в шахте установлены два подъемных тельфера 18, которые могут перемещаться по рельсам.

На рис. II.25 изображен разрез турбины с диаметром колеса $D_1 = 4,5$ м, мощностью $N = 43\ 000$ квт при напоре $H = 36$ м, спроектированной на ХТГЗ.

Турбина устанавливается в бетонной спиральной камере трапециевидального сечения, с углом охвата 345° . Статор 1 обычный сварнолитой из

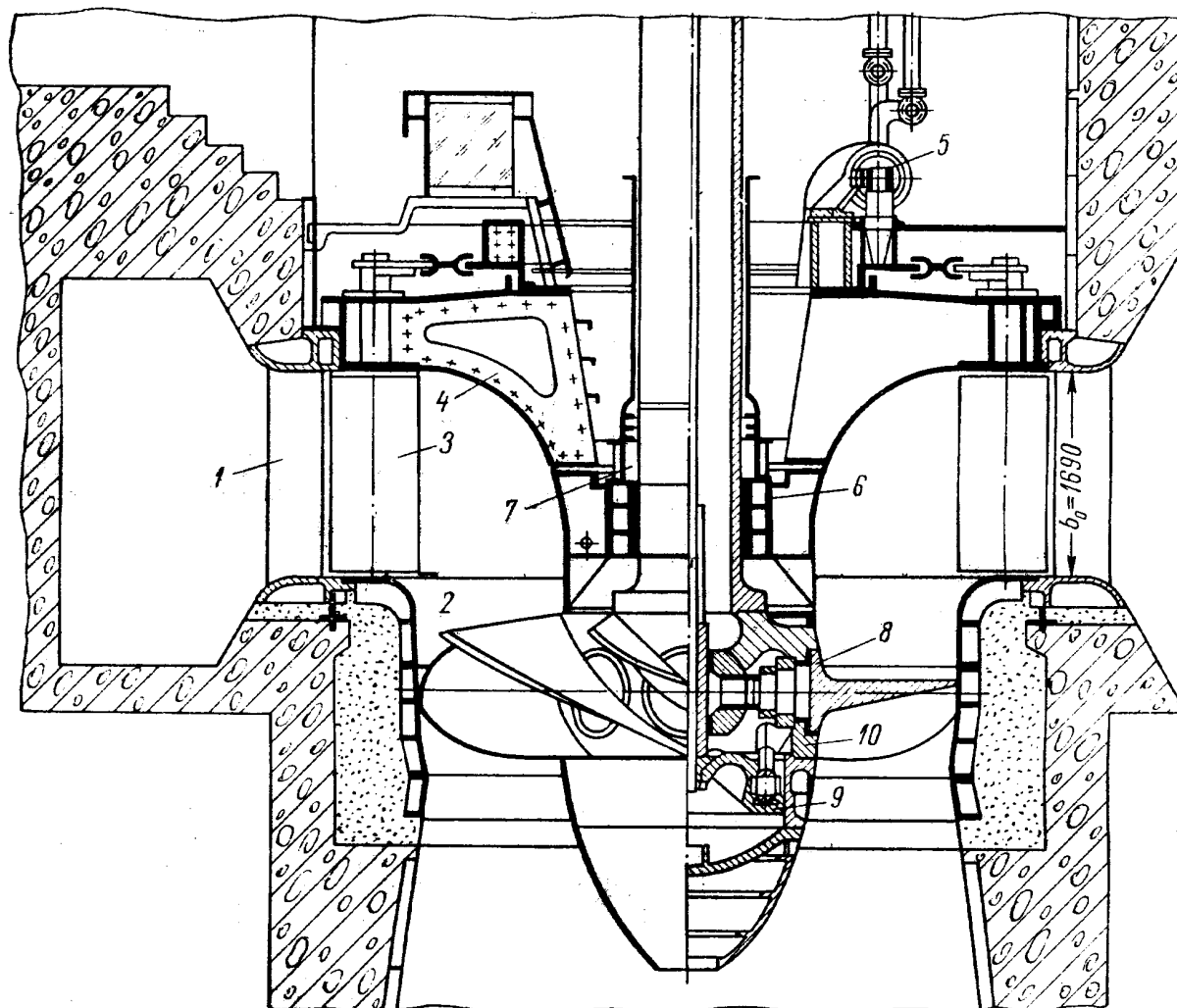


Рис. II.25. Разрез поворотнлопастной гидротурбины с диаметром колеса $D_1 = 4,5$ м, мощностью $N = 43\ 000$ квт при напоре $H = 36$ м

четырех частей с 12 колоннами. Камера рабочего колеса 2 сварная, из листов нержавеющей стали.

Направляющий аппарат с 24 лопатками 3. Крышка турбины 4 сварная. Поворот направляющих лопаток осуществляется двумя сдвоенными прямоосными сервомоторами 5, установленными на крышке турбины.

Подшипник турбины 6 с резиновыми вкладышами на водяной смазке. Вода подается в резервуар 7 спиральной камеры и резервная — от трубопровода технических нужд. Своеобразна конструкция рабочего колеса. Лопасты 8 поворачиваются от сервомотора 9, расположенного внизу корпуса колеса 10. Такое расположение сервомотора позволяет получить минимальные расстояния от колеса до направляющего подшипника.

На рис. II.26 показан разрез созданной на ЛМЗ опытной гидротурбины для агрегата № 22 Волжской ГЭС им. XII съезда КПСС.

Турбина имеет диаметр колеса $D_1 = 9,3$ м и при напоре $H = 22,5$ м ее мощность $N = 132\ 000$ квт. Спиральная камера, статор турбины с 16 ребрами 1, верхнее кольцо направляющего аппарата 2, камера рабо-

чего колеса 14 одинаковы с серийной машиной. Направляющие лопатки 3 отличаются от серийных тем, что имеют нулевой эксцентриситет, вследствие чего гидравлический момент на направляющей лопатке действует постоянно в направлении закрытия. Крышка турбины 4 имеет оригинальную конструкцию, скомпонованную из трех конусных оболочек, изготовленных из листов толщиной 26 мм. На верхний фланец крышки установлена сварная опора 6 подпятника агрегата. Поворот лопаток направляю-

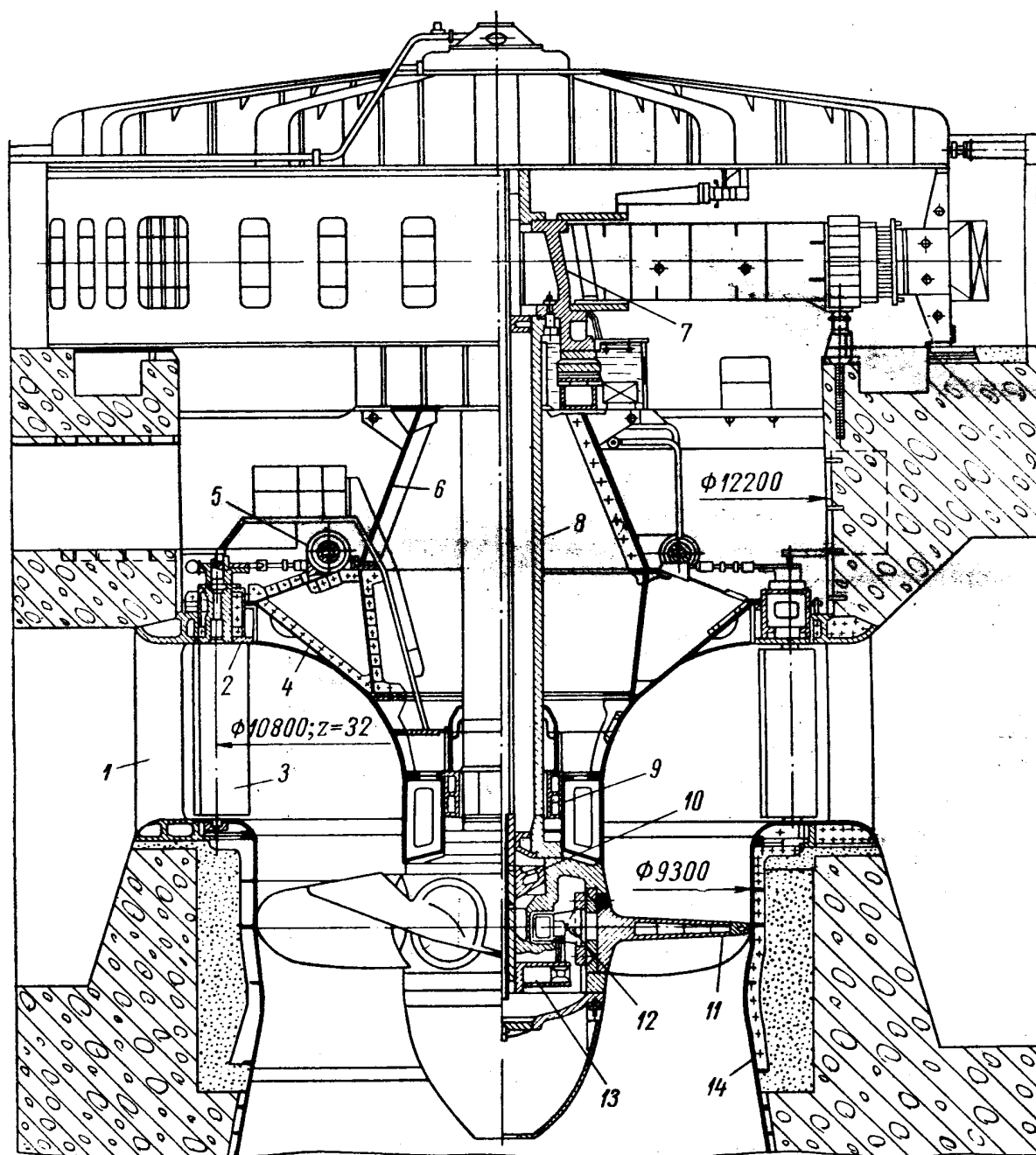


Рис. II.26. Разрез поворотлопастной гидротурбины с диаметром колеса $D_1 = 9,3$ м, минимальной высотой для работы при напоре $H = 22,5$ м

щего аппарата производится регулирующим кольцом, объединенным с торовым сервомотором 5. Корпус торового сервомотора — разъемный, состоит из 8 частей, прикрепленных к крышке турбины.

Регулирующее кольцо (корпус сервомотора) поворачивается вокруг кольцевого прилива в масляной ванне. Рабочее колесо турбины имеет меньшее втулочное отношение ($0,45 D_1$ вместо $0,5 D_1$ у серийных машин). Лопасты 11 полые сварно-литые имеют цапфы 12, направляемые в гнездах втулки цилиндрическими и коническими роликовыми подшипниками.

Механизм поворота лопасти обычный кривошипный через крестовину 13 от поршня сервомотора 10. Давление масла в системе регулирования повышено до 40 кг/см^2 (вместо 25 кг/см^2 у серийных машин), что позволяет сервомотор расположить непосредственно во втулке колеса. Крышкой сервомотора служит нижний фланец вала. Вал турбины 8 диаметром 1500 мм представляет собой полую трубу с внутренним диаметром 1220 мм, к которой приварены литые фланцы. Вал турбины соединяет рабочее колесо непосредственно со ступицей ротора генератора 7. Направляющий под-

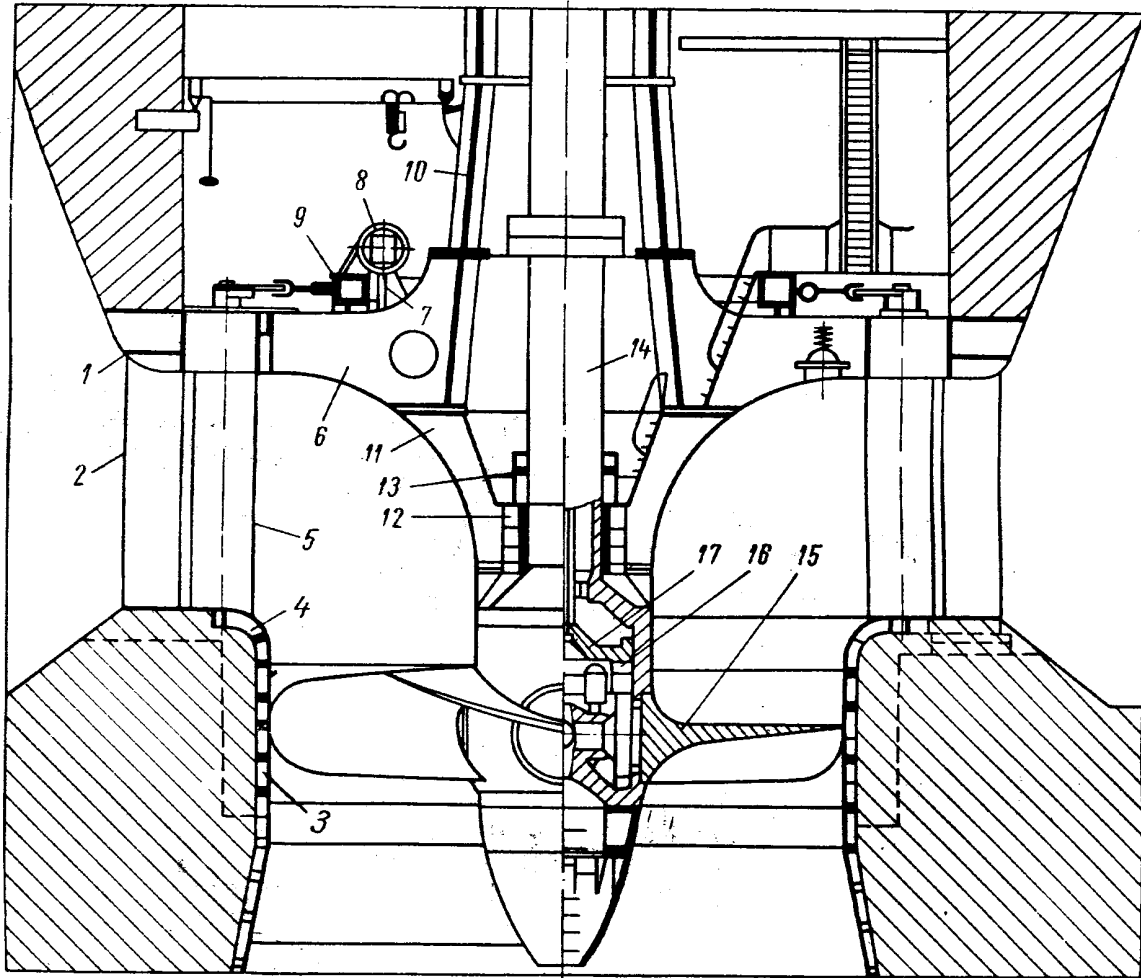


Рис. II.27. Разрез поворотлопастной гидротурбины с диаметром колеса $D_1 = 10,3 \text{ м}$, мощностью $N = 59\,300 \text{ квт}$ при напоре $H = 9,7 \text{ м}$

шипник турбины 9 обычный с резиновыми вкладышами на водяной смазке. Приведенные конструкции мощной поворотлопастной турбины весьма компактны, имеют предельно сжатые осевые габариты.

На рис. II.27 изображен разрез крупнейшей в мире гидротурбины с поворотными лопастями, предназначенной для Саратовской ГЭС на Волге, спроектированной ХТГЗ. Диаметр рабочего колеса турбины $D_1 = 10,3 \text{ м}$ при напоре $H = 9,7 \text{ м}$, мощность $N = 59\,300 \text{ квт}$.

Турбина установлена в бетонной спиральной камере трапецеидального сечения с углом охвата в плане 136° . Отсасывающая труба турбины изогнутая, симметричная в плане, высотой $2,25 D_1$ и длиной $3,785 D_1$.

Статор состоит из верхнего кольца, одновременно являющегося верхним кольцом направляющего аппарата 1, и присоединенных к нему 16 сварнолитых профилированных колонн 2. Кольца статора разъемные на 8 частей. Каждая колонна верхним фланцем крепится к кольцу статора, а нижним опирается на плиты в фундаменте. Камера рабочего колеса 3

сварной конструкции. Проточная часть камеры изготавливается либо из листов нержавеющей стали толщиной 20 мм, либо из биметаллических листов с плакирующим слоем из нержавеющей стали толщиной 3—4 мм. По высоте камера состоит из двух частей — цилиндрической и конической.

Нижнее кольцо 4 направляющего аппарата сварной конструкции из 8 частей имеет 32 литых стакана, в которых запрессованы втулки.

Направляющий аппарат турбины имеет 32 направляющих лопатки 5 симметричного профиля, которые опираются на три опоры. Все три опоры подшипника лигнофолевые и смазываются водой. Уплотнения устанавливаются над верхней втулкой.

Направляющие лопатки в месте соприкосновения между собой имеют профильные резиновые прокладки. Такие же прокладки установлены у торцевых плоскостей лопаток.

Для выема лопаток вверх верхнее кольцо статора имеет отверстия соответствующего профиля. Крышка турбины 6 сварной конструкции из 8 частей имеет две опоры 7 для установки сервомоторов. Сервомоторы 8 направляющего аппарата торовые с диаметром плунжера 750 мм.

Стальной плунжер крепится к опоре крышки турбины. Стальной корпус сервомотора крепится к регулируемому кольцу 9. Сверху крышки турбины крепится опора подпятника 10, снизу — конус турбины 11, несущий на себе направляющий подшипник 12 с обрешиненными вкладышами, смазываемыми водой. Уплотнение верхней ванны подшипника 13 торцевое состоит из двух стальных и двух резиновых колец.

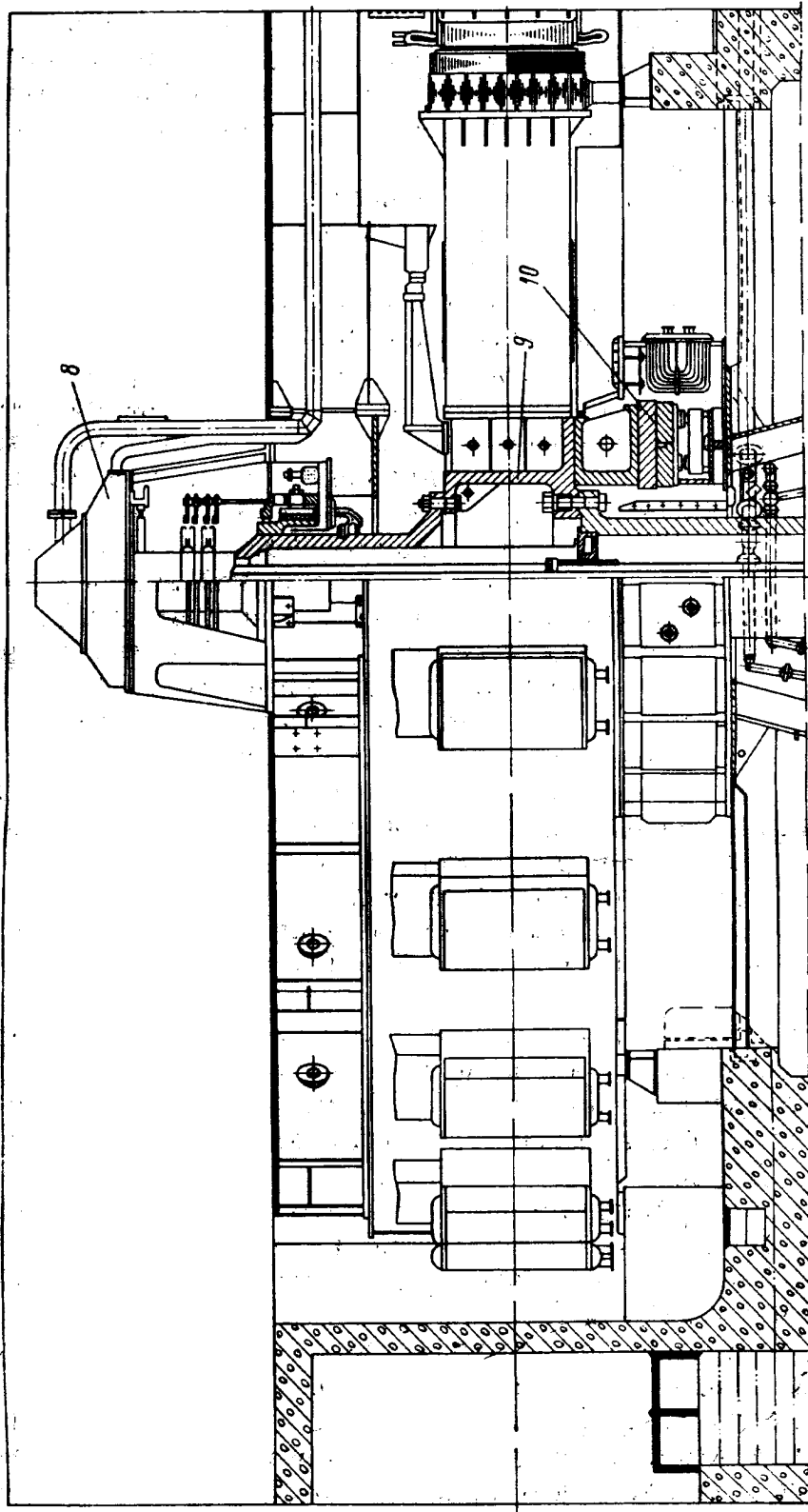
Вал турбины 14 сварной состоит из кованой обечайки с верхним фланцем и приваренным нижним литым фланцем. В зоне направляющего подшипника вал облицован нержавеющей сталью. Рабочее колесо имеет 4 лопасти 15 из нержавеющей стали и втулку 16. Внутри втулки расположен сервомотор 17, поршень которого через серьги связан с кривошипными кольцами цапф. Поршень направляется тремя шпонками. В этой конструкции внутренняя полость корпуса втулки является полостью сервомотора и периодически находится под полным давлением масла системы регулирования. Лопасти колес имеют съемные уплотнения. Турбина снабжена электрогидравлическим регулятором ЭКРГ-150 и маслонапорной установкой МНУ 25-40.

На рис. П.28 изображен разрез поворотлопастной гидротурбины с диаметром колеса $D_1 = 9,5$ м, мощностью $N = 178\ 000$ квт при напоре $H = 27,2$ м, спроектированной на ЛМЗ. Эта наиболее мощная поворотлопастная гидротурбина в мире будет установлена на ГЭС Джердап-Железные ворота на Дунае.

Конструкция турбины аналогична хорошо зарекомендовавшей себя гидротурбине Волжских гидроэлектростанций и является дальнейшим их развитием (подробное описание конструкций этих турбин см. в первом издании книги «Гидротурбины»).

Турбина и генератор представляют собой единый агрегат, установленный на общем фундаменте. Нагрузка от веса вращающейся части гидроагрегата и осевого давления воды передается через ступицу ротора генератора 9 на подпятник 10 и далее через коническую сварную опору 12 на крышку турбины 4, которая опирается через верхнее кольцо направляющего аппарата 3 на статор турбины 1, забетонированный в конус спирали. Статор турбины выполнен в виде кольцевой детали с верхним 2 и нижним поясами и обтекаемыми ребрами, приваренными к ним.

На статоре монтируется направляющий аппарат. К нижнему кольцу статора примыкает нижнее кольцо направляющего аппарата 6 и сварная камера рабочего колеса 7. Направляющий аппарат состоит из 32



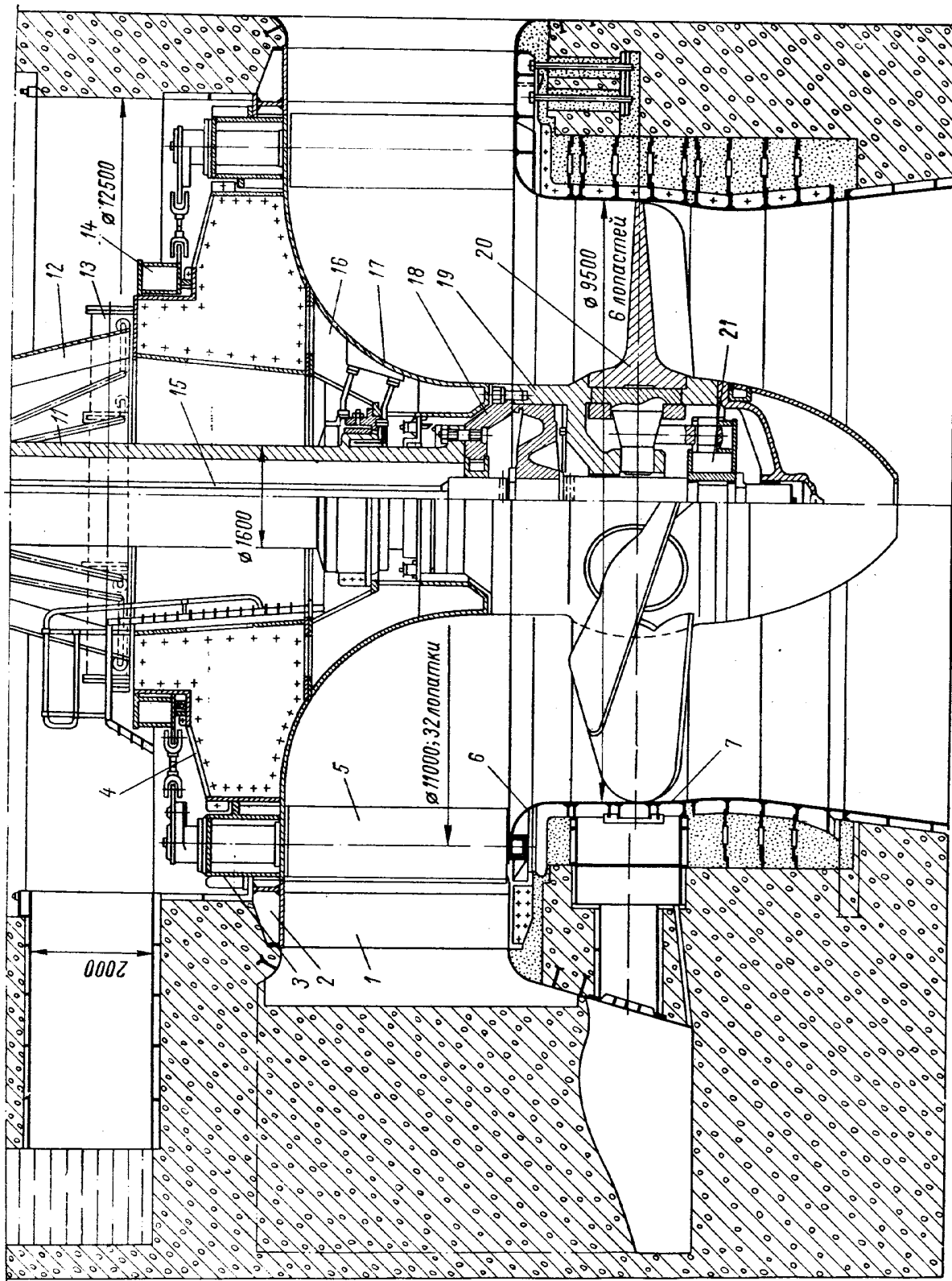


Рис. II.28. Разрез поворотнолопастной гидротурбины с диаметром колеса $D_1 = 9,5$ м, мощностью $N = 178\ 000$ квт при напоре $H = 27,2$ м

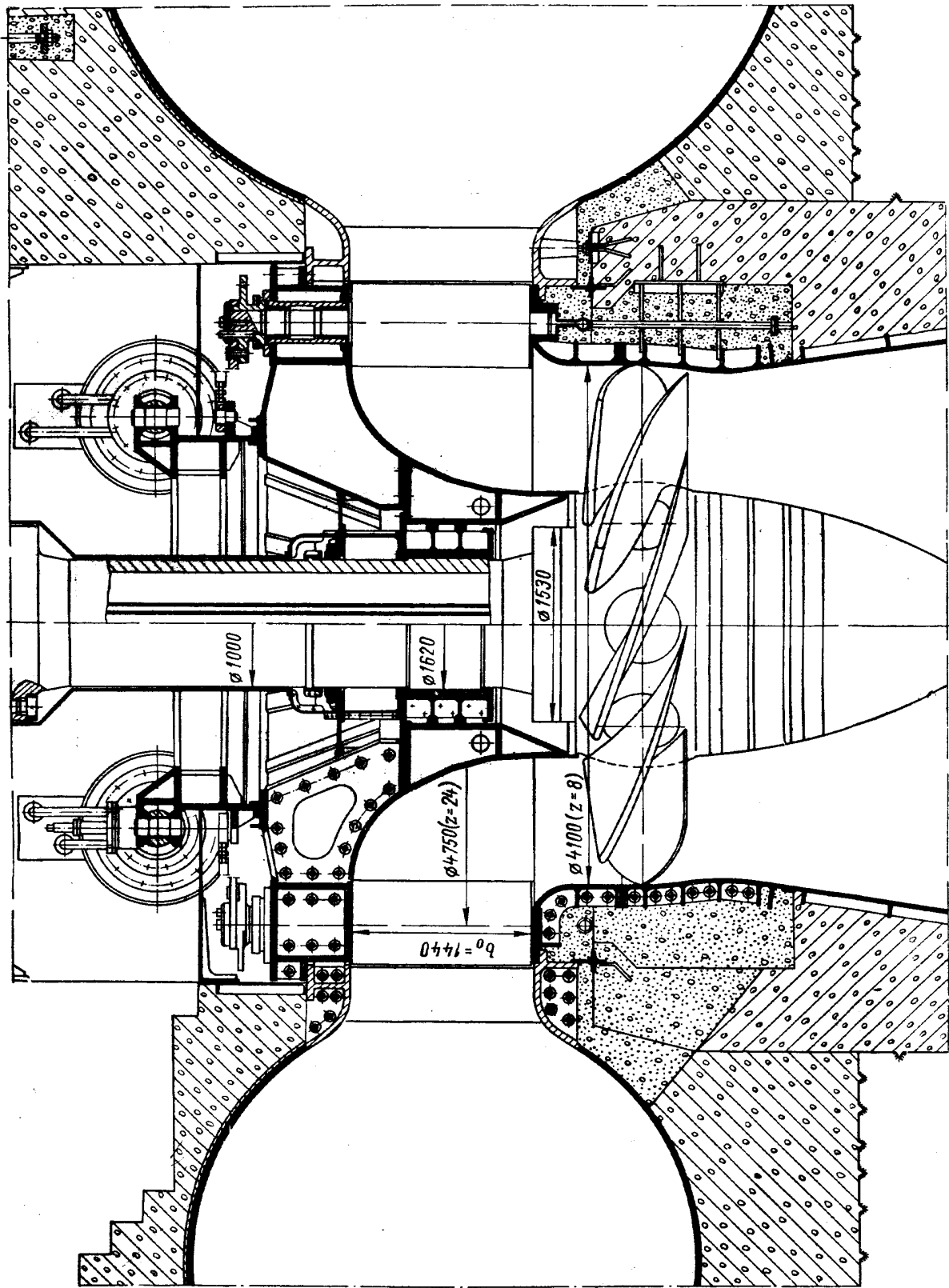


Рис. П.29. Разрез поворотнолопастной гидротурбины с диаметром колеса $D_1 = 4,1$ м, мощностью $N = 79\ 500$ квт при напоре $H = 68$ м

направляющих лопаток 5, которые верхней и нижней цапфами направляются подшипниками, установленными в кольцах направляющего аппарата.

На верхний конец цапфы лопатки надевается и заклинивается с помощью шпонок стальной рычаг, который с помощью серег связан с регулирующим кольцом 14. Регулирующее кольцо связано с двумя сдвоенными прямоосными сервомоторами 13, установленными на крышке турбины. Диаметр каждого сервомотора 550 мм. Снизу крышки укреплен конус 16, который поддерживает подшипник 17 с масляной смазкой. Единый вал турбины и генератора 11 у подшипника имеет увеличенный диаметр, который направляется подшипником. В кольцевую выемку утолщенной части вала входит внутренняя стенка ванны подшипника. Этим обеспечивается наличие масляного резервуара и самосмазка подшипника. Сверху вал крепится к ступице ротора генератора 9.

Рабочее колесо состоит из корпуса 19, к которому снизу присоединен обтекаемый конус, а сверху крышка сервомотора 18. В корпусе вмонтированы цапфы шести поворотных лопастей 20 с кривошипными механизмами для их поворота. Кривошипный механизм каждой лопасти состоит из рычага, надетого на ее цапфу, и серьги, шарнирно соединенной с крестовиной 21. Крестовина надета на стальной шток, который сверху присоединен к поршню. Сверху штока прикрепляются штанги 15, проходящие внутри вала к маслоприемнику 8, расположенному над генератором. Поворот лопастей происходит при подаче масла под давлением через маслоприемник и штангу в соответствующую полость цилиндра сервомотора рабочего колеса. За счет давления масла на поршне создается усилие, с помощью которого поршень двигается вверх или вниз. При движении поршень через шток и механизм поворота поворачивает на закрытие или открытие лопасти рабочего колеса.

Помимо перечисленных основных узлов, турбина снабжена рядом вспомогательных механизмов и устройств: водяным и масляным трубопроводом, измерительными и защитными устройствами. Конструкция турбины и вспомогательные устройства обеспечивают полную автоматизацию управления агрегатом.

На рис. П.29 изображен разрез поворотлопастной гидротурбины с диаметром колеса $D_1 = 4,1$ м, мощностью $N = 79\,500$ квт при напоре $H = 68$ м. Эта турбина является наиболее высоконапорной из турбин данного типа, созданной в СССР на ХТГЗ.

Турбина в отличие от ранее рассмотренной установлена в металлической спиральной камере круглого сечения с углом охвата 345° . Оболочка спирали сварная из стального листа толщиной 22—38 мм приварена к статору обычной конструкции с 12 колоннами. Отсасывающая труба изогнута глубиной $4,7D_1$.

Камера рабочего колеса сварная из листов нержавеющей стали снабжена большим количеством вертикальных и горизонтальных ребер. Направляющий аппарат с 24 лопатками относительно небольшой высоты $b_0 = 0,35D_1$ имеет конструкцию с приводом от двух поршневых сервомоторов (каждый диаметром 500 мм), установленных в шахте турбины.

Направляющий подшипник — на водяной смазке с резиновыми вкладышами. Рабочее колесо в связи с большим напором имеет относительно большой диаметр втулки, равный $0,547D_1$. Во втулке смонтировано 8 лопастей из нержавеющей стали с кривошипным приводом от сервомотора, расположенного ниже рабочего колеса.

6. КОНСТРУКЦИИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ КАПСУЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Горизонтальные капсульные гидротурбины применяются для оборудования низконапорных гидростанций.

Конструкция таких машин в практике гидротурбостроения появилась в связи с работами по созданию обратимых гидроагрегатов по использованию энергии морских приливов. Следует отметить плодотворную работу по созданию горизонтальных гидроагрегатов различных компоновок фирмы «Нейпик» (Франция). Позднее созданием горизонтальных гидроагрегатов начали заниматься в СССР заводы ХТГЗ и ЛМЗ. В результате проведения разнообразных проектных и научных исследований в лабораторных условиях и на действующих гидростанциях с натурными установками были найдены оптимальные конструкции горизонтальных капсульных турбин. Ими оказались конструкции с расположением генератора со стороны верхнего бьефа. При установке генератора за колесом, в отсасывающей трубе, снижается к. п. д. агрегата на 1,5—2,5%.

Было также установлено, что гидроагрегаты вследствие прямоосного привода и отвода воды и простоты формы проточного тракта при установке в низконапорных ГЭС имеют преимущества перед обычно применявшимися поворотнолопастными гидротурбинами.

При одинаковых диаметрах рабочего колеса горизонтальная прямоосная капсульная гидротурбина по сравнению с вертикальной обладает большей удельной пропускной способностью, позволяющей увеличить удельную мощность примерно на 30%, имеет большие на 1,5—2,0% значения оптимального к. п. д., при этом относительная ширина турбинного блока в плане меньше примерно на 25%.

Следовательно, применение горизонтальных капсульных гидроагрегатов позволяет уменьшить объем и, следовательно, стоимость строительных работ по сравнению с вертикальными гидроагрегатами.

Так, например, применение горизонтальных капсульных гидроагрегатов на Киевской ГЭС вместо обычных вертикальных поворотнолопастных гидротурбин позволило уменьшить стоимость строительства ГЭС на 14%. Сопоставление вертикальных и капсульных гидроагрегатов на ГЭС Пьер-Бенит показало, что получена экономия стоимости по строительной части ГЭС на 23%, а по гидросиловому оборудованию — на 15%.

Сопоставление установки вертикальных и капсульных горизонтальных гидроагрегатов при напоре 5,5 м, мощностью 9000 и 12 000 квт с диаметром рабочих колес $D_1 = 6,1$ и $D_2 = 6,5$ м для гидростанций общей мощностью 45 000 квт при числе агрегатов: вертикальных 5 и капсульных 4 показало, что получено уменьшение суммарного капитального вложения на 16% (15,52 и 13,05 млн. долл.).

К специфическим особенностям, затрудняющим применение горизонтальных капсульных агрегатов, можно отнести ухудшение электрических параметров генератора за счет уменьшения маховых масс, что вызывает снижение запасов устойчивости его работы в энергосистеме. Это вызвано тем, что из условий хорошей обтекаемости диаметральный размер капсулы должен быть возможно меньшим, поэтому уменьшается диаметральный размер генератора и форсируется система охлаждения его активных частей.

В связи со сложными условиями монтажа и эксплуатации горизонтальных капсульных агрегатов требуется повышение качества изготовления отдельных деталей и их сборки.

Увеличение единичной мощности горизонтальных капсульных гидроагрегатов затруднено. Вследствие малых напоров и необходимости больших расходов воды увеличение размеров консольного колеса при горизонтальном положении вала ведет к уменьшению надежности конструкции

турбины, так как они больше подвержены действию поперечных сил, которые могут вызвать вибрационные явления в агрегате. Опора горизонтальных машин более нагружена. К числу конструктивных недостатков капсульных гидроагрегатов следует отнести плохую доступность механизмов, расположенных внутри капсулы. Детали и уплотнения, требующие наблюдения и обслуживания, оказываются доступными только через люки в стенке капсулы после остановки машины и откачки воды из ее проточной части. В целом горизонтальные машины сложнее вертикальных.

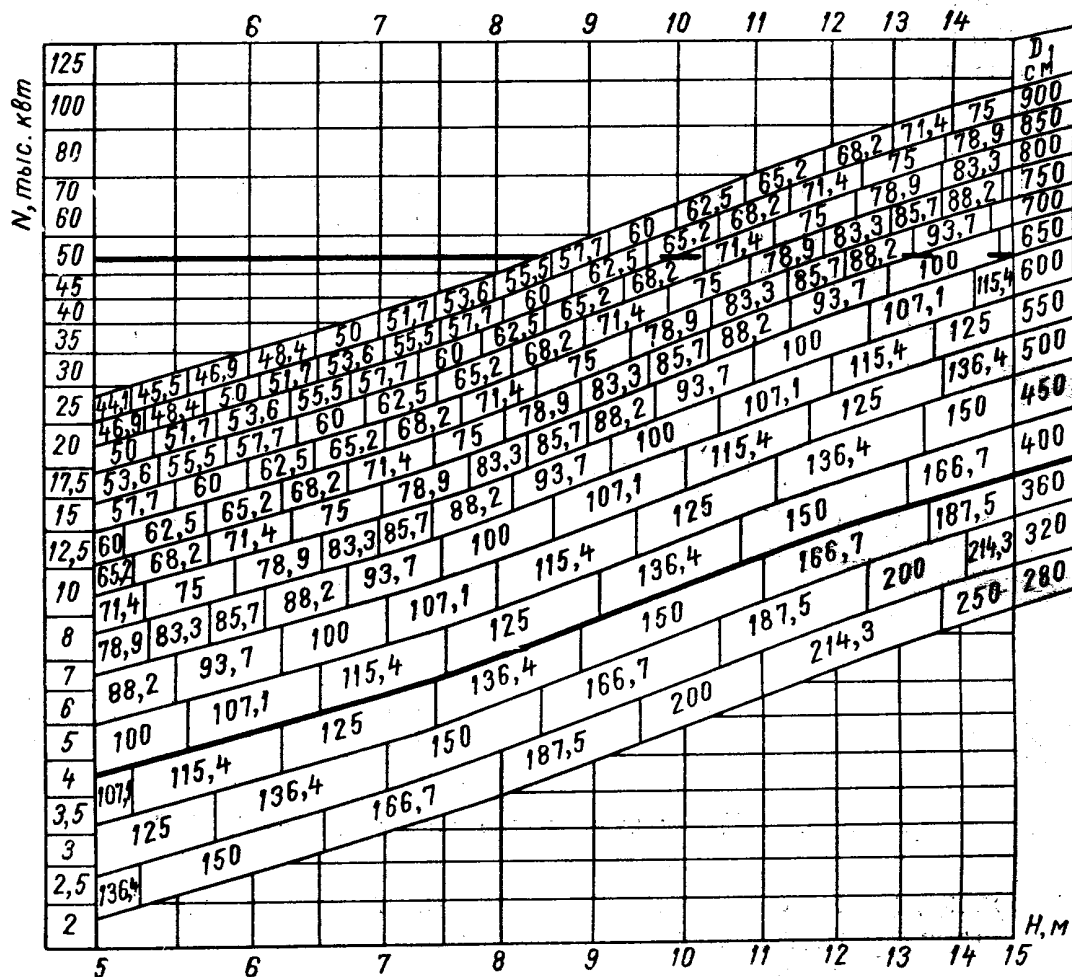


Рис. II.30. Ориентировочный график применения горизонтальных капсульных гидротурбин

Учитывая повышенную относительную влажность в полости капсулы, должны предъявляться повышенные требования к изоляции обмоток генератора.

На ХТГЗ [62] был произведен анализ модельных и натурных исследований, расчетных и конструкторских разработок, а также литературных данных, касающихся горизонтальных капсульных гидроагрегатов, и на основе его установлена примерная область их применения. На рис. II.30 показан график применения горизонтальных капсульных гидроагрегатов. На этом графике в логарифмических координатах приведены значения целесообразных диаметров и возможных мощностей и оборотов при различных величинах напора. Верхний предел напора был установлен $H = 15$ м, исходя из условий прочности лопастей быстроходного колеса и применения высот отсасывания.

При построении этого графика значения N , D_1 и n_1 определялись исходя из следующих расчетных значений приведенных расходов и оборотов: $Q'_{\min} = 2500 \div 3250$ л/сек, $Q'_{\max} = 2900 \div 3750$ л/сек, $n'_1 = 175 \div 180$ об/мин.

Кавитационные коэффициенты принимались $\sigma = 1,45 \div 2,4$ при Q'_{\min} ; $\sigma = 1,7 \div 3,1$ при Q'_{\max} . Сопоставление этого графика с номенклатурой вертикальных гидротурбин свидетельствует, что предельные значения мощности при одинаковых напорах и диаметрах рабочих колес у горизонтальных турбин выше на 35—45%, чем у вертикальных.

На графике отмечен диаметр $D_1 = 4$ м, ниже которого применение капсульных гидроагрегатов будет вызывать трудный доступ внутрь капсулы, так что проведение в ней разборки и сборки узлов и тем более ремонтов невозможно.

Отмечена также величина мощности 55 000 кВт, так как, во-первых, генераторы такой мощности могут реально осуществляться в капсуле,

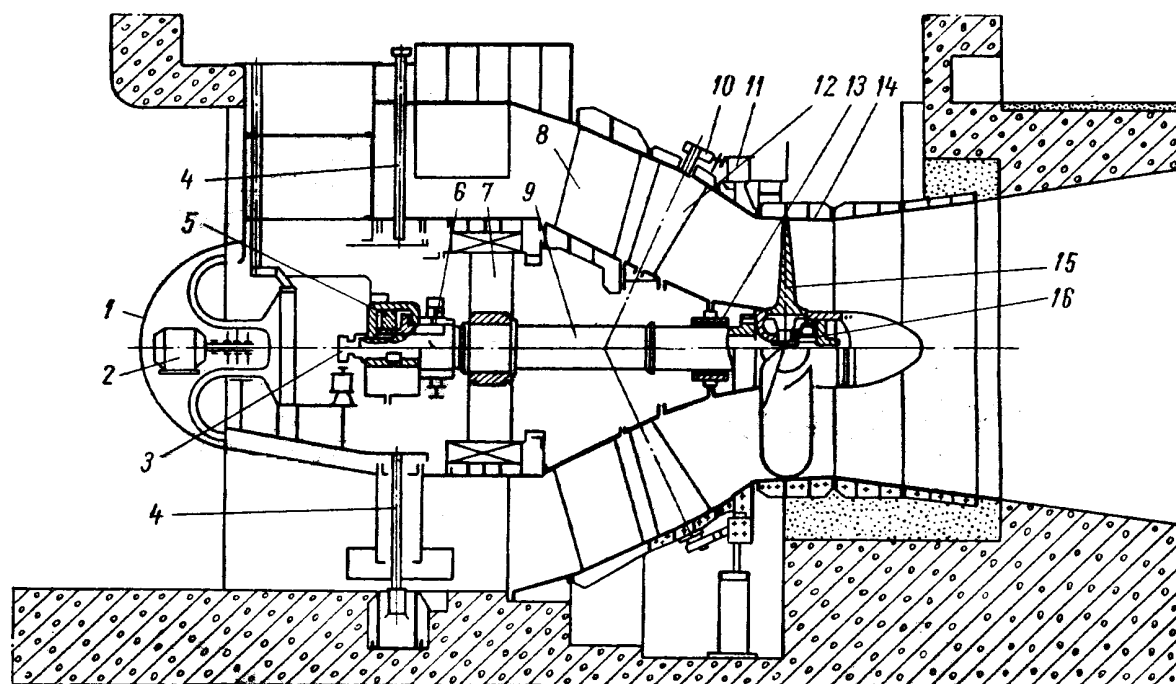


Рис. II.31. Капсульный гидроагрегат Киевской ГЭС

и, во-вторых, данные о возможности изготовления и проектирования капсульных гидроагрегатов свидетельствуют о затруднениях в создании надежной конструкции гидротурбин больших размеров, в частности, с колесом диаметром больше 8 м. Поэтому для напоров свыше 8 м следует производить ограничения по возможным диаметрам.

Ниже приведены конструкции горизонтальных капсульных гидроагрегатов, созданных для Киевской и Саратовской ГЭС.

На рис. II.31 показан разрез капсульного гидроагрегата, созданного на ХТГЗ для Киевской ГЭС на Днепре. Генератор создавался на заводе «Электротяжмаш». При напоре $H = 7,7$ м мощность турбин $N = 17\,200$ кВт, диаметр колеса $D_1 = 6,0$ м, скорость вращения $n = 85,7$ об/мин. Большое количество таких гидроагрегатов длительное время успешно эксплуатируется на гидростанции. В этом агрегате поток воды, поступающий через подводную камеру, омывает капсулу 1, проходит через конический направляющий аппарат 12 и поступает на рабочее колесо 15. Отвод воды от турбины осуществляется по прямооной отсасывающей трубе прямоугольного сечения, длина $4,5 D_1$. Внутри капсулы размещен гидрогенератор 7, вал агрегата с опорными 6 и 13 и упорными 5 подшипниками, охлаждающее устройство гидрогенератора 2, маслоприемник 3 со штангами и различное вспомогательное оборудование. Опорами капсулы являются восемь ребер статора турбины 8 и шесть радиальных растяжек 4. Статор турбины 8 воспринимает нагрузку от крутящего момента

агрегата, его веса и осевого давления воды и передает на фундамент ГЭС. Статор сварно-литой составлен из 7 частей. Нижняя половина статора имеет лапы для крепления к бетонному основанию фундаментными болтами. Две верхние и две нижние колонны статора выполнены полыми и используются для пропуска трубопроводов системы смазки, водяного и воздушного трубопроводов.

Камера рабочего колеса 14 и фундаментные кольца выполнены литыми из углеродистой стали с вертикальными и горизонтальными ребрами жесткости. Верхние их части отъемные незабетонированные. Внутренняя полость камеры рабочего колеса облицована листами из нержавеющей стали.

Конический направляющий аппарат состоит из наружного и внутреннего колец, 24 направляющих лопаток 12 опорного кольца, регулирующего кольца 11 и поворотного механизма со сферическими шарнирами 10, соединяющего лопатки с регулирующим кольцом. Конические лопатки установлены под углом 60° , имеют профиль, обеспечивающий плотное прилегание друг к другу в закрытом положении. Цапфы лопаток направляются подшипником с лигнофолевыми втулками.

Поворот направляющего аппарата осуществляется двумя поршневыми сервомоторами диаметром 450 мм с ходом 1070 мм, установленными вертикально. Один сервомотор снабжен стапорным устройством, удерживающим направляющий аппарат в закрытом положении при снятии давления масла в системе регулирования. Рабочее колесо имеет четыре поворотные лопасти из нержавеющей стали, установленные во втулке, диаметр которой $0,35 D_1$. Поворот лопастей осуществляется от поршня 16, соединенного проушинами и серьгами с кривошипами лопастей. В данной конструкции предусмотрена возможность поворота лопастей для установки с отрицательными углами для торможения агрегата при разгонных оборотах. Подвод масла к сервомотору рабочего колеса осуществляется через маслоприемник 3, установленный на торце вала у упорного подшипника, слева от генератора. От маслоприемника масло далее протекает по трубчатым штангам внутри вала. Вал 9 агрегата общий для турбины и генератора. Опорный подшипник 13 турбины с баббитовым вкладышем на масляной смазке. В момент пуска и остановки предусмотрена подача масла под давлением. Упорный подшипник 5 выполнен с гребнем вала, передающего осевое усилие стальным упорным подушечкам, залитым баббитом, и далее через упоры и рычажную систему — корпусу и крышке подшипника.

Турбина снабжена вспомогательным механизмом и устройствами, в том числе клапанами срыва вакуума, насосными агрегатами для откачки просачивающейся воды, централизованной смазкой и системой смазки подшипников, масляными трубопроводами, системой регулирования, водяными и воздушными трубопроводами, контрольно-измерительными приборами и другим оборудованием.

Регулирование гидротурбины осуществляется электрогидравлическим регулятором ЭГРК-150, обеспечивающим автоматическое и дистанционное управление работой турбины. Питание системы регулирования производится маслом под давлением 40 кг/см^2 от маслонапорной установки МНУ 12,5—40. При этом одна маслонапорная установка обеспечивает работу двух турбин.

Длительная эксплуатация большой серии капсульных гидромашин на Киевской ГЭС показала их хорошие эксплуатационные свойства и надежную работу. Выявлена большая пропускная способность таких турбин. Если в оптимальном режиме при $n_1 = 180 \text{ об/мин}$ приведенный расход $Q_1 = 2000 \text{ л/сек}$, то максимальная пропускная способность, полученная

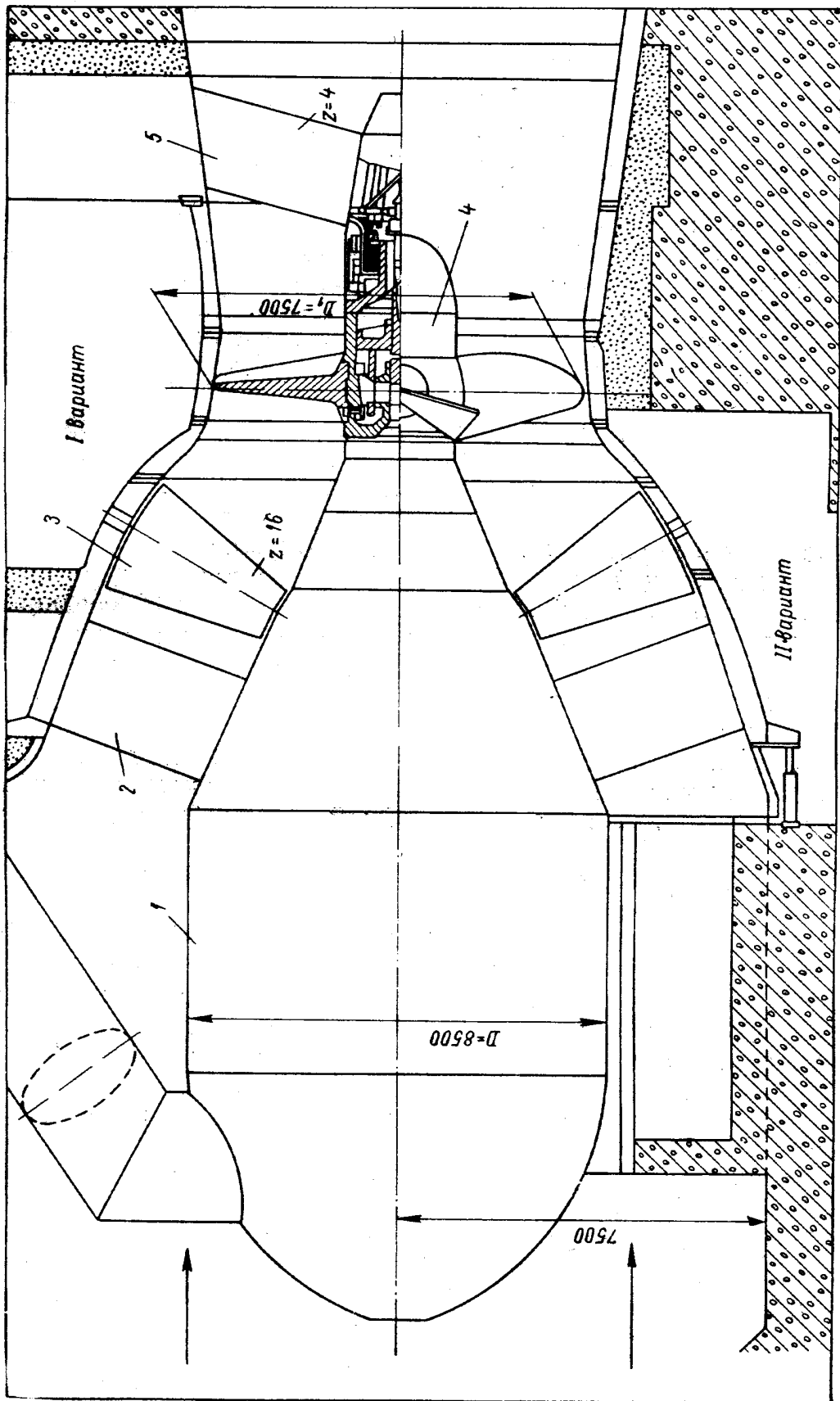


Рис. 11.32. Капсульный гидроагрегат Саратовской ГЭС

Таблица И.1

Сравнительные данные по горизонтальным капсульным гидроагрегатам

Наименование ГЭС (страна)	Год пуска в эксплуатацию	Завод или фирма	Напоры			Мощность N в кВт	Диаметр рабочего колеса D в м	Скорость вращения n в об/мин	Количество агрегатов 2	Интенсивность рабочего процесса		Вес в т		Удельная металлоемкость в кг/кВт
			H_p	H_{min}	H_{max}					Расход Q в л/сек	Приведенные обороты n_1 в об/мин	Генератора	агрегата в целом	
Камбейрак (Франция)	1959	«Нейрлик» «Альстом»	10,75	3	10,9	5 200	3,1	150	2	1740	141	—	173	33,3
Аржанта (Франция)	1958	»	15	8	16,5	14 000	3,8	150	1	1790	147	—	300	21,5
Бомон-Монтэ (Франция)	1958	»	11	9	12,5	8 800	3,8	150	1	1930	172	—	242	27,5
ПЭС Сен-Мало (Франция)	1959	»	5,5	0,7	11	9 000	5,8	88,2	1	2780	218	98	520	58
Киевская (СССР)	1967	ХТГЗ, Электротяжмаш	7,7	5,6	11,8	18 500	6,0	85,7	20	2900	185	188	810	44
Череповецкая (СССР)	1965	ЛМЗ, Электросила	10,5	8,1	15	20 000	5,5	93,75	2	2260	154	171	662	33
Пьер Бенит (Франция)	1966	«Нейрлик» «Альстом»	7,95	6,38	8,65	20 000	6,1	83,3	4	3280	181	125	740	37
Герстхейм (Франция)	1967	»	10,4	10,4	13	22 000	5,6	107	4	2250	168	—	690	31,3
Бокер Валабек (Франция)	1967	»	10,4	8,15	12,95	35 000	6,25	—	6	—	—	—	—	—
Сараговская (СССР)	1969	ЛМЗ, Электросила	10,6	8,5	15,7	47 300	7,5	75	2	3400	180	—	—	23,3

при эксплуатации, характеризуется величиной $Q_i = 3500 \div 3700$ л/сек. Кавитационный коэффициент в оптимуме равен $\sigma = 1,5$, а при максимальном расходе $\sigma = 3,0$.

Проектный к. п. д. этой турбины достигает $\eta = 93\%$.

На ЛМЗ и заводе «Электросила» создают опытные капсульные гидроагрегаты большой мощности для установки на Саратовской ГЭС, их данные следующие: мощность $N = 47\,300$ квт, расчетный напор $H_p = 10,6$ м, $n = 75,0$ об/мин, диаметр колеса $D_1 = 7,5$ м. Конструктивная схема этого гидроагрегата в двух вариантах показана на рис. II.32.

На схеме представлены два варианта конструкции гидроагрегата. В первом варианте ротор гидроагрегата устанавливается на четырех подшипниках, трех расположенных в капсуле и четвертый за рабочим колесом. В этом варианте имеется входной статор 2 и выходной 5. Во втором варианте выходной статор отсутствует и рабочее колесо 4 расположено консольно. Конический направляющий аппарат 3, его привод и капсула 1 с генератором в обоих вариантах идентичны.

Высота направляющего аппарата в первом варианте равна $0,45 D_1$, а во втором $0,4 D_1$.

Таких два опытных гидроагрегата будут установлены на гидростанции, и их эксплуатация позволит решить вопрос о допустимости широкого применения таких гидроагрегатов больших размеров.

В табл. II.1 приведены основные технические данные по горизонтальным капсульным гидроагрегатам, созданным в последние годы.

7. КОНСТРУКЦИИ ДИАГОНАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

В гидротурбостроении одним из направлений его развития является продвижение поворотнлопастных гидротурбин на высокие напоры, где применяются радиально-осевые турбины, так как более пологая кривая изменения значения к. п. д. при разных режимах работы повышает энергетические качества поворотнлопастных турбин, среднеэксплуатационный к. п. д. их выше. Кроме того, улучшаются эксплуатационные свойства, так как такие турбины менее подвержены нестационарным явлениям при нерасчетных режимах, чем радиально-осевые гидротурбины. В последних при работе на режимах, отклоняющихся по мощности или напору от оптимально расчетных, возникают вихри за рабочим колесом, вызывающие вертикальные и горизонтальные вибрации деталей турбин и дополнительные кавитационные разрушения их проточных частей. Применение осевых поворотнлопастных гидротурбин на более высокие напоры потребовало применения относительно больших втулок рабочего колеса. Увеличенные напоры для улучшения кавитационных свойств потребовали применения большего количества лопастей. Повышение напора увеличило нагрузки на детали рабочего колеса. Поэтому в прежних габаритах втулок размещение большего количества цапф лопастей и более нагруженных деталей механизма поворота стало невозможным.

Увеличение диаметра втулки колеса, естественно, стесняло проточную часть и ухудшало энергетические и кавитационные качества. Поэтому оказалось весьма целесообразным и эффективным предложение вместо осевых применять диагональные гидротурбины. Диагональные гидротурбины были предложены в СССР в 1950 г. проф. В. С. Квятковским и в Англии в 1952 г. Дериацем.

Диагональные гидротурбины являются как бы промежуточными между радиально-осевыми и осевыми турбинами.

В диагональной гидротурбине в известной мере сочетается положительное качество поворотнлопастных турбин, сохраняющих высокое значе-

ние к. п. д. при разных режимах работы, с лучшими кавитационными свойствами радиально-осевых турбин.

За рубежом в последнее время было построено много гидроагрегатов с диагональным расположением лопастей, при этом изготавливались турбины и обратимые гидроагрегаты турбина-насос для гидроаккумулирующих гидростанций. Первая диагональная обратимая гидромашина была изготовлена фирмой «Инглиш Электрик» (Англия) в 1957 г. и установлена на гидростанции Сэр-Адам Бек II в Канаде [114]. На рис. II.33 изображена схема обратимой турбины-насоса ГЭС Сэр-Адам Бек. Данные агрегата: рабочий напор $H = 12,1 \div 27,4$ м, мощность турбины $N = 33\,500$ квт. Мощность в насосном режиме $N = 47\,800$ квт, производительность агрегата в насосном режиме $Q = 138,6$ м³/сек, $n = 92,3$ об/мин, максимальный

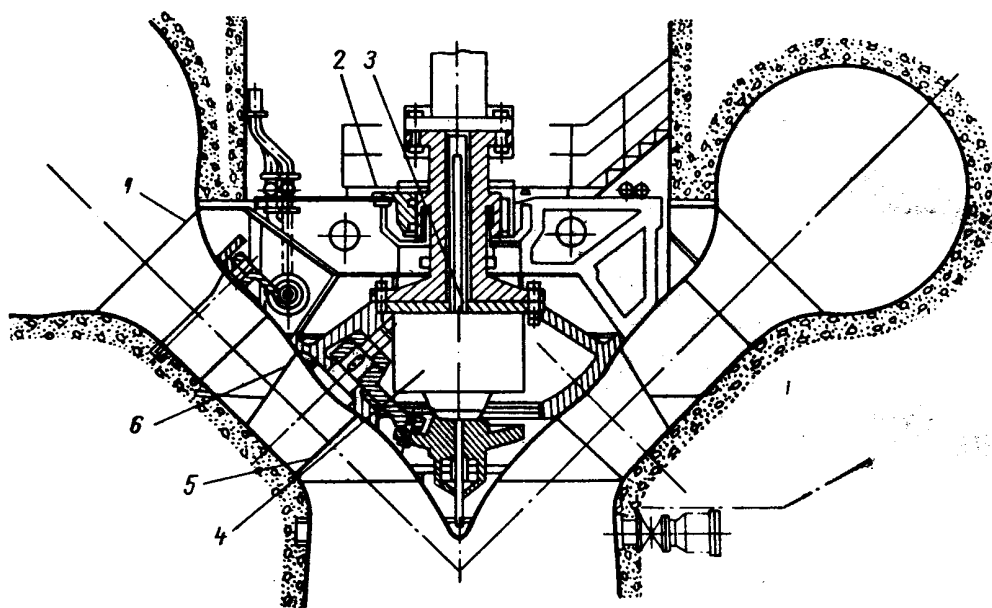


Рис. II.33. Обратимая диагональная турбина-насос ГЭС Сэр-Адам Бек (Ниагара)

диаметр колеса в открытом положении $D_1 = 6,3$ м, максимальный к. п. д. в турбинном и насосном режимах $\eta = 92 \div 90$ %.

Подвод воды к колесу осуществляется из спирали по наклонному под углом 45° проточному тракту через статор с ребрами 1. Для поворота лопастей 5, установленных под углом 45° , принят крыльчатый сервомотор 4 с углом поворота 52° . Подвод масла к сервомотору производится по поворотной штанге 3. Особенностью механизма поворота лопастей является пересечение на оси агрегата осей поворота цапф лопастей и пальцев рычагов, что дает возможность избежать установки шаровых шарниров в кулисных соединениях рычагов с крестовиной.

Самосмазывающийся подшипник 2 сегментный с водяным охлаждением выполнен на масляной смазке. Ребра колонн имеют подвижные закрылки 6, поворот которых осуществляется индивидуальным сервомотором.

В полностью закрытом положении лопасти колеса образуют гладкий конус, полностью закрывающий проходное сечение рабочего колеса. Это позволяет обойтись без обычного направляющего аппарата как запорного органа.

Кроме того, упрощается пуск агрегата в насосном режиме, так как небольшой момент сопротивления при закрытых лопастях исключает необходимость отжатия воды из камеры рабочего колеса. В агрегате предусмотрена возможность опускания ротора агрегата вниз, после остановки турбины, для ликвидации зазора между торцами лопастей и камерой.

Это позволяет свести к минимуму протечки воды. Фирма «Инглиш—Электрик» позднее выпустила обратимые диагональные гидромашины на напор 50—70,6 для ГЭС Вальдеканас в Испании.

На рис. II.34 показана схема конструкции этого агрегата. В турбинном режиме мощность агрегата $N = 82\ 000\ \text{квт}$, в насосном режиме потребность $N = 74\ 500 \div 61\ 000\ \text{квт}$. В отличие от предыдущей конструкции эта машина имеет обычный цилиндрический направляющий аппарат. Рабочее колесо такой же конструкции, только лопасти отлиты из нержавеющей стали.

В СССР первая опытная диагональная турбина была создана на ЛМЗ для Бухтарминской ГЭС, она показана на рис. II.35. Эта турбина имеет мощность $N = 77\ 000\ \text{квт}$ при напоре $H = 61\ \text{м}$, $n = 150\ \text{об/мин}$.

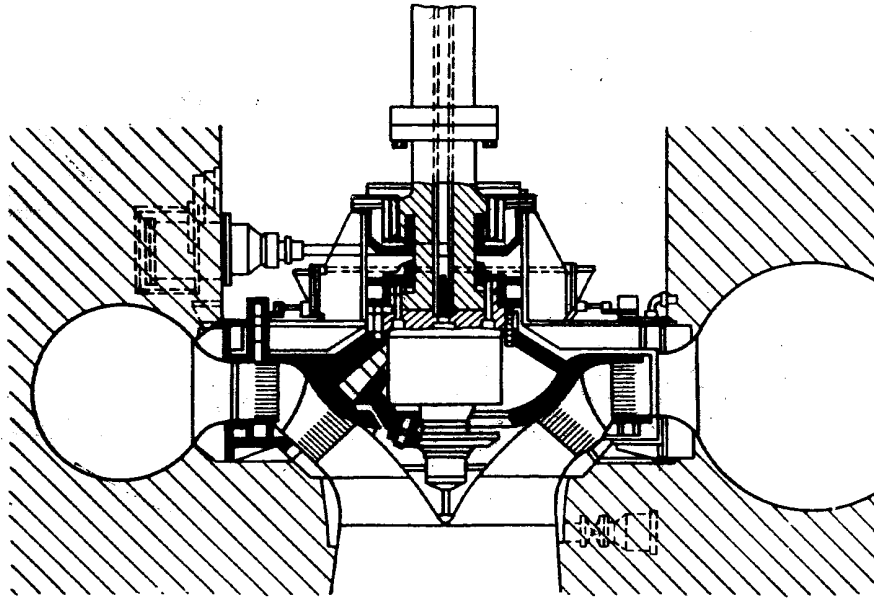


Рис. II.34. Обратимый диагональный гидроагрегат ГЭС Вальдеканас

В рассматриваемой конструкции металлическая спираль 1 примыкает к коническому статору 2 и сваривается с ним. В данном случае на статор действуют, кроме вертикальных, горизонтальные составляющие сил от весовых нагрузок. Поэтому верхнее и нижнее кольца статора предусмотрены коробчатой формы.

Конический направляющий аппарат 3 имеет 24 профилированные лопасти переменного по высоте профиля. Лопасти расположены на условном диаметре (диаметр окружности, проходящей через точки пересечения осей лопаток с наружной поверхностью проточной части) $D_0 = 6200\ \text{мм}$.

Вследствие конусного расположения лопаток опорные фланцы подшипников лопаток предусмотрены шаровидной формы, что обеспечивает идентичность угловой установки и соосность всех подшипников.

Связь направляющих лопаток с регулирующим кольцом осуществляется с помощью рычагов и серег, соединяемых шаровыми шарнирами. Регулирующее кольцо 8 через регулирующий вал 9 связано с обычным поршневым сервомотором.

Рабочее колесо с 10 поворотными лопастями 4 имеет условный диаметр (диаметр окружности, проходящей через точки пересечения оси поворота лопастей с камерой рабочего колеса) $D_1 = 4350\ \text{мм}$. Втулочное отношение $\frac{d_{вт}}{D_1} = 0,65$. Наибольший диаметр корпуса рабочего колеса $3400\ \text{мм}$.

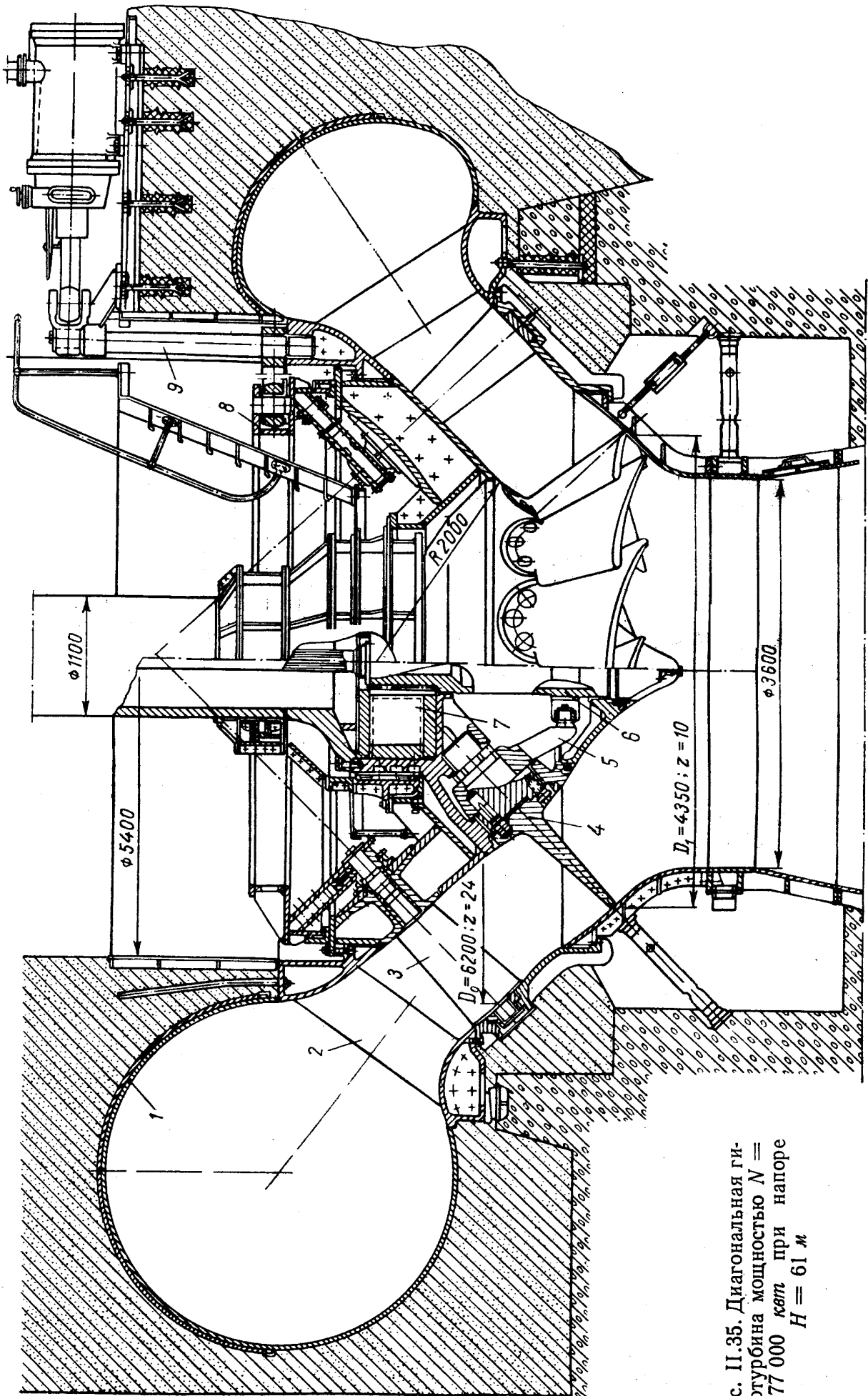


Рис. П.35. Диагональная гидротурбина мощностью $N = 77\ 000$ квт при напоре $H = 61$ м

Конструктивные проработки показали, что для диагонального рабочего колеса с поворотными лопастями целесообразно применение крыльчатого поворотного сервомотора 7, крестовины 6 и радиально расположенных рычагов лопастей 5. При крыльчатом поворотном сервомоторе штанги, по которым подводится внутри вала масло к сервомотору, тоже должны быть поворотными. Остальные узлы турбины, вал, подшипники, вспомогательное оборудование и регуляторное оборудование аналогичны вертикальной машине. Эта турбина была введена в эксплуатацию в 1965 г.

В течение двухлетней эксплуатации эта турбина была всесторонне испытана на ГЭС, определены ее энергетические и механические показатели, и можно сделать следующие выводы.

1. Рабочее колесо диагональной турбины с наклонным расположением лопастей и механизмом их поворота от крыльчатого сервомотора представляет собой прочную надежную конструкцию. Измеренные в натуре

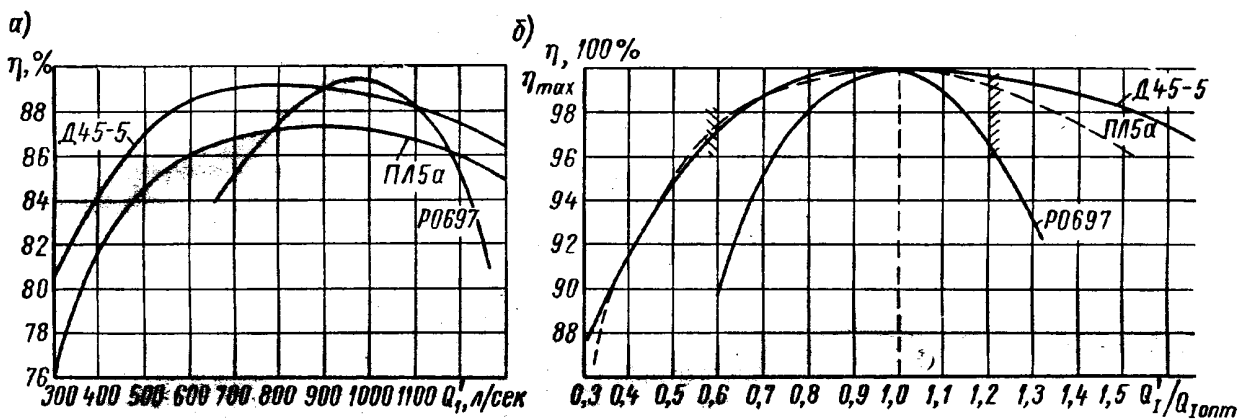


Рис. 11.36. Сравнение пологости рабочих характеристик радиально-осевых, диагональных и поворотлопастных турбин

напряжения во всех наиболее нагруженных сечениях деталей рабочего колеса имеют допустимые значения, а в корневом сечении лопастей — даже пониженные, вследствие разгрузочного действия центробежных сил.

2. Конический направляющий аппарат не дает ощутимых энергетических преимуществ в изготовлении и монтаже и сложнее обычного цилиндрического.

3. Уплотнения торцевых зазоров крыльчатых поворотных сервомоторов являются сложной проблемой.

4. Зазор между камерой и торцами лопастей рабочего колеса существенно влияет на энергетические и кавитационные показатели турбин, необходимо его применять возможно меньшим, он не должен превышать 0,0075—0,001 D_1 .

Одновременно с эксплуатацией диагональных гидротурбин на ГЭС в лабораториях проводились различные исследования рабочего процесса этих гидротурбин на модельных установках.

В результате было установлено, что экономически целесообразным оказывается применение диагональных турбин взамен поворотлопастных на гидростанциях с напорами 35—70 м и взамен радиально-осевых на напорах свыше 70 м. Экономический эффект от указанной замены получается вследствие возможного увеличения выработки электроэнергии, что иллюстрируется кривыми графика.

График на рис. 11.36, а [41] $\eta = f(Q_1)$ показывает рабочие характеристики моделей радиально-осевых (РО697 и РО638), диагональных (D45-5) и поворотлопастных гидротурбин ПЛ5а с двойным регулированием по данным испытаний во ВНИИгидромаше. Очевидно, что чем более пологая характеристика, тем лучше качество регулирования и, следова-

тельно, тем больше будет средний эксплуатационный к. п. д. Для лучшего сравнения пологости рабочих характеристик на графике (II.36, б) в относительных координатах $\frac{\eta}{\eta_{\max}} 100\% = f\left(\frac{Q'_I}{Q'_{I\text{онм}}}\right)$ приведены относительные характеристики этих же колес.

Из этих кривых следует, что пологость характеристики диагональных турбин D45-5 наивысшая, выработка электроэнергии будет пропорциональна пологости этих кривых. Подсчеты показывают, что у диагональных турбин выработка вследствие этого повышается на 1,5—2% по сравнению с радиально-осевыми турбинами.

Примерно на такую же величину вследствие их большего к. п. д. повышается выработка у диагональных турбин и по сравнению с высоконапорными поворотлопастными турбинами.

В настоящее время получили распространение диагональные турбины с тремя значениями угла наклона лопасти $\theta = 30, 45$ и 60° .

В табл. II.2 приведены основные данные параметров диагональных гидротурбин для различных напоров, установленные практикой гидротурбостроения. На одни и те же значения напора могут быть установлены диагональные турбины с различными углами θ . Выбор угла наклона следует производить в каждом конкретном случае на основании экономических расчетов. При этом следует иметь в виду, что при уменьшении угла θ улучшаются кавитационные качества колеса, что при тех же напорах

Т а б л и ц а II.2

Параметры диагональных турбин для разных напоров

Максимальный напор	30—50	50—75	75—100	100—125	125—150
Угол наклона оси поворота лопасти θ в град	60—45	45	45	45—30	45—30
Число лопастей	8	8—9—10	8—9—10	9—10	10
Максимальное значение кавитационного коэффициента $\sigma = \frac{10,3 - H_s}{1,1H}$; ($H_s = 8$ м)	0,55—0,33	0,33—0,22	0,22—0,16	0,16—0,13	0,13—0,12
Приведенный расход Q'_I	1500—1300	1300—1000	1000—800	800—700	700—600
Приведенные обороты n'_I	120—100	115—100	100—90	90—80	80—75

и мощности позволяет принять турбину с меньшим D_1 , и тем самым повысить экономичность турбины. С другой стороны, турбина с $\theta = 30^\circ$ имеет самые низкие n'_I , что приводит к уменьшению оборотов и соответственно к утяжелению и удорожанию генератора. Можно считать установленными следующие факторы:

1) диагональные турбины с $\theta = 60^\circ$ уступают турбинам с $\theta = 30$ и 45° по всем показателям, и они близки к поворотлопастным турбинам;

2) при установке в радиальном направляющем аппарате диагональная турбина с углом $\theta = 45^\circ$ обеспечивает минимальную ширину блока агрегата во всех диапазонах напоров;

3) диагональные турбины с углом $\theta = 45^\circ$ обеспечивают наибольшую скорость вращения во всех диапазонах;

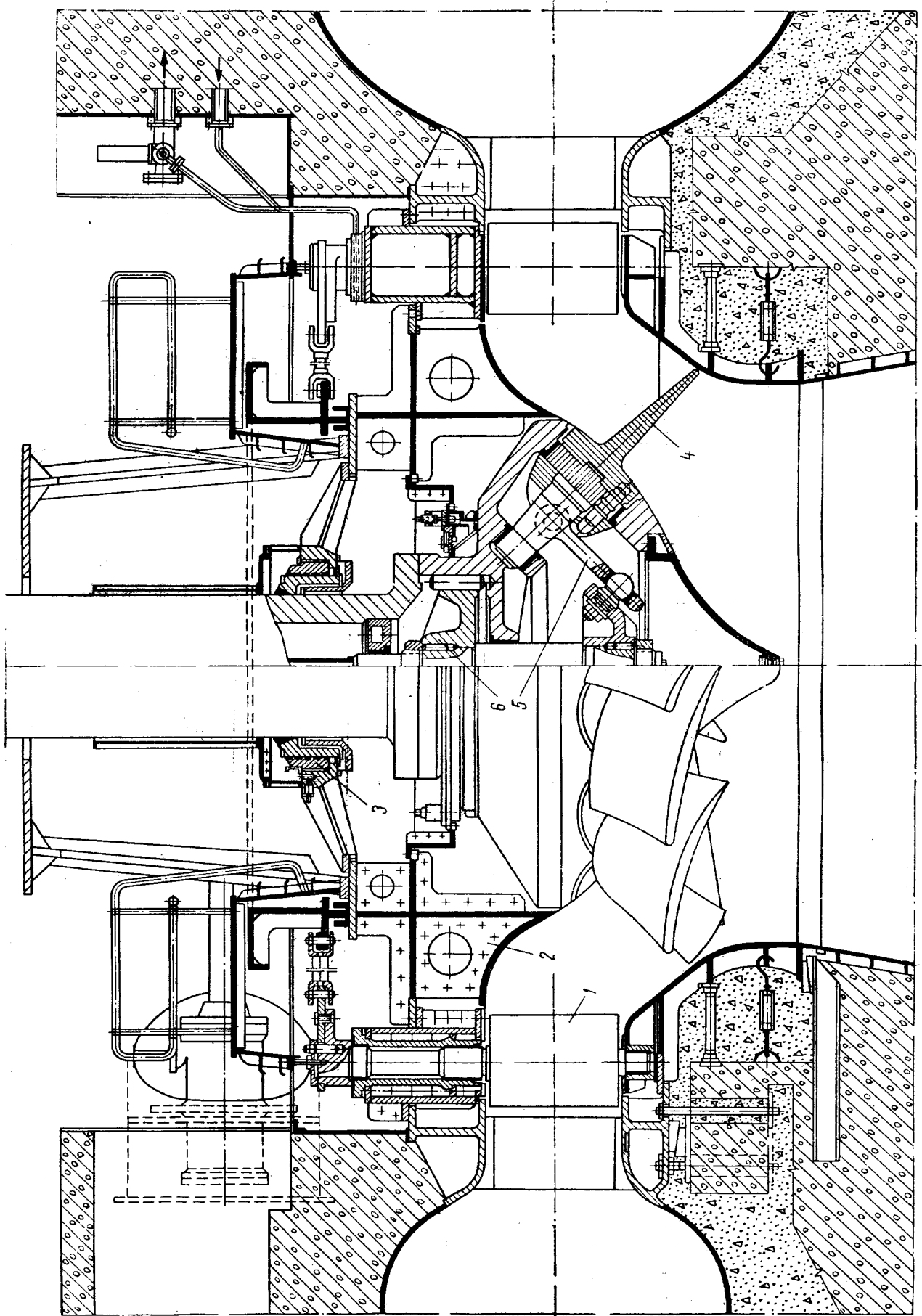


Рис. П.37. Оптимальный вариант конструкции диагональной турбины по данным ЦКТИ

4) при напорах 125—150 м с учетом меньшего заглубления дна отсасывающей трубы диагональные турбины с углом $\theta = 30^\circ$ оказываются более предпочтительными.

Диагональные турбины вследствие наклонного расположения лопастей с коническим направляющим аппаратом имеют несколько большую трудоемкость изготовления по сравнению с поворотлопастными турбинами. В табл. II.3 приведены данные опытной диагональной турбины Бухтарминской ГЭС и высоконапорных поворотлопастных турбин.

Таблица II.3

Удельные показатели диагональной и поворотлопастной турбин

Наименование	H в м	N в Мвт	Удельный вес в кг/квт	Удельная трудоемкость в нормо-ч/квт	Удельная себестоимость в руб/квт ¹
Бухтарминская опытная Д45-5а-ВМ-435	66	90 000	5,0	0,74	4,9
ПЛ642-ВМ-420	62	58 700	4,91	0,65	4,6
ПЛ5а-ВМ-410	68	79 000	4,72	0,46	4,9

¹ Без расходов на освоение.

Из этой таблицы следует, что технико-экономические показатели этих турбин имеют довольно близкие значения. Технология производства диагональных гидротурбин принципиально мало отличается от принятой для поворотлопастных, однако следует отметить, что у диагональных турбин должна быть обеспечена тщательная обработка камеры и периферийной кромки лопастей для достижения минимального зазора, что оказывает существенное влияние на увеличение значения к. п. д.

Однако следует иметь в виду, что чрезмерное уменьшение зазоров может вызвать задевание лопасти о камеру. Японская фирма «Хитачи» у камеры устанавливает датчики, регистрирующие зазоры по периферийной кромке лопастей и автоматически останавливающие машину при их уменьшении ниже определенной величины.

На рис. II.37 приведена диагональная турбина, которая имеет оптимальную конструктивную схему. Эта схема разработана в ЦКТИ Л. Я. Бронштейном. В этой конструкции применен цилиндрический направляющий аппарат 1, крышка турбины 2 несет на себе опору подпятника и направляющий подшипник 3. Характерна конструкция рабочего колеса. В рабочем колесе установлено 10 лопастей 4, расположенных под углом 45° . Поворот лопастей осуществляется с помощью кривошипно-шатунного механизма 5 с наклонной серьгой и поршневого сервомотора 6. Такая конструкция механизма поворота позволяет эффективно варьировать передаточным отношением механизма с целью получения оптимального диаметра сервомотора, минимального габарита и веса колеса. Его же исследования показали, что в диагональных турбинах вследствие конического расположения лопастей существенно большие значения, чем для осевой турбины, имеют центробежные силы, особенно при разгонных оборотах. Поэтому выбор масс (толщин) в пере лопасти, угла наклона и ее вылета имеет большое значение при проектировании целесообразных размеров колеса [5; 50].

8. ОБРАТИМЫЕ ГИДРОАГРЕГАТЫ

Гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС)

В крупных энергетических системах для обеспечения гибких условий их эксплуатации применяются гидроаккумулирующие электростанции, которые позволяют хорошо решать проблемы покрытия пиковых нагрузок. ГАЭС начали сооружаться с 1929 г. и в настоящее время получают все большее развитие. Большинство построенных ГАЭС выполнено по трехмашинной схеме, включающей: гидравлическую турбину, генератор-двигатель и аккумулялирующий насос, выполненный в одноступенчатом или многоступенчатом виде. Однако в последнее время в иностранной практике наблюдается тенденция перехода от трехмашинных агрегатов к реверсивным двухмашинным обратимым агрегатам.

Обратимый гидроагрегат имеет гидромашину (насос-турбина) и электрическую машину (двигатель-генератор) на одном валу.

У обратимого гидроагрегата при течении воды из верхнего водохранилища в нижнее рабочее колесо работает в турбинном режиме, вращая генератор, который вырабатывает электроэнергию. Если генератор заставить работать как электродвигатель от сети электроэнергии, то он будет вращать рабочее колесо, которое как насос станет перекачивать воду из нижнего водохранилища в верхнее. Обратимые агрегаты могут давать высокий к. п. д. как в турбинном режиме, так и в насосном, если у агрегата с неподвижными лопастями будут разные числа оборотов — одно для насосного режима и другое, более низкое (на 10—20%), для турбинного режима. Это, конечно, усложняет конструкции генератора-двигателя. Поэтому чаще применяются агрегаты с одинаковыми оборотами в обоих режимах. Направляющий аппарат турбины в насосном режиме играет положительную роль. Он улучшает характеристику машины, сохраняет высокий к. п. д. по всему диапазону расхода, улучшает условия пуска насоса, так как при закрытом направляющем аппарате возможен пуск насоса в ход без воды при малой мощности.

Обратимые агрегаты хотя и имеют более низкие к. п. д. обладают экономическими преимуществами: более низкими удельными капиталовложениями и меньшим объемом строительных работ. Для низконапорных ГАЭС при двухмашинной схеме в качестве обратимых машин возможно применение капсульных гидромашин, описанных выше.

Для средненапорных установок применяются диагональные машины (см. рис. II.23 и II.24) или радиально-осевые и для высоконапорных — радиально-осевые обратимые агрегаты.

Вследствие того, что обратимые гидромашин при работе в насосном режиме требуют (по условию кавитации) большего заглубления, чем обычные турбины, границы использования различных типов обратимых гидромашин отличаются от аналогичных границ обычных турбин.

Для обратимых гидромашин можно указать следующие пределы применения по напору (в м):

Осевая поворотнолопастная	<20
Диагональная	20—60
Радиально-осевая	20—200 и более

Специфические условия работы обратимых агрегатов связаны в первую очередь с частыми кратковременными переключениями агрегата и переменной течения воды в двух направлениях.

Все подшипники агрегата должны быть рассчитаны на оба направления вращения в условиях разгона. К агрегатам ГАЭС предъявляются

также требования в отношении быстрых пусков и переключений на разные режимы в соответствии с потребностями энергосистемы.

Время переключения с насосного режима работы на турбинный и с турбинного на насосный должно сочетаться с условием подачи воды, размерами и характеристиками запорных устройств, требованием устойчивого регулирования числа оборотов и т. п. Для обратимых агрегатов среднее значение к. п. д. (равное полусумме к. п. д. в турбинном и насосном режимах) ориентировочно равно: при мощности до 50 000 квт 89,5%, при мощностях более 50 000 квт 90,5%.

Насос-турбина Киевской ГАЭС

На рис. II.38 показан разрез по обратимому гидроагрегату (турбина-насос) радиально-осевого типа для Киевской ГАЭС, спроектированного на ХТГЗ для следующих параметров: турбинный режим — мощность $N = 34\ 000$ квт, напор $H = 65$ м, обороты $n = 166,4$ об/мин; насосный режим — мощность $N = 40\ 000$ квт, напор $H = 69,5$ м, обороты те же. Диаметр колеса $D_1 = 4,65$ м, оно цельнолитое, выполняется из нержавеющей стали. К. п. д. в турбинном режиме $\eta = 89\%$, в насосном $\eta = 85\%$. Направляющий аппарат имеет 16 поворотных лопаток и в насосном режиме. Поворотный направляющий аппарат в насосном режиме позволяет сохранить высокий к. п. д. по всему диапазону подачи и улучшает условия пуска агрегата. Привод направляющего аппарата осуществляется от прямоосных сервомоторов через регулирующее кольцо и рычаги. Направляющий подшипник диаметром 800 мм сегментный на водяной смазке выполнен для реверсивной работы.

Верхнее кольцо направляющего аппарата и крышка турбины выполняются сварными. К днищу крышки приварен коллектор, сообщающийся с камерой под рабочим колесом и отводящий протечки воды, проникающие через уплотнительные колеса в корпус отсасывающей трубы. Предусмотрено устройство четырех клапанов срыва вакуума.

Режим работы этих агрегатов на ГАЭС предусматривает работу в турбинном режиме в течение трех часов, когда покрывается пиковая часть нагрузки энергосистемы, и работу в насосном режиме в течение семи часов, когда производится наполнение верхнего водохранилища.

В остальное время суток агрегаты будут находиться в компенсаторном режиме, вырабатывая реактивную мощность и тем самым повышая электрический к. п. д. ($\cos \phi$) энергосистемы.

Система регулирования гидроагрегатов предусматривает автоматический дистанционный пуск в турбинном и насосном режимах, перевод с генераторного в компенсаторный режим и наоборот.

Приливные электростанции

Естественный ход приливной энергии в соответствии с характером самого явления представляет собой прерывистую синусоиду. В течение 14-дневного периода потоки приливной энергии пульсируют, увеличивая свой максимум в полнолуние и новолуние в 9 раз по сравнению с первой и последней четвертями Луны. Для устранения этой неравномерности, закономерность которой не соответствует характеру потребления энергии, Л. Б. Бернштейн [8] предложил эффективный способ трансформации приливной энергии с использованием горизонтального капсульного агрегата с поворотными лопастями для работы в турбинном и в насосном режимах.

Если в ночные часы во время избытка мощности в системе турбину приливной электростанции пустить в насосном режиме (рис. II.39), она может

производить откачку воды из бассейна приливной электростанции в море (при совпадении этого времени с отливом) или подкачку бассейна (во время полной воды). В этом случае горизонт воды в бассейне приливной электростанции может быть опущен по отношению к горизонту малой воды (или поднят по отношению к уровню полной воды).

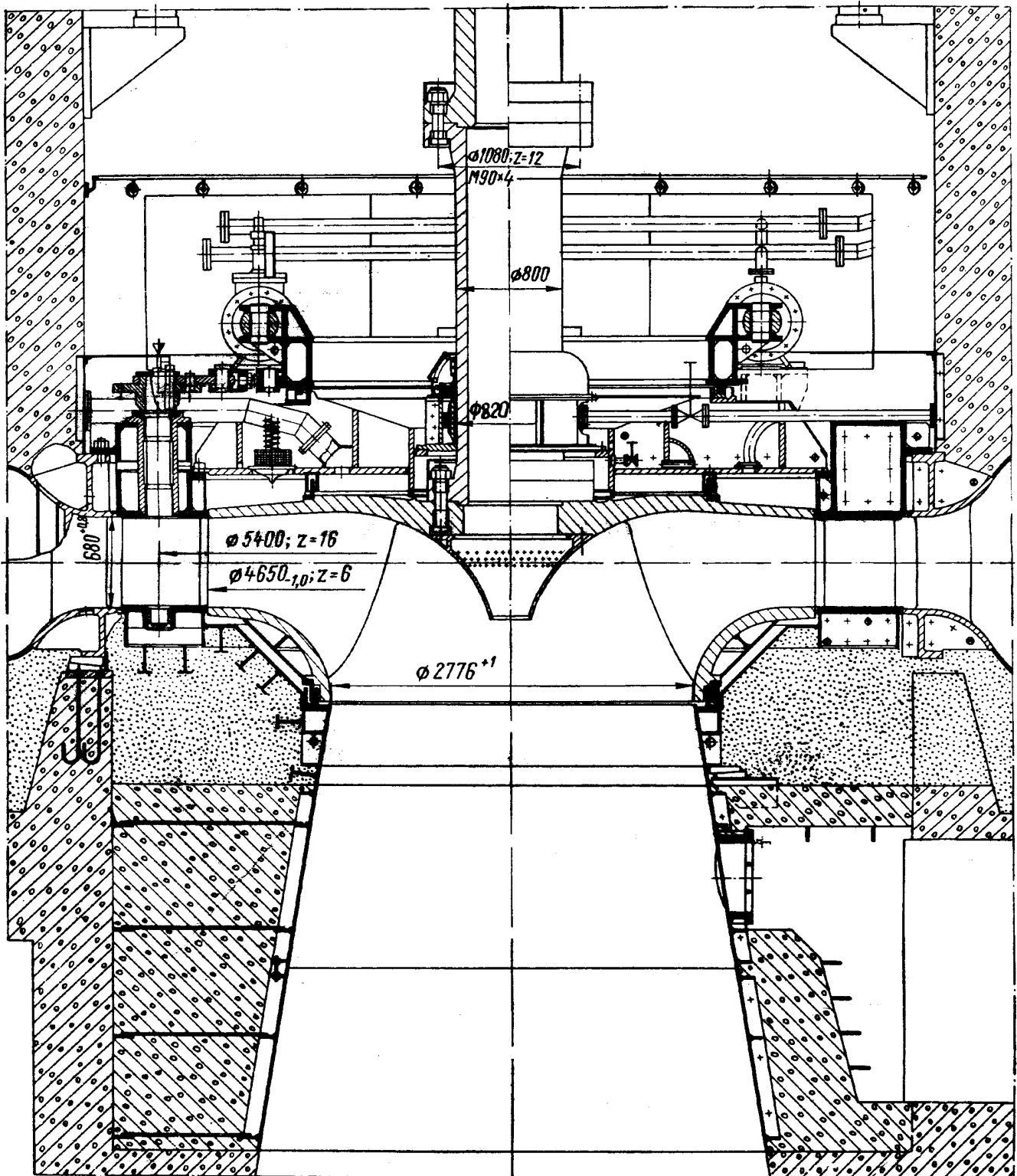


Рис. П.38. Обратимая насос-турбина Киевской ГАЭС

Полученная таким образом дополнительная сливная призма может быть использована для выработки энергии в любое время, необходимое для системы (например, в часы пик), независимо от фазы прилива. Кроме функций турбины и насоса, этот горизонтальный капсульный агрегат может выполнять еще функции водопропускного отверстия (при отключенном генераторе и соответственно развернутых лопастях для быстрого вы-

равнивания уровней при переключении на обратный напор во время смены прилива отливом).

Следовательно, в условиях приливной электростанции горизонтальный агрегат должен работать в четырех режимах — двусторонних турбинных и насосных, а также обеспечивать пропуск холостых расходов выравнивания.

Для обычной поворотлопастной турбины при работе на указанных режимах требуется перестановка лопастей рабочего колеса примерно на 240° (рис. II.40).

Этот переход на разные режимы работы требует остановки агрегата и соответствующего времени для поворота лопастей.

Многолетние теоретические и экспериментальные исследования, проводившиеся на заводе «Нейпик» во Франции, позволили создать и испытать капсульный обратимый агрегат для установки Сен-Мало мощностью $N = 9000 \text{ кВт}$ при $H = 5,8 \text{ м}$, который обеспечивает возможность высокопроизводительной работы агрегата при всех его шести режимах (прямая и обратная турбинная, насосная и водопропускная работа). Особенностью этого агрегата являются лопасти

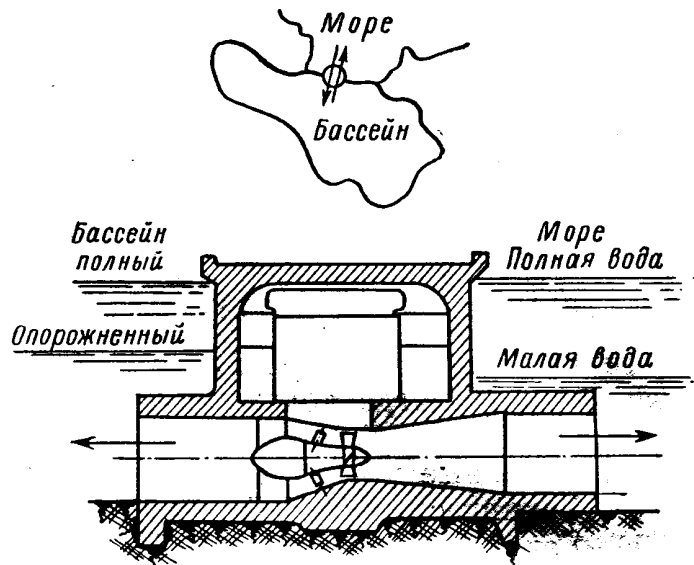


Рис. II.39. Схема однобассейной приливной электростанции

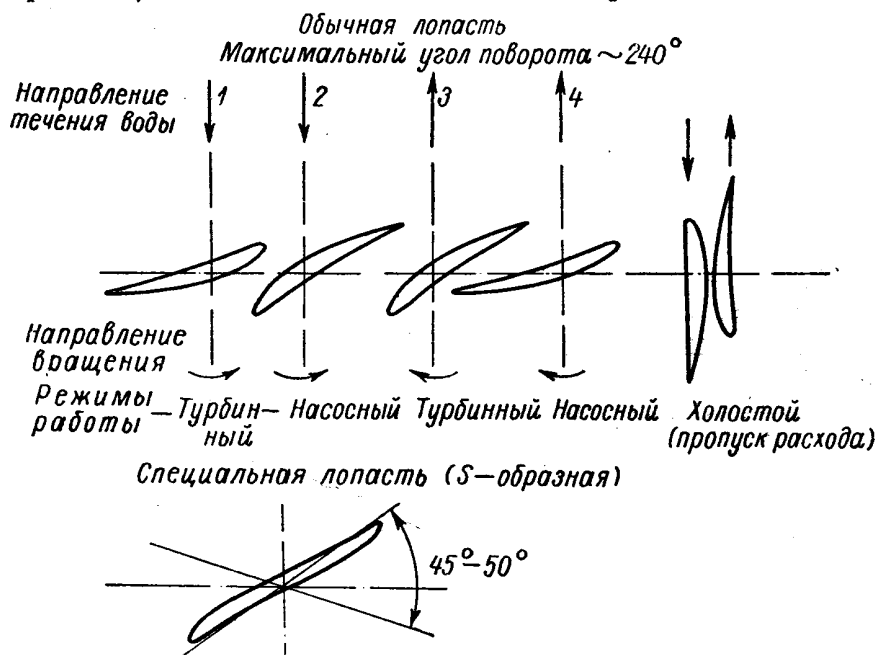


Рис. II.40. Положение лопастей рабочего колеса обратимой поворотлопастной турбины при различных режимах работы

специального профиля в виде вытянутой буквы S, при которых для любого режима поток встречает закругленную кромку и выпуклую сторону лопасти, обеспечивающие безударное движение. Эта форма лопасти позволяет осуществлять все шесть режимов работы приливной электростанции при ограничении поворота в пределах 50° и переход от одного режима агрегата к другому (при одном и том же направлении потока) без остановки машин.

ОСОБЕННОСТИ И ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОТУРБИН

1. ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ НА СОЗДАНИЕ ГИДРОТУРБИН

Технические условия на создание гидротурбин составляются на основе эскизного и иногда технического проекта. Они состоят из следующих разделов:

- I. Основные характеристики гидротурбин и их оборудование.
- II. Технические требования.
- III. Гарантии.
- IV. Порядок приемки и гарантийные испытания гидротурбин.
- V. Спецификация поставки.
- VI. Требования к комплектуемому оборудованию.

Рассмотрим подробно эти разделы.

В первом разделе указывается тип турбин, характеристика подводящих и отводящих устройств, спиральной камеры и отсасывающей трубы. Фиксируется мощность, развиваемая турбиной при различных напорах, и величина оборотов. Излагаются требования к конструкции гидротурбины, ее компоновке, конструкции отдельных узлов, в том числе подшипников, направляющего аппарата, колеса, характер смазки, наличие облицовок в проточных элементах турбины и т. п. Подробно указываются характеристика регуляторного оборудования, тип регулятора и маслonaпорной установки. Оговариваются наличие различных устройств ручных и дистанционных в системе регулирования, наличие соединяющих маслопроводов между отдельными агрегатами, величина напряжения для электродвижка и сигнализации аппаратуры.

Подробно оговаривается характер автоматизации процессов управления гидротурбин, указываются защитные и сигнализационные устройства, которыми она оборудуется. При неполадках в работе должна производиться аварийная автоматическая остановка гидротурбины.

Во втором разделе технических условий помимо специальных требований, зависящих от специфических условий данных гидротурбин, оговариваются условия доставки деталей на гидростанции для монтажа (железнодорожным, речным и автомобильным транспортом), что обуславливает предельные габариты гидротурбины.

Указываются требования к материалам деталей гидротурбин, к характеру упаковки и маркировки.

Оговариваются специфические условия эксплуатации турбин и требования к ее конструкции, вытекающие из этого условия.

В третьем разделе приводятся данные режимов работы турбины при разных напорах на величину разгонных оборотов, на величину нагрузки на подпятники генератора, передаваемые турбиной. Указываются значения к. п. д. турбины при разных напорах и мощностях гарантируемых заводом-изготовителем турбин. Специально оговаривается величина допуска на значение к. п. д. и величин потерь в подпятнике от турбин и гене-

ратора. В этом же разделе приводятся значения высот отсасывания и допустимые явления кавитации при различных режимах работы. Указывается гарантийная величина, относящаяся к работе системы регулирования: значение махового момента генератора, увеличение числа оборотов при сбросах нагрузки, повышение давления в спиральной камере. Оговариваются данные подводящего воду трубопровода, влияющие на процессы регулирования.

В четвертом разделе оговаривается характер приемки в эксплуатацию гидротурбин. Указывается срок нормальной безаварийной работы турбин, в течение которого завод гарантирует ее эксплуатацию. Оговаривается характер испытаний, которым подвергается гидротурбина для проверки ее показателей.

В пятом разделе технических условий подробно указывается и перечисляется наименование оборудования гидротурбин по узлам и другим деталям. Обычно оборудование разбивается на узлы поставки: фундаментные части, статор с элементами направляющего аппарата, рабочие механизмы и механизмы системы регулирования и комплект закладных частей. Обычно завод-изготовитель гидротурбин поставляет то электрооборудование, которое непосредственно связано с механизмами гидротурбинного оборудования. Оговаривается также техническая документация на турбину, регулятор, маслонапорную установку и штатные запасные части, которые завод передает заказчику. К технической документации обычно относятся: чертежи общих видов, узловые чертежи турбины, регулятора и маслонапорной установки, общие виды и узловые чертежи вспомогательного оборудования, детальные рабочие чертежи быстроизнашивающихся и заменяемых деталей, паспорт поставляемого гидротурбинного оборудования, описания и инструкции по эксплуатации турбин, регулятора и МНУ.

В шестом разделе технических условий излагаются требования к генератору и условия соединения валов турбин к генератору. Указываются требования к пусковой аппаратуре электродвигателя, специальному генератору и электродвигателю электропривода маятника регулятора, к реле оборотов, к электрической части сигнализационных устройств вне турбины и регулятора, к электроприводам вне турбины, к панелям управления и автоматики и к их приборам. Приводятся данные дренажных насосов (производительность, напор, мощность), которыми снабжена турбина. Указываются необходимые параметры компрессоров для зарядки воздухом масловоздушных котлов МНУ. Оговариваются данные воздушных трубопроводов МНУ, масла для системы регулирования. В этом же разделе указываются данные расходомерных устройств и элементы устройств, устанавливаемых в нижнем и верхнем бьефах для настройки комбинатора — по напору для поворотлопастных гидротурбин.

2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОТУРБИН

Проектирование новых гидротурбин обычно производится тремя этапами: эскизное проектирование, разработка технического проекта и изготовление рабочих чертежей.

Эскизный проект

При составлении эскизного проекта новой гидротурбины обычно задается суммарная мощность гидростанции $\sum N$, расчетный напор H_p и пределы колебаний напора (H_{\min} и H_{\max}).

На основании этих величин при эскизном проектировании происходит выбор основных параметров турбины: ее система, тип и диаметр рабочего

колеса, число оборотов турбины, а также устанавливается общая компоновка турбины.

В зависимости от напора выбирается система турбины: поворотнлопастная, пропеллерная, радиально-осевая и ковшовая. Каждая система турбины имеет преимущества и недостатки. Так, например, турбины поворотнлопастные, применяемые для низких напоров, наиболее экономичны. Вследствие двойного регулирования направляющим аппаратом и лопастями рабочего колеса они сохраняют высокие энергетические показатели при разных режимах нагрузки и изменении напора. Коэффициент полезного действия этих турбин имеет высокое значение в широком диапазоне нагрузки. Они дают наибольшую выработку в киловатт-часах, поэтому стараются применять эти турбины и для повышенных напоров. Однако эти турбины имеют более сложную конструкцию; они дороже, проточная часть имеет большие габариты. При сооружении подводной части гидростанции приходится проводить трудоемкие работы, особенно при глубокой отсасывающей трубе. Поэтому целесообразность установки поворотнлопастной турбины, особенно при повышенных напорах, когда могут применяться и более простые и дешевые радиально-осевые турбины, требует специальных экономических подсчетов. При выборе параметров турбины решается вопрос и о количестве турбин, устанавливаемых на ГЭС. Можно установить меньшее количество более мощных турбин или же большее количество турбин меньшей мощности. Этот вопрос также приходится решать на основе экономических подсчетов. Однако можно считать установленным, что с ростом мощности гидростанций, как правило, более целесообразна установка более мощных турбин.

Выбор диаметра колеса турбины D_1 и число оборотов n тесно связан с высотой отсасывания H_s . Увеличение оборотов турбины дает уменьшение габаритов агрегата (турбины и генератора). Однако это требует применения турбин с большой пропускной способностью Q_1 с большим коэффициентом быстроходности n_s . Турбины с большим коэффициентом быстроходности обычно имеют большой кавитационный коэффициент и требуют поэтому увеличения высоты отсасывания, т. е. большего заглубления отсасывающей трубы. В этом случае приходится рассматривать разные варианты и сопоставлять их на основе экономических подсчетов.

При выборе системы турбины могут оказаться целесообразными специальные турбины, например при сооружении гидроаккумулирующей гидростанции, которая должна в принципе оборудоваться и турбинами и насосами, выполненными раздельно. Но может применяться и единый агрегат, который сможет работать не только в турбинном режиме, но и в насосном, т. е. потребуются специальный обратимый гидроагрегат.

При сооружении приливных ГЭС турбины должны работать при прямом и обратном течении воды, т. е. в этом случае также потребуются специальные реверсивные машины.

При выборе параметров турбины приходится учитывать также и однотипность машин, так как вопрос серийности машин очень важен для определения стоимости турбины. Опыт показывает, что при применении большой серии однотипных турбин можно существенно снизить стоимость оборудования. Так, например, для больших новых поворотнлопастных гидротурбин при изготовлении серии из 20 турбин стоимость каждой из последних пяти турбин снижалась по сравнению со стоимостью первых турбин на 40%. Поэтому при составлении эскизного проекта новых турбин приходится заниматься вопросами экономического анализа при определении системы турбины, типа турбины, размера турбины, количества

их на станции, числа оборотов, установления типа рабочего колеса и компоновки гидротурбинного оборудования на ГЭС.

Работы по экономическому анализу обычно проводят конструкторы гидротурбин совместно с проектировщиками гидростанций.

Технический проект

При разработке технического проекта для заданной системы, типа и размера турбины приходится в первую очередь заниматься проточной частью машины и решать важную техническую задачу проектирования турбин с высокими энергетическими показателями η при малых кавитационных значениях σ с минимальными габаритами блока гидростанции по ширине B и глубине L . Однако эти требования противоречивы. Для получения к. п. д. требуется свободная проточная часть турбины с большими габаритами блока, но большие габариты, ширина B и глубина блока L удорожают строительство гидростанций, поэтому их надо уменьшать. Но уменьшение размеров проточной части — спиральной камеры и отсасывающей трубы — увеличивает скорость течения воды, ухудшает к. п. д.

Для уменьшения заглубления подводной части гидростанции требуется мелкая отсасывающая труба, но при мелкой изогнутой отсасывающей трубе ухудшаются условия течения воды вследствие расположения колена вблизи от колеса, увеличивается неравномерность движения потока в выходном диффузоре, потери с отходящей водой из отсасывающей трубы увеличиваются. Поэтому для получения энергетических показателей для более высокого значения к. п. д. требуется большая глубина отсасывающей трубы с большим коленом.

При техническом проектировании новых турбин одной из важных задач, стоящих при проектировании проточной части, является тщательный экономический анализ результатов сопоставления разных вариантов проточных элементов турбин, дающий разные энергетические и кавитационные показатели.

Форма и размеры рабочего колеса и проточной части и энергетические показатели турбины в настоящее время определяются с помощью аналитических расчетов и больших трудоемких исследований в лабораториях (аэродинамической и гидравлической).

На стендах исследуются разные варианты рабочих колес, спиральных камер и отсасывающих труб.

В качестве примера можно указать, что при проектировании мощной поворотнолопастной турбины для получения рабочего колеса было спроектировано и испытано в лаборатории 10 вариантов разных рабочих колес. Исследовалась отсасывающая труба разной конфигурации — глубиной $L = 2,3D_1$, $L = 1,9D_1$ и $L = 1,5D_1$, изогнутой нормальной конструкции с гидроконом и с направляющими ребрами в колене.

При техническом проектировании турбин устанавливаются и основные конструктивные схемы важнейших деталей, узловая и общая компоновка и конструкция турбины в целом. Конструкции главных деталей и узлов обычно проектируются в различных вариантах, которые сопоставляются между собой.

При этом сопоставляются не только энергетические показатели, на которые оказывает влияние та или иная выбранная конструкция деталей турбины, но сопоставляется вес деталей и способы изготовления деталей, способы их обработки, трудоемкость изготовления, вопросы транспортировки и монтажа, стоимость деталей и только в результате комплексного рассмотрения этих вопросов выбирается окончательная конструкция деталей, узлов и турбин в целом.

Например, при техническом проектировании мощной поворотнолопастной турбины разрабатывалось различное количество вариантов узлов турбины.

1. Рабочее колесо с разными схемами механизма поворота — шесть вариантов.

2. Конструкция вала турбины разрабатывалась в двух основных вариантах: нормальной конструкции с цельноковаными фланцами и без фланцев. Кроме того, рассматривался вариант единого вала турбины и генератора.

3. Направляющий аппарат в четырех вариантах: нормальной конструкции с расположением сервомоторов на крышке турбины и с индивидуальными сервомоторами.

4. Фундаментные части проектировались в трех вариантах.

5. Подшипник рассматривался в трех вариантах: масляной и водяной смазки, нормальной конструкции, расположенным над колесом турбины и ниже рабочего колеса на специальной крестовине в конусе отсасывающей трубы.

В качестве еще одного примера можно указать, что при проектировании конструкций крупнейшей детали статора поворотнолопастной турбины, имеющей наружный габаритный диаметр 14 м и вес 166 т, рассматривались и сопоставлялись следующие конструкции:

литой статор из 8 сегментов;

статор без нижнего обода с приваренной облицовкой;

статор с приваренными обтекаемыми опорами;

сварно-литой статор с приваренными ребристыми опорами с нижней облицовкой.

Для каждого варианта помимо разработки конструкции подсчитывались:

вес готовой детали и заготовок;

трудоемкость изготовления на разных станках — карусельных, расточных колонках и прочем оборудовании;

трудоемкость ручных работ при изготовлении на заводе и во время монтажа;

расход электродов;

суммарная стоимость;

цикл изготовления детали на заводе и цикл монтажа.

Все эти данные, а также вопросы новизны конструкции, надежности ее эксплуатации анализировались и сопоставлялись между собой. В результате всех этих сопоставлений выбирался окончательный вариант конструкции. Так как элементы проточной части всех вариантов статора были неизменны, то вопросы энергетических показателей не сопоставлялись. Другим примером может служить рабочее колесо радиально-осевой турбины с входным диаметром $D_1 = 5,5$ м, развивающее мощность $N = 225\ 000$ квт при напоре $H = 100$ м (габариты колеса $6 \times 2,7$ м, вес свыше 100 т).

При составлении технического проекта разрабатывались следующие варианты колеса:

цельнолитое неразъемное колесо;

колесо из двух частей, со сваркой половин, осуществляемой на монтаже, по верхнему и нижнему ободам;

колесо из двух частей, соединяемых болтами по верхнему ободу и сваркой на монтаже по нижнему ободу;

колесо из двух частей, соединяемых болтами по верхнему ободу и бандажом по нижнему;

колесо из двух частей, соединяемых бандажами по верхнему и нижнему ободам.

Рассматривался вариант с окончательной обработкой на монтаже, так как при соединении половин колеса на заводе оно становилось нетранспортабельным. Поэтому предусматривалось сооружение механо-сборочного цеха на гидростанции, оборудованного соответствующими станками для окончательной обработки колеса на монтаже и электропечью для термообработки после сварки.

Для спроектированных вариантов определялись и подсчитывались: вес готовой детали и вес заготовки;

стоимость заготовки половины колеса;

вес и стоимость деталей для соединения половин колеса (крепёж, бандажи, сварка и т. п.);

затраты труда на окончательную обработку колеса и соединение половин между собой;

стоимость обработки колеса;

невозвратимые затраты на оборудование и приспособление для обработки сопрягающихся поверхностей колеса на монтаже и термообработке;

полная стоимость колеса с учетом невозвратимых расходов;

для всех вариантов составлялся цикловой график изготовления колес.

При сопоставлении вариантов учитывались также вопросы надежности конструкции и точность получения необходимой конфигурации проточного тракта колеса.

Эти примеры иллюстрируют характер работы по технико-экономическому анализу, которым надо заниматься при техническом проектировании новых крупных гидротурбин.

Рабочий проект

При рабочем проектировании составляются рабочие чертежи наиболее рациональной конструкции, которые имели бы прочные размеры, минимальные веса и наиболее простую технологическую форму. Тщательное проведение расчетов и всестороннее исследование моделей гидротурбин в лаборатории на различных стендах позволяют определить оптимальную форму проточной части турбины: спиральную камеру, направляющий аппарат, профили лопастей рабочего колеса, камеру рабочего колеса, отсасывающую трубу.

На основе разработанной формы всех элементов проточной части турбины производится конструирование деталей действительной турбины.

При создании конструкций отдельных деталей и узлов машины основываются на опыте работы прежних машин, учитываются эксплуатационные свойства работающей машины, совершенствуют механизмы и узлы машины.

В процессе проектирования турбины учитываются возможные средства производства, чтобы обработка была проще, а цикл изготовления наиболее коротким; учитываются также возможности транспортирования деталей на место монтажа, возможности получения заготовок; при этом стремятся, чтобы вес металла, затраченный на гидротурбины, был наименьшим.

Основные детали мощных гидротурбин имеют большие габариты и сложную форму. Поэтому очень важным становится при конструировании деталей правильный выбор заготовки. Важно, чтобы форма заготовки мало отличалась от формы готового изделия, чтобы меньше металла переводить в стружку. Опыт показывает, что наряду с цельнолитыми деталями рациональным оказывается применение составных деталей: сварно-литых, сварно-кованых и сварных из листового и сортового металлов.

Какую конструкцию заготовки детали применить — приходится решать на основе технического и экономического анализов с подсчетом трудоемкости и стоимости обработки деталей на станках. Иногда важным

фактором являются возможные методы обработки деталей, диктуемые существующим парком оборудования цехов и грузоподъемными средствами. Иногда становится целесообразной установка нового оборудования; так, например, при создании большой серии турбин для Волжских гидростанций в результате технико-экономического анализа была установлена целесообразность применения специализированных станков для обработки ряда деталей, изготовление которых на универсальных станках было слишком непроизводительным.

Новые станки для обработки направляющих лопаток, цапф лопастей, поверхностей лопастей, корпусов рабочих колес и других деталей были созданы станкостроительной промышленностью и внедрены в гидротурбинное производство.

При рабочем проектировании важным являются работы по уточнению аналитических расчетов и экспериментальные исследования на прочность деталей турбин. Так как большое количество деталей гидротурбины имеет сложную форму и не поддаются точному аналитическому расчету, то для создания уточненного метода расчета при проектировании новых турбин проводят исследования с моделями деталей, позволяющие экспериментально определить напряжения в них. Эти работы имеют непосредственное отношение к удешевлению стоимости турбин, так как изучение характера и величины действующей нагрузки и уточнение напряженного состояния деталей в реальных эксплуатационных условиях с учетом присоединенных деталей позволяет более точно ее рассчитать и, следовательно, можно уменьшить запас прочности и получить меньший вес деталей, т. е. спроектировать турбину более дешевой. Чем более мощная и крупногабаритная турбина, тем эти вопросы становятся более актуальными.

В качестве примера укажем на корпус рабочего колеса поворотнолопастной турбины, имеющего вес 85 т. Эта деталь является сложной как по форме, так и по характеру работы. Она нагружена сложной системой внешних и внутренних сил. Проведенные эксперименты с моделями корпуса позволили установить не только распределение напряжений в сечениях деталей и деформации, но и влияние других присоединенных деталей. Эти данные позволили выбрать правильную конструкцию корпуса рабочего колеса.

Опыт создания мощных гидротурбин свидетельствует о том, что очень важны исследования напряженного состояния деталей натуральных гидротурбин в условиях эксплуатации, так как при этом удается учесть не только влияние присоединенных деталей, но и характер распределения действующих нагрузок в сложных условиях различных эксплуатационных режимов — при нормальной работе, при изменении нагрузки в процессе регулирования, при сбросе нагрузки вплоть до выхода турбины в разгон.

При анализе различных вариантов конструкций приходится рассматривать и учитывать смежные отрасли производства.

Конструкция заготовок вала, лопасти рабочего колеса и других деталей оказывает влияние на работу металлургических заводов. Так, например, цельнокованый турбинный вал чистым весом 75 т требует больших поковок и определенных ковочных средств производства, составной сварной вал требует других более простых заготовок, которые могут быть получены при более простом оборудовании металлургического завода. Если конструктор применит цельнолитую лопасть рабочего колеса из нержавеющей стали чистым весом 20—25 т, то металлургам приходится решать более сложные задачи для их отливки, чем в том случае, если лопасть будет из обычной или малолегированной стали, облицованной листами из нержавеющей стали. При создании новой системы регулирования гидротурбин с электрогидравлической схемой приходится электротех-

нической промышленности создавать новые приборы, аппараты. Следовательно, проектирование новых гидротурбин оказывает непосредственное влияние на смежное производство и требует решения соответствующих технических задач.

Установление величины разгонных оборотов турбины и проектирование соответствующих противоразгонных устройств тесно связаны с конструкцией гидрогенераторов и их технико-экономическими показателями, так как величина разгонных оборотов турбины влияет на размеры ротора генератора, увеличивает или уменьшает его размеры и вес, а следовательно, и стоимость гидрогенератора. Так, например, снижение коэффициента угона с 2,1 до 1,6 может снизить вес ротора генератора на 30%.

Специальное устройство в системе регулирования, допускающее ту или иную величину разгона, таким образом, оказывает непосредственное влияние не только на турбину, но и на генератор.

В заключение можно сделать вывод, что при проектировании мощной гидротурбины необходимо комплексно решать следующие вопросы [51].

1. Создание проточной части машины с высокими энергетическими показателями.

2. Конструирование и создание прочной, надежной конструкции деталей турбины.

3. Создание схемы регулирования и механизмов вспомогательного оборудования.

4. Производство турбин с помощью наиболее рациональных технологических приемов, обеспечивающих наиболее простое формообразование деталей с минимальной их обработкой на станках.

Все эти задачи взаимосвязаны, и при проектировании турбин они решаются с помощью анализа расчетов и экспериментально-исследовательских работ на основе новейших достижений науки.

Удельный вес той или иной проблемы увеличивается в зависимости от параметров турбины и их количества. Так, например, при создании новых типов турбин наиболее актуальным будет вопрос получения высокоэффективной проточной части турбины. При большой серии турбин увеличивается количество вопросов, связанных с технологичностью конструкций и вопросами их производства.

5. При конструировании гидротурбин следует особое внимание обращать на улучшение их эксплуатационных свойств в отношении кавитационной и эрозионной стойкости.

Все детали, подверженные кавитации и эрозионному истиранию, следует проектировать таким образом, чтобы кавитационные разрушения в межремонтный период (8000—10 000 ч) могли быть устранены на месте, без разборки агрегата. Целесообразно применение кавитационно-стойких материалов, всегда уменьшающих абразивный износ. Эффективным является уменьшение скоростей в проточной части турбины, так как абразивный износ пропорционален кубу относительной скорости. Весьма целесообразно применение съемных облицовок из износоустойчивых сталей на неподвижных элементах проточной части турбины, подвергающихся кавитационному разрушению. Если съемность обеспечить трудно, то следует применять биметалл с повышенной износоустойчивостью плакированного слоя. Следует максимально облегчить условия сборки, монтажа и разборки узлов турбины для ремонта [73, 100], предъявлять повышенные требования к чистоте поверхности деталей проточной части. Применение различных органических покрытий (пластмассы, лаки, смолы и т. п.) пока неэффективно.

При создании конструкции элементов турбин и установлении длительности их непрерывной работы следует иметь в виду, что капитальный

ремонт гидротурбины обычно производится один раз в 5 лет (15 000—20 000 ч).

При выборе варианта турбины надо учитывать ее экономическую эффективность, т. е. принимать вариант, при котором требуются наименьшие капитальные вложения при наименьшей себестоимости продукции.

При этом эффективность нового варианта следует сравнивать с принятым исходным базисным вариантом, которым может служить существующая высококачественная турбина отечественная или зарубежная.

Коэффициент экономической эффективности E определяется по следующей формуле:

$$E = \frac{C_b - C_n}{K_n - K_b} = \frac{1}{T}, \quad (\text{III.1})$$

где T — срок окупаемости;

K_n, K_b — капиталовложения рассматриваемого и базового вариантов;

C_n, C_b — себестоимость рассматриваемого и базового вариантов.

Полученные значения E или T не должны превышать нормальные значения E_n и T_n , установленные на определенный период (в частности, для 1966—1970 гг. для энергетики рекомендуется $E_n = 0,125$; $T_n = 8$ лет).

Сопоставление нового варианта с базисным можно вести и через так называемую замещающую тепловую конденсационную электростанцию. В этом случае сравнивают стоимость выработки энергии рассматриваемого варианта турбины с затратами, которые надо было бы понести на установку дополнительной тепловой конденсационной электростанции для выработки той же энергии.

3. ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ И ВЕСОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГИДРОТУРБИН

Изготовление крупной турбины требует применения разнообразного станочного оборудования, а контроль качества и точности обработки зачастую труден вследствие больших размеров и веса деталей.

Кроме того, по характеру конструкции крупная гидротурбина не может быть на заводе целиком собрана и испытана. Это обстоятельство повышает требования к качеству изготовления деталей и узлов и усложняет технологию производства [17].

Обработка на станке таких крупногабаритных деталей, как, например, статор турбины Волжской ГЭС (весом 175 т), крышка этой же турбины (весом 53 т), корпус рабочего колеса (весом 85 т), верхнее кольцо направляющего аппарата (весом 70 т) и др., зачастую представляет собой сложную проблему как по технологии, так и по требуемому для этого оснащению и оборудованию.

Такие, казалось бы, не заслуживающие особого внимания операции, как необходимость поднять какую-либо из перечисленных деталей или перевернуть ее, или присоединить одну половину детали (или часть) к другой и т. п., на самом деле требуют подчас больших затрат труда, наличия значительных производственных площадей, зачастую применения специальных приспособлений и высокой квалификации исполнителей.

Разметка, установка на станке, выверка и т. п. операции, не существенные для мелких деталей, оказываются весьма трудоемкими для очень крупных деталей, деформирующихся под действием собственного веса.

Сложные вопросы надо решать и в связи с измерением деталей больших размеров, которое требуется выполнить при обработке с высокой точностью, так как при этом имеет большое значение и температура, и вес измерительного инструмента, и искусство измеряющего и т. д.

Вопросы контроля материалов также представляют немалые трудности. Материал в огромных деталях, с которыми приходится иметь дело в гидротурбостроении, оказывается неоднородным в разных частях отливки иковки, поэтому нужно заранее правильно определять место, откуда вырезать образцы металла для всесторонних испытаний с тем, чтобы эти испытания возможно полно характеризовали качество всей детали. Не меньшую сложность представляет обнаружение в металле различных скрытых пороков — трещин, раковин и т. п., а также изыскание методов исправления этих пороков.

Следовательно, при проектировании крупных гидротурбин и их деталей обязательно надо учитывать располагаемые средства и методы производства и создавать высокотехнологические и в то же время менее металлоемкие конструкции деталей турбины. В принципе всегда желательно уменьшение разъемов крупных деталей. Но, с другой стороны, расчленение крупных заготовок на простые детали позволяет окончательное формообразование заготовок производить в заготовительных цехах с последующей минимальной обработкой на металлорежущих станках, т. е. форма заготовки приближается к форме готового изделия [48].

Применение сварных деталей вместо литых дает существенное снижение веса и улучшение трудоемкости изготовления деталей [44, 68]. Характерно это и для деталей турбин радиально-осевого типа. Поэтому в последнее время в гидротурбостроении сварные конструкции получили большое применение. Такие детали, как спиральная камера, статоры, кольца направляющих аппаратов, валы, лопатки направляющих аппаратов, колеса радиально-осевых турбин, диски и корпуса затворов и др., проектируются сварной конструкции.

Применение сварных конструкций дает возможность приблизить форму заготовки к форме готового изделия, а это позволит снизить вес заготовки, уменьшить трудоемкость изготовления, снизить цикл производства и удешевить стоимость изделия. Следовательно, выбор конструкции детали турбины (сварной или литой) оказывает существенное влияние на технологические ее свойства. На технологичность конструкции деталей, уменьшающих трудоемкость их механической обработки и сборки, оказывают влияние и другие факторы, которые приходится учитывать в процессе проектирования турбин.

К ним относятся следующие:

1) придание деталям гидротурбин наиболее целесообразных конструктивных форм, обеспечивающих обработку соответствующих поверхностей на наиболее производительных станках, и сведение к минимуму вспомогательного времени, затрачиваемого на перестановку, выверку и крепление детали; последнее особенно важно для крупногабаритных деталей;

2) сведение к целесообразному оптимуму требования в отношении точности обработки и чистоты поверхности;

3) устранение в конструкции турбины взаимно связанных в производстве деталей, обрабатываемых одновременно;

4) внедрение взаимозаменяемости;

5) широкая унификация конструктивных элементов и стандартизация деталей и узлов, что позволяет создавать типизирование технологического процесса, свести к минимуму потребность в приспособлениях и инструменте.

В связи с указаниями при проектировании гидротурбины необходимо стремиться к комплексному решению вопросов конструирования и технологии производства, что будет способствовать получению более технологических и дешевых конструкций.

Технология производства конструкции, обеспечивающая наиболее простые методы производства, особенно существенна при изготовлении большой серии машин. Когда изготавливается одна или несколько машин, их можно изготовить любым способом. При изготовлении большой серии однотипных турбин усложнение производства не будет существенным вследствие сложной конструкции.

При проектировании турбин следует рассматривать и анализировать различные варианты выполнения наиболее трудоемких узлов машин, как, например, рабочего колеса, направляющего аппарата, фундаментных частей и т. д.

При анализе различных вариантов необходимо сопоставлять не только эксплуатационные и энергетические качества конструкции, но и трудоемкость изготовления отдельных деталей, загрузки уникального оборудования, весовые показатели. В результате рассмотрения различных вариантов конструкций наиболее ответственных узлов и деталей при прочих равных условиях надо принимать варианты, наименее выгодные в технологическом отношении, обладающие наименьшей трудоемкостью, циклом производства и монтажа, в минимальной степени загружающие уникальное оборудование и производственные площади.

Технологический анализ целесообразно производить с помощью таблиц, заполняемых для каждой рассматриваемой детали или узла [12, 22]. Примерный состав анализируемых данных указан в табл. III.1, где в качестве примера приведены данные технико-экономического анализа различных вариантов исполнения радиально-осевых колес, применительно к рабочему колесу мощной гидротурбины ($N = 260\ 000$ квт; $H = 100$ м), имеющему наружный габаритный диаметр $D = 6,6$ м и высоту $h = 3,05$ м. В таблице рассматриваются 6 вариантов конструкции рабочего колеса.

В качестве исходного материала колеса взята обычная углеродистая сталь 30Л.

В таблице приведены итоговые данные результатов подсчетов для разных вариантов по весам чистых заготовок, по затратам труда в часах на механическую обработку и сборочные работы. Приводятся также стоимости материалов и работ, затрачиваемых при изготовлении колеса.

Из таблицы следует, что оптимальным является первый вариант — неразъемное колесо. Оно имеет наименьший вес, трудоемкость и стоимость, за ним следует вариант со сваркой по нижнему ободу и болтовым креплением сверху. По отношению к первому варианту в этом варианте увеличивается чистый вес на 2 т, трудоемкость изготовления — на 360 нормо-ч и стоимость — на 2000 руб. Колеса вариантов с бандажами имеют наибольший вес и трудоемкость и стоят дороже. Следовательно, данные этой таблицы свидетельствуют о целесообразности (с экономической точки зрения) применения цельного колеса, после которого предпочтение может быть отдано варианту со сваркой по нижнему ободу.

Для снижения трудозатрат и удешевления стоимости производства гидротурбин важным является серийность их изготовления. Очень целесообразно турбины изготавливать большими партиями. Это иллюстрируется на рис. III.1, где приведены кривые снижения трудоемкости и себестоимости при изготовлении 20 одинаковых гидротурбин.

Если принять трудоемкость изготовления первой турбины за 100%, то трудоемкость 10-й машины составила 82%, а 20-й — 74%. Себестоимость турбины составит 66%, а для 20-й 50% стоимости изготовления первой турбины.

Следовательно, надо стремиться к применению одних и тех же турбин на разных гидростанциях.

Технико-экономические показатели разных технологических вариантов рабочих колес радиально-осевого типа

Наименование варианта конструкции	Наименование заготовки	Количество заготовок для одного колеса	Материал	Характер заготовки	Вес в т		Трудоемкость работ в ч		Стоимость в руб.				Неучтенные работы	
					заготовок	чистый	механических	сборочных	за одну тонну	в целом	механической обработки с накладными расходами	ручных работ с накладными расходами		общая стоимость с накладными расходами
Колесо цельное (неразъемное)	Целая отливка	1	Сталь 30Л	Отливка	145	125	2700	5000	600,0	87000,0	2700,0	5000,0	94700,0	Неучтенных работ нет
	Половина колеса	2	Сталь 30Л	Отливка	140	115	4300	5200	600,0	84000,0				Сварка и надевание двух бандажей на монтаже
	Верхний бандаж	1	Сталь легированная	Поковка	18	7,0			500,0	9000,0	4300,0	5200,0	123500,0	
Нижний бандаж	1	Сталь легированная	Поковка	35	17,0	9500		600,0	21000,0					
					Общий вес									
					193	139								
Колесо из двух половин с бандажом на нижнем ободе. Верхний обод скреплен болтами	Половина колеса	2	Сталь 30Л	Отливка	142	116			600,0	85200,0				Сварка и надевание одного бандажа и крепление верхнего обода на монтаже
	Нижний бандаж	1	Сталь легированная	Поковка	35	17	3900	5100	600,0	21000,0	3900,0	5100,0	116200,0	
	Болт	10	Сталь 35	Поковка	3,0	2,0			350,0	1050,0				
					Общий вес									
					180	135								

Наименование варианта конструкции	Наименование заготовки	Количество заготовок для одного колеса	Материал	Характер заготовки	Вес в т		Трудоемкость работ в ч		Стоимость в руб.				Неучтенные работы		
					заготовок	чистый	механических	сборочных	заготовки		ручных работ с накладными расходами	общая стоимость с накладными расходами			
									на одну тонну	в целом					
Колесо из двух половин со сварным нижним ободом. Верхний обод скреплен болтами	Половина на колесо	2	Сталь 30Л	Отливка	146	125	2900	5100	600,0	87600,0				Сварка нижнего обода и крепление верхнего обода на монтаже	
	Болты	10	Сталь 35	Поковка	3,0	2,0			350,0	1050,0	3000,0	5100,0	96700,0		
	—	—	—	—	Общий вес	149	127	8060	—	—	Общий вес	—	88650,0		
Колесо из двух половин. Нижний обод скреплен замком I-образного сечения. Верхний обод — болтами	Половина на колесо	2	Сталь 30Л	Отливка	146	125			600,0	87600,0				Сборка нижнего обода на замки и верхнего обода на болты на монтаже	
	Замок	2	Сталь 40	Поковка	3,0	2,0	3460	5200	400,0	1200,0			5200,0		98600,0
	Болты	10	Сталь 35	Поковка	3,0	2,0			350,0	1050,0	3500,0	5200,0	98600,0		
	Шпонки	8	Сталь 35	Поковка	0,3	0,2			350,0	105,0					
	—	—	—	—	Общий вес	152,3	129,2	8660		—	Общий вес	—	89955,0		
Колесо из двух половин. Нижний обод скреплен замком на цилиндрических шпонках. Верхний обод — болтами	Половина на колесо	2	Сталь 30Л	Отливка	151	125			600,0	90600,0				Сборка нижнего обода на замки и верхнего обода на болты на монтаже	
	Шпонки	12	Сталь 35	Поковка	1,5	1,0	3300	5200	350,0	525,0			5200,0		100600,0
	Болты	10	Сталь 35	Поковка	3,0	2,0			350,0	1050,0	3300,0	5200,0	100600,0		
	—	—	—	—	Общий вес	155,5	128	8500		—	Общий вес	—	92175,0		

Для ориентировочного определения трудоемкости изготовления единичных гидротурбин поворотнлопастного и радиально-осевого типов приведена номограмма на рис. III.2, дающая значение удельной трудоемкости механо-сборочных работ в зависимости от веса турбины.

На технологичность конструкции оказывает большое влияние выбор правильных допусков на обработку деталей. Это имеет особенно большое значение потому, что для крупных гидротурбин размеры обрабатываемых деталей зачастую имеют большую величину. Обработка их и контроль размера бывает затруднен. Допуски на обработку крупных деталей приходится задавать не независимыми, а по формулярным размерам сопряженных деталей. Это усложняет производство. При проектировании деталей турбин

нужно всегда стремиться к установлению максимально возможных в данных условиях допусков на обработку деталей. При установлении допусков на большие диаметры следует руководствоваться характером посадок, существующих в ГОСТе.

Изготовление мощных гидротурбин связано с большими затратами и расходами различных материалов. Особенно трудоемки в изготовлении большие поворотнлопастные гидротурбины, устанавливаемые на гидро-

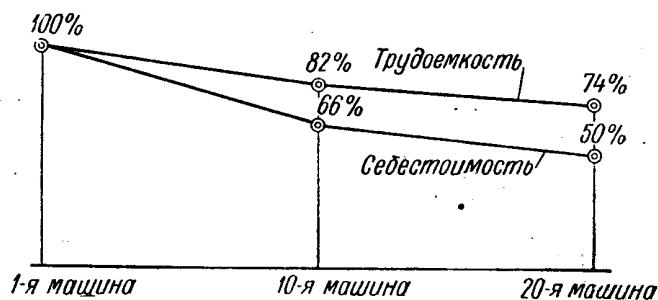


Рис. III.1. Влияние серийности гидротурбин на себестоимость и трудоемкость изготовления

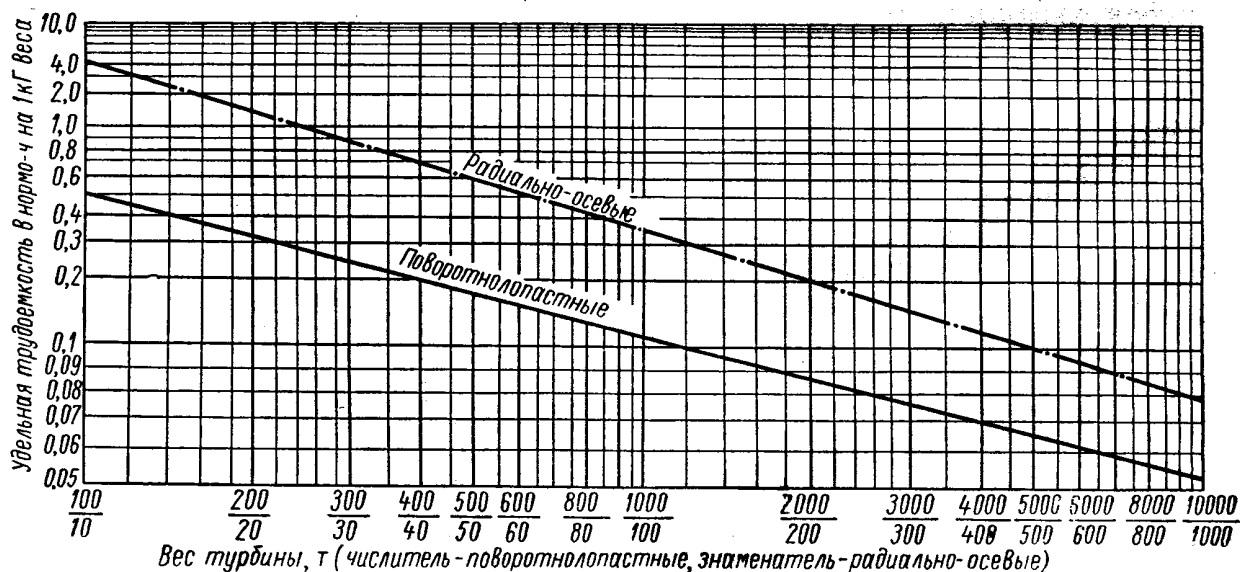


Рис. III.2. Номограмма для определения трудоемкости механосборочных работ

станциях со сравнительно низкими напорами. Крупная поворотнлопастная гидротурбина с диаметром колеса $D_1 = 9,3$ м, мощностью $N = 126\ 000$ квт при напоре $H = 22,5$ м состоит более чем из 50 000 деталей. В такой турбине имеется большое количество деталей больших размеров и веса, как, например, статор с наружным диаметром 14,0 м и весом 166 т; шесть лопастей рабочего колеса весом каждая по 18,5 т; крышка турбины с наружным диаметром 9,4 м, весом 60 т; вал турбины диаметром 1,5 м, длиной 12,5 м, весом 60 т и др. [45].

Наряду с большим количеством деталей больших размеров и веса, изготовленных из сложных литых, кованных и сварных заготовок, имеется большое количество сравнительно мелких деталей, требующих высокой точности обработки.

В табл. III.2 приведены данные о весах узлов этой турбины. Указана также разбивка по весам металлов, идущих на стальное литье, поковки и прокат.

Из таблицы видно, что наиболее металлоемкими узлами являются рабочее колесо и направляющий аппарат турбины, их общий вес достигает 877 т, что составляет $\frac{2}{3}$ веса всей турбины. Поэтому при конструировании этих важнейших узлов, определяющих в значительной мере энергетические показатели турбины, обращается также внимание и на придание целесообразной формы деталям этих узлов, обеспечивающих минимальные веса.

Облицовки проточной части бетонных шахт, фундаментные рамы, трубопроводы изготавливаются из листовой и сортовой стали и свариваются между собой. Обычно удельный вес деталей турбины, изготовленных из литых заготовок, составлял 75—85%.

В последние годы в связи со значительным развитием теории и практики сварочного производства, с оснащением цехов металлоконструкции соответствующими сварочными автоматами, аппаратурой для контроля сварных швов, ростом квалификации сварщиков сварные конструкции начали занимать все большее место в практике гидротурбостроения.

При помощи сварки в гидротурбостроении стали выполнять фундаментные части, кольца направляющего аппарата, крышку турбины, регулирующее кольцо, конус рабочего колеса, крестовину и другие детали.

Сварные детали состоят из отдельных заготовок. Плоские элементы получают путем вырезки; части, имеющие цилиндрическую или коническую форму, образуются вальцовкой; фасонные части изготавливаются под прессом.

Применение сварных конструкций привело к значительному уменьшению трудоемкости механической обработки, особенно выполняемой на больших уникальных станках, дало значительную экономию металла и существенное снижение стоимости.

Основными причинами, способствовавшими получению таких положительных результатов, явилось уменьшение, по сравнению с литыми деталями, площадей обрабатываемых поверхностей и припусков на обработку, так как вследствие больших размеров деталей гидротурбин литые заготовки обычно имели большие припуски.

Для сварной конструкции, создаваемой из простых заготовок, стенки можно сделать тоньше и не бояться внутренних пороков, свойственных массивным фасонным стальным отливкам.

В крупных гидротурбинах также находят применение сварно-литые конструкции, получаемые путем сварки в единую заготовку отдельных простых литых заготовок.

Иногда целесообразно для уменьшения веса и снижения трудоемкости изготовления усложнение заготовки путем объединения в одну отливку или поковку двух и более крупных деталей, ранее изготовлявшихся отдельно и соединявшихся посредством болтов, шпилек и гаек с помощью фланцев.

Такое конструктивное решение целесообразно тогда, когда сварка деталей технически невозможна, а механическое скрепление приводит к трудоемким механосборочным работам.

Например, объединение в единую конструкцию вала турбины и генератора для одной крупной гидротурбины позволило уменьшить чистый вес вала на 8 т и снизить трудоемкость механосборочных работ на 800 нормо-ч.

В табл. III.3 приведены весовые данные по турбине радиально-осевого типа (PO211-ВМ-410) мощностью $N = 75\,000$ квт при напоре $H = 66,5$ м,

Таблица III.2
Весовые данные и трудоемкость изготовления турбины типа ПЛ587-ВБ-930 (N = 126 000 квт, N_{max} = 30 м, n = 68,8 об/мин)

№/№	Наименование узла	Общий вес на одну турбину в т	Вес составных материалов в т					Трудоемкость в нормо-ч		
			стального литья	чугунного литья	стальных поковок	проката	прочих материалов	общая	механических работ на станках	ручных работ и сборки
1	Рабочее колесо	426,5	294	26	92	9	5	32 400	17 400	15 000
2	Фундаментные части (без статора)	103	2,8	—	0,43	99,8	—	40 400	14 500	25 900
3	Статор	174	174	—	—	—	—	вместе с № 13, 14, 15	—	—
4	Вал турбины	60	—	2,4	56,5	0,9	0,2	2 600	1 820	780
5	Штанги рабочего колеса	3,6	—	—	0,2	3,4	—	720	420	300
6	Направляющий аппарат	451	328,3*	35,4	11,3	74,1	2,0	вместе с № 11	17 300	27 900
7	Направляющий подшипник	57	12	32	2	10	1	3 300	2 500	800
8	Сервомоторы направляющего аппарата	21,3	3,1	12,8	2,1	3,1	0,2	2 200	1 800	400
9	Регулятор РКО-250	5,5	—	0,8	0,7	4,0	—	6 300	6 000	300
10	Маслонапорная установка МНУ-32	38	—	—	—	38	—	8 600	8 000	600
11	Маслоприемник	8,2	—	7,6	—	—	0,6	—	—	—
12	Площадки и лестницы	3,3	—	—	—	3,3	—	970	270	700
13	Шахты турбины и сервомотора	28,1	—	—	—	28,1	—	—	—	—
14	Облицовка конуса всасывающей трубы	26,3	—	—	—	26,3	—	—	—	—
15	Облицовка спиральной камеры	18,2	—	—	—	18,2	—	—	—	—
16	Прочие детали	22,3	—	10	—	12,3	—	11 310	9 990	7 320
Итого		1446	814,2	12,0	165,23	330,6	9,0	160 000	80 000	80 000
		100%	56%	9%	11,5%	23%	0,5%	100%	50%	50%

* После применения сварных конструкций вес стального литья уменьшился до 170 т, а вес проката увеличился до 200 т.

Весовые данные и трудоемкости изготовления турбин типа PO211-ВМ-410

Наименование узла	Общий вес на одну турбину в т	Вес составных материалов в т					Трудоемкость в норма-ч		
		стального литья	чугунного литья	стальных поковок	проката и труб	прочих материалов	общая	механических работ на станках	ручных работ и сборки
Рабочее колесо с уплотнением	48,5	42,0	—	—	6,0	0,5	6 300	2 600	3 700
Фундаментные части	14,2	—	7,9	—	4,5	1,8			
Статор	37,0	36,0	—	—	—	0,2			
Шахты турбины и сервомоторов, облицовка конуса отсасывающей трубы	15,2	—	—	—	14,7	0,5			
Спиральная камера	77,5	—	—	—	76,0	1,5			
Вал турбины	30,0	—	0,5	29,2	—	0,3			
Направляющий подшипник	4,4	—	3,6	—	0,6	0,2	1 650	1 250	450
Направляющий аппарат	63,0	43,7	6,7	0,9	10,6	1,1	1 050	650	400
Сервомотор направляющего аппарата	7,3	0,4	5,4	1,2	0,1	0,2	14 350	10 250	4 100
Регулятор	1,9	—	0,6	—	1,1	0,2	1 500	900	600
МНУ	2,6	—	0,3	—	1,6	0,7	3 700	2 700	1 000
Площадки и лестницы	1,1	—	—	—	1,0	0,1	4 000	1 800	2 200
Прочие детали	9,7	—	0,80	2,3	4,8	1,8	600	150	450
Итого	312,4	122,9	25,8	33,6	121,0	9,1	2 250	1 000	1 250
	100%	39%	8%	11%	39%	3%	—	—	—

диаметр колеса $D_1 = 4,1$ м. Веса приведены по основным узлам турбины с разбивкой по материалам. У турбины наибольший вес имеет спиральная камера со статором и направляющий аппарат с сервомотором, их общий вес равен 184 т, что составляет более 60% веса всей турбины.

С течением времени конструкции турбин совершенствуются [52]. Ведется также постоянная работа по уточнению методов расчета деталей на прочность, по повышению допускаемых напряжений. Применяются новые материалы, уменьшается их вес, снижается трудоемкость изготовления.

На рис. III.3 приведены кривые, характеризующие снижение (в среднем) удельного веса ($кг/квт$) по годам для характерных типов гидротурбин. Из рассмотрения этих кривых следует, что за 40 лет удельный вес поворотнлопастных гидротурбин для напора $H = 20$ м снизился с 27,5 до 13,5 $кг/квт$, для средненапорных ($H = 60$ м) радиально-осевых гидротурбин — с 20 до 7,5 $кг/квт$ и для высоконапорных гидротурбин ($H = 200$ м) радиально-осевого типа — с 10,0 до 3 $кг/квт$. Следовательно, из этих цифр

видно, что конструкции гидротурбин совершенствуются, достигнуты серьезные успехи в уменьшении металлоемкости гидротурбин и, следовательно, в уменьшении их веса; в зависимости от напора удельные веса гидротурбин значительно отличаются друг от друга.

Тип турбины и ее конструкция зависят от напора, при котором турбина работает, поэтому абсолютный и удельный веса ее изменяются с изменением напора. Чем меньше величина напора, используемого турбиной тем обычно больше расход воды через турбину. Чем больше размеры турбины, тем больше и удельный вес турбины.

На рис. III.4 показаны значения удельных весов для разных типов и напоров современных вертикальных гидротурбин. Эти кривые составлены на основе данных выполненных гидротурбин. Наибольшие удельные веса имеют низконапорные поворотлопастные турбины, наименьшие — высоко-

напорные радиально-осевые гидротурбины. С увеличением напора удельные веса, особенно в диапазоне $H = 30 \div 100$ м, резко уменьшаются.

В зоне напоров $H = 40 \div 100$ м существенное влияние на расход металла оказывает конструкция спиральной камеры.

На основе анализа и обобщения фактических весовых данных [98, 99], выпущенных за последние 20—25 лет гидротурбин различных типораз-

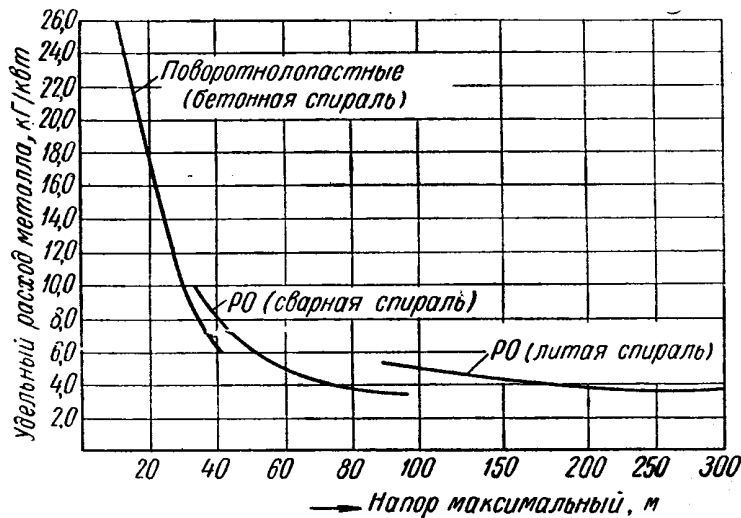


Рис. III.4. Удельный расход металла турбин

мерами ЦКТИ, составлены номограммы для определения теоретического веса гидротурбин по зонам применения по напорам. Эти данные приведены на рис. III.5 в виде кривых для разных диаметров рабочих колес.

Значения ориентировочных весов приводятся по турбине в целом поворотлопастного и радиально-осевого типа.

В табл. III.5 приведены конструктивные и весовые данные по некоторым турбинам радиально-осевого типа с поворотными лопастями из числа изготовленных на отечественных заводах.

На рис. III.6 приведены кривые зависимости веса генератора от его мощности при разных скоростях вращения. Кривые даны для генераторов мощностью от 15 000 до 150 000 кВт и мощностью от 150 000 до 350 000 кВт. Они получены исходя из данных завода «Электросила» по выполненным генераторам и проектным материалам.

Из рассмотренных кривых следует, что на величину веса генератора большое влияние оказывает число оборотов турбины. Так, например, для генератора мощностью $N = 100\ 000$ кВА его вес при оборотах $n = 62,5$ об/мин будет равен 1350 т, а при оборотах $n = 100$ об/мин — только 950 т. Поэтому увеличение числа оборотов турбины особенно целесообразно для генератора.

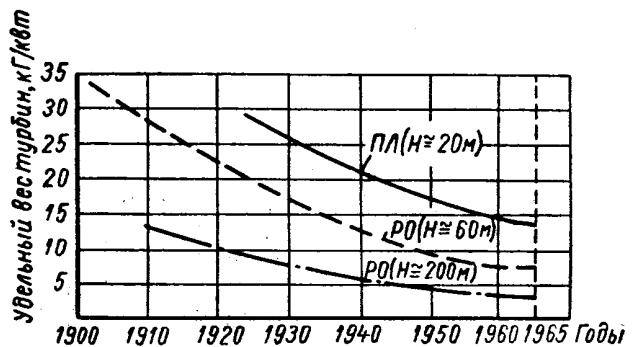


Рис. III.3. Снижение удельного веса турбин по годам

Ориентировочный вес гидротурбины может быть определен по следующим эмпирическим формулам.

Для поворотнолопастных турбин

$$G_{(T)} = k_1 D_1^{a_1} (м) H^{b_1} (м), \quad (III.2)$$

где k_1 , a_1 и b_1 в зависимости от напора имеют следующие значения.

Напор в м	10—40	50—80
k_1	2,88	1,435
a_1	2,1	2,1
b_1	0,4	0,6

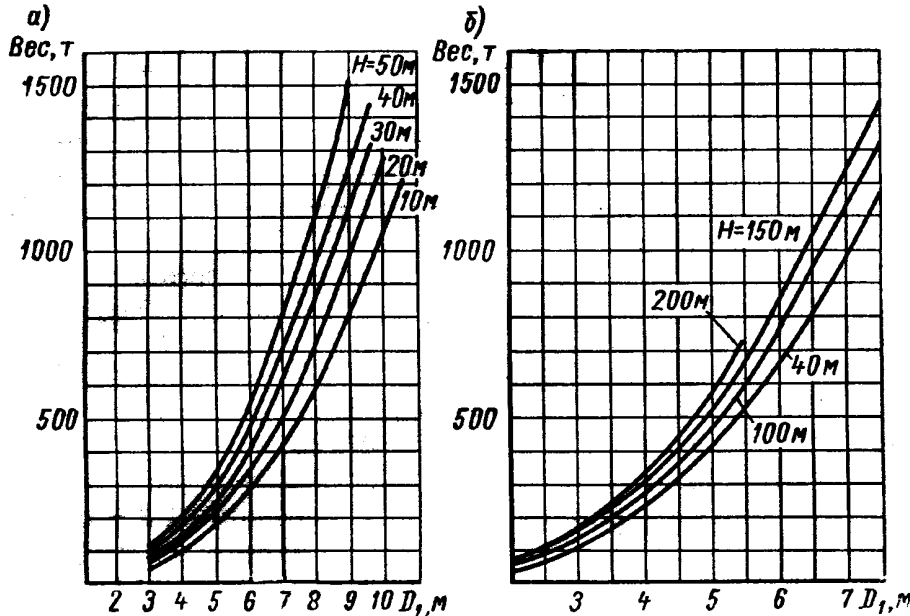


Рис. III.5. Ориентировочные веса турбин: а — поворотнолопастных; б — радиально-осевых

Для радиально-осевых турбин

$$G_{(T)} = k_2 e^{a_2 D_1} (м) H^{b_2} (м), \quad (III.3)$$

где коэффициенты k_2 , a_2 и b_2 в зависимости от напора имеют следующие значения.

Напор в м	45—300	300—500
k_2	17,4	14,0
a_2	0,49	0,49
b_2	0,16	0,2

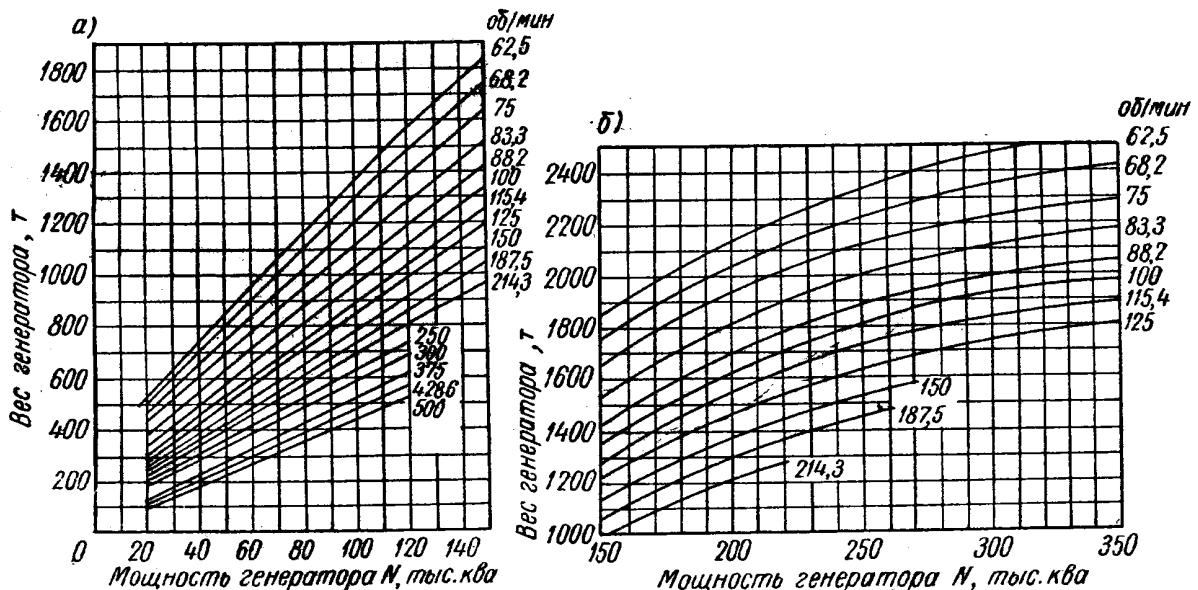


Рис. III.6. Вес генератора в зависимости от его мощности при разных скоростях вращения: а — генераторы от 15 до 150 000 ква; б — генераторы от 150 до 350 000 ква

4. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ТУРБИНЫ ПО УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ

Подробно этот вопрос рассматривается в работе [64]. Ниже кратко описывается порядок выбора параметров турбины. Выбор основных параметров турбины обычно производится по заданным — мощности, напору и отметкам нижнего и верхнего уровней воды.

При колебаниях напора параметры турбины выбираются по расчетному напору.

Данные N , H_p , H_{\max} и H_{\min} устанавливаются проектно-изыскательскими организациями, проектирующими гидростанции. Исходными материалами для выбора основных параметров турбин применительно к заданным условиям их работы служат универсальные характеристики, полученные по испытаниям моделей номенклатурных рабочих колес.

Руководствуясь заданным напором H_p , выбирают систему турбины и тип ее рабочего колеса.

Диаметр рабочего колеса выбирается по формуле

$$D_1 = \sqrt{\frac{N}{9,81\eta Q_1' H_p \sqrt{H_p}}}, \quad (\text{III.4})$$

где N в квт и H в м.

При определении диаметра предварительно задаются: к. п. д. для радиально-осевых турбин $\eta = 0,88 \div 0,90$; для поворотнолопастных турбин $\eta = 0,84 \div 0,86$.

Приведенный расход Q_1' м³/сек для радиально-осевых турбин берут обычно на кривой 5-процентного запаса мощности, а для поворотнолопастных турбин — по условиям кавитации, чтобы высота отсасывания была реально осуществима.

Подсчитанный по формуле диаметр рабочего колеса скругляется до ближайшего нормального. Диаметр поворотнолопастных турбин, предназначенных для работы в условиях значительных колебаний напора, целесообразно выбирать по наименьшему напору, при котором должна быть обеспечена нормальная мощность турбины.

По этому же напору определяют допустимую высоту отсасывания H_s .

Число оборотов турбины определяют по формуле

$$n = \frac{n_1' \sqrt{H_p}}{D_1}. \quad (\text{III.5})$$

Значение n_1' выбирают по характеристике на линии, проходящей через точку максимального к. п. д. или несколько выше.

Поправку $\Delta n_1'$ обычно принимают постоянной для всех точек характеристик. Вычисляют ее для оптимальной точки характеристики по формуле

$$\Delta n_1' = n_1' \left(\sqrt{\frac{\eta}{\eta_m}} - 1 \right). \quad (\text{III.6})$$

По найденному исправленному значению n_1' и определяют число оборотов n , округлив его до ближайшего большего синхронного.

Высоту отсасывания определяют по формуле

$$H_s = 10,0 - \frac{\nabla}{900} - k\sigma H, \quad (\text{III.7})$$

где $k = 1,05 \div 1,1$ — коэффициент запаса;

∇ — отметка расположения гидростанции;

σ — берется из универсальной характеристики.

Величины Q_1' и n_1' изменяются при изменении напора и мощности, развиваемой турбиной, одновременно изменяется также и значение σ .

Поэтому допустимая высота отсасывания H_s зависит от напора и мощности, при которых работает турбина. Напор установки зависит, в свою очередь, от колебания уровней верхнего и нижнего бьефов. Поэтому необходимо рассматривать различные сочетания уровней бьефов и напоров и для каждого находить допустимую высоту отсасывания.

Прибавляя H_s к отметке нижнего уровня воды, можно получить для каждого случая наивысшую допустимую отметку рабочего колеса. Из полученных положений должно быть выбрано наименьшее, обеспечивающее отсутствие кавитации при любых условиях.

Правильность выбора номинального диаметра и синхронного числа оборотов проверяют, нанося на универсальную характеристику четырехугольник со сторонами $n_1' = \text{const}$ при H_{\min} , $n_1' = \text{const}$ при H_{\max} и вершинами в точках с координатами Q_1' , соответствующими минимальной и максимальной мощностям при указанных двух крайних напорах. Если этот четырехугольник хорошо схватывает центральную часть характеристики, обеспечивая высокие к. п. д., то выбор сделан правильно, если же центральная часть характеристики окажется сильно смещенной по отношению к центру четырехугольника, то следует изменить или диаметр рабочего колеса D_1 , или число оборотов турбины n , или то и другое вместе.

Для высоконапорных поворотнолопастных турбин иногда приходится применять меньшие значения Q_1' , чем это желательно по характеристике и допустимо по степени открытия регулирующих органов. Таким путем достигается уменьшение σ и увеличение допустимой высоты отсасывания H_s .

В связи с тем, что обычно гидротурбины работают при переходном режиме, т. е. при изменяющемся напоре H и мощности N , изменяются расход турбины Q , ее к. п. д. η и коэффициент кавитации σ . Число оборотов турбины, как правило, сохраняют постоянным. Поэтому для правильной эксплуатации турбины важно знать взаимную связь основных ее параметров. Для этого после определения диаметра турбин D_1 и оборотов n производят построение рабочей и эксплуатационной универсальной характеристики.

Рабочая характеристика показывает зависимость к. п. д. от нагрузки N и выражается кривой $\eta = f(N)$ при постоянном напоре H и числе оборотов n .

Но так как гидростанции, работающие при постоянном напоре, встречаются редко, для полной картины энергетических свойств турбины строят эксплуатационные универсальные характеристики, пользуясь рабочими характеристиками.

Эксплуатационные универсальные характеристики показывают зависимости к. п. д. (η) от нагрузки N и напора H при нормальном числе оборотов $n = \text{const}$. Эта характеристика представляет собой семейство линий равных к. п. д., построенных в координатных осях N и H (рис. III.7). На эксплуатационные универсальные характеристики турбин обычно наносят линию ограничения мощности, выражающую зависимость мощности от напора $N = f(H)$, и линию равных высот отсасывания $H_s = f(N_1 H)$.

Построение рабочих и эксплуатационных универсальных характеристик производится на основе главной универсальной характеристики модели выбранного типа рабочего колеса для данного диаметра D_1 и оборотов n и заданных напоров H_p , H_{\min} , H_{\max} .

Порядок построения рабочей характеристики следующий:

1) определяют максимальный к. п. д. турбин η_{\max} с учетом поправки на масштаб модели и зависимости от напора турбин в соответствии с данными гл. I;

2) находят поправку приведенного числа оборотов на разницу к. п. д. турбин и модели

$$\Delta n'_i = n'_{i \text{ опт}} \left(\sqrt{\frac{\eta_{\max}}{\eta_{\text{м max}}}} - 1 \right)$$

и определяют откорректированное приведенное число оборотов $n'_{i \kappa}$, которое соответствует на характеристике модели приведенному числу оборотов n'_i ;

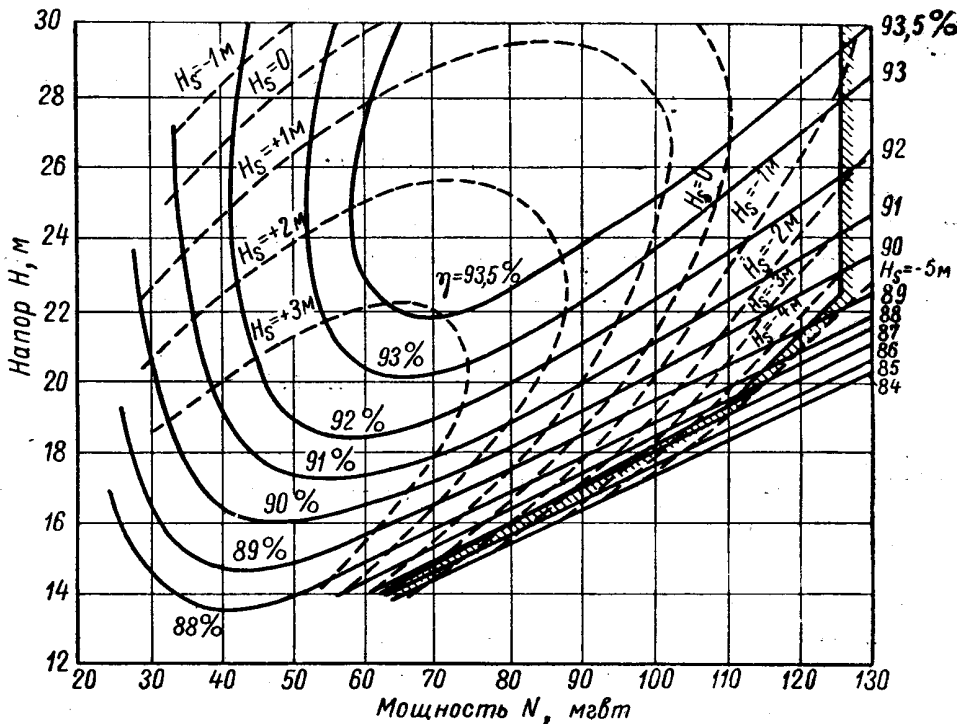


Рис. III.7. Эксплуатационная характеристика поворотнлопастной турбины

3) по универсальной характеристике находят зависимость $\eta_{\text{м}} = f(Q'_i)$ при $n'_{i \kappa}$; при этом значения приведенных расходов для радиально-осевых и пропеллерных турбин берут на линиях равных к. п. д., а для поворотнлопастных турбин — на линиях углов φ ; указанную зависимость составляют в табличной форме;

4) определяют поправку для к. п. д. на масштаб модели и находят к. п. д. турбины η в каждой точке;

5) подсчитывают для каждой точки мощность турбины по формуле

$$N = 9,81 \eta Q'_i D_1^2 H \sqrt{H}; \quad (\text{III.8})$$

6) строят рабочую характеристику.

Для построения эксплуатационной универсальной характеристики диапазон изменений n'_i , соответствующий заданной амплитуде колебаний H (от H_{\min} до H_{\max}), разбивают на 4—5 интервалов и для полученных значений напора строят рабочие характеристики.

Точки равных к. п. д. при различных напорах переносят с рабочих характеристик на координатную сетку N, H и соединяют плавными кривыми, дающими в совокупности эксплуатационную характеристику турбины.

Чтобы найти положение минимума по напору для каждой кривой $\eta = \text{const}$ эксплуатационной характеристики, нужно построить по максимуму к. п. д. рабочих характеристик вспомогательную кривую $\eta_{\text{max}} = f(H)$, по которой и можно найти максимальные значения напора H , соответствующие каждой кривой.

Линии равных высот отсасывания H_s строят на основании линий равных σ , имеющих на главных универсальных характеристиках.

Порядок построения линий, равных H_s , на эксплуатационной характеристике следующий:

1) для каждого из напоров, при котором строились рабочие характеристики, находят вспомогательные зависимости

$$N = f(Q_1'),$$

где Q_1' берут по главной универсальной характеристике модели;

2) для каждого из напоров составляют в табличной форме ряд последовательных зависимостей:

$$Q_1' = f(\sigma); \quad N = f(Q_1'); \quad H_s = f(N),$$

в которых Q_1' соответствует значению σ , имеющемуся на главной универсальной характеристике; N вычисляют, пользуясь ранее построенными кривыми $N = f(Q_1')$, и высота отсасывания определяется по формуле

$$H_s = 10,0 - \frac{\sqrt{N}}{900} - k\sigma H; \quad (\text{III.9})$$

3) для каждого из напоров строят кривые $H_s = f(N)$, а лежащие на них точки равных H_s переносят на эксплуатационную характеристику турбины и соединяют плавными линиями.

Построение линии ограничения мощности на эксплуатационной характеристике для радиально-осевых и пропеллерных турбин производят по линии 5-процентного запаса мощности главной универсальной характеристики или непосредственно по рабочим характеристикам.

У поворотнолопастных турбин при напорах выше расчетного по мощности H_p мощность турбины ограничивается максимальным углом установки лопастей $\varphi_{\text{max}} = \text{const}$, а при напорах ниже расчетного — максимальным открытием направляющего аппарата $\alpha_{0\text{max}} = \text{const}$.

Величина φ_{max} и $\alpha_{0\text{max}}$ на главной универсальной характеристике турбины определяется положением расчетной точки, соответствующей нормальной мощности N при расчетном напоре H_p .

При построении эксплуатационной характеристики мы исходили из полного геометрического подобия модели и турбины. Однако это не всегда выдерживается. В действительности часто приходится делать выбор по универсальной характеристике, снятой по модели, у которой отдельные элементы проточной части отличаются от таковых в турбине. В этом случае надо знать, какое влияние на энергетические показатели турбины оказывает то или иное отступление в проточной части. Проточную часть реактивной турбины составляют: турбинная камера, статор, направляющий аппарат, камера рабочего колеса и отсасывающая труба.

Направляющий аппарат и статор при неизменном профиле направляющего аппарата и при соблюдении равенства отношений высоты и диаметра направляющего аппарата к диаметру рабочего колеса при изменении остальных конструктивных размеров не оказывает заметного влияния на параметры турбины.

Турбинная камера оказывает влияние на параметры турбины. Переход от открытой камеры к спиральной создает дополнительные потери напора

на трение, которые растут с увеличением быстроходности турбины и имеют тем большее значение, чем уже спиральная камера.

По данным опытов переход от открытой камеры к спиральной снижает к. п. д. в максимуме рабочей характеристики примерно на 0,5%, а при больших открытиях еще и уменьшается мощность на 2—5%.

Эти поправки имеют большое значение для турбин малых и средних размеров $D_1 = 2,5 \div 3$ м, с увеличением диаметра эти поправки уменьшаются и при $D_1 = 8 \div 9$ м их можно не учитывать, так как с ростом размеров относительные потери в спирали уменьшаются.

Значительно большее влияние оказывает переход от прямой отсасывающей трубы к изогнутой, так как здесь существенными становятся местные потери напора от изменения величины и направления скорости в колене трубы.

Величина понижения к. п. д. и мощности в этом случае зависит от геометрической формы изогнутой трубы и глубины ее, а также от типа турбины.

Для радиально-осевых турбин при переходе от прямой конической отсасывающей трубы к изогнутой с равновеликими выходными сечениями труб уменьшение к. п. д. будет около 0,5—1,0% в зависимости от мощности турбины. При полной мощности будет большее значение снижения к. п. д., при частичной нагрузке величина снижения к. п. д. будет уменьшаться.

Для поворотнолопастных турбин, особенно быстроходных, форма отсасывающей трубы более существенно влияет на к. п. д. и на пропускную способность. Поэтому для этих турбин при выборе параметров необходимо обязательно пользоваться характеристиками, которые получены при испытаниях модели с полным моделированием отсасывающей трубы, т. е. для вертикальных турбин с изогнутой трубой и для горизонтальных турбин с прямоосной отсасывающей трубой.

Для горизонтальных турбин с валом, проходящим сквозь колено отсасывающей трубы, приведенный расход турбины можно определить по приведенному расходу модели по следующей формуле:

$$Q'_{1T} = Q'_{1M}\psi, \quad (\text{III.10})$$

где ψ — коэффициент, учитывающий стеснение живого сечения валом;

$$\psi = \frac{D_2^2 - d_a^2}{D_2^2}, \quad (\text{III.11})$$

где D_2 — выходной диаметр рабочего колеса;

d_a — диаметр вала.

Для данного случая снижение к. п. д., вследствие вихревых потерь в колене отсасывающей трубы, будет $\Delta\eta = 1 \div 2\%$.

Для котельных или кожуховых турбин влияние котла на снижение η и Q'_1 может учитываться следующими поправками (в %):

$$\Delta\eta = 0,5 \div 1,0;$$

$$\psi = 0,98 \div 0,95.$$

Большие значения $\Delta\eta$ и меньшее значение ψ следует принимать для турбин больших быстроходностей.

5. ВЫБОР РАЗМЕРОВ МОЩНЫХ ГИДРОТУРБИН

Выбор целесообразного размера турбины и ее мощности для крупной гидроэлектростанции необходимо производить с учетом выбора параметров остального оборудования гидроэлектростанции: генераторов, затворов, кранового оборудования, трансформатора и другого электрооборудования.

Оптимальные по технико-экономическим показателям параметры гидротурбин могут не совпадать с оптимальными показателями остального оборудования ГЭС. Важным также является и стоимость сооружения силовой части здания гидроэлектростанции, во многом зависящая от габаритов турбины.

Поэтому только комплексное рассмотрение и анализ разных параметров и технико-экономических показателей всего оборудования гидроэлектростанции и сооружения здания ГЭС могут определить наиболее целесообразные параметры гидротурбин по выработке электроэнергии и минимуму денежных затрат.

Для сверхмощных гидроэлектростанций технико-экономический анализ при выборе целесообразной мощности единичного гидроагрегата и количестве машин, устанавливаемых на ГЭС, особенно важен в случае применения гидротурбин предельных размеров и мощности, создание которых связано с преодолением конструктивных и технологических проблем, которые должны учитываться наряду с вопросами выработки электроэнергии, стоимости оборудования и сооружения силового здания гидроэлектростанции.

Тщательный комплексный технико-экономический анализ при выборе оборудования ГЭС производится проектировщиками гидроэлектростанций, однако при эскизном проектировании уникальных гидротурбин и установлении их параметров полезно и конструкторам турбин заниматься таким технико-экономическим анализом. Ниже излагается возможная схема такого анализа.

Гидротурбины

Мощность гидротурбины определяется выражением

$$N = 9,81 D_1^2 H \sqrt{H} Q_1 \eta. \quad (\text{III.12})$$

Коэффициент полезного действия однотипных гидротурбин при неизменном напоре отличается немного. Например, при увеличении диаметра в два раза к. п. д. увеличивается лишь на 0,5—0,7%. Поэтому, пренебрегая разницей в к. п. д., можно считать, что мощность турбины возрастает пропорционально квадрату диаметра рабочего колеса

$$N = \alpha D_1^2. \quad (\text{III.13})$$

Вес гидротурбин возрастает примерно пропорционально диаметру рабочего колеса в степени 2,5

$$G = \beta D_1^{2,5}. \quad (\text{III.14})$$

Трудоемкость изготовления однотипных по конструкции гидротурбин приблизительно пропорциональна диаметру в степени 1,5

$$T = \gamma D_1^{1,5}. \quad (\text{III.15})$$

Следовательно, с увеличением диаметра турбины при неизменной конструкции вес турбины возрастает быстрее, чем мощность, и удельный расход металла на 1 квт мощности увеличивается. Вместе с тем увеличение трудоемкости изготовления отстает от роста мощности, и удельная трудоемкость на 1 квт мощности падает.

С увеличением единичной мощности агрегата и уменьшением общего их количества, подлежащего изготовлению, цикл их производства сокращается.

Это все справедливо при неизменной конструкции турбин и при диаметре рабочего колеса, обеспечивающем получение транспортабельных деталей турбины.

В случае сверхмощных турбин и применения диаметра колеса больших размеров, при котором само колесо и кольцевые детали турбины приходится расчленять на отдельные транспортабельные части и соединять их в единую конструкцию на монтаже не только с помощью болтовых соединений, но и сваркой, бандажом, замковыми соединениями и подобными операциями с возможной последующей обработкой деталей на монтажной площадке, трудоемкость и стоимость изготовления такой турбины возрастают.

В качестве примера можно привести радиально-осевое колесо диаметром $D_1 = 7,5$ м, предназначенное для работы на гидростанции с напором $H = 100$ м.

Такое колесо по условиям транспортировки по железной дороге должно состоять из четырех частей, которые приходится сваривать в единую конструкцию на монтаже.

После сварки потребуется отжиг, а возможно и механическая обработка. Естественно, что стоимость изготовления гидротурбин с таким процессом производства увеличивается.

Таким образом, при увеличении габаритов турбины с некоторого размера ее диаметра, определяемого необходимостью расчленения деталей, удельная стоимость турбины будет возрастать быстрее за счет дополнительных операций по обработке деталей не только на основном производстве, но и на монтаже, куда потребуется переносить некоторые технологические операции производства деталей гидротурбины. При этом будут увеличиваться и транспортные расходы.

Можно считать, что стоимость гидротурбины складывается в основном из стоимости материала, зависящего от весов турбины, и стоимости рабочей силы пропорционально трудоемкости изготовления турбины, включая соответствующие накладные расходы.

Поэтому стоимость гидротурбин можно представить как сумму двух составляющих

$$S_T = k_{T1}D_1^{2,5} + k_{T2}D_1^{1,5}. \quad (\text{III.16})$$

Первый член характеризует стоимость материала, второй — трудоемкость изготовления. Стоимость дополнительных затрат производства в связи с увеличением габаритов будет уменьшаться и может быть оценена коэффициентом k_{T2} .

Гидрогенераторы

Вес гидрогенератора находится в зависимости от мощности и от числа оборотов $G_2 = f\left(N, \frac{1}{n}\right)$.

Например, при увеличении мощности генератора вдвое (от $N = 175\ 000$ до $N = 350\ 000$ квт) удельный вес гидрогенератора снижается в 1,5—1,6 раза, а при понижении числа оборотов от $n = 125$ до 75 об/мин и неизменной мощности генератора удельный вес его возрастает примерно на 80%.

Изменение числа оборотов резко сказывается также на габаритных размерах гидрогенераторов, которые с понижением числа оборотов сильно возрастают.

Следует иметь в виду, что с возрастанием мощности и диаметра рабочего колеса турбины, при неизменном напоре, число оборотов турбины падает, причем это изменение числа оборотов происходит обратно пропорционально увеличению диаметра рабочего колеса. Следовательно, с увеличением мощности агрегата число оборотов генератора падает, а габариты, вес и стоимость его возрастают.

Стоимость генератора S_2 можно полагать пропорциональной их весу. Следовательно,

$$S_2 = f\left(N, \frac{1}{n}\right). \quad (\text{III.17})$$

Приблизительно можно считать, что

$$S_2 = k_2 D_1. \quad (\text{III.18})$$

Крановое оборудование

Вес и стоимость крана являются функцией его грузоподъемности Q и пролета L , т. е.

$$G_{кр} = f(Q; L); S_{кр} = f_1(Q; L). \quad (\text{III.19})$$

С увеличением мощности агрегата, как указано выше, число его оборотов снижается и возрастают габариты и вес как генератора в целом, так и ротора генератора, являющегося наиболее тяжелой деталью гидроагрегата, определяющего грузоподъемность крана. Следовательно, с увеличением мощности агрегата увеличивается пролет крана и его грузоподъемность.

Грузоподъемность крана Q определяется весом ротора генератора, а вес ротора можно считать пропорциональным кубу диаметра рабочего колеса, т. е.

$$G_{рот} = \alpha_2 D_1^3. \quad (\text{III.20})$$

Пролет крана можно считать пропорциональным диаметру рабочего колеса, т. е.

$$L = k_l D_1. \quad (\text{III.21})$$

Следовательно, стоимость кранового оборудования можно считать равной

$$S_{кр} = k_{кр} D_1^4. \quad (\text{III.22})$$

Щитовое оборудование

Пролеты для щитов в водоприемнике напорного трубопровода пропорциональны диаметру рабочего колеса. Вес плоских щитовых затворов G_3 и их стоимость S_3 будут примерно пропорциональны третьей степени пролета L , т. е. третьей степени диаметра колеса

$$S_3 = k_3 D_1^3. \quad (\text{III.23})$$

Напорные трубопроводы

Напорные трубопроводы для средненапорной турбины обычно проходят в теле плотины и полностью забетонированы, поэтому их вес и стоимость будут в основном определяться диаметром и толщиной стенки. Так как толщина стенки напорных трубопроводов пропорциональна его диаметру $D_{тр}$, то вес трубопровода будет определяться по формуле

$$G_{тр} = k_{тр} D_{тр}^2. \quad (\text{III.24})$$

Если вместо одного трубопровода взято 2, 3, . . . , n трубопроводов, то при неизменном суммарном их сечении диаметр каждого из них d будет

$$d = \frac{D_{mp}}{\sqrt{n}},$$

а суммарный вес

$$\sum G_{mp} = k_{mp}n \left(\frac{D_{mp}}{\sqrt{n}} \right)^2 = k_{mp}D_{mp}^2. \quad (\text{III.25})$$

Таким образом, общий вес напорных трубопроводов, а следовательно, их стоимость будет мало зависеть от числа оборотов и мощности агрегата.

Электрооборудование

С возрастанием мощности агрегата и уменьшением их числа уменьшается количество масляных выключателей, разъединителей, трансформаторов тока, а также защитной, контрольной и измерительной аппаратуры. При схеме блока генератор—трансформатор соответственно уменьшается количество силовых трансформаторов.

С другой стороны, увеличивается сила тока и мощность всей упомянутой выше аппаратуры, за исключением защитной, контрольной и измерительной.

В целом можно полагать, что изменение мощности агрегата в 1,5—2 раза резко не отражается на стоимости электрооборудования.

Строительная часть силового здания ГЭС

Основные габаритные размеры бетонного блока здания ГЭС определяются размерами спиральной камеры в плане и глубиной отсасывающей трубы, т. е. расстоянием от отметки нижней плиты под отсасывающими трубами до подкрановых путей. Объем скальной выемки, если она требуется под силовое здание, зависит от площади бетонного блока и высоты отсасывания. Глубина скальной выемки условно может приниматься от отметки средней линии направляющего аппарата до низа плиты.

Затраты на строительство здания ГЭС приблизительно равны

$$S_{стр} = k_{стр}D_1^3. \quad (\text{III.26})$$

Оптимальные значения единичной мощности гидроагрегата и его диаметра можно определять по минимальным денежным затратам

$$\sum S_{\min} = S_r + S_z + S_{кр} + S_s + S_{mp} + S_s + S_{стр} + S_o. \quad (\text{III.27})$$

Составляющие стоимости затворов S_s , трубопровода S_{mp} , электрооборудования S_s , вспомогательного оборудования S_o мало зависят от мощности и размеров турбины. Поэтому их можно обозначить постоянной величиной C

$$C = S_s + S_{mp} + S_s + S_o.$$

Тогда минимальная стоимость сооружения при оптимальной мощности агрегата будет определяться следующей суммой:

$$\sum S_{\min} = k_{r1}D_1^{2,5} + k_{r2}D_1^{1,5} + k_2D_1 + k_{кр}D_1^4 + k_{стр}D_1^3 + C, \quad (\text{III.28})$$

где D_1 — диаметр рабочего колеса;

k — различные коэффициенты.

Многие из указанных коэффициентов даже при определенном напоре не являются постоянными величинами, а зависят от мощности и числа

оборотов агрегата. Поэтому функциональные зависимости суммарной стоимости силового здания ГЭС с оборудованием от единичной мощности агрегата являются чрезвычайно сложными и не поддающимися общему решению. Поэтому сопоставление вариантов по стоимости приходится проводить путем непосредственных подсчетов и суммированием стоимостей

в каждом отдельном случае.

На рис. III.8 в качестве примера приведены результаты конкретных подсчетов нескольких вариантов гидротурбин разной мощности от $N = 200\ 000$ до $900\ 000$ квт для работы при напоре $H = 100$ м с установленной мощностью ГЭС $N = 5900 \div 6300$ Мвт.

На рисунке даны графики удельной стоимости, отнесенные к 1 квт установленной мощности. Из этих кривых следует, что в диапазоне единичных мощностей агрегата 300—500 Мвт удельная стоимость гидротурбин (кривая 2) изменяется сравнительно мало, но все же минимальная удельная стоимость будет при мощностях 500—550 Мвт.

Если не учитывать дополнительных транспортных и технологических расходов, появляющихся в связи с большими габаритами колеса турбины (кривая 3), удельная стоимость турбины снижается и минимальное ее значение будет при мощности 600 Мвт.

Дополнительные расходы для радиально-осевых гидротурбин ($H = 100$ м) появляются, начиная с диаметра колеса $D = 5,5 \div 6,0$ м.

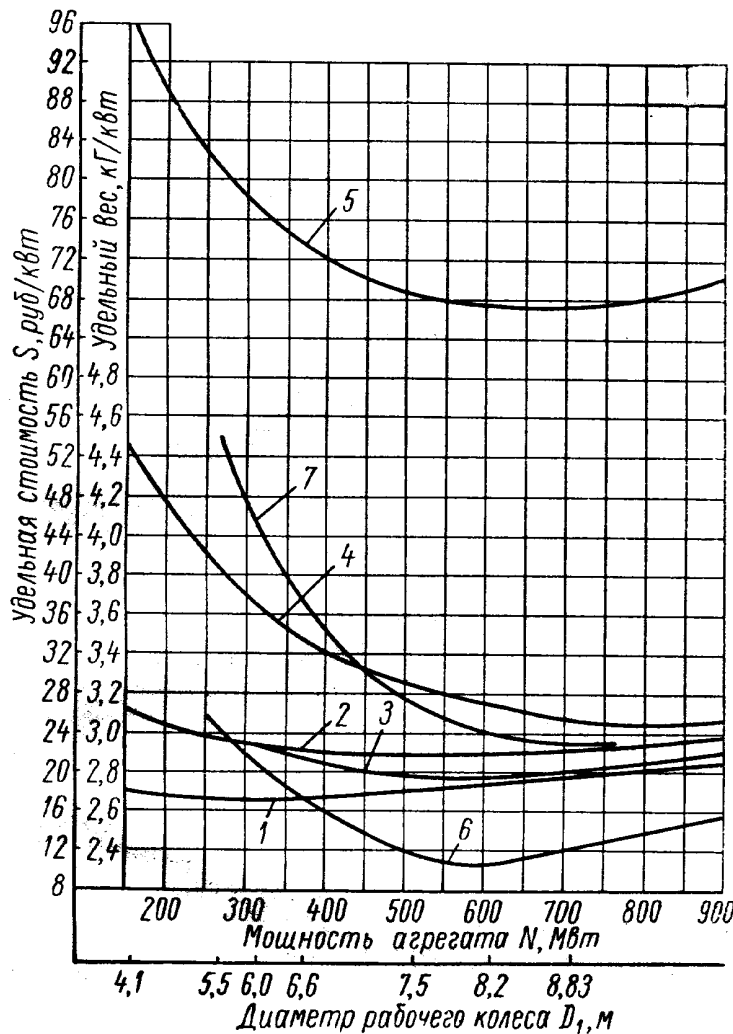


Рис. III.8. График зависимости удельных стоимостей и веса от мощности агрегата (напор $H = 100$ м):

1 — стоимость строительной части здания ГЭС (включая крановое оборудование); 2 — стоимость турбинного оборудования; 3 — стоимость турбинного оборудования без дополнительных транспортных и технологических расходов; 4 — стоимость генераторного оборудования; 5 — суммарная стоимость здания ГЭС (включая силовое и крановое оборудование); 6 — вес турбины; 7 — вес генератора

Удельная стоимость гидрогенераторов (кривая 4) с возрастанием единичной мощности примерно до 800 Мвт непрерывно падает, а после мощности 800 Мвт начинает возрастать.

Строительные затраты на здание ГЭС (кривая 1) вместе с крановым оборудованием с ростом мощности непрерывно и заметно увеличиваются. Минимальное значение удельных затрат имеет место при мощности агрегатов 250—300 Мвт.

Наименьшая суммарная удельная стоимость здания ГЭС (кривая 5), включая силовое и крановое оборудование, получается при единичных мощностях агрегатов 600—700 Мвт.

По весовым показателям минимальное значение получается у турбин при мощности 500—600 Мвт, а у генератора при мощности 700 Мвт.

6. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГИДРОТУРБИН

При статических нагрузках величина допускаемых напряжений σ определяется в зависимости от предела текучести σ_T

$$\sigma = \frac{\sigma_T}{k_n}, \quad (\text{III.29})$$

где k_n — запас прочности.

При проектировании деталей гидротурбин, как правило, принимается $k_n = 1,5 \div 2$.

При периодически меняющихся нагрузках, создающих динамические напряжения в материале деталей, допустимые напряжения задают в долях от предела усталости. Величиной предела усталости считают то знакопеременное напряжение (изгиба, растяжения или кручения) при симметричном цикле напряжения, которое образец может выдержать практически бесконечное число раз (для черных металлов больше $10 \cdot 10^6$ и для цветных — $100 \cdot 10^6$).

Обычно статические и динамические напряжения действуют одновременно. Кроме напряжений от внешних нагрузок, часто (особенно в деталях сложной конструкции) вследствие неравномерной термической обработки, неодинаковой температуры частей детали и т. д. возникают внутренние напряжения. В таком случае даже при симметричной внешней нагрузке будут иметь место знакопеременные напряжения несимметричного цикла. Величина допустимых знакопеременных напряжений при несимметричном цикле принимается меньше, чем при симметричном, и зависит от величины статических напряжений. Чем они будут больше, тем меньше допускают знакопеременные напряжения.

Практика гидротурбостроения выработала конкретные допускаемые напряжения для различных деталей, которыми и пользуются при проектировании.

Расчет деталей турбины на основе элементарных положений сопротивления материалов и теории упругости с ориентацией на максимальные напряжения в качестве критерия прочности обладает существенным недостатком. Характеризуя напряженное состояние детали при ее нагружении, такой расчет не отражает истинной способности детали противостоять нагрузкам. В этом отношении более правильным является расчет прочности конструкций по предельным нагрузкам с использованием теории пластичности, дающей возможность суждения о несущей способности данной детали, об истинном запасе прочности и ее способности противостоять нагрузкам. Но этот метод расчета не получил пока широкого применения в практике гидротурбостроения, где пользуются «классическими» методами оценки прочности по максимальным напряжениям.

Расчет на прочность многих деталей гидротурбин, работающих в условиях неравномерного напряжения и сложного нагруженного состояния, весьма затруднен. Для его выполнения надо знать действующие силы не только при расчетных установившихся режимах, но и в процессе регулирования при переходных режимах работы. Расчет деталей усложняется и вследствие сложной формы ряда деталей, имеющих большие габариты.

Поэтому при проектировании новых гидротурбин часто пользуются приближенными методами расчета, основанными на имеющемся опыте и практике расчета турбин, находящихся в эксплуатации.

Для определения степени точности приближенных методов расчета и их уточнения пользуются данными экспериментальных исследований напряжений и деформаций деталей машин.

Экспериментальные исследования напряженного состояния особенно необходимы для деталей сложной формы, подвергающихся действию сложной системы сил в связи с созданием гидротурбин больших мощностей.

Для экспериментального исследования распределения напряжений применяются различные методы: тензометрирование, метод покрытий, поляризационно-оптический и др. [79].

В гидротурбостроении при исследовании модельных и натуральных деталей получили широкое применение методы лаковых покрытий и электро-тензометрирования.

При исследовании детали методом лакового покрытия на ее поверхность наносится слой тензочувствительного лака, твердеющего после высыхания. При последующем нагружении детали на ее поверхности, покрытой тензолаком, появляются упругие деформации растяжения, которые могут достигать критического для данного лакового покрытия значения и давать при этом видимые на глаз трещины. Величина критической деформации ($\epsilon_{раз} = \frac{\sigma_{раз}}{E}$) для данного лака называется постоянной покрытия. Необходимо, чтобы постоянные лаковых покрытий были меньше того напряжения, которое ожидается в испытываемой детали. Метод лакового покрытия позволяет получить общую картину напряженного состояния детали и определить направление главных напряжений. Точность определения напряжений равна 10—20%.

Дальнейшее уточнение величины напряжения проводится с помощью проволочных тензометров, наклеенных по направлениям главных напряжений (нормально и касательно к линиям трещин в покрытии).

Сущность тензометрического метода заключается в том, что на поверхность исследуемой детали наклеивается чувствительный к деформации элемент — проволочный датчик. Этот рабочий датчик вместе с таким же термокомпенсационным датчиком и двумя регулируемые сопротивлениями (устанавливаемыми в приборе) составляет измерительный мост.

Компенсационный датчик устанавливается в тех же температурных условиях, что и рабочий, но не связан с деформируемой деталью и поэтому исключает погрешность от температуры.

При деформации изменяется длина, сечение проволочных датчиков и соответственно его электрическое сопротивление.

Изменение сопротивления рабочего датчика, включенного в одно из плеч моста, дает определенную разбалансировку всего моста. Эта разбалансировка и служит мерой деформации детали.

Датчик представляет собой длинную тонкую проволоку в виде решетки и наклеенную на тонкую бумагу. Обычно берется константановая или нихромовая проволока диаметром 10—60 мк, длина решетки, называемая базой, $l = 5 \div 20$ мм, иногда до 50 мм, омическое сопротивление датчика 70—2200 ом.

Приклейка датчика к детали производится в случае кратковременных испытаний при помощи клея, состоящего из раствора (5—8%) целлулоида в ацетоне. При длительном процессе измерения применяют кремнеглифталевый клей (№ 192Т); БФ4 и карбинольный клей, так как целлулоидный начинает ползти.

Тензодатчик реагирует как на растяжение, так и на сжатие металла, как на статические, так и динамические деформации.

Кроме деформаций, необходимо измерять даже давление воды и вибрации в натуральных условиях. Для этого применяются специальные датчики давлений и вибраций, которые устанавливаются в различных точках неподвижных и вращающихся деталей.

Чувствительным элементом датчика является мембрана. Давление воды деформирует мембрану, на внутренней стороне которой наклеен тензодатчик. Датчики давлений устанавливаются в гнездах, высверленных в детали, так, что поверхность мембраны находится на одном уровне с поверхностью детали. Провода от датчиков располагаются в латунной трубке.

Для замера вибраций в диапазоне частот 30—1200 *гц* применяются пьезокерамические датчики. Вибродатчик состоит из корпуса, жестко связанного с исследуемой деталью. Внутри корпуса имеется инерционная масса, опирающаяся на пьезокерамические или кварцевые пластины. При колебании детали масса давит на пластины пропорционально ускорению, в результате чего возникает электродвижущая сила, пропорциональная давлению.

В связи с большими скоростями воды большое практическое значение имеет защита датчиков и проводов гидротурбины. Для защиты используются металлические листы, скобы, резиновые покрытия и специальные клеи.

Обычно устанавливают сразу большое число датчиков. Многоточечное тензометрирование осуществляется поочередным подключением датчиков к измерительным приборам с помощью штепсельных (на 20—30 датчиков) или дистанционных (100—150 датчиков) переключателей. Дистанционный переключатель состоит из переключающего устройства и пульта управления, которые соединены между собой проводами.

При прочностных исследованиях на моделях целесообразно применять пластмассы; неолейкорит (литой фенопласт) и органическое стекло (табл. III.4).

Т а б л и ц а III.4

Приближенные характеристики материалов тензометрических упругих моделей

Материал	Толщина в мм	Модуль упругости E при температуре 20—25° С в кг/см ²	Предел пропорциональности $\sigma_{пр}$ в кг/см ²	Напряжения при ползучести менее 0,005% в кг/см ²	Коэффициент Пуассона μ
Органическое стекло листовое	<10	$2,7 \cdot 10^4$	300	120	0,35
Органическое стекло в блоках	<400	$2,6 \cdot 10^4$	300	100	0,34
Неолейкорит в блоках (фасонных)	<600	$3,2 \cdot 10^4$	400	150	0,35

Неолейкорит и органическое стекло в блоках применяются для изготовления моделей массивных толстостенных деталей и конструкций путем механической обработки.

Листовое органическое стекло件годно для изготовления путем механической обработки и последующей склейки моделей сварных и тонкостенных конструкций.

Величину нагружения модели определяют по соотношению рабочей нагрузки $P_{дет}$ и предельных напряжений $\sigma_{мод}$ и $\sigma_{дет}$ для материала модели и детали и по масштабу α геометрического подобия в соответствии с формулой

$$P_{мод} = \frac{1}{\alpha^2} \left(\frac{\sigma_{мод}}{\sigma_{дет}} \right) P_{дет}. \quad (III.30)$$

В случае исследования новой конструкции необходимо приблизительно рассчитать наибольшее напряжение или же произвести пробные испытания.

Исследования на модели производятся в следующем порядке.

При помощи хрупких лаковых покрытий выявляются зоны наибольших напряжений растяжения и сжатия на поверхности модели и направления главных деформаций.

При работе с тарировочными покрытиями оценивается величина наибольших напряжений. При помощи проволочных тензометров производят замер величин относительных деформаций ε в разных точках. С помощью стрелочных индикаторов и мерительных скоб производят замеры перемещений.

По найденным главным деформациям ε_1 и ε_2 определяются главные напряжения σ_1 и σ_2 :

$$\sigma_1 = \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_1 - \mu\varepsilon_2); \quad (\text{III.31})$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_2 - \mu\varepsilon_1), \quad (\text{III.32})$$

где E — модуль продольной упругости;

μ — коэффициент Пуассона материала модели.

Исследования на моделях важны и в связи с натурными измерениями, так как они позволяют определить наиболее напряженные части конструкции, в которых в натуре должны быть измерены деформации. Исследования на моделях позволяют уменьшить число датчиков при натуральных измерениях в местах, где установка их затруднена.

Методика исследования на тензометрических моделях из материала с низким модулем упругости была разработана, проверена и впервые применена в лаборатории исследования напряжений и деформаций Института машиноведения. Была также разработана методика и аппаратура для многоточечного измерения деформаций, давлений и вибраций деталей гидротурбин в эксплуатационных условиях. Работы проводились Н. И. Пригоровским, Г. Е. Рудашевским, М. Л. Дайчиком и др. совместно с работниками ЛМЗ В. А. Неммом и М. С. Кустановичем в связи с созданием мощных гидротурбин, которые проектировались на ЛМЗ [65]. На натуральных гидротурбинах в эксплуатационных условиях при различных режимах работы и в процессе регулирования исследовались различные вращающиеся и неподвижные детали гидротурбин: лопасти, колеса, валы, крышки турбины, камеры рабочего колеса и др. При этом пришлось решать сложные технические вопросы, связанные со специфическими условиями гидротурбин, к которым относятся: сложность закрепления и защиты от воды и механических повреждений датчиков и их соединений без нарушения обтекаемой формы деталей; значительная протяженность всех линий соединения от датчиков до блоков регистрации; значительная сложность организации измерения на турбинах действующих ГЭС с учетом их работы по графикам энергосистем и т. п.

При измерении деформаций, давлений и вибраций вращающихся деталей, например лопасти колеса, появляются специфические трудности в прокладке и выводе проводов от датчиков на вращающиеся лопатки к регистрируемой аппаратуре, установленной на большом расстоянии — до 50 м в машинном зале ГЭС, связь между вращающимися и неподвижными деталями осуществляется с помощью токосъемника, установленного на валу турбины или над возбудителем генератора, или над маслоприемником.

Опасность повреждения датчиков и линии соединений усугубляется возможностью кавитации. Поэтому датчики давления, деформации и вибрации должны быть максимально герметичны. При установке на месте их надо надежно закреплять и защищать от механических повреждений. Наи-

более рациональным оказалось закрепление датчиков на поверхности деталей гидротурбины с помощью карбинольного клея и точечной электросварки. Сверху тензодатчики целесообразно покрывать стальными полосками толщиной около 1 мм и шириной около 10 мм, приваренными электросваркой к основной детали. Латунные трубки с проводами от датчиков деформации следует объединять в группы и прикреплять к поверхности детали (например, лопасти) с помощью скоб из тонкого ленточного никрохрома. Сверху линии следует покрывать стальными полосками, приваренными электросваркой. Выступающие линии трубок затем надо шпаклевать карбинольным клеем, содержащим 30—50% сухого речного песка.

Датчики давления и вибрации устанавливаются на лопасти в предварительно подготовленные отверстия с резьбой и закрепляются вышеописанным способом.

На турбинах Волжских ГЭС латунные трубки с проводами по лопасти доводились до головок болтов, в которые были вмонтированы контакты от проводов, проходящие через втулку рабочего колеса к коммутационным блокам. Пространство вокруг головки болтов с контактами заливалось специальной мастикой, что обеспечивало герметизацию ввода проводов внутрь втулки.

Провода от головок болтов, проходящие внутри втулки, должны иметь изоляцию, приспособленную к длительной работе в масле. Для радиально-осевых гидротурбин прокладка проводов от лопасти рабочего колеса легко осуществляется через центральное отверстие вала. У турбины поворотно-лопастного типа, у которой центральное отверстие вала занято штангами системы регулирования рабочего колеса, провода приходится пропускать через фланцевые соединения вала турбины с рабочим колесом, как это сделано в турбинах Цимлянской и Нарвской ГЭС (рис. III.9). Токосъемник располагается возле подшипника турбины.

Для турбин Волжских ГЭС необходимая установка проводов внутри вала была предусмотрена заранее в процессе проектирования турбин, поэтому расположение кабелей было более простым, они проходили по центральной оси вала к токосъемнику, расположенному над маслоприемником. Токосъемники над генератором требуются меньших размеров, чем в случае расположения их вокруг вала, имеющего большой диаметр. В последнем случае сама конструкция токосъемника получается сложной и более дорогой.

Наиболее полные многоточечные измерения производились в практике ЛМЗ на измерительной аппаратуре, разработанной Г. Е. Рудашевским [84] при исследовании турбины Волжской ГЭС. Основными элементами и блоками разработанной измерительной системы являются:

1) датчики деформаций, давлений, вибраций, устанавливаемые на лопастях рабочего колеса;

2) коммутационные блоки, устанавливаемые внутри втулки рабочего колеса;

3) токосъемник, устанавливаемый на валу генератора над маслоприемником;

4) пульт управления, балансировочно-коммутиационные пульты, шлейфы осциллографа и другая аппаратура, устанавливаемые в машинном зале гидростанции. Общая схема аппаратуры показана на рис. III.10.

Создание измерительной аппаратуры позволило осуществить цикловые записи нажатием пусковой кнопки в пульте управления. В соответствии с установкой переключателя к измерительным каналам подключались заданные по программе датчики. Сигналы от датчиков усиливались и регистрировались на шлейфных осциллографах. Одновременно на осциллографных лентах записывались отметки времени, показания числа

оборотов турбины и масштабные импульсы, позволяющие правильно расшифровать осциллограммы при их обработке.

Для обеспечения помехоустойчивости измерительных каналов все соединения в измерительных линиях осуществляются экранированными кабелями.

На Волжской ГЭС им. В. И. Ленина с помощью указанной аппаратуры исследовались силы, действующие на лопасти и на стенку камеры рабочего

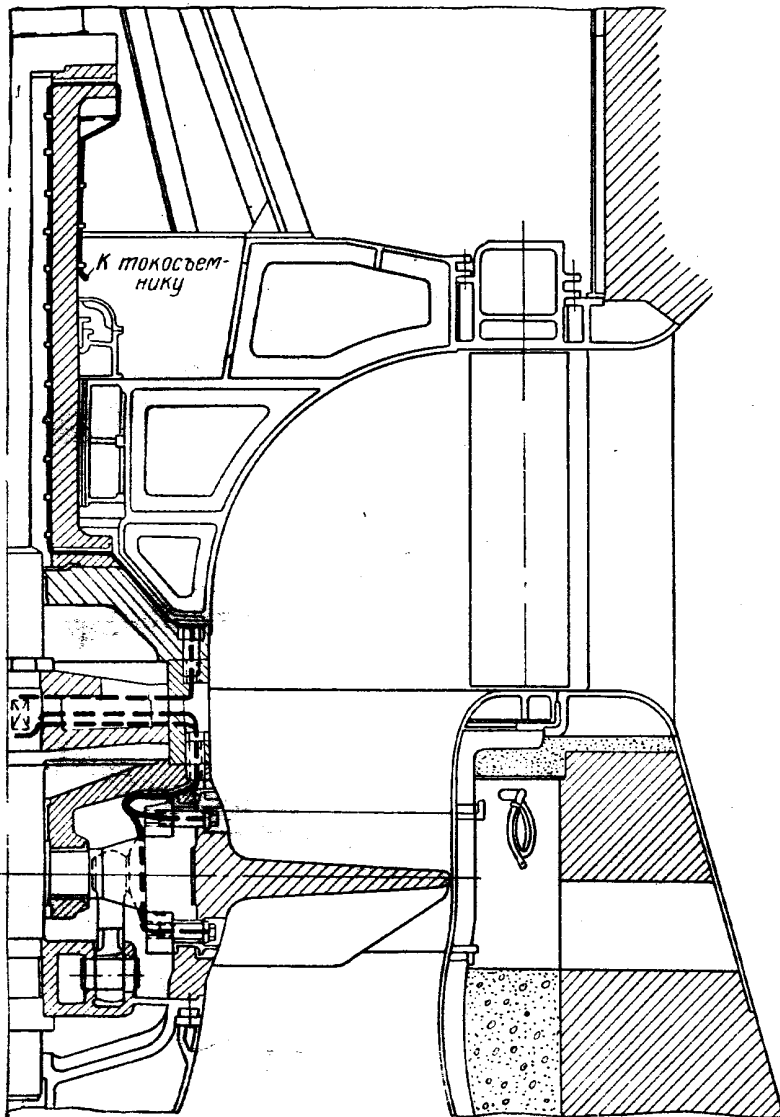


Рис. III.9. Схема расположения кабелей в турбинах Цимлянкой и Нарвской ГЭС

колеса, определялись деформации и напряжения, возникающие в лопастях и в валах, при следующих режимах эксплуатации гидротурбин:

- 1) пуск и остановка турбины;
- 2) холостой ход и синхронизация;
- 3) работа турбины при разных мощностях: 25, 50, 75, 100 и 114 Мвт;
- 4) переходные режимы в процессе регулирования;
- 5) сбросы нагрузок: 125, 90, 60 и 30 Мвт.

На лопастях было установлено следующее количество датчиков: 60 датчиков давления; 80 — деформации; 10 — вибрации.

Датчики давления на лопастях размещались в трех цилиндрических сечениях: корневом, среднем и периферийном.

Датчики вибрации и деформации — в основном в местах, подвергающихся наибольшей вибрациям и деформации.

В результате исследований на данной ГЭС было

получено около 400 шт. осциллограмм с несколькими тысячами фактических величин деформаций, давления и вибрации при различных режимах работы турбины. Аналогичные исследования, но в меньшем объеме, были проведены на Цимлянкой, Нарвской, Днепровской и Нива ГЭС. Все эти исследования дали ценный материал не только по напряженному состоянию деталей отдельных гидротурбин, но имеют важное значение и для исследования рабочего процесса гидротурбин.

В качестве примера, иллюстрирующего характер материалов, получаемых в результате измерения на натуральных турбинах в эксплуатационных условиях, приведены на рис. III.11, III.12, III.13.

На рис. III.11 даны графики зависимостей крутящего момента $M_{кр}$, числа оборотов n , давления p на лопасть и напряжений σ в определенном месте лопасти от времени t в процессе набора нагрузки и остановки поворотлопастной турбины Нарвской ГЭС.

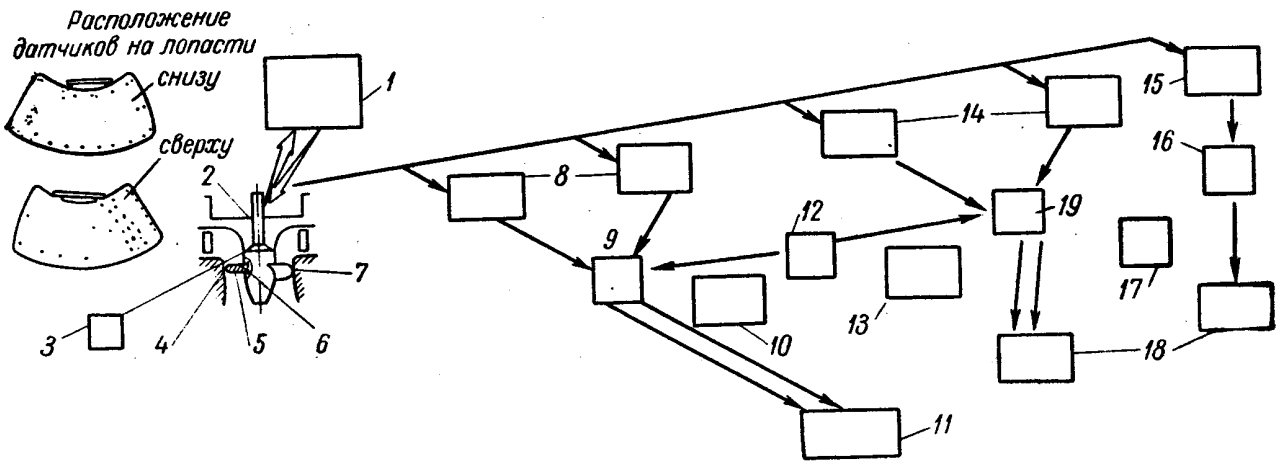


Рис. III.10. Схема аппаратуры для многоточечных измерений деформаций — давлений и вибраций на гидротурбинах:

1 — пульт управления; 2 — токосъемник; 3 — блок переключений; 4 — датчик давлений индуктивный; 5 — датчик деформаций; 6 — датчик вибраций; 7 — датчик давлений в камере (тензометрический); 8 — балансировочно-коммутационный пульт деформаций; 9 — установка деформаций двухканальная; 10 — стабилизированный выпрямитель деформаций; 11 — осциллограф деформаций; 12 — генератор; 13 — стабилизированный выпрямитель давлений; 14 — балансировочно-коммутационный пульт давлений; 15 — диапазонный пульт вибраций; 16 — установка вибраций двухканальная; 17 — стабилизированный выпрямитель вибраций; 18 — осциллограф давлений, вибраций; 19 — установка давлений двухканальная;

Рис. III.11. Значения $M_{кр}$, n , ρ и σ в процессе набора нагрузки и остановки турбины Нарвской ГЭС

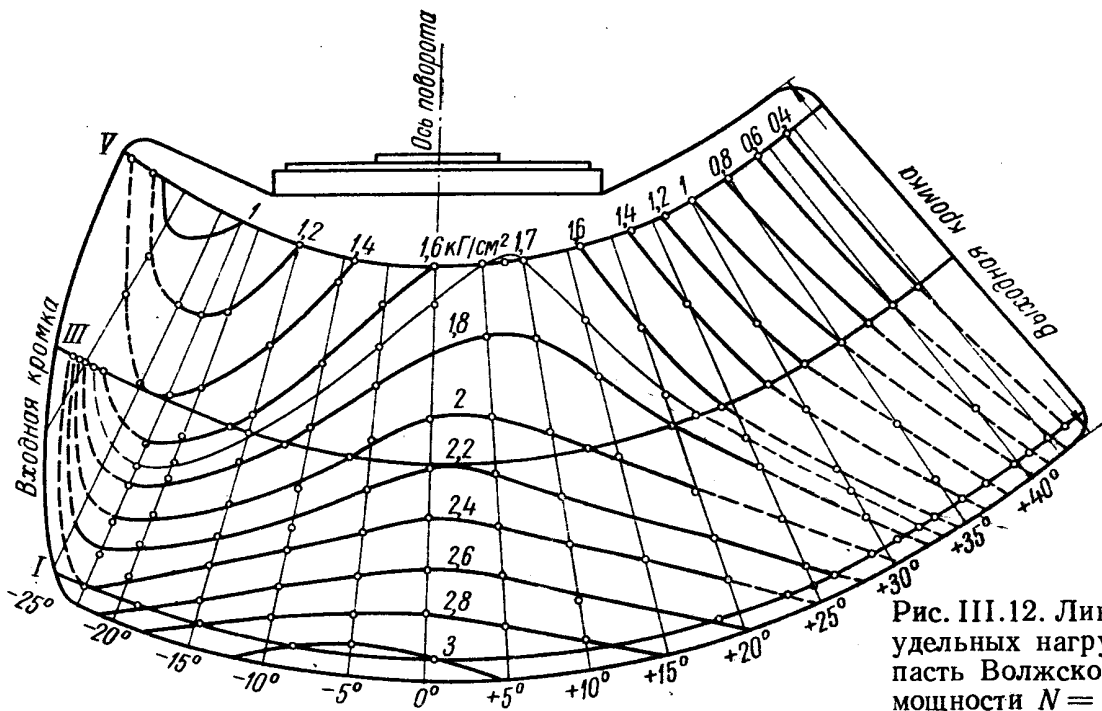
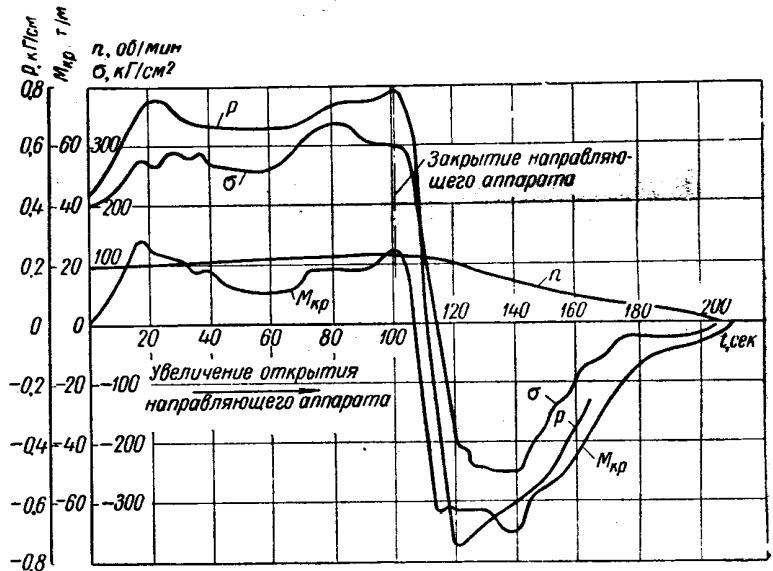


Рис. III.12. Линии равных удельных нагрузок на лопасть Волжской ГЭС при мощности $N = 50\,000\text{ кВт}$

На рис. III.12 показаны линии равных удельных нагрузок на лопасть турбины Волжской ГЭС при мощности $N = 50\ 000$ квт.

На рис. III.13 даны линии равных главных напряжений на рабочей стороне лопасти турбины Волжской ГЭС при нагрузке $N = 25\ 000$ квт. Там же указано расположение тензометрических датчиков.

Поляризационно-оптический метод исследования моделей применяется в гидротурбостроении в меньшей степени, чем метод тензометрирования; поляризационно-оптический метод основан на том, что большинство прозрачных изотропных материалов под действием деформации становятся двоякопреломляющимися. Вызванное нагрузкой изменение оптических свойств в точках прозрачной модели измеряется и таким образом оценивается напряжение.

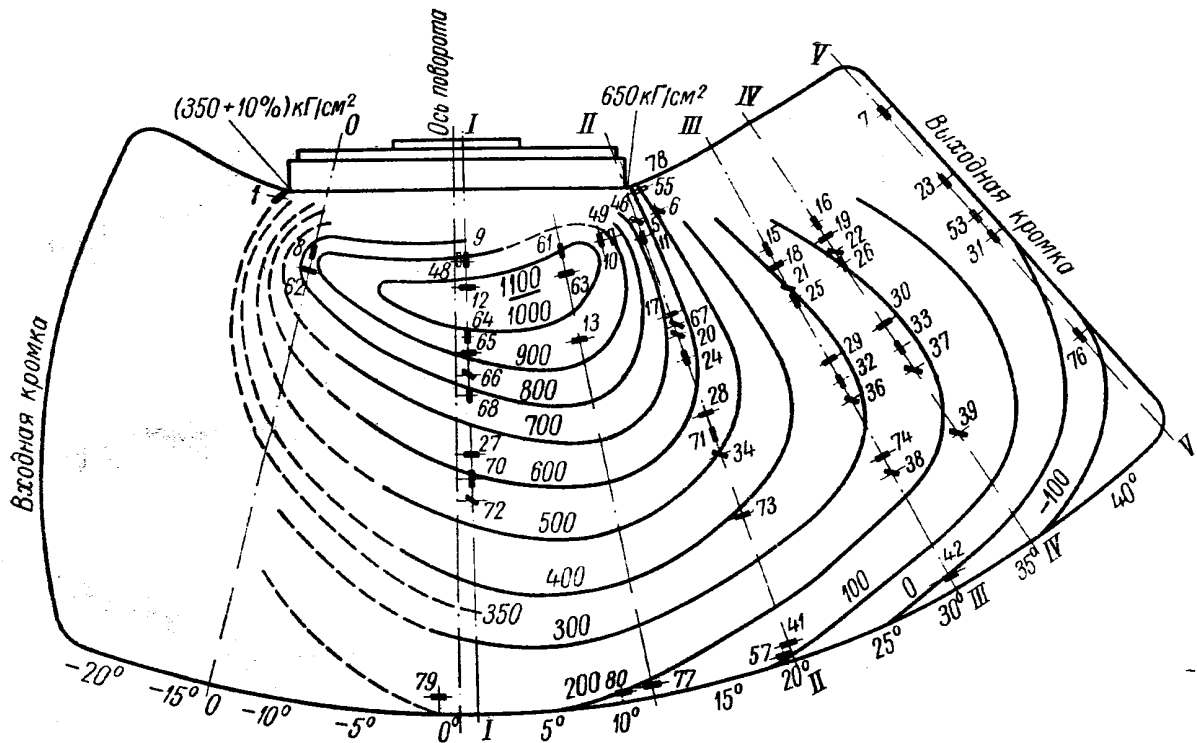


Рис. III.13. Линии равных главных напряжений σ на рабочей стороне лопасти турбины Волжской ГЭС при нагрузке $N = 25\ 000$ квт

Модели из оптического материала нагружаются аналогично натурным деталям. В качестве материала для модели могут применяться: целлулоид, фенопласты и другие подобные материалы. Без нагружения они изотропны и свет в них свободно распространяется. После нагружения материал модели становится анизотропным.

Для исследования оптическим способом применяются поляризационные установки (полярископы). В этой установке световой луч, пройдя поляризатор, дает направленный поляризованный свет, который, проходя через материал напряженной модели (анизотропной), раздваивается и имеет две разные скорости. Плоскость колебаний для каждой волны совпадает с плоскостью действия главных напряжений σ_1 и σ_2 . Вследствие различных скоростей между ними возникает линейная разность хода, пропорциональная разности главных напряжений.

За моделью ставят вторую поляризационную призму или анализатор, который интерферирует (складывает) обе волны и дает на экране изображение модели с темными и светлыми линиями разных порядков соответствующих напряжений в модели.

Схема поляризационной установки показана на рис. III.14, где s — источник света; p — поляризатор; o — модель; A — анализатор;

э — экран. Такой внешний вид имеет поляризационная установка конструкции Института машиноведения (ИМАШ-КБ2 с рабочим колесом диаметром 130 мм).

Установка имеет осветитель с ручной лампой высокой яркости. В установке имеется фотокамера 130 × 180, габаритные размеры установки (3360 × 1570 × 700 мм) позволяют устанавливать ее в небольшой комнате.

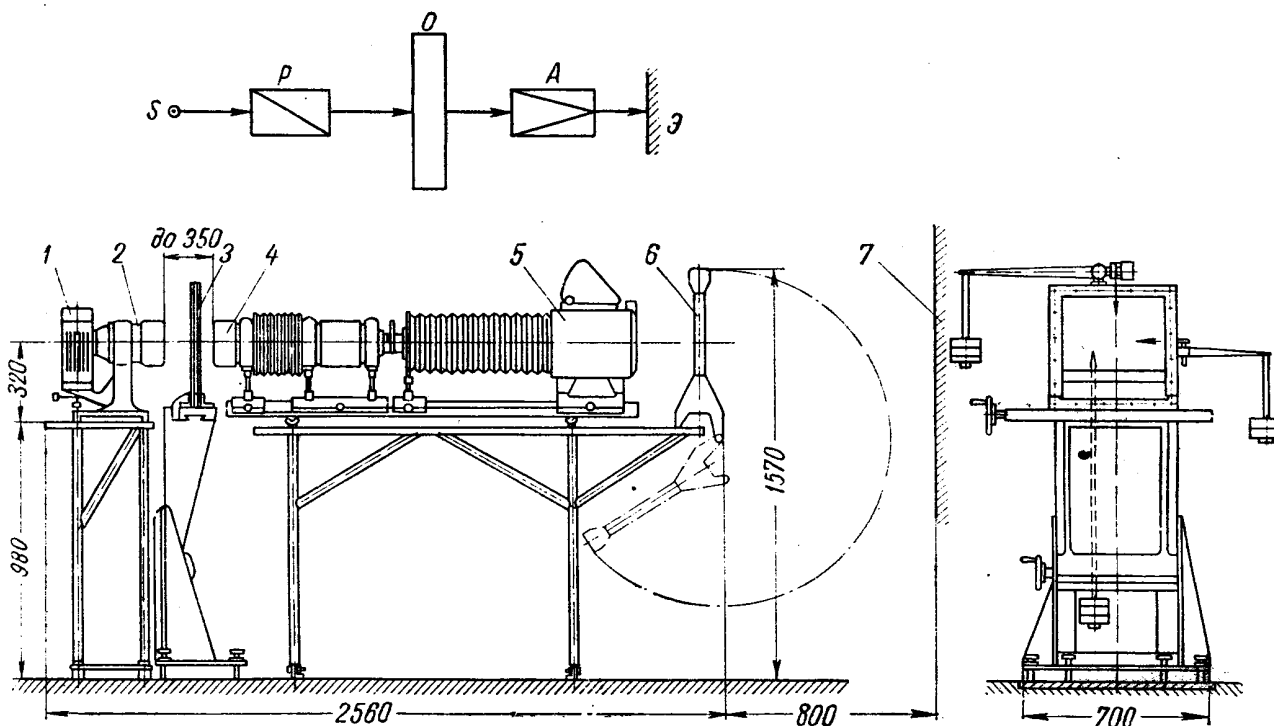


Рис. III.14. Поляризационно-оптическая установка ИМАШ-КБ2:

1 — источник освещения; 2 — поляризатор; 3 — плоская модель; 4 — анализатор; 5 — фотокамера; 6 — откидной стеклянный экран; 7 — настенный экран для увеличения. Вверху принципиальная схема установки

7. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЮЩИЕСЯ В ГИДРОТУРБОСТРОЕНИИ

Для изготовления деталей крупных гидротурбин применяются сталь, чугун, бронза и в небольшом количестве другие материалы (баббит, резина и пластмасса).

Большинство деталей гидротурбин изготовляют из стали, которая применяется в виде стальных отливок, стальных поковок и сортового и листового металла.

У мощной поворотнолопастной турбины стальные отливки составляют около 55% общего веса турбины, листовый и сортовой металл — около 25%. Для радиально-осевой турбины удельный вес листового и сортового металлов увеличивается и достигает 40%, а остальных отливок — уменьшается до 40%.

В связи со все большим применением сварных конструкций это соотношение изменяется: увеличивается удельный вес применяемого листового и сортового металла и уменьшается удельный вес стального литья.

Применение чугуноного литья у мощных гидротурбин ограничено, оно колеблется в пределах 8—10% от общего веса турбины. Удельный вес поковок составляет 10—12%.

О соотношении различных материалов для крупной поворотнолопастной и радиально-осевой турбин можно судить по данным табл. III.5 и III.6.

Стальные отливки применяются для изготовления крупнейших деталей гидротурбин, как, например: корпус рабочего колеса поворотнолопастной

Таблица III.5

**Конструктивные и весовые данные некоторых радиально-осевых турбин
отечественных заводов**

Год выпуска	Напор рас- четный в мм	Мощность турбины рас- четная в Мвт	Вес турбины в т	Диаметр ра- бочего коле- са в мм	Вес рабочего колеса в т	Диаметр ва- ла в мм	Вес вала в т	Наружный диаметр ста- тора в мм	Диаметр се- входного се- чения спира- ли в мм	Вес спирали в т
1933	36,0	15,3	126,2	2500	11,4	600	13,5	3 865	3700	38,0
1939	35,5	21,0	229,2	3000	22,5	750	16,5	5 780	4500	44,6
1946	36,3	75,0	623,6	5450	95,6	1120	35,1	8 230	7360	147,8
1951	39,8	85,0	619,8	5450	105,1	1120	35,1	8 495	7620	150,0
1952	52,0	61,5	325,2	4100	46,4	920	31,5	6 435	4964	84,3
1953	285,0	55,2	148,4	2650	11,9	615	12,0	3 990	1622	45,2
1958	61,0	77,0	314,0	4100	44,7	920	27,0	6 480	5024	77,4
1960	63,0	152,0	584,0	5500	95,6	1400	30,6	8 430	7500	128,9
1960	96,0	217,0	568,0	5500	103,0	1500	32,7	8 500	7000	135,9
1960	307,0	56,5	138,9	2450	6,8	600	6,8	3 390	1600	41,0
1964	93,0	508,0	1342,0	7500	248,4	2300	111,5	12 000	8700	250,8
1966	62,0	180,0	647,6	6300	136,1	1500	64,1	10 600	7500	138,0

Таблица III.6

**Конструктивные и весовые данные некоторых поворотнолопастных турбин
отечественных заводов**

Год выпуска	Напор рас- четный в м	Мощность турбины рас- четная в Мвт	Вес турбины в т	Диаметр ра- бочего колеса в мм	Вес рабочего колеса в т	Диаметр вала в мм	Вес вала в т	Вес коргуса в т	Вес лопасти в т	Наибольший диаметр верхнего кольца в мм	Вес верхнего кольца в т
1933	11,0	2,5	40,5	2300	6,2	360	5,2	2,2	0,6	3 100	3,1
1935	17,5	11,0	161,0	3600	30,0	610	6,5	11,0	1,6	4 920	9,5
1937	13,0	15,0	330,0	5000	70,0	750	17,5	29,0	4,0	7 280	30,0
1940	15,5	55,0	1257,0	9000	304,1	1250	44,2	67,0	20,0	13 000	92,0
1951	17,5	41,5	634,5	6600	152,6	920	18,8	41,9	6,1	9 660	27,2
1953	12,2	59,0	1002,8	9000	301,4	1270	44,2	67,0	19,5	13 000	83,8
1954	26,0	90,0	858,0	7200	248,1	1230	48,9	63,0	9,7	11 350	45,3
1954	19,0	108,5	1401,3	9300	426,5	1420	50,0	80,0	18,0	14 000	83,8
1958	14,2	58,0	463,8	8000	150,0	1100	43,5	40,0	14,0	11 200 *	137,2 *
1959	42,5	36,0	169,0	3700	31,0	650	7,1	9,5	1,4	5 200 **	16,7 **
1960	25,75	41,7	321,0	5000	81,7	900	29,4	29,9	3,2	7 780	16,6
1962	9,85	45,4	930,0	9300	184,0	1320	34,0	42,0	23,5	13 850	95,9
1963	55,0	58,7	213,5	4200	44,0	800	13,5	15,0	2,0	5 600 **	24,3 **
1966	9,7	59,3	1190,8	10300	256,2	1300	50,2	67,0	30,0	14 480 *	256,2 *

* Верхнее кольцо выполнено заодно с верхним поясом статора, указаны диаметр и вес статора.
** Верхнее кольцо выполнено заодно с крышкой турбины, указаны диаметр и вес крышки турбины.

гидротурбины, рабочие колеса радиально-осевых турбин, лопасти, направляющие лопатки и др.

Многие детали гидротурбин, отливаемые из стали, имеют сложную форму и большие габариты, поэтому отливки их представляют значительные технологические трудности.

Сложная конфигурация деталей и большие габариты иногда вызывают необходимость применения толстых стенок, обеспечивающих достаточные припуски на обработку с учетом возможных деформаций деталей, а это может вызвать появление литейных дефектов на обрабатываемых поверхностях и в местах переходов.

Поэтому для стальных отливок гидротурбин, помимо показателей механических свойств, обычно обязательными являются требования хороших литейных качеств и свариваемости для возможности исправления дефектов литых крупногабаритных стальных заготовок. Большинство стальных отливок в гидротурбинах выполняют из углеродистой стали 30Л. Содержание углерода в ней колеблется в пределах 0,25—0,35%. Механические свойства отливок из этой стали характеризуются следующими значениями:

Временное сопротивление разрыву в кг/мм^2	45
Предел текучести в кг/мм^2	23
Удлинение при 5-м образце в %	16
Относительное сужение в %	30
Ударная вязкость (по Менаже) в $\text{кг}\cdot\text{м/см}^2$	3,0
Твердость по Бринелю	128—180

Крупные стальные отливки обязательно подвергаются термической обработке, конечной операцией которой является отпуск с медленным охлаждением в печи для снятия внутренних напряжений.

Для обеспечения хорошей свариваемости деталей гидротурбин, изготовляемых из этой стали, обращают внимание на содержание углерода и обычно в технических условиях на поставку отливок оговаривают значение углерода, ограничивая его верхнее значение 0,35%. Хорошими качествами в отношении сварки обладает малоуглеродистая сталь марки 25Л.

Для наиболее ответственных поковок валов гидротурбин применяют слитки стали 40, выплавленной в мартеновской печи. Содержание в ней углерода колеблется в пределах 0,35—0,45. Механические свойства поковки обычно имеют следующие значения:

Временное сопротивление разрыву в кг/мм^2	48
Предел текучести в кг/мм^2	26
Удлинение на 5-м образце в %	16
Относительное сужение в %	30
Ударная вязкость (по Менаже) в $\text{кг}\cdot\text{м/см}^2$	4

Листовой и сортовой материалы для сварных конструкций обычно применяются из углеродистой стали, горячекатаной, в соответствии с данными ГОСТа 380—60 (сталь углеродистая, обыкновенная качественная) и ГОСТа В1051—60 (сталь качественная, конструкционная).

Детали проточной части турбин, особенно рабочие колеса радиально-осевых турбин и лопасти поворотнолопастных турбин, работают в специфических условиях действия кавитации. Кавитационные условия обычно не могут быть полностью уничтожены выбором соответствующих параметров машин и профилированием лопастей, поэтому разрушительные действия кавитации и гидротурбиностроения в значительной мере локализуется применением более стойких антикавитационных материалов.

В этом отношении наиболее характерной деталью является лопасть рабочего колеса поворотнолопастной турбины.

Для лопастей крупных гидротурбин применялась высокохромистая сталь марки 25X14H-Л, имеющая следующий химический состав: углерод 0,18—0,25%, хром 12,5—14,5%, никель 0,5—0,8%, кремний 0,4—0,7%, марганец 0,3—0,6%, сера не более 0,03% и фосфор не более 0,03%. Механические свойства этой стали характеризуются следующими показателями, оговариваемыми в технических условиях на поставку лопастей.

Временное сопротивление разрыву в $кГ/мм^2$	55
Предел текучести в $кГ/мм^2$	30
Удлинение при 5-м образце в %	14
Относительное сужение в %	30
Ударная вязкость (по Менаже) в $кГ \cdot м/см^2$	30
Твердость по Бринелю	190—235

Высокохромистая сталь обладает значительно лучшей кавитационной стойкостью, чем углеродистая, и имеет хорошие механические свойства. Поэтому она и получила широкое применение в гидротурбостроении.

Однако эта сталь имеет недостаток: она обладает плохими литейными свойствами, склонна к образованию трещин, может отливаться только в электропечах. Технология отливки лопастей из этой стали крайне сложна. Качественная заварка лопастей из этой стали может осуществляться только в подогретом до температуры 400—500° С состоянии, поэтому ремонт лопастей после кавитационных разрушений в условиях эксплуатации на ГЭС затруднен. В связи с этим проводились изыскания новых более технологичных сталей.

В ЦНИИТмаше [57] и на ЛМЗ проводились исследования по металлу для крупных лопастей и было установлено, что лопасти крупных гидротурбин (чистым весом до 20 т), выплавляемых из нержавеющей стали марки 25X14H-Л, трудно получить с надлежащими механическими свойствами по показателям пластичности и особенно ударной вязкости. Они различны в тонких и толстых сечениях лопасти. Отливки лопастей обладают значительной химической неоднородностью в различных сечениях.

Показатели качества стали определяются, как правило, по относительно тонким прилитым пробам, не характеризующим истинных свойств металла самой отливки. Было установлено, что для нержавеющей стали лопастей следует применять более оптимальный состав стали соответствующей марки 20X13H-Л, содержащий углерода 0,17—0,22%, хрома 11,5—13,5%, никеля 0,6—1%, кремния до 0,7%, марганца 0,3—0,6%, серы не более 0,03%, фосфора не более 0,03% и титана до 0,15%. Насыщение титаном повышает ударную вязкость, улучшает структуру стали. Этот состав способствует получению более однородной структуры и хороших показателей прочностных и пластических свойств. Однако и эта сталь все же является сложной и трудоемкой в технологическом отношении. Поэтому проводились дальнейшие исследования и изыскания нержавеющей стали, более технологичной при термообработке и сварке. В результате ЦНИИТмашем была получена малоуглеродистая сталь 0X12HДЛ с химическим составом: углерода до 0,1%, хрома 12,0—13,5%, никеля 1,0—1,5%, кремния до 0,4%, марганца 0,3—0,6%, серы не более 0,025%, фосфора не более 0,025% меди 1,0—1,3%. Механические свойства этой стали характеризуются следующими данными:

Временное сопротивление разрыву в $кГ/мм^2$	77
Предел текучести в $кГ/мм^2$	64
Удлинение в %	13
Поперечное сужение в %	38
Ударная вязкость в $кГ \cdot м/см^2$	8

В последние годы стали применять биметаллические лопасти, отлитые из углеродистой или малолегированной стали с последующей облицовкой их листами нержавеющей стали путем приварки. В такой конструкции

лопасти должны обеспечивать сочетания высоких противокавитационных свойств нержавеющей стали на поверхности лопасти с технологическими преимуществами и малой стоимостью углеродистой стали. Для таких конструкций ЦНИИТмашем была разработана сталь 20ГСЛ следующего химического состава: углерод 0,16—0,22%, марганец 1,0—1,3%, кремний 0,6—0,8%, сера и фосфор каждый не более 0,03%.

По техническим условиям механические свойства этой стали обеспечивают следующие показатели:

Временное сопротивление разрыву в кг/мм^2	52
Предел текучести в кг/мм^2	30
Относительное удлинение в %	14
Относительное сужение в %	30
Ударная вязкость в $\text{кг}\cdot\text{м/см}^2$	5
Твердость по Бринелю	156—197

Эта сталь обладает при простой термообработке лучшими механическими свойствами, чем обычная углеродистая сталь. Заварка литейных дефектов этой стали может производиться обычными электродами, без подогрева отливки. В сварном соединении отсутствует структура закалки и трещин, поэтому после сварки не требуется термической обработки. Высоки литейные свойства этой стали.

Кремнистомарганцовистая сталь 20ГСЛ по своим механическим свойствам превосходит распространенные в гидротурбостроении малоуглеродистые стали 30Л и 25Л, и в то же время эта сталь хорошо сваривается в холодном состоянии, поэтому она нашла применение не только при изготовлении лопастей рабочих колес поворотнлопастных, но применяется при отливке колес радиально-осевых гидротурбин и других крупных отливок, к которым наряду с повышенными механическими свойствами предъявляются требования хорошей свариваемости. Эта сталь не является кавитационностойкой и поэтому в случае применения ее для лопастей они в зоне кавитации должны быть защищены наплавкой из стали 1Х18Н9Т. Предел усталости стали—20 ГСЛ в воде значительно ниже, чем у нержавеющей стали (12 кг/мм^2 вместо 19 кг/мм^2), что необходимо учитывать при выборе этой стали для лопастей и других деталей, работающих в условиях вибрационных нагрузок.

Для облицовки лопасти применяется следующий химический состав аустенитной нержавеющей стали (1Х18Н9Т): углерод 0,12%, хром 17—20%, никель 8—11%, кремний 0,8%, марганец 2,0%, титан до 0,8%. Эта сталь имеет высокие пластические свойства, обладает высокой химической стойкостью и хорошей свариваемостью.

Аналогичная кремнистомарганцовистая сталь 20ГС находит применение и для крупных поковок, например для кованых труб сварных валов гидротурбин и других деталей. Следует, однако, иметь в виду, что в ряде случаев защита деталей гидротурбин облицовкой оказалась не эффективной из-за отрыва полосок облицовки. При эксплуатации более эффективными оказались наплавки.

Последнее время находят применение в гидротурбостроении аустенитно-ферритная сталь 10Х18Н3ГЗД2-Л для деталей, работающих в потоке воды, несущем большое количество взвешенных частиц песка (в условиях песчаной эрозии). Химический состав этой стали следующий: углерод до 0,1%, кремний 0,3—0,5%, марганец 2,5—3,0%, хром 17,5—19,5%, никель 3,0—3,50, медь 1,8—2,2%, сера и фосфор каждый до 0,03%. Материал отливки из этой стали имеет следующие механические свойства:

Предел прочности в кг/мм^2	55
» текучести » »	30
Ударная вязкость » $\text{кг}\cdot\text{м/см}^2$	2,0
Твердость по Бринелю	250—320

Эрозионная стойкость этой стали примерно в 1,5—2 раза выше, чем у обычной углеродистой стали (по данным ЦНИИТмаша). Но эта сталь имеет существенный недостаток,— высокую стоимость и сложную технологию производства, особенно для отливок больших переменных толщин. В отливках из этой стали имеют место неравномерные пластические свойства и твердость в различных местах отливки, особенно при повышенном содержании углерода в стали. Сталь обладает сравнительно хорошей свариваемостью в холодном состоянии только после аустенитизации (нормализации). Поэтому для сварных конструкций необходимо до сварки производить термообработку сварных конструкций. После сварки должен производиться отпуск, в процессе которого деталь приобретает высокую твердость ($HV\ 260—32$) и только после этого производится окончательная механическая обработка. Если элементы конструкции должны подвергаться рубке (например, рабочих колес), то таковая также должна производиться до отпуска.

Большое содержание хрома и никеля обеспечивает стойкость в кавитационном отношении стали 10X18H3ГЗД2-Л.

Для деталей сравнительно небольших размеров (лопатки направляющего аппарата небольших турбин, защитные облицовки, лабиринтные кольца и т. п.) из углеродистой стали возможна защита поверхностей деталей от эрозионного разрушения путем химико-термической обработки (цементация с закалкой). Целесообразно применение биметаллических материалов (Ст. 3 + 1X18H9Т и Ст. 3 + ЭН496) в виде двухслойного проката для сварных камер рабочих колес и других деталей с целью повышения кавитационной стойкости.

Для спиральных камер мощных гидротурбин применяется сталь листовая СХЛ-4 (10ХСНД) со следующим химическим составом: углерод 0,12%, марганец 0,5—0,8%, кремний 0,8—1,1%, хром 0,6—0,9%, никель 0,5—0,8%, медь 0,4—0,65%, сера и фосфор каждый не более 0,04%.

Механические свойства этой стали следующие: предел прочности 54 кг/мм², удлинение при 5-м образце 18%. Сталь хорошо сваривается в холодном состоянии. Применяется она для листов толщиной до 32 мм.

8. ВЫБОР ВЕЛИЧИНЫ РАЗГОННЫХ ОБОРОТОВ

Центробежные силы вращающихся частей гидроагрегата подсчитываются по формуле

$$C = mr\omega^2, \quad (\text{III.33})$$

где m — масса вращающегося тела;

r — радиус центра тяжести;

ω — угловая скорость.

Разгонные обороты поворотнлопастных турбин по отношению к нормальным могут увеличиваться в 2—2,6 раза, следовательно, центробежная сила возрастает почти в 8 раз.

В роторе генератора его масса в основном сосредоточена в ободке, имеющем большой диаметр. Поэтому величина центробежных сил, возникающих в нем при разгонных оборотах, достигает особенно большой величины. В колесе турбины основная масса сосредоточена вблизи оси вращения. Это видно из схемы гидроагрегата на рис. III.15. Поэтому выбор расчетной величины разгонных чисел оборотов при работе только по комбинаторной зависимости или с учетом рассогласования ее, или с учетом противоразгонных устройств (на более низкие разгонные обороты) имеет особенно большое экономическое значение для генератора, так как при

пониженных разгонных оборотах его ротор получается меньшего размера, веса, более дешевым.

На рис. III.16 приведена зависимость удельного веса гидрогенератора (по данным института Гидропроект) от коэффициента разгона.

Если коэффициент разгона снизится с $k_p = 2,0$ до $k_p = 1,5$, то вес гидрогенератора может снизиться почти на 30%.

В первом издании монографии «Гидротурбины» подробно рассмотрены применявшиеся устройства гидротурбин, предохраняющие их от максимальных величин разгонных оборотов, поэтому мы лишь кратко перечислим их. Как средство защиты от чрезмерного увеличения числа разгонных оборотов гидроагрегата может быть использовано свойство поворотнлопастных турбин — иметь разные значения разгонных оборотов (при данном открытии направляющего аппарата) путем закрытия лопастей или открытия их на больший угол [61]. Однако изменение угла установки лопастей, снижая величину разгонных оборотов вследствие отклонения угла обтекания

от оптимального, вызывает увеличение потерь и появление вибраций гидроагрегата, при этом они возрастают с увеличением диаметра колеса.

Возможно снижение величины разгонных оборотов с помощью тормозных лопаток, устанавливаемых во втулке рабочего колеса (над лопастями или под ними). При нор-

мальных оборотах лопатки закрыты, при увеличении оборотов они выдвигаются в поток и создают тормозной момент, снижающий величину разгонных оборотов; конструкции таких устройств мало надежны и они тоже могут вызывать вибрации агрегата.

Часто применяются как средство защиты против разгонных оборотов плоские щиты, устанавливаемые в специальные пазы перед спиральной камерой с устрой-

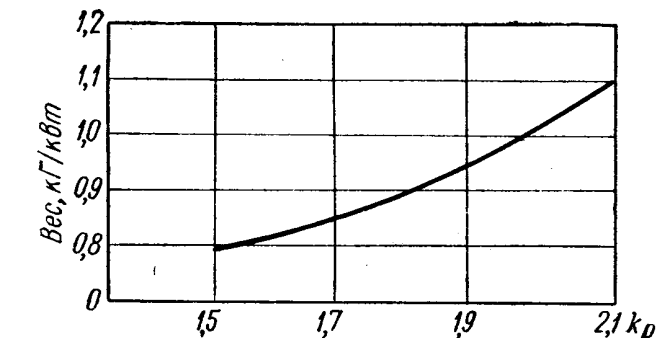


Рис. III.16. Относительное снижение веса генератора при уменьшении коэффициента разгона

вами для быстрого их опускания. Вследствие больших размеров спиральных камер щиты получаются относительно дорогими. Более дешевыми являются плоские щиты, устанавливаемые в отсасывающей трубе, но их недостаток в том, что направляющий аппарат и колесо не изолируются от воды и остаются под напором.

Применение в качестве противоразгонных устройств специальных обтекаемых поворотных лопаток, устанавливаемых между ребрами статора и направляющим аппаратом, вызывает существенное увеличение габаритов турбины и, следовательно, ее стоимости. Установка индивидуальных сервомоторов на направляющих лопатках гидротурбин в качестве противоразгонных устройств оказалась нецелесообразной.

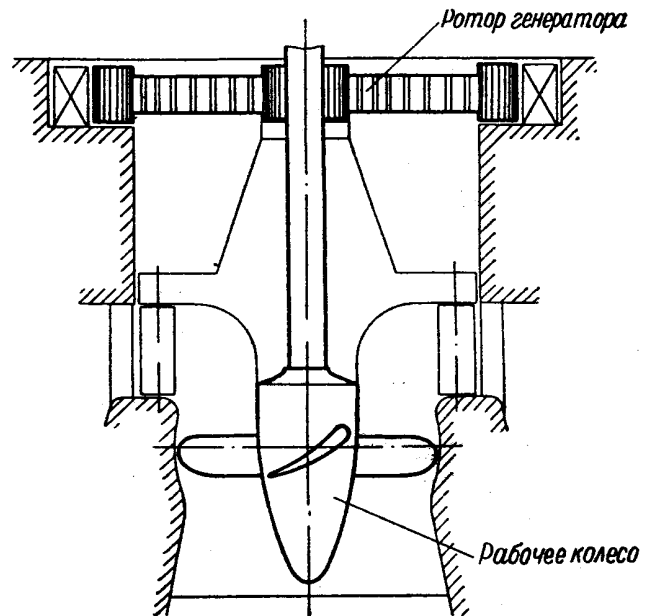


Рис. III.15. Схема ротора гидроагрегата

Опыт эксплуатации отечественных гидроэлектростанций показывает, что разгон гидроагрегата бывает очень редко.

На основании анализа статистических данных, произведенного Гидропроектом, установлена вероятность работы агрегата в угонных режимах — один случай в 24 года. Анализировались данные по 450 агрегатам, а статистика взята за 5 лет.

На европейских гидроэлектрических установках случаи попадания в разгонные режимы были зафиксированы очень редко и преимущественно в период пуско-наладочных работ в связи с заеданием золотников. За исключением станции Абосфорсен (Финляндия), никаких повреждений не отмечалось, а турбины были остановлены направляющим аппаратом.

Из американской практики известно несколько случаев разгона, причем наблюдались значительные разрушения, однако подробности аварий неизвестны.

Критический анализ существующих противоразгонных средств, имеющих данные по зафиксированным случаям работы агрегатов в разгонном режиме, а также анализ самого процесса разгона и данные, установленные специальными исследованиями на моделях и действующих ГЭС, приводят к следующим выводам.

1. Все без исключения существующие средства защиты от разгона начинают действовать со значительным опозданием.

2. Подавляющее большинство всех случаев разгонного состояния было зафиксировано при исправном направляющем аппарате. Запаздывание приводит к тому, что ротор к моменту начала действия защиты практически достигает скорости в лучшем случае 1,6—1,7 от нормального значения. Плоские щиты опускаются лишь тогда, когда ротор набирает полную разгонную скорость.

Второй вывод дает основание полагать, что достаточно эффективным и надежным средством противоразгонной защиты будет сам направляющий аппарат турбины. При этом возможны различные постановки вопроса.

1. Считая, что разгон вероятен, можно оснащать направляющий аппарат соответствующими дополнительными защитными приспособлениями, а ротор проектировать с учетом безаварийности при разгоне. В этом случае необходимо сознательно идти на некоторое усложнение конструкции и на дополнительный расход материалов и средств.

2. Наоборот, считая разгон маловероятным, можно не делать дополнительной защиты, усложняющей машины, и ограничиться нормальной системой регулирования с резервным источником давления. Ротор проектируется на уменьшенное разгонное число оборотов. Возможная авария от разгона будет считаться случайностью, а убытки — относиться на окупаемость других агрегатов.

Вторая постановка вопроса безусловно дает значительный экономический эффект, так как на основании данных о вероятности аварий от разгона и анализа фактов можно утверждать, что стоимость восстановления агрегата после возможной аварии наносит ничтожный ущерб по сравнению с фактическим выигрышем в материалах и средствах за счет упразднения тяжелых дорогостоящих устройств.

Количественная оценка суммарного эффекта может быть сделана лишь путем конкретных расчетов в каждом отдельном случае.

Учитывая вышеизложенное, можно рекомендовать для крупных турбин поворотлопастного типа с диаметром рабочего колеса 6—10 м организовать противоразгонную защиту на нормальном направляющем аппарате, положив в основу наличие аварийной масляной золотниковой установки и осуществление аварийного импульса немедленно после снятия нагрузки и отсутствия движения направляющего аппарата на закрытие. При этом

гидроагрегат следует проектировать с учетом кратковременной работы в режиме повышенных оборотов и должны быть предусмотрены шандоры, опускающиеся в текущую воду, а также приспособления для замены срезных пальцев (или разрывных болтов) на ходу турбины.

Для поворотнолопастных турбин с диаметром рабочего колеса 3—5 м представляется возможным в качестве противоразгонного средства кроме золотника аварийного закрытия применить поворот рабочих лопастей.

В целях максимального сокращения стоимости агрегатов, оценив экономическую обоснованность технического риска, в ряде случаев можно установить возможность полного отказа от противоразгонных средств. При этом следует возможные аварии от разгона оценивать как неподвижный несчастный случай и убытки относить на окупаемость других агрегатов.

Расчетное максимальное число оборотов целесообразно принимать для радиально-осевых турбин равным 1,65 от номинального, а для поворотнолопастных, при условии сохранения комбинаторной связи, равным 1,75 от номинального с обязательной проверкой механической прочности агрегата (в пределах допустимых деформаций) на полное угонное число оборотов.

1. КОНСТРУКЦИИ СПИРАЛЬНЫХ ТУРБИННЫХ КАМЕР

Подвод воды к реактивным турбинам осуществляется через турбинные камеры, форма и конструкция которых весьма разнообразны. Встречаются открытые, кожуховые и спиральные (бетонные, металлические и смешанные) камеры. Выбор конструкции турбинной камеры зависит от размеров турбины и напора воды.

На рис. IV.1 показаны области применения турбинных камер различных типов в зависимости от мощности турбины и напора.

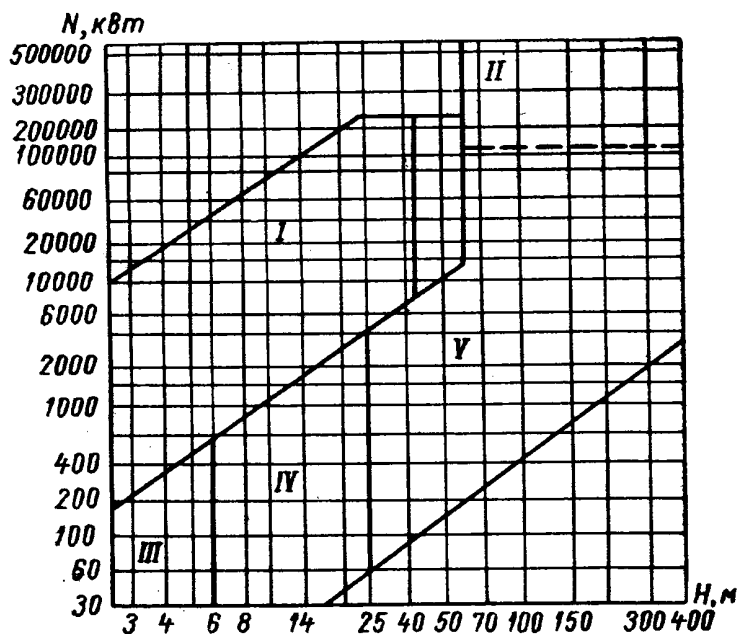


Рис. IV.1. Области применения различных типов спиральных камер:

I — спиральные бетонные камеры; *II* — спиральные металлические камеры с частичной передачей нагрузки на бетон; *III* — открытые камеры; *IV* — кожуховые, спиральные камеры; *V* — спиральные металлические камеры

тальным подводом воды применяются для напоров 5,5—25 м в турбинах с диаметром рабочего колеса 0,5—1,0 м при горизонтальном расположении осей.

Наиболее распространенной формой подводящей турбинной камеры является спиральная камера (рис. IV.2).

Спиральная камера имеет радиальное сечение, постепенно уменьшающееся от входного сечения до конца камеры, до так называемого зуба спирали.

Внутри спирали в потоке расположен статор, являющийся несущей конструкцией турбины. Статор охватывает направляющий аппарат. Ста-

Открытые турбинные камеры применяются лишь для напоров до 5—6 м для турбин с диаметром рабочего колеса до 1,2 м.

Для получения хороших гидравлических качеств необходимо иметь относительные большие размеры камеры, чтобы скорость воды в ней не превышала $v = 1$ м/сек. Ширина камеры *B* (в плоскости, перпендикулярной оси турбины) должна быть не менее $3D_1$. При больших напорах строительные конструкции открытых камер вырастают настолько, что более целесообразно применение закрытых кожуховых (котельных) или спиральных камер.

Кожуховые (котельные) металлические камеры с фронтальным подводом воды

тор выполняется либо в виде отдельных хорошо обтекаемых колонн, либо в виде кольцевой детали, состоящей из верхнего и нижнего ободьев и ребер статора. Статор в бетонной спиральной камере служит для передачи нагрузки от потолка спирали к ее основанию и воспринимает также растягивающие нагрузки от давления воды. В металлических спиральных камерах статор является ее остовом, объединяющим в единую конструкцию всю спираль.

Подводящая камера в виде спирали позволяет осуществлять хороший подвод воды при минимальных габаритах и минимальных потерях. Спиральная камера в отличие от открытой и кожуховой позволяет вынести значительную часть механизмов гидротурбин из воды в сухое помещение, что улучшает условия эксплуатации турбины.

В зависимости от напора спиральные камеры выбирают бетонными или металлическими.

Для напоров до 50 м применяют бетонные спиральные камеры, радиальные сечения которых имеют форму тавра (рис. IV.2, а). Для напоров свыше 40 м применяются металлические спиральные камеры с круглым радиальным сечением (рис. IV.2, б) или смешанные с частичной передачей нагрузки на бетон.

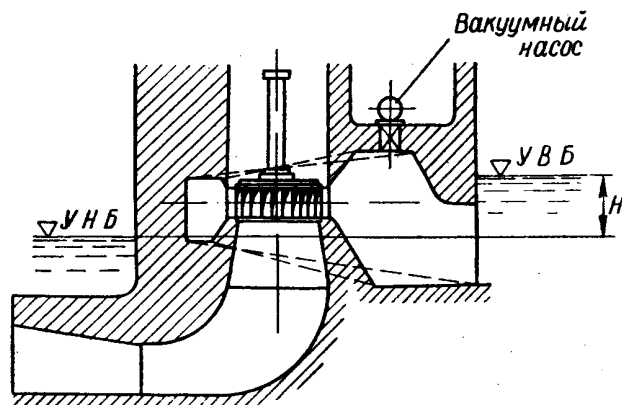


Рис. IV.3. Схема сифонной спиральной камеры

Схема сифонной спиральной камеры показана на рис. IV.3.

Для хорошей работы сифонной камеры необходимо, чтобы величина максимального вакуума (в наивысшей точке потока перед колесом) не превосходила 7 м вод. ст.

В некоторых сифонных камерах при значительном вакууме можно прекращать течение жидкости к турбине впуском воздуха.

Ширина спиральной камеры B определяется углом охвата спирали и площадью его верхнего сечения, которая зависит от выбранной величины скорости v_c во входном сечении и расхода, на который рассчитывается спираль.

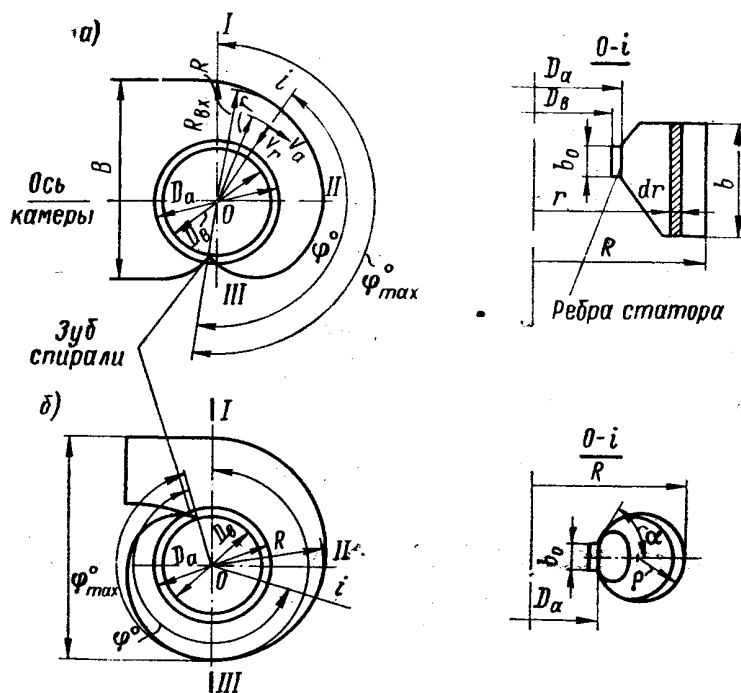


Рис. IV.2. Схемы спиральных камер: а — с тавровым сечением; б — с круглым сечением

Для очень малых напоров применяются сифонные спиральные камеры, благодаря которым удастся даже крупные турбины при малых напорах разместить без значительного заглубления под уровень верхнего бьефа.

Потолок такой сифонной камеры располагается выше уровня верхнего бьефа, и заполнение камеры водой достигается с помощью откачки воздуха эжектором или вакуумным насосом. Схема сифон-

На рис. IV.2 показаны схемы спиральных камер с разными углами охвата и разной формой сечения. Круглые металлические спиральные камеры для средненапорных и высоконапорных турбин обычно имеют угол охвата $\varphi_{\max} = 345 \div 360^\circ$. У низконапорных турбин с бетонными спиральными камерами угол охвата $\varphi_{\max} \approx 180^\circ$.

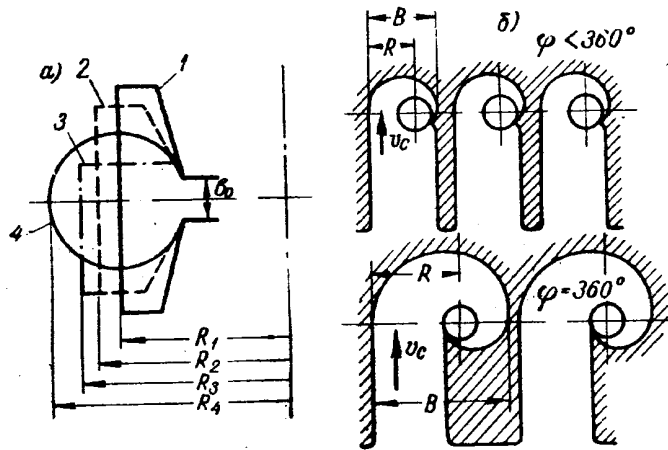


Рис. IV.4. Габариты спиральных камер

Большой угол охвата спиральной камеры вызывает увеличение ширины спиральной камеры B . В величину B входит диаметр статора D_a и размеры в плане сечений 0—I и 0—III. Чем меньше угол охвата, тем, очевидно, меньше при прочих равных условиях расход через сечения 0—I и 0—III и соответственно размеры сечений. На величину B оказывает влияние и форма сечения спирали. На рис. IV.4, б сравни-

ваются габариты B спиральных камер круглого и таврового сечений.

Наибольший входной радиус (рис. IV.4, а) при той же площади будет иметь камера круглого сечения, так как тавровое сечение будет узким и вытянутым вверх и вниз.

Модификации таврового сечения бетонной спиральной камеры, встречающиеся в практике, указаны на рис. IV.5. Сечения могут быть симметричными относительно оси направляющего аппарата (рис. IV.5, а) и несимметричными (рис. IV.5, б, в и г). Соотношение размеров m и n определяется конструкцией подводной части гидростанции и расположением турбинного оборудования.

Гидравлические свойства этих сечений практически равноценны. Форма сечения с плоским потолком (рис. IV.5, г) наиболее удобна для компоновки гидротурбинного оборудования.

При таком сечении наиболее просто осуществляются проходы в шахту турбины, установка вспомогательного оборудования и трубопровода. Однако при такой форме сечения дно спирали значительно опускается вниз и расстояние между дном спиральной камеры и потолком ее горизонтального диффузора может оказаться недостаточным для размещения отсасывающей трубы.

Несимметричное сечение спиральной камеры (вытянутое вверх) хотя и ухудшает условия компоновки гидротурбинного оборудования в шахте турбины, но позволяет иметь более свободное пространство между спиралью и отсасывающей трубой, которое в случае необходимости может быть использовано для размещения водосбросных каналов, пропускающих при паводке воду через здание ГЭС.

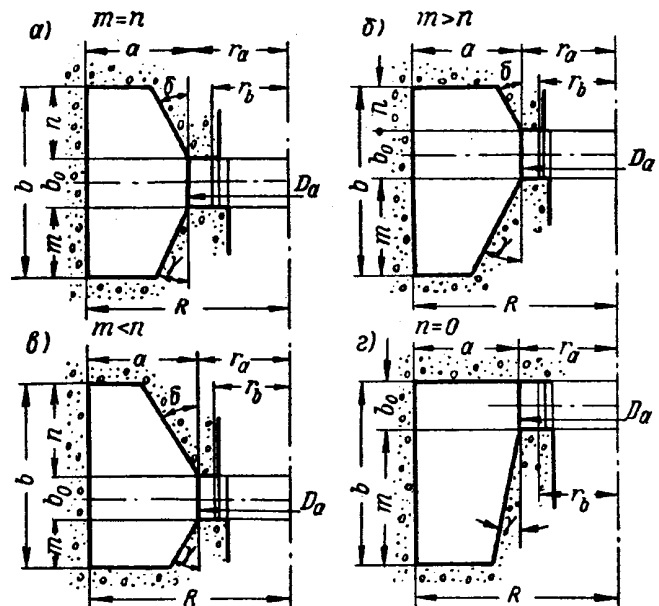


Рис. IV.5. Модификация таврового сечения бетонной спиральной камеры

При выборе размеров входного сечения спирали, особенно при $m=0$ и $n=0$, обращают особое внимание на то, чтобы сечения не были бы слишком зауженными. Обычно придерживаются следующих выработанных практикой соотношений между a и b (рис. IV.5):

для $n=0$ или $m=0$

$$\frac{b}{a} = 1,5 \div 1,8;$$

для $n > 0$ или $m > 0$

$$\frac{b}{a} = \frac{m+n+b_0}{a} = 1,5 \div 2,0.$$

Бóльшие соотношения следует назначать тогда, когда особенно важно получить меньшую ширину спиральной камеры B .

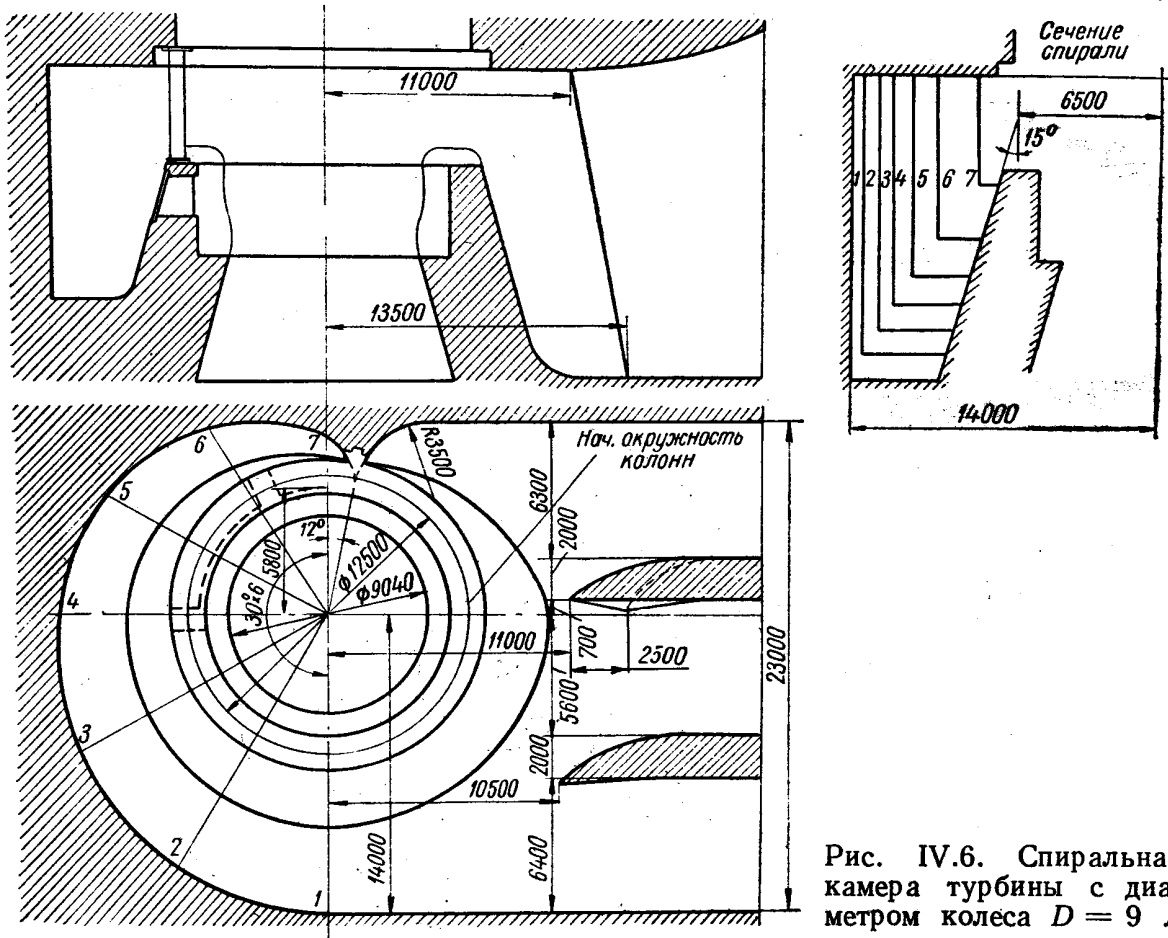


Рис. IV.6. Спиральная камера турбины с диаметром колеса $D = 9$ м

Рекомендуются следующие величины углов конусов спирали: $\delta = 20 \div 35^\circ$; $\gamma = 20 \div 35^\circ$ при $m < n$; $\gamma = 10 \div 20^\circ$ при $m > n$; $\gamma = 10 \div 15^\circ$ при $n = 0$.

Величины указанных на рис. IV.2 и IV.5 диаметров расположения входных и выходных кромок опорных колонн, или ребер, статоров D_a и D_b зависят от величины диаметра колеса D_1 .

Рассмотрим несколько конкретных спиральных камер.

На рис. IV.6 показана схема спиральной камеры турбины с поворотными лопастями диаметром $D_1 = 9,0$ м. Угол охвата $\phi = 19^\circ$. Спиральная камера таврового сечения выполнена с плоским потолком. Во входной части камеры для уменьшения ее пролета установлены две плоские колонны, называемые бычками, толщиной 2 м каждая. Размеры от оси турбины до выходной кромки бычков (10 500 и 11 000 мм) выбраны из

условия, чтобы между выходной кромкой бычков и конусом спирали было пространство, достаточное для пропуска воды, поступающей в спиральную камеру. Из рисунка видно, что один из бычков выполнен с наклонной выходной кромкой (11 000, 13 500 мм), параллельной конусу спирали.

Конфигурация спирали предопределяет расположение и форму опорных колонн, или ребер, статора, а также нагрузку на них. Поэтому про-

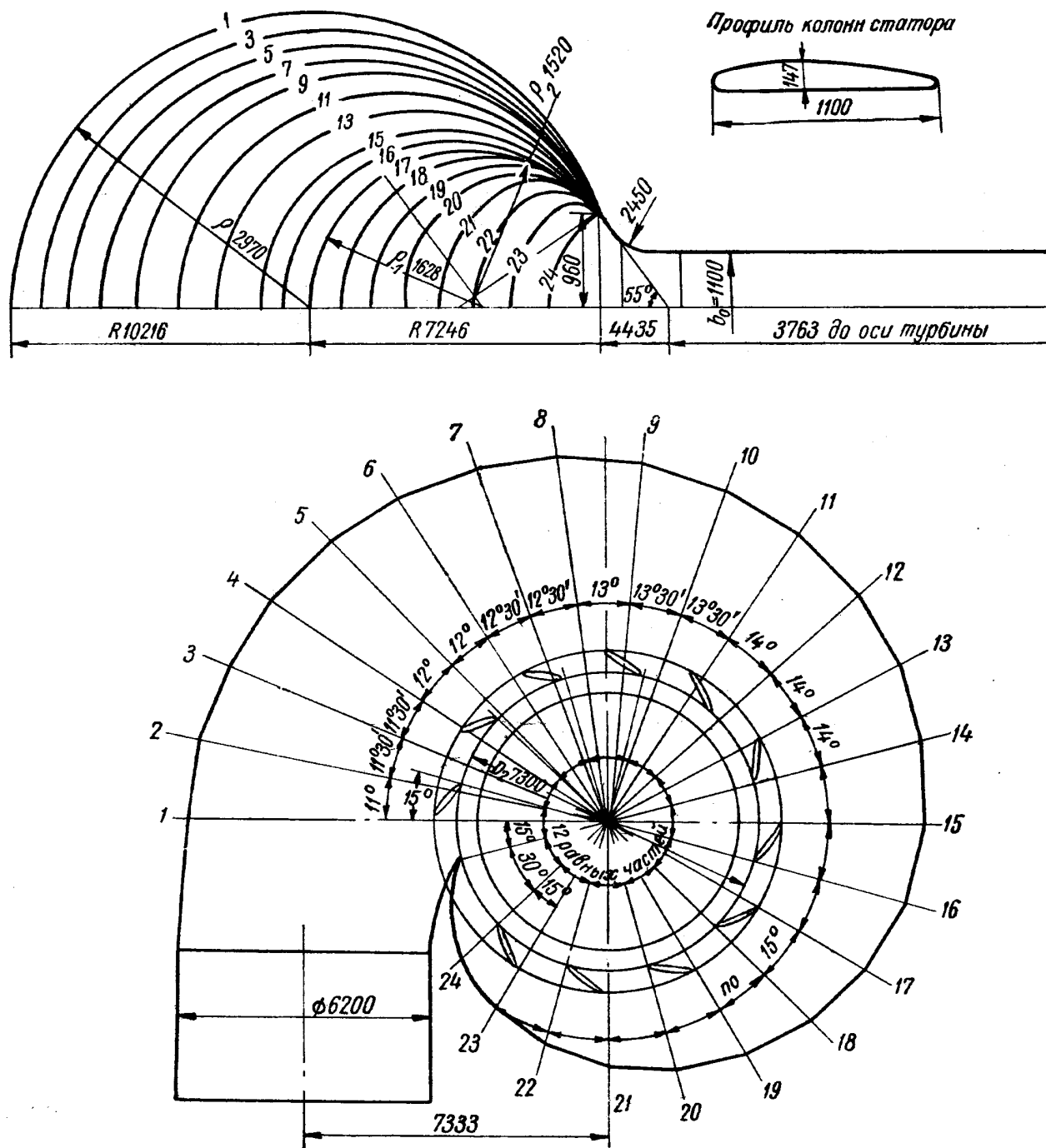


Рис. IV.7. Порядок построения металлической спиральной камеры

ектирование статора должно производиться в соответствии с конструкцией спиральной камеры. Конструкции статоров спирали рассматриваются в отдельном параграфе. Металлические спиральные камеры с круглыми сечениями применяются либо сварными, либо литыми.

Металлические спиральные камеры с круглым сечением для средних напоров выполняются из стальных листов, приваренных к статору.

На рис. IV.7 показаны порядок построения спиральной камеры и ее очертание в плане. Эта спираль предназначена для турбины, работающей при напоре $H = 100$ м.

От сечения 17 и далее к зубу спирали сечения из круглых переходят в овальные. Делается это для того, чтобы у зуба можно было практически осуществить сечение необходимой площади. Если бы сечения у зуба спирали, например 23 и 24, оставить круглыми, то они просто не разместились бы между патрубком входного сечения и статором. Спираль в плане от сечения 1 до 23 вместо теоретической плавной кривой имеет вид ломаной линии. Такая спиральная камера с конусообразными звеньями может быть изготовлена с помощью вальцовки. Если бы звенья камеры состояли не из прямолинейных листов, а из криволинейных, то их пришлось бы не вальцевать, а штамповать. Для этого потребовалось бы большое количество дорогостоящих штампов разных профилей.

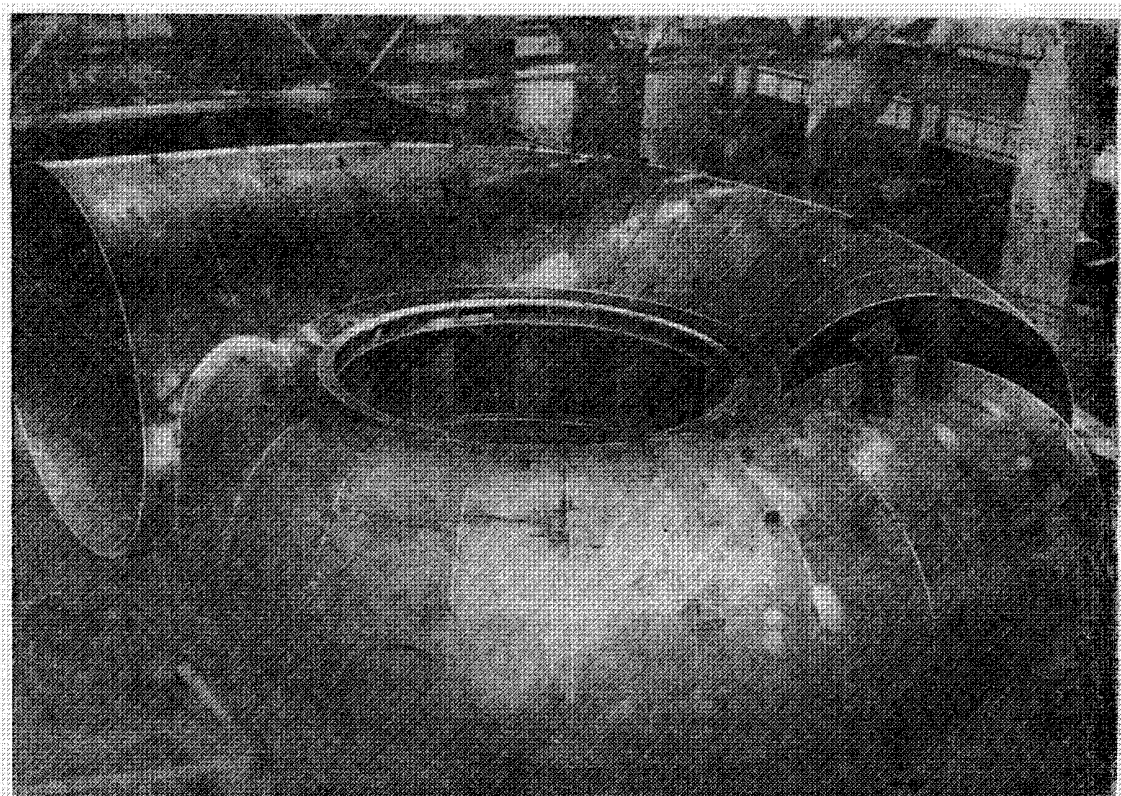


Рис. IV.8. Сборка сварной спиральной камеры

Замена криволинейной формы очертания спирали ломаной практически не ухудшает условий течения жидкости в ней. Количество звеньев выбирается таким, чтобы получить обвод спиральной камеры достаточно плавным. Для разных сечений применяются листы разной толщины. Наиболее толстые листы используются во входном сечении спирали ($s = 30$ мм). С уменьшением сечения по площади толщина листов уменьшается до $s = 16$ мм у зуба спирали. У спиралей с полным углом охвата все ребра статора обычно имеют одинаковый профиль.

В зависимости от размера входного сечения и габаритов самой спирали статор выполняется цельным или разъемным. Количество разъемов и число сегментов статора устанавливается в соответствии с возможностями их транспортировки. Сами звенья спирали также делаются составными в соответствии с имеющимися размерами листов и габаритами собранного звена с учетом возможности его транспортировки по железной дороге или водным транспортом. Обычно сварные спирали полностью собираются при монтаже турбины. На заводе полная сборка производится лишь при изготовлении первой из партии спиралей (рис. IV.8) для проверки чертежей разверток листов и для подгонки звеньев спирали.

Сваривают лишь те детали, которые позволяют получить звенья, удобные для транспортировки. В остальных случаях на заводе производят только сборку наиболее сложной по конфигурации части спирали у зуба.

Вследствие того, что сварка спирали производится при монтаже, а последующей термообработке сварных швов не производится, необходим тщательный выбор электродов. При конструировании спирали больших габаритов необходимо предусматривать специальные стяжные болты, растяжки, домкраты и прочие устройства, облегчающие сборку и получение правильной формы. В последнее время в связи с конструированием турбин, имеющих большие размеры и работающих при высоких напорах и больших мощностях, габариты спиральной камеры значительно увеличились. Толщина листов сварных спиральных камер обычно выбирается из условий нагружения ее только внутренним давлением воды, так как спиральная камера является тонкостенной оболочкой и не может воспринимать значительных наружных усилий, которые могут ее сплющить. Поэтому спираль обычно устанавливают на гидростанции так, чтобы она сверху была открытой. Если она бетонируется, то между наружной поверхностью спирали и бетоном предусматривается упругая подкладка, которая предохраняет спиральную камеру от воздействия наружного давления. Бетон над камерой выполняют в виде свода, имеющего опоры вне сечения спирали.

При переходе к все более мощным турбинам увеличиваются размеры поперечных сечений спирали и внутренние давления в ней, а также увеличиваются нагрузки на статор, к которому присоединяется спираль.

Характер напряженного состояния в такой статически неопределимой конструкции (ребра статора, кольца и оболочка спирали), находящейся под действием внутреннего давления, зависит от соотношения жесткости ее элементов и параметров сопряжения.

Практика проектирования и исследования спиральных камер показала, что суммарные напряжения в элементах статора и оболочки спирали могут достигнуть такой величины, при которой получение прочной конструкции становятся возможным лишь при дополнительном ужесточении ее элементов, либо при использовании высокопрочных (легированных) сталей, либо при передаче части нагрузки на бетонный блок агрегата. Ужесточение спирали путем применения толстых листов ограничивается возможными толщинами 35—40 мм. Применение легированных сталей с высокими механическими свойствами значительно усложняет технологию производства и монтажа, вплоть до непреодолимых трудностей. Поэтому много внимания уделялось созданию конструкции смешанных спиральных камер (железобетонных), в которых сравнительно тонкостенная спиральная камера несет только часть общей нагрузки от внутреннего давления воды, а остальную часть передает на арматуру железобетонного массива, в который заделывается спираль.

Спираль смешанной конструкции с частичной передачей нагрузки на бетон, уменьшая в целом напряженное состояние узла, обладает серьезным недостатком. Испытания крупногабаритных моделей показали, что железобетонный блок не составляет вместе с металлической оболочкой спирали единого монолита, особенно в околостаторной зоне спирали. Видимо, это происходит вследствие плохой связи поверхности металла и бетона. В условиях гидростанции бетонирование низа спирали при мощной арматуре будет более трудным, особенно в зимнее время. Поэтому для надежной совместной работы бетона и оболочки должна тщательно отработываться и контролироваться технология исполнения этих работ.

В качестве примера можно указать турбины Братской и Красноярской ГЭС, где спиральные камеры выполнены из низколегированной

стали с повышенными механическими свойствами. Вокруг верхнего кольца статора в месте прижимания листов оболочки спирали, где возникают наибольшие усилия, образован мощный железобетонный кольцевой пояс, воспринимающий часть нагрузки. В этой зоне изъята упругая прокладка между спиральной камерой и окружающим железобетоном, арматура которого приварена к статору. Спиральная камера турбины Красноярской ГЭС изготовлена из листов разной толщины (от 35 мм и меньше) и трех марок сталей (СК, 10ХСНД и Ст.3), имеющих разные механические свойства. Для мощных гидротурбин, у которых толщина спирали из обычной углеродистой стали значительно превышает технологически допустимую для вальцовки звеньев спирали толщину 35—40 мм, возможно создание предварительно напряженной конструкции (бандажированной спиральной камеры) с полным восприятием гидростатического напора. В ЦКТИ была создана такая опытная конструкция. На рис. IV.9, а показана ее схема.

В этой конструкции имеются круглые меридиальные бандажи 1, охватывающие спираль 2, и мощное оребрение 3 кольца статора 4 и околостаторной зоны. Бандажи 1 состоят из двух половин: два конца бандажа привариваются к статорным ребрам (рис. IV.9, б), а два других соединяются с тягами башмаков 5 (рис. IV.9, в). При помощи натяжного устройства и съемного гидравлического сервомотора 6 создается предварительный натяг в бандажах с обжатием оболочки. До натяга башмаки и оболочки по месту их натяга должны быть смазаны маслом, а в процессе натяга для исключения возникновения сил трения по длине бандажа должно производиться вибропростукивание. Место приварки и количество бандажей выбирается на основании расчетов из условия передачи на колонку наименьшего изгибающего момента. Контроль затяга может осуществляться по манометру в соответствии с давлением масла в сервомоторе.

Преимущества бандажированной спиральной камеры следующие.

1. Отпадает необходимость применения высоколегированных сталей со сложным технологическим процессом изготовления камеры.
2. Становится возможным применение углеродистой стали такой же толщины, что и легированная. Стоимость материала уменьшается

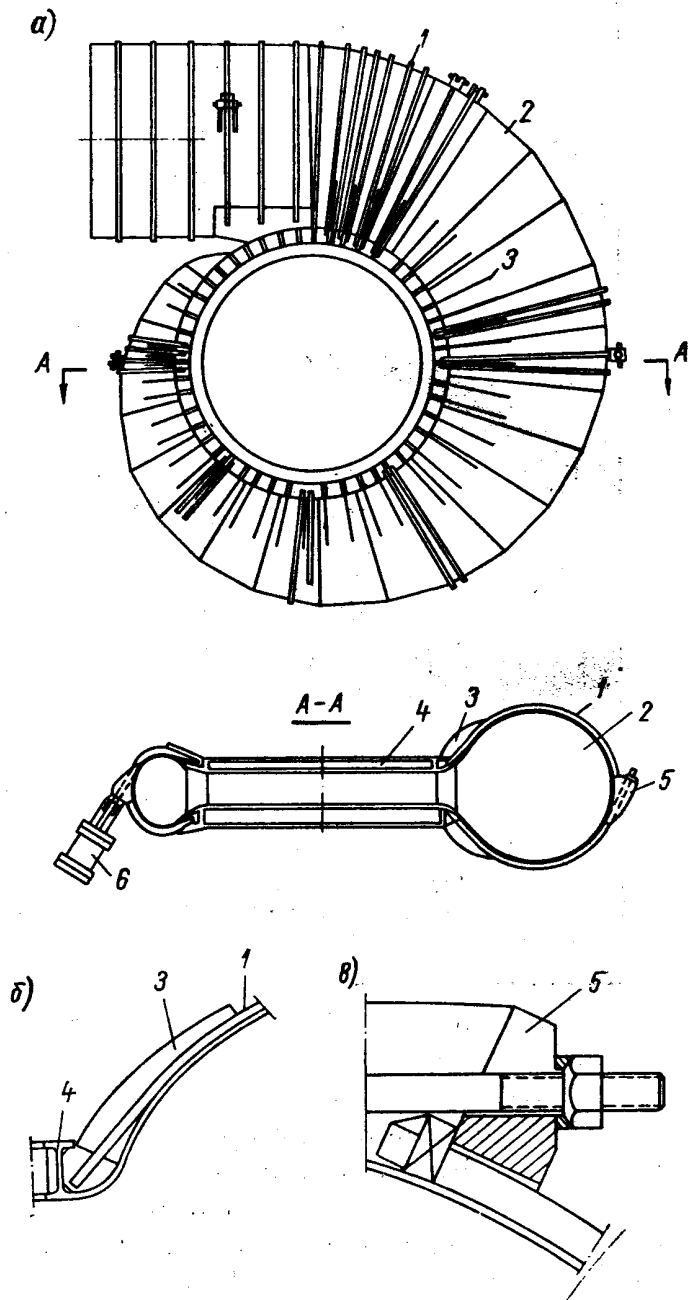


Рис. IV.9. Бандажированная спиральная камера (а) и сопряжение бандажей (б и в)

более чем в четыре раза, что значительно окупает стоимость бандажирования.

3. Возможно исключение передачи нагрузки на железобетонный блок агрегата, что позволяет применять камеры оптимальных размеров.

4. Конструкция становится более надежной вследствие применения для сварки стали Ст. 3. Предварительно напряженные элементы становятся менее чувствительны к воздействию переменных напряжений; предварительное обжатие оболочки выравнивает напряжения, возникающие вследствие местных отклонений от круглой формы сечения оболочки.

Описанная конструкция бандажированной спиральной камеры полностью воспринимает нагрузку от воды, является по своей схеме более надежной и определенной, чем смешанная конструкция. Такая опытная спиральная камера устанавливается на турбине мощностью $N = 150\,000$ квт, $H = 140$ м.

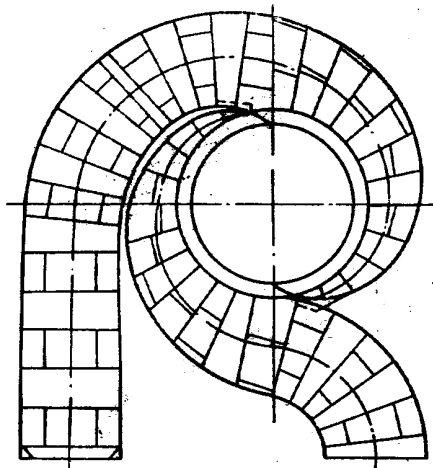


Рис. IV.10. Двухподводная спиральная камера

Проектные работы и экспериментальные исследования модели металлической спиральной камеры, усиленной ребрами жесткости, показали нецелесообразность создания таких конструкций.

Удачным может оказаться применение для очень крупных гидротурбин двухподводных спиралей (рис. IV.10), каждый из подводов которой питает полупериметр турбины. Входной диаметр двухподводной спирали уменьшается в отношении $\sqrt{2}$, а следовательно, уменьшается и необходимая толщина листов. Исследования модели такой спирали в ЛПИ показали, что радиальные усилия, действующие на рабочее колесо, при двухподводной спиральной камере меньше, чем при обычной спирали. При выборе размеров спирали надо учитывать, что при равновеликой площади сечения обеих спиралей сложный периметр у двухподводной спирали больше, т. е. у нее больше гидравлические потери. Ее площадь следует увеличивать примерно на 10%.

Опытная спираль такой конструкции, установленная ЛМЗ на гидростанции на турбине с $N = 77\,000$ квт, $H = 66,5$ м, показала в эксплуатации хорошую работу.

Литые спиральные камеры применяются для высоконапорных турбин (рис. IV.11). Высоконапорная турбина характеризуется обычно малыми расходами воды, поэтому входное сечение спирали получается у нее относительно небольшим. В связи с большим напором воды стенки ее имеют большую толщину. Исходя из условий транспортировки по железной дороге, литые спиральные камеры обычно выполняют разъемными в радиальной плоскости на несколько частей, соединяемых с помощью фланцев и болтов с гайками в единую конструкцию. Показанная на рис. IV.10 спиральная камера предназначена для турбины, работающей при напоре $H = 300$ м.

Литая спиральная камера обычно является корпусом турбины. На ней монтируются направляющий аппарат, сервомоторы, направляющие подшипники и другие детали, поэтому при конструировании такой спиральной камеры обычно предусматриваются приливы для установки сервомоторов, для крепления холостого выпуска и других узлов. Литые спиральные камеры обычно полностью обрабатываются на заводе, там же проводится их контрольная сборка и испытание гидравлическим давлением в соответствии с существующими нормами.

При конструировании литой спиральной камеры на высокие напоры должно обращать внимание не только на прочность ее стенок, но и на жесткость фланцевых соединений. При недостаточной толщине и малой жесткости они (фланцы) могут не обеспечить необходимую плотность соединений. Обычно литые спиральные камеры полностью не бетонируются — они или располагаются на фундаментном кольце, или частично заливаются в бетон.

Для сварных спиральных камер обычно используют материал с хорошими пластическими свойствами, так как при изготовлении камер листы помимо вальцовки и штамповки приходится подгибать в процессе сборки

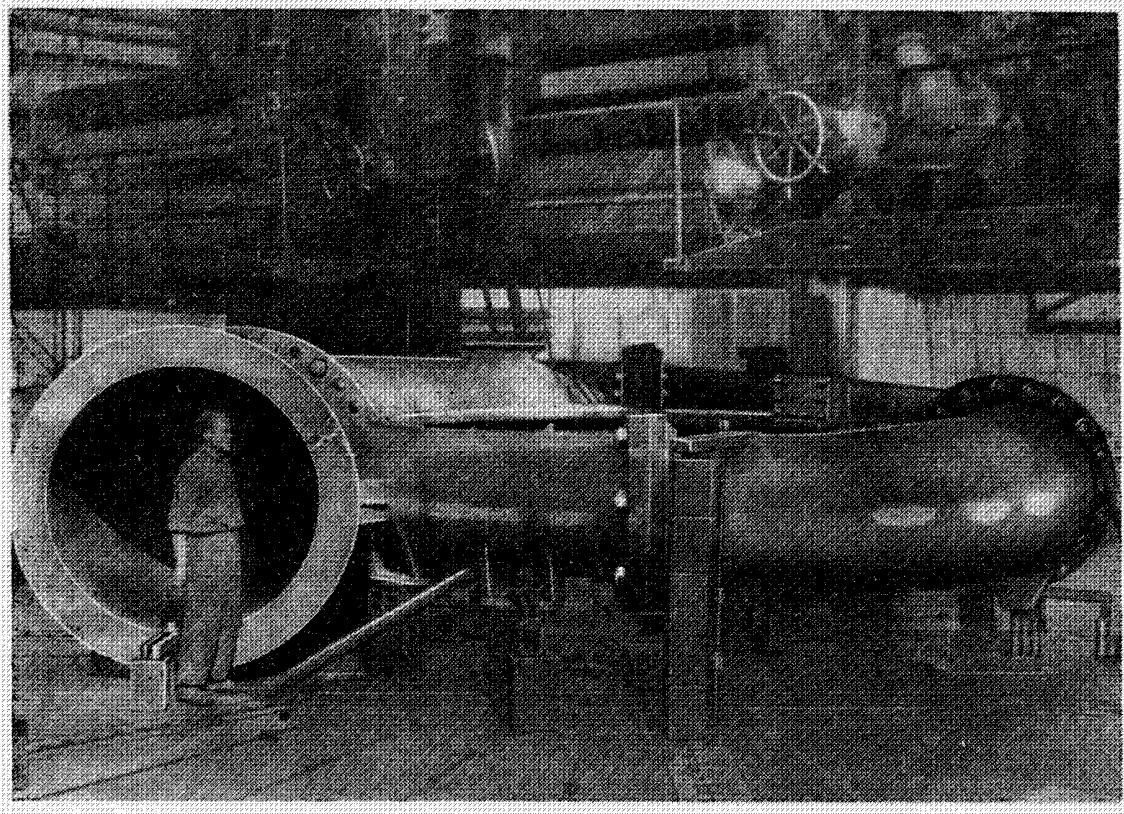


Рис. IV.11. Литая спиральная камера в цехе

и монтажа. Кроме того, при хороших пластических свойствах материала в случае отступления звена от расчетной формы возможные пики напряжений могут легко выравниваться.

При установлении толщины листов они согласовываются с существующим сортаментом на прокат.

Учитывая длительный срок службы спиральных камер, возможность их ржавления и истирания, толщину листов берут на 2 мм больше расчетной.

В связи с тем, что изменения давления в спирали бывают кратковременными (лишь в процессе регулирования), выбор допускаемого напряжения производят обычно по статическому напору при закрытом направляющем аппарате, допуская в процессе регулирования повышенные напряжения.

Обычно сварные камеры выполняются из стали М Ст.3 со следующими механическими свойствами: $\sigma_T = 24 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_b = 44 \div 47 \text{ кг/мм}^2$; $\delta = 25\%$.

Допускаемые напряжения с учетом динамического повышения давления принимают равными $\sigma_{дон} = 1300 \text{ кг/мм}^2$, при учете местных напряжений допускаемые напряжения принимают до $\sigma_{дон} = 1550 \text{ кг/см}^2$.

Толщины стенок литых спиральных камер определяются расчетом. Она должна приниматься с учетом технологических возможностей способа получения отливок цельнолитых или составных из отдельных сегментов камер. При этом должны учитываться и условия транспортировки.

Литые спиральные камеры изготавливаются обычно из стали 30Л со следующими механическими свойствами: $\sigma_T = 23 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_B = 45 \text{ кг/мм}^2$; $\delta = 10\%$. Допускаемые напряжения принимаются меньшими, чем для сварных камер, на 10—20%, так как вследствие сложной формы отливок возможна неравномерность свойств металла в отливке. Для высоконапорных турбин с потоком воды, несущей много взвешенных частиц, применяют для отливки спирали нержавеющей сталь.

Для спиралей сварных мощных гидротурбин применяется листовая сталь повышенного качества СХЛ-4 (10ХСНД) с $\sigma_B = 54 \text{ кг/мм}^2$; $\delta_B = 18\%$. Сталь хорошо сваривается в холодном состоянии, но ее применение ограничивается толщиной листов 32 мм. Допускаются напряжения для нее 1800 кг/см^2 .

2. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ

При расчете спиральной камеры необходимо прежде всего установить расход, на который будет рассчитываться спиральная камера. Обычно он соответствует максимальной мощности при расчетном напоре. Но спираль может рассчитываться и на расход, соответствующий максимальному значению к. п. д., в этом случае габариты спирали будут меньшими. Иногда приходится рассчитывать спираль и на максимальный расход, определяемый расчетной мощностью при минимальном напоре, в этом случае габариты спирали будут наибольшими. Выбор расхода для расчета спиральной камеры следует производить по наиболее продолжительному режиму работы турбины.

Спиральную камеру проектируют так, чтобы поток жидкости в ней был потенциальным и обладал осевой симметрией.

Меридиональное сечение спиральной камеры подбирают так, чтобы обеспечивалось равномерное распределение расхода по окружности направляющего аппарата, т. е. чтобы выполнялось условие

$$Q_\varphi = \frac{Q\varphi}{2\pi}, \quad (\text{IV.1})$$

где Q_φ — расход через меридиональное сечение спиральной камеры, проведенное под углом φ ;

Q — расход через турбину.

Зная расход турбины, можно установить расход через входное сечение спирали в соответствии с углом охвата спирали. Задавшись значением средней скорости во входном сечении спирали v_c , можно определить площадь ее входного сечения. Зная площадь входного сечения, можно его построить, выбрав форму сечения спирали. По принятому входному сечению спирали определяют размеры последующих сечений, необходимые для обеспечения равномерного подвода воды по всей окружности направляющего аппарата.

Гидравлический расчет спиральной камеры по закону $v_{ur} = \text{const}$ исходит из предположения, что при движении жидкости вокруг общей оси момент количества движения для каждой элементарной линии также есть величина постоянная, т. е. жидкость при движении по спирали никакой работы не совершает, она лишь получает закрутку в спирали и направляющем аппарате, а закрученный поток воды лишь при поступлении на рабочее колесо изменяет свой момент количества движения, за счет чего и вращается колесо турбины.

Этот метод расчета, как показывает практика гидротурбостроения, целесообразен при больших углах охвата ($\varphi \geq 180^\circ$), он определяет форму спиральной камеры, имеющей при рационально выбранных скоростях малые потери энергии, что обеспечивает высокие энергетические качества турбин.

Величину средней скорости во входном сечении спирали выбирают в зависимости от напора, $v_c = k\sqrt{H}$, где $k = 0,8 \div 1,1$. Значения этой скорости для разных напоров приведены также в табл. IV.1.

Таблица IV.1

Значения средней скорости v_c потока во входном сечении спиральной камеры

Тип турбины	v_c в м/сек при H в м																	
	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	100	150	200	250	300	
Поворотнолопастные:																		
бетонные	2,25	2,8	3,3	3,8	4,25	4,55	5,0	5,25	5,8									
металлические						5,0	5,3	5,6	6,25	6,6	7,0	7,3						
Радиально-осевые (металлические)								6,25	6,7	7,2	7,5	7,8	8,7	9,7	10,25	10,4	10,5	

В каждой точке потока в спиральной камере скорость воды может быть разложена на две составляющие — радиальную скорость v_r , направленную по радиусу к оси турбины и окружную скорость v_u , направленную перпендикулярно к радиусу (см. рис. IV.2).

Радиальная скорость будет равна

$$v_r = \frac{Q}{\pi D_e b_0}, \quad (IV.2)$$

где Q — расход через турбину;

D_e — диаметр окружности выходных кромок ребер;

b_0 — высота направляющего аппарата.

Эта радиальная составляющая скорость должна быть постоянной, чтобы обеспечить равномерное питание направляющего аппарата по всей окружности.

Окружная скорость в любой точке должна подчиняться закону постоянства площадей

$$v_u r = \text{const} = k,$$

где r — расстояние от оси турбины до рассматриваемой точки;

k — постоянная спирали.

Следовательно, расход через любое сечение i с наружным радиусом R равен

$$q_i = \frac{Q \varphi_i^0}{360} = \int_{r_e}^R v_u dF,$$

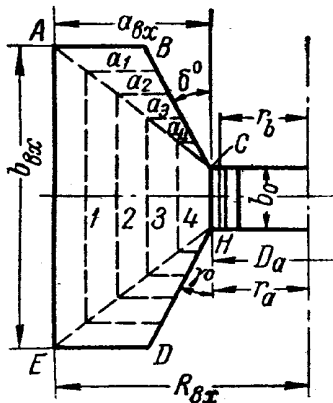
но

$$v_u = \frac{k}{r}, \quad \text{а} \quad dF = b dr.$$

Следовательно,

$$q_i = k \int_{r_a}^R \frac{b}{r} dr. \quad (IV.3)$$

Центральный угол, соответствующий i -му сечению, будет равен



$$\varphi = \frac{360q_i}{Q} = \frac{360k}{Q} \int_{r_a}^R \frac{b}{r} dr. \quad (IV.4)$$

Расход через входное сечение спирали, соответствующий наибольшему углу φ_{\max} ,

$$Q_{\theta x} = \frac{Q\varphi_{\max}}{360} = k \int_{r_a}^{R_{\theta x}} \frac{b}{r} dr. \quad (IV.5)$$

Так как расход через входное сечение спирали $Q_{\theta x}$ известен, а входной скоростью v_c и формой сечения задаются, то можно определить площадь входного сечения $F_{\theta x}$ и постоянную спирали k .

Дальнейший расчет сводится к определению расположения в плане других подобных сечений спирали.

Спиральная камера с тавровым сечением.

Бетонные спирали с тавровым сечением проще всего рассчитывать графо-аналитическим способом. Порядок расчета следующий.

Построив входное сечение $ABCHDE$ (рис. IV.12), удовлетворяющее условию пропуска расхода $Q_{\theta x}$ через это сечение со средней скоростью v_c , переходят к определению положения в плане других сечений спирали.

Изменение размеров сечений производят по заданному закону так, например, чтобы вершины наружных углов лежали на прямых AC и EH или на кривых (параболах).

Приняв предварительно в формуле (IV.5) значение постоянной $k = 1$, получим

$$q_{\max} = 1 \int_{r_a}^{R_{\theta x}} \frac{b}{r} dr.$$

Этот интеграл вычисляется графическим способом. Для этого в произвольном масштабе по вертикали откладываются значения $\frac{b}{r}$

Рис. IV.12. Графо-аналитический расчет бетонной спиральной камеры при $v_{\text{ср}} = \text{const}$

в зависимости от радиуса R для входного сечения и промежуточных сечений 1, 2, 3 и 4.

Площади, ограниченные кривыми mab ; m_1n_1ab ; m_2n_2ab ; m_3n_3ab ; m_4n_4ab и осью абсцисс, будут представлять собой расходы q_{\max} ; q_1 ; q_2 ; q_3 и q_4 при $k = 1$ для вышеуказанных сечений.

Если определить площадь mab для выходного сечения с учетом масштаба, то можно подсчитать и постоянную величину $k = \frac{Q_{\max}}{q_{\max}}$. После

этого можно определить и истинные значения $q_1 = kq'_1$; $q_2 = kq'_2$; $q_3 = kq'_3$ и $q_4 = kq'_4$.

По найденным значениям q_{\max} , q_1 , q_2 , q_3 , q_4 и соответствующим радиусам R_{ex} , R_1 , R_2 , R_3 и R_4 строится кривая $Q = f(R)$, как указано на рис. IV.12.

На этом же графике строится и кривая $\varphi = f(R)$, вычисленная по формуле $\varphi = \frac{360q}{Q}$. Очевидно, что при $\varphi = 0$ расход $q = 0$, а углу φ_{\max} соответствует радиус R_{ex} .

Средняя скорость в каждом сечении определяется из отношения $v_c = \frac{q_i}{F_i}$, где F_i определяется геометрическими размерами 1-го сечения.

Величина v_c наносится в произвольном масштабе на ординаты, соответствующие каждому сечению, и приводится кривая $v_c = f_2(R)$.

Пользуясь кривой $\varphi = f(R)$, можно построить очертание спирали в плане и определить ее размеры в любом сечении.

Расчет спиральных камер иногда производят из предполагаемого распределения скоростей или постоянной убывающей к зубу спирали скорости. Такие методы расчета в отечественной практике не получили распространения.

Спиральная камера с круглым сечением. Металлические спиральные камеры с круглым сечением обычно имеют угол охвата около 360° и рассчитываются по закону

$$v_u r = \text{const.}$$

Размеры круглых сечений обычно подсчитывают аналитически, так как значения $\int \frac{b}{r} dr$ для них определяются аналитическим путем.

В соответствии с обозначениями на рис. IV.13 имеем

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 + (r - a)^2 = \rho^2.$$

Определив из этого равенства значение b и подставив его в интеграл $\int \frac{b}{r} dr$, получим

$$\int_{r_a}^{r_a + 2\rho} \frac{b}{r} dr = 2 \int_{r_a}^R \sqrt{\rho^2 - (r - a)^2} \frac{dr}{r} = 2\pi [r_a + \rho - \sqrt{r_a(r_a + 2\rho)}].$$

Подставив значение интеграла в уравнение (IV.4), получим

$$\varphi = C [r_a + \rho - \sqrt{r_a(r_a + 2\rho)}], \quad (IV.6)$$

где

$$C = \frac{720k\pi}{Q}.$$

Для входного сечения спирали расход $Q_{\max} = Q \frac{\varphi_{\max}}{360}$ при допускаемой средней скорости воды v_c , площадь сечения равна $F = \pi \rho_{\max}^2 = \frac{Q \varphi_{\max}}{v_c 360}$, откуда

$$\rho_{\max} = \sqrt{\frac{Q \varphi_{\max}}{360 v_c \pi}}.$$

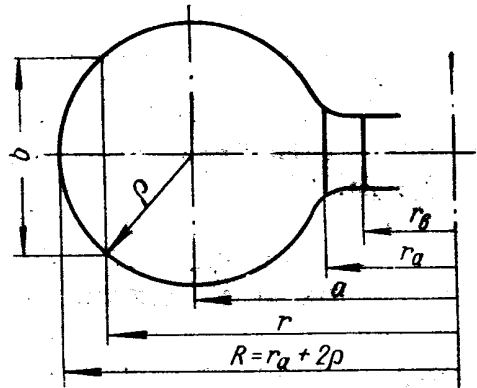


Рис. IV.13. К аналитическому расчету спиральной камеры круглого сечения

Подставляя значения угла охвата и радиус входного сечения ρ_{\max} в уравнение (IV.6), можно вычислить постоянную C . Из равенства (см. рис. IV.6) можно получить ρ для любого сечения определяемого угла φ

$$\rho = \frac{\varphi}{C} + \sqrt{2r_a \frac{\varphi}{C}} \quad (\text{IV.7})$$

Уравнение (IV.7) позволяет вычислить радиус круглого сечения спирали для углов φ и определить

$$R = 2\rho + r_a.$$

Обычно расчет ведется в табличной форме:

φ	$\frac{\varphi}{C}$	$2r_a \frac{\varphi}{C}$	$\sqrt{2r_a \frac{\varphi}{C}}$	ρ	2ρ	$R = 2\rho + r_a$
-----------	---------------------	--------------------------	---------------------------------	--------	---------	-------------------

По данным этой таблицы можно построить в плане очертание спирали и определить размеры ее поперечного сечения.

М. М. Орахелашвили справедливо рекомендует при расчете спиральной камеры учитывать площадь активного сечения от r_a до r_e (рис. IV.13). Учет этой площади приводит к большему соответствию подвода закону $v_u r = \text{const}$ и к некоторому уменьшению габаритных размеров спирали.

Спиральная камера оказывает заметное влияние на потери в направляющем аппарате и рабочем колесе. Анализ экспериментальных данных, полученных в лаборатории, указывает, что спиральные камеры разной формы с разным углом охвата подводят к лопаткам направляющего аппарата поток с различными углами атаки, которым соответствуют различные потери в направляющем аппарате.

Поскольку с изменением открытия направляющего аппарата меняется и угол атаки, то каждой спиральной камере соответствует одно оптимальное открытие направляющего аппарата с лопатками данной формы.

Каждой форме спиральной камеры отвечает своя оптимальная зона расходов, где с данной спиралью к. п. д. турбины получается выше, чем со спиральной камерой другой формы и размеров. Поэтому можно в известных пределах изменить зону оптимальных к. п. д. на разные расходы турбин выбором соответствующей спиральной камеры.

Опытами также установлено, что пропускная способность турбины практически не зависит от формы спиральной камеры, так как расход через колесо определяется только направлением потока перед ним, которое зависит от направляющего аппарата, представляющего собой сравнительно густую радиальную решетку.

В лаборатории ЛМЗ также исследовалось влияние угла охвата спирали на неравномерность скорости в ней.

Установлено, что в спиральной части камеры окружные и радиальные составляющие скорости v_u и v_r распределяются практически равномерно по окружности направляющего аппарата и совпадают с расчетными величинами.

В части периметра направляющего аппарата, не охваченного спиральной частью камеры, распределение скоростей неравномерно. Окружные скорости v_u на оси камеры близки к нулю, они возрастают по направлению к входному сечению спиральной части камеры и становятся даже отрицательными у зуба спиральной камеры. Радиальные скорости v_r имеют максимальные значения по оси камеры и убывают по направлению к входному сечению спиральной части камеры и к зубу спирали.

Чем меньше угол охвата φ , тем неравномерность скоростей больше. Это показано на рис. IV.14, где приведены значения скоростей v_u и v_r в спиральной камере с неполным углом охвата.

Исследованием также установлено, что указанная неравномерность потока в спирали перед направляющим аппаратом остается в значительной степени и за ним, создавая неравномерность в потоке, обтекающем лопасти рабочего колеса. Вследствие этого увеличиваются потери на рабочем колесе и на более ранней стадии имеют место кавитационные явления на лопастях рабочего колеса, находящихся в данный момент против оси камеры.

На лопастях, находящихся против спиральной части камеры, кавитационные явления возникают позже.

Следовательно, увеличение угла охвата спиральной камеры улучшает условия подвода воды к направляющему аппарату, обеспечивая более равномерно распределение скоростей.

Однако увеличение угла при сохранении той же ширины камеры и, следовательно, ширины блока гидроагрегата приводит к возрастанию средних скоростей в спирали и увеличению потерь.

Оптимальные значения угла охвата φ спиральных камер для разных значений напоров следующие:

До 30 м	$\varphi = 180 \div 200^\circ$
30—50 м	$\varphi = 200 \div 225^\circ$
50—80 м	$\varphi = 225 \div 270^\circ$ (бетон)
	$\varphi = 345^\circ$ (металл)
Свыше 80 м	$\varphi = 345 \div 350^\circ$

Участок спиральной камеры в пределах от зуба до угла $\varphi = 170 \div 180^\circ$ выполняется с овальными сечениями.

Значения целесообразных средних скоростей во входном сечении спиральной камеры приведены в табл. IV.1.

3. СТАТОР ТУРБИНЫ

Статор турбины является важнейшей фундаментной частью турбины и предназначается для передачи нагрузки от бетонной шахты турбины, веса деталей гидроагрегата и осевого давления воды к фундаменту установки. На нем монтируется спиральная камера и кольца направляющего аппарата.

Для бетонных спиралей статор турбины выполняется в виде отдельных опорных колонн или в виде кольцевой детали, в которой колонны объединяются верхним и нижним ободьями в единую конструкцию. Статор устанавливается внутри спирали в верхнем и нижнем ее конусе. Опорные колонны, или ребра, имеют обтекаемый профиль в соответствии с линиями тока спирали. Колонны внизу и вверху имеют фланцы, с помощью которых они бетонируются. Размеры фланцев выбираются с учетом допускаемого давления на бетон. Одна из колонн является зубом спирали. Обычно в спиральной части камеры профили колонн одинаковы. В открытой части камеры колонны имеют разные профили в соответствии с течением жидкости в камере. На рис. IV.15 показана установка колонн в спирали с неполным углом охвата. На рис. IV.16 показаны схемы конструкций статора с отдельными колоннами, со статорным кольцом, с верхним статорным кольцом и отъемными колоннами. В последнем варианте

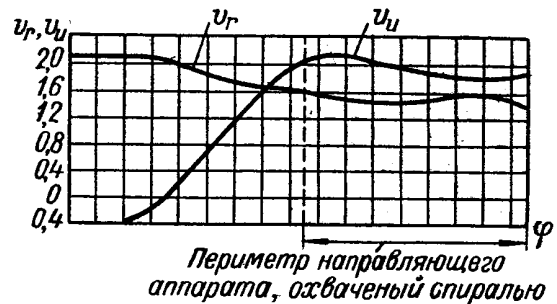


Рис. IV.14. Распределение скоростей в спиральной камере с неполным углом охвата

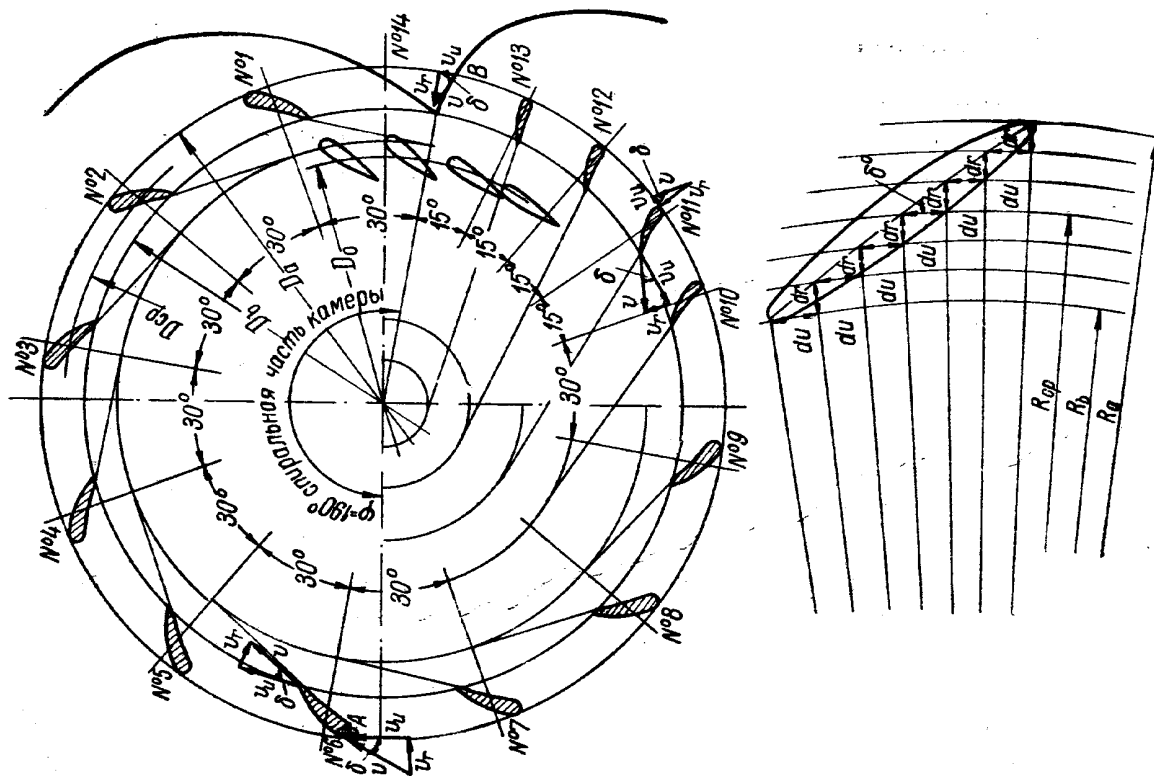


Рис. IV.15. Установка колонн или ребер статора в спирали

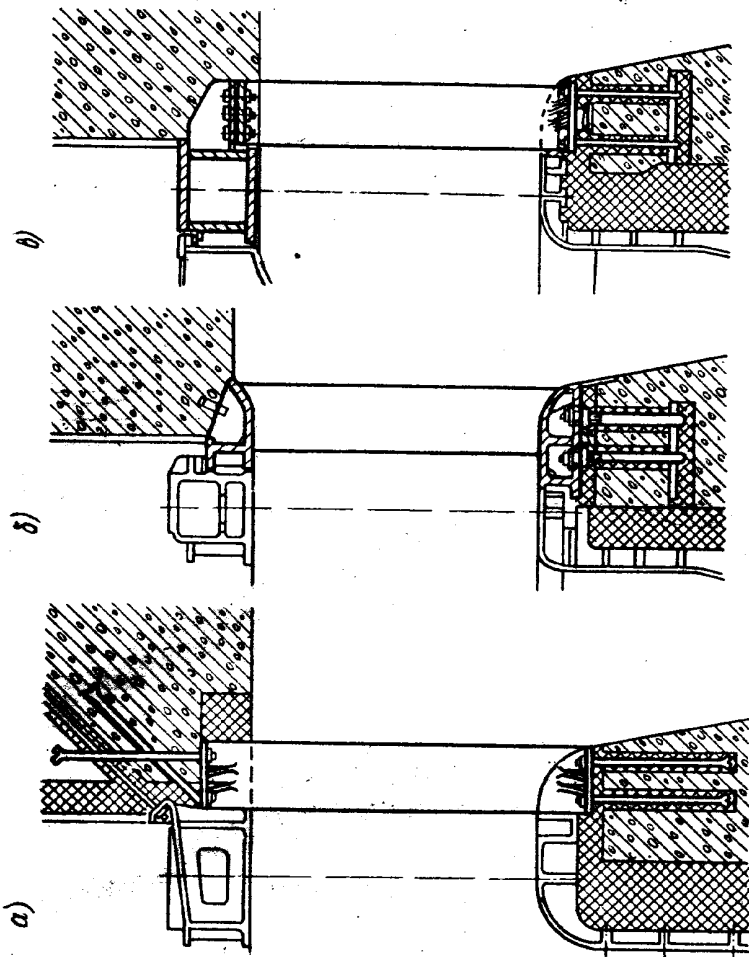
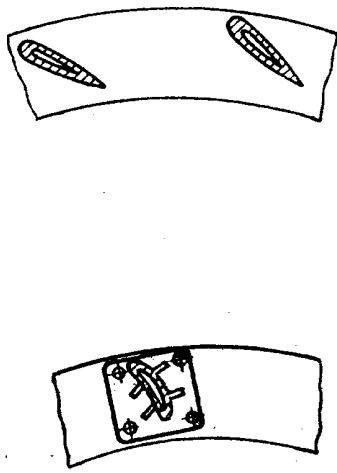


Рис. IV.16. Схемы конструкций статора: а — с отдельными колоннами; б — со статорным кольцом; в — со статорными кольцами



верхнее статорное кольцо объединяется с верхним кольцом направляющего аппарата. В случае применения конструкции с расположением подпятника на крышке турбины передачу нагрузки фундаменту гидроустановки более удобно и надежно можно осуществить с помощью кольцевого статора, чем в случае применения отдельных колонн. При проектировании надо учитывать, что в случае кольцевого статора он будет являться наибольшей деталью турбины, определяющей ее габариты и потребное станочное оборудование.

Статор с отъемными колоннами без нижнего обода имеет более простую для изготовления конструкцию. Но вследствие отсутствия нижнего обода и связи с нижним кольцом направляющего аппарата у турбины отсутствует единый корпус машины. Кольца направляющего аппарата связываются в единую конструкцию с помощью бетона, поэтому возможен перекос направляющего аппарата из-за усадки бетона. Материал для статора выбирается в соответствии с действующей на него нагрузкой. Если нагрузка на статор только сжимающая и он не работает на растяжение, статор можно изготавливать из чугуна. Если на статор действуют сжимающие и растягивающие силы, что обычно бывает при средних и повышенных напорах, то статор изготавливают из стали. При сварно-литой конструкции верхний и нижний ободья сегментов и ребра отливаются из стали и затем свариваются в единую конструкцию. На рис. IV.17 показан статор сварно-литой конструкции.

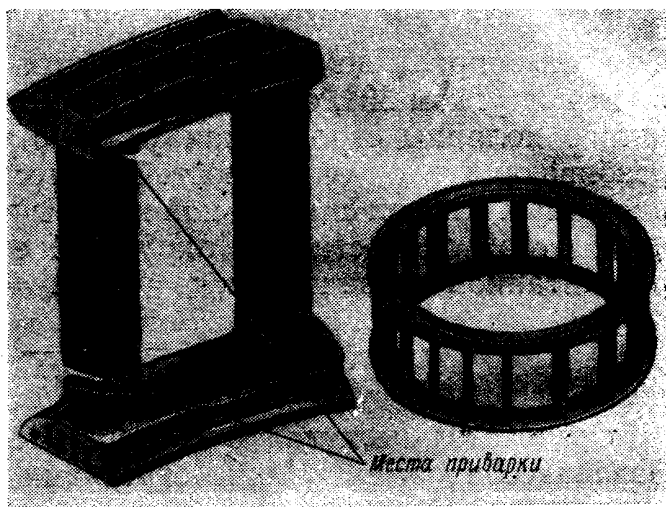


Рис. IV.17. Статор сварной конструкции

Ранее применялись конструкции цельнолитых сегментов статора. Расчленение отливки на более простые и мелкие части упростило их производство. При сварной конструкции нижние и верхние ободья и ребра изготавливаются с помощью сварки из стального проката и вальцованных или штампованных листов. Выбор той или иной конструкции статора зависит от параметров турбины, габаритов и технологических возможностей производства. При этом производится технико-экономический анализ конструкции и их сопоставление.

При конструировании статора нужно обращать внимание на выбор целесообразной конфигурации наружной кромки верхнего и нижнего ободьев, чтобы переход к звену спирали осуществлялся по сферической поверхности. Применявшиеся в некоторых конструкциях конические прямолинейные переходы от статора к звеньям спирали нецелесообразны, так как в этом случае возникают повышенные напряжения в месте заделки звена спирали у статора. Число опорных колонн и ребер статора обычно выбирают равным половине числа направляющих лопаток. Колонны располагают так, чтобы между выходной кромкой колонны и направляющей лопаткой оставался зазор и чтобы в то же время они как бы являлись продолжением одна другой.

Для спиральных камер с неполным углом охвата в открытой части спирали вблизи зуба обычно устанавливают добавочные колонны или ребра для лучшего формирования и направления потока воды к направляющему аппарату.

Правильной установкой колонн статора у зуба в открытой части спирали можно улучшить энергетические качества турбин, имеющих спирали с неполным углом охвата.

Выбор размеров колонн в плане, их конфигурация и расположение определяются геометрическими данными спиральной камеры, условиями обтекания и условиями прочности. Средняя линия каждой колонны строится по линиям тока, а профили колонн подбираются из существующих испытанных в лаборатории профилей и проверяются на прочность.

На рис. IV.15 показано расположение колонн статора турбины с неполным углом охвата спиральной камеры. Обычно установку колонн производят в следующем порядке.

Начиная от зуба спирали, производят разбивку колонн по делительной окружности

$$D_{cp} = \frac{D_a + D_b}{2}.$$

От зуба спирали до колонны № 10 их устанавливают на равных расстояниях под углом 30° , от колонны № 10 до № 14 — под углом 15° . Среднюю линию колонны строят, как указано на рисунке, т. е. участок $R_a - R_b$ разбивают дугами окружностей на несколько частей. Затем на основании расчетных данных спиральной камеры находят угол δ между направлением абсолютной скорости v и окружной ее составляющей v_u . Для спирали, рассчитанной по закону $v_u r = \text{const} = k$, будем иметь

$$\text{tg } \delta = \frac{v_r}{v_u} = \frac{Q r_i}{2\pi b_0 r k} = \text{const} = \frac{dr}{du}.$$

Следовательно, угол δ остается неизменным вдоль всей линии тока. Задаваясь последовательно отрезками dr , находят пропорциональные им отрезки du

$$du = dr \frac{v_u 2\pi b_0 r}{Q} = k_1 dr.$$

Затем наносят средние линии статора, оформляя которые обтекаемым профилем, получают геометрическую форму колонн.

В открытой части спирали для колонн № 7—13 угол δ на выходе принимается для всех колонн таким же, как и для колонн в спиральном участке камеры, а входной угол для каждой колонны определяется расчетом из условия, что окружная составляющая v_u при переходе от точки A (колонна № 6) до точки B (зуб спирали) изменяется по линейному закону, т. е.

$$v_u = v_{uB} + \frac{v_{uA} - v_{uB}}{\varphi_1} \varphi = n + m\varphi, \quad (\text{IV.8})$$

где v_u — окружная составляющая скорости v на диаметре D_a для рассматриваемой колонны;

v_{uB} — окружная составляющая скорости v на диаметре D_a в точке B ;

v_{uA} — то же в точке A ;

φ — угол расположения рассматриваемой колонны статора, считая от зуба спирали, в град;

φ_1 — полный угол неспиральной части камеры в град.

Величина скорости v_{uB} зависит от формы зуба и определяется из уравнения

$$v_{uB} = v_{rB} \text{ctg } \delta = \frac{Q}{2\pi b_0 R} \text{ctg } \delta. \quad (\text{IV.9})$$

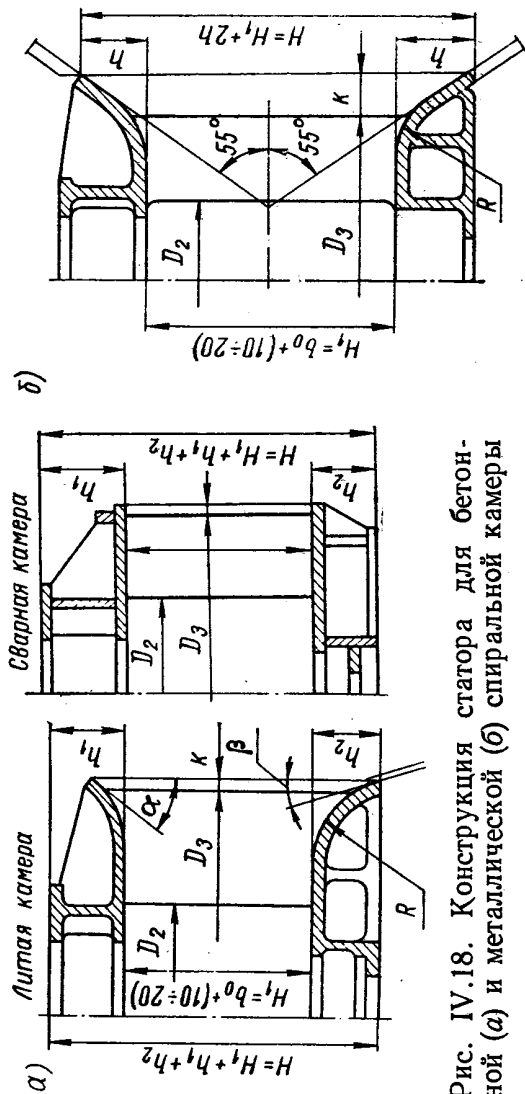


Рис. IV.18. Конструкция статора для бетонной (а) и металлической (б) спиральной камеры

D ₁	D ₂	D ₃ при H в м		~ R	h ₁	h ₂	κ
		до 40	40—80				
2 500	3 400	—	4 000	300	350	250	50
2 800	3 850	4 450	4 500				
3 200	4 350	5 000	5 050	350	400	300	50
3 600	4 850	5 600	5 650		450	350	
4 000	5 400	6 200	6 250	400	500	400	50
4 500	6 000	6 900	6 950		450	350	
5 000	6 600	7 550	7 600	500	500	400	50
5 500	7 300	8 350	8 400		450	350	
6 000	8 000	9 150	9 200	600	550	500	75
6 500	8 550	9 800	9 850		450	450	
7 000	9 250	10 550	10 650	600	550	500	75
7 500	10 000	11 400	11 500		450	450	
8 000	10 400	11 900	12 000	600	550	500	75
8 500	11 050	12 600	12 700		450	450	
9 000	11 800	13 500	13 600	700	550	500	75
9 500	12 350	14 100	—		450	450	
10 000	12 900	14 700	—	700	550	500	75
10 500	13 450	15 400	—		450	450	

D ₁	D ₂ при H в м		D ₃ при H в м		κ	~ R
	до 170	> 170	≤ 75	75—115 115—170 170—230		
1800	—	2600	—	3 200	100	200
2000	2 850	2850	3 400	3 450		
2250	3 250	3250	3 850	3 950		
2500	3 400	3550	4 050	4 100	125	250
2800	3 850	3950	4 600	4 650		
3200	4 350	4450	5 150	5 200	150	300
3600	4 850	5000	5 750	5 850		
4000	5 300	5500	6 250	6 350	150	350
4500	6 000	6150	7 100	7 200		
5000	6 600	6850	7 750	7 850	175	400
5500	7 300	7550	8 550	8 700		
6000	8 000	8200	9 350	9 550	175	500
6500	8 650	8900	10 000	10 200		
7000	9 250	—	10 800	10 900	175	600
7500	10 000	—	11 700	11 800		

Угол δ определяется практически построением треугольника скоростей на линии зуба.

Окружная составляющая абсолютной скорости v в точке A

$$v_{uA} = \frac{k}{R_a}, \quad (\text{IV.10})$$

где k — постоянная спирали.

Уравнения (IV.9) и (IV.10) позволяют определять коэффициенты n и m в формуле (IV.8) и для каждой колонны, координируемой углом φ , значения v_u .

Построение средней линии каждого ребра на неспиральном участке камеры производится графически. На рис. IV.18 показана нормализованная ЛМЗ конструкция статора для бетонной и металлической спиральной камер. При угле охвата спирали $\varphi \geq 180^\circ$ число колонн статора равно $z = \frac{z_0}{2}$, где z_0 — число направляющих лопаток; при угле охвата $\varphi < 180^\circ$ $z = \frac{z_0}{2} + 1$. Углы α и β устанавливаются в соответствии с углами спиральной камеры.

Исследования И. Е. Михайлова в лаборатории МИСИ показали, что на участке ребер статора поток изменяет свое направление в сторону увеличения угла β . Происходит это вследствие стеснения потока ребрами статора и некоторого несоответствия распределения окружной составляющей скорости v_u закону площадей. Недоучет этого обстоятельства приводит к занижению расчетного значения угла β .

4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СТАТОРА ПРИ БЕТОННОЙ СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЕ

Расчет на прочность статора при бетонной спиральной камере сводится к определению напряжений в его колоннах. Напряжения появляются в результате нагрузок от веса бетона, веса частей агрегата и давления воды. При расчете определяется нагрузка на колонны при остановленной турбине, когда в спирали нет воды, при нормальной работе турбины и в случае сброса нагрузки, когда возможно повышение давления в спирали в результате быстрого закрытия направляющего аппарата.

Определение усилия, действующего на каждую колонну статорного кольца, представляет статически неопределенную задачу. Для упрощения ее делают следующее допущение: в связи с малой жесткостью верхнего и нижнего колец (ободьев) каждую колонну статора можно рассматривать несвязанной с остальными.

Считают, что нагрузка на колонны будет пропорциональна центральному углу φ , приходящемуся на каждую колонну. На них действуют только вертикальные нагрузки — постоянные от веса и переменные от давления воды. Поперечная сила от потока воды вследствие ее небольшой величины и хорошей обтекаемости колонн обычно не учитывается.

На рис. IV.19 показана схема нагрузки на колонны. В плане показана зависимость нагрузки от места расположения колонны в спирали. На рисунке имеются следующие обозначения: Q — весовая нагрузка от бетона, деталей турбины и генератора; p — давление воды в спирали, которое будет восприниматься стенкой спирали и колоннами.

Определение нагрузок производится для трех случаев:

I. Турбина не работает, в спирали нет воды ($p = 0$). В этом случае на колонны действуют только весовые нагрузки, сжимающие их,

$$Q_I = Q_1 + Q_2,$$

где Q_1 — вес бетона, приходящийся на одну колонну;

Q_2 — вес частей турбины и генератора, приходящийся на одну колонну.

Вес бетона Q_1 , приходящийся на одну колонну, обычно определяется и задается проектировщиками гидростанции в соответствии с расположением колонн.

Вес частей турбины и генератора, приходящийся на одну колонну, определяется по формуле

$$Q_2 = \frac{\sum G \varphi}{360},$$

где $\sum G$ — суммарный вес частей турбины и генератора, передающийся на колонны (статор и ротор генератора, крышка турбины, регулирующее кольцо, опора пяты, вал турбины, рабочее колесо, направляющий подшипник и т. д.);

φ — центральный угол, соответствующий данной колонне.

II. Турбина работает нормально ($p \neq 0$). На колонны в этом случае кроме осевой нагрузки от бетона и веса агрегата действуют нагрузки от давления воды

$$Q_{II} = Q_1 + Q_2 - P_1 - P_2 + P_3, \quad (IV.11)$$

где P_1 — усилие от давления воды на потолок спиральной камеры;

P_2 — усилие от давления воды на статор и верхние детали проточного тракта турбины;

P_3 — осевое усилие, действующее на рабочее колесо.

При определении усилия P_1 считают, что давление воды на потолок спиральной камеры передается пропорционально центральному углу φ на стену спиральной камеры и колонну.

Между колоннами и наружным контуром спирали строят трапеции, определяют их центр тяжести (рис. IV.19) и подсчитывают величину усилий P_1 по формуле

$$P_1 = \frac{b}{h} p_1 f,$$

где

$$b = \frac{1}{3} h \frac{2a + C}{a + C}; \quad f = \frac{(a + C) h}{2}.$$

После подстановки получим

$$P_1 = \frac{1}{3} h \frac{(2a + C)}{(a + C)} \cdot \frac{1}{h} \cdot \frac{(a + C) h}{2} p_1,$$

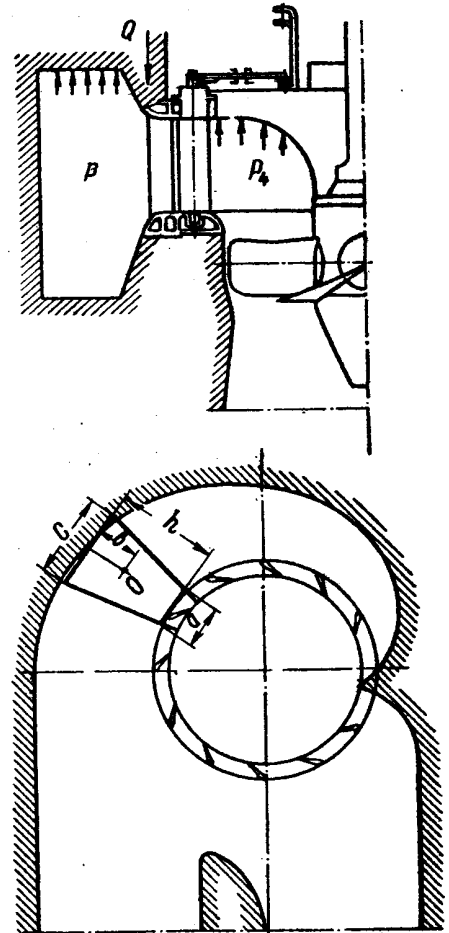


Рис. IV.19. Схемы нагрузок на колонны статора

или

$$P_1 = \frac{1}{6} (2a + C) h p_1, \quad (IV.12)$$

где a , C и h — размеры трапеций (рис. IV.19);

p_1 — давление на потолок спиральной камеры, определяемое по формуле

$$p_1 = \gamma \left(H - \frac{v_{cn}^2}{2g} \right).$$

Здесь H — разность отметок верхнего бьефа и потолка спиральной камеры.

Окончательно получим

$$P_1 = \frac{\gamma}{G} h (2a + C) \left(H - \frac{v_{cn}^2}{2g} \right). \quad (IV.13)$$

Усилия от давления воды на статор и верхние детали проточного тракта турбины, приходящиеся на одну колонну, определяются по формуле

$$P_2 = p_2 \frac{\pi}{4} (D_a^2 - d_s^2) \frac{\varphi}{360}, \quad (IV.14)$$

где D_a — диаметр расположения входных кромок колонны;

d_s — диаметр вала турбины.

Давление в проточной части равно

$$p_2 = \gamma \left(H_1 - \frac{v_2^2}{2g} \right),$$

где H_1 — разность отметок верхнего бьефа и средней линии направляющего аппарата;

$$v_2 = \alpha \frac{Q}{F} = \alpha \frac{Q}{\pi D_0 b_0}.$$

Здесь $\alpha \approx 1,5$ коэффициент неравномерностей скоростей.

Окончательно P_2 будет равно

$$P_2 = \frac{\pi \gamma}{4} \left(H - \alpha^2 \frac{Q^2}{\pi^2 D_0^2 b_0^2 2g} \right) (D_a^2 - D_s^2) \frac{\varphi}{360}. \quad (IV.15)$$

Осевое усилие от воды, действующее на рабочее колесо и передаваемое на колонну, равно

$$P_3 = \frac{P_2 \varphi}{360}, \quad [(IV.16)$$

где P_2 — осевое давление воды на рабочее колесо.

III. Сброс нагрузки, быстрое закрытие направляющего аппарата. В этом случае на колонну действуют весовые нагрузки от бетона и частей агрегата и повышенное против статического давление воды

$$Q_{III} = Q_1 + Q_2 - P_4 - P_5 + P_6, \quad (IV.17)$$

где P_4 — усилие от давления воды на потолок спиральной камеры;

P_5 — усилие от давления воды на кольцевую поверхность, расположенную между входной кромкой колонны (D_a) и окружностью расположения лопаток направляющего аппарата (D_s);

P_6 — усилие от давления воды, действующего внутри направляющего аппарата (это усилие берется знаком $+$, так как внутри направляющего аппарата после быстрого закрытия его будет разрежение и усилие будет направлено вниз).

Усилие P_4 от давления воды на потолок спиральной камеры при сбросе нагрузки, передаваемое колонне статора, подсчитывается аналогично случаю нормальной работы [по формуле (IV.12)]

$$P_4 = \frac{1}{6} (2a + C) h p_3, \quad (IV.18)$$

где p_3 — давление на потолок спиральной камеры,

$$p_3 = \gamma H \left(1 + \frac{\Delta H}{H} \right).$$

Здесь ΔH — повышение напора в спиральной камере за счет гидравлического удара при быстром закрытии направляющего аппарата. Следовательно,

$$P_4 = \frac{\gamma}{6} (2a + C) \left(1 + \frac{\Delta H}{H} \right) h H. \quad (IV.19)$$

Усилие P_5 на кольцевую поверхность между статором и направляющим аппаратом, передаваемое колонне статора, подсчитывается по формуле

$$P_5 = p_3 \frac{\pi}{4} (D_a^2 - D_0^2) \frac{\Phi}{360} \quad \text{или} \quad P_5 = \frac{\pi \gamma \Phi}{4 \cdot 360} (D_a^2 - D_0^2) \left(1 - \frac{\Delta H}{H} \right) H. \quad (IV.20)$$

Усилие P_6 от давления (разрежения) воды внутри направляющего аппарата, передаваемое на колонну статора, равно

$$P_6 = p_4 \frac{\pi}{4} D_0^2 \frac{\Phi}{360}, \quad (IV.21)$$

где p_4 — разрежение за направляющим аппаратом при сбросе нагрузки, обычно принимают $p = 1 \text{ кг/см}^2$.

Подсчитав нагрузку на колонны Q_I , Q_{II} и Q_{III} для трех случаев работы, можно выбрать материал и необходимую площадь сечения колонн или для принятых площадей колонн определить напряжение сжатия или растяжения.

Колонны статора, находящиеся под действием сжимающих нагрузок, следует проверять на устойчивость при продольном изгибе.

Проверку на устойчивость производят не для всех колонн, а только для колонн с наибольшим напряжением сжатия и с наименьшим поперечным сечением.

Для расчета на устойчивость определяют напряжение с учетом продольного изгиба

$$\sigma = \frac{Q}{\Phi F}, \quad (IV.22)$$

где Q — нагрузка на колонну;

F — площадь поперечного сечения колонны;

Φ — коэффициент уменьшения допускаемого напряжения.

Коэффициент Φ зависит от материала и гибкости λ

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}, \quad (IV.23)$$

где μ — коэффициент длины;

l — длина колонны;

i — минимальный радиус инерции колонны

$$i = \sqrt{\frac{J}{F}}, \quad (IV.23)$$

где J — минимальный момент инерции сечения.

Значение коэффициента φ в зависимости от гибкости

λ	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	
φ для стали (Ст.5; 30Л)	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,76	0,70	0,62	
λ	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
φ для стали (Ст.5; 30Л)	0,51	0,43	0,37	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,16

В табл. IV.2 приведены значения коэффициента φ для стали в зависимости от гибкости λ . Эта таблица заимствована из книги [4].

В случае применения статора в виде отдельных колонн необходимо площадь нижнего и верхнего фланцев колонн выбирать с учетом допустимого давления между ними и бетоном, а также произвести расчет фундаментных болтов.

5. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ И СТАТОРА

Расчет на прочность спиральной камеры ранее в основном проводился по методике, предложенной А. Е. Жмудем [23]. Металлическая спиральная камера рассчитывалась на внутреннее давление воды. Определялись напряжения от давления в оболочке (мембранные напряжения растяжения), напряжения в местах сопряжения листа со статором и в местах стыка в меридиональном сечении листов различной толщины. Кроме того, кольца статора, к которому прикреплялась спираль, считали абсолютно жесткими, что не соответствует действительным условиям, так как упругие перемещения верхнего кольца статора в некоторых случаях могут быть настолько существенными, что они вызовут дополнительные напряжения в спиральной камере.

В связи с этим В. С. Постоев и В. И. Михеев [75] предложили уточненный метод расчета спиральной камеры, учитывающий влияние деформации кольца статора на напряженное состояние в заделке спирали.

Указанные методы расчета подробно изложены в первом издании монографии «Гидротурбины».

Ниже излагается современный метод расчета элементов статора и спиральных камер, созданный под руководством В. С. Постоева, на основе комплексных теоретических и экспериментальных исследований, проводившихся в последние годы в ЦКТИ в связи с созданием мощных гидротурбин (Красноярской, Нурекской и др.). Эти исследования показали, что при повышении напора и мощности металлические спиральные камеры в обычном исполнении не могут удовлетворять условиям прочности и надежности создаваемых турбин.

Статор и спиральная камера представляют собой конструкцию, состоящую из трех сопряженных элементов — колонны, кольца и оболочки, находящихся под воздействием весовых и гидростатических нагрузок.

Характер напряженного состояния в такой статически неопределимой конструкции зависит от соотношения жесткостей ее элементов и параметров сопряжения.

В существующих конструкциях колонна статора испытывает осевое растяжение и изгиб с концентрацией напряжений в зоне сопряжения с кольцом статора. В кольце статора помимо основных растягивающих напряжений и изгибных от скручивания кольца могут возникнуть местные напряжения изгиба в зоне сопряжения козырька статора с оболочкой. В оболочке спиральной камеры возникают безмоментные напряжения, напряжения краевого эффекта в зоне сопряжения с кольцом статора, напряжения концентрации в области колонн статора и случайные напряжения вследствие технологических отклонений от заданного очертания сечения оболочки.

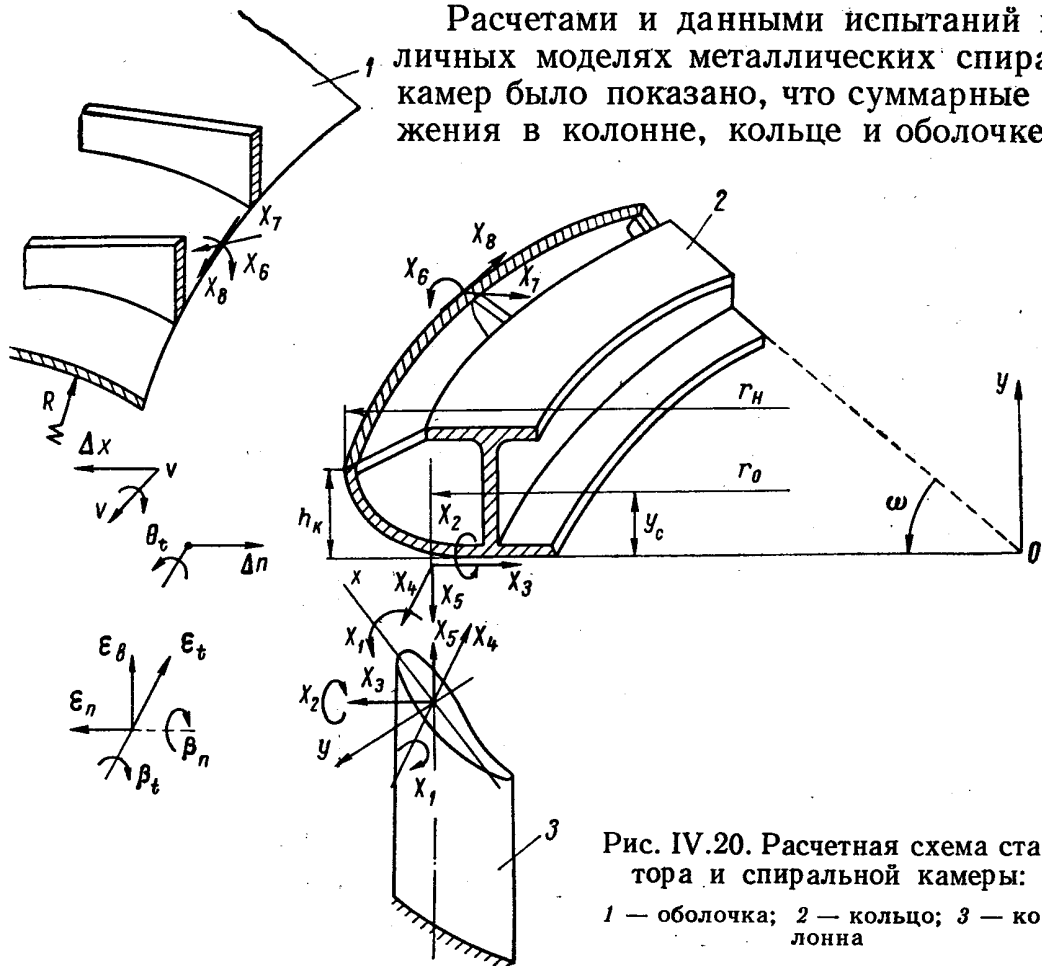


Рис. IV.20. Расчетная схема статора и спиральной камеры:
1 — оболочка; 2 — кольцо; 3 — колонна

достигать таких величин, при которых обеспечение условия прочности статора и спиральной камеры возможно только при дополнительном ужесточении ее элементов (оробрение, бандажирование оболочки) или при использовании высокопрочных сталей, а также при передаче части нагрузки на блок агрегата.

Расчетная схема статора и спиральной камеры гидротурбины. При исследовании напряженного состояния спиральной камеры гидротурбины целесообразно применение численного метода расчета с реализацией разработанного алгоритма решения на ЭЦВМ «Урал-2».

Возможность применения ЭЦВМ позволила в отличие от существующих аналитических решений [76, 80, 81] усовершенствовать как расчетную схему конструкции, так и сам метод расчета, в котором рассматривается более общий случай напряженного состояния с учетом всех существующих связей между элементами статорного узла. Оказалось возможным более строго поставить и решить задачу симметричной деформации частично оробренной торообразной оболочки, причем за исходные разрешающие уравнения были приняты общие уравнения теории оробренных оболочек.

Расчетная схема статора и спиральной камеры показана на рис. IV.20.

Как и в существующих схемах расчета, рассматривается осесимметричная задача для торообразной оболочки, подкрепленной околосторными ребрами и сопрягаемой с кольцом статора при воздействии внутреннего гидростатического давления.

Расчетная схема конструкции спирали со статором представляет собой статически неопределимую систему, состоящую из трех взаимно связанных элементов — оболочки спирали в виде тора, кольца и колонны. Степень статической неопределимости будет определяться четырьмя неизвестными усилиями X_1, X_2, X_3, X_4 между колонной и кольцом и двумя усилиями X_6, X_7 между кольцом и оболочкой.

Сдвигающее усилие X_8 в оболочке по линии сопряжения с кольцом связано с усилием X_4 уравнением статики равновесия кольца. Растягивающее колонну усилие X_5 непосредственно определяется из уравнения статики кольца. Таким образом, рассматриваемая система является 6 раз статически неопределимой при наличии решений для кольца, колонны и оболочки, подкрепленной ребрами.

По обтекаемой поверхности кольца статора действует гидростатическое давление p , равнодействующие которого P_v и P_n определяются по формулам, которые будут приведены ниже.

Положительное направление усилий и перемещений элементов статорного узла принимается таким, как показано на рис. IV.20. Необходимые уравнения для определения неизвестных усилий, действующих в статорном узле, могут быть получены из следующих условий совместности перемещений.

I. Кольцо—колонна

$$\left. \begin{aligned} \beta_t + \theta_t &= 0; & (1) \\ \beta_n &= 0; & (2) \\ \xi_n + \Delta_n + \theta_t y_c &= 0; & (3) \\ \xi_t + v &= 0. & (4) \end{aligned} \right\} \quad (IV.24)$$

II. Кольцо—оболочка

$$\left. \begin{aligned} \theta_t + v &= 0; & (5) \\ \Delta_n - \theta_t (h_k - y_c) + \Delta_x &= 0. & (6) \end{aligned} \right\} \quad (IV.25)$$

III. Уравнение статики кольца

$$\left. \begin{aligned} \sum M_0 &= 0; \quad -r_0^2 x_4 + r_H^2 x_8 = 0; & (7) \\ \sum y &= 0; \quad -r_0 x_5 + T_1^0 r_H \sin \theta_c + P_v r_v = 0. & (8) \end{aligned} \right\} \quad (IV.26)$$

В уравнениях (IV.26) x_4 и x_5 — распределенные усилия по дуге кольца статора, которые статически эквивалентны сосредоточенным усилиям X_4 и X_5 . В последующем вместо сосредоточенного усилия X_i во всех уравнениях будет введено распределенное усилие x_i .

Для отыскания неизвестных усилий X_i уравнения (IV.24) должны быть расписаны в усилиях с введением коэффициентов податливости кольца, колонны и оболочки. Так как спиральные камеры гидротурбин могут иметь различные условия связи с бетонным блоком агрегата, рекомендуется в каждом конкретном случае принимать следующие расчетные схемы.

1. Нижнее кольцо статора жестко заделано в фундамент блока, верхнее кольцо упруго связано с верхней частью железобетонного блока, а оболочка отделена от блока.

При таких условиях проектируются спиральные камеры для мощных гидротурбин. В этом случае нижнее сечение колонны считается заделанным, верхнее кольцо упруго связано с колоннами и оболочкой. В настоя-

щее время не существует методики расчета, учитывающей влияние железобетона на скручивание и радиальное смещение верхнего кольца, поэтому оно не учитывается, что идет в запас прочности конструкции.

Однако считается, что железобетон препятствует тангенциальному смещению кольца вокруг оси агрегата. Значит в уравнениях (IV.24) следует положить $v = 0$.

2. Нижнее кольцо статора жестко заделано в бетон, а верхнее кольцо и оболочка спирали до горизонтального диаметра не имеет связи с бетоном (полуоткрытая спиральная камера). Этим условиям полностью отвечают уравнения (IV.24).

3. Статор и спиральная камера не имеют связи с железобетоном. Таким условиям отвечают испытания натуральных спиралей либо лабораторные испытания моделей металлических спиральных камер. В этом случае, полагая, что верхнее и нижнее сечения колонны находятся в одинаковых условиях (симметричное напряженное состояние), получим

$$X_3 = X_4 = x_3 = 0.$$

Тогда из системы (IV.24) выпадут уравнения (3) и (4). Расчетная схема в этом случае имеет меньшее количество неизвестных усилий.

Уравнения для определения неизвестных усилий в элементах статорного узла. Выразим перемещения, входящие в уравнения (IV.24), через отыскиваемые усилия.

1. Перемещения колонны статора, находящейся в условиях косоугольного изгиба с заделкой по нижнему сечению, что соответствует 1 и 2-й расчетным схемам, будут равны:

$$\left. \begin{aligned} \beta_t &= \frac{2\pi r_0}{n_k} (k_{11}x_1 + k_{12}x_2 + k_{13}x_3 + k_{14}x_4); \\ \beta_n &= \frac{2\pi r_0}{n_k} (k_{21}x_1 + k_{22}x_2 + k_{23}x_3 + k_{24}x_4); \\ \xi_n &= \frac{2\pi r_0}{n_k} (k_{31}x_1 + k_{32}x_2 + k_{33}x_3 + k_{34}x_4); \\ \xi_z &= \frac{2\pi r_0}{n_k} (k_{41}x_1 + k_{42}x_2 + k_{43}x_3 + k_{44}x_4); \\ \xi_\sigma &= \frac{2\pi r_0}{n_k} k_{55}x_5. \end{aligned} \right\} \quad (IV.27)$$

Здесь введено

$$x_i = \frac{n_k X_i}{2\pi r_0}; \quad (IV.28)$$

n_k — число колонн статора;

r_0 — радиус дуги, проходящей через центры тяжести колонн;

k_{ij} — коэффициенты податливости колонны от единичных воздействий, которые определяются по следующим формулам, выведенным из теории косоугольного изгиба [4]:

$$\left. \begin{aligned} k_{11} &= \frac{l}{E} \left(\frac{\cos^2 \varphi}{J_x} - \frac{\sin^2 \varphi}{J_y} \right); & k_{21} &= \frac{l}{2E} \sin 2\varphi \left(\frac{1}{J_x} + \frac{1}{J_y} \right), \\ k_{31} &= -\frac{l^2}{2E} \left(\frac{\sin^2 \varphi}{J_y} + \frac{\cos^2 \varphi}{J_x} \right); & k_{41} &= \frac{l^2}{4E} \sin 2\varphi \left(\frac{1}{J_x} - \frac{1}{J_y} \right); \\ k_{32} &= \frac{l^2}{4E} \sin 2\varphi \left(\frac{1}{J_y} - \frac{1}{J_x} \right); & k_{42} &= \frac{l^2}{2E} \left(\frac{\cos^2 \varphi}{J_y} + \frac{\sin^2 \varphi}{J_x} \right); \\ k_{33} &= \frac{l^3}{3E} \left(\frac{\cos^2 \varphi}{J_x} + \frac{\sin^2 \varphi}{J_y} \right); & k_{43} &= \frac{l^3}{6E} \sin 2\varphi \left(\frac{1}{J_y} - \frac{1}{J_x} \right); \\ k_{44} &= \frac{l^3}{3E} \left(\frac{\sin^2 \varphi}{J_x} + \frac{\cos^2 \varphi}{J_y} \right); & k_{55} &= \frac{l}{EF}; \\ k_{22} &= \frac{l}{E} \left(\frac{\sin^2 \varphi}{J_x} + \frac{\cos^2 \varphi}{J_y} \right). \end{aligned} \right\} \quad (IV.29)$$

В этих формулах

- φ — угол наклона колонны (заданная величина) (рис. IV.21);
- J_x, J_y — моменты инерции сечения колонны относительно осей x, y , которые определяются численно по составленной программе;
- E — модуль упругости материала;
- l — длина колонны.

Согласно теореме взаимностей коэффициентов податливости,

$$k_{23} = k_{32}; \quad k_{24} = k_{42}; \quad k_{12} = k_{21}; \quad k_{34} = k_{43}.$$

Если рассчитывается конструкция, в которой верхнее и нижнее сечения находятся примерно в одинаковых условиях, т. е. когда колонна испытывает только чистый изгиб (3-я расчетная схема), коэффициенты податливости определяются по формулам (IV.29). Только в эти формулы следует вводить вместо l приведенную длину колонны $l_{np} = l/2$.

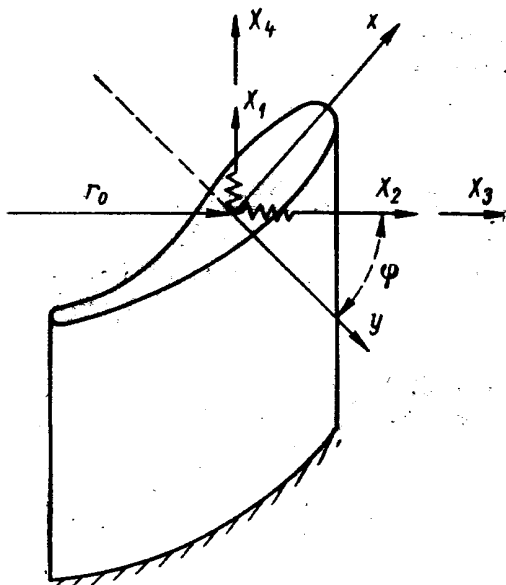
2. Перемещения кольца статора

$$\left. \begin{aligned} \theta_t &= a_{11}x_1 + a_{11}y_1x_3 + a_{11}\rho_Hx_6 - \\ &\quad - a_{11}\rho_H(h_k - y_c)x_7 - a_{11}M_0; \\ \Delta n &= a_{33}x_3 + a_{33}\rho_Hx_7 - a_{33}Q_H, \end{aligned} \right\} \quad (IV.30)$$

где a_{11} и a_{33} — коэффициенты податливости кольца,

$$a_{11} = \frac{r_0^2}{EJ_{xk}}; \quad a_{33} = \frac{r_0^2}{EF_k}, \quad (IV.31)$$

Рис. IV.21. Внутренние усилия в поперечном сечении колонны статора



$\rho_H = \frac{r_H}{r_0}$ — относительный размер;

J_{xk}, F_k — момент инерции и площадь

сечения кольца. Эти величины определяются численно;

M_0 и Q_H — приведенные к кольцу усилия (рис. IV.22):

$$M_0 = \frac{1}{r_0} [V(r'_H - r_0)r'_H + P_V(r_V - r_0)r_V + P_a(r_0 - r_a) - \\ - Hr'_Hh'_H - P_Hh_{гор}r_{гор}]; \quad (IV.32)$$

$$Q_H = \frac{1}{r_0} (Hr'_H - P_Hr_{гор}), \quad (IV.33)$$

где r'_H и $r_{гор}$ — конструктивные размеры оси кольца (рис. IV.22);

P_V и P_H — составляющие равнодействующей полного гидростатического давления на обтекаемой поверхности кольца статора;

V и H — вертикальная и горизонтальная составляющие безмоментного усилия в оболочке у заделки в статор:

$$V = T_1^0 \sin \theta_c; \quad H = T_1^0 \cos \theta_c; \quad (IV.34)$$

$$T_1^0 = \frac{pR}{2} \cdot \frac{2 - \bar{\alpha} \sin \theta_c}{1 - \bar{\alpha} \sin \theta_c}. \quad (IV.35)$$

Здесь θ_c — угол заделки оболочки в статор;

p — заданное гидростатическое давление;

$\bar{\alpha} = \frac{R}{a}$ — эксцентриситет тора;

a — радиус оси тора.

Радиус точки приложения r'_H вертикальной составляющей V и плечо h'_H горизонтальной составляющей H определяются по формулам:

$$r'_H = r_H - \left(z_0 + \frac{\delta}{2}\right) \sin \theta_c;$$

$$h'_H = (h_k - y_c) + \left(z_0 + \frac{\delta}{2}\right) \cos \theta_c,$$

где y_c — ордината нейтральной оси кольца;

z_0 — нулевая линия профиля оребренной оболочки,

$$z_0 = \frac{bh_p h_{np}}{2l_p \left(\frac{bh_p}{l_p} + \frac{\delta}{1-\mu^2}\right)}. \quad (IV.36)$$

Здесь h_p — действительная высота ребра;

$h_{np} = h_p + \delta$ — высота профиля;

l_p — расстояние между ребрами;

μ — коэффициент Пуассона;

b — толщина ребра.

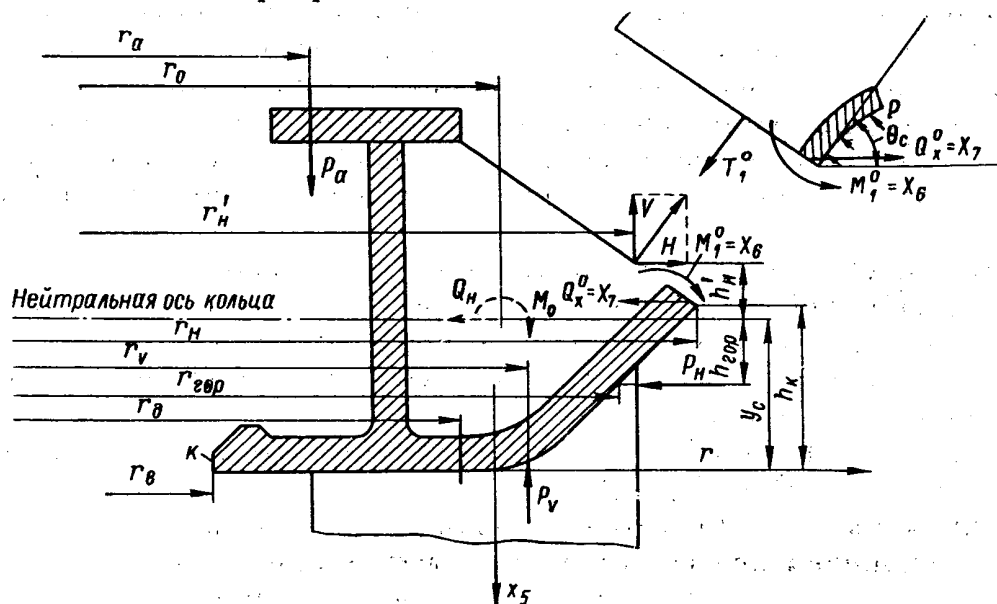


Рис. IV.22. Схема сопряжения статорного кольца с оболочкой

Величины этих усилий и точки их приложения определяются по следующим приближенным формулам:

$$P_V = \frac{p(r_H^2 - r_0^2)}{2r_V};$$

$$r_V = \frac{2(r_H^2 + r_H r_0 + r_0^2)}{3(r_H + r_0)};$$

$$P_H = \frac{p(r_H^2 + r_0^2)}{2r_{200}} \operatorname{tg} \beta;$$

$$r_{200} = \frac{2(r_H^2 - r_H r_0 + r_0^2)}{3(r_H + r_0)},$$

где r_0 ; r_H ; r_0 — конструктивные размеры кольца (рис. IV.22).

Практически эта нагрузка не влияет существенно на величину M_0 ; этим членом в формуле (IV.32) пренебрегаем, что идет в запас прочности.

3. Перемещение оболочки.

Перемещения сопряженного края оболочки могут быть записаны через коэффициенты податливости в той же канонической форме, как это сделано для колонны и кольца:

$$\left. \begin{aligned} \vartheta &= C_{66}x_6 + C_{67}x_7; \\ \Delta_x &= C_{76}x_6 + C_{77}x_7 + \Delta_{xp}; \\ v &= C_{88}\rho_n^2 x_4. \end{aligned} \right\} \quad (IV.37)$$

Здесь C_{ij} — коэффициенты податливости сопряженного края ребристой оболочки;

Δ_{xp} — горизонтальное смещение края оболочки в нагрузочном безмоментном состоянии.

До сих пор наиболее трудоемкой частью расчета являлось аналитическое определение коэффициентов податливости края оболочки. В работе [76] асимптотическими методами была решена задача для осесимметричной деформации оболочки вращения и в замкнутом аналитическом виде были получены формулы для коэффициентов податливости. Полученное решение использовалось для расчета спиральных камер гидротурбин. Однако такой путь решения оказался громоздким, трудоемким, требующим выполнения большого количества вычислений, которые, как правило, сопровождаются случайными ошибками и опечатками. С другой стороны, полученное решение не дает оценки погрешностей решения, которая может оказаться существенной для оболочек, снабженных достаточно жесткими ребрами.

В связи с этим в ЦКТИ параллельно с разработкой аналитического метода разрабатывался [33] численный метод расчета оробренных оболочек вращения, для которых в качестве исходных разрешающих уравнений принимались точные уравнения теории ребристых оболочек по схеме конструктивной анизотропии.

Ниже дается краткое изложение численного метода расчета, который реализуется на ЭЦВМ «Урал-2».

Численный метод определения усилий и перемещений в оробренных оболочках вращения при симметричных деформациях. При использовании данного метода расчета за исходные уравнения принимают следующие.

1. Уравнения статики для симметрично деформируемых оболочек вращения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{R_1} \cdot \frac{dT_1}{d\theta} + \frac{\cos \theta}{A_2} (T_1 - T_2) + \frac{1}{R_1} N &= -q; \\ \frac{1}{R_1} \cdot \frac{dN}{d\theta} + \frac{\cos \theta}{A_2} N - \frac{1}{R_1} T_1 - \frac{1}{R_2} T_2 &= -q_n; \\ \frac{1}{R_1} \cdot \frac{dM_1}{d\theta} + \frac{\cos \theta}{A_2} (M_1 - M_2) - N &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (IV.38)$$

Здесь в качестве главной криволинейной координаты срединной поверхности взят угол θ , образуемый нормалью к срединной поверхности и осью оболочки.

В уравнениях (IV.38) усилия имеют обозначения, аналогичные обозначениям в монографии [67].

2. Уравнение неразрывности деформаций

$$\frac{A_2}{R_1} \cdot \frac{d\varepsilon_2}{d\theta} + (\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \cos \theta + \vartheta \sin \theta = 0, \quad (IV.39)$$

где A_2 — коэффициент Ляме (радиус параллельного круга);
 ε_2 и ε_1 — относительные удлинения.

3. Соотношения упругости. Рассматривается оболочка, подкрепленная только несимметричными (относительно срединной поверхности оболочки) ребрами:

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= B_1 \varepsilon_1 + \mu B \varepsilon_2 + \Phi \kappa_1; \\ T_2 &= B (\varepsilon_2 + \mu \varepsilon_1); \\ G_1 &= D_1 \kappa_1 + \mu D \kappa_2 + \Phi \varepsilon_1; \\ G_2 &= D (\kappa_2 + \mu \kappa_1); \\ S &= B \frac{1-\mu}{2} \omega, \end{aligned} \right\} \quad (IV.40)$$

где

$$B = \frac{E\delta}{1-\mu^2}; \quad D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}; \quad B_1 = B + \frac{EF_p}{l_p}; \\ D_1 = D + \frac{EJ_p}{l_p}; \quad \Phi = \frac{ES_p}{l_p}.$$

Здесь F_p — площадь поперечного сечения ребра;

J_p — момент инерции поперечного сечения ребра относительно оси, проходящей через срединную поверхность обшивки;

S_p — статический момент сечения ребра;

l_p — расстояние между ребрами.

Изгибные деформации κ_1 и κ_2 связаны с углом поворота ϑ соотношениями:

$$\kappa_1 = \frac{d\vartheta}{R d\theta} \quad \text{и} \quad \kappa_2 = \vartheta \frac{\cos \theta}{A_2}. \quad (IV.41)$$

С помощью соотношений (IV.40) и (IV.41) относительные деформации могут быть выражены через усилия T_1 и T_2 и угол поворота сечения оболочки ϑ .

4. Тангенциальное перемещение v в оболочке, находящейся в условиях чистого сдвига, будет определяться по формуле:

$$v = \frac{2(1+\mu)S^0}{E\delta} \frac{1}{\rho\rho_0} \int_{\theta_0}^{\theta} \frac{d\theta}{\rho^3} + \rho\xi_0, \quad (IV.42)$$

где S^0 — безмоментное сдвигающее усилие;

$\bar{\rho} = \frac{\rho}{a}$ — безразмерный параметр (a — характерный размер оболочки; ρ — радиус параллельного круга);

ρ_0 — радиус параллельного круга при $\theta = \theta_0$;

ξ_0 — тангенциальное перемещение оболочки как твердого целого тела.

Для торообразной оболочки при условии абсолютной жесткой заделки нижнего края в забетонированное статорное кольцо перемещение кромки оболочки по линии сопряжения с верхним кольцом статора, согласно (IV.42), будет определяться по формуле

$$v_0 = \frac{2(1+\mu)R}{E\delta} (1 - \bar{\alpha} \sin \theta_c)^3 S_c \int_{-\theta_c}^{\pi+\theta_c} \frac{d\theta}{(1 + \bar{\alpha} \sin \theta)^3},$$

где S_c — сдвигающее усилие в сечении $\theta = -\theta_c$.

5. Радиальное смещение оболочки Δ_x связано с ε_2 соотношением

$$\Delta_x = A_2 \varepsilon_2. \quad (IV.43)$$

Первые два уравнения системы (IV.38) тождественно удовлетворяются, если усилия T_1 , T_2 и N выразить через функции в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} N &= \frac{\sin \theta}{A_2} V; & T_1 &= \frac{\cos \theta}{A_2} V + F_1(\theta); \\ T_2 &= \frac{1}{R_2} \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{A_2}{\cos \theta} \cdot \frac{1}{R_1} \cdot \frac{dF_1(\theta)}{d\theta} + F_1(\theta) + q_1. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV.44})$$

Здесь $F_1(\theta)$ определяются через внешние нагрузки по формуле

$$F_1(\theta) = \frac{1}{A_2 \sin \theta} \left[\int_{\theta_0}^{\theta} A_2 (q_n \cos \theta_n - q_1 \sin \theta) R_1 d\theta + \frac{P_z^0}{2\pi} \right],$$

где P_z^0 — значение главного вектора внешних сил, приложенных к границе оболочки при $\theta = \theta_0$.

Функции V и ϑ (угол поворота сечения оболочки) называются переменными Майсснера. С помощью их, согласно написанным выше соотношениям, могут быть получены все величины, характеризующие напряженное и деформированное состояние оболочки.

Выразив усилия и деформации через переменные Майсснера и подставив их в 3-е уравнение равновесия (IV.38) и уравнение неразрывности деформации (IV.39), получим два уравнения второго порядка для решения задачи о напряженном состоянии симметрично нагруженной оребренной оболочки вращения.

Дифференциальные уравнения аппроксимируются конечно-разностными алгебраическими уравнениями порядка h^2 (h — шаг разбиения).

С этой же точностью путем ввода законтурных точек аппроксимируются граничные условия.

Согласно составленной программе, вывод разрешающих уравнений в конечно-разностном аналоге и их решение производится на вычислительной машине «Урал-2».

Матричное решение разностных уравнений; блок-схема программы. В результате замены дифференциальных уравнений и граничных условий конечно-разностным аналогом образуется алгебраическая система разностных уравнений второго порядка, которые можно записать в виде векторных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} B_0 v_0 + C_0 v_1 &= f_0; \\ A_i v_i + B_i v_i + C_i v_{i+1} &= f_i; \\ B_N u_N + C_N u_{N-1} &= f_N. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV.45})$$

Здесь A_i, B_i, C_i — матрицы 4-го порядка;

u — векторы, составленные из четырех элементов.

Вывод уравнений (IV.45) и их решение производятся по составленной программе на вычислительной машине.

Решение системы (IV.45) разыскивается методом последовательных прогонок в виде

$$u_i = p_i u_{i+1} + q_i.$$

Для матрицы p_i и вектора q_i используются следующие рекуррентные соотношения:

$$\begin{aligned} p_i &= -(A_i p_{i-1} + B_i)^{-1} C_i; \\ q_i &= (A_i p_{i-1} + B_i)^{-1} (f_i - A_i q_{i-1}) \\ &(i = 0, 1, \dots, N-1). \end{aligned}$$

Такая вычислительная схема метода называется матричной прогонкой.

Программа расчета произвольной оболочки вращения состоит из 2 блоков: блок 1 годен для произвольной оболочки вращения, блок 2 задает конкретную геометрию оболочки. Такое разделение позволяет рассматривать произвольные оболочки вращения, не переделывая основную программу и включая ее как составную часть программы для сопряжения с другими упругими элементами. Программа 1-го блока состоит из нескольких частей. В основной части производится формирование коэффициентов матрицы алгебраических уравнений для центральной точки. Вначале формируются соотношения Майсснера в конечных разностях, а затем уравнения равновесия и уравнения неразрывности.

Далее анализируется принадлежность точки к граничным и предконтурным точкам. Если устанавливается, что точка является краевой или предконтурной, то управление передается на блок, который вносит изменения в ранее образованную матрицу, согласно заданным граничным условиям. При этом происходят исключения законтурных точек и подчинение конкретным граничным условиям.

Составленная программа позволяет разбивать длину оболочки на 500 частей при использовании одного магнитного барабана.

Программа включает решение уравнений совместности деформации (IV.24), (IV.25) и уравнений статики (IV.26) для элементов статорного узла с выдачей усилий и напряжений в оболочке и по контурам нижнего и верхнего сечений колонны.

6. РАСЧЕТ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО НАПРЯЖЕННОЙ БАНДАЖИРОВАННОЙ СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ

Метод определения безмоментных меридиональных усилий в торообразной оболочке при наличии предварительного обжатия спиральной камеры круглыми металлическими бандажами (рис. IV.23, а, IV.9) разработан в ЦКТИ под руководством В. С. Постоева [77, 78].

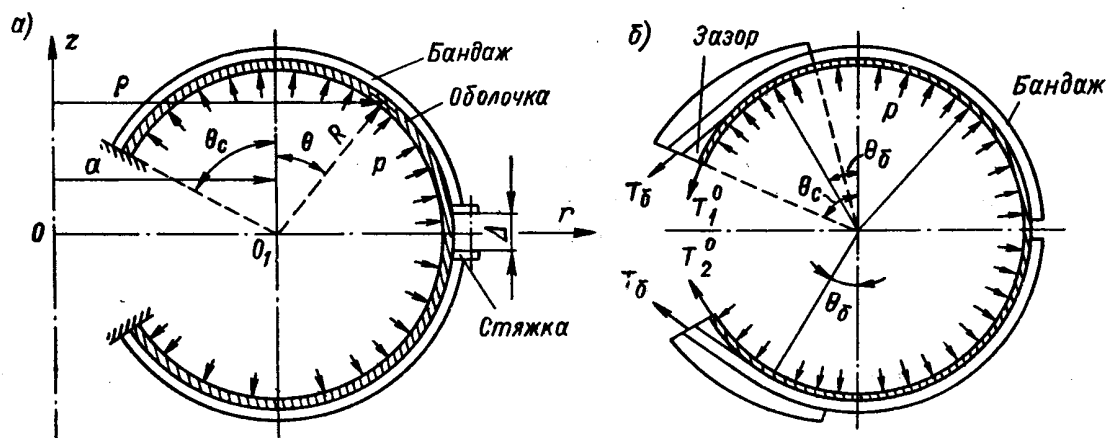


Рис. IV.23. Расчетная схема бандажированных торообразных оболочек

Задача об определении усилий в колоннах, кольце статора и в орбренной части оболочки бандажированной спиральной камеры решается по изложенному выше методу. Безмоментные усилия в оболочке и усилия на кольцо статора h_0 и Q_n должны определяться с учетом предварительно растянутых бандажей.

Предполагается, что в бандаже может создаваться некоторый начальный затыг величиной Δ . Затыгу Δ в бандаже соответствует постоянное усилие K , если не учитывать силы трения между бандажом и поверхностью оболочки, которые предполагаются малыми.

При натяжении бандажа усилием K на поверхность оболочки будет передаваться погонная нагрузка $P_6 = \frac{K}{R}$, где R — радиус срединной поверхности оболочки.

В реальных условиях бандажи должны ставиться достаточно часто, эффект их действия на поверхность оболочки можно заменить эффектом воздействия некоторого эквивалентного контактного давления, непрерывно распределенного по поверхности оболочки, но являющегося уже не постоянной величиной, а функцией угла θ .

Это контактное давление будет равно усилию q_6 , приходящемуся на единицу расстояния между i и $(i + 1)$ -м бандажами,

$$q_6 = \frac{nK}{2\pi R\rho}, \quad (\text{IV.46})$$

где n — число бандажей.

$$\rho = a(1 + \bar{\alpha} \sin \theta),$$

где $\bar{\alpha} = \frac{R}{a}$ — эксцентриситет тора.

Формула для q_6 может быть переписана в более удобном виде

$$q_6 = \frac{q_6^{(0)}}{1 + \bar{\alpha} \sin \theta},$$

где $q_6^{(0)} = \frac{nK}{2\pi Ra}$ — значение контактного давления при $\theta = 0$, т. е. на вертикальном диаметре.

Таким образом, задача сводится к определению коэффициента $q_6^{(0)}$ при действии натяга Δ и внутреннего давления p на оболочку. Определив $q_6^{(0)}$, нетрудно определить усилия и перемещения, возникающие в оболочке и бандажах, и тем самым полностью решить задачу.

Легко установить, что усилие K связано с натягом бандажа соотношением

$$K = EF_6 \frac{\Delta_6}{s_0},$$

где F_6 — площадь поперечного сечения бандажа;

E — модуль упругости материала;

s_0 — длина дуги сечения оболочки, охватываемая бандажом,

$$s_0 = R \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right).$$

Можно считать, следовательно, что оболочка находится под воздействием нагрузки

$$q = p - \frac{q_6^{(0)}}{1 + \bar{\alpha} \sin \theta}, \quad (\text{IV.47})$$

где $q_6^{(0)}$ — подлежит определению.

Для определения величин тангенциальных усилий (меридионального и окружного) применяем известные формулы:

$$\left. \begin{aligned} T_1^0 &= \frac{1}{R_2 \cos^2 \alpha} \left(\frac{P_z^0}{2\pi} - \int_{s_0}^s \rho E_z ds \right); \\ T_2^0 &= - \frac{1}{R_1 \cos^2 \alpha} \left(\frac{P_z^0}{2\pi} - \int_{s_0}^s \rho E_z ds \right) + R_2 E_n, \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV.48})$$

где R_1 и R_2 — главные радиусы кривизны срединной поверхности оболочки;

α — угол, дополнительный к θ ; $\alpha = \frac{\pi}{2} - \theta$;

P_z^0 — значение главного вектора внешних сил, приложенных к границе оболочки;

$s = s_c$ — дуга, отсчитываемая от некоторой начальной точки вдоль меридиана;

E_z — осевая проекция внешней поверхности нагрузки;

E_n — нормальная проекция внешней поверхности нагрузки.

Принимая для простоты схему замкнутого тора, можно положить $P_z^0 = 0$ при $\theta = -\theta_c$. Тогда, подставив в формулы (IV.48) $R_1 = R$; $R_2 = a \frac{1 + \bar{\alpha} \sin \theta}{\cos \theta}$; $E_z = q \cos \theta_c$; $\rho = a (1 + \bar{\alpha} \sin \theta)$; $E_n = q_n$ и q из формулы (IV.47), получим после несложных преобразований выражение для усилий T_1^0 и T_2^0 в следующем простом виде:

$$T_1^0 \approx \frac{pR}{2} \cdot \frac{2 + \bar{\alpha} \sin \theta}{1 + \bar{\alpha} \sin \theta} - \frac{q_b^0 R}{1 + \bar{\alpha} \sin \theta}; \quad T_2^0 \approx \frac{pR}{2}. \quad (\text{IV.49})$$

Оказывается, что контактное давление от бандажей не вызывает окружных тангенциальных усилий T_2^0 .

При определении усилий T_1^0 в области заделки оболочки в статор необходимо иметь в виду следующее обстоятельство: в том случае, когда бандаж с целью разгрузки статорного кольца приваривается к ребру кольца на некотором расстоянии от места сопряжения оболочки, между бандажом и оболочкой окажется зазор (рис. IV.29, б), т. е. контактное давление $q_b^{(0)}$ в области этого зазора будет отсутствовать. Тогда безмоментное усилие T_1^0 в раскрытии будет определяться по формуле

$$T_1^0 = \frac{pR}{2} \cdot \frac{2 + \bar{\alpha} \sin \theta}{1 + \bar{\alpha} \sin \theta} - \frac{R \sin \theta_b}{(1 + \bar{\alpha} \sin \theta) \sin \theta} q_b^{(0)}. \quad (\text{IV.50})$$

Здесь θ изменяется в пределах от θ_c до $-\theta_b$.

Для определения коэффициента $q_b^{(0)}$ составляется уравнение контакта оболочки с бандажом в следующем виде:

$$\Delta_b = \Delta + \Delta_{об},$$

где Δ — величина затяга бандажа;

Δ_b — изменение длины дуги бандажа при воздействии контактного давления q_b ;

$\Delta_{об}$ — изменение длины дуги сечения оболочки при воздействии давления q ;

$$\Delta_{об} = \int_{s_0}^s \varepsilon_1 ds = \frac{pR^2}{2E\delta} \left[\int_{\frac{\pi}{2}}^{\theta_c} \left(\frac{d\theta}{1 + \bar{\alpha} \sin \theta} - \frac{2q_b^{(0)}R^2}{E\delta \sqrt{1 - \alpha^2}} \right) \arctg \frac{\left(1 + \operatorname{tg} \frac{\theta_c}{2}\right) \sqrt{1 - \alpha^2}}{1 + \bar{\alpha} \left(1 - \operatorname{tg} \frac{\theta_c}{2}\right) - \operatorname{tg} \frac{\theta_c}{2}} + \frac{R^2 p}{2E\delta} (1 + \mu) \left(\frac{\pi}{2} + \theta_c \right) \right].$$

Здесь θ_c — значение угла θ в месте сопряжения оболочки с упругим бортовым элементом статора;

ε_1 — относительная деформация оболочки в меридиональном направлении.

Для бандажа, согласно (IV.46), имеем

$$K = \frac{2\pi Ra}{n} q_b^{(0)} = EF_b \frac{\Delta_b}{s_0}, \quad (\text{IV.51})$$

отсюда

$$\Delta_b = \frac{2\pi Ra s_0}{nEF_b} q_b^{(0)}.$$

Подставляя полученные выражения для $\Delta_{об}$ и Δ_b в (IV.50) и разрешив это уравнение относительно $q_b^{(0)}$, получим формулу для определения $q_b^{(0)}$

$$q_b^{(0)} = \frac{\frac{p}{\sqrt{1+\bar{\alpha}^2}} \operatorname{arctg} \frac{\left(1 + \operatorname{tg} \frac{\theta_c}{2}\right) \sqrt{1-\bar{\alpha}^2}}{1 + \bar{\alpha} \left(1 - \operatorname{tg} \frac{\theta_c}{2}\right) - \operatorname{tg} \frac{\theta_c}{2}} + \frac{p}{2} (1-\mu) \left(\frac{\pi}{2} + \theta_c\right) - \frac{\sigma_{np} s_0 \delta}{R^2}}{\frac{2}{\sqrt{1+\bar{\alpha}^2}} \operatorname{arctg} \frac{\left(1 + \operatorname{tg} \frac{\theta_c}{2}\right) \sqrt{1-\bar{\alpha}^2}}{1 + \bar{\alpha} \left(1 - \operatorname{tg} \frac{\theta_c}{2}\right) - \operatorname{tg} \frac{\theta_c}{2}} + \frac{2\pi s_0 \delta}{n\bar{\alpha} F_b}}. \quad (\text{IV.52})$$

Здесь σ_{np} — величина напряжения предварительного затяга в бандаже, которая при расчете задается. Усилие в бандаже K будет определяться по формуле (IV.51).

Таким образом, определив по (IV.52) контактное давление q_b , по формулам (IV.49) и (IV.50) можно определить безмоментное усилие в оболочке и бандаже. Затем по изложенному выше численному методу расчета определяют усилия и напряжения во всех элементах статорного узла.

Как показали расчеты и экспериментальные исследования, выполненные в ЦКТИ на модели спирали, за счет обжатия оболочки снимается 60—70% гидростатического расчетного давления (расчетный напор 120 м). При 20,5 атм в колоннах статора возникли напряжения текучести, а в оболочке при толщине 4 мм напряжения составили не более 1900 кг/см². При этом давлении напряжения в кольце статора оказались в пределах допустимых.

Околостаторная оребренная зона оболочки оказалась менее всего напряженной. Данные этих исследований дают основание полагать, что для высоконапорных мощных гидротурбин можно создать предварительно напряженную конструкцию спиральной камеры с полной передачей гидростатической нагрузки на бандажированную оболочку. Несущая оболочка спирали может выполняться для такой конструкции из обычной малоуглеродистой стали толщиной 35—40 мм, а бандажи — из высокопрочной стали диаметром 45—50 мм.

Пример расчета статора и спиральной камеры гидротурбины.

Приводятся результаты расчета без бандажей и с бандажами. Исходные данные к расчету.

1. Радиус входного сечения $R = 290,0$ см.

2. Расстояние от оси сечения до оси агрегата $a = 831,3$ см; $\bar{\alpha} = \frac{R}{a} = 0,348$.

3. Угол оси вертикального диаметра до заделки оболочки в статор $\theta_c = -69^\circ 20'$.

4. Толщина оболочки $\delta = 3,2$ см.

5. Количество оболочечных ребер $n = 96$ шт.

6. Толщина оболочечных ребер $b = 3,2$ см.

7. Высота ребра у заделки $h_p = 55$ см.

8. Высота ребра на конце $h_{к.г} = 5,5$ см.

9. Угол охвата оболочки ребром $\theta_p = 20^\circ$.
10. Расстояние от оси агрегата до заделки оболочки в статор $r_n = 560$ см.
11. Высота козырька статора $h_k = 50,0$ см.
12. Внутренний радиус кольца статора $r_b = 436,5$ см; $r_y = 525,0$ см.
13. Радиус центра тяжести колонны $r_0 = 499$ см.
14. Угол установки колонны -7° .
15. Угол между осью у колонны и направлением радиуса r_0 , проходящего через центр тяжести колонны, $\varphi = 28^\circ 15'$.
16. Высота колонны $l_k = 105$ см.

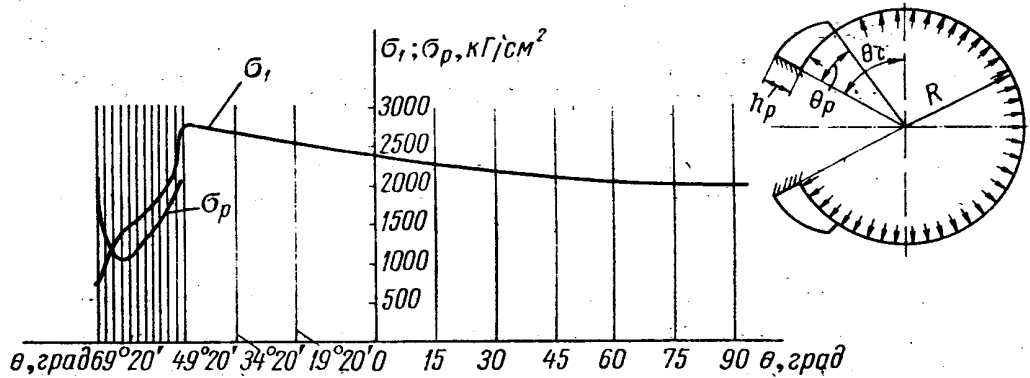


Рис. IV.24. Напряжения по сечению оболочки и в ребре: σ_1 — меридиональные напряжения в оболочке; σ_r — напряжение в волокнах ребра

17. Приведенное количество бандажей $n_b = 192$ шт.
18. Диаметр резьбы бандажа $d_{p, б} = 4,8$ см.
19. Угол охвата бандажа $\theta_b = -50^\circ$.
20. Длина дуги оболочки, охватываемая бандажом $s_0 = 805$ см.
21. Предварительный натяг бандажа (сталь 35ГС) $\sigma_{зад} = 2500$ кг/см².
22. Давление (с учетом гидроудара) $p = 26$ ат.

Указанные исходные данные вводятся в программу машинного счета на ЭЦВМ «Урал-2» по первой расчетной схеме, согласно которой, как указывалось выше, нижнее кольцо статора считается жестко заделанным в фундамент блока, а верхнее — упруго связано с верхней частью железобетонного блока. Оболочка отделена от блока мягкой прокладкой. Влияние железобетона на скручивание и радиальное смещение верхнего кольца не учитывается. Считается, что железобетон препятствует тангенциальному смещению кольца статора.

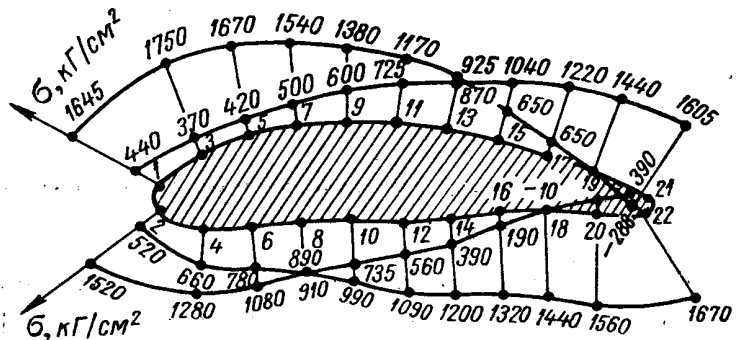


Рис. IV.25. Напряжения в сечениях колонны σ_b — у верхнего кольца статора; σ_n — у нижнего кольца статора

Результаты расчета в виде графиков напряжений в оболочке, ребре и колоннах для обоих вариантов конструкций спиральных камер приведены на рис. IV.24, IV.25, IV.26, IV.27. Из графиков видно, что в около-статорной зоне, где оболочка оребрена, напряжения значительно ниже, чем в неоребреной зоне. Наибольшие напряжения возникают сразу за ребром. Для небандажированного варианта эти напряжения равны 2750 кг/см², тогда как в бандажированном они достигают 1850 кг/см².

Таким образом, за счет бандажирования с последующим предварительным обжатием оказалось возможным уменьшить напряжения в оболочке

примерно на 30—35%. Из сравнения графиков напряжений в колоннах следует, что в бандажированном варианте напряжения в нижнем сечении колонны несколько выше, чем в небандажированном. Увеличение напряжений в колонне за счет бандажа можно объяснить тем, что угол приварки

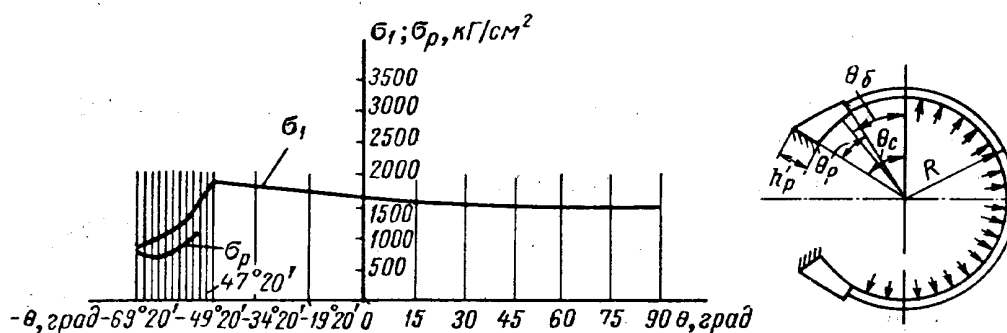


Рис. IV.26. Напряжения по сечению оболочки в ребре: σ_1 — меридиональные напряжения в оболочке; σ_p — напряжения в наружных волокнах ребра

бандажа ($\theta_6 = -50^\circ$) меньше, чем угол сопряжения оболочки с кольцом статора ($\theta_c = -69^\circ$). Такая разница в углах привела к увеличению для бандажированного варианта приведенного на кольце распорного усилия Q_n , что способствовало увеличению напряжений в нижнем сечении колонны статора.

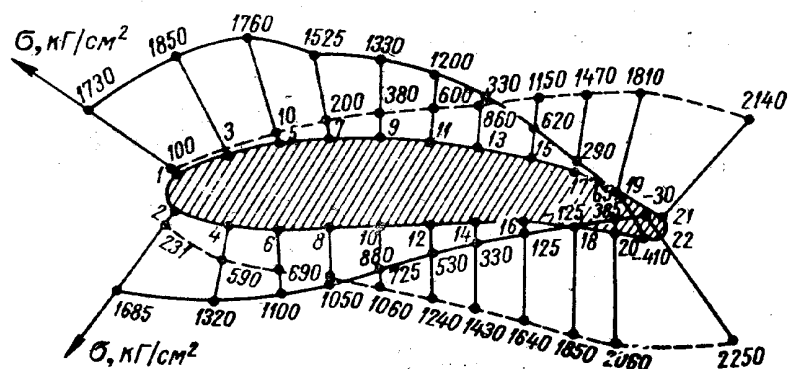


Рис. IV.27. Напряжения в сечениях колонны: σ_6 — верхнего кольца статора; σ_n — нижнего кольца статора

В данном случае целесообразнее бандажи непосредственно приваривать к козырьку статора. Тогда при $\theta_6 = -69^\circ$ напряжения в колоннах практически не будут отличаться от напряжений в небандажированном варианте.

7. ЗАМЕЧАНИЯ О ПАРАМЕТРАХ РАБОЧИХ КОЛЕС РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Основные геометрические параметры поворотнлопастных и радиально-осевых рабочих колес — число и угол охвата лопастей, их толщина, форма и размеры корпуса или верхнего и нижнего ободьев, высота и др., которые выбираются в зависимости от условий динамической и статической прочности, — одновременно в большой степени определяют гидродинамические характеристики рабочего колеса, его энергетические и кавитационные показатели.

Вопрос о зависимости гидродинамических характеристик рабочих колес от их геометрических параметров рассматривается в ряде работ отечественных и зарубежных авторов.

В отечественной литературе наиболее полно и конкретно этот вопрос освещен в работах А. Ю. Колтона и И. Э. Этинберга [54 и 112]. Ниже будет кратко рассмотрена связь геометрических и гидродинамических характеристик рабочих колес в той мере, в какой они связаны с вопросами прочности.

Рабочее колесо радиально-осевой турбины. Основными геометрическими параметрами радиально-осевого рабочего колеса являются число лопастей z , толщина лопастей δ , высота направляющего аппарата b_0 ,

форма верхнего обода, радиус закругления нижнего обода (для тихоходных колес) или угол конуса нижнего обода (для быстроходных колес), относительный диаметр выхода $\frac{D_{вых}}{D_1}$.

Число лопастей, оказывая существенное влияние на статическую и динамическую прочность колеса, является одним из важнейших факторов, определяющих энергетические и кавитационные качества радиально-осевой турбины. При относительно малом числе лопастей имеет место большая удельная нагрузка на лопасть, вследствие чего кавитационные качества оказываются недостаточно высокими. Зато наличие небольшой суммарной поверхности омываемых водой лопастей позволяет поднять значение к. п. д. и обеспечить относительно высокую быстроходность колеса. Увеличение числа лопастей снижает удельную нагрузку на лопасть и тем самым улучшает кавитационные качества колеса.

Однако большее стеснение потока лопастями и большая поверхность трения могут привести одновременно к снижению к. п. д. и уменьшению быстроходности (по оборотам и по расходу). Чрезмерное увеличение числа лопастей может настолько стеснить поток, что кавитационные качества турбины не только не улучшатся, но даже ухудшатся.

Обычно число лопастей зависит от быстроходности и лежит в пределах $z = 9 \div 21$. В зависимости от быстроходности число лопастей принимают следующим:

n_s	...	60—80	120—150	180—200	200—250	250—300	300—350
z_1	...	21—19	19—17	17—15	15—14	14	14—12

Увеличение числа лопастей при неизменных их размерах увеличивает прочность и жесткость конструкции рабочего колеса. Поэтому при более высоконапорных турбинах принимают большее количество лопастей. Это улучшает кавитационные свойства, но при этом снижает быстроходность турбин как по пропускной способности Q_1 , так и по оптимальным приведенным оборотам n_1 .

Толщину профиля лопасти δ следует принимать минимально необходимой по условиям прочности и жесткости конструкции колеса, без излишних запасов, так как величина δ влияет на кавитационные свойства (чем меньше δ , тем лучше кавитационные свойства турбины).

Изменением числа одинаковых лопастей можно в известных пределах изменять вид универсальной характеристики рабочего колеса. Увеличение числа лопастей смещает оптимальные значения к. п. д. и линию ограничения мощности в сторону меньших расходов.

Меридиональная проекция рабочего колеса (контур проточной части) (см. рис. I.20) определяется высотой направляющего аппарата b_0 , радиусами закругления R нижнего обода или нижнего кольца направляющего аппарата, углом наклона нижнего обода α и формой втулочного сечения рабочего колеса.

Выбор высоты направляющего аппарата b_0 зависит от напора, при большем напоре требуется меньшая высота, это обеспечивает более жесткую конструкцию рабочего колеса. Если бы при увеличении напора не уменьшалась высота направляющего аппарата, то потребовалось бы для пропуска расхода малое открытие направляющих лопаток, т. е. могло бы появиться дросселирование протекающей воды через узкие щели. Целеобразная высота направляющего аппарата b_0 для разных напоров, установленная на основе практики гидротурбостроения, приведена в таблицах на рис. I.21 и I.22.

Радиус закругления нижнего обода R и угол конусности α в значительной степени определяет величину выходного диаметра рабочего колеса D_2

(чем больше отношение $\frac{D_2}{D_1}$, тем больше площадь выходного сечения и тем меньше скоростное разрежение под колесом). Однако при этом не должно быть нарушено условие обтекания нижнего обода, иначе будет происходить падение к. п. д. Для напоров от 40 до 100 м целесообразен угол $\alpha = 6 \div 20^\circ$, для напоров 100—150 м следует принимать $\alpha = 3 \div 6^\circ$.

Форма втулочного сечения колеса оказывает небольшое влияние на характеристику турбин, однако криволинейная форма втулки дает лучшие к. п. д. турбины, чем прямолинейная. Но зато прямолинейная форма обеспечивает более простую конструкцию колеса; это существенно при изготовлении сварной конструкции. Поэтому выбор формы втулки следует производить для конкретных параметров машины с учетом технико-экономических соображений.

Для обеспечения высоких энергетических показателей турбины лопасти рабочего колеса выполняют сложной пространственной формы,

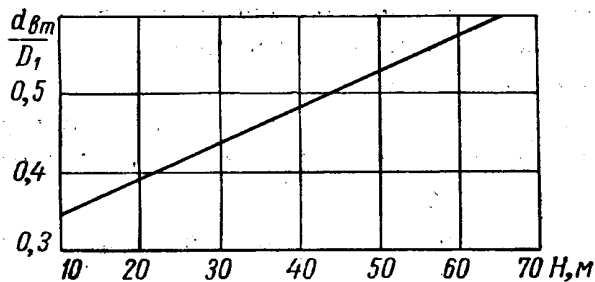


Рис. IV.28. Зависимость отношения диаметра втулки к диаметру рабочего колеса поворотнлопастных турбин от величины напора

выявляемой в процессе гидродинамического расчета. Вместе с тем сложная форма лопастей и межлопастных каналов радиально-осевого колеса затрудняет технологию изготовления колеса. В случае узких и сильно искривленных межлопастных каналов цельнолитых рабочих колес иногда оказывается невозможным получение теоретически заданных форм лопастей и особенно достаточно гладкой их поверхности.

Поэтому в процессе гидродинамической разработки радиально-осевого колеса нужно по возможности стремиться к удовлетворению требований технологии и в случае равноценных гидравлических показателей выбирать более простые для изготовления формы колес.

Рабочее колесо поворотнлопастной турбины. Основными геометрическими параметрами поворотнлопастного рабочего колеса являются число и угол охвата лопастей (или густота решеток колеса l/t), толщина лопастей δ , диаметр и форма корпуса.

На энергетические и кавитационные качества рабочего колеса, помимо указанных геометрических параметров собственно колеса, большое влияние оказывает также форма камеры рабочего колеса.

Одним из основных параметров поворотнлопастного колеса, определяющих его гидродинамические характеристики, является форма, и главное, диаметр корпуса.

Увеличение диаметра корпуса, уменьшая проходное сечение, снижает пропускную способность рабочего колеса, уменьшает к. п. д. и заметно увеличивает кавитационный коэффициент. Особенно важное значение это обстоятельство приобретает для высоконапорных поворотнлопастных колес, у которых для размещения большего числа лопастей, подверженных воздействию больших гидродинамических сил и моментов, требуется значительное увеличение втулочного отношения $\bar{d}_{вм} = \frac{d_{вм}}{D_1}$.

На рис. IV.28 приведена примерная зависимость втулочного отношения от максимального напора, полученная на основании проектирования турбин различной быстроходности. Из этого графика видно, что втулочное отношение заметно вырастает с ростом напора, изменяясь от 0,35 при напорах порядка 10 м и достигая 0,60 при напоре 70—80 м. Такое увеличение

втулочного отношения ведет к резкому увеличению кавитационного коэффициента и соответственному уменьшению пропускной способности и является по существу главным препятствием к дальнейшему экономически целесообразному применению поворотнолопастных турбин на повышенные напоры. Отсюда видна насущная необходимость дальнейшего совершенствования конструкции поворотнолопастных колес, направленного на всемерное уменьшение втулочных отношений. Помимо совершенствования конструкции, одним из средств уменьшения $\bar{d}_{от}$ является разработка такой лопастной системы, которая характеризуется минимально возможными гидродинамическими усилиями и моментами на лопастях в широком диапазоне изменения режимов. Снижение усилий и моментов на лопастях позволяет уменьшить жесткость и прочность элементов механизма лопастей и тем самым уменьшить размеры корпуса колеса. Вторым

важным фактором, который определяет энергетические и кавитационные качества поворотнолопастного колеса и от которого почти полностью зависит быстроходность турбины, является густота решеток рабочего колеса. С ростом густоты решеток колеса, т. е. с увеличением суммарной площади лопастей уменьшается быстроходность турбины (из-за увеличения потерь трения на лопастях), но зато очень существенно улучшаются кавитационные качества. Поскольку с ростом напора особо важное значение приобретают кавитационные качества, то для ГЭС с повышенными напорами преимущественно применяют более тихоходные, но зато с лучшими кавитационными качествами колеса с увеличенной густотой решеток. Увеличение густоты решетки может быть достигнуто двумя путями: либо увеличением угла охвата лопастей при неизменном их числе, либо увеличением числа лопастей. Обычно угол охвата лопастей принимают не более $70-80^\circ$. Дальнейшее увеличение угла охвата нежелательно с точки зрения возможности появления недопустимых вибраций лопастей.

Для четырехлопастного колеса с указанным углом охвата лопастей густота решеток равна примерно $l/t = 0,8 \div 0,9$. Чтобы обеспечить дальнейшее увеличение l/t , прибегают к увеличению числа лопастей. Наибольшее число лопастей, применяемое на отечественных высоконапорных поворотнолопастных колесах, составляет 8. Дальнейшее увеличение числа лопастей может, как и в радиально-осевых турбинах, привести к чрезмерному стеснению потока и к ухудшению гидродинамических показателей.

На рис. IV.29 показана ориентировочная зависимость значения σ от отношения l/t и величины напора. Кривая свидетельствует о том, что значительное изменение кавитационных свойств с увеличением l/t наблюдается только в зоне $l/t = 0,7 \div 0,9$. При больших величинах l/t влияние этого фактора на кавитационные свойства уменьшается. Следует также иметь в виду, что при увеличении l/t происходит снижение быстроходности турбины и рост ее габаритов.

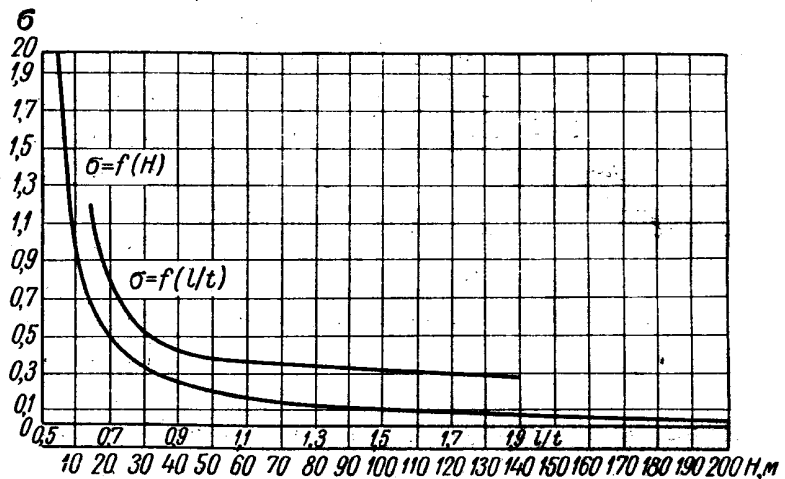


Рис. IV.29. Ориентировочная зависимость кавитационного коэффициента от напора H и отношения l/t

Надо отметить, что увеличение числа лопастей требует по конструктивным соображениям некоторого увеличения втулочного отношения $\frac{d_{вм}}{D}$. При этом уменьшается площадь проходного сечения для течения воды и увеличивается разрежение, а потому выигрыш от увеличения суммарной площади лопастей в отношении улучшения кавитационных качеств получается небольшой. Поэтому желательно при разработке конструкции рабочих колес с увеличенным числом лопастей стремиться к возможно меньшему увеличению втулочного отношения.

На рис. IV.30 показаны примерные зависимости значения σ при разных втулочных отношениях от приведенного расхода Q'_1 . Например,

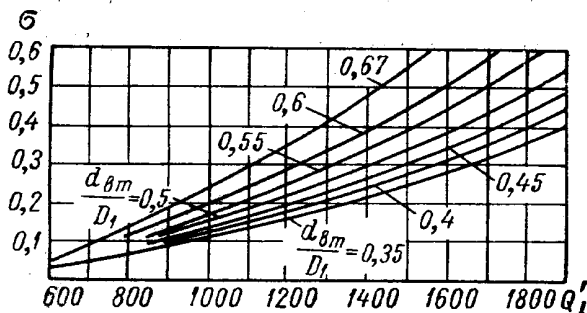


Рис. IV.30. Зависимость кавитационного коэффициента от величины втулочного отношения

при $Q'_1 = 1500$ и втулочном отношении $\bar{d}_{вм} = 0,35$ кавитационный коэффициент $\sigma = 0,25$, а при $\bar{d}_{вм} = 0,67$, $\sigma = 0,55$, т. е. более чем в два раза. Следовательно, для улучшения кавитационных качеств рабочих колес поворотлопастных турбин надо стремиться к уменьшению втулочного отношения.

Толщину лопастей для обеспечения наилучших энергетических и кавитационных качеств следует назначать минимально возможной по

условиям прочности. Для этого необходимо уточнение как самих методов расчетов динамической и статической прочности лопастей, так и фактического распределения гидродинамических нагрузок на лопасти при различных режимах работы турбины.

На пропускную способность колеса и кавитационные качества оказывает влияние и форма камеры рабочего колеса.

Обычно часть камеры рабочего колеса, расположенная выше оси поворота, выполняется цилиндрической, а часть камеры, расположенная ниже оси — сферической. Это обеспечивает минимальные и постоянные при повороте лопастей зазоры, что приводит к уменьшению протечек, а следовательно, к повышению к. п. д.

Сферическая часть камеры характеризуется диаметром горловины (D_2), после которой начинается конический участок, сопрягаемый с отсасывающей трубой.

8. КАМЕРА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ С ПОВОРОТНЫМИ ЛОПАСТЯМИ

Камера рабочего колеса с поворотными лопастями является важной фундаментной частью машины. Сверху камера вертикальной турбины примыкает к нижнему кольцу направляющего аппарата, снизу — переходит в конус отсасывающей трубы.

Оптимальный профиль проточной части машины в зоне камеры рабочего колеса показан на рис. IV.31.

Сферическая часть камеры распространяется вниз примерно на длину лопасти при ее максимальном развороте.

Цилиндрическая часть камеры рабочего колеса хотя и вызывает увеличение зазоров между камерой и лопастями при их развороте, но зато позволяет производить монтаж и демонтаж колеса через верх камеры.

В практике зарубежного турбостроения применялась камера рабочего колеса, выполненная сферической и в верхней части от оси поворота ло-

пастей. Для монтажа и демонтажа колеса с лопастями в верхней части камеры предусматривались прорези, закрытые съемными листами. При демонтаже листы снимались, лопасти поворачивались так, чтобы периферийные сечения располагались вертикально и в таком виде колесо с лопастями поднималось вверх.

Отдельные исследования, проводившиеся с полусферической камерой, показали, что величина диаметра горловины нижней части камеры оказывает влияние на энергетические и кавитационные показатели турбины. Кроме того, они зависят в некоторой мере от быстроходности и от типа колеса [55].

В турбинах малых размеров и при небольших напорах можно применять более простую цилиндрическую камеру рабочего колеса. С увеличением напора (уменьшение быстроходности) целесообразно ниже оси поворота переходить к сферическим камерам для уменьшения протечек и сохранения к. п. д.

Камера рабочего колеса обычно бетонируется в конусе спирали. Конструкция современной камеры показана на рис. IV.32. Она состоит из нескольких кольцевых деталей (поясов). Ранее эти пояса отливались из стали. В последние годы они делаются сварными из вальцованных или штампованных стальных листов. В месте расположения лопастей применяются листы из нержавеющей стали или двухслойные. Верхний пояс камеры 2 присоединяется к нижнему кольцу направляющего аппарата 1 и статору 13. У горизонтальной части верхнего пояса располагаются домкраты 12, позволяющие

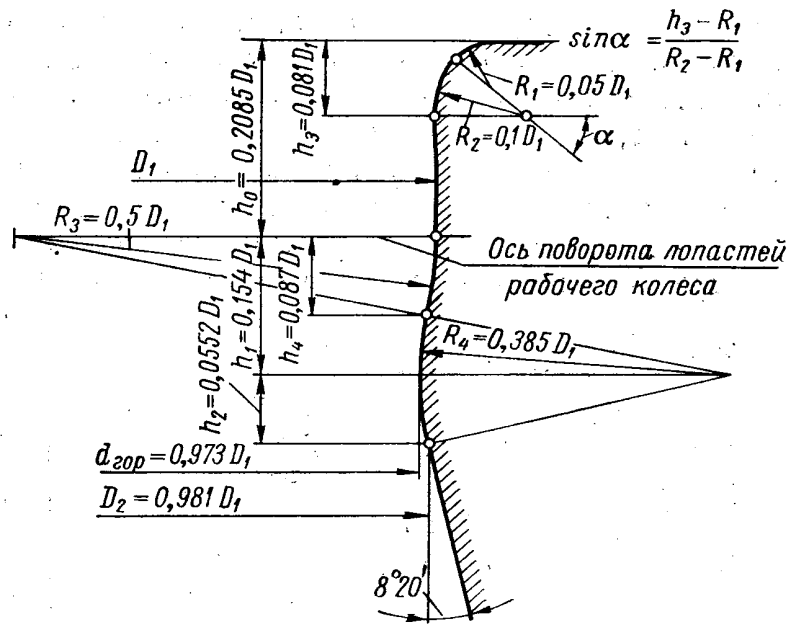


Рис. IV.31. Оптимальный профиль проточной части в зоне камеры рабочего колеса

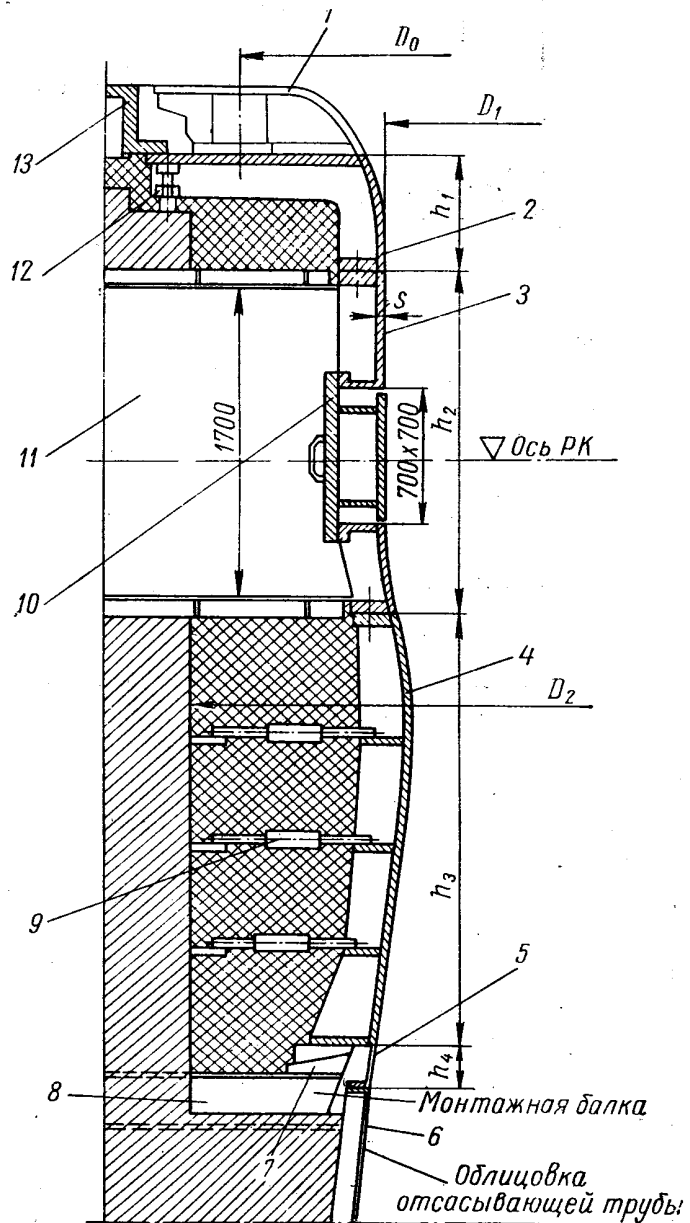
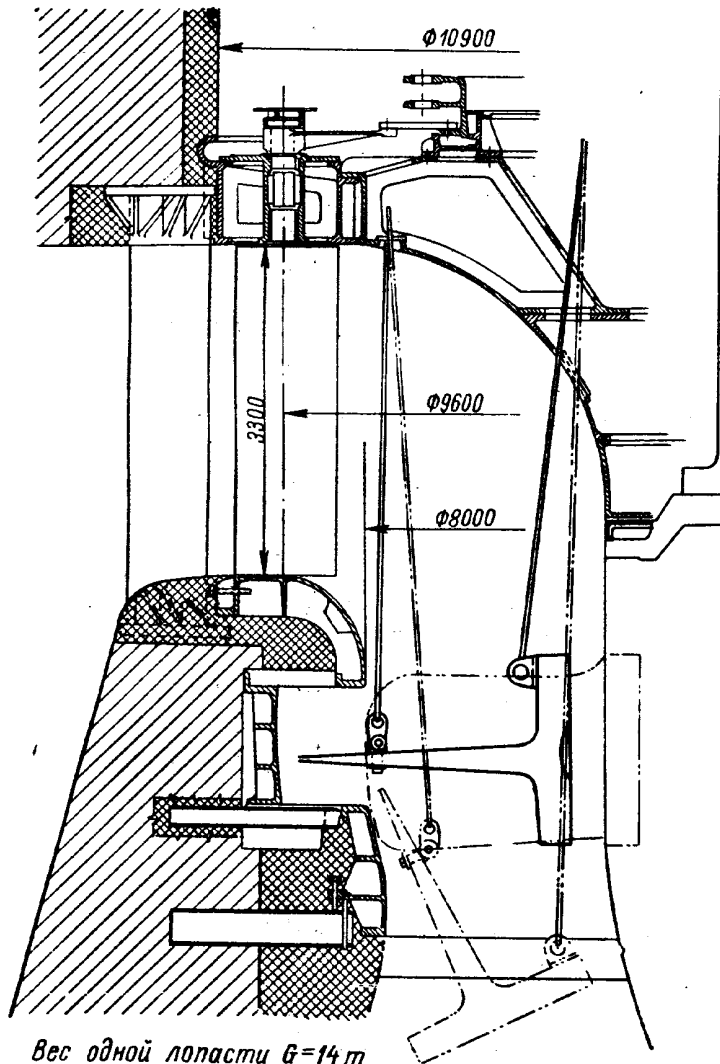


Рис. IV.32. Камера рабочего колеса

правильно установить камеру. Внизу к камере присоединена облицовка 5 и коническая часть отсасывающей трубы 6. Нижний фланец камеры опирается на фундаментные балки 8 с помощью клиньев 7. Пояса 2, 3 и 4 соединяются между собой фланцами. Следовательно, в этой конструкции камера соединяется со статором турбины и вместе с ним создает корпус проточной части машины. Для лучшего соединения с бетоном и увеличения жесткости камеры на наружной ее поверхности имеются горизонтальные и вертикальные ребра. В зависимости



Вес одной лопасти $G=14\text{ т}$

Рис. IV.33. Схема выема лопасти рабочего колеса в отсасывающую трубу

от размера турбины устанавливается количество поясов камеры и разъемов. В центральной части камеры против оси поворота лопастей может предусматриваться съемная часть камеры, которая не бетонируется. Она (рис. IV.33) закрепляется специальными болтами. Эти болты могут быть отвинчены, а съемная часть выдвинута в нишу, предусмотренную в конусе спирали. Для выема съемной части камеры (выемного сегмента) внизу люка предусматриваются специальные балки. Верхний фланец съемного сегмента камеры выполняется коническим для удобства его демонтажа.

В плане ниши для демонтажа съемного сегмента должна иметь размер в соответствии с длиной лопасти рабочего колеса. Для прохода к нише предусматриваются люки. Высота ниши выбирается с учетом размеров машины и возможности осуществления демонтажных операций по разъединению деталей.

На рис. IV.33 показана схема выема лопасти с помощью такого люка через отсасывающую трубу. Для турбин с диаметром колеса менее $D_1 = 4,0\text{ м}$ такие конструкции демонтажных ниш неосуществимы. Так как демонтажный люк должен проходить через всю толщину конуса спирали и по четверти ее периметра перерезать конус, поэтому конус в этом месте не может быть использован для установки опорных колонн статора, что усложняет передачу нагрузок фундаменту. По этой причине применение люка для небольших турбин нецелесообразно.

На рис. IV.32 показана применяемая в настоящее время конструкция небольшого съемного люка 10 в камере размером 700×700 , который позволяет в случае необходимости производить ремонт наружных кромок лопастей. Доступ к люку осуществляется со стороны спиральной камеры через проход 11. Камера устанавливается в отверстие фундамента под заливку вторичным бетоном с помощью талрепов 9 и домкратов, которыми центри-

руется и раскрепляется. Для одной из выполненных в СССР турбин камера рабочего колеса конструкции, аналогичной рис. IV.32, имеет следующие размеры: $D_1 = 9500$; $D_2 = 11\,500$; $h_1 = 620$; $h_2 = 1826$; $h_3 = 2234$; $h_4 = 240$; $s = 30$ (в том числе нержавеющая сталь толщиной 4 мм при двухслойном материале), талрепы имеют размер М42, количество опорных балок и домкратов по 12 шт.

При некоторых конструкциях камера рабочего колеса не бетонируется и прикрепляется к фундаментным частям болтами. Такая конструкция позволит осуществить выемку камеры, например, для ремонта, но зато значительно увеличивается вес детали этого узла. Поэтому эта конструкция не может считаться рациональной.

На рис. II.23 и II.29 показаны варианты конструкции камеры рабочего колеса.

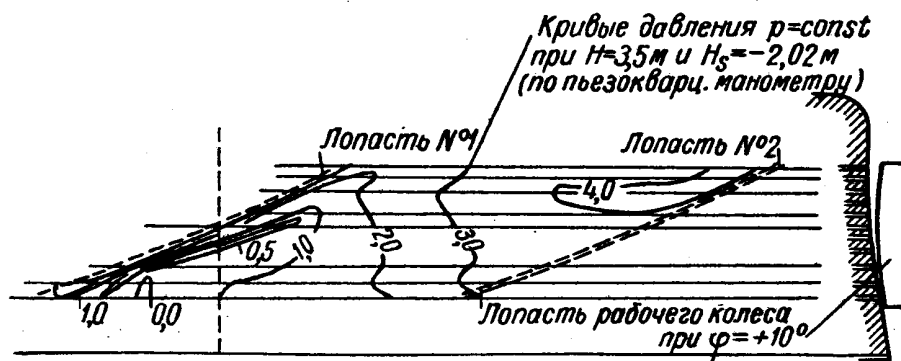


Рис. IV.34. Мгновенное распределение давления на участке камеры рабочего колеса

Камера рабочего колеса подвержена действию переменных сил, которые возникают при вращении рабочего колеса вследствие чередования повышенных и пониженных давлений.

Частота периодических изменений давлений в точках на стенках камеры рабочего колеса будет равна

$$k = \frac{nz_1}{60} \text{ сц,}$$

где n — число оборотов турбины в минуту;

z_1 — число лопастей рабочего колеса.

В. С. Квятковский проводил исследования распределения давления на камеру модели рабочего колеса при разных углах установки лопастей [39]. Этими исследованиями установлено, что величина абсолютного давления, действующего на камеру, может превышать статический напор. Максимальное и минимальное давления при всех режимах было замерено не на контуре профиля лопасти, а на небольшом расстоянии от нее. Зона максимального давления лежит немного выше оси поворота лопасти, а зона минимального давления — ниже ее. Характер мгновенного распределения давлений на участке камеры рабочего колеса в момент прохождения данных лопастей показан на рис. IV.34.

Колебания давлений могут вызывать расшатывание камеры рабочего колеса. Чем выше напор, тем амплитуда колебаний больше. Это особенно опасно для турбин больших размеров, у которых по условиям транспортировки камера выполняется обычно составной из отдельных секторов, соединенных в вертикальной и горизонтальной плоскостях фланцами с болтами. Болты стыковых соединений будут подвергаться переменным нагрузкам. Поэтому при проектировании камеры рабочего колеса необходимо обращать внимание на болтовые соединения сегментов камеры.

При установке камеры в бетонном массиве нужно обращать внимание на хорошее соединение камеры с бетоном. При этом необходимо иметь в виду, что бетонирование камеры вторичным бетоном обычно производится после сооружения конуса спирали в условиях стесненного пространства вокруг камеры с недостаточной проработкой вторичного бетона.

Из опыта эксплуатации гидротурбин известны случаи аварий с камерами рабочих колес вследствие их расшатывания и сдвига с места установки во время работы турбины. Такие аварии вызывают длительную остановку агрегата и требуют больших затрат для приведения турбины в порядок. Например, на одной из гидростанций, оборудованной гидротурбинами с диаметром колес $D = 9,0$ м, мощностью $N = 70\ 000$ квт, авария с камерой рабочего колеса вызвала трехмесячный простой агрегата и потерю 2,17 млрд. м³ воды, эквивалентной 75 млн. квт электроэнергии. На ремонт турбинной камеры было затрачено 6000 чел.-дней при круглосуточной работе персонала.

Сдвигка сегмента камеры была вызвана плохими качествами вторичного бетона, которым заливалась камера после ее монтажа, и недостаточной связью камеры с первичным бетоном. Ухудшение связи камеры со вторичным бетоном может способствовать фильтрации воды из напорной камеры-спирали в зону пониженных давлений под рабочее колесо. Фильтрация особенно опасна в зоне демонтажного люка, где путь фильтрации наиболее короткий, вода может размывать бетон, выщелачивая и вымывая из бетона соли, и нарушать контакт камеры с бетоном. Поэтому в таких случаях необходимо устанавливать облицовки, препятствующие фильтрации воды.

При выполнении бетонных работ нужно обращать внимание на качество приготовления вторичного бетона, его консистенцию, качество укладки и связи с основным бетоном.

В процессе эксплуатации камеры рабочего колеса при ревизиях следует контролировать их связь с бетоном и производить цементацию камер жидким цементным раствором, нагнетаемым насосом в зону вторичного бетона, через специальные отверстия в теле камеры.

Опыт создания сварных камер крупных турбин показал, что у таких камер можно даже не обрабатывать внутреннюю поверхность. Таким образом, помимо уменьшения веса при использовании сварных камер, уменьшается и трудоемкость их изготовления на станках.

В практике гидротурбостроения известны случаи применения камер рабочего колеса из чугуна с облицовкой их внутренней поверхности стальными листами, укрепленными на камере винтами с конической головкой.

Такие конструкции себя не оправдали, так как вследствие переменной нагрузки, действующей на стенку камеры, листы облицовки вибрируют, крепление винтами ослабевает и листы обрываются, а необлицованная чугунная поверхность камеры быстро разрушается от щелевой кавитации.

9. ОТСАСЫВАЮЩИЕ ТРУБЫ

Общие данные

Отсасывающая труба реактивной турбины служит для отвода воды из турбины в нижний бьеф с наименьшими потерями. Она позволяет также располагать колесо выше нижнего бьефа, что исключает потерю напора. После выхода из колеса вода обладает еще большим запасом кинетической энергии. Отсасывающая труба позволяет полезно использовать значительную часть этой энергии. Это производится за счет дополнительного разрежения за рабочим колесом с помощью отсасывающей трубы, выполненной в форме патрубка — диффузора, с постоянно увеличивающимися

поперечными сечениями. Выходные скорости течения жидкости и, следовательно, выходные потери снижаются.

Эффективность работы отсасывающей трубы может быть определена из рассмотрения работы турбин без отсасывающей трубы и с нею.

Величина удельной энергии перед рабочим колесом в соответствии с рис. IV.35 будет равна

$$E_1 = \frac{p_a}{\gamma} + H_1 + H_2 - h_n,$$

где h_n — потери в отводящих устройствах.

Величина энергии на выходе из рабочего колеса равна

$$E_2 = \frac{p_2}{\gamma} + H_2 + \frac{v_2^2}{2g}.$$

Следовательно, используемая в рабочем колесе энергия равна

$$\Delta E = E_1 - E_2 = \frac{p_a}{\gamma} + H_1 - \frac{p_2}{\gamma} - \frac{v_2^2}{2g} - h_n. \quad (\text{IV.53})$$

При отсутствии отсасывающей трубы давление $\frac{p_2}{\gamma}$ на выходе из рабочего колеса будет равно атмосферному и формула (IV.53) будет иметь вид

$$\Delta E_1 = H_1 - \left(\frac{v_2^2}{2g} + h_n \right). \quad (\text{IV.54})$$

Следовательно, при отсутствии отсасывающей трубы используется только часть полного статического напора, равная расстоянию колеса от верхнего бьефа, и, кроме того, теряется энергия потока, выходящего с рабочего колеса.

При наличии отсасывающей трубы величина давления в сечении за рабочим колесом определяется из уравнения Бернулли, составленного для сечения 2 и 5 (рис. IV.35)

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - H_2 - \frac{v_2^2}{2g} + \left(h_m + \frac{v_5^2}{2g} \right), \quad (\text{IV.55})$$

где h_m — потери энергии в отсасывающей трубе. Подставив значение $\frac{p_2}{\gamma}$ в формулу (IV.53), будем иметь

$$\Delta E_2 = (H_1 + H_2) - \left(\frac{c_5}{2g} + h_m + h_n \right). \quad (\text{IV.56})$$

Сравнивая эту формулу с формулой (IV.54), увидим, что при отсасывающей трубе используется также напор H_2 , равный высоте расположения колеса над нижним бьефом. Потеря с кинетической энергией потока $\frac{v_5^2}{2g}$, выходящего из отсасывающей трубы, будет значительно меньше, чем $\frac{v_1^2}{2g}$ в предыдущем случае, так как отсасывающая труба выполняется в виде диффузора. Обычно отношение площадей входного и выходного сечений принимают равным $n = \frac{F_2}{F_5} = 0,25 \div 0,35$.

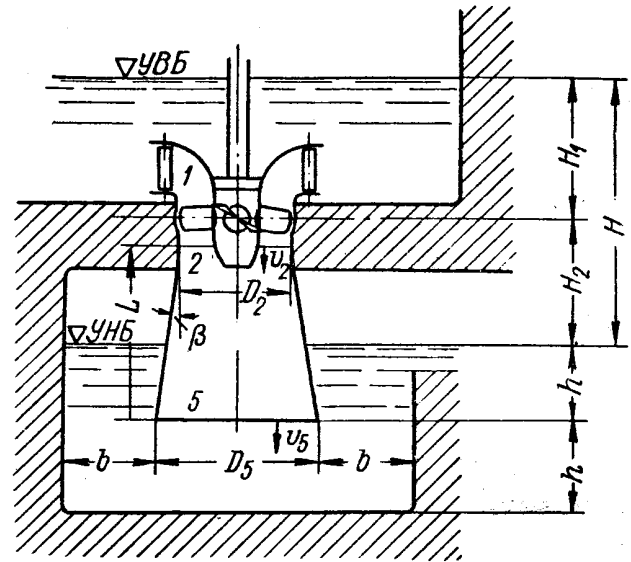


Рис. IV.35. Схема проточной части турбины

При таких соотношениях площадей потери энергии на выходе из отсасывающей трубы составляют всего 6—12% от полной величины кинетической энергии потока на выходе из рабочего колеса, а большая часть последней используется отсасывающей трубой, благодаря чему получается дополнительное разрежение под колесом, равное по формуле (IV.55)

$$\frac{p_{\text{дин}}}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} - \left(\frac{v_5^2}{2g} + h_m \right). \quad (\text{IV.57})$$

Для характеристики качества отсасывающей трубы пользуются значением величины коэффициента диффузорности или коэффициентом восстановления трубы. Коэффициент восстановления трубы характеризует отношение динамического разрежения, которое фактически получается во входном сечении отсасывающей трубы к динамическому разрежению, которое могло бы иметь место в идеальном случае на выходе из колеса:

$$\eta_{\text{отс}} = \frac{\frac{p_{\text{дин}}}{\gamma}}{\frac{v_2^2}{2g}} = \frac{\frac{v_2^2}{2g} - \left(\frac{v_5^2}{2g} + h_m \right)}{\frac{v_2^2}{2g}} \quad (\text{IV.58})$$

или

$$\eta_{\text{отс}} = 1 - \frac{v_5^2 - 2g h_m}{v_2^2}. \quad (\text{IV.59})$$

В связи с неравномерностью скорости при течении жидкости в отсасывающей трубе более точно $\eta_{\text{отс}}$ отсасывающей трубы подсчитывается по формуле

$$\eta_{\text{отс}} = \frac{\int_F \frac{p_{\text{дин}}}{\gamma} v_{2z} dF}{\int_F \frac{v_2^2}{2g} v_{2z} dF}. \quad (\text{IV.60})$$

Следовательно, для улучшения коэффициента восстановления отсасывающей трубы надо стремиться к уменьшению выходной скорости v_5 или к увеличению выходного сечения отсасывающей трубы F_5 .

Экспериментальные исследования показывают, что поток на выходе из рабочего колеса при многих режимах является не осевым, а может быть закрученным, при этом тангенциальные скорости достигают на некоторых режимах 50% меридиальных скоростей. Кроме того, вдоль радиуса тангенциальные скорости могут изменяться на 20—30%.

Экспериментальными исследованиями также установлено, что неравномерность потока наблюдается не только за рабочим колесом на входе в отсасывающую трубу, но и в самой трубе. Особенно велика неравномерность потока в выходном сечении при изогнутых отсасывающих трубах, так как в них на поток дополнительное влияние оказывает колено. Чем больше неравномерность скоростей по поперечным сечениям отсасывающей трубы, тем больше потери в ней.

Степень неравномерности распределения скоростей характеризуется коэффициентом Кориолиса k , который равен отношению фактической удельной кинетической энергии данного сечения к удельной энергии, вычисленной по средней скорости для того же сечения, т. е.

$$k = \frac{\int_F v^2 v_z dF}{v_{\text{ср}}^2 Q}.$$

Коэффициент Кориолиса k_b для выходного сечения всегда больше единицы. Он зависит от формы лопастей рабочего колеса, формы и размеров отсасывающей трубы и режима работы турбины.

Для изогнутых отсасывающих труб вследствие наличия колеса k_b больше, чем для прямых конических труб. По опытным данным величина k_b принимается следующей:

Для прямых конических труб	$K_5 = 1,2 \div 1,5$
» изогнутых труб при комбинаторных режимах	$K_5 = 1,5 \div 2,5$
» » » » некомбинаторных »	$K_5 = 3,0 \div 6,0$

На рис. IV.36 показаны значения действительных скоростей в выходном сечении изогнутой отсасывающей трубы, замеренных на модельной установке поворотнолопастной турбины В. С. Квятковским [40]. На рисунке представлены кривые равных скоростей в выходном сечении отсасывающей трубы при двух режимах работы турбины:

1) режим, соответствующий максимальному значению к. п. д., в центре характеристики при $Q'_1 = 1000$ л/сек (рис. IV.36, а);

2) режим с большей пропускной способностью турбины при $Q'_1 = 1700$ л/сек в правой части характеристики (рис. IV.36, б).

На графиках показаны скорости в м/сек, отнесенные к 1 м напора. Из графика видно, что даже для режима, показанного на рис. IV.36, а, соответствующего оптимальному значению к. п. д., поток на выходе из отсасывающей трубы крайне неравномерен. Основная часть воды проходит через левую нижнюю часть сечения, если смотреть на выходное сечение отсасывающей трубы со стороны нижнего бьефа, т. е. против сечения. Правая верхняя часть сечения при этом не работает, в ней образуется «мертвая зона», занимающая около одной четверти всей площади выходного сечения. Наибольшее значение скорости по сечению в левом нижнем углу $v_{b \max} = 0,65$ м/сек, при среднем значении скорости $v_{b \text{ ср}} = 0,365$ м/сек.

Значение коэффициента Кориолиса для рассматриваемого режима $k_b = 2,16$, т. е. энергия, теряемая турбиной с уходящей из отсасывающей трубы водой, в 2,16 раза больше энергии, которая терялась бы при равномерном распределении скоростей по сечению. Неравномерность потока наблюдалась и при исследованиях на всех режимах работы турбины. На режиме с малыми расходами выходное сечение работает более равномерно, мертвые зоны в этом случае либо отсутствуют, либо занимают малую площадь.

При увеличении расхода через турбину, при работе в правой части характеристики неравномерность скоростей увеличивается, растет коэффициент Кориолиса. Это иллюстрируется кривыми на рис. IV.36, б.

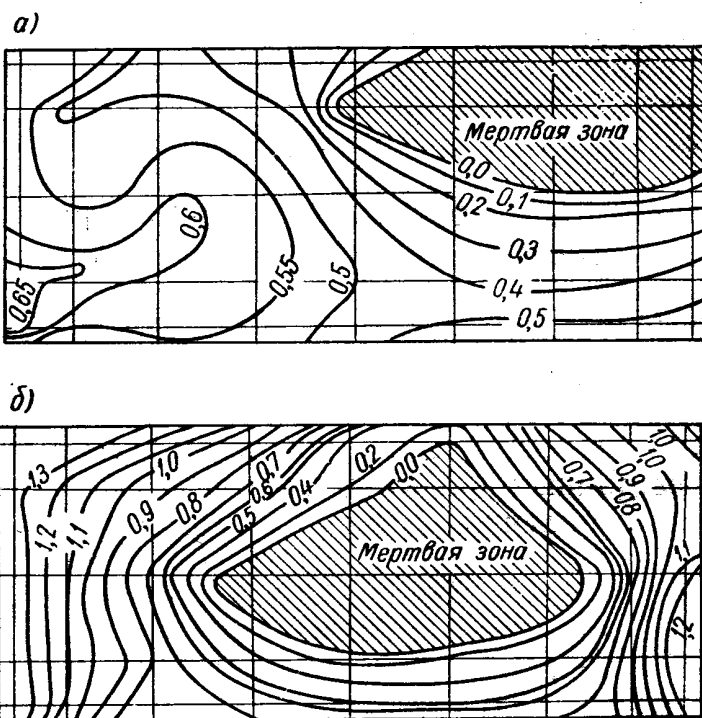


Рис. IV.36. Эпюры скоростей потока, отнесенные к 1 м напора, в выходном сечении изогнутой отсасывающей трубы (вид ее стороны нижнего бьефа при рабочем колесе левого вращения)

В этом случае мертвая зона перемещается в центр сечения. Поток приходит в основном только через правую и левую части сечений.

Максимальная скорость в левой части сечения равна $v_{5\max} = 1,3$ м/сек. Коэффициент Кориолиса увеличивается до $k = 2,6$. По данным этих же исследований, неравномерность потока особенно возрастает при некомбинаторных режимах, для которых коэффициент Кориолиса достигал $k = 7,4$, а мертвая зона — половину выходного сечения отсасывающей трубы.

Для улучшения структуры потока в отсасывающей трубе и уменьшения неравномерности скоростей производились попытки выравнивания потока путем установки в колене отсасывающей трубы направляющих ребер. Однако исследования показали, что такие ребра должны быть поворотными и менять свою установку в зависимости от режима работы турбины. Создание таких поворотных ребер при больших габаритах отсасывающих труб сложно. Роль отсасывающих труб для турбины разной быстроходности неодинаково. Более важную роль она играет у поворотнолопастных турбин. Это видно из сопоставлений значений кинетической энергии на выходе из рабочего колеса для турбин разной быстроходности, обладающих соответственно разной пропускной способностью: при $Q'_1 = 2200 \div 2400$ л/сек $\frac{v_2^2}{2g} = 40 \div 50\%$ от H ; при $Q'_1 = 200$ л/сек $\frac{v_2^2}{2g} = 0,5 \div 1,0\%$ от H .

Естественно, что в первом случае при поворотнолопастной турбине роль отсасывающей трубы значительно важнее, чем во втором. По опытным данным для существующих форм отсасывающих труб коэффициент восстановления равен:

Для прямоосных труб	$\eta_{omc} = 0,75 \div 0,85$
» изогнутых	»	$\eta_{omc} = 0,6 \div 0,75$

Относительные потери в отсасывающей трубе, отнесенные к напору турбины, будут равны

$$\xi_m = \frac{h_m + \frac{v_5^2}{2g}}{H}.$$

Учитывая формулу (IV.50), получим:

$$\left. \begin{aligned} h_m + \frac{v_5^2}{2g} &= (1 - \eta_{omc}) \frac{v_2^2}{2g}; \\ \xi_m &= (1 - \eta_{omc}) \frac{v_2^2}{2gH}. \end{aligned} \right\} \quad (IV.61)$$

Следовательно, величина потерь в отсасывающей трубе зависит от кинематической энергии потока. Чем больше расход, тем больше будут потери в трубе.

По данным И. Э. Этинберга, при коэффициенте диффузорности $\eta_{omc} = 75\%$ потери в отсасывающей трубе будут:

Для поворотнолопастных турбин	$\xi_m = 10 \div 12,5\%$
» радиально-осевых	»	$\xi_m = 0,12 \div 0,25\%$

Снижение коэффициента диффузорности η_{omc} на 10% может привести к уменьшению к. п. д. турбины на величину:

Для поворотнолопастных турбин	4—5%
» радиально-осевых	»	0,05—0,1%

Поэтому при проектировании поворотнолопастных турбин необходимо особое внимание уделять вопросам выбора формы отсасывающей трубы. Ее габариты должны быть достаточными для обеспечения максимально возможного коэффициента восстановления трубы. Для радиально-осевых турбин, особенно при средних и высоких напорах, роль отсасывающей трубы с точки зрения к. п. д. турбины значительно меньшая.

В связи с тем, что строгого расчета течения жидкости в отсасывающей трубе нет, для определения размеров и формы трубы пользуются данными экспериментальных исследований, проведенных на моделях в лабораториях и в натуральных условиях.

Экспериментальные исследования моделей отсасывающих труб получили большое распространение в связи с широким применением быстроходных гидротурбин с поворотными лопастями. С одной стороны, от формы и размеров отсасывающих труб зависят энергетические показатели турбин, а с другой стороны, глубина отсасывающей трубы оказывает существенное влияние на объем строительных работ подводной части здания гидростанции и, следовательно, на стоимость сооружения ГЭС.

Естественное требование проектировщика — уменьшить объем строительных работ — приводило к необходимости применения малогабаритных отсасывающих труб, а это снижало энергетические показатели турбины, особенно при форсированных режимах с большими удельными расходами воды Q'_1 . Поэтому при выборе размеров отсасывающих труб для каждой конкретной установки, оборудованной турбинами с поворотными лопастями, приходится находить целесообразное решение на основе экономических подсчетов, учитывающих также режим работы гидростанции, графики нагрузки, мощности энергосистемы и т. п.

Такие технико-экономические подсчеты производят проектировщики гидростанции для разных вариантов и совместно с проектировщиками турбин выбирают окончательные параметры турбины и габариты ее отсасывающей трубы.

Для выяснения влияния отсасывающей трубы на энергетические качества турбины В. С. Квятковским были проведены интересные работы по определению потерь в отдельных рабочих органах поворотнолопастной турбины средней быстроходности ($n_s = 550 \div 600$) и составлению баланса энергии потока для отдельных режимов работы. Эти данные позволили оценить достоинства каждого рабочего органа турбины. При этом было обнаружено, что при больших расходах потери энергии в отсасывающей трубе значительно больше потерь в рабочем колесе.

На рис. IV.37 показаны кривые баланса энергии для одной поворотнолопастной турбины. Кривые наглядно иллюстрируют распределение потерь энергии между рабочим колесом, направляющим аппаратом и отсасывающей трубой при изменении удельного расхода $Q'_1 = 500$ л/сек до $Q'_1 = 2100$ л/сек. При малых расходах ($Q'_1 = 500 \div 700$ л/сек) наибольшие потери имеют место в рабочем колесе и направляющем аппарате. Они достигают 18—14%. Это объясняется плохим обтеканием решетки профилей направляющего аппарата и рабочего колеса. Общие потери в отсасывающей трубе составляют всего около 3%. При нормальных расходах воды через турбину ($Q'_1 = 1400 \div 1600$ л/сек), соответствующих оптимальному значению к. п. д. и нормальному эксплуатационному режиму, потери в рабочем колесе и направляющем аппарате уменьшаются примерно до 4%, но зато возрастают потери в отсасывающей трубе. При этом они особенно увеличиваются при выходе из отсасывающей трубы, достигая 10%. Гидравлические потери в отсасывающей трубе увеличиваются до 3%. При максимальных удельных расходах ($Q'_1 = 2000 \div 2100$ л/сек),

которые соответствуют режимам работы при максимальной мощности, потери в колесе и направляющем аппарате остаются почти теми же, а потери на выходе из отсасывающей трубы еще более увеличиваются, доходя до 14,5%. Гидравлические потери в трубе возрастают до 7%, следовательно, суммарные потери в отсасывающей трубе достигают 21,5%.

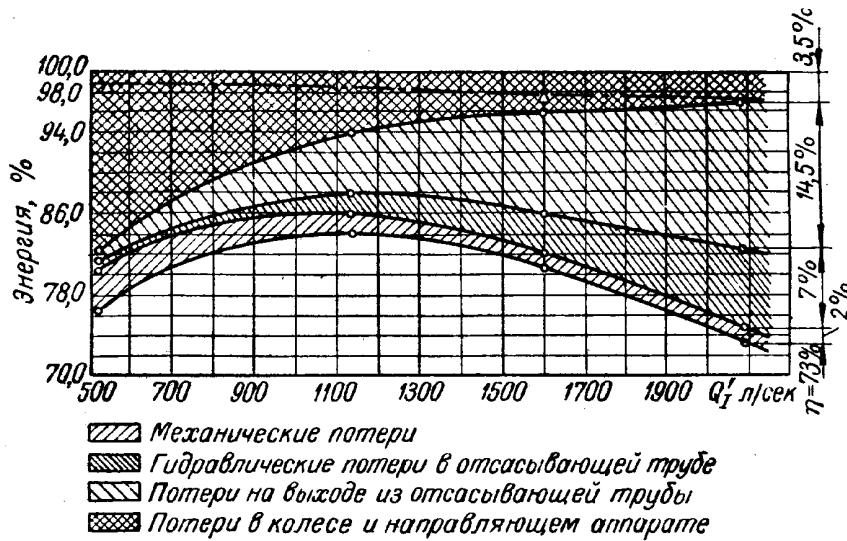


Рис. IV.37. Баланс энергии в поворотнолопастной турбине

Прямые конические трубы

Наиболее простой отсасывающей трубой является прямая коническая, показанная на рис. IV.35. В настоящее время они применяются лишь для турбин небольших размеров, так как при необходимой длине прямой конической трубы $Z = (3 \div 5) D$ требуется большое заглубление, что неэкономично при сооружении крупной гидроэлектростанции.

Для крупных гидротурбин применяют изогнутые отсасывающие трубы, имеющие высоту $h \leq 2,5D$.

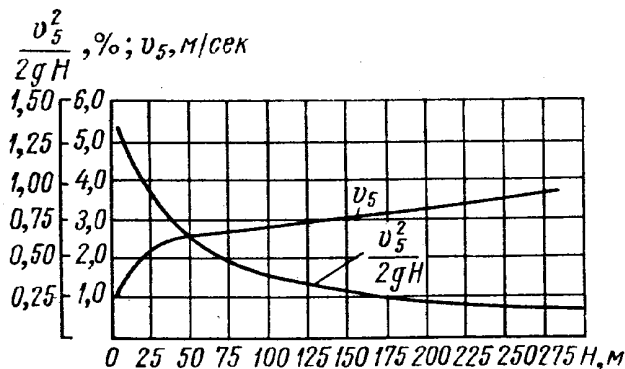


Рис. IV.38. Значение средней скорости и удельной энергии выходного сечения отсасывающей трубы

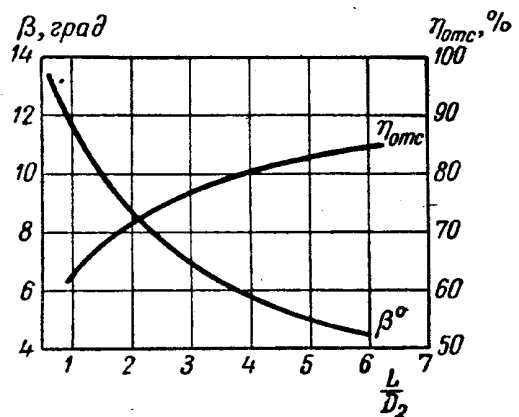


Рис. IV.39. Значения коэффициента восстановления и оптимальных углов конусности отсасывающих труб

На рис. IV.38 показаны кривые значений средних скоростей и удельной энергии в выходном сечении в зависимости от напоров, которыми обычно руководствуются при выборе размеров выходного сечения F_5 отсасывающей трубы. Зная размеры выходного сечения отсасывающей трубы и входной диаметр D_2 , можно определить длину прямой отсасывающей трубы, задаваясь углом ее конусности β . Угол конусности следует выбирать в определенных пределах, установленных практикой, в зависимости от относительной длины L/D_2 . При большом угле конусности β увеличиваются потери из-за увеличения степени расширения диффузора, но зато падают потери с выходной скоростью из-за увеличения выходного сечения. По-

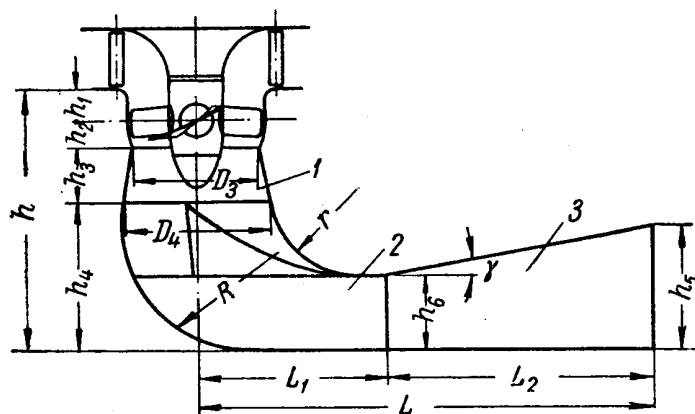
этому для каждой величины L/D_2 существуют оптимальные значения β , при котором общие потери в отсасывающей трубе будут минимальными. Значения максимальных коэффициентов восстановления и оптимальных углов конусности для конических отсасывающих труб различной относительной длины приведены на рис. IV.39. Для реальной прямой конической отсасывающей трубы (при $L = 3D_1$) оптимальный угол конусности $\beta = 7^\circ$, а коэффициент восстановления $\eta_m = 77\%$. При более короткой трубе ($L = 1,5D_1$) оптимальный угол будет равен $\beta = 9^\circ$, а коэффициент восстановления снизится до $\eta_m = 68\%$, т. е. на 90%. Если же увеличить длину трубы на $L = 5D$, то это даст увеличение коэффициента восстановления до $\eta_m = 82\%$, т. е. по сравнению с трубой $L = 3D_1$ коэффициент восстановления повысится только на 5%.

Указанная на рис. IV.35 прямая коническая труба должна устанавливаться в отводном канале при некотором минимально допустимом расстоянии от боковых стенок и дна канала и иметь необходимое заглубление под уровень нижнего бьефа. Эти размеры целесообразно принимать равными:

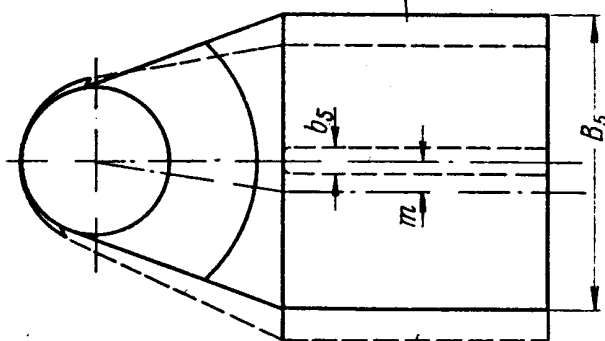
$$b \geq (0,5 \div 0,7) D_5; \quad h > (0,6 \div 1,0) D_5.$$

Изогнутые отсасывающие трубы

Изогнутые отсасывающие трубы могут иметь разнообразные формы. На рис. IV.40 показана схема трубы конструкции ЛМЗ. Она состоит из конического патрубка диффузора 1, колена отсасывающей трубы 2 и горизонтального раструба (диффузора) 3. Конические патрубки при одинаковом входном диаметре D_3 могут иметь разные высоты h_3 . Соответственно меняется входной диаметр колена D_4 . Колена применяют геометрически подобными при разной глубине отсасывающей трубы h .



Симметричная отсасывающая труба



Несимметричная отсасывающая труба

На рис. IV.41 показано типовое колено изогнутой отсасывающей трубы, применяемое ЛМЗ для поворотнолопастных гидротурбин. В колене с минимальной высотой

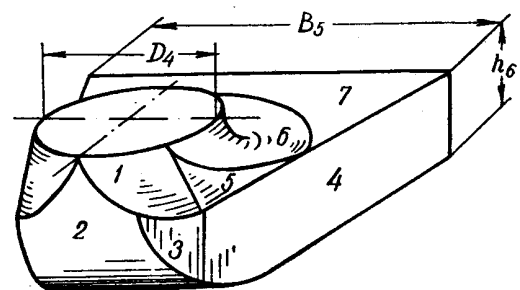


Рис. IV.41. Колено изогнутой отсасывающей трубы

Рис. IV.40. Изогнутая отсасывающая труба поворотнолопастной турбины

осуществляется переход от примыкающего к коническому патрубку круглого входного сечения к выходному прямоугольному сечению, от которого начинается горизонтальный раструб. Колено составлено из

правильных геометрических поверхностей: круглое входное отверстие колена диаметром D_4 по внутренней поверхности изгибается затем по тору с радиусом r , который далее переходит в горизонтальную плоскость 7. От входного отверстия сзади идет коническая поверхность 1, которая затем пересекается с горизонтальной цилиндрической поверхностью 2. Переход от конической поверхности 1 к поверхности вращения — тору 6 — осуществляется по наклонной плоскости 5. По бокам колена его поверхность образуется вертикальной плоскостью 4 и вертикальной цилиндрической поверхностью 3. Такая форма колена упрощает бетонирование. Высота выходного сечения колена h_6 значительно меньше ширины B_5 , что обеспечивает минимальную высоту колена h_4 . Обычно колено в плане сдвинуто по отношению к оси агрегата. Величина эксцентриситета колена m назначается с учетом габаритных размеров спиральной камеры так, чтобы отсасывающая труба укладывалась в габариты спирали.

В горизонтальном раструбе (диффузоре) крупных гидротурбин иногда устанавливается промежуточный бычок, который позволяет уменьшать величину строительного пролета отсасывающей трубы B_5 . Толщину бычка b_5 следует принимать минимальной по условиям производства строительных работ. Такой бычок в отсасывающей трубе стесняет поток и несколько ухудшает энергетические качества отсасывающей трубы.

Изогнутая отсасывающая труба является по существу диффузором с криволинейной осевой линией. Поэтому увеличение ее длины должно привести к росту коэффициента восстановления. Увеличение протяженности трубы может быть осуществлено путем увеличения ее глубины h и длины L .

Опытами установлено, что с увеличением глубины и длины изогнутой отсасывающей трубы увеличивается и к. п. д. турбины, причем тем значительнее, чем больше быстроходность турбины. Более эффективно увеличение глубины отсасывающей трубы. Разницу в к. п. д. турбин с отсасывающими трубами, имеющими разные выходные сечения, можно оценить по формуле

$$\Delta\eta = \frac{k_5 (v_5'^2 - v_5^2)}{2gH},$$

где v_5' и v_5 — средние выходные скорости сравниваемых отсасывающих труб;

k_5 — коэффициент Кориолиса.

При выборе габаритов отсасывающих труб при равных выходных сечениях целесообразно применять более глубокую и короткую трубу, чем мелкую и длинную. Объясняется это тем, что изогнутое колено трубы имеет большее гидравлическое сопротивление, чем прямой трубопровод. При изгибе потока у внутренней стенки колена начинается интенсивное вихреобразование. Меняется давление по длине колена — в сечениях у внутренней стенки оно уменьшается, а при переходе к прямому участку — возрастает. Все это создает дополнительные потери в колене. Поэтому целесообразно подводить воду к колону с меньшими скоростями, а этого можно достичь применением более длинной конической части с большими размерами сечения и, следовательно, с большими габаритами самого колена.

На рис. IV.42 приведены примерные значения коэффициента восстановления отсасывающей трубы для изогнутых труб разной глубины и длины. Эти данные соответствуют комбинаторным режимам работы поворотнолопастной турбины. На основании кривых (рис. IV.42) видно, что небольшое изменение длины трубы мало сказывается на ее качестве.

Наиболее целесообразна изогнутая труба длиной $L = 4,5D_1$, так как увеличение длины трубы до $L = 6,5D_1$ незначительно увеличивает коэффициент восстановления η_{omc} . В то же время уменьшение длины трубы до $L = 3,5D_1$ более существенно снижает значение η_{omc} .

Глубина трубы h в большей степени влияет на качество изогнутой отсасывающей трубы: уменьшение глубины трубы с $h = 2,0 D_1$ до $h = 1,6 D_1$ снижает коэффициент восстановления отсасывающей трубы η_{omc} на 7,5%. Такое же уменьшение глубины трубы с $h = 2,6D_1$ до $h = 2,2D_1$ снижает η_{omc} только на 3,5%.

На ЛМЗ глубину, ширину и длину отсасывающей трубы для поворотнлопастных турбин применяют равными:

$$h \geq 2,3D_1; B = (2,5 \div 2,7) D_1; L = (4,0 \div 4,5) D_1.$$

Диаметр входного сечения колена в соответствии с обозначениями на рис. IV.38 и IV.34 равен

$$D_3 = \frac{D_2 + (h_3 + h_4) 2 \operatorname{tg} \beta}{r + 2 \operatorname{tg} \beta}, \quad (\text{IV.62})$$

где $\beta = 8 \div 10^\circ$ — угол диффузора.

При выборе величины заглубления отсасывающей трубы обычно производят экономические подсчеты, учитывая выработку электроэнергии при разных габаритах трубы и стоимость дополнительных строительных работ в случае применения более глубокой трубы.

Использование глубоких труб, как правило, обеспечивает большую выработку энергии, но требует увеличения капитальных затрат. Чем больше пропускная способность Q_1 должна быть у турбины, тем целесообразней применить более глубокую трубу, так как в противном случае будут значительно возрастать потери.

Мелкие изогнутые отсасывающие трубы для поворотнлопастных турбин применять нецелесообразно, даже если экономически они оправдываются, так как в мелких трубах увеличивается неравномерность потока за рабочим колесом. В мелких трубах при $L = (1,9 \div 1,7) D_1$ конус втулки колеса располагается близко к колену и значительно увеличивает неравномерность скоростей в нем. Кроме того, вследствие изгиба потока в колене и неравномерности потока появляются боковые силы, действующие на конус колеса, вызывающие опасную вибрацию ротора агрегата.

Размеры отсасывающих труб ЛМЗ (тип 4С) для поворотнлопастных турбин по рис. IV.40 и IV.41 следующие: $h = 2,3D_1$; $L = 4,5D_1$; $B_5 = 2,3D_1$; $h_5 = 1,20D_1$; $D_4 = 1,17D_1$; $h_4 = 1,17D_1$; $h_6 = 0,584D_1$; $L_1 = 1,5D_1$.

Угол наклона потолка горизонтального раструба принимают в зависимости от длины раструба следующим: при $L_2 = 2,4D_1$ $\gamma = 10^\circ$; при $L_2 = 1,8D_1$ $\gamma = 13^\circ$.

Размеры h_1 , h_2 , h_3 и D_3 выбирают в зависимости от типа колеса.

Н. М. Шапов (105) занимался вопросом выбора выгоднейшей длины изогнутой отсасывающей трубы и, анализируя результаты испытаний различных авторов и данные отсасывающих труб на работающих гидростанциях, пришел к выводу о большом экономическом значении правильности выбора габаритов турбин. Он указывает, что различные части изогнутой отсасывающей трубы — конус, колено и горизонтальный раструб — восстанавливают энергию по-разному. Из общей величины восстановленной

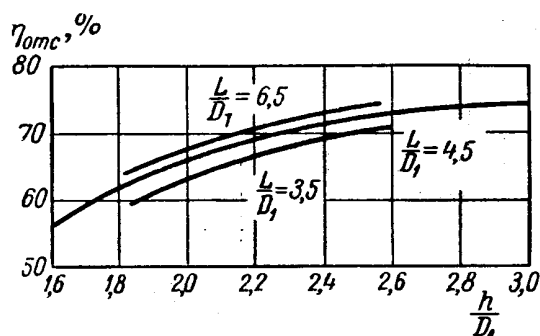


Рис. IV.42. Значения коэффициента восстановления изогнутой отсасывающей трубы в зависимости от глубины и длины

энергии, равной 75%, в отсасывающей трубе конус, занимая около 11% длины, восстанавливает около 50% энергии, а горизонтальный раструб, занимая 33% длины, восстанавливает лишь около 20% энергии. В колене восстанавливается около 5% энергии.

Анализ построенных гидростанций у нас и за границей показывает, что в основном принимаются отсасывающие трубы глубиной $h = (1,9 \div 2,3) D_1$ на гидростанциях СССР и $h = (1,9 \div 2,5) D_1$ на зарубежных гидростанциях.

Длина отсасывающих труб составляет в среднем на гидростанциях СССР $L = (4,2 \div 5,5) D_1$; на зарубежных гидростанциях $L = (5,0 \div 5,7) D_1$.

Следовательно, зарубежные установки снабжают более длинными отсасывающими трубами. Данные испытаний новейших гидроустановок, сооруженных за границей, свидетельствуют, что отсасывающие трубы сейчас удлиняют еще более, считая это экономически оправданным. Укорочение отсасывающих труб в целях снижения капиталовложений может принести большой ущерб. Ориентировочная оценка изменения к. п. д. турбин при изменении длины или ширины трубы можно сделать по формуле

$$\Delta\eta = 50 \frac{Q^2}{gH} \left(\frac{1}{F_{1вых}^2} - \frac{1}{F_{2вых}^2} \right), \quad (IV.63)$$

где $F_{1вых}$, $F_{2вых}$ — площади выходных сечений.

Исследования многих организаций показали, что существенное значение имеет зона проточной части, в которой сопрягается камера рабочего колеса и отсасывающая труба (рис. IV.41). Для быстроходных труб следует принимать диаметр горловины $D_2 = 0,97D_1$ с углом конусности $\beta = 7^\circ$ (рис. IV.43). Для более высоконапорных турбин можно уменьшить длину горловины до $D_2 = 0,943D_1$. При уменьшении D_2 к. п. д. несколько возрастет, но пропускная способность турбины уменьшится и увеличится кавитационный коэффициент. Влияние профиля горловины на энергетические качества турбины тем меньше, чем глубже отсасывающая труба.

Рис. IV.43. Форма камеры и конуса рабочего колеса

Переход от полусферической камеры к цилиндрической ухудшает условия работы турбины, появляются неустойчивые режимы при больших расходах из-за пульсаций потока за рабочим колесом и в отсасывающей трубе.

Исследования Ф. Ф. Губина и М. Ф. Губина показали, что удлинение конуса (обтекателя) рабочего колеса (рис. IV.43) приводит к увеличению к. п. д. турбины, что объясняется более плавным в этом случае изменением перехода сечения во входной части (диффузора) отсасывающей трубы. При коротком конусе изменение площадей происходит более резко, особенно в выходной части конуса колеса, что вызывает отрывы потока от стенок.

Исследования И. Н. Филатова показали, что при удлинении конуса возрастает опасность отрыва под действием сил. Он исследовал конус длиной $l = 0,6D_1$ (нормальный) и $l = 0,4D_1$ (укороченный) при различных режимах работы. Эти исследования показали, что рабочее колесо с укороченным конусом хуже обтекается потоком, чем колесо с нормальным конусом. Пульсация давления для нормального конуса меньше,

чем для укороченного конуса. Однако величина поперечных сил для такого конуса получается больше, чем для укороченного в 1,5 раза. И хотя абсолютная величина поперечных сил при нормальной отсасывающей трубе и невелика (составляет около 2% от полного осевого усилия), они могут быть опасными для крепления конуса, так как действуют периодически с высокой частотой. С уменьшением глубины отсасывающей трубы колесо приближается к рабочему колесу и величина поперечных сил значительно возрастает. При эксплуатации гидротурбин были случаи срыва конусов. Для радиально-осевых гидротурбин изогнутые отсасывающие трубы применяются такой же формы, как и для поворотнлопастных.

Исследования, проведенные на моделях радиально-осевых гидротурбин и в натуральных условиях на ГЭС, показали, что при большинстве режимов работы турбин поток за колесом закручен. С конуса рабочего колеса сходит вихрь. Этот вихрь, видимо, меняется в зависимости от режимов, располагаясь при больших нагрузках почти вертикально по оси турбины, а при неполных нагрузках он имеет спиралевидную форму.

Вихрь образуется вследствие того, что поток воды, сходящий с лопастей рабочего колеса, закручен. В область пониженного давления (к центру потока) стекаются все вихревые шнуры, срывающиеся с выходных кромок лопастей рабочего колеса. Наличие вихря и его вращение приводит к периодическому изменению давления в потоке под рабочим колесом и во входном диффузоре отсасывающей трубы.

Возмущающие силы, возникающие вследствие непостоянства давления, действуют не только в потоке воды, они вызывают расшатывание отсасывающей трубы и обрыв листов облицовки.

Нестационарные силы совместно с незакономерными хаотическими смыканиями вихря на стенках отсасывающей трубы вызывают вибрацию рабочего колеса турбины и даже всего агрегата, вовлекая в колебания бетонный массив турбинного блока и здания ГЭС.

Поэтому в лаборатории одновременно с исследованиями по выбору оптимального рабочего колеса обычно проводятся исследования по изучению природы возникновения вихря, определяются причины, влияющие на его интенсивность, определяются амплитуды пульсаций, давления в проточной части, исследуются различные способы ослабления или уничтожения вихря, из которых наилучшим является выпуск воздуха под рабочее колесо.

Для исследования применяется фотографирование и визуальные наблюдения вихря, осциллографическая запись давлений на стенках камеры рабочего колеса как при различных режимах работы одного и того же колеса, так и для различных моделей рабочих колес.

Выбор оптимальной конструкции рабочего колеса и проточной части должен определяться не только величиной максимального к. п. д., значением σ и видом характеристики, а также формой и распределением вихря в поле универсальной характеристики, величиной амплитуды, пульсации давления под рабочим колесом на различных режимах работы и потерей в к. п. д. при впуске воздуха под рабочее колесо.

На рис. IV.44 показаны некоторые формы вихря, наблюдаемые за рабочим колесом радиально-осевой турбины.

Из опыта эксплуатации гидротурбин на Днепровской ГЭС им. Ленина, поставленный американской фирмой «Ньюпорт-Ньюс» в довоенные годы, известно, что вследствие неудачной формы отсасывающей трубы, имеющей значительно суженное колесо, вихревое движение жидкости и при некоторых нерасчетных режимах вызвало настолько сильное сотрясение

бетона отсасывающей трубы, что нельзя было эксплуатировать турбину. Поэтому приходится пускать под рабочее колесо воздух для смягчения гидравлических ударов. При изменении формы отсасывающей трубы и замене колена более свободным коленом режим работы турбины значительно улучшается.

а)



б)



Рис. IV.44. Вихреобразное течение жидкости за рабочим колесом радиально-осевой турбины при разных режимах работы

В связи с изложенным при выборе габаритов отсасывающей трубы радиально-осевой турбины необходимо исходить не только из соображений получения хороших энергетических показателей, но также учитывать и эксплуатационные качества трубы. Поэтому, хотя радиально-осевые турбины и работают при малых приведенных расходах Q_1 и требуют малой пропускной способности, габариты отсасывающей трубы, особенно ее глубину, не следует выбирать заниженной. Труба должна быть достаточно глубокой, чтобы вихреобразное движение потока не вызывало описанных нестационарных явлений.

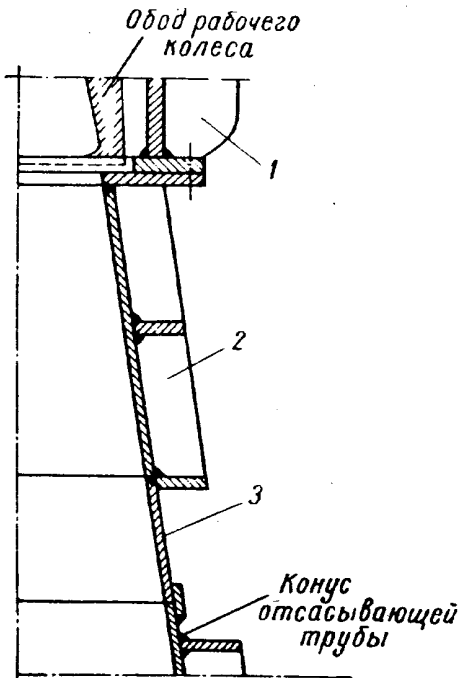


Рис. IV.45. Упругое соединение фундаментных частей радиально-осевой турбины:

1—фундаментное кольцо; 2—опорное кольцо; 3—сопрягающий пояс

ЛМЗ рекомендует для радиально-осевых гидротурбин средней и большой быстроходности трубу глубиной не менее $h = 2,5D_1$, шириной $B = (2,7 \div 3,3)D_1$, длиной $L = (4 \div 5)D_1$.

В соответствии с рис. IV.40 основные размеры отсасывающей трубы (типа 4Н) для радиально-осевых турбин принимаются следующими: $h = 2,5D_1$; $L = 4,5D_1$; $B_5 = 2,74D_1$; $h_5 = 1,31D_1$; $D_4 = 1,352D_1$; $h_4 = 1,352D_1$; $h_6 = 0,670D_1$; $L = 1,75D_1$; $\gamma = 11^\circ 30'$.

В связи с тем, что габариты отсасывающей трубы, особенно у поворотнлопастных турбин, оказывают значительное влияние на стоимость строительства подводной части сооружения, в лабораториях исследовались различные варианты новых форм отсасывающих труб

с уменьшенной глубиной. Однако пока не удалось получить мелкую отсасывающую трубу без снижения при этом энергетических качеств турбины.

При проектировании отсасывающих труб следует обращать внимание на конструкцию соединения облицовки конуса отсасывающих труб и фундаментного кольца.

На рис. IV.45 приведена целесообразная конструкция этого соединения радиально-осевой турбины. Опыт показывает, что не следует располагать сопрягающий пояс 3 непосредственно под рабочим колесом.

Во избежание чрезмерных напряжений при его приварке необходимо предусматривать компенсирующий элемент. Таким компенсатором в данном случае является опорное кольцо 2. При бетонировании этой зоны недопустимы пустоты.

НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

1. ТИПЫ КОНСТРУКЦИЙ НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ

Направляющий аппарат реактивной гидротурбины служит для подвода потока к рабочему колесу и регулирования расхода воды через турбину. В закрытом положении направляющий аппарат полностью прекращает течение воды к рабочему колесу. Изменение расхода воды через турбину достигается путем поворота системы направляющих лопаток, расположенных по окружности. При повороте лопаток изменяется направление потока (угол α) на выходе из направляющего аппарата (рис. V.1). В поворотных лопастях турбины регулирование расхода происходит путем одновременного поворота направляющих лопаток и лопастей рабочего колеса.

На рис. V.1 показана схема направляющего аппарата с основными геометрическими параметрами, к которым относятся:

- 1) диаметр расположения направляющих лопаток D_0 ;
- 2) число лопаток z_0 ;
- 3) высота направляющего аппарата b_0 (на рисунке отсутствует);
- 4) длина хорды профиля лопаток L и длина входной L_2 и выходной L_1 ее частей ($L = L_1 + L_2$);
- 5) максимальная толщина профиля δ ;
- 6) расстояние между точками касания соседних лопаток в закрытом положении и расстояние от оси поворота до точек касания на входной кромке L_{02} и выходной кромки L_{01}

$$L_0 \approx Z_{01} + L_{02};$$

- 7) относительный эксцентриситет n_0 , характеризующий положение лопатки относительно оси поворота в закрытом положении,

$$n_0 = \frac{L_{01} - L_{02}}{2 L_0};$$

- 8) форма профиля (в данном случае симметричная);
- 9) отношение длины профиля к шагу Z/t , подсчитанному по окружности диаметра D_0 ;
- 10) диаметр регулирующего кольца D_c .

Перечисленные параметры являются постоянными для данного направляющего аппарата.

Для характеристики положения направляющих лопаток в процессе регулирования турбины рассматривается переменный параметр a_0 , который называется открытием направляющего аппарата и представляет собой наикратчайшее расстояние между выходной кромкой какой-либо лопатки и телом соседней лопатки. Открытие направляющего аппарата a_0 зависит от размеров турбины и числа направляющих лопаток. Для геометрически подобных направляющих аппаратов открытие a_0 прямо про-

порционально диаметру колеса и обратно пропорционально числу лопаток z_0 . При повороте направляющих лопаток, который обычно производится от сервомотора, связанного регулирующим кольцом с лопатками, изменяется открытие a_0 и вместе в нем площадь сечения межлопаточных каналов.

Однако изменение расхода при повороте лопаток вызывается в основном не изменением площади проходного сечения направляющего аппарата, а изменением угла α , т. е. направлением потока перед рабочим колесом.

Чтобы доказать это, вспомним основное уравнение турбины

$$\eta g H = v_{u1} u_1 - v_{u2} u_2.$$

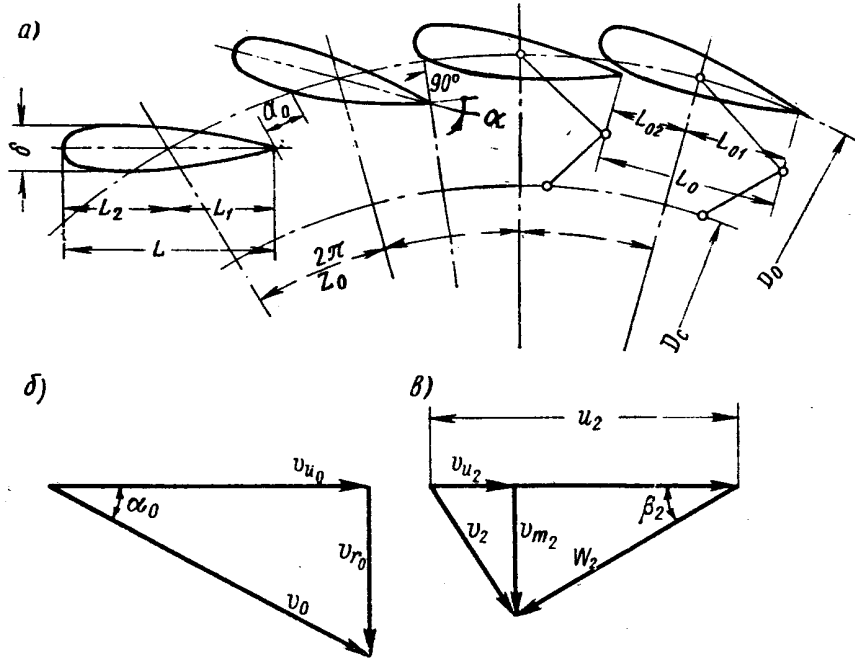


Рис. V.1. Основные геометрические параметры направляющего аппарата: а — направляющие лопатки; б — треугольник скоростей на выходе из направляющего аппарата; в — треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса

В зазоре между направляющим аппаратом и рабочим колесом практически можно считать, что вдоль струйки тока

$$v_{u0} r_0 = v_{u1} r_1. \quad (V.1)$$

Допустим также, что радиальные скорости на выходе из направляющего аппарата v_{r_0} и меридиональные скорости на выходе из рабочего колеса v_{m_2} распределяются равномерно по сечениям и могут быть подсчитаны по формулам:

$$\left. \begin{aligned} v_{r_0} &= \frac{Q}{2\pi r_0 b_0}; \\ v_{m_2} &= \frac{Q}{F_2}, \end{aligned} \right\} \quad (V.2)$$

где F_2 — площадь выходного отверстия сечения рабочего колеса.

Тогда, подставив в основное уравнение турбины значение скорости с учетом основных соотношений треугольников (рис. V.1), запишем:

$$v_{u1} = \frac{r_0}{r_1} v_{u0} = \frac{r_0}{r_1} v_{r_0} \operatorname{ctg} \alpha_0 = \frac{Q}{2\pi r_1 b_0} \operatorname{ctg} \alpha_0; \quad (V.3)$$

$$v_{u2} = u_2 - v_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2 = u_2 - \frac{Q}{F} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (V.4)$$

После преобразований получим

$$Q = \frac{\frac{\eta g H}{\omega} - u_2 r_2}{\frac{1}{2\pi b_0} \operatorname{ctg} \alpha_0 + \frac{r_2}{F_2} \operatorname{ctg} \beta_2}, \quad (V.5)$$

следовательно,

$$Q = f(b_0, \alpha_0 \text{ и } \beta_2).$$

Таким образом, изменение расхода при постоянных оборотах и напорах можно производить за счет изменения трех величин: высоты направляющего аппарата b_0 ; угла выхода потока из направляющего аппарата α_0 ; угла выхода потока из рабочего колеса β_2 .

Регулирование расхода изменением высоты направляющего аппарата b_0 путем перемещения его верхней крышки применяется лишь в малых турбинах. При этом способе обязательно наличие направляющих обтекаемых ребер (неподвижный направляющий аппарат). Иначе получится неустойчивое регулирование. В радиально-осевых и пропеллерных турбинах расход обычно регулируется изменением угла α_0 путем поворота лопаток направляющего аппарата. В малых гидротурбинах иногда применяется регулирование зубом спиральной камеры или одной лопаткой, расположенной в спиральной камере. В последнем случае тоже меняется угол α_0 . В лопатно-регулируемых турбинах или турбинах Томана расход регулируется при неподвижных направляющих лопатках посредством поворота лопастей рабочего колеса, что соответствует изменению угла β_2 . Такие турбины применяются редко.

В поворотлопастных турбинах регулирование расхода достигается одновременным поворотом лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса, т. е. изменением углов α_0 и β_2 . При обтекании потоком направляющих лопаток потери невелики. Основное влияние на к. п. д. направляющего аппарата оказывают потери напора при входе воды на лопатки. Для уменьшения потерь необходимо проектировать спиральную камеру и направляющий аппарат, чтобы в наиболее важном диапазоне режимов работы турбины угол атаки, угол между вектором скорости потока в спиральной камере и касательной средней линией направляющей лопатки на входе был минимальным.

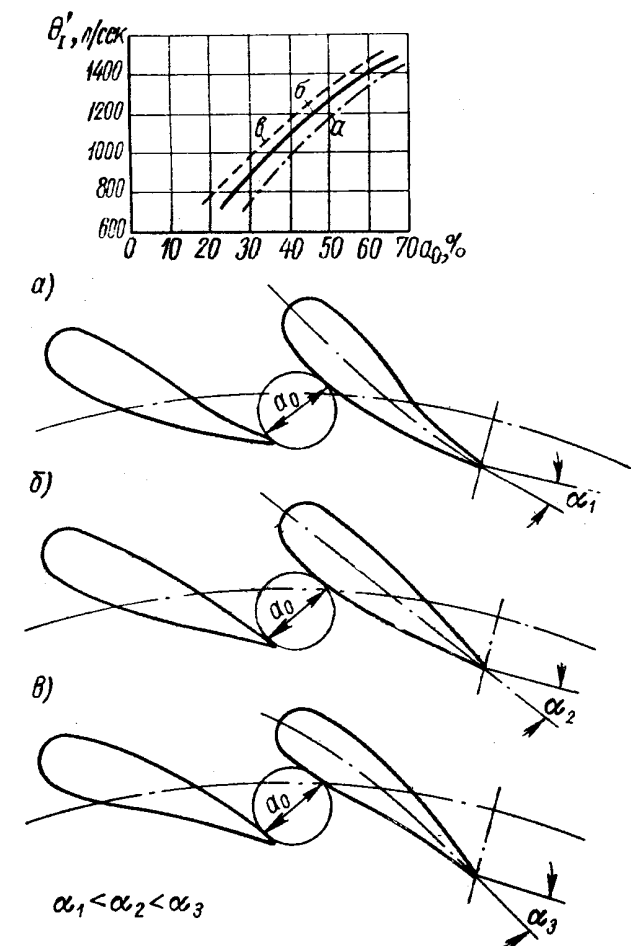


Рис. V.2. Значения приведенных расходов Q'_m для направляющих аппаратов с лопатками, имеющими: а — профиль отрицательной кривизны; б — симметричный профиль; в — профиль положительной кривизны

В поворотлопастных турбинах регулирование расхода достигается одновременным поворотом лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса, т. е. изменением углов α_0 и β_2 .

При обтекании потоком направляющих лопаток потери невелики. Основное влияние на к. п. д. направляющего аппарата оказывают потери напора при входе воды на лопатки. Для уменьшения потерь необходимо проектировать спиральную камеру и направляющий аппарат, чтобы в наиболее важном диапазоне режимов работы турбины угол атаки, угол между вектором скорости потока в спиральной камере и касательной средней линией направляющей лопатки на входе был минимальным.

На рис. V.2 представлены направляющие лопатки с различной формой профиля:

- 1) профиль «отрицательной» кривизны (выпуклый) выпуклостью, направленной к оси турбины (рис. V.2, а);
- 2) симметричный (рис. V.2, б);
- 3) профиль «положительной» кривизны (вогнутой) с вогнутостью, направленной к оси турбины (рис. V.2, в).

Все эти профили изображены при одинаковых открытиях a_0 , но выходящие углы α у них разные.

Наибольший угол α_0 будет давать профиль вогнутый положительной кривизны. Из кривых рис. V.2 видно, что при одинаковых открытиях a_0 направляющие аппараты с разными лопатками будут обладать разной пропускной способностью. Наибольшая пропускная способность у направляющего аппарата с профилем положительной кривизны, имеющего наибольший угол α_0 . Например, при открытии в 50% направляющий аппарат с профилем отрицательной кривизны будет давать $Q'_1 = 1200$ л/сек, с симметричным профилем при таком же открытии 1300 л/сек, с профилем положительной кривизны 1380 л/сек.

В турбинах средней быстроходности направление потока после спиральной камеры получается чаще всего таким, что направляющий аппарат вынужден «раскрутить» поток, получивший чрезмерную закрутку в спирали. В таком случае наиболее целесообразно применять лопатки положительной кривизны с вогнутым к оси вращения профилем.

В открытых установках, где поток близок к радиальному, более благоприятными являются лопатки с отрицательной кривизной с вогнутостью, направленной от оси вращения, (выпуклые), дополнительно закручивающие поток.

Для поворотлопастных турбин со спиралями, имеющими неполный угол охвата, лучше всего было бы ставить лопатки двух профилей: в открытой части — выпуклые и в спиральной — вогнутые. Однако применение лопаток разного профиля у одной турбины нецелесообразно по конструктивным соображениям. Поэтому для быстроходных поворотлопастных турбин обычно принимают симметричные направляющие лопатки. Такая лопатка целесообразна и по технологическим соображениям.

Для высоконапорных радиально-осевых гидротурбин, обычно работающих при малых открытиях, оптимальным профилем направляющей лопатки может быть и выпуклый, и вогнутый. Решать задачу следует опытным путем с учетом типа рабочего колеса и параметров спирали.

Цилиндрический направляющий аппарат

В настоящее время применяется несколько типов направляющих аппаратов. Наиболее распространен цилиндрический (радиальный) направляющий аппарат, у которого оси лопаток параллельны друг другу и расположены на цилиндрической поверхности.

На рис. V.3 приведена простейшая схема цилиндрического направляющего аппарата, который состоит из направляющих лопаток 2, посаженные на неподвижные оси 10 и закрепленные в нижнем 9 и верхнем 1 кольцах направляющего аппарата. Лопатки снизу имеют вырез, в который входит серьга 4, соединенная с помощью шарнира 3 с лопаткой регулирующим кольцом 8. Таким образом, все лопатки, шарнирно связанные с регулирующим кольцом, при повороте кольца будут поворачиваться на одинаковый угол. Поворот регулирующего кольца осуществляется с помощью тяг 7 от рычага 6, заклиненного на регулирующем валу 5. Такая конструкция направляющего аппарата с приводом, детали которого расположены непосредственно у лопаток в потоке воды, называется системой с внутренним регулированием. Недостатком ее является то, что

расположенные в потоке воды детали привода мешают течению жидкости, создают дополнительное сопротивление, шарниры подвержены коррозии. Поэтому такая конструкция применяется лишь для турбин небольших размеров.

На рис. V.4 изображена схема современного направляющего аппарата с приводом для осуществления внешнего регулирования. В этой конструк-

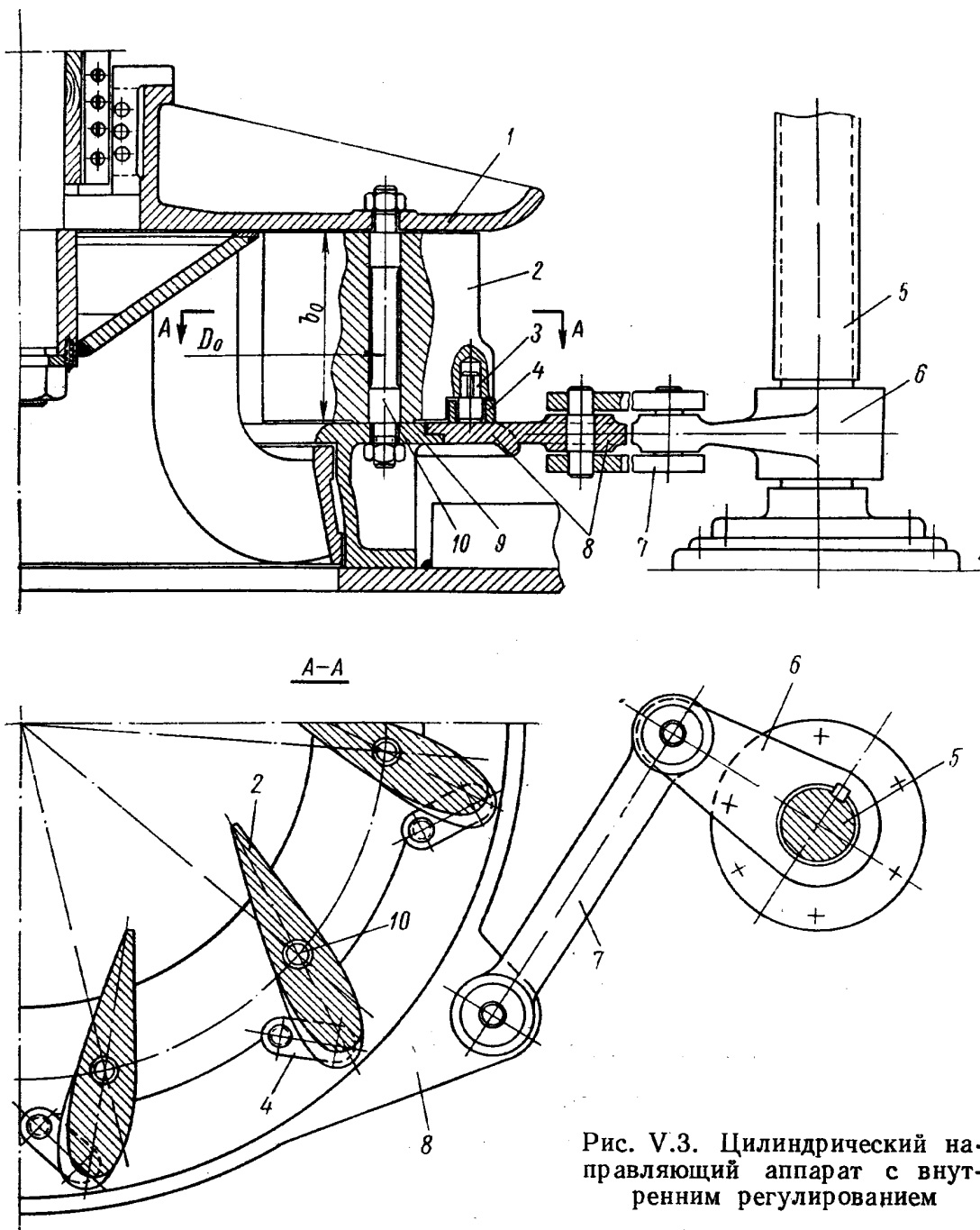


Рис. V.3. Цилиндрический направляющий аппарат с внутренним регулированием

ции детали привода расположены вне потока воды. Направляющий аппарат расположен сразу за статором, который выполнен в данной схеме в виде опорных колонн 3. Направляющая лопатка 4 с помощью нижней 2 и верхней 8 цапф направляется в подшипниках в нижнем 1 и верхнем 6 кольцах направляющего аппарата. Верхняя цапфа опирается на две опорные втулки 5, изготовленные из бронзы или древесных пластиков и укрепленные в стопоре 7. На конец верхней цапфы направляющей лопатки насажен рычаг 9, который с помощью серьги 10 шарнирно связан с регулирующим кольцом 11, смонтированным на крышке турбины 12. Регулирующее кольцо связано с помощью тяг с сервомотором направляющего аппарата.

Данная конструкция имеет наиболее широкое распространение, однако применима не для всех форм проточной части. Для некоторых конструкций турбин применяются иные формы направляющих аппаратов.

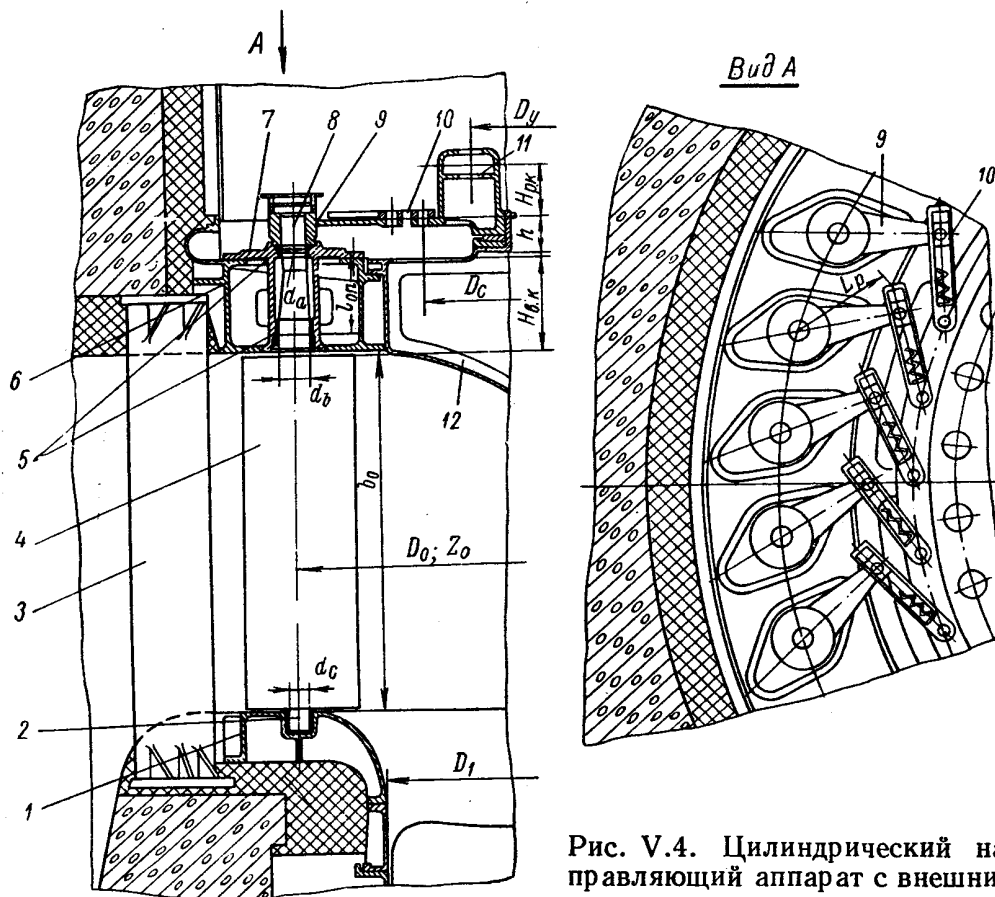


Рис. V.4. Цилиндрический направляющий аппарат с внешним регулированием

Конический направляющий аппарат

На рис. V.5 показан конический направляющий аппарат, оси направляющих лопаток которого расположены на конической поверхности.

Нижнее кольцо 2 направляющего аппарата при коническом направляющем аппарате обязательно должно быть съемным для возможности осуществления монтажа и демонтажа наклонной лопатки 4. Под нижним кольцом расположено фундаментное кольцо 1. Габариты этого кольца определяются габаритами опорных статорных колонн 3. Направляющая лопатка имеет нижние и верхние цапфы, которые направляются в верхнем и нижнем подшипниках. Верхний подшипник 6 смонтирован в гнезде крышки турбины 5. Рычаг 9 установлен на верхней цапфе 7 направляющей лопатки. С помощью пространственных шарниров и серег рычаг связан с регулирующим кольцом 8, которое имеет привод от сервомотора.

Конический направляющий аппарат благодаря наклонному положению лопаток имеет меньшие габариты, чем цилиндрический, и требует меньшего пространства для размещения. Однако наклонное размещение лопаток вызывает усложнение конструкции и технологические трудности из-за необходимости применения пространственных шарниров, переменного по высоте профиля конических лопаток. Торцевые поверхности лопаток и сопряженные места на кольцах направляющего аппарата должны выполняться по сфере. Монтаж и демонтаж деталей направляющего аппарата при коническом расположении лопаток значительно сложнее, но вес конического направляющего аппарата меньше цилиндрического.

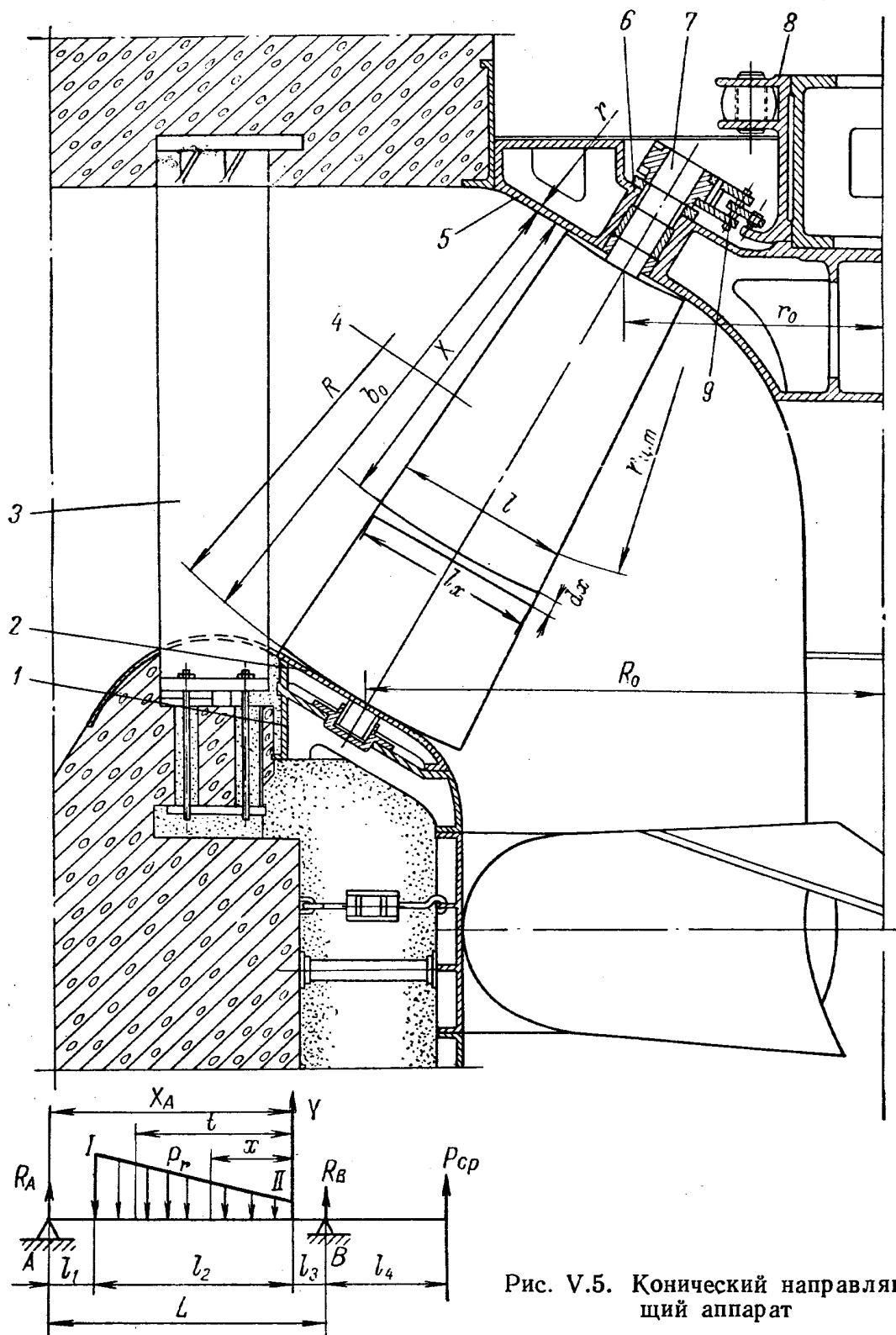


Рис. V.5. Конический направляющий аппарат

Осевой направляющий аппарат

На рис. V.6 показана схема осевого направляющего аппарата, у которого оси лопаток расположены радиально. Такой направляющий аппарат применяется для горизонтальных турбин, имеющих прямоосный неспиральный подвод воды. Радиальные направляющие лопатки 1 смонтированы перед рабочим колесом 7 в напорном патрубке 2, который имеет полусферический профиль. Это позволяет сохранить постоянными зазоры у торцов поворотных радиальных лопаток направляющего аппарата. Верхние и нижние цапфы опираются на соответствующие подшипники. На наружной цапфе лопатки устанавливается рычаг 3, который с помощью

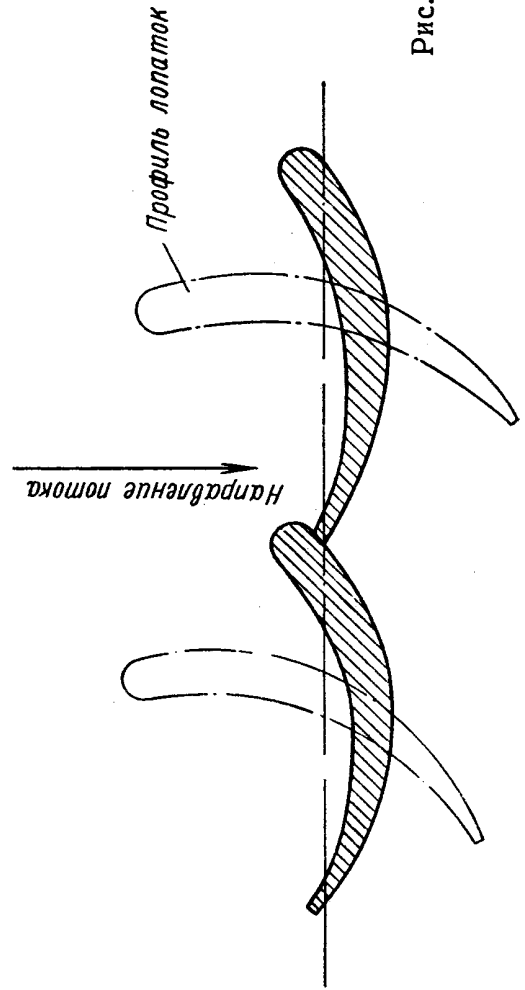
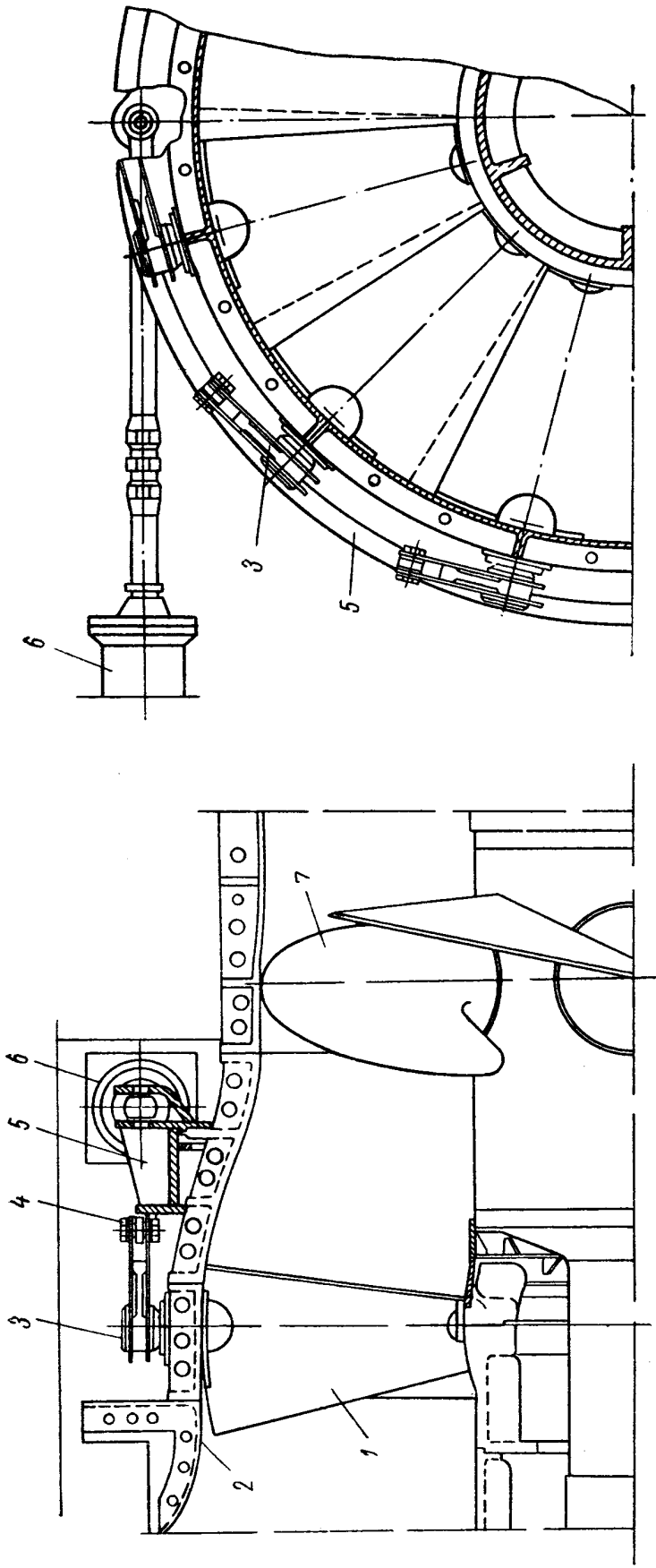


Рис. V.6. Осевой направляющий аппарат

серьги и пространственных шарниров 4, связан с регулирующим кольцом 5, охватывающим напорный патрубок турбины. Регулирующее кольцо связано с помощью тяг с сервомотором 6. Внутренние цапфы лопаток устанавливаются в подшипниках, расположенных в обтекателе, перед втулкой рабочего колеса.

У осевого направляющего аппарата радиальные лопатки должны иметь вдоль по радиусу переменный профиль. Наиболее простыми являются плоские лопатки, но они не обеспечивают оптимальных энергетических качеств турбины. Наиболее эффективными являются закрученные пространственные лопатки. Необходимо только, чтобы они могли служить также запорным органом, т. е. чтобы в закрытом положении кромки соседних лопаток плотно соприкасались.

Габариты и вес осевого направляющего аппарата получаются меньшими, чем цилиндрического и конического направляющих аппаратов.

Из рассмотренных типов направляющих аппаратов в практике гидротурбостроения конический направляющий аппарат ранее применялся лишь в отдельных случаях, например при реконструкциях старых гидротурбин, когда в существующие габариты здания гидростанций вписывались более мощные турбины. В последние годы конические и осевые направляющие аппараты начали находить применение в связи с созданием новых диагональных и горизонтальных гидроагрегатов.

Ниже подробно рассмотрены варианты компоновки элементов конструкции и методы расчета наиболее распространенного направляющего аппарата и указываются особенности расчета конического аппарата.

Основные размеры и соотношения цилиндрического направляющего аппарата в целом для разных диаметров колеса в соответствии с обозначениями на рис. V.4 приведены в табл. V.1.

Т а б л и ц а V.1

Основные соотношения в цилиндрическом направляющем аппарате

D_1 в м	z_0	D_0/D_1	D_c/D_1	D_y/D_1	$d_в$ в м	$H_{в.к}/D_1$	h/D_1	$l_{он}/D_1$	$H_{р.к}/D_1$	L_p/D_1
1,2	16	1,20	0,87	0,90	0,070	0,19	0,10	0,13	0,20	0,135
					0,085	0,24	0,11	0,17		
2,5	16	1,17	0,81	0,90	0,078	0,10	0,05	0,075	0,12	0,135
					0,125	0,17	0,08	0,12		
5,5	24	1,16	0,80	0,83	0,170	0,10	0,05	0,75	0,11	0,130
					0,250	0,16	0,06	0,12		
8,0	32	1,16	0,80	0,83	0,230	0,10	0,04	0,075	0,09	0,125
					0,300	0,13	0,05	0,10		
9,3	32	1,15	0,80	0,83	0,320	0,12	0,03	0,85	0,09	0,122

¹ Диаметр расположения осей проушин регулирующего кольца будет больше при некоробчатой форме регулирующего кольца.

2. СИСТЕМЫ ПРИВодОВ НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ

Привод от сервомотора к регулирующему кольцу

На выбор конструкции деталей направляющего аппарата, на их компоновку оказывает влияние схема привода от сервомотора направляющего аппарата. Обычно привод направляющего аппарата осуществляется от двух сервомоторов.

На рис. V.7 показана схема привода направляющего аппарата от одного сервомотора с двумя тягами. Поршневой сервомотор 1 направляю-

щего аппарата с помощью штока 2, рычага 3 и регулирующего вала 4, двухплечевого рычага 7, двух пересекающихся тяг 8, расположенных под углом α друг к другу, связан с регулирующим кольцом 9. Регулирующий вал 4 направляется в подшипниках 5 и 6. Один подшипник является опорно-упорным. Такая схема с регулирующим валом и с пересекающимися тягами применяется для сравнительно небольших турбин. Она удобна тем, что позволяет располагать сервомотор вне турбинной шахты.

При двух тягах регулирующее кольцо нагружается более равномерно, чем при одной.

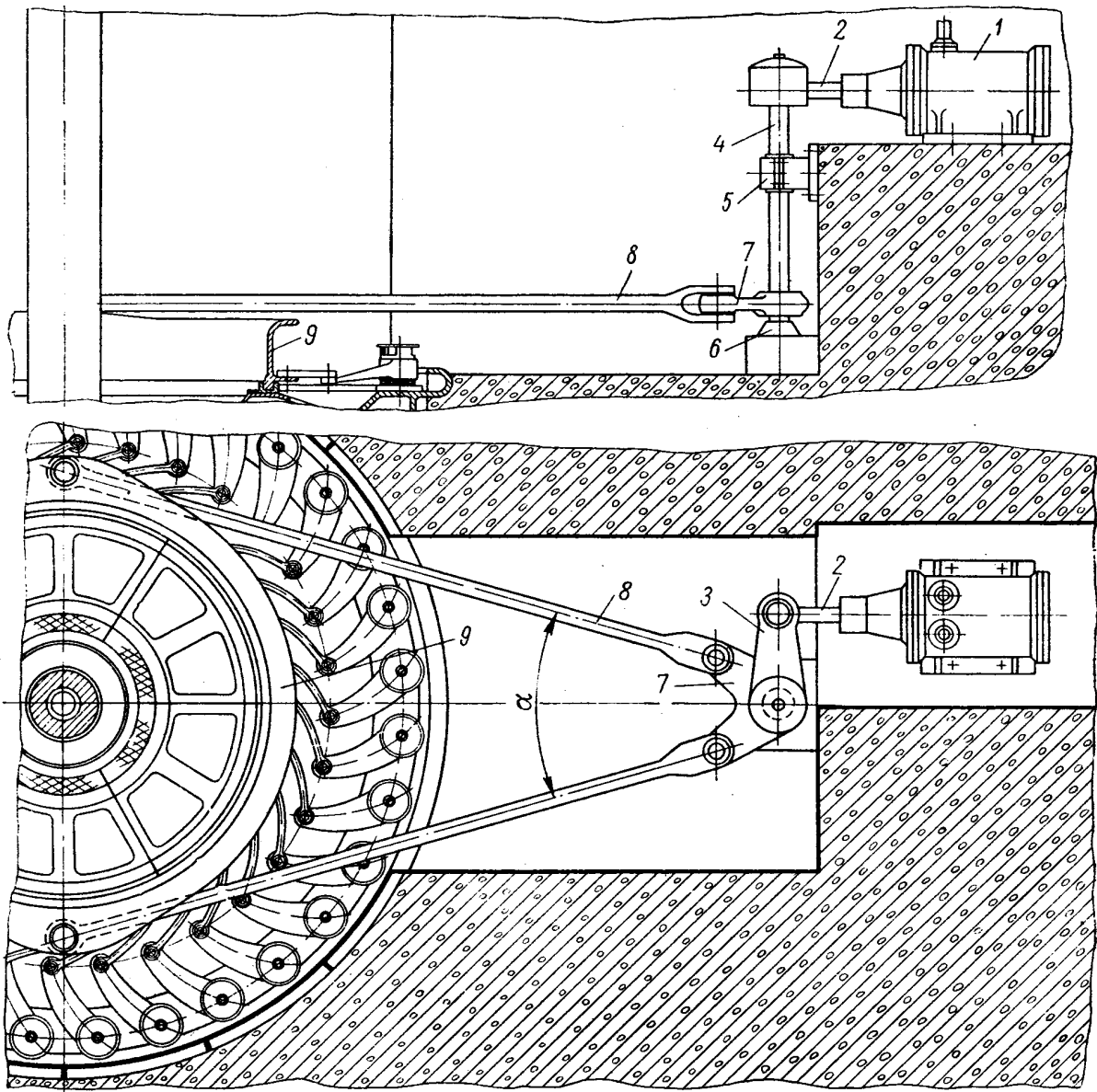


Рис. V.7. Схема привода направляющего аппарата с одним сервомотором и двумя тягами

На рис. V.8 изображена аналогичная схема с приводом от одного сервомотора, но имеющая одну тягу. Сервомотор 2 установлен на плите 1, имеющей подшипник 5. В подшипники проходит регулирующий вал 6, который с помощью рычага 4 связан штоком 3 с поршневым сервомотором. Снизу регулирующего вала заклинен рычаг 7, который с помощью тяг 8 связан с регулирующим кольцом 9. Недостатком такой конструкции является одностороннее нагружение регулирующего кольца от одной тяги. Это требует хорошего направления регулирующего кольца на опоре крышки турбины. В данной конструкции регулирующее кольцо направляется цилиндрическими роликами 10.

На рис. V.9 представлена схема привода направляющего аппарата с двумя поршневыми сервомоторами, присоединенными непосредственно к регулируемому кольцу. Каждый из сервомоторов 1 закрепляется в металлической шахте 7, забетонированной в турбинной шахте. Металлический кожух имеет фланец, к которому крепится сервомотор направляющего аппарата. Тягой 2 поршневой сервомотор соединен с регулирующим кольцом через шарнир 4; аналогично цилиндрическим шарниром соеди-

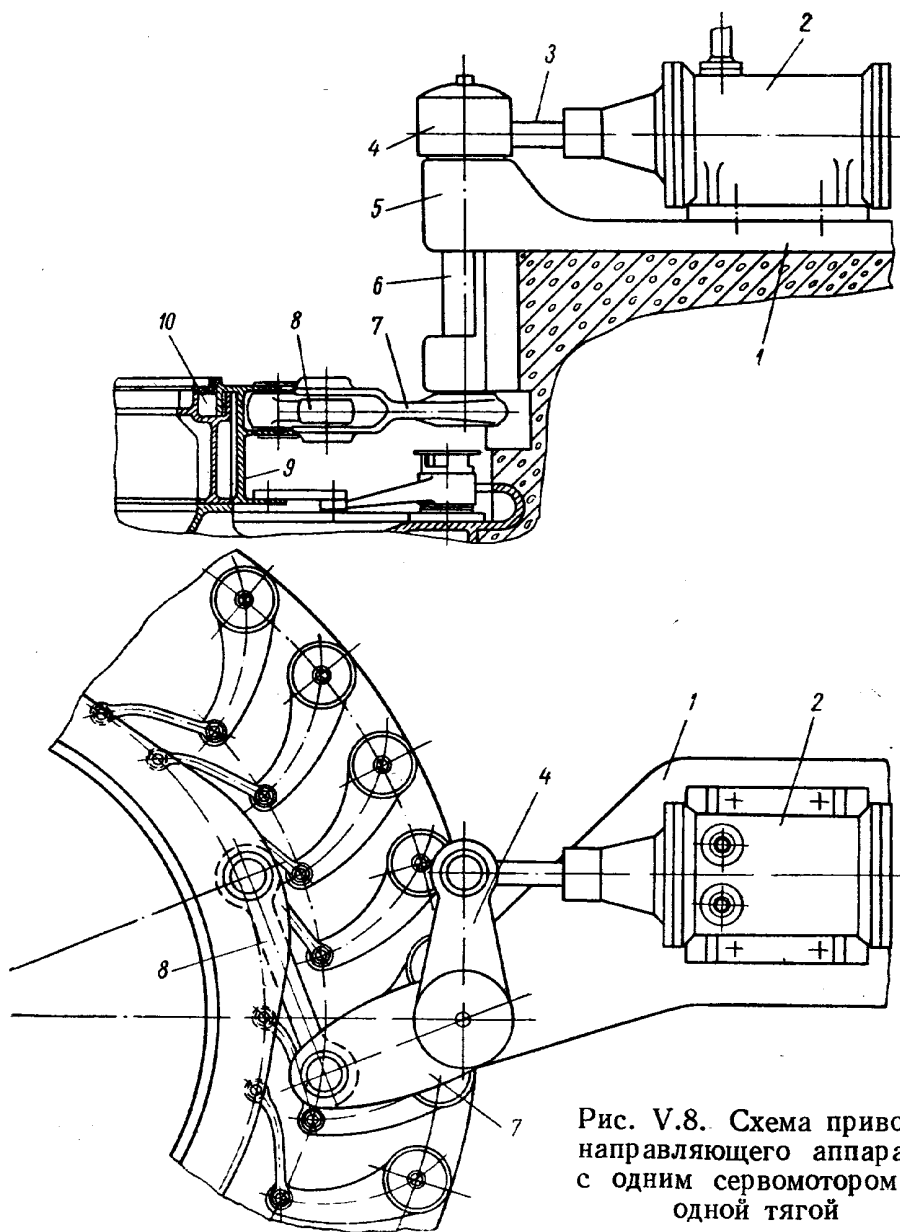


Рис. V.8. Схема привода направляющего аппарата с одним сервомотором и одной тягой

няется и тяга с поршнем. Регулирующее кольцо 3, установленное на крышке турбины 9, опирается на нее через специальную опору 8. Регулирующее кольцо с помощью серьги 5 и рычага 6 связано с лопатками направляющего аппарата. Такая схема наиболее проста и имеет широкое применение в практике гидротурбостроения различных стран. Достоинством этой схемы является наличие двух тяг для поворота регулирующего кольца, позволяющих осуществлять принцип «пары сил». Регулирующее кольцо при этом можно выполнить сравнительно небольших размеров и осуществить его простое направление на крышке турбины.

Для осуществления такой конструкции требуется сделать в бетонной шахте соответствующие выемки, что осложняет процесс бетонирования и затрудняет применение сборной железобетонной конструкции. Поэтому в ряде случаев было признано целесообразным не устанавливать серво-

моторы направляющего аппарата в шахте турбины, а непосредственно располагать их на крышке турбины или внутри регулирующего кольца.

На рис. V.10 показаны разные варианты установки сервомоторов на крышке турбины. На схеме рис. V.10, а сдвоенный поршневой прямой сервомотор 1, имеющий вид цилиндра, установлен над регулирующим кольцом 2. Он опирается на крышку турбины с помощью опоры—консоли 3. Прямолинейное перемещение поршней 6 сервомотора осуще-

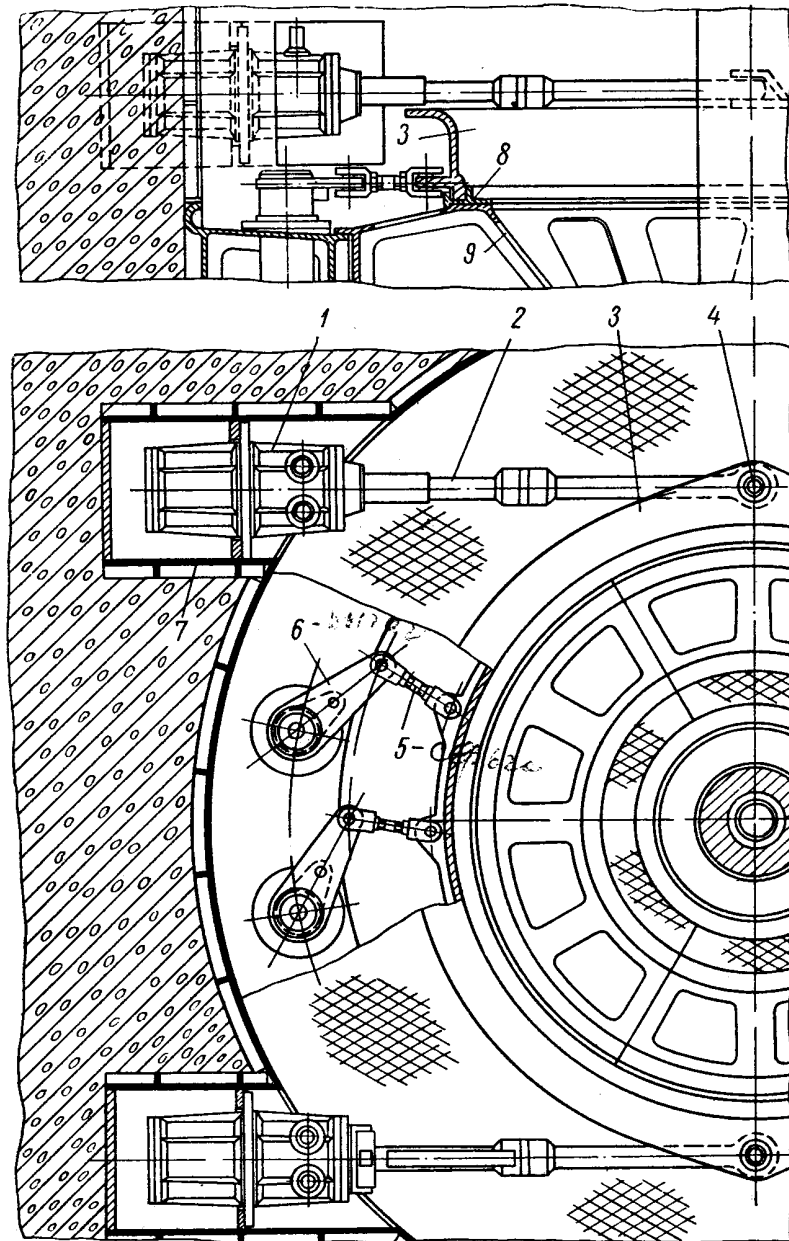


Рис. V.9. Схема привода направляющего аппарата с двумя сервомоторами

ствляется при подаче масла в цилиндры по трубкам 4. Шток в средней части имеет ползун с цилиндрическим шарниром 5, который связан с регулирующим кольцом. Поэтому при перемещении поршней со штоком через шарнир будет перемещаться и регулирующее кольцо, совершая круговое движение. Вместе с ним будут двигаться серьги и рычаги, открывая или закрывая направляющий аппарат. В этом варианте при простой конструкции сервомотора несколько сложна его установка над регулирующим кольцом. Кроме того, в шахте турбины требуется много места для его установки.

На схеме рис. V.10, б показан аналогичный поршневой сервомотор (плунжерный), но не прямоосный, а изогнутый, так называемый торовый сервомотор, состоящий из двух дуговых цилиндров 2 и плунжера 3, располагается непосредственно на крышке турбины у регулирующего кольца 6. К регулируемому кольцу присоединяется цилиндрический палец 4, который через шаровой шарнир 5 связан с плунжером сервомотора. Следовательно, при подаче масла по трубкам 1 в цилиндры сервомотора, плунжер будет перемещаться и двигать регулирующее кольцо, закрывая или открывая направляющий аппарат.

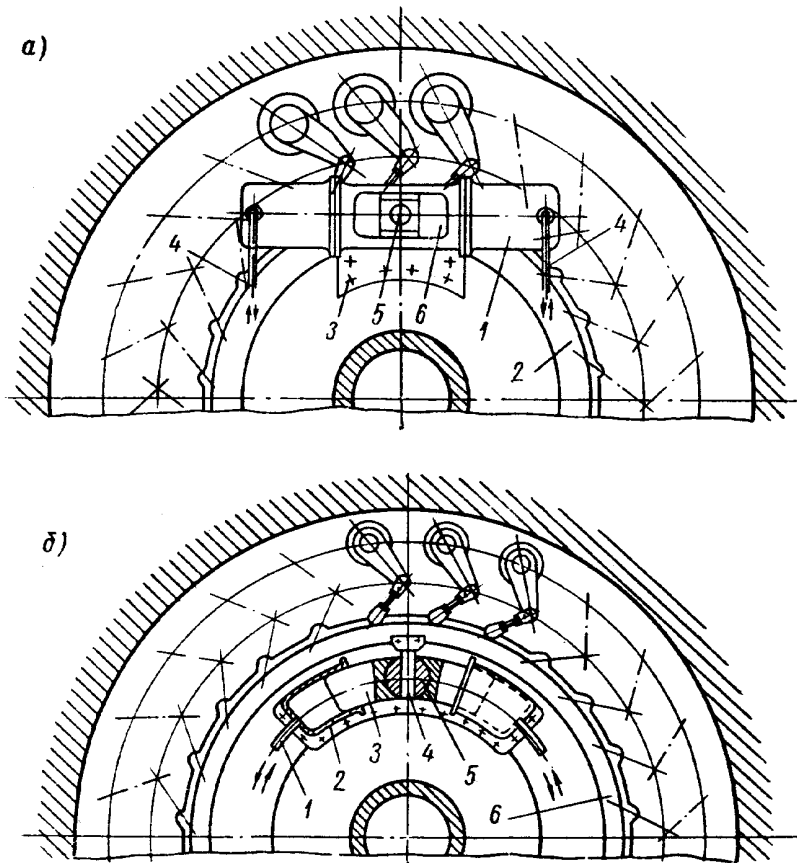


Рис. V.10. Схема установок плунжерных прямоосного (а) и изогнутого (б) сервомоторов направляющих аппаратов на крышке турбины

Плунжерный изогнутый сервомотор сложнее по конструкции, чем прямоосный. Он требует более сложного процесса обработки своих деталей, но зато при изогнутом сервомоторе его удобнее располагать на крышке турбины непосредственно у регулирующего кольца. Для турбин больших размеров, имеющих достаточное пространство внутри крышки турбины, возможно применение обычных поршневых сервомоторов, присоединенных к регулируемому кольцу, но расположенных не в шахте турбины, а внутри крышки турбины. Такая схема расположения приведена в первом издании монографии «Гидротурбины», однако распространения она не получила.

Были случаи применения крыльчатых сервомоторов для поворота отдельных лопаток направляющего аппарата, но такие конструкции также пока не получили широкого применения.

Привод от регулирующего кольца к направляющим лопаткам

Направляющие лопатки соединяются с регулирующим кольцом с помощью рычагов, серег и цилиндрических шарниров. Особенностью кривошипного привода направляющих лопаток является наличие ломкого

соединения на одном из звеньев этого привода, которое предусматривается для того, чтобы в случае заклинивания постороннего тела, плавающего в потоке (бревна, доски и т. д.) между двумя соседними лопатками, остальные лопатки направляющего аппарата могли бы закрыться без поломки деталей привода. В этом случае будет разрываться или срезаться только специально предусмотренное ломкое соединение у привода лопаток. Две лопатки, между которыми находится постороннее тело, остаются открытыми. Если бы отсутствовало специальное ломкое приспособление, мог бы лопнуть либо рычаг, либо серьга или цапфа, так как усилие серво-

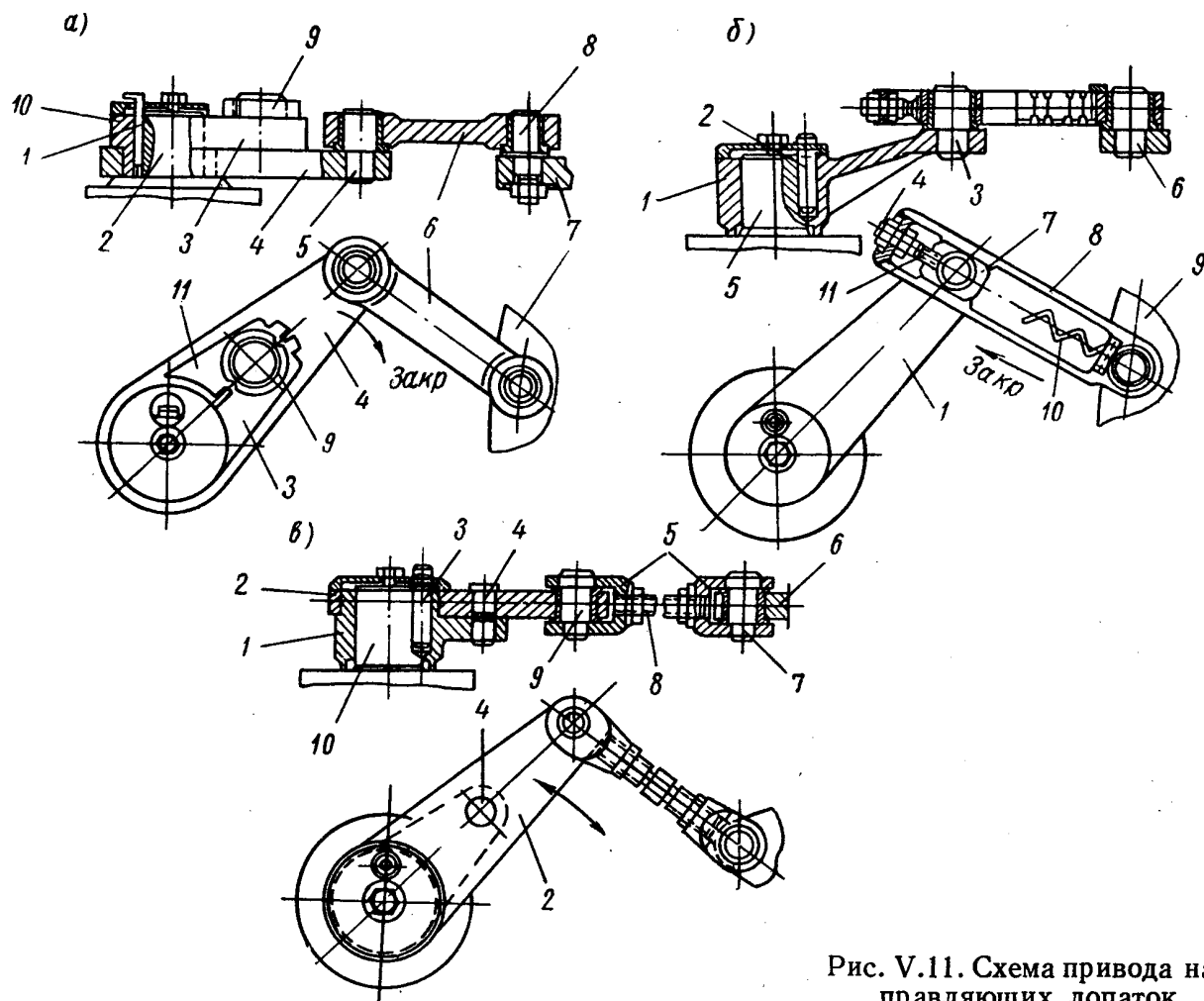


Рис. V.11. Схема привода направляющих лопаток

мотора при закрытии, нормально передаваемое на все лопатки, сосредоточивалось бы на двух защемленных лопатках. Ломкие приспособления бывают различных конструкций (рис. V.11).

На схеме рис. V.11, а показан привод, в котором ломкое соединение осуществлено в виде разрывного кольца, установленного на рычаге. Рычаг 4 свободно одет на втулку рычага 10, которая с помощью шпонки 1 заклинена на верхней цапфе направляющей лопатки 2. Нижний рычаг имеет выступ 11, а втулка рычага имеет плечо 3, которые соединятся между собой с помощью кольца 9. Следовательно, с помощью этого кольца и соответствующих выступов рычаг и его втулка соединяются в единую конструкцию. На кольце 9 имеются вырезы, поэтому при возрастании нагрузки приблизительно в 1,6—1,7 раза против нормальной это кольцо должно разрываться. Кольцо в данном случае является ломким соединением, при его разрыве рычаг может двигаться «на закрытие» (как указано на стрелке), а втулка рычага останется с лопаткой в том месте, которое будет зафиксировано заклинившей деталью, попавшей между лопатками.

Рычаг с серьгой 6 и серьга с регулирующим кольцом 7 соединяется с помощью цилиндрических шарниров 5 и 8.

Такая схема конструкции применялась ранее на многих турбинах. В последние годы такая конструкция не применяется. Так как трудно выполнить индентичные разрывные кольца и посадочные места для них, что приводит к слишком различным разрывным усилиям для разных колец. Кроме того, нельзя регулировать длину рычага и серьги. Поэтому большее распространение получили две конструкции по схемам рис. V.11, б и в. В конструкции, показанной на схеме V.11, б, рычаг направляющей лопатки 1 с помощью шпонки 2 заклинен на цапфе направляющей лопатки 5. Головка рычага с помощью шарнира 3 соединена с ползуном 7, который разрывным болтом 11 и гайками 4 связан с серьгой 8, другой конец серьги с помощью шарнира 6 соединен с регулирующим кольцом 9. При нормальной работе турбины усилия от регулирующего кольца на рычаг при открытии и закрытии передаются через разрывной болт. В случае заклинивания лопатки при движении регулирующего кольца «на закрытие» (как указано стрелкой) разрывной болт, имеющий специальную выточку, уменьшающую его сечение, разрывается и серьга будет скользить по ползуну. Для этого в серьге предусмотрены соответствующие прорезы для ее свободного перемещения. Для того чтобы после обрыва болта не было бы удара ползуна о серьгу, предусмотрены амортизаторы 10.

Достоинством этой конструкции является возможность регулирования длины серьги за счет разрывного болта с гайками, что упрощает технологию изготовления и сборки направляющего аппарата. В конструкции с ломким разрывным кольцом, рассмотренной выше, сборка и подгонка направляющего аппарата представляла значительно большие технологические трудности, так как в приводе не было компенсирующего устройства. Недостатком конструкции привода с разрывным болтом является относительная громоздкость самой серьги и необходимость пространства для свободного перемещения серьги относительно ползуна после обрыва разрывного болта при движении регулирующего кольца.

На схеме рис. V.11, в показан еще один привод направляющей лопатки со срезным цилиндрическим штифтом на рычаге. Эта схема применяется в последнее время в большинстве турбин. В этой конструкции рычаг также состоит из двух частей. Нижняя втулка рычага 1 заклинена на цапфе направляющей лопатки 10 с помощью шпонки 3. На втулке рычага расположена накладка 2, которая соединена с нижней втулкой с помощью срезного штифта 4 в единую конструкцию. Рычаг с помощью цилиндрического шарнира 9 соединяется с серьгой 5. Серьга состоит из двух головок и соединительного винта 8 с правой и левой резьбой. Длина серьги может изменяться при повороте соединительного винта; на винте предусмотрены контргайки. Серьга с помощью цилиндрического шарнира 7 соединяется с регулирующим кольцом 6. Следовательно, при заклинивании постороннего тела между лопатками направляющего аппарата и возрастания усилия, передаваемого от сервомотора к серьге, срезной палец на рычаге может срезаться и рычаг свободно поворачивается вокруг втулки. В данной конструкции направление закрытия должно быть строго определенным, так как первые две схемы имеют ломкие соединения, работающие только в одну сторону. В некоторых конструкциях иностранных фирм в качестве ломкого предохранительного звена используется серьга (см. рис. V.7, V.8). В практике отечественного турбиностроения такие конструкции не применяются.

Опора регулирующего кольца

На рис. V.12 представлены конструкции опоры регулирующего кольца. На схеме рис. V.12, а показана конструкция опоры, где на крышке турбины имеется дорожка 1 для шариков опоры. Шарики 2, соединенные обоймой 3, воспринимают нагрузку от веса регулирующего кольца 8 через верхнюю дорожку 4. В радиальном направлении регулирующее кольцо 8 удерживается планками 5, закрепленными на цилиндрической

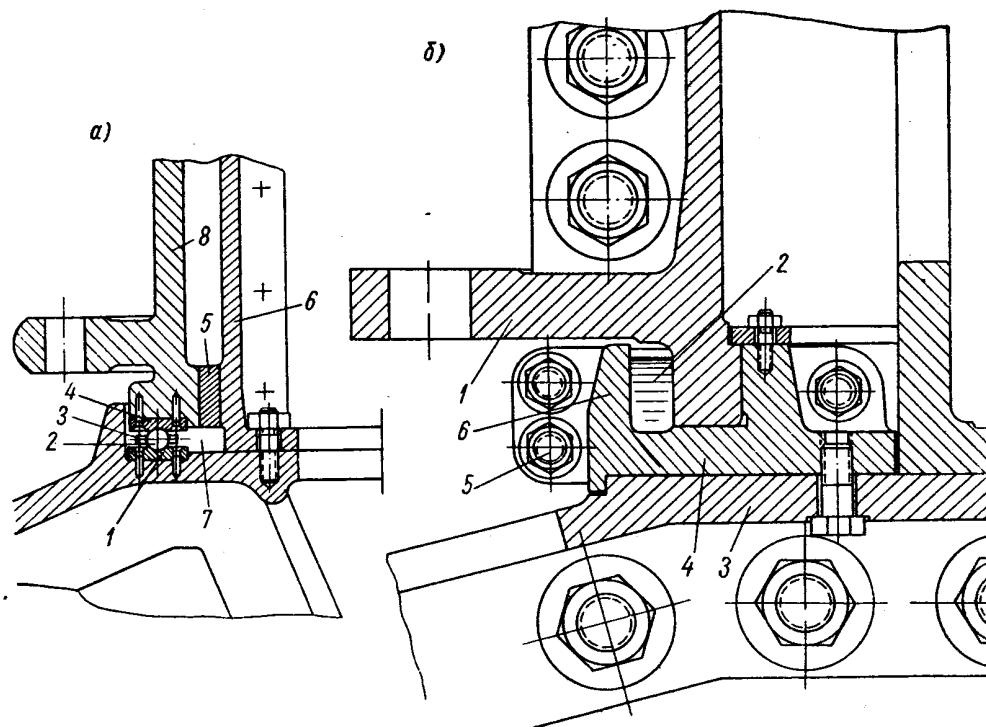


Рис. V.12. Схема конструкций опоры регулирующего кольца

опоре 6. Между крышкой турбины и регулирующим кольцом имеется полость 7, заполненная маслом. Эта конструкция, хотя и обеспечивает минимальное трение благодаря шариковой опоре, довольно сложна. В последнее время, как правило, применяется более простая конструкция, показанная на схеме V.12, б. В ней отсутствует шариковая опора. Регулирующее кольцо 1 опирается на специальную опору 4, которая установлена на крышке турбины 3. Опора имеет буртик 6, ограничивающий полость 2, заполненную маслом. Опора обычно выполняется из чугуна и состоит из нескольких частей, соединенных между собой болтами 5.

3. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ЛОПАТКИ

Установка направляющих лопаток

В конструкции направляющего аппарата обычно предусматривают возможность выема направляющей лопатки.

На рис. V.13, а и б показаны две схемы демонтажа лопатки, применяемые в современных конструкциях.

На схеме V.13, а¹ показана конструкция, при которой верхнее кольцо направляющего аппарата 1 забетонировано и имеет фасонные прорези 3, через которые возможен демонтаж направляющей лопатки 2 вверх, в шахту турбины. Подшипник направляющей лопатки имеет фланец соответствующей формы, которая позволяет перекрыть фасонные прорези кольца.

¹ Впервые предложена Н. Н. Ковалевым; авторское свидетельство № 50825.

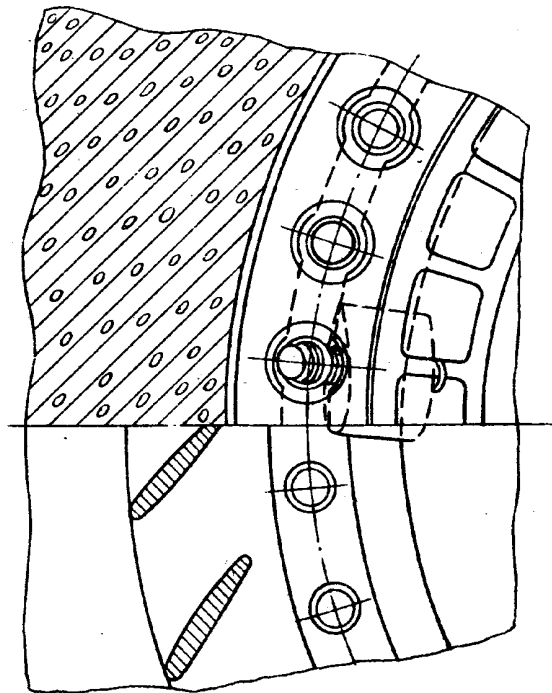
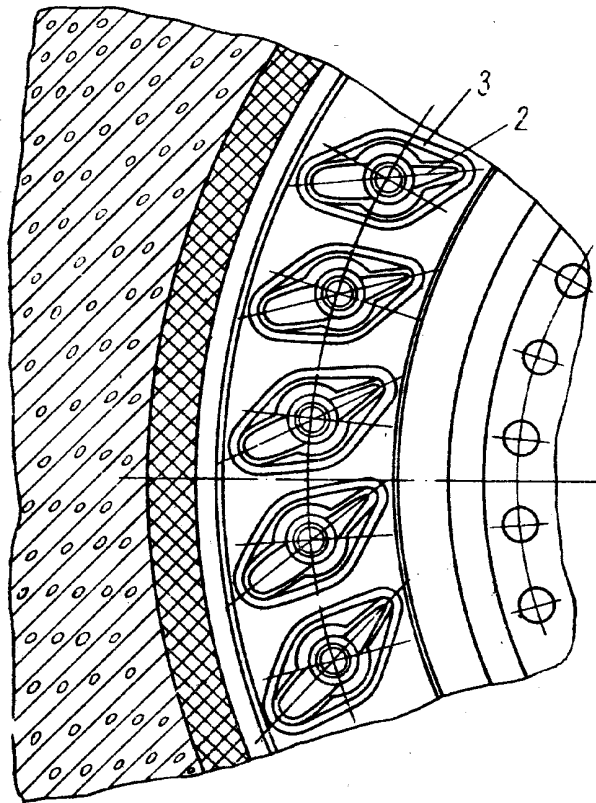
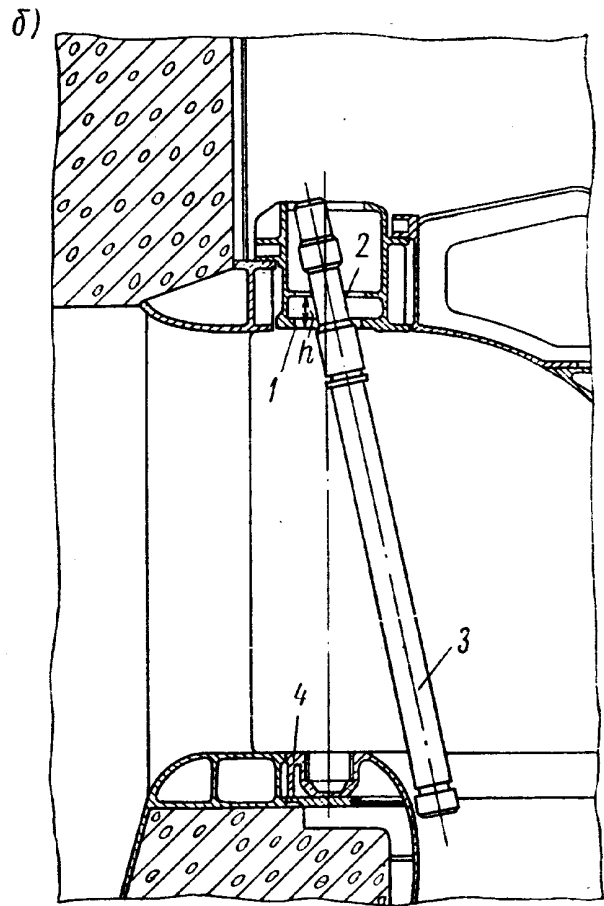
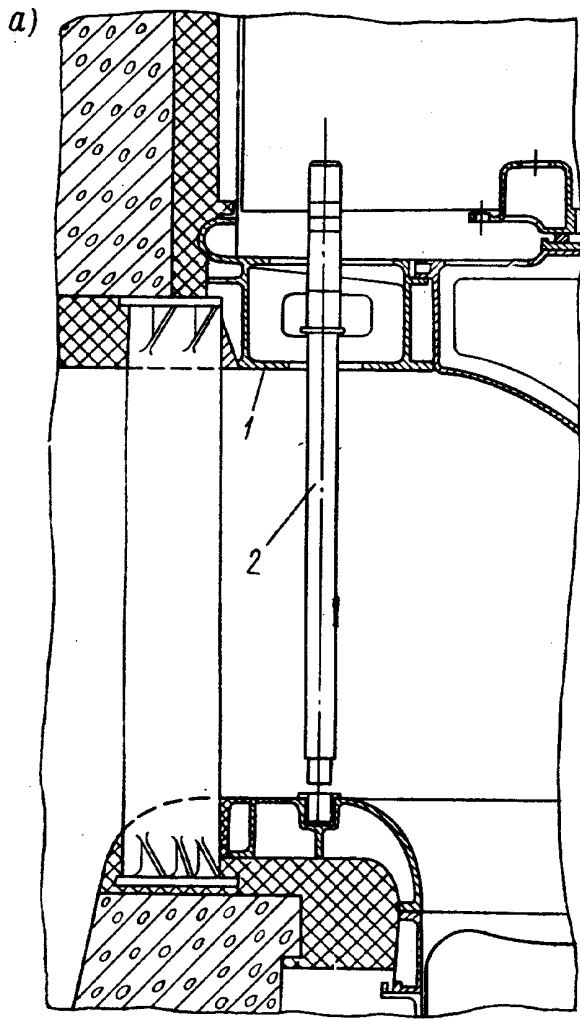


Рис. V.13. Схема демонтажа направляющих лопаток

Такая схема выема направляющей лопатки наиболее проста, однако она имеет недостатки. Верхнее кольцо направляющего аппарата ослабляется благодаря фасонным прорезам в верхнем и нижнем поясах кольца. Поэтому для сохранения момента сопротивления сечения приходится увеличивать высоту кольца и толщину его стенки, что влечет за собой утяжеление конструкции. Для демонтажа лопатки, особенно низконапорной турбины, имеющей большой размер b_0 , необходимо предусматривать соответствующую высоту шахты турбины.

В настоящее время в связи с применением конструкций, в которых подпятники располагаются на крышке турбины, шахта может не иметь достаточной высоты для демонтажа лопатки. Поэтому в таких конструкциях эта схема демонтажа лопатки может быть неосуществима. Монтажная схема (рис. V.13, б) имеет в этом отношении преимущества, хотя демонтаж и происходит более сложным путем. В данной конструкции выемка лопатки направляющего аппарата 3 происходит путем поднимания лопатки вверх на величину, достаточную для выема нижней цапфы лопатки из своего гнезда, после чего лопатку наклоняют и опускают в полость рабочего колеса. Далее она может выниматься либо через спиральную камеру, либо через отсасывающую трубу, или через специальные люки в крышке турбины.

В верхнем кольце направляющего аппарата 1 данной конструкции необходимо предусматривать соответствующие прорезы в нижнем поясе для выемки лопатки вверх до пояса 2. Высота h от нижнего пояса до среднего пояса 2 верхнего кольца должна быть достаточной для выемки нижней цапфы из гнезда нижнего кольца направляющего аппарата 4. Прорезы в нижнем поясе в обеих схемах при нормальной эксплуатации закрываются специальными стальными листами, укрепленными винтами. В конструкции по схеме рис. V.13, б верхнее кольцо направляющего аппарата является более жестким, но сама конструкция — более сложной из-за наличия среднего пояса. Процесс демонтажа лопатки тоже более сложен. Выем направляющей лопатки без демонтажа верхнего кольца и крышки турбины целесообразен в турбинах сравнительно больших размеров, начиная с диаметра колеса $D > 4$ м. При турбинах меньших размеров осуществлять выем нецелесообразно в связи с относительно небольшими размерами деталей турбин и сравнительно простым демонтажом всего агрегата.

Конструкции направляющих лопаток

Стальная цельнолитая лопатка направляющего аппарата для поворотнолопастной турбины изображена на рис. V.14.

Лопатка состоит из тела 2 обтекаемой формы и верхней 1 и нижней 3 цапф. Верхняя цапфа, более длинная, устанавливается и направляется своими шлифованными поверхностями в двух втулках подшипника верхнего кольца направляющего аппарата. Нижняя цапфа направляется втулкой в нижнем кольце направляющего аппарата. Конец верхней цапфы лопатки точно обрабатывают для посадки рычага, который закрепляют на нем с помощью цилиндрической шпонки.

Обычно лопатку делают пустотелой. Толщина тела лопатки в месте соединения с верхней цапфой часто бывает меньше диаметра цапфы, поэтому надо обращать внимание на то, чтобы переход от цапфы к лопатке был плавным. Тело лопатки не обрабатывается, а только шлифуется, поэтому качество поверхности лопатки при ее отливке должно быть высоким.

Механической обработке подвергаются только кромка 8 выходного носика лопатки и место примыкания соседней лопатки в закрытом

положении. Для лопатки, показанной на рис. V.14, в этом месте имеется специальное гнездо в виде ласточкиного хвоста для установки резиновой прокладки 4. Место положения резинового шнура на поверхности лопатки фиксируется двумя радиусами (в данном случае $R = 490$ и 219), которые определяются из построения направляющего аппарата.

Опыт эксплуатации направляющих аппаратов с резиновыми уплотнениями между лопатками показал, что надо тщательно выбирать и увязывать форму резиновой прокладки и гнезда под нее на лопатке. Прокладку надо устанавливать в гнезде с натягом, иначе при обтекании ло-

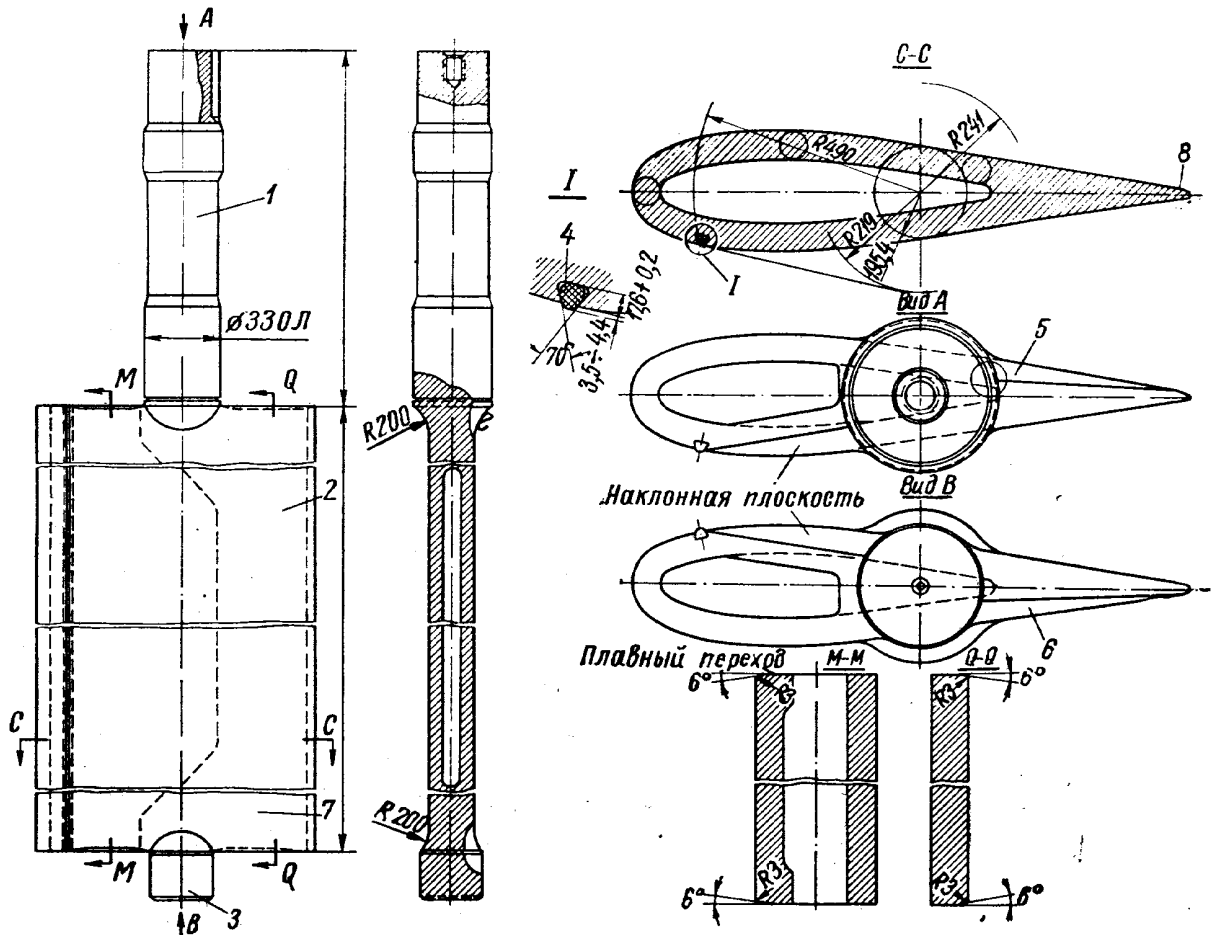


Рис. V.14. Цельнолитая лопатка направляющего аппарата

патки водой они могут быть вырваны. Можно прокладку привулканизировать к металлическим планкам и последнюю укрепить на лопатке с помощью винтов, но это связано с усложнением процесса изготовления лопатки.

На рис. V.15 показаны варианты сварных лопаток направляющих аппаратов. Показано также другое крепление резиновой прокладки на поверхности лопатки, применяемое для напоров свыше 50 м. Резиновая прокладка 6 прижимается металлической планкой 7, укрепленной на винтах 8 в гнезде стенки лопатки. Такая конструкция дает более надежное закрепление резины на лопатке. При выборе толщины листа сварной лопатки необходимо учитывать глубину паза для установки уплотнения.

В ряде конструкций направляющих лопаток уплотнение между двумя соседними лопатками достигается без применения резиновых уплотнений за счет прижимания плотно пригнанного при монтаже носика лопатки к прямолинейному участку поверхности на спинке соседней лопатки. Уплотнение между торцами лопатки и верхним и нижним кольцами направляющего аппарата достигается либо за счет установки минимально

возможного зазора между этими деталями, либо за счет установки резиновых прокладок.

Первый способ — применение минимальных технологически осуществимых зазоров — требует более точной обработки лопатки по высоте и более точного монтажа кольцевых деталей направляющего аппарата.

При установке резиновых прокладок на обтекаемых поверхностях верхнего и нижнего колец направляющего аппарата для уплотнения торцевых зазоров направляющих лопаток обработка и монтаж деталей направляющего аппарата может осуществляться с более свободными допусками. Однако при такой конструкции, если резиновая прокладка будет

вырвана из гнезда, протечки воды через торцевые зазоры могут значительно возрасти.

Для лучшего осуществления уплотнения торцевых за-

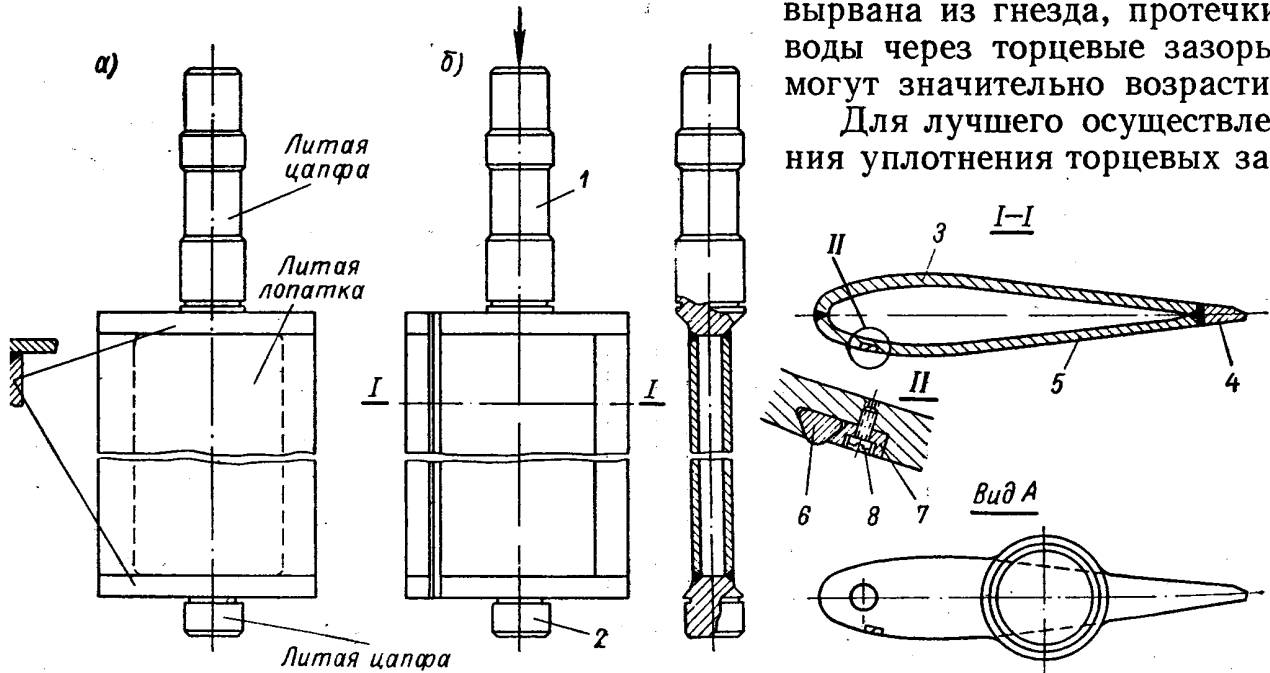


Рис. V.15. Сварная лопатка направляющего аппарата

зоров на лопатке предусматривают наклонные плоскости 5 и 6 (рис. V.14), которыми лопатка прижимается к резиновой прокладке в закрытом положении. Выходные кромки направляющих лопаток поворотнолопастной турбины при больших открытиях свешиваются над камерой рабочего колеса, поэтому целесообразно в нижней части 7 сечение лопатки делать тоньше с тем, чтобы поток при выходе из нее не очень сильно завихрялся.

При сварной направляющей лопатке (рис. V.15) приварка цапф к телу лопатки производится по всей периферии, что обеспечивает надежное соединение в месте сварки. Приварка цапфы непосредственно к телу лопатки нецелесообразна вследствие малой толщины лопатки по отношению к диаметру цапфы.

В варианте рис. V.15, а лопатка сварена из литых заготовок, цапф и пера лопатки в единую конструкцию. Расчленение лопатки на три части и отливка самого тела лопатки и цапфы отдельно позволяет значительно упростить технологию отливки лопатки и применить машинную формовку. Поэтому такая конструкция может быть рекомендована в случае применения лопаток, отлитых из стали.

Из рис. V.15, б видно, что собственно лопатка образована тремя листами 3, 4, и 5, сваренными между собой вертикально. При этом лист 4 приваривается к другим листам с помощью электрошлаковой сварки. Листы 3 и 5 штампуются в соответствии с профилем лопатки.

К листам тела лопатки снизу и сверху приваривается горизонтальными швами плоские листы, имеющие очертания профиля лопатки. Эти листы

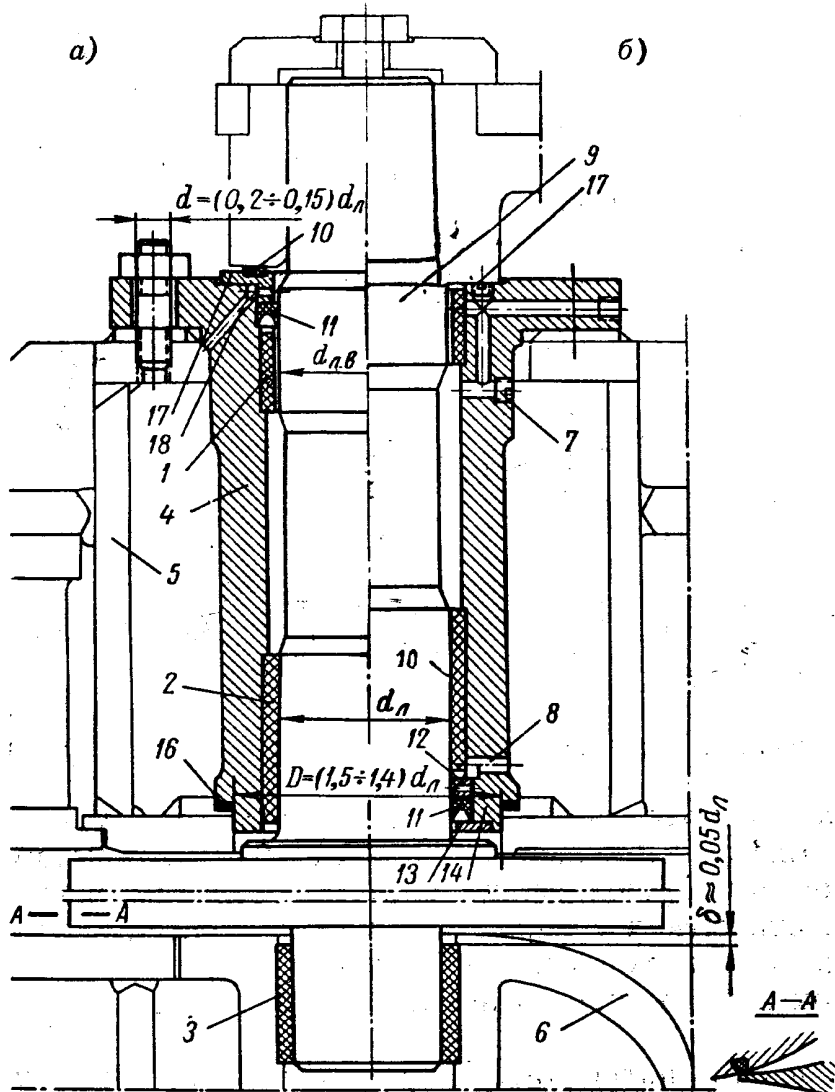
отлиты вместе с верхней 1 и нижней 2 цапфами лопатки. Хотя сварная направляющая лопатка по весу немного отличается от литой, но стоимость ее изготовления меньше на 30—40%. Поэтому сварные конструкции лопаток находят все большее применение в гидротурбостроении.

Подшипники направляющих лопаток и их смазка

Раньше в подшипниках цапф направляющих лопаток, как правило, применялись бронзовые втулки и масляная смазка. Нижняя цапфа смазывалась через трубку, проходящую внутри лопатки. В последние годы

в отечественном гидротурбостроении для втулок применяют древесный пластик и смазывают втулки водой. Когда вода загрязняется и несет много песка, применяют масляную смазку.

На рис. V.16 показана современная конструкция подшипников для цапф направляющей лопатки на водяной и масляной смазке. Верхняя цапфа лопатки 8 направляется двумя подшипниками со втулками из древесных пластиков 1 и 17; 2 и 10. Нижняя цапфа направляется одной втулкой 3 из древесных пластиков. Обе верхние втулки установлены в чугунный подшипник 4 направляющей лопатки 9, который с помощью фланца закреплен на верхнем кольце направляющего аппарата 5. Нижняя втулка установлена в нижнем кольце направляющего аппарата 6. При масляной смазке (рис. V.14, б) под средней 2 втулкой располагается уплотнение, предохраняющее от проникновения воды к втулкам и внутрь шахты турбины. При водяной смазке (рис. V.14, а) уплотнения расположены над верхней втулкой. Уплотнение состоит из резиновой манжеты 11, дренажного кольца 12 и нижнего прижимного кольца 13, которое поджимается винтом 14. В варианте рис. V.16, б для смазки употребляют густое масло, которое подводится по трубопроводу 7



Вариант с упорным кольцом

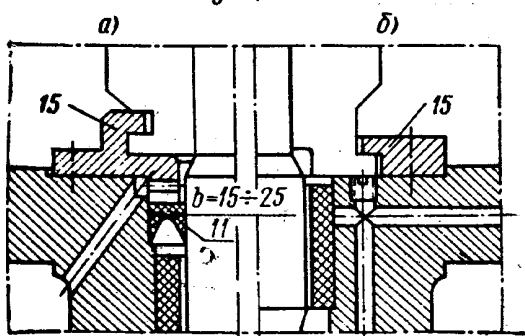


Рис. V.16. Подшипник направляющей лопатки для водяной (а) и для масляной смазки (б)

уплотнения расположены над верхней втулкой. Уплотнение состоит из резиновой манжеты 11, дренажного кольца 12 и нижнего прижимного кольца 13, которое поджимается винтом 14. В варианте рис. V.16, б для смазки употребляют густое масло, которое подводится по трубопроводу 7

к средней и верхней цапфам. Для отвода просачивающейся воды через уплотнения служит трубка 8 или 18, которая отводит воду от средней втулки или после верхней.

Торцевые зазоры направляющей лопатки при ее монтаже устанавливаются и фиксируются при установке рычага на направляющую лопатку. Рычаг заклинивается на цапфе в нужном положении. Следовательно, рычаг лопатки является как бы ее пятой. Лопатка подвешена на рычаге, который опирается на фланец подшипника своей нижней торцевой плоскостью.

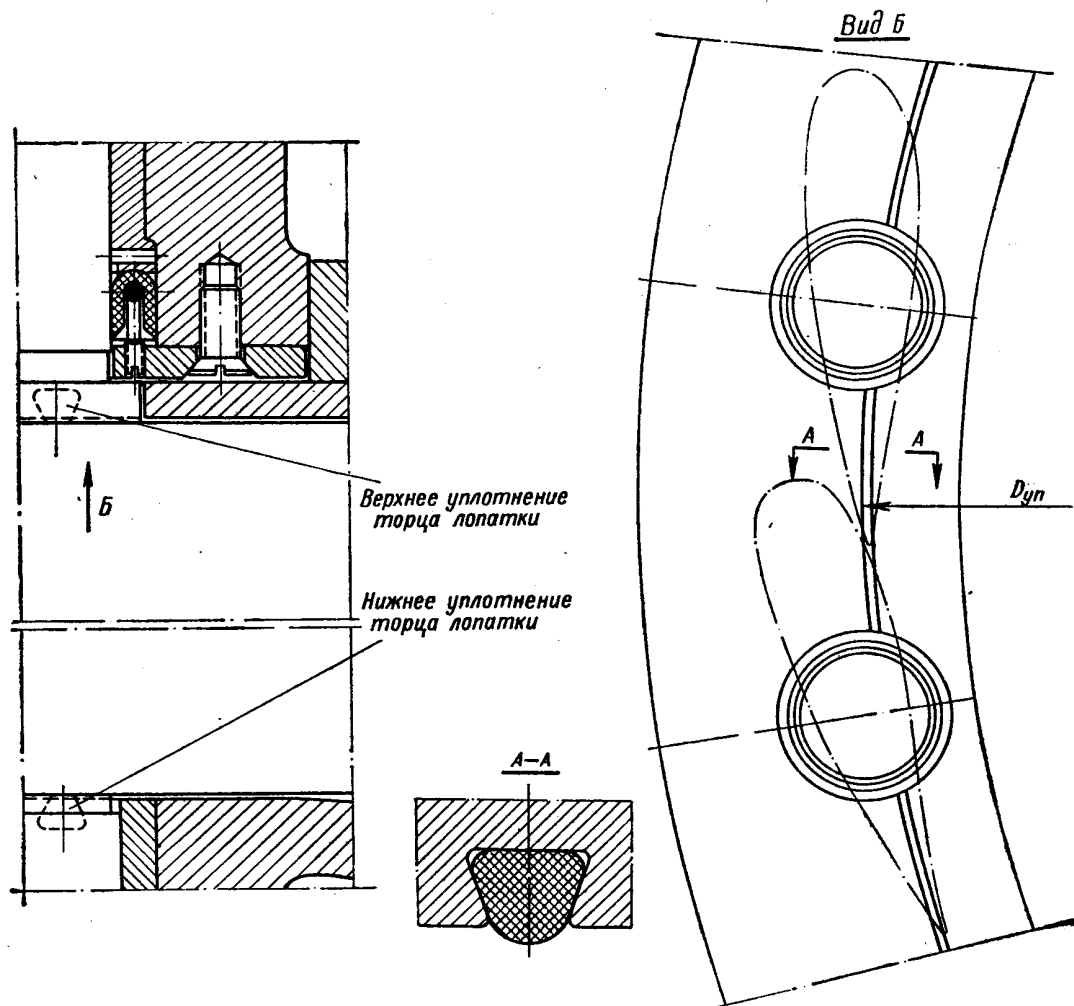


Рис. V.17. Уплотнения торцевых поверхностей лопаток направляющего аппарата

При водяной смазке под рычагом находится дренажное кольцо 17, манжеты с кольцом из древесного пластика 10. Диаметр верхней цапфы направляющей лопатки $d_{л.в}$ обычно выбирается так, чтобы между цапфой и втулкой был небольшой зазор. Это позволяет осуществить целесообразное распределение напряжений за счет ее упругих деформаций. Подробно это рассматривается при расчете лопатки на прочность.

На рис. V.16 показан вариант подшипника с упорным кольцом. Такая конструкция применяется при высоконапорных турбинах, когда вследствие давления воды снизу на торец цапфы направляющей лопатки появляется значительное усилие, направленное вверх. Дренажное кольцо 15 в этом случае имеет упор. Позицией 16 обозначено резиновое уплотняющее кольцо между корпусом подшипника и верхним кольцом направляющего аппарата.

На рис. V.17 показано манжетное уплотнение, которое применялось раньше в отечественных конструкциях. Оно подробно описано в первом

издании монографии «Гидротурбины». Кроме манжетного уплотнения цапфы, уплотнение верхней цапфы направляющей лопатки осуществляется и с помощью сальникового уплотнения, показанного на рис. V.18. В этой конструкции на верхней цапфе 1 направляющего аппарата выше средней втулки 4 расположено сальниковое уплотнение, состоящее из нажимной втулки 2 и набивки 3. Таким образом, средняя втулка 4 смазывается водой, а сальниковое уплотнение предохраняет от проникновения воды внутрь турбины. Для поджима втулки 2 и для уплотнения набивки предусмотрен доступ к сальнику через соответствующее окно 5 в ребрах верхнего кольца направляющего аппарата.

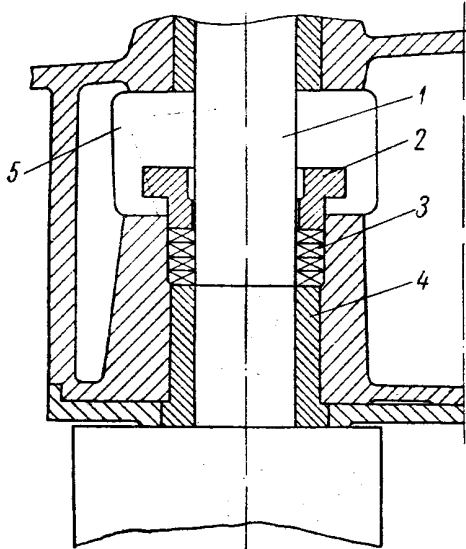


Рис. V.18. Конструкция сальниковых уплотнений верхней цапфы направляющих лопаток

При проектировании направляющего аппарата очень важно добиться плотности при его закрытии, так как направляющий аппарат является запорным органом. При этом уплотнять приходится плоскость соприкасающихся друг с другом носика и спинки соседних лопаток и зазоры между торцевыми плоскостями лопатки и нижним и верхним кольцами направляющего аппарата. Уплотнение может быть достигнуто за счет тщательной пригонки плоскостей, соприкасающихся лопаток и минимальных зазоров, что более целесообразно, или же установкой резиновых уплотнений, как указывалось выше.

На рис. V.16 в сечении А—А показана установка резинового уплотнения между лопатками. При уплотнении торцевых соединений применяются шнуры, установленные в верхних и нижних кольцах направляющего аппарата, как это указано на рис. V.17. При такой конструкции уплотнения необходимо обращать внимание на правильный выбор диаметра уплотнения $D_{уп}$.

Уплотнение должно располагаться точно по диаметру, на котором происходит соприкосновение смежных лопаток. Протечки в направляющем аппарате допустимы лишь такие, которые не образуют центростремительных струй. Величина протечек в новых турбинах через закрытый направляющий аппарат считается допустимой при величине 0,3—0,4% от величины расхода воды через турбину при напорах до 150 м; до 1% при напорах от 160 до 500 м.

4. ПОСТРОЕНИЕ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Оно производится при определении хода сервомотора, обеспечивающего открытие направляющего аппарата, для окончательного выбора параметров кинематической схемы механизма поворота и для проверки отсутствия задевания соседних рычагов и серег при крайних положениях механизма и после обрыва ломких соединений. Следовательно, для этого построения надо знать величину открытия a_0 , которое должен обеспечить данный направляющий аппарат. Открытие направляющего аппарата a_0 зависит от коэффициента быстроходности турбины n_s . Чем более

быстроходна турбина и, следовательно, чем больше ее пропускная способность Q_T , тем относительно большее открытие направляющего аппарата a_0 надо предусматривать. Для более быстроходных турбин требуется и большая высота направляющего аппарата.

На рис. V.19 приведены ориентировочные значения максимальных открытий направляющего аппарата a_0 и его высоты b_0 в зависимости от коэффициента быстроходности n_s .

Для турбин малой быстроходности, например при $n_s = 200$, $a_0 = 43\%$ от максимально возможного открытия (когда лопатки расположены радиально) и высота направляющего аппарата $b_0 = 0,18D_1$; при быстроходности $n_s = 800$ открытие должно быть $a_0 = 77\%$, а высота $b_0 = 0,5D_1$. Если при такой большой быстроходности a_0 и b_0 будут меньше рекомендованных, это вызовет большое увеличение скоростей в направляющем аппарате и большие потери.

При конкретном проектировании турбин определение открытия ее направляющего аппарата производят по универсальной характеристике данного типа колеса. Для каждого типа колеса лопатки направляющего аппарата данного профиля в зависимости от их открытия a_0 пропускают определенный расход, который определяется при испытаниях модели колеса. На универсальные характеристики наносятся кривые, соответствующие открытиям направляющего аппарата.

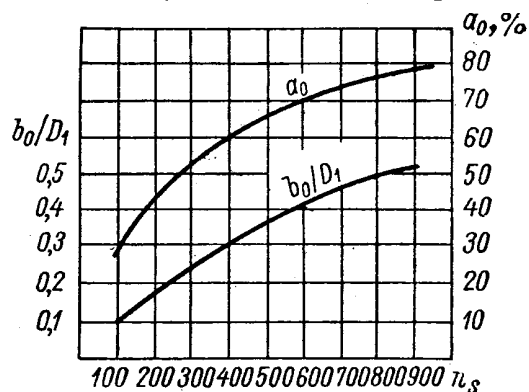


Рис. V.19. Ориентировочные значения открытия направляющего аппарата a_0 и его высота b_0 в зависимости от коэффициента быстроходности n_s

При переходе к действительной турбине от модельной и при определении данных направляющего аппарата пользуются результатами испытаний, имеющихся на универсальной характеристике (открытие a_0), и данными модели, которая испытывалась (профиль направляющих лопаток, высота, количество и диаметр их расположения). Направляющие лопатки действительной турбины принимают геометрически подобными модельным.

На ЛМЗ нормализованы основные соотношения профилей направляющих лопаток.

На рис. V.20 и V.21 и в табл. V.2 и V.3 показаны основные размеры и соотношения соответственно симметричных и несимметричных вогнутых профилей лопаток направляющего аппарата.

Выбрав профиль натурной направляющей лопатки в соответствии с модельными, количество направляющих лопаток и диаметр их расположения, определяют по универсальной характеристике максимальное открытие направляющего аппарата $a_{0 \max}$ в соответствии с данными работы проектируемой турбины на универсальной характеристике.

Обычно максимальное открытие направляющего аппарата приходится определять при минимальном напоре, чтобы, пропустив максимальный расход, обеспечить на турбине требуемую мощность при минимальном напоре. При расчетном и максимальном напорах обычно не требуется полностью открывать направляющий аппарат.

Значение открытия направляющего аппарата $a_{0 \max}$ натурной турбины приближенно можно определить по следующей формуле:

$$a_{0 \max} = a_{0 \text{ м макс}} \frac{D_1 z_{0 \text{ м}}}{dz_0} \text{ мм.}$$

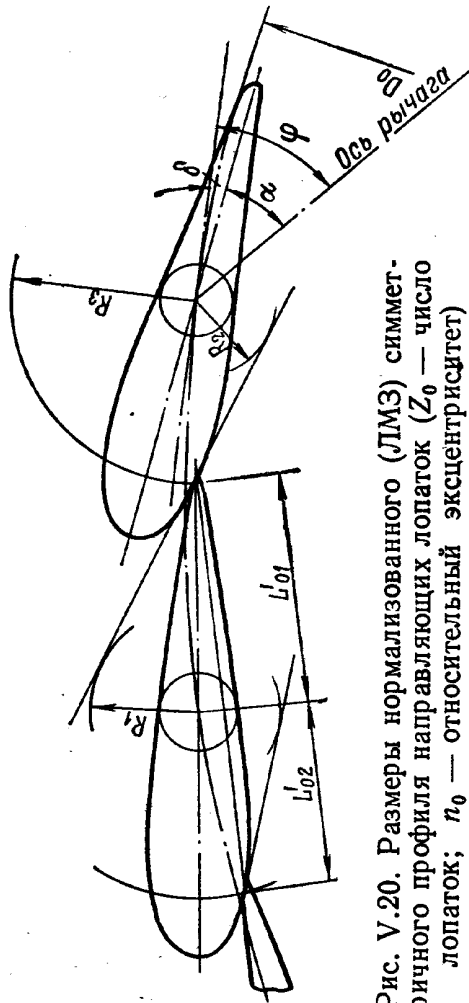
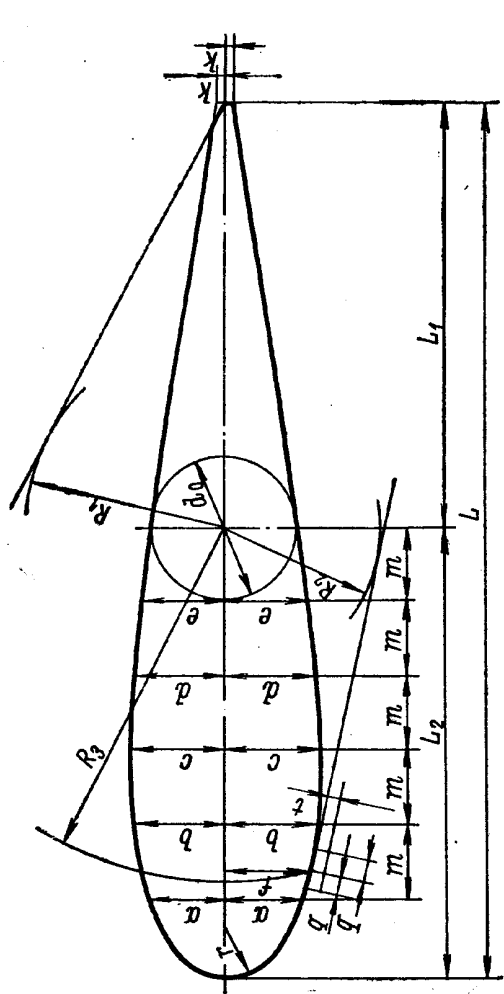


Рис. V.20. Размеры нормализованного (ЛМЗ) симметричного профиля направляющих лопаток (Z_0 — число лопаток; n_0 — относительный эксцентриситет)

Z_0	$\sim \varphi$, град	$\text{tg } \delta$	α , град	$\sim n_0$
16	22	0,1368	14	0,046
24	42	0,1305	35	0,040
32	42	0,1220	35	0,039

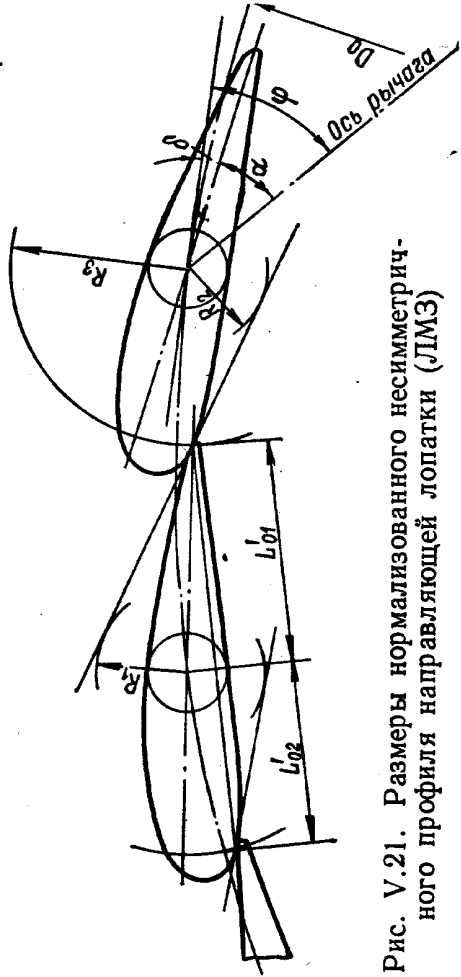
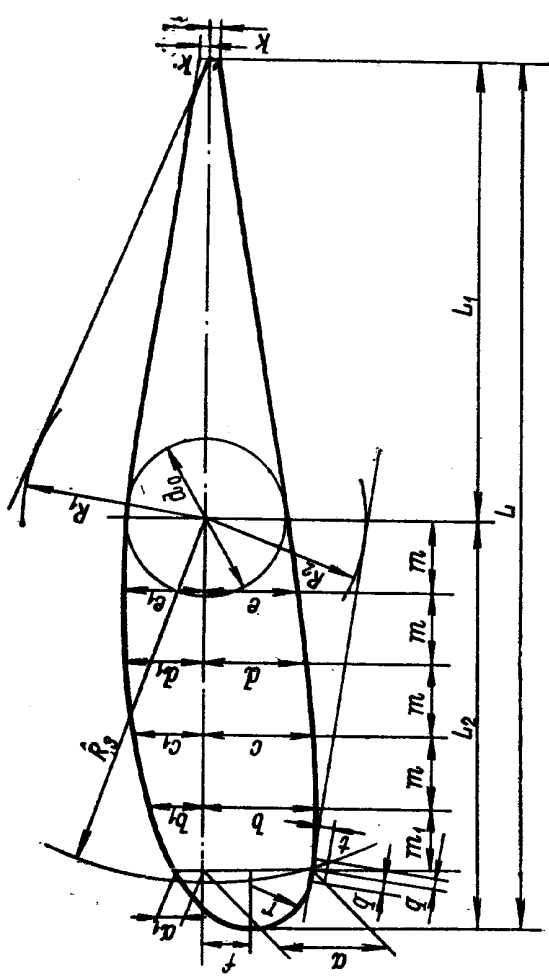


Рис. V.21. Размеры нормализованного несимметричного профиля направляющей лопатки (ЛМЗ)

Z_0	$\sim \varphi$, град	$\text{tg } \delta$	α , град	$\sim n_0$
16	22	0,17	12	0,058
24	42	0,1523	33	0,051

Основные соотношения симметричного профиля направляющей лопатки

D_1	D_0	z_0	a	b	c	d	e	d_0	m	k	r	R_1	R_2	R_3	f	L_1	L_2	L	q	t
1800	2 150		41,0	49,7	51,7	49,7	45,1	77,9	41,2	4,1	32,1	130	82	192	46,0	233	248	481	12	8
2000	2 350	16	44,8	54,3	56,5	54,3	49,2	85,1	45,1	4,5	35,1	143	91	209	50,7	254	271	525	15	8
2250	2 650		50,4	61,1	63,7	61,1	55,4	95,8	50,7	5,0	39,5	163	103	236	55,6	286	305	591	15	8
2500	2 900		36,9	44,6	46,5	44,6	40,5	69,9	37,1	3,7	28,9	96	76	175	40,5	209	223	432	12	8
2750	3 200		40,6	49,3	51,4	49,3	44,7	77,2	40,9	4,1	31,9	106	84	193	45,0	231	246	477	12	8
3000	3 500		44,4	53,9	56,1	53,9	48,8	84,4	44,7	4,4	34,9	116	92	211	49,0	252	269	521	15	8
3300	3 850		48,9	59,2	61,7	59,2	53,7	92,9	49,2	4,9	38,3	127	101	231	54,5	277	296	573	15	8
3700	4 300	24	54,5	66,1	68,8	66,1	59,9	103,6	54,9	5,5	42,7	142	113	259	60,5	309	329	638	15	8
4100	4 750		60,3	73,1	76,1	73,1	66,3	114,4	60,6	6,0	47,3	157	125	286	67,2	342	365	707	20	10
4500	5 250		66,6	80,8	84,1	80,8	73,3	126,6	67,0	6,7	52,3	176	138	315	73,0	379	404	781	20	10
5000	5 800		73,7	89,3	93,0	89,3	81,1	140,0	74,1	7,4	57,7	187	150	349	83,7	418	445	863	25	10
5500	6 400		81,2	98,5	102,6	98,5	89,4	154,2	81,8	8,1	63,6	214	169	385	90,0	461	491	952	25	15
6000	7 000		88,9	107,7	112,1	107,7	97,7	168,7	89,4	8,9	69,6	232	184	421	98,3	504	538	1042	25	15
6600	7 700		97,8	118,5	123,4	118,5	107,5	185,7	98,4	9,8	76,6	258	203	463	106,3	555	591	1146	25	15
7200	8 400		80,0	97,0	101,0	97,0	88,0	152,0	80,5	8,0	62,7	187	170	381	88,5	454	484	938	25	15
8000	9 300	36	88,7	107,4	111,8	107,4	97,6	168,3	89,2	8,9	69,5	207	188	422	97,8	503	536	1039	25	15
9000	10 500		100,0	121,2	126,2	121,2	110,0	190,0	100,7	10,0	78,4	234	212	476	110,1	568	605	1173	25	15
9300	10 800		102,8	124,7	129,8	124,7	113,2	195,4	103,5	10,3	80,6	241	219	490	113,8	584	622	1206	25	15

Примечание. Размеры L'_1 и L'_2 определяются при построении.

Основные соотношения несимметричного вогнутого профиля направляющей лопатки

D_1	D_0	z_0	a	a_1	b	b_1	c	c_1	d	d_1	e	e_1	d_0	m	m_1	k	f	r	R_1	R_2	R_3	L_1	L_2	L	q	t
1 800	2150		55,9	14,4	57,1	25,3	56,5	34,4	52,0	39,0	46,8	41,6	81,3	37,7	27,9	4,6	23,8	30,4	115	75	187	239	215	454	12	8
2 000	2350	16	60,7	15,7	62,4	27,7	61,6	37,6	56,7	42,6	51,2	46,4	88,8	41,2	30,9	5,0	26,0	33,2	126	82	205	261	235	496	15	8
22 250	2650		68,9	17,7	70,4	31,2	69,6	42,4	64,1	48,1	57,7	51,2	100,2	46,4	35,1	5,6	29,3	37,5	142	93	231	294	265	559	15	8
2 500	2900		50,1	12,9	51,4	22,8	50,8	31,0	46,7	35,0	42,1	37,4	73,1	33,8	27,1	4,1	21,4	27,3	85	73	170	215	193	408	12	8
2 750	3200		55,5	14,3	56,6	25,1	55,9	34,1	51,6	38,7	46,5	41,2	80,6	37,3	30,5	4,5	23,6	30,1	94	81	188	237	213	450	12	8
3 000	3500		59,9	15,6	61,9	27,5	61,1	37,3	56,3	42,2	50,8	45,1	88,1	40,8	32,6	4,9	25,8	33,0	103	88	205	259	233	492	15	8
3 300	3850		66,3	17,2	68,1	30,2	67,4	41,1	62,0	46,5	55,9	49,6	97,0	45,0	36,2	5,4	28,4	36,3	113	97	226	285	257	542	15	8
3 700	4300		74,0	19,2	76,1	33,8	75,2	45,9	69,2	52,0	62,4	55,4	108,2	50,3	39,8	6,1	31,7	40,5	127	109	252	318	287	605	15	8
4 100	4750	24	81,7	21,2	84,1	37,3	83,1	50,7	76,5	57,4	69,0	61,2	119,7	55,5	45,2	6,7	35,0	44,8	140	120	279	352	317	669	20	10
4 500	5250		90,4	23,42	93,0	41,2	91,9	56,0	84,6	63,4	76,3	67,6	132,1	61,4	48,7	7,4	38,7	49,5	155	133	308	389	350	739	20	10
5 000	5800		100,5	25,9	102,6	45,6	101,4	61,9	93,4	70,1	84,2	74,8	146,2	67,8	53,5	8,2	42,8	54,6	171	147	340	430	387	817	25	10
5 500	6400		110,1	28,58	113,1	50,3	112,0	68,4	103	77,3	93,0	82,5	161,1	74,8	60,1	9,0	47,1	60,4	189	162	376	475	427	901	25	15
6 000	7000		120,0	31,2	123,8	54,9	122,4	74,6	112,7	84,6	101,6	90,2	176,2	81,7	67,2	9,9	51,6	65,9	206	176	411	519	466	985	25	15
6 600	7700		132,3	34,3	136,3	60,4	134,7	82,2	124,0	93,1	111,8	99,2	193,9	90,1	71,9	10,9	56,8	72,6	227	194	451	571	514	1085	25	15

Примечание. Размеры L'_1 и L'_{02} определяются при построении.

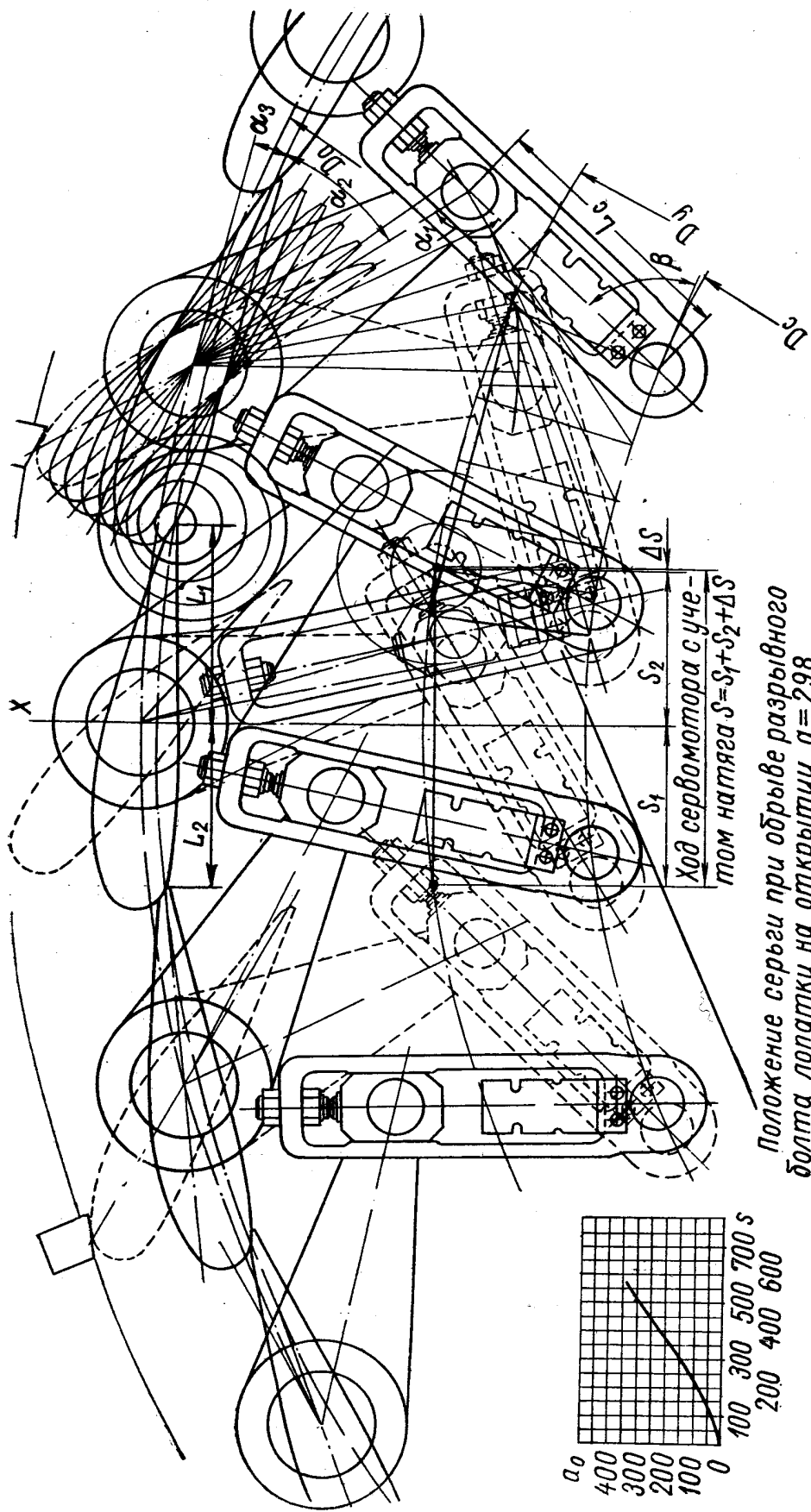


Рис. V.22. Построение направляющего аппарата с приводом, имеющим разрывной болт на серьге

Выбрав размеры направляющего аппарата и зная $a_{0 \max}$, производят его построение, как указано на рис. V.22. Для этого в возможно большем масштабе вычерчивают смежные лопатки направляющего аппарата в закрытом положении и при нескольких одинаковых величинах открытия a_0 . Для каждого положения направляющих лопаток вычерчивают соответствующее положение рычагов и серег и определяют перемещение регулирующего кольца на диаметре D_c и D_y . Перемещение регулирующего кольца на диаметре D_y будет равно ходу сервомотора s . В ход сервомотора s включают ход Δs , необходимый для создания натяга направляющего аппарата в закрытом положении за счет упругих деформаций звеньев механизма поворота.

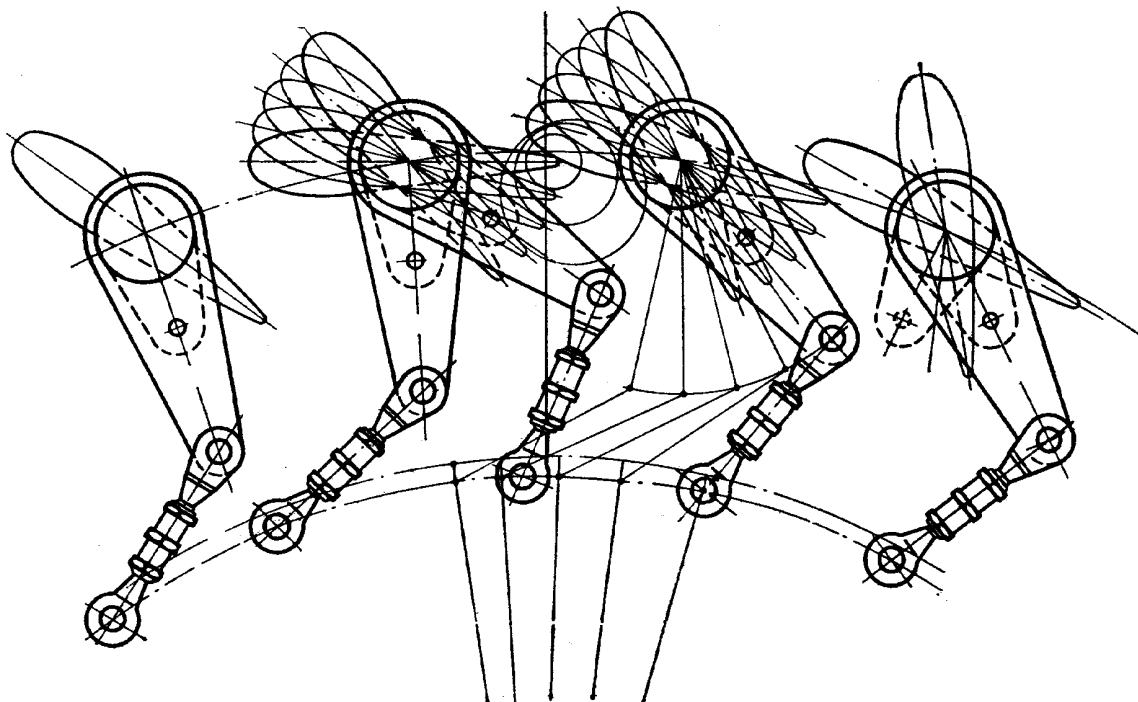


Рис. V.23. Построение направляющего аппарата со срезным пальцем на рычаге

Практически при построении направляющего аппарата пользуются специальными шаблонами профилей лопаток, изготовленных из плотной бумаги или картона в соответствующем масштабе. Такие шаблоны значительно ускоряют процесс изготовления такого чертежа. При этом обязательно исследуют разное положение лопаток, рычага и серег при обрыве ломкого соединения, когда нарушается общая кинематическая связь всех звеньев механизма поворота, чтобы избежать возможных поломок деталей этого механизма.

На рисунке штрихами показано положение серьги по отношению к рычагу при обрыве разрывного болта и заклинивании лопатки с рычагом в открытом положении. При этом серьга не соприкасается с соседней закрывшейся серьгой. Чем большее открытие направляющего аппарата надо обеспечить на данной турбине, тем труднее осуществить отсутствие взаимного задевания при нарушении связи звеньев механизма. Иногда для этого приходится применять криволинейные рычаги.

Для предотвращения больших колебательных или вращательных движений лопаток после обрыва ломкого соединения (при обтекании ее потоком) необходимо ставить упоры (см. рис. I.20) нижнего кольца направляющего аппарата или статора турбины для ограничения перемещения лопаток вокруг своей оси.

При схемах привода, указанных на рис. V.22, на серьгах направляющего аппарата устанавливают специальные амортизаторы — гибкие упоры

(см. рис. V.11, б). Они ограничивают ход камня в серьге при обрыве разрывного болта, ограничивая тем самым ее наклон. Это позволяет избежать задевание серьги о соседнюю серьгу. Кроме того, движение лопатки с рычагом и ползуном после обрыва болта происходит более плавно.

При построении направляющего аппарата строится также кривая зависимости открытия направляющего аппарата a_0 от хода сервомотора s . Необходимо, чтобы при закрытии направляющего аппарата больший ход сервомотора соответствовал меньшим перемещениям a_0 , т. е., чтобы кривая асимптотически приближалась к ординате s , что обеспечивает лучший процесс регулирования.

На рис. V.23 показано построение направляющего аппарата, имеющего привод со срезным пальцем на рычаге. В последних отечественных турбинах применяется именно такая конструкция. Построение производится аналогично предыдущему.

5. НАГРУЗКИ В НАПРАВЛЯЮЩЕМ АППАРАТЕ

На лопатки направляющего аппарата действуют давление воды p , усилие со стороны серьги P , а также реакции и моменты трения в подшипниках. Давление p создает гидравлическое поперечное усилие P_z , гидравлическое осевое усилие N и гидравлический момент относительно оси лопатки M_z .

Гидравлическое усилие N , направленное вдоль оси лопатки, при малых и средних напорах мало влияет на результаты расчета направляющих аппаратов, однако при высоких напорах, превышающих $H = 100$ м, влияние N становится существенным. Поэтому в настоящем издании книги приводится расчет направляющего аппарата с учетом силы N .

Усилие P_z и момент M_z называют силовыми характеристиками направляющих лопаток. Величина их зависит от конструкции спиральной камеры, от формы профиля лопатки, положения оси поворота лопатки и от открытия направляющего аппарата a_0 . При закрытом направляющем аппарате силовые характеристики легко определяются с помощью простых расчетов. При открытом направляющем аппарате для определения силовых характеристик пользуются данными экспериментальных исследований.

При обтекании направляющей лопатки величина гидравлического усилия P_z и момент M_z от этого усилия будут равны:

$$P_z = \gamma \int_0^{b_0} \int_L \frac{v^2}{2g} dz ds; \quad (V.6)$$

$$M_z = \gamma \int_0^{b_0} \int_L \frac{v^2}{2g} r dz ds, \quad (V.7)$$

где L — длина контура профиля направляющей лопатки;
 dz, ds — элементы высоты лопатки и длины профиля лопатки направляющего аппарата
 r — плечо элементарной силы, действующей на элемент площадки профиля, относительно оси поворота;
 v — скорость потока, обтекающего лопатку.

За положительный гидравлический момент M_z принимается момент, действующий на «закрытие» направляющего аппарата, за отрицательный — на «открытие».

Из формулы (V.6) следует, что при открытом направляющем аппарате, обтекаемом потоком, силы, действующие на лопатку, пропорциональны квадрату скорости v и квадрату линейных размеров. Заменяя скорость пропорциональной ей величиной расхода Q и введя коэффициент пропорциональности C_{p0} , запишем

$$P_z = \frac{\gamma}{g} \frac{Q^2}{D_1^2} C_{p0}. \quad (\text{V.8})$$

Имея в виду, что

$$M_z = P_z r_0 = P_z k' D_1 = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{Q^2}{D_1^2} C_{p0} k' D_1,$$

где $r_0 = k' D_1$ — плечо силы P_z , и обозначив

$$C_{p0} k' = C_{m0},$$

получим

$$M_z = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{Q^2}{D_1} C_{m0}. \quad (\text{V.9})$$

Безразмерные коэффициенты C_{p0} и C_{m0} зависят от формы направляющего аппарата, спирали и открытия a_0 . Из формул (V.8) и (V.9) можно написать:

$$\left. \begin{aligned} C_{p0} &= \frac{g}{\gamma} \cdot \frac{P_z D_1^2}{Q^2}; \\ C_{m0} &= \frac{g}{\gamma} \cdot \frac{M_z D_1}{Q^2}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.10})$$

Если теперь значения Q , P_z и M_z выразим через приведенные величины:

$$Q = D_1^2 \sqrt{H} Q'_1;$$

$$P_z = D_1^2 H P'_1;$$

$$M_z = D_1^3 H M'_1,$$

то получим значения для C_{p0} и C_{m0} :

$$\left. \begin{aligned} C_{p0} &= \frac{P'_1}{\rho Q_1'^2}; \\ C_{m0} &= \frac{M'_1}{\rho Q_1'} \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.11})$$

где $\rho = \frac{\gamma}{g}$ — плотность воды.

Следовательно, C_{p0} и C_{m0} представляют собой соответственно силу и момент, отнесенные к приведенному расходу и плотности и действующие на направляющую лопатку геометрически подобной турбины с диаметром колеса $D_1 = 1$ м, работающей при напоре $H = 1$ м.

В закрытом положении на лопатку направляющего аппарата действует давление $p = \gamma H$, приложенное со стороны спиральной камеры (рис. V.24). При этом силовые характеристики вычисляются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} P_z^0 &= \gamma H L_0 b_0; \\ M_z^0 &= -\varepsilon_0 P_z, \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.12})$$

где H — средний напор, действующий на лопатку;
 L_0 — расстояние между точками соприкосновения двух смежных лопаток;
 ε_0 — абсолютный эксцентриситет закрытия направляющей лопатки (плечо силы P_z).

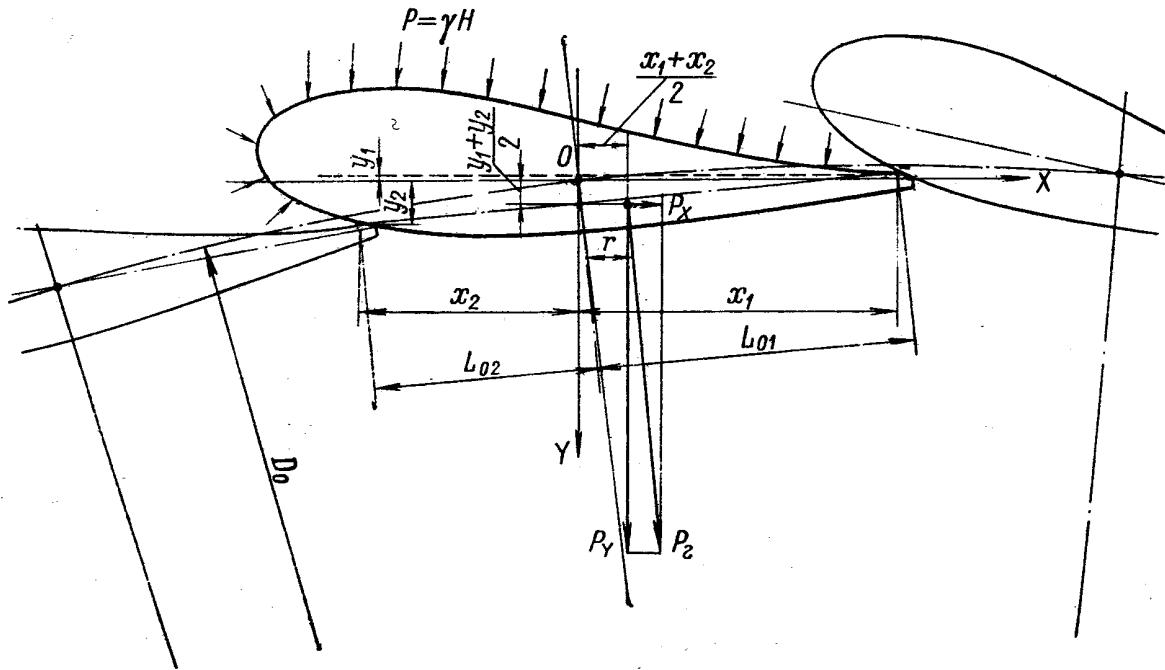


Рис. V.24. Нагрузки, действующие на лопатку направляющего аппарата в закрытом положении

Из рис. V.24 видно, что

$$\varepsilon = \frac{L_{01} - L_{02}}{2},$$

где L_{01} , L_{02} — расстояние от оси поворота лопатки до точек соприкосновения со смежными лопатками, расположенными соответственно ниже и выше по потоку.

Величина

$$n_0 = \frac{\varepsilon_0}{L_0} = \frac{L_{01} - L_{02}}{2L_0} \quad (\text{V.13})$$

называется относительным эксцентриситетом лопатки, обычно принимают $n_0 = 0,05$.

Учитывая, что $L_0 = \frac{\pi D_0}{z_0}$, формулам (V.12) можно придать более удобный вид:

$$\begin{aligned} P_z^0 &= \frac{\pi D_0 b_0}{z_0} \gamma H; \\ M_z^0 &= -\frac{\pi^2 D_0^2}{z_0^2} b_0 n_0 \gamma H. \end{aligned}$$

Выразим P_z и M_z через относительные величины:

$$\left. \begin{aligned} P_z^0 &= \gamma \frac{L_0}{D_1} \cdot \frac{b_0}{D_1} H D_1^2; \\ M_z^0 &= - \frac{\varepsilon_0}{D_1} P_z D_1. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.14})$$

Обозначив

$$\frac{L_0}{D_1} = k_1; \quad \frac{b_0}{D_1} = k_2; \quad \frac{\varepsilon_0}{D_1} = k_3 \quad \text{или} \quad k_3 = n_0 \frac{L_0}{D_1},$$

получим:

$$\left. \begin{aligned} P_z^0 &= A_0 \gamma H D_1^2; \\ M_z^0 &= - B_0 \gamma H D_1^3, \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.15})$$

где $A_0 = k_1 k_2$; $B_0 = k_1 k_2 k_3$.

Коэффициенты A_0 и B_0 зависят только от размеров L_0 , b_0 , D_1 и от эксцентриситета ε_0 и не зависят от формы профиля лопатки.

Следовательно, для подобных направляющих аппаратов при полном закрытии силы пропорциональны напору H и квадрату диаметра колеса D_1 , а моменты пропорциональны напору H и кубу диаметра рабочего колеса D_1 .

Из формул (V.14) и (V.15) следует, что:

$$A_0 = \frac{P_z^0}{\gamma H D_1^2}; \quad B_0 = \frac{M_z^0}{\gamma H D_1^3},$$

но

$$\frac{P_z^0}{H D_1^2} = P'_1; \quad \frac{M_z^0}{H D_1^3} = M'_1,$$

следовательно,

$$A_0 = \frac{P'_1}{\gamma}; \quad B_0 = \frac{M'_1}{\gamma}, \quad (\text{V.16})$$

т. е. коэффициенты A_0 и B_0 представляют собой соответственно силу и момент, действующие на лопатку направляющего аппарата (при его полном закрытии) подобной турбины с ($D_1 = 1$ м и $H = 1$ м), деленные на удельный вес воды.

Безразмерные коэффициенты A_0 , B_0 и C_{p0} , C_{m0} удобны для исследования и анализа силовых характеристик направляющего аппарата. В практике ЛМЗ для этих целей применялись аналогичные, но размерные коэффициенты, которые равны:

$$A = A_0 \gamma; \quad B = B_0 \gamma; \quad C_p = C_{p0} \frac{\gamma}{g}; \quad C_m = C_{m0} \frac{\gamma}{g}.$$

В этом случае формулы для определения сил и моментов приобретают вид:

для закрытого направляющего аппарата:

$$\left. \begin{aligned} P_z^0 &= A H D_1^2; \\ M_z^0 &= - B H D_1^3; \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.17})$$

для открытого направляющего аппарата:

$$\left. \begin{aligned} P_z &= C_p \frac{Q^2}{D_1^2} = C_p D_1^2 (Q'_1)^2 H; \\ M_z &= C_m \frac{Q^2}{D_1} = C_m D_1^3 (Q'_1)^2 H. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.18})$$

Испытания лопаток с целью определения силовых характеристик направляющего аппарата сводятся к замеру давлений на поверхности направляющей лопатки при помощи пьезометров. Затем путем интегрирования давлений по поверхности лопатки определяются силы и моменты. Для измерения давлений на поверхности лопатки вдоль по профилю и по высоте прорезают канавки, в которые впаивают тонкие медные трубки, соединенные с пьезометром (дренирование).

Обычно одновременно с замерами давлений на поверхности лопатки измеряют непосредственно гидравлический момент, действующий на нее. Измерение момента относительно оси производится либо с помощью динамометра, либо с помощью тензометрических датчиков. Впервые исследования силовых характеристик направляющего аппарата были произведены в 1940 г. на ЛМЗ П. Н. Никольским [66]. Этими исследованиями было установлено, что форма потока в направляющем аппарате между лопатками не зависит от режима работы турбины (Q_1 и n_1), т. е. направление скоростей потока в направляющем аппарате при постоянном открытии не изменяется при изменении оборотов и расхода воды через рабочее колесо. Поэтому можно проводить исследования по распределению давлений на лопатки направляющего аппарата при одном каком-то режиме и пользоваться результатами исследования для любых режимов работы.

При повороте направляющих лопаток и обтекании их потоком воды гидравлические усилия и моменты изменяются по величине и направлению. На рис. V.25 показано изменение положения точки приложения и направления гидравлического усилия, действующего на лопатку направляющего аппарата при разных открытиях a_0 . Эти данные были получены опытным путем в лаборатории при определении распределения давления по лопатке направляющего аппарата. Из рисунка видно, что при разных открытиях направляющего аппарата точка приложения гидравлического усилия и направление действия силы изменяются.

На рис. V.26 показаны кривые изменения коэффициентов гидравлических моментов C_m в зависимости от открытия a_0 для симметричного и асимметричного профилей лопаток направляющего аппарата. Из рисунка видно, что значение C_m при средних открытиях близко к нулю. Наибольший коэффициент C_m имеет асимметричный профиль положительной кривизны, наименьший — асимметричный профиль отрицательной кривизны. Симметричный профиль при малых открытиях имеет промежуточные значения C_m . При больших открытиях значения C_m для симметричного профиля такие же, как и для профиля положительной кривизны.

Характер зависимости коэффициента C_m от формы профиля особенно при малых открытиях объясняется следующими причинами. Профиль отрицательной кривизны благодаря изогнутой форме создает поворот потока от рабочего колеса. Поэтому реакция потока на выходной конец профиля направлена к рабочему колесу, она тем больше, чем больше кривизна профиля.

При профиле положительной кривизны лопатка создает поворот потока к рабочему колесу и, следовательно, реакция потока на выходной конец лопатки будет направлена от рабочего колеса.

На этом же графике приведена кривая изменения коэффициента гидравлического усилия C_p , действующего на лопатку симметричного профиля при разных открытиях направляющего аппарата. Этот коэффициент с увеличением открытия уменьшается.

При подсчете гидравлического усилия и момента натурной турбины при разных открытиях направляющего аппарата a_0 удобно пользоваться формулами (V.18). Значения коэффициентов C_p и C_m можно получить на соответствующих графиках, полученных при испытании в лаборатории.

На рис. V.27 показана кривая изменения гидравлического момента, действующего на лопатку направляющего аппарата. При закрытом положении направляющего аппарата, когда $\alpha_0 = 0$, величина гидравлического момента имеет максимальное значение. После открытия направляющего аппарата и начала обтекания лопатки потоком гидравлический момент

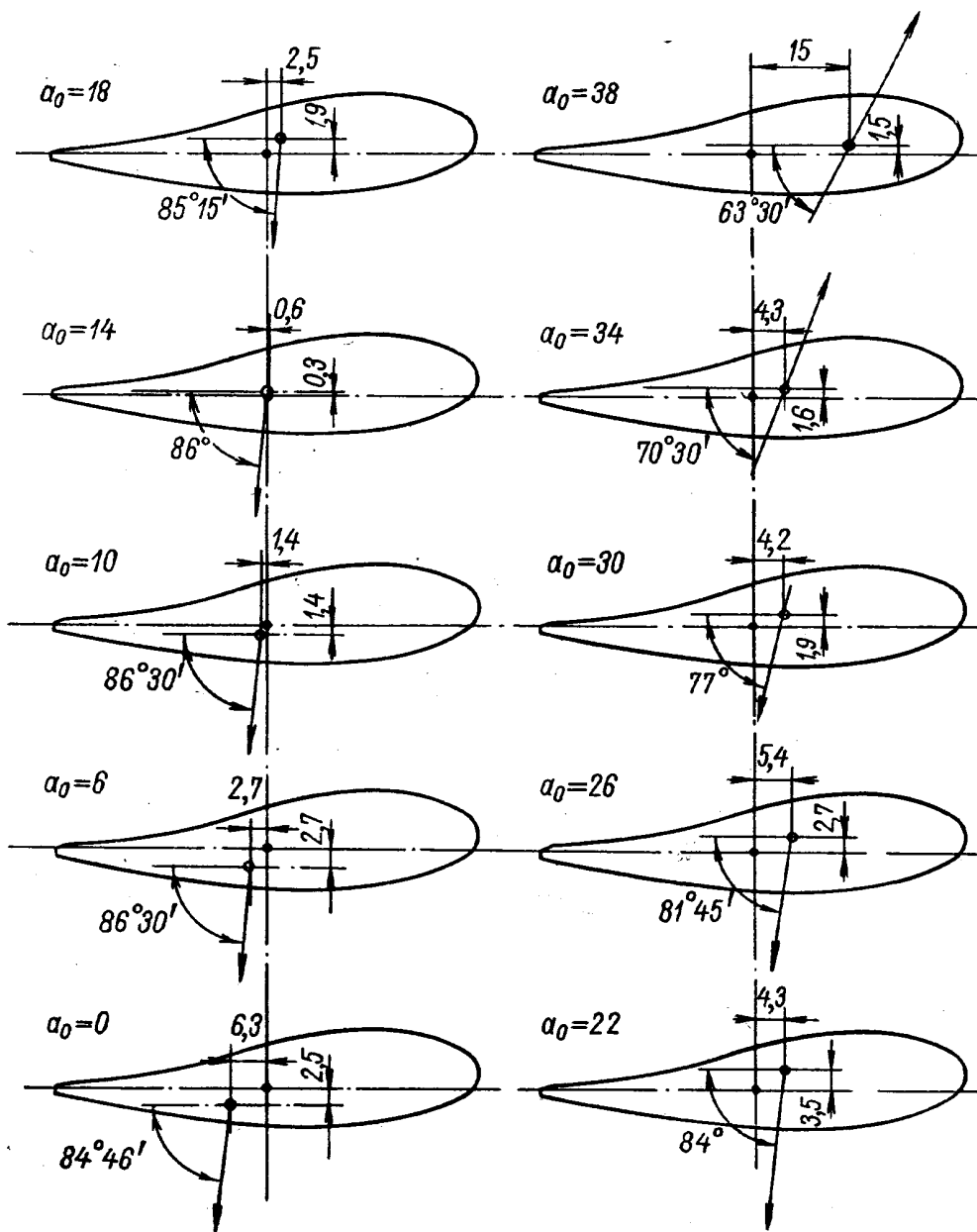


Рис. V.25. Изменение положения точки приложения и направления гидравлического усилия, действующего на направляющую лопатку, в зависимости от открытия (размеры даны для модели $d = 460$ мм)

уменьшается до нуля, затем он меняет свой знак, действует в другую сторону, вначале возрастая, после этого с увеличением открытия он снова приближается к нулевому значению. Характер кривой гидравлического момента одинаков для различных профилей направляющих лопаток, меняются только величины самого момента.

На лопатку действует момент трения в опорах, который всегда направлен в сторону, противоположную направлению вращения лопатки, и определяется по формуле

$$M_{тр} = \frac{1}{2} (\mu_a d_a R_a + \mu_b d_b R_b + \mu_c d_c R_c) + M_y, \quad (V.19)$$

где d_a, d_b, d_c — диаметры цапф лопатки в подшипниках a, b и c ;
 R_a, R_b, R_c — реакции опор в соответствующих подшипниках;
 μ_a, μ_b, μ_c — приведенные коэффициенты трения в соответствующих подшипниках, зависящие от материалов трущихся пар и от условий контакта на опорах (от относительных зазоров и от контактных давлений), а также от вида смазки;
 M_y — момент трения в упорном подшипнике лопатки, воспринимающем продольную гидравлическую силу N ,

$$M_y = \frac{1}{2} f d N, \quad (V.20)$$

здесь f — коэффициент трения в упорном подшипнике;
 d — средний диаметр упорного подшипника.

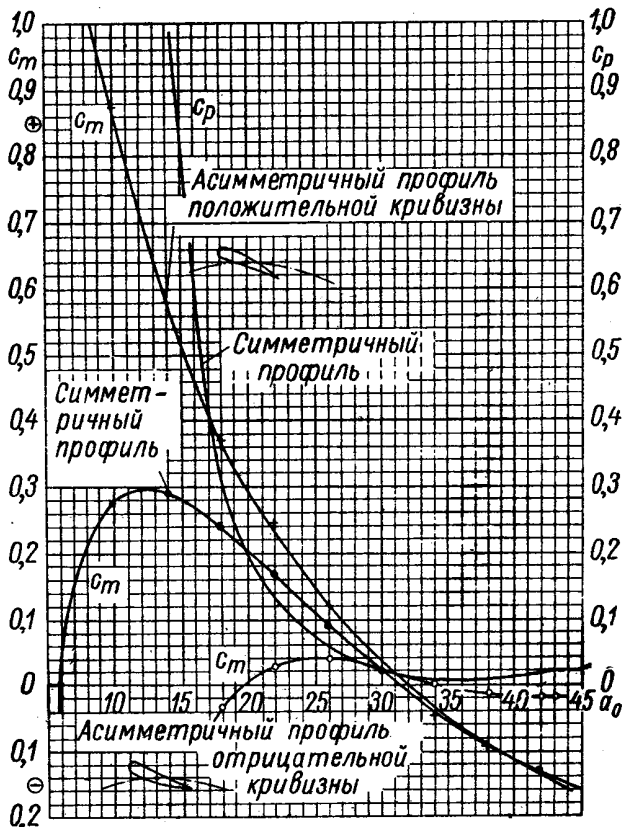


Рис. V.26. Кривые изменения коэффициентов C_p и C_m гидравлических усилий и моментов, действующих на направляющие лопатки разных профилей при разных открытиях направляющего аппарата

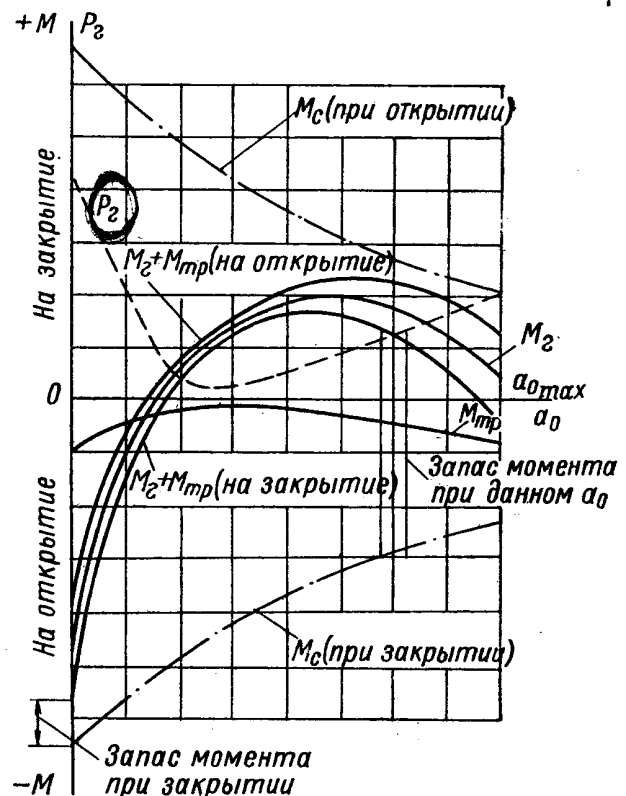


Рис. V.27. Кривые изменения усилий и моментов, действующих на лопатку направляющего аппарата при разных открытиях

Нагрузка P , действующая на лопатку со стороны серьги, при рабочих нагрузках зависит от открытия направляющего аппарата и определяется при расчете необходимого усилия сервомотора (см. ниже). При заклинивании направляющего аппарата сила P значительно возрастает; при этом с целью защиты лопаток и деталей механизма поворота от поломок в соединении накладки с рычагом применяют срезной палец, срезание которого происходит при значении силы P , в несколько раз превышающем максимальное усилие при рабочих нагрузках P_{\max} ,

$$P = \beta P_{\max} \quad (V.21)$$

Коэффициент β на ЛМЗ назначается в пределах 2,5—3,2. Кроме перечисленных выше нагрузок, которые действуют на лопатку при всех режимах работы турбины, имеются также нагрузки, действующие только при некоторых режимах. К их числу относятся $M_{yпл}$ и P_3 .

При закрытом положении направляющего аппарата (при $a_0 = 0$) для предотвращения протечек воды сервомоторы должны обеспечить плотное соприкосновение лопаток друг с другом, при этом возникает дополнительный момент уплотнения $M_{упл}$, который можно определить по формуле

$$M_{упл} = P_{упл} L_0, \text{ где } P_{упл} = q_y b_0 t, \quad (V.22)$$

где t — ширина площадки контакта между лопатками;

q_y — удельное давление между лопатками, которое не менее чем на 20% должно превышать величину давления перед направляющим аппаратом,

$$q_y = 1,2\gamma H.$$

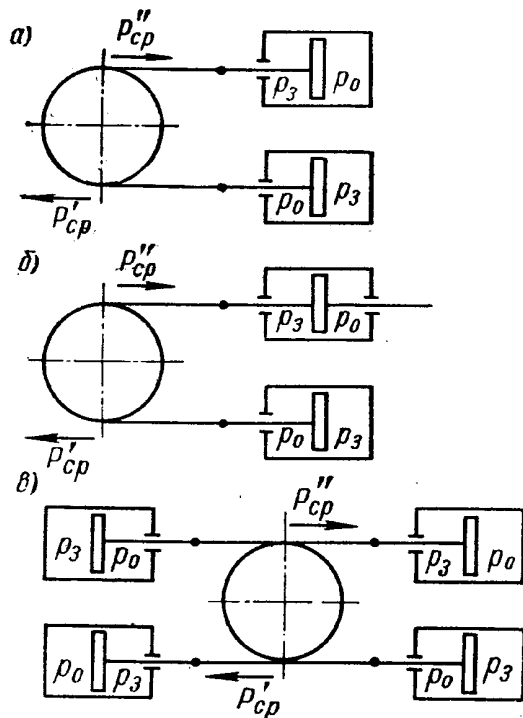


Рис. V.28. Схемы сервомоторов

В аварийных случаях при попадании в направляющий аппарат инородных тел (камни, бревна и т. п.), иногда содержащихся в воде, происходит заклинивание лопаток направляющего аппарата; при этом на лопатки со стороны инородного тела действует добавочная сила P_3 и добавочный момент M_3 , которые могут вызвать поломку лопатки или деталей механизма поворота.

Если между двумя лопатками застревает инородное тело, то на одну из лопаток действует момент $M_3 = P_3 L_{01}$, а на другую $M'_3 = P_3 L_{02}$. При $L_{01} > L_{02}$ момент $M_3 > M'_3$, и первая лопатка окажется в более тяжелых условиях нагружения, чем вторая, поэтому именно ее следует рассчитывать на прочность.

Ввиду того, что инородное тело может заклинить в любом месте по высоте лопатки, для расчета принимается наиболее невыгодный случай — заклинивание посередине высоты направляющего аппарата.

Так как форма инородного тела заранее неизвестна для определения открытия направляющего аппарата, при котором может произойти заклинивание, принимается самый невыгодный вариант, а именно такое открытие, при котором гидравлический момент имеет максимальное положительное значение (т. е. направлен на закрытие направляющего аппарата).

Рассмотрим нагрузки, которые действуют на регулирующее кольцо со стороны сервомоторов. Если имеется два сервомотора, не снабженных контрштоками (рис. V.28, а), то на регулирующее кольцо действуют две неравные силы:

$$\left. \begin{aligned} P'_{cp} &= \frac{\pi d_c^2}{4} (p_3 - \delta p_0); \\ P''_{cp} &= \frac{\pi d_c^2}{4} (\delta p_3 - p_0); \\ \delta &= 1 - \left(\frac{d_{ш}}{d_c}\right)^2, \end{aligned} \right\} \quad (V.23)$$

где p_0 и p_3 — давление масла в полостях открытия и закрытия цилиндров сервомоторов;

d_c и $d_{ш}$ — диаметры цилиндра и штока сервомотора.

При использовании сервомоторов, один из которых снабжен контрштоком, силы P'_{cp} и P''_{cp} будут равны (рис. V.28, б):

$$\begin{aligned} P'_{cp} &= \frac{\pi d_c^2}{4} (p_3 - \delta p_0); \\ P''_{cp} &= \frac{\pi d_c^2}{4} \delta (p_3 - p_0). \end{aligned} \quad (V.24)$$

В случае применения сдвоенных сервомоторов на регулирующее кольцо действуют две равные силы (рис. V.28, в):

$$P'_{cp} = P''_{cp} = \frac{\pi d_c^2}{4} (1 + \delta) (p_3 - p_0). \quad (V.25)$$

Могут быть и другие варианты сервомоторов — торовые, с двумя контрштоками и т. д. Значения сил для них должны определяться с учетом конструктивной схемы. В общем виде можно написать

$$P''_{cp} = m P'_{cp}, \quad (V.26)$$

где m — имеет значение, соответствующее формулам (V.23), (V.24), (V.25);

$$m = \begin{cases} \frac{\delta p_3 - p_0}{p_3 - \delta p_0} & \text{— сервомоторы без контрштоков;} \\ \frac{\delta (p_3 - p_0)}{\delta_3 - \delta p_0} & \text{— сервомоторы с контрштоком;} \\ 1 & \text{— сдвоенные сервомоторы.} \end{cases} \quad (V.27)$$

Коэффициент m незначительно отличается от единицы, поэтому для предварительных подсчетов можно полагать $m = 1$, а уточненные расчеты производить для окончательно выбранных параметров системы регулирования.

В зависимости от режимов работы гидроагрегата нагрузки на направляющие лопатки существенно изменяются. В настоящее время расчеты направляющих аппаратов производят в следующем порядке:

1. Определение потребного усилия. Расчеты производят при разных напорах H и при разных открытиях направляющего аппарата a_0 ;

2. Определение оптимального зазора на верхней опоре направляющей лопатки. Расчет производят при закрытом положении направляющего аппарата с учетом повышения давления перед направляющим аппаратом вследствие гидравлического удара. Усилие на лопатку со стороны серги P соответствует максимальному перепаду давления масла в цилиндрах сервомотора p_{\max} ;

3. Расчет лопатки на прочность производят при двух режимах:

а) при рабочих нагрузках в закрытом положении направляющего аппарата; учитывается повышение давления перед направляющим аппаратом из-за гидравлического удара;

б) при нагрузках, соответствующих заклиниванию лопаток и срезу пальца в соединении накладки с рычагом.

Для применения направляющего аппарата в качестве противорагонного устройства на ЛМЗ проводилось исследование силовых характеристик разнообразных направляющих аппаратов, с различными профилями и эксцентриситетом лопаток для создания самозакрывающегося направляющего аппарата, который под действием гидравлического момента закрывался бы при любом начальном положении направляющих лопаток. Однако существующие профили направляющих лопаток, дающие оптимальные энергетические показатели, не дали положительных результатов.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОГО УСИЛИЯ И ПАРАМЕТРОВ СЕРВОМОТОРА

Обычно требуемое усилие сервомотора определяется независимо от расчета лопаток на прочность. В настоящее время выяснено, что такой расчет является неточным, так как возникающий на опорах лопатки момент трения зависит от упругих перемещений лопатки. Поэтому правильнее производить совместный расчет требуемого усилия и лопаток направляющего аппарата. В ЦКТИ им. Ползунова разработана методика совместного расчета требуемого усилия, лопаток и подшипников направляющих лопаток. Ниже приводится указанный расчет.

Схема механизма поворота лопаток направляющего аппарата с двумя сервомоторами представлена в верхней части рис. V.29. На этой схеме D_0 — диаметр расположения лопаток; D_y — диаметр расположения ушей регулирующего кольца; D_c — диаметр расположения шарниров серьги — регулирующее кольцо; l_p — длина рычага; l_c — длина серьги; α , β , γ — углы, характеризующие взаимное положение звеньев механизма поворота направляющего аппарата; M_e — гидравлический момент (положительный при действии в сторону закрытия направляющего аппарата); P'_{cp} и P''_{cp} — силы сервомотора, положительные также при действии в сторону закрытия направляющего аппарата. Вследствие различия указанных сил может происходить одностороннее прижатие регулирующего кольца к его опоре и возникать реакция R , которая создает добавочную силу трения на опоре и приводит к увеличению требуемого усилия сервомотора.

Силы и моменты трения всегда направлены в сторону, противоположную направлению движения. Поэтому следует отдельно рассматривать движение на закрытие (рис. V.29, а) и на открытие (рис. V.29, б) направляющего аппарата.

На рисунке механизм поворота расчленен на три звена:

I — лопатка и рычаг;

II — серьга;

III — регулирующее кольцо.

Рассмотрим условия равновесия каждого из трех звеньев в отдельности при ходе на закрытие (рис. I.29, а).

З в е н о I. Составим уравнение моментов относительно оси вращения лопатки

$$-M_a + M_{mp} = Pl_p \sin(\alpha - \varepsilon) - M'_{mp}, \quad (V.28)$$

где M_a — момент внешних сил, действующих на перо лопатки;

M_{mp} — момент сил трения в подшипниках лопатки;

M'_{mp} — момент сил трения в шарнире рычаг—серьга;

P — сила, действующая на рычаг со стороны серьги.

Момент M_a при разных режимах определяется по-разному:

$$M_a = \begin{cases} M_e & \text{при нормальной работе } (a_0 > 0); \\ M_e - M_{упл} & \text{при полном закрытии направляющего} \\ & \text{аппарата } (a_0 = 0); \\ M_e - P_s L_{01} & \text{при заклинивании направляющего аппарата,} \end{cases} \quad (V.29)$$

где M_e — гидравлический момент на лопатке;

$M_{упл}$ — момент уплотнения при полном закрытии направляющего аппарата;

P_s — сила, действующая на перо лопатки со стороны заклинившегося в направляющем аппарате инородного тела.

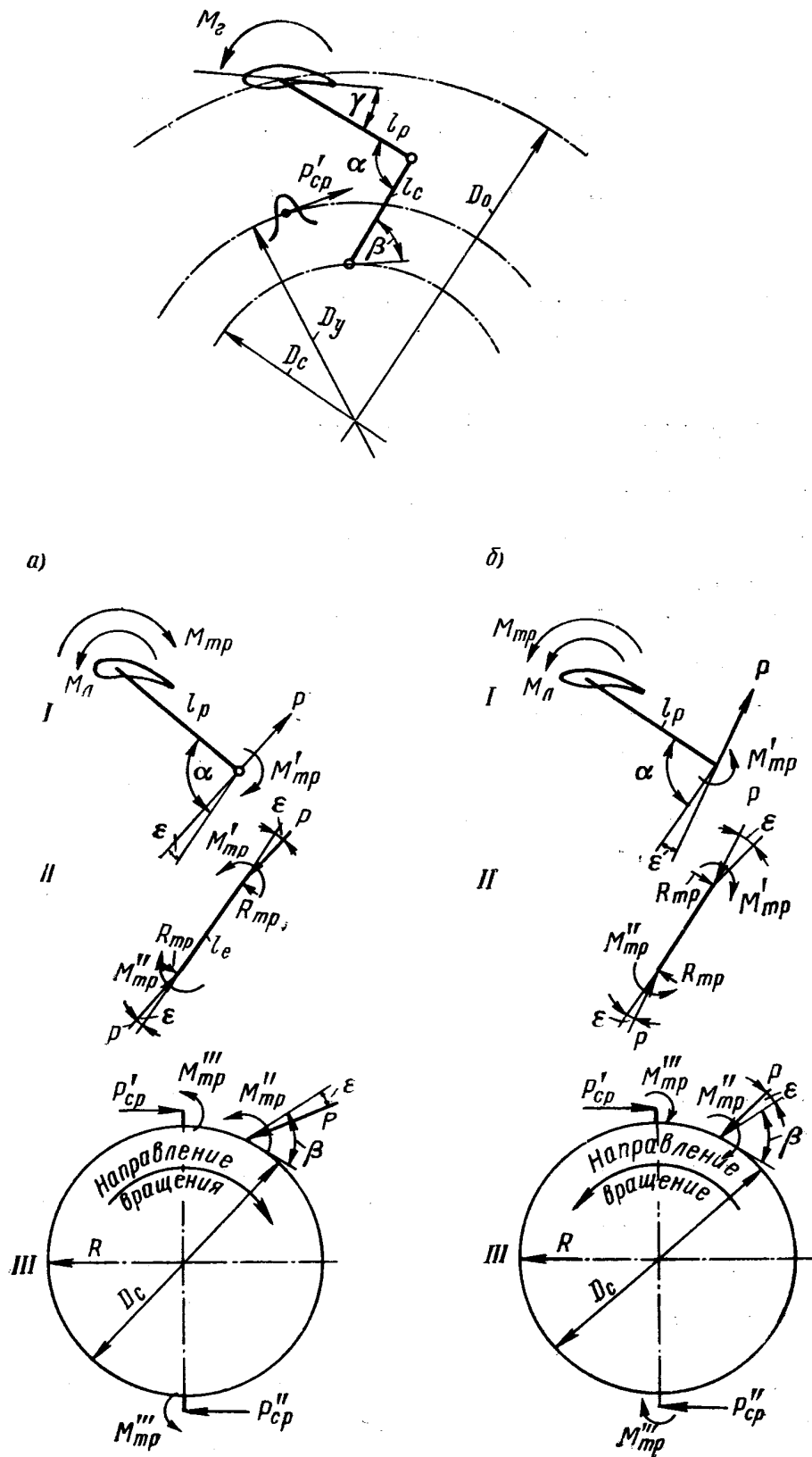


Рис. V.29. Схема механизма поворота лопатки направляющего аппарата

Момент трения M_{mp} определяется по формуле¹:

$$M_{mp} = \begin{cases} AP + BP_2 + C\Delta + DP_3 + M_y & \text{при } R_c > 0; \\ A_1P + B_1P_2 + D_1P_3 + M_y & \text{при } R_c < 0, \end{cases} \quad (\text{V.30})$$

где Δ — расчетный зазор на верхней опоре лопатки;

R_c — реакция лопатки на той же опоре;

M_y — момент трения в упорном подшипнике лопатки, зависящий от осевой гидравлической нагрузки N и определяемый по формуле (V.20).

Значения коэффициентов A, B, C, D, A_1, B_1 и D_1 , а также реакций R_c определены ниже в п. 7, посвященном расчету направляющей лопатки на прочность.

Момент M'_{mp} определяется по формуле

$$M'_{mp} = \frac{d_1}{2} P\mu, \quad (\text{V.31})$$

где μ — приведенный коэффициент трения в рассматриваемом шарнире рычага;

d_1 — диаметр пальца шарнира.

Угол $\varepsilon = \mu \frac{d_2 - d_1}{2l_c}$, где d_2 — диаметр пальца в шарнире серьга—регулирующее кольцо.

Учитывая, что $\varepsilon \ll 1$, получим

$$\sin(\alpha - \varepsilon) = \sin \alpha \cos \varepsilon - \cos \alpha \sin \varepsilon \approx \sin \alpha (1 - \varepsilon \operatorname{ctg} \alpha).$$

Уравнение (V.28) примет следующий вид:

$$-M_A + M_{mp} = Pl_p \sin \alpha (1 - n_1), \quad (\text{V.32})$$

где n_1 — коэффициент потерь на трение в шарнирах серьги, определяемый по формуле

$$n_1 = \mu \left(\frac{d_2 - d_1}{2l_c} \operatorname{ctg} \alpha + \frac{d_1}{2l_p} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \right). \quad (\text{V.33})$$

В частном случае при $d_2 = d_1$ имеем

$$n_1 = \mu \frac{d_1}{2l_p} \cdot \frac{1}{\sin \alpha}. \quad (\text{V.33a})$$

Подставляя в формулу (V.32) значение M_{mp} (V.30), можно решать разные задачи.

При определении оптимального зазора Δ и при расчете лопатки на прочность при рабочих нагрузках (см. п. 5), когда сила P является величиной известной, из формулы (V.32) находим:

$$M_A = \begin{cases} [A - l_p \sin \alpha (1 - n_1)] P + BP_2 + C\Delta + M_y & \text{при } R_c > 0; \\ [A_1 - l_p \sin \alpha (1 - n_1)] P + B_1P_2 + M_y & \text{при } R_c < 0. \end{cases} \quad (\text{V.34})$$

При расчете лопаток при заклинивании направляющего аппарата, когда нагрузка P также является известной, из формулы (V.32) можно найти силу P_s , действующую на лопатку со стороны заклинившегося в направляющем аппарате инородного тела,

$$P_s = \frac{P [l_p \sin \alpha (1 - n_1) - A] + (M_z)_{\max} - BP_2 - C\Delta - M_y}{D + L_{01}}. \quad (\text{V.35})$$

¹ В существующих методах расчета, в том числе в первом издании настоящей книги, учитывается только зависимость M_{mp} от гидравлической силы P_2 .

При определении потребного усилия сервомотора сила P является неизвестной. Решая (V.32) относительно P , получим:

$$P = \begin{cases} \frac{-M_A + BP_2 + C\Delta + M_y}{l_p \sin \alpha (1 - n_1) - A} & \text{при } R_c > 0; \\ \frac{-M_A + B_1 P_2 + M_y}{l_p \sin \alpha (1 - n_1) - A_1} & \text{при } R_c < 0. \end{cases} \quad (\text{V.36})$$

З в е н о II. Вследствие трения в шарнирах сила P , действующая на серьгу со стороны рычага и регулирующего кольца, не совпадает по направлению с осью серьги, а составляет с ней некоторый угол ε .

Из уравнения моментов для серьги получаем

$$R_{mp} l_c = M''_{mp} - M'_{mp}, \quad (\text{V.37})$$

где M'_{mp} — момент трения в шарнире рычаг—серьга, определенный выше;
 M''_{mp} — момент трения в шарнире серьга—регулирующее кольцо, который определяется по формуле

$$M''_{mp} = \mu \frac{d_2}{2} P, \quad (\text{V.38})$$

здесь μ , d_2 — приведенный коэффициент трения и диаметр пальца в шарнире серьга—регулирующее кольцо.

Из уравнения (V.37) находим

$$R_{mp} = \frac{M''_{mp} - M'_{mp}}{l_c} = \mu \frac{d_2 - d_1}{2l_c} P.$$

Зная R_{mp} , определим угол $\varepsilon = \frac{R_{mp}}{P}$,

$$\varepsilon = \mu \frac{d_2 - d_1}{2l_c}. \quad (\text{V.39})$$

З в е н о III. Составим уравнение моментов относительно оси вращения регулирующего кольца

$$(P'_{cp} + P''_{cp}) \frac{D_y}{2} - \mu \frac{D_c}{2} R - z_0 M''_{mp} - M'''_{mp} - z_0 P \frac{D_c}{2} \cos(\beta - \varepsilon) = 0. \quad (\text{V.40})$$

Реакция на опоре кольца R с учетом (V.26) определяется по формуле

$$R = |P'_{cp} - P''_{cp}| = P'_{cp} |1 - m|. \quad (\text{V.41})$$

В случае использования одинаковых сервомоторов реакция $R = 0$.

Момент трения в шарнирах тяга сервомотора—регулирующее кольцо M'''_{mp} определяется по формуле

$$M'''_{mp} = \mu \frac{d_3}{2} (P'_{cp} + P''_{cp}) = \mu \frac{d_3}{2} P'_{cp} (1 + m), \quad (\text{V.42})$$

где μ , d_3 — приведенный коэффициент трения и диаметр пальца в шарнире.

Подставляя (V.38), (V.39), (V.41) и (V.42) в (V.40), после несложных преобразований получим:

$$P'_{cp} = P \frac{z_0 \cos \beta}{1 + m} \cdot \frac{D_c}{D_y} \cdot \frac{1 + n_2}{1 - n_3} \approx P \frac{z_0 \cos \beta}{1 + m} \cdot \frac{D_c}{D_y} (1 + n_4), \quad (\text{V.43})$$

где

$$n_2 = \mu \left(\frac{d_2 - d_1}{2l_c} \operatorname{tg} \beta + \frac{d_2}{D_c} \cdot \frac{1}{\cos \beta} \right); \quad (\text{V.44})$$

$$n_3 = \mu \left(\frac{D_c}{D_y} \cdot \frac{|1 - m|}{1 + m} + \frac{d_3}{D_y} \right); \quad (\text{V.45})$$

$$n_4 = n_2 + n_3. \quad (\text{V.46})$$

Подставляя в формулу (V.43) значение силы P по формуле (V.36), получим:

$$P'_{cp} = \begin{cases} \frac{z_0 \cos \beta D_c (-M_x + B P_e + C \Delta + M_y)}{(1 + m) D_y l_p \sin \alpha (1 - n_1) - A} (1 + n_4) & \text{при } R_c > 0; \\ \frac{z_0 \cos \beta D_c (-M_x + B_1 P_e + M_y)}{(1 + m) D_y l_p \sin \alpha (1 - n_1) - A_1} (1 + n_4) & \text{при } R_c < 0. \end{cases} \quad (\text{V.47})$$

Формула (V.47) получена для механизма поворота лопаток с двумя сервомоторами. Если число сервомоторов $k > 2$, то для определения силы P'_{cp} выражение (V.47) надо умножить на $\frac{2}{k}$.

Если рассмотреть условия равновесия каждого из элементов механизма поворота лопаток при ходе на открытие (рис. V.29, б), то для силы P'_{cp} получим формулу, аналогичную (V.47), с той лишь разницей, что знаки перед членами, учитывающими потери на трение, изменятся на обратные. Единые выражения для P'_{cp} , пригодные как при ходе на закрытие, так и при ходе на открытие направляющего аппарата, имеют вид:

$$P'_{cp} = \begin{cases} s \cos \beta \frac{-M_x \pm B P_e \pm C \Delta \pm M_y}{l_p \sin \alpha (1 \mp n_1) \mp A} (1 \pm n_4) & \text{при } R_c > 0; \\ s \cos \beta \frac{-M_x \pm B_1 P_e \pm M_y}{l_p \sin \alpha (1 \mp n_1) \mp A_1} (1 \pm n_4) & \text{при } R_c < 0, \end{cases} \quad (\text{V.48})$$

где

$$s = \frac{2z_0}{\kappa(1 + m)} \cdot \frac{D_c}{D_y}. \quad (\text{V.49})$$

Верхние знаки перед членами с двойными знаками соответствуют ходу поршня сервомоторов на закрытие направляющего аппарата, нижние — на открытие.

Определив максимальное значение силы сервомотора $P'_{cp \max}$, можно по формулам (V.23) — (V.25) найти перепад давлений в полостях сервомотора $\Delta p = p_3 - p_0$ или подобрать необходимый диаметр сервомотора d_c .

Если диаметр сервомотора d_c является известным, то полагая $\delta \approx 1$, получим:

$$\Delta p = \begin{cases} \frac{4P'_{cp}}{\pi d_c^2} & \text{— при одинарных сервомоторах;} \\ \frac{2P'_{cp}}{\pi d_c^2} & \text{— при сдвоенных сервомоторах.} \end{cases} \quad (\text{V.50})$$

Отношение номинального давления масла в котле МНУ p_n к перепаду давлений Δp определяет коэффициент запаса k по давлению масла в сервомоторе

$$k = \frac{p_n}{\Delta p}. \quad (\text{V.51})$$

Коэффициент k учитывает неточность пересчета гидравлических характеристик с модели на натуру, добавочные трения в звеньях механизма поворота лопаток и другие не учтенные расчетом факторы. Для обеспечения надежной работы направляющего аппарата коэффициент k рекомендуется принимать равным не менее 1,6.

При определении диаметра сервомотора d_c задаются коэффициентом k и из формул (V.50) и (V.51) получают:

$$d_c = \begin{cases} 2 \sqrt{\frac{kP'_{cp \max}}{\pi p_n}} & \text{— для одинарных сервомоторов;} \\ \sqrt{\frac{2kP'_{cp \max}}{\pi p_n}} & \text{— для сдвоенных сервомоторов.} \end{cases} \quad (\text{V.52})$$

Номинальное давление масла в котле МНУ в настоящее время принимают равным $p_n = 40 \text{ кг/см}^2$.

Зная перепад давлений Δp , можно найти давления p_s и p_o в полостях закрытия и открытия сервомотора. Точное определение p_s и p_o производится при расчетах системы регулирования. Приближенно p_s и p_o можно найти, если исходить из предположения, что дросселирование масла в напорной и сливной щелях золотника одинаковы, а потери давления в трубопроводах незначительны и ими можно пренебречь. Тогда

$$p_n = p_o + p_s. \quad (\text{V.53})$$

Это соотношение хорошо подтверждается экспериментальными данными ЦКТИ, полученными при натуральных испытаниях турбин на ГЭС.

Добавляя к (V.53) выражения для Δp , получаем систему двух уравнений:

$$\left. \begin{aligned} p_n &= p_s + p_o; \\ \Delta p &= p_s - p_o. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.54})$$

Решая эти уравнения, находим

$$\begin{aligned} p_s &= \frac{p_n + \Delta p}{2}; \\ p_o &= \frac{p_n - \Delta p}{2}. \end{aligned} \quad (\text{V.55})$$

Возвращаясь к вычислению коэффициента m по формуле (V.27), получим

$$m = \begin{cases} \frac{-(1-\delta)p_n + (1+\delta)\Delta p}{(1-\delta)p_n + (1+\delta)\Delta p} & \text{— для одинарных сервомоторов} \\ & \text{без контрштока;} \\ \frac{2\delta\Delta p}{(1-\delta)p_n + (1+\delta)\Delta p} & \text{— для одинарных сервомоторов} \\ & \text{с контрштоком.} \end{cases} \quad (\text{V.56})$$

Для получения минимальных усилий сервомотора и, следовательно, минимальных их диаметров целесообразно в схеме привода направляющего аппарата выбирать D_o возможно меньшим; l_p — возможно большей; β и γ — близкими к прямому углу; D_y — большим, чем D_c .

Однако эти требования могут быть выполнены в известных пределах. Диаметр расположения лопаток направляющего аппарата обычно выбирают минимально возможным с учетом наружных размеров рабочего колеса так, чтобы при открытом направляющем аппарате выходные кромки лопаток не мешали бы вращению рабочего колеса радиально-осевой турбины или не очень свисали над камерой рабочего колеса поворотной турбины и не ухудшали бы подвод воды к рабочему колесу.

Основные размеры элементов механизма поворота направляющего аппарата (по данным ЛМЗ)

D_1	Z_0	D_0	Φ , град	D_c	L_H	L_p	L_c	d_c	Z_0	d	D	D_n	D_{cn}	h	d_g	d_y	$d_{ш}$	d_b для турбин	
																		поворотных лопастных	радиально-носовых
1800		2200		1500	240	130	297	250		M36	54	45	36	36	110	100	34		
2000	16	2400	22	1600	270	145	342	300	16	M42	62	52	40	40	120	110	34	M24	M20
2250		2750		1800	300	160	410	350		M48	70	60	45	45	130	120	40	M30	M24
2500		2900		2000	330	165	266								140	130	40		
2800		3250		2250	370	185	294	300		M36	54	45	36	36	150	140	40	M36	M30
3200		3750		2550	430	215	361	350		M42	62	52	40	40	160	150	50		
3600		4200		2900	480	240	383	400—450	24	M48	70	60	45	45	180	160	50	M42	M36
4000		4650		3200	540	270	424	500		M56×4	80	70	50	52	200	180	50	M48	M42
4500		5250		3600	600	300	491	550—600		M64×4	92	80	60	60	220	200	60		
5000	24	5800	42	4000	670	335	527	650—700		M72×4	105	90	70	70	240	220	60	M56	M48
5500		6400		4400	740	370	588	750—800		M80×4	115	100	80	80	260	240	60		
6000		7000		4800	800	400	655	850—900		M90×4	125	110	90	90	280	260	70		
6500		7500		5200	870	435	665	950—1000		M100×4	140	125	100	100	300	280	70	M64	M56
7000		8100		5600	940	470	727								330	300	70		
7500		8750		6000	1000	500	839	400—450		M42	62	52	45	40	360	330	80		
8000		9300		6400	1050	525	865	500	32	M48	70	60	50	45	390	360	80	M72	M64
8500		9850		6800	1100	550	912	550—600		M56×4	80	70	60	52	420	390	90		
9000		10500		7200	1100	440	1036	650—700		M64×4	92	80	70	60	450	420	90		
9500	32	11000	42	7600	1180	470	1041	750—800		M72×4	105	90	80	70					
10000		11500		8000	1250	500	1051	850—900		M80×4	115	100	90	80					
10500		12000		8400	1350	540	1045												

Примечания: 1. В данной таблице D_1 — диаметр колеса; d_c — диаметр сервомотора; d_g — диаметр средней цапфы.

2. Угол α между осью лопатки и осью рычага (рис. V.29 и V.30) выбирается в зависимости от профиля направляющих лопаток, угол β_0 — близким к 90° .

3. Для радиально-осевых турбин с относительно большими сервомоторами в случаях, когда детали серги не размещаются по длине L_c , возможно отступление от нормализованной конструкции.

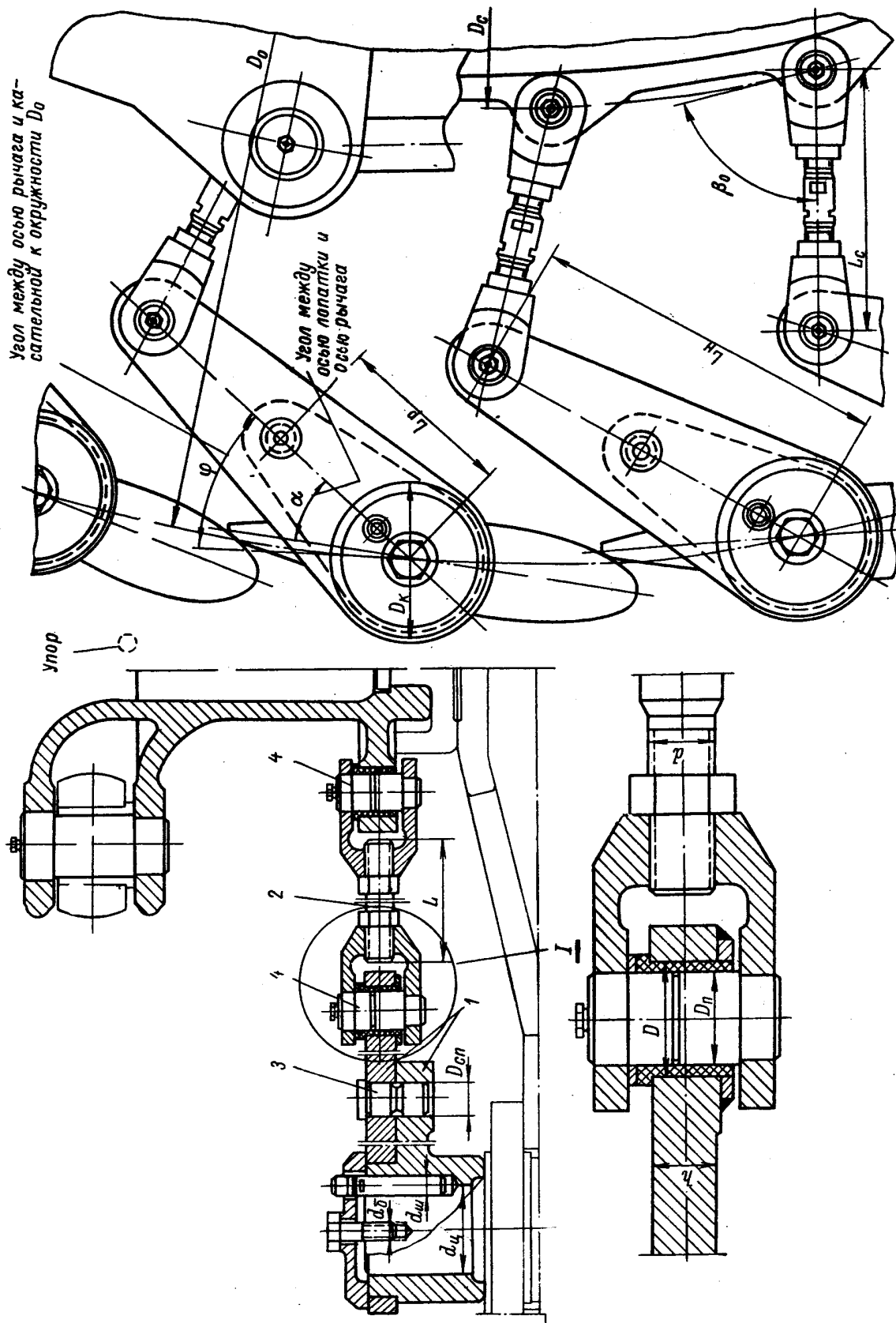


Рис. V.30. Механизм поворота лопаток направляющего аппарата.

1 — рычаг; 2 — серва; 3 — срезной палец; 4 — цапфа

Длина рычага направляющей лопатки l_p ограничивается реально возможным существующим пространством на крышке турбины между диаметром расположения направляющих лопаток D_0 и диаметром регулирующего кольца D_c , размер которого связан с размерами вала, подшипника турбины и условиями их обслуживания.

В табл. V.1 даны основные соотношения параметров цилиндрического направляющего аппарата, а в табл. V.4 и на рис. V.30 — основные размеры элементов механизма поворота в зависимости от диаметра рабочего колеса. Этими соотношениями пользуются при проектировании гидротурбин.

Выбрав размеры и конструкцию механизма поворота, обычно производят построение направляющего аппарата, в результате чего определяют величину хода сервомотора, обеспечивающего заданное открытие направляющих лопаток.

Выбрав тип механизма поворота и зная его положения при разных открытиях направляющего аппарата, можно построить кривые тягового момента M_c для лопатки от сервомотора при разных открытиях направляющего аппарата a_0 . На рис. V.27 эти кривые показаны для закрытия и открытия направляющего аппарата. Как видно из рисунка, запас тягового момента не одинаков, — при разных открытиях направляющего аппарата он различен.

Моменты M_e и M_{mp} можно построить для различных значений напоров.

Для предварительного выбора диаметра сервомотора применительно к нормализованной силовой схеме ЛМЗ можно пользоваться следующей формулой:

$$d_c = \lambda D_1 \sqrt{k_0 H_{\max}}, \quad (V.57)$$

где λ — коэффициент, зависящий от числа лопаток;

k_0 — относительная высота направляющего аппарата

$$k_0 = \frac{b_0}{D_1}.$$

Значение λ при двух сервомоторах будет иметь следующие величины:

Число лопаток	16	24	32
λ	0,034	0,03	0,028

Обычно на заводах используют нормализованный ряд диаметров сервомоторов, поэтому подсчитанная величина диаметра сервомотора округляется до ближайшего нормального размера. ЛМЗ применяет следующий ряд диаметров сервомоторов: $d_c = 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 850, 900$.

Величина хода сервомотора может быть определена ориентировочно по следующей эмпирической формуле

$$s = (1,4 \div 1,8) a_0; \quad (V.58)$$

меньший коэффициент следует принимать для турбин с диаметром рабочего колеса до 5 м.

7. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЛОПАТКИ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

На рис. V.31 изображена лопатка цилиндрического (радиального) направляющего аппарата и показано ее нагружение в плоскости наименьшей жесткости (изгибом в плоскости наибольшей жесткости, как правило, можно пренебречь). Все нагрузки приведены к осевой линии лопатки.

Получающиеся при этом моменты показаны на рис. V.29. Они уже были учтены при определении потребного усилия сервомотора в п. 6.

Рассмотрим наиболее общий случай нагружения, соответствующий заклиниванию лопатки в результате попадания в направляющий аппарат какого-либо инородного тела. При этом на лопатку со стороны инородного тела действует сосредоточенная сила P_3 и сосредоточенный момент $M_3 = P_3 L_{01}$. Как уже указывалось, при расчете лопатки рассматривается самый невыгодный случай нагружения — заклинивание посередине высоты направляющего аппарата. При нормальных режимах работы следует положить $P_3 = 0$.

При расчете на прочность лопатка рассматривается как балка переменного сечения, состоящая из трех участков с моментами инерции J_I , J_{II} и J_{III} и опирающаяся на три абсолютно жесткие опоры, a , b и c (рис. V.31); на опоре c имеется расчетный зазор Δ , который определяется из условия наиболее рационального распределения напряжений в пере лопатки и в ее цапфе. Предположение об абсолютной жесткости всех трех опор является приближенным. В действительности средняя опора b является упругой, однако в первом приближении ее можно рассматривать как жесткую. Упругость опоры b впоследствии можно учесть путем соответствующего увеличения расчетного зазора Δ .

Известно, то балка на трех опорах является статически неопределимой. Для раскрытия статической неопределимости лопатки обычно используют метод сравнения деформаций, для чего путем отбрасывания опоры c лопатка превращается в статически определимую балку на двух опорах a и b . В точке c определяется прогиб полученной балки и этот прогиб приравнивается зазору Δ . Для вычисления прогиба пользуются интегралом Максвелла—Мора.¹ Для этой цели необходимо построить эпюры изгибающих моментов от действия каждой нагрузки и по правилу Верещагина произвести перемножение соответствующих эпюр. На рис. V.31 показана основная система (рис. V. 31, а) и построены эпюры изгибающих моментов от действия распределенной нагрузки $q = \frac{1}{l_2}$, соответствующей гидравлической силе $P_2 = 1$ (рис. V.31, б), от действия сосредоточенной

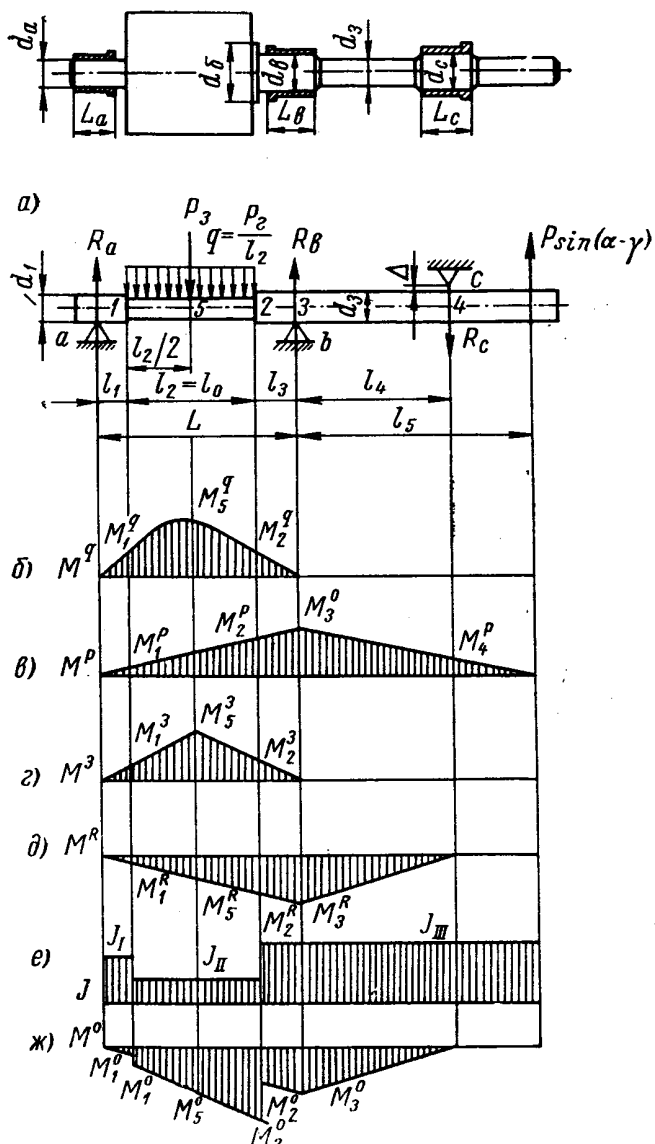


Рис. V.31. Схема нагрузок на направляющую лопатку

¹ Ранее для этой цели применялся метод интегрирования дифференциального уравнения изгиба балки, разработанный применительно к направляющим лопаткам А. Е. Жмудь

силы $P = 1$ (рис. V.31, в), сосредоточенной силы $P_s = 1$ (рис. V.31, з), сосредоточенной силы $R_c = 1$ (рис. V.31, д), эпюра моментов инерции J (рис. V.31, е) и эпюра приведенного изгибающего момента $M^o = \frac{M^R}{J}$ (рис. V.31, ж). Каждая из указанных нагрузок вызывает следующие реакции на опорах a и b :

$$\left. \begin{aligned} R_a^q &= \frac{\frac{l_2}{2} + l_3}{L}; & R_a^P &= \frac{l_5}{L} \sin(\alpha - \gamma); \\ R_a^s &= \frac{\frac{l_2}{2} + l_3}{L}; & R_a^R &= \frac{l_4}{L}; \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.59})$$

$$\left. \begin{aligned} R_b^q &= \frac{l_1 + \frac{l_2}{2}}{L}; & R_b^P &= \frac{L + l_5}{L} \sin(\alpha - \gamma); \\ R_b^s &= \frac{l_1 + \frac{l_2}{2}}{L}; & R_b^R &= \frac{L + l_4}{L}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.60})$$

Используя эти выражения для реакций, можно вычислить изгибающие моменты в пяти характерных сечениях лопатки 1, 2, 3, 4 и 5, указанных на эпюрах (рис. V.31):

$$\left. \begin{aligned} M_1^q &= R_a^q l_1; & M_2^q &= R_b^q l_3; & M_3^q &= M_4^q = 0; \\ M_5^q &= R_a^q \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right) - \frac{l_2}{8}; & M_1^P &= R_a^P l_1; & M_2^P &= R_a^P (l_1 + l_2); \\ M_3^P &= l_5 \sin(\alpha - \gamma); & M_4^P &= (l_5 - l_4) \sin(\alpha - \gamma); \\ M_5^P &= R_a^P \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right); & M_1^s &= R_a^s l_1; & M_2^s &= R_b^s l_3; \\ M_3^s &= M_4^s = 0; & M_5^s &= R_a^s \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right); & M_1^R &= R_a^R l_1; \\ M_2^R &= R_a^R (l_1 + l_2); & M_3^R &= l_4; & M_4^R &= 0; & M_5^R &= R_a^R \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right); \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.61})$$

$$\left. \begin{aligned} M_1^o &= \frac{M_1^R}{J_I}; & \bar{M}_1^o &= \frac{M_1^R}{J_{II}}; \\ M_2^o &= \frac{M_2^R}{J_{II}}; & \bar{M}_2^o &= \frac{M_2^R}{J_{III}}; \\ M_3^o &= \frac{M_3^R}{J_{III}}; & M_4^o &= 0; & M_5^o &= \frac{M_5^R}{J_{II}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.62})$$

Прогиб балки можно определить при помощи интеграла Максвелла—Мора

$$y = \int_0^l \frac{MM^o}{E} dx.$$

Применяя правило Верещагина, получим, перемножая эпюры M^q и M^o , следующее выражение для перемещения точки C от действия нагрузки $q = \frac{1}{l_2}$ (для удобства перемещения увеличены в E раз):

$$Ey^q = \frac{l_1}{3} M_1^q M_1^o + \frac{l_2}{6} (M_1^q \bar{M}_1^o + 4M_5^q M_5^o + M_2^q M_2^o) + \frac{l_3}{6} M_2^q (2\bar{M}_2^o + M_3^o). \quad (V.63)$$

Аналогичным образом, перемножая эпюры, получим перемещения от нагрузок $P = 1$, $P_s = 1$ и $R_c = 1$:

$$Ey^P = \frac{l_1}{3} M_1^P M_1^o + \frac{l_2}{6} [2(M_1^P \bar{M}_1^o + M_2^P M_2^o) + M_1^P M_2^o + M_2^P \bar{M}_1^o] + \\ + \frac{l_3}{6} [2(M_2^P \bar{M}_2^o + M_3^P M_3^o) + M_2^P M_3^o + M_3^P \bar{M}_2^o] + \\ + \frac{l_4}{6} M_3^o (2M_3^P + M_4^P); \quad (V.64)$$

$$Ey^s = \frac{l_1}{3} M_1^s M_1^o + \frac{l_2}{12} \{ [2(M_1^s \bar{M}_1^o + M_5^s M_5^o) + M_1^s M_5^o + M_5^s \bar{M}_1^o] + \\ + [2(M_5^s M_5^o + M_2^s M_2^o) + M_5^s M_2^o + M_2^s M_5^o] \} + \\ + \frac{l_3}{6} M_2^s (2\bar{M}_2^o + M_3^o); \quad (V.65)$$

$$Ey^R = \frac{l_1}{3} M_1^R M_1^o + \frac{l_2}{6} [2(M_1^R \bar{M}_1^o + M_2^R M_2^o) + M_1^R M_2^o + \\ + M_2^R \bar{M}_1^o] + \frac{l_3}{6} [2(M_2^R \bar{M}_2^o + M_3^R M_3^o) + M_2^R M_3^o + M_3^R \bar{M}_2^o] + \\ + \frac{l_4}{3} M_3^R M_3^o. \quad (V.66)$$

Суммируя полученные выше прогибы, найдем общий прогиб y_c при совместном действии всех нагрузок, который не должен превышать величины зазора Δ на опоре C ,

$$y_c = y^q P_s + y^P P + y^s P_s - y^R R_c \leq \Delta. \quad (V.67)$$

Из этого условия находим реакцию R_c

$$R_c = \alpha_c P_s + \beta_c P + \omega_c P_s + \gamma_c \Delta, \quad (V.68)$$

где

$$\alpha_c = \frac{y^q}{y^R}; \quad \beta_c = \frac{y^P}{y^R}; \quad \omega_c = \frac{y^s}{y^R}; \quad \gamma_c = -\frac{1}{y^R}. \quad (V.69)$$

Реакции на двух других опорах можно найти суммированием реакций, возникающих при действии каждой нагрузки в отдельности и определяемых по формулам (V.59) и (V.60):

$$\left. \begin{aligned} R_a &= \alpha_a P_s + \beta_a P + \omega_a P_s + \gamma_a \Delta; \\ R_b &= \alpha_b P_s + \beta_b P + \omega_b P_s + \gamma_b \Delta, \end{aligned} \right\} \quad (V.70)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \alpha_a &= R_a^q - \alpha_c R_a^R; \quad \alpha_b = R_b^q + \alpha_c R_b^R; \\ \beta_a &= R_a^P - \beta_c R_a^R; \quad \beta_b = -R_b^P + \beta_c R_b^R; \\ \omega_a &= R_a^s - \omega_c R_a^R; \quad \omega_b = R_b^s + \omega_c R_b^R; \\ \gamma_a &= -\gamma_c R_a^R; \quad \gamma_b = \gamma_c R_b^R. \end{aligned} \right\} \quad (V.71)$$

Реакция R_c , вычисленная по формуле (V.68), может оказаться как положительной, так и отрицательной. Реальный смысл имеет только положительное значение R_c . Значение R_c со знаком минус указывает на то, что зазор Δ при действующих нагрузках не закрывается (в этом случае следует реакцию R_c положить равной нулю). Таким образом, в случае

$$R_c = \alpha_c P_z + \beta_c P + \omega_c P_s + \gamma_c \Delta < 0 \quad (V.72)$$

реакция на опорах лопатки определяется по формулам

$$\left. \begin{aligned} R_c &= 0; \\ R_a &= \bar{\alpha}_a P_z + \bar{\beta}_a P + \bar{\omega}_a P_s; \\ R_b &= \bar{\alpha}_b P_z + \bar{\beta}_b P + \bar{\omega}_b P_s, \end{aligned} \right\} \quad (V.73)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \bar{\alpha}_a &= R_a^q; \quad \bar{\alpha}_b = R_b^q; \\ \bar{\beta}_a &= R_a^P; \quad \bar{\beta}_b = -R_b^P; \\ \bar{\omega}_a &= R_a^s; \quad \bar{\omega}_b = R_b^s. \end{aligned} \right\} \quad (V.74)$$

После определения реакций представляется возможным найти момент трения на опорах лопатки.

Подставляя значения реакций (V.68), (V.70) или (V.73) в выражения для момента трения M_{mp} (V.19), получим:

$$M_{mp} = \begin{cases} AP + BP_z + C\Delta + DP_s + M_y & \text{при } R_c > 0; \\ A_1 P + B_1 P_z + D_1 P_s + M_y & \text{при } R_c < 0, \end{cases} \quad (V.75)$$

где реакция R_c и момент трения в упорном подшипнике M_y определяются по формулам (V.68) и (V.20), а коэффициенты $A, B, C, D, A_1, B_1, D_1$ выражаются формулами:

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{1}{2} (\mu_a d_a \beta_a + \mu_b d_b \beta_b + \mu_c d_c \beta_c); \\ B &= \frac{1}{2} (\mu_a d_a \alpha_a + \mu_b d_b \alpha_b + \mu_c d_c \alpha_c); \\ C &= \frac{1}{2} (\mu_a d_a \gamma_a + \mu_b d_b \gamma_b + \mu_c d_c \gamma_c); \\ D &= \frac{1}{2} (\mu_a d_a \omega_a + \mu_b d_b \omega_b + \mu_c d_c \omega_c); \\ A_1 &= \frac{1}{2} (\mu_a d_a \bar{\beta}_a + \mu_b d_b \bar{\beta}_b); \\ B_1 &= \frac{1}{2} (\mu_a d_a \bar{\alpha}_a + \mu_b d_b \bar{\alpha}_b); \\ D_1 &= \frac{1}{2} (\mu_a d_a \bar{\omega}_a + \mu_b d_b \bar{\omega}_b). \end{aligned} \right\} \quad (V.76)$$

Для расчета лопатки на прочность необходимо знать изгибающие моменты в ее характерных сечениях при совместном действии всех нагрузок. Пользуясь принципом независимости действия сил, найдем моменты в пяти сечениях лопатки, уже использованных выше для раскрытия ее статической неопределенности:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= M_1^q P_e + M_1^P P + M_1^s P_s - M_1^R R_c; \\ M_2 &= M_2^q P_e + M_2^P P + M_2^s P_s - M_2^R R_c; \\ M_3 &= M_3^P P - M_3^R R_c; \\ M_4 &= M_4^P P; \\ M_5 &= M_5^q P_e + M_5^P P + M_5^s P_s - M_5^R R_c, \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.77})$$

где M_i^q , M_i^P , M_i^s и M_i^R определяются по формулам (V.61).

В случае, если зазор Δ не закрывается, т. е. реакция R_c по формуле (V.68) меньше нуля, то последние члены в формулах (V.77) не учитываются.

Зная изгибающие моменты (V.77), можно вычислить максимальные нормальные напряжения в каждом из пяти сечений

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i}, \quad (\text{V.78})$$

где W_i — моменты сопротивления соответствующих сечений лопатки при изгибе ($i = 1, 2, \dots, 5$).

Максимальные касательные напряжения в тех же сечениях лопатки определяются по формуле

$$\tau_i = \frac{M_{кр i}}{W_{кр i}}, \quad (\text{V.79})$$

где $W_{кр i}$ — моменты сопротивления соответствующих сечений лопатки при кручении ($i = 1, 2, \dots, 5$).

Крутящие моменты находятся по выражениям:

$$\left. \begin{aligned} M_{кр 1} &= 0,5 \mu_a d_a R_a; \\ M_{кр 2} &= Pl_p \sin \alpha (1 - n_1) - 0,5 (\mu_b d_b R_b + \mu_c d_c R_c) - M_y; \\ M_{кр 3} &= Pl_p \sin \alpha (1 - n_1) - 0,5 \mu_c d_c R_c - M_y; \\ M_{кр 4} &= Pl_p \sin \alpha (1 - n_1) - M_y; \\ M_{кр 5} &= Pl_p \sin \alpha (1 - n_1) + 0,5 M_s - 0,5 (\mu_b d_b R_b + \mu_c d_c R_c) - M_y, \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.80})$$

где n_1 — коэффициент потерь в шарнирах серьги, определяемый по формуле (V.33);

M_s — определяется по формуле (V.29), в расчете при заклинивании направляющего аппарата вместо M_s принимается $M_{s \max}$.

Полагая, что максимальные напряжения σ_i и τ_i имеют место в одной и той же точке каждого из рассматриваемых сечений, и применяя III теорию прочности, находим приведенные напряжения

$$\sigma_{i np} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_i^2}. \quad (\text{V.81})$$

Полученные значения $\sigma_{i np}$ не должны превышать допускаемого напряжения для материала лопатки $[\sigma]$. Для лопаток из углеродистой стали рекомендуется принимать $[\sigma] = 1300 \div 1400 \text{ кг/см}^2$.

Расчеты по формулам настоящего параграфа удобно проводить в табличной форме.

8. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Расчет направляющего аппарата производят в следующем порядке:

1. Определяется оптимальный зазор Δ на верхней опоре направляющей лопатки.
2. Вычисляется потребное усилие и определяются параметры сервомотора.
3. Производится расчет лопатки на прочность при рабочих нагрузках.
4. Производится расчет лопатки на прочность при заклинивании направляющего аппарата.
5. Производится расчет подшипника направляющей лопатки и вносятся коррективы в величину зазора Δ , определенного по пункту 1.

Определение оптимального зазора Δ

Как указано в п. 5, расчет производится при закрытом направляющем аппарате, когда сила P соответствует максимальному перепаду давлений масла в цилиндрах сервомотора, сила P_s равна нулю, гидравлическая сила P_e вычисляется с учетом повышения давления перед направляющим аппаратом вследствие гидравлического удара.

1. Вычисляются осевые моменты инерции для трех участков лопатки J_I , J_{II} и J_{III} .

2. Определяются моменты сопротивления при изгибе W_t в пяти характерных сечениях лопатки (рис. V.31).

3. Находятся моменты сопротивления при кручении $W_{кр t}$ в тех же пяти сечениях лопатки.

4. По формулам (V.59) и (V.60) вычисляются реакции на опорах a и b от действия единичных сил $P_2 = 1$, $P = 1$, $P_s = 1$ и $R_c = 1$.

5. При помощи формул (V.61) и (V.62) определяются изгибающие и приведенные моменты в каждом из пяти характерных сечений.

6. По формулам (V.63)—(V.66) находятся прогибы y^q , y^p , y^s и y^R .

7. По формуле (V.69) вычисляются коэффициенты α_c , β_c , ω_c и γ_c .

8. С помощью формул (V.71) определяются коэффициенты α_a , α_b , β_a , β_b , ω_a , ω_b , γ_a и γ_b .

По формулам (V.74) находятся коэффициенты $\bar{\alpha}_a$, $\bar{\alpha}_b$, $\bar{\beta}_a$, $\bar{\beta}_b$, $\bar{\omega}_a$ и $\bar{\omega}_b$.

9. По формулам (V.76) находятся коэффициенты A , B , C , D , A_1 , B_1 и D_1 .

10. Определяются гидравлические нагрузки на лопатку P_2^0 , M_2^0 и N^0 при закрытом положении направляющего аппарата по формулам (V.12), а также вычисляются моменты трения в упорном подшипнике M_y по формуле (V.20).

11. Полагая $\delta = 1$ и $\Delta p = p_s - p_o = p_n$, по формулам (V.23)—(V.25) находят максимальное усилие сервомоторов $P_{ср max}$.

12. Полагая $m = 1$ и $n_4 = 0$, по формуле (V.43) находят силу P , действующую на лопатку со стороны сервы.

13. Задают некоторую величину зазора Δ (например, $\Delta = 0,1$ см) и вычисляют приведенные напряжения $\sigma_{t np}$ в пяти характерных сечениях. Для этого используются формулы (V.68), (V.70), (V.72), (V.73), (V.77), (V.78), (V.79), (V.80) и (V.81).

Эти вычисления целесообразно проводить в табличной форме. Если окажется, что при каких-либо зазорах Δ реакция $R_c < 0$, то в дальнейшем расчете следует положить $R_c = 0$, а реакции R_a и R_b находить при помощи коэффициентов $\bar{\alpha}_a$, $\bar{\beta}_a$, $\bar{\omega}_a$ и $\bar{\alpha}_b$, $\bar{\beta}_b$, $\bar{\omega}_b$.

14. Задаются рядом новых значений зазора Δ и для каждого из них вновь производят весь цикл вычислений по пункту 13.

15. Строится график приведенных напряжений в зависимости от величины зазора Δ и выбирается оптимальное значение Δ_0 . Графическое определение оптимального значения зазора показано на рис. V.32.

16. Вследствие изгиба подшипника направляющей лопатки зазор Δ_0 уменьшается. Поэтому для того, чтобы компенсировать это уменьшение, назначаемая при проектировании величина зазора $\bar{\Delta}$ должна быть больше, чем Δ_0 ,

$$\bar{\Delta} = \Delta_0 + y_B \frac{L + l_4}{L},$$

где y_B — прогиб подшипника направляющей лопатки в точке приложения реакции R_b ;

L, l_4 — размеры лопатки (рис. V.30).

Величина прогиба y_B зависит от реакции R_b и от конструкции подшипника и определяется при расчете деталей направляющего аппарата гидротурбин.

Определение потребного усилия и параметров сервомотора

Потребное усилие сервомотора вычисляется при разных значениях напора H и при разных открытиях направляющего аппарата α_0 .

1. По формуле (V.22) находится момент уплотнения при закрытом положении направляющего аппарата $M_{уп}$.

2. Производится построение направляющего аппарата, при котором определяются углы α и β при разных открытиях направляющего аппарата α_0 .

3. По формулам (V.33), (V.44)—(V.46) находятся коэффициенты потерь n_1, n_2, n_3 и n_4 при разных открытиях α_0 .

4. По формулам (V.8), (V.9) находятся гидравлические характеристики P_e и M_e при разных открытиях α_0 .

5. Производится вычисление силы сервомотора $P'_{ср}$ по формуле (V.48).

6. Из всех значений $P'_{ср}$, полученных в пункте 5, определяют максимальное значение $P'_{ср \max}$ и находят необходимый перепад давлений в полостях сервомотора Δp по формуле (V.50).

7. По формуле (V.51) определяют коэффициент запаса по давлению масла в сервомоторе k , который должен быть не менее 1,6.

Расчет лопатки на прочность при рабочих нагрузках

Расчет производится при закрытом положении направляющего аппарата и при значении силы P , обеспечивающем создание момента уплотнения $M_{уп}$. Учитывается повышение давления перед направляющим аппаратом вследствие гидравлического удара.

Расчет производится так же, как и при выборе оптимального зазора (см. выше), однако только при одном зазоре, равном оптимальному зазору Δ_0 . Отличие настоящего расчета состоит в том, что сила P определяется не по формуле (V.43) при $P'_{ср} = P'_{ср \max}$, а из расчета потребного усилия сервомотора при закрытом положении направляющего аппарата ($\alpha_0 = 0$).

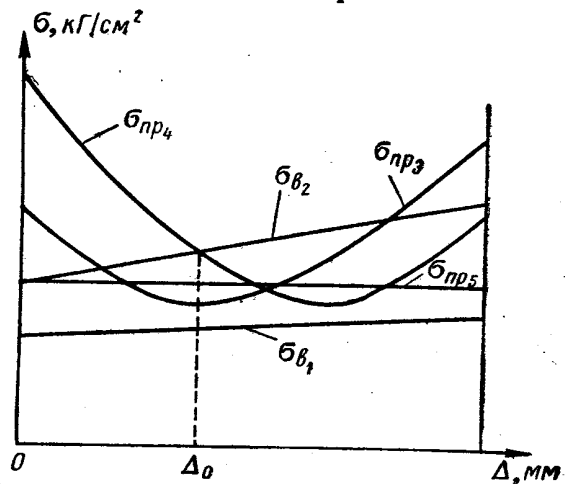


Рис. V.32. Изменения напряжений в сечениях направляющей лопатки при разных прогибах

Расчет лопатки на прочность при заклинивании направляющего аппарата

В рассматриваемом аварийном режиме направляющий аппарат находится в открытом положении, поэтому момент уплотнения $M_{упл} = 0$. Величина открытия зависит от размеров заклинившегося инородного тела и может быть произвольной. Поэтому в качестве расчетного принимается самое неблагоприятное открытие, а именно такое, при котором гидравлический момент M_g имеет максимальное положительное значение $M_{g \max}$. Кроме гидравлических нагрузок на одну из лопаток со стороны инородного тела действуют сила P_s и момент $M_s = P_s L_{01}$.

1. Определяется максимальное значение гидравлического момента $M_{g \max}$ и соответствующее ему значение гидравлической силы P_s (при том же открытии направляющего аппарата a_0).

2. Из расчета потребного усилия сервомотора определяется максимальное значение усилия в серьге P_{\max} .

3. Определяется нагрузка на лопатку со стороны серьги при срезе предохранительного пальца в соединении накладки с рычагом

$$P = \beta P_{\max} \quad (V.81a)$$

По нормам ЛМЗ коэффициент $\beta = 2,5 \div 3,2$.

4. По формуле (V.35) вычисляется сила P_s , действующая на лопатку со стороны заклинившегося в направляющем аппарате инородного тела.

5. Дальнейший расчет производится так же, как при выборе оптимального зазора (см. выше). Отличие состоит в том, что расчет производится только при одном значении зазора Δ , равном оптимальному зазору Δ_0 .

Расчет подшипника направляющей лопатки

На рис. V.16 была показана конструкция подшипника направляющей лопатки. Подшипник представляет собой чугунную деталь цилиндрической формы с фланцем. С помощью фланцев подшипник крепится болтами к верхнему кольцу направляющего аппарата. В подшипник вставляются две втулки из антифрикционного материала, которыми направляется верхняя цапфа направляющей лопатки.

В теле подшипника имеются соответствующие выточки для установки уплотнения и отверстие для подвода смазки. Фланец подшипника может иметь фасонную форму для перекрытия отверстий в кольце, служащих для выема лопаток направляющего аппарата (см. рис. V.13).

Нижний конец подшипника имеет центрирующий буртик, свободно (с небольшим зазором) вставляемый в гнездо верхнего кольца направляющего аппарата.

В зависимости от расположения посадочного буртика применяются два варианта конструкций подшипников. В первом варианте (рис. V.33) посадочный буртик расположен на нижнем (правом) крае подшипника, во втором варианте (рис. V.34) — в пролете.

Подшипник рассматривается как статически неопределимая балка переменного сечения, защемленная верхним (левым) краем и опертая правым краем (рис. V.33) или в пролете (рис. V.34). В шарнирной опоре имеется зазор δ , определяемый посадкой подшипника в верхнем кольце направляющего аппарата или в крышке турбины. Подшипник нагружается двумя поперечными силами — реакциями лопатки R_c и R_b , величины которых определяются из расчета лопатки направляющего аппарата. Вследствие того, что реакция R_c приложена в непосредственной близости от места заделки, при расчете подшипника ее можно не учитывать. Кроме

поперечных сил на подшипник действует также продольная нагрузка P , определяемая действием давления воды p на правый (нижний) торец подшипника,

$$P = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_2^2) p. \quad (V.82)$$

Учитывая, что сечение подшипника мало изменяется по длине, его можно рассматривать как балку постоянного сечения с моментом инерции J .

Рассматривая первый вариант конструкции подшипника (рис. V.33), раскрывая статическую определимость конструкции и опуская элементар-

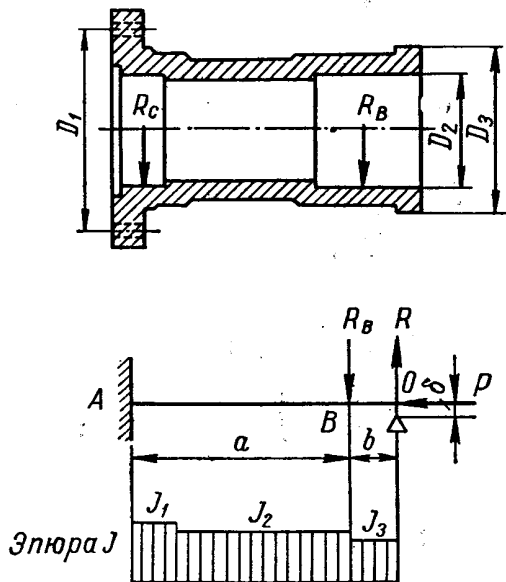


Рис. V.33. Подшипник направляющей лопатки с опорами на конце

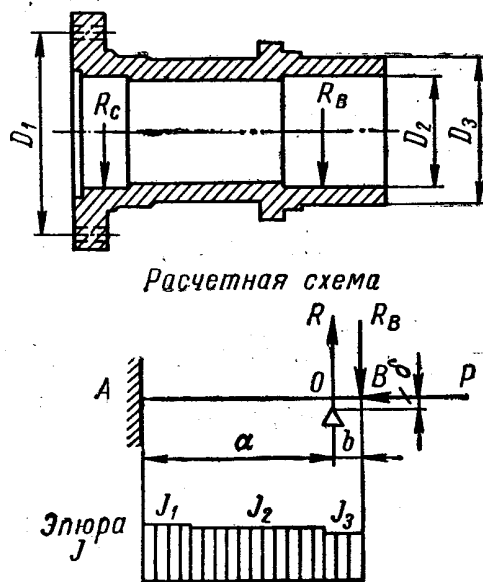


Рис. V.34. Подшипник направляющей лопатки с консолью

ные выкладки, получим следующие формулы для реакции R на опоре O и для изгибающих моментов в сечениях A и B :

$$\left. \begin{aligned} R &= R_B \varepsilon - \Gamma; \\ M_A &= R_B [a - \varepsilon (a + b)] + \Gamma (a + b); \\ M_B &= Rb = (R_B \varepsilon - \Gamma) b, \end{aligned} \right\} \quad (V.83)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon &= \frac{a^2 (a + 1,5b)}{(a + b)^3}; \\ \Gamma &= \frac{3EJ\delta}{(a + b)^3}. \end{aligned} \right\} \quad (V.84)$$

Зная моменты M_A и M_B и силу P , можно найти максимальные напряжения в подшипнике:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_A &= \frac{M_A}{W_1} + \frac{P}{F_1}; \\ \sigma_B &= \frac{M_B}{W_3} + \frac{P}{F_3}, \end{aligned} \right\} \quad (V.85)$$

где W_1, F_1, W_3, F_3 — моменты сопротивления и площади сечений A и B соответственно.

Прогиб подшипника в точке B можно найти по формуле

$$y_B = \frac{a^2}{6EJ} \left[R_B \frac{ab^2(1,5a+2b)}{(a+b)^3} + \Gamma(2a+3b) \right]. \quad (V.86)$$

В результате перемещения опоры B расчетный зазор в подшипнике C уменьшается на величину $y_B \frac{L+l_4}{L}$.

Для того чтобы компенсировать это уменьшение, окончательная величина зазора в подшипнике лопатки на опоре C должна определяться по формуле

$$\bar{\Delta} = \Delta_0 + y_B \frac{L+l_4}{L}, \quad (V.87)$$

где Δ_0 — оптимальный зазор, полученный выше.

Для второго варианта конструкции (рис. V.34) получаются следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned} R &= R_B \psi - N; \\ M_A &= R_B [\psi a - (a+b)] - Na; \\ M_0 &= R_B b; \\ y_B &= \frac{1}{6EJ} \left\{ R_B \left\{ (1-\psi)(a+b)^3 - 3[\psi a - (a+b)](a+b)^2 - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \psi b^3 \right\} + N \left[(a+b)^3 + 3a(a+b)^2 + b^3 \right] \right\}, \end{aligned} \right\} \quad (V.88)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \psi &= 1 + 1,5 \frac{b}{a}; \\ N &= \frac{3EJ\delta}{a^3}. \end{aligned} \right\} \quad (V.89)$$

Определенный при расчете подшипника прогиб y_B используется при назначении окончательной величины зазора на верхней опоре направляющей лопатки $\bar{\Delta}$ (см. выше определение оптимального зазора).

Для расчета шпилек стыкового соединения подшипника можно воспользоваться формулами, приведенными для расчета стыкового соединения крышек гидротурбин; вполне надежные результаты могут быть получены при использовании приближенного метода, в котором фланцы рассматриваются как абсолютно твердые тела (см. там же).

9. ДЕТАЛИ ПРИВОДА НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Составной рычаг направляющего аппарата

Составной рычаг (рис. V.35) состоит из трех деталей: рычага, накладки и срезного пальца.

Срезной палец. Усилие на срезном пальце будет равно

$$P_{cp} = \frac{P_p l_p}{l_{cp}}, \quad \text{где } P_p = P \sin \alpha. \quad (V.90)$$

Здесь P определяется по формуле (V.81a).

Обычно срезные пальцы изготавливаются из стали 45. У этой стали срез происходит при напряжении $\sigma_T = 4900 \div 5600 \text{ кг/см}^2$. Площадь срезного пальца будет равна

$$F_{cp} = \frac{P_{cp}}{\sigma_T}. \quad (V.91)$$

Диаметры шейки $d_{ш}$ и отверстия d_o определяются из условия

$$\frac{\pi (d_{ш}^2 - d_o^2)}{4} = F_{ср},$$

откуда

$$d_{ш} = \sqrt{d_o^2 + \frac{4F_{ср}}{\pi}}. \quad (V.92)$$

Для получения чистого среза необходимо чтобы d_n и d_o существенно отличались друг от друга. Рекомендуется выбирать $\frac{d_n}{d_o} = 3$.

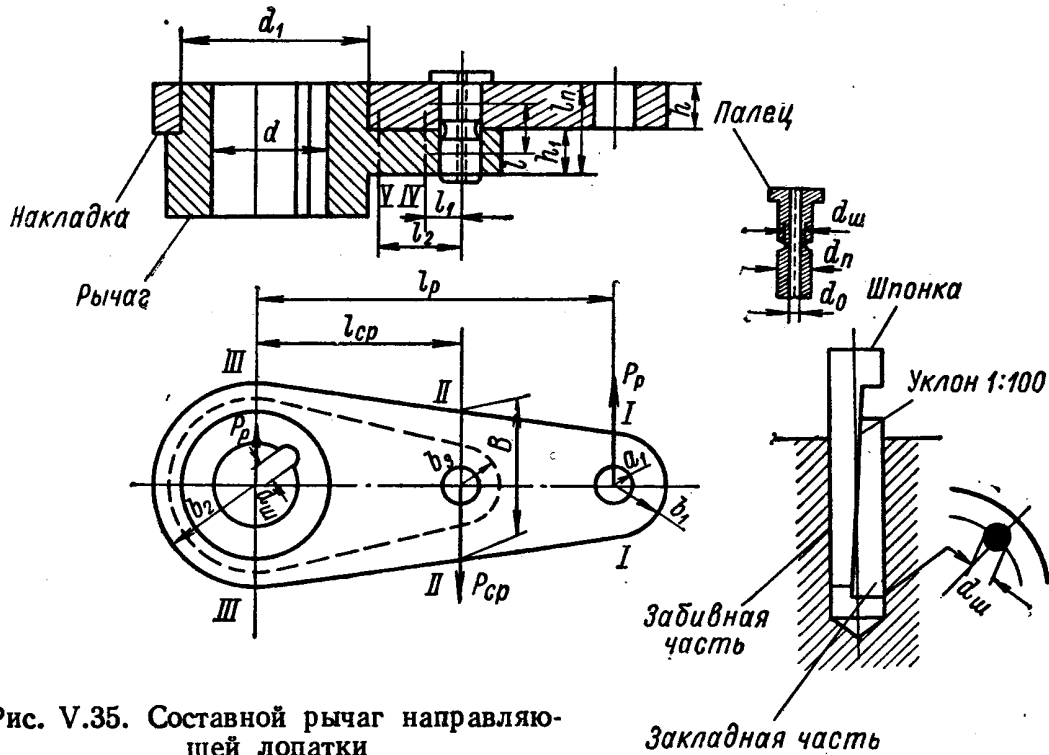


Рис. V.35. Составной рычаг направляющей лопатки

При конструировании пальца следует стремиться к тому, чтобы его диаметр был не меньше половины длины, т. е.

$$d_n > 0,5l_n.$$

Для этого на пальце делают шейку диаметром $d_{ш}$, а внутри палец высверливают до диаметра d_o .

При изготовлении срезного пальца следует точно выдерживать все размеры, так как диаметры шейки и отверстия влияют на величину усилия среза, а наружный диаметр — на точность сопряжения в рычаге и накладке. Если срезной палец войдет в отверстие с большим зазором, то может измениться не только усилие среза, но и характер деформаций — вместо среза появится изгиб.

Перед изготовлением пальцев для турбин следует из этого же материала изготовить несколько подобных пальцев и испытать их на срезное усилие. Если действительное срезное усилие будет отличаться, то надо изменить диаметр шейки. Пробные пальцы следует изготовить из разных мест одного прутка.

Накладка. Накладку (рис. V.35) выполняют из стали Ст.3. Ее рассчитывают на растяжение в сечении I—I (по Лямэ)

$$\sigma_{2I} = \frac{P_p}{2a_1h} \cdot \frac{b_1^2 + a_1^2}{b_1^2 - a_1^2}; \quad (V.93)$$

на изгиб в сечении II—II

$$\sigma_{bII} = \frac{6P_p(l_p - l_{cp})}{h(B^3 - d_n^3)} B; \quad (V.94)$$

на растяжение (по Лямэ) в сечении III—III

$$\sigma_{2III} = \frac{P_A}{2 \frac{d_1}{2} h} \cdot \frac{b_2^2 + \left(\frac{d_1}{2}\right)^2}{b_2^2 - \left(\frac{d_1}{2}\right)^2}, \quad (V.95)$$

где $P_A = P_{cp} - P_p$.

Рычаг. Рычаг выполняют из стали 30Л и рассчитывается на растяжение в сечении II—II (по Лямэ)

$$\sigma_{2II} = \frac{P_{cp}}{2 \frac{d_n}{2} h_1} \frac{b_3^2 + \left(\frac{d_n}{2}\right)^2}{b_3^2 - \left(\frac{d_n}{2}\right)^2}; \quad (V.96)$$

на изгиб в сечениях IV—IV и V—V

$$\sigma_{bIV} = \frac{P_{cp} l_1}{h_1 B_{IV}^2}; \quad \sigma_{bV} = \frac{P_{cp} b_2}{h_1 B_V^2}. \quad (V.97)$$

Момент, скручивающий рычаг, будет равен

$$M_{кр} = P_{cp} l.$$

Напряжения кручения в сечениях IV—IV и V—V и в середине длинной стороны сечения составляют:

$$\left. \begin{aligned} \tau_{IV\partial} &= \frac{P_{cp} l}{\alpha_1 B_{IV} h_1^2}; \\ \tau_{V\partial} &= \frac{P_{cp} l}{\alpha_1 B_V h_1^2}. \end{aligned} \right\} \quad (V.98)$$

В середине короткой стороны сечения напряжения будут:

$$\tau_{IV\kappa} = \frac{P_{cp} l}{\alpha_2 B_{IV} h_1^2}; \quad \tau_{V\kappa} = \frac{P_{cp} l}{\alpha_2 B_V h_1^2}. \quad (V.99)$$

Приведенные напряжения:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{npIV} &= \sqrt{\sigma_{bIV}^2 + 4\tau_{IV\kappa}^2}; \\ \sigma_{npV} &= \sqrt{\sigma_{bV}^2 + 4\tau_{V\kappa}^2}. \end{aligned} \right\} \quad (V.100)$$

Коэффициенты α_1 и α_2 для определения моментов сопротивления при кручении прямоугольного сечения даны в табл. V.5.

Таблица V.5

Зависимость коэффициентов α_1 и α_2 от отношения B/h

B/h	1,0	1,2	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	∞
α_1	0,208	0,219	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,291	0,299	0,307	0,312	0,333
α_2	1,0	0,93	0,86	0,82	0,79	0,77	0,75	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	—

Напряжение растяжения (по Лямэ) в сечении III—III равно

$$\sigma_{zIII} = \frac{P_p}{dH} \cdot \frac{b_2^2 + (0,5d)^2}{b_2^2 - (0,5d)^2}, \quad (\text{V.101})$$

где

$$P_p = P_{cp} \left(\frac{l_{cp}}{0,5d} - 1 \right).$$

Шпонка рычага изготавливается из стали 45 и рассчитывается на срез и смятие

$$\sigma_c = \frac{P_p \frac{2l_p}{d}}{z_{ш} l_{ш} d_{ш}} = \frac{2P_p l_p}{z_{ш} l_{ш} d_{ш} d}, \quad (\text{V.102})$$

где l_p — длина рычага;
 $z_{ш}$ — число шпонок;
 $d_{ш}$ — диаметр круглой шпонки;
 $l_{ш}$ — длина шпонки;
 d — диаметр отверстия в рычаге.

Напряжения смятия в шпонке составляют

$$\sigma_{см} = \frac{4P_p l_p}{z_{ш} l_{ш} d_{ш} d}. \quad (\text{V.103})$$

Для соединения рычага с цапфой направляющей лопатки применяется цилиндрическая составная по продольной оси шпонки (рис. V.35). По наружной поверхности каждая из двух частей образует часть правильной цилиндрической поверхности $d_{ш}$. Закладная и забивная шпонки соприкасаются по наклонной плоскости с уклоном 1 : 100, что обеспечивает натяг и напряженное соединение деталей благодаря уклону. Плоскость разъема шпонки должна располагаться по радиальному направлению цапфы.

Составная серьга

Составная серьга (рис. V.36) применяется для привода направляющего аппарата, имеющего ломкое соединение в виде срезного пальца на составном рычаге. Составная серьга состоит из двух вилок, двух пальцев, стяжки с правой и левой резьбой и двух контргаек.

Материалом вилки служит сталь 30Л. Вилка рассчитывается на смятие в месте посадки пальца

$$\sigma_{см} = \frac{P}{d_1 h_1 + d_2 h_1} \quad (\text{V.104})$$

и на растяжение в сечении I—I

$$\sigma_z = \frac{P}{2(2R - d_1) h_1} \quad (\text{V.105})$$

и в сечении II—II (по Лямэ)

$$\sigma_z = \frac{P}{2d_1 h_1} \cdot \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2}. \quad (\text{V.106})$$

Резьба вилки, выполненной из стали 25, рассчитывается на срез витков

$$\tau = \frac{P}{\pi \beta H d_s};$$

на изгиб витков

$$\sigma_s = \frac{3P(d_0 - d_s)}{2\pi \beta^2 S d_s H}; \quad (\text{V.107})$$

на смятие витков

$$\sigma_{см} = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_s^2) \frac{H}{S}},$$

где d_s — внутренний диаметр резьбы;

d_0 — наружный диаметр резьбы;

S — шаг резьбы;

β — коэффициент профиля резьбы; для метрической резьбы $\beta = 0,875$;

H — высота гайки.

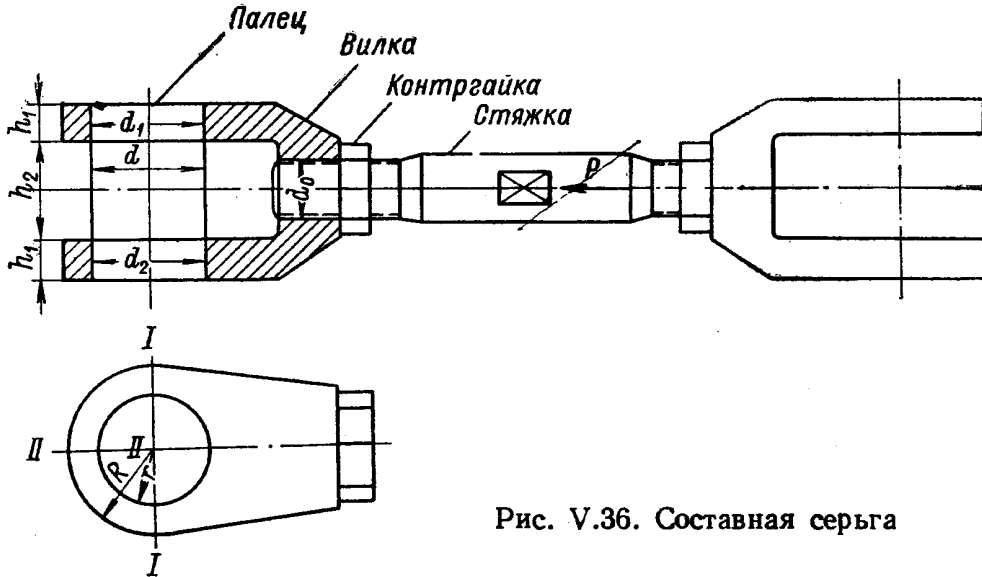


Рис. V.36. Составная серга

Напряжение сжатия стяжки в нарезанной части

$$\sigma_z = \frac{4P}{\pi d_s^2}.$$

Палец вилки рассчитывается на изгиб

$$\sigma_s = \frac{\frac{P}{2} \left(\frac{h_2 + h_1}{2} - \frac{h_2}{4} \right)}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{4P (h_2 + 2h_1)}{\pi d^3} \quad (V.108)$$

и на срез

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{P}{2\pi d_s^2} = 0,85 \frac{P}{d_s^2}.$$

10. РЕГУЛИРУЮЩЕЕ КОЛЬЦО

Регулирующее кольцо является звеном механизма поворота лопаток направляющего аппарата и служит для передачи усилий от сервомотора к лопаткам.

Регулирующее кольцо представляет собой кольцевую деталь, смонтированную на крышке турбины на соответствующей опоре. Следует различать конструкции колец, поперечные сечения которых имеют открытый или закрытый (коробчатый) профиль. Раньше применялись только литые кольца открытого профиля, в настоящее время чаще используют сварные кольца закрытого профиля. При расчете регулирующих колец открытого профиля обязательно следует учитывать стеснение кручения, в то время как для колец закрытого (трубчатого) профиля стесненность кручения можно не учитывать.

Существующие в настоящее время способы расчета регулирующих колец гидротурбин не учитывают ряд существенных факторов: стесненность кручения, различие в работе участков кольца открытого и закрытого профиля, равномерное скручивание кольца, работу стыкового соединения и т. д. Кроме того, они не позволяют определить упругих перемещений кольца, без чего невозможно производить расчет кольца на жесткость.

Ниже приводится разработанный в ЦКТИ им. И. И. Ползунова [7] способ расчета регулирующих колец на прочность и жесткость с учетом указанных выше факторов.

Расчет регулирующего кольца открытого профиля

Схема поперечного сечения кольца и действующих на него нагрузок представлена на рис. V.37, где P_{cp} — силы со стороны сервомоторов направляющего аппарата, p — силы от серег направляющих лопаток.

Число сил P_{cp} равно числу сервомоторов n , при этом для простоты можно принимать в расчет среднее значение $P_{cp} = \frac{P'_{cp} + P''_{cp}}{2}$.

Ввиду того, что число серег велико, силы p можно рассматривать как равномерно распределенную нагрузку, интенсивность которой определяется из условия равновесия кольца,

$$p = \frac{P_{cp}}{2} \cdot \frac{r_2 \cos \chi}{\alpha^* r_1^2 \cos \theta}. \quad (V.109)$$

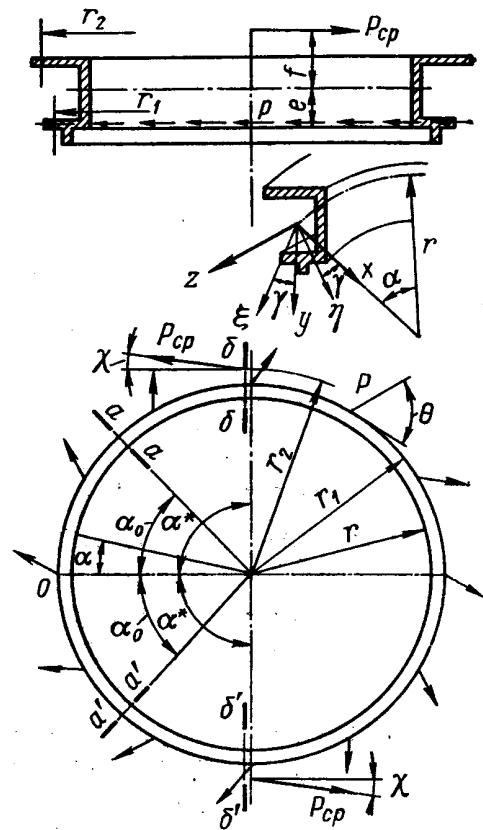


Рис. V.37. Схема регулирующего кольца открытого типа

С целью упрощения расчета будем считать также, что $\chi = 0$, $r_1 = r$, где r — радиус осевой линии кольца, проходящей через центры тяжести поперечных сечений.

В работе [7] выведены формулы для усилий и упругих перемещений кольца для случая двух сервомоторов. Обобщая эти формулы на случай произвольного числа n сервомоторов получим следующие выражения для усилий и перемещений:

$$\left. \begin{aligned} N &= 0,5 P_{cp} \left(-\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha^*} + \frac{r_2}{\alpha^* r} \operatorname{tg} \theta \right); \\ M_z &= Q_y^0 r - 0,5 m_x \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha^*}; \\ M_x &= -0,5 m_x \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha^*} + m_z r; \\ M_y &= 0,5 P_{cp} r \left(\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha^*} - \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\alpha}{\alpha^*} \right) - m_z r \frac{J_{xy}}{J_x}; \\ B &= \bar{M}^0 \frac{r}{\kappa^2} \xi_0 + b r \xi_2 - Q_y^0 \frac{r^2}{1 + \kappa^2} \varepsilon_2 - M_z^0 \frac{r}{1 + \kappa^2} \varepsilon_0; \\ \bar{M} &= \bar{M}^0 \xi_1 + b (\kappa^2 \xi_3 - 1) - Q_y^0 r \left(\frac{\kappa^2}{1 + \kappa^2} \varepsilon_3 - 1 \right) - M_z^0 \frac{\kappa}{1 + \kappa^2} \varepsilon_1; \end{aligned} \right\} (V.110)$$

Моменты и углы поворота считаются положительными, если при взгляде со стороны положительных значений x , y и z их направление соответствует вращению по часовой стрелке (правило левого винта).

В формулах (V.110) используются следующие функции, предложенные К. А. Китовером и Б. А. Беркманом:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_0 &= \cos \alpha, \quad \lambda_1 = \sin \alpha, \quad \lambda_2 = 1 - \lambda_0, \quad \lambda_3 = \alpha - \lambda_1, \quad \lambda_4 = \frac{1}{2} \alpha^2 - \lambda_2, \\ \lambda_5 &= \frac{1}{6} \alpha^3 - \lambda_3; \quad \mu_0 = \lambda_1 + \alpha \lambda_0, \quad \mu_1 = \alpha \lambda_1, \quad \mu_2 = \lambda_1 - \alpha \lambda_0, \\ \mu_3 &= 2\lambda_2 - \mu_1, \quad \mu_4 = 2\lambda_3 - \mu_2, \quad \mu_5 = 2\lambda_4 - \mu_3; \\ \xi_0 &= \kappa \operatorname{sh} \kappa \alpha, \quad \xi_1 = \operatorname{ch} \kappa \alpha, \quad \xi_2 = \frac{\operatorname{sh} \kappa \alpha}{\kappa}, \quad \xi_3 = \frac{\operatorname{ch} \kappa \alpha}{\kappa^2}, \\ \xi_4 &= \frac{\operatorname{sh} \kappa \alpha}{\kappa^3}, \quad \xi_5 = \frac{\operatorname{ch} \kappa \alpha}{\kappa^4}; \\ \varepsilon_0 &= \xi_0 + \lambda_1, \quad \varepsilon_1 = \xi_1 - \lambda_0, \quad \varepsilon_2 = \xi_2 - \lambda_1, \quad \varepsilon_3 = \xi_3 + \lambda_0, \\ \varepsilon_4 &= \xi_4 + \lambda_1. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.112})$$

Входящие в формулы (V.110) и (V.112) параметры определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= \frac{rJ_y}{E(J_x J_y - J_{xy}^2)}; \quad k_2 = \frac{rJ_x}{E(J_x J_y - J_{xy}^2)}; \\ k_3 &= \frac{rJ_{xy}}{E(J_x J_y - J_{xy}^2)}; \quad k_4 = \frac{r^3}{EJ_\omega}; \\ \kappa^2 &= r^2 \frac{GI_d}{EI_\omega} = \frac{r^2 I_d}{2(1+\mu)J_\omega}; \quad k_5 = \frac{k_1(1+\kappa^2) + k_4}{2(1+\kappa^2)}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.113})$$

где J_x , J_y , J_{xy} — осевые и центробежный моменты инерции сечения кольца;

I_d — геометрический фактор жесткости при чистом кручении стержня;

J_ω — секториальный момент инерции сечения;

$$I_d = \sum \beta_i b_i \delta_i^3. \quad (\text{V.113a})$$

Здесь $\beta_i = f\left(\frac{b_i}{\delta_i}\right)$ — табличный коэффициент.

При наличии сильно вытянутых полос ($b_i \gg \delta_i$) можно пользоваться приближенной формулой

$$I_d = \frac{1}{3} \sum b_i \delta_i^3. \quad (\text{V.113b})$$

Значения начальных параметров Q_x^0 , Q_y^0 , ... определяются путем раскрытия статической неопределенности кольца. Для них получены следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} Q_x^0 &= \frac{P_{cp}}{2} \left(\frac{1}{\lambda_1^*} - \frac{1}{\alpha^*} \cdot \frac{r_2}{r} \right); \quad M_z^0 = Q_y^0 r - \frac{\mathfrak{M}_x}{2\lambda_1^*}; \\ \bar{M}^0 &= \frac{\Delta_M}{\Delta}; \quad Q_y^0 = \frac{\Delta_Q}{\Delta}; \\ \varphi_x^0 &= \frac{1}{\lambda_1^*} (-\bar{M}^0 A_6 + Q_x^0 A_2 + Q_y^0 r A_7 + M_z^0 A_8 - b A_9 - P_{cp} A_{10}); \\ \varphi_y^0 &= \frac{1}{\lambda_1^*} \left[\left(Q_x^0 k_2 r - \frac{\mathfrak{M}_x k_3}{2\lambda_1^*} \right) \frac{\mu_2^*}{2} - P_{cp} A_{11} \right], \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.114})$$

где

$$\begin{aligned}
 \Delta &= \frac{r^2}{\kappa^2} \xi_0^* (A_3 + A_4 + A_7 + A_8) - \frac{r^2 \kappa^2}{k_4} (A_1 + A_6)^2; \\
 \Delta_{\mu} &= a_1 r (A_3 + A_4 + A_7 + A_8) + a_2 \frac{r^2 \kappa^2}{k_4} (A_1 + A_6); \\
 \Delta_Q &= \frac{r}{\kappa^2} \xi_0^* a_2 + (A_1 + A_6) a_1; \\
 a_1 &= -\frac{\mathfrak{M}_x}{2\lambda_1^*} \cdot \frac{r \varepsilon_0^*}{1 + \kappa^2} - \frac{r b_c}{2} b r \xi_2^*; \\
 a_2 &= \frac{\mathfrak{M}_x}{2\lambda_1^*} (A_4 + A_8) + b (-A_5 + A_9); \\
 A_1 &= \frac{k_4 \varepsilon_2^*}{\kappa^2 (1 + \kappa^2)}; \quad A_2 = \frac{k_3}{2} r \mu_2^*; \\
 A_3 &= \frac{k_4 [\xi_4^* + (2 + \kappa^2) \lambda_1^*]}{(1 + \kappa^2)^2} - \frac{k_4}{\kappa^2} \alpha^* + k_5 \mu_2^*; \\
 A_4 &= \frac{k_4 \varepsilon_2^*}{(1 + \kappa^2)^2} - k_5 \mu_2^*; \\
 A_5 &= \frac{k_4 (\alpha^* + \kappa^2 \lambda_3^* - \xi_2^*)}{\kappa^2 (1 + \kappa^2)}; \\
 A_6 &= \frac{k_4 \varepsilon_0^*}{\kappa^2 (1 + \kappa^2)}; \\
 A_7 &= \frac{k_4 [\xi_2^* - (2 + \kappa^2) \lambda_1^*]}{(1 + \kappa^2)^2} + k_5 \mu_0^* - k_1 \lambda_1^*; \\
 A_8 &= \frac{k_4 \varepsilon_0^*}{(1 + \kappa^2)^2} - k_5 \mu_0^* - k_1 \lambda_1^*; \\
 A_9 &= \frac{k_4 \varepsilon_2^*}{1 + \kappa^2}; \quad A_{10} = \frac{k_3 r_2 \mu_4^*}{4 \alpha^*}; \quad A_{11} = \frac{k_2 r_2 \mu_4^*}{4 \alpha^*}.
 \end{aligned} \tag{V.115}$$

Индекс * означает, что соответствующая функция вычисляется при $\alpha = \alpha^*$. При двух и четырех сервомоторах функции λ_i^* и μ_i^* имеют значения, указанные в табл. V.6.

Таблица V.6

Значения функций λ_i^* и μ_i^*

n	λ_0^*	λ_1^*	λ_2^*	λ_3^*	μ_0^*	μ_1^*	μ_2^*	μ_3^*	μ_4^*
2	0	1	1	0,57	1	1,57	1	0,43	0,14
4	0,707	0,707	0,293	0,078	0,28	0,555	0,152	0,031	0,004

Расчет на прочность. Для расчета на прочность надо определить опасные сечения кольца, найти усилия в опасных сечениях, вычислить напряжения в отдельных точках сечений, найти расчетные напряжения и сравнить их с допускаемым напряжением для материала кольца. Для

того чтобы определить опасные сечения, следует построить эпюры усилий в кольце. Однако некоторые из указанных сечений можно найти, не прибегая к построению эпюр. Таких сечений четыре: $a-a$, $a'-a'$, $b-b$ и $b'-b'$ (рис. V.37). При помощи формул (V.110) находим усилия в этих сечениях:

$$\left. \begin{aligned} &\text{сечение } a-a \left[\text{при } \alpha = \alpha_0 = \arccos \left(\frac{r_2}{\alpha^* r} \sin \alpha^* \right) \right]: \\ &N = 0,5 P_{cp} \left(-\frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha^*} + \frac{r_2}{\alpha^* r} \operatorname{tg} \theta \right); \\ &M_z = Q_y^0 r - 0,5 \mathfrak{M}_x \frac{\cos \alpha_0}{\sin \alpha^*}; \\ &M_x = -0,5 \mathfrak{M}_x \frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha^*} + m_z r; \\ &M_y = 0,5 P_{cp} r \left(\frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha^*} - \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\alpha^0}{\alpha^*} \right) - m_z r \frac{J_{xy}}{J_x}; \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.116})$$

сечение $a'-a'$ (при $\alpha = -\alpha^0$):

$$\left. \begin{aligned} &N = 0,5 P_{cp} \left(\frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha^*} + \frac{r_2}{\alpha^* r} \operatorname{tg} \theta \right); \\ &M_z = Q_y^0 r - 0,5 \mathfrak{M}_x \frac{\cos \alpha_0}{\sin \alpha^*}; \\ &M_x = 0,5 \mathfrak{M}_x \frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha^*} + m_z r; \\ &M_y = 0,5 P_{cp} r \left(-\frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha^*} + \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\alpha^0}{\alpha^*} \right) - m_z r \frac{J_{xy}}{J_x}; \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.117})$$

сечение $b-b$ (при $\alpha = \alpha^*$):

$$\left. \begin{aligned} &N = 0,5 P_{cp} \left(-1 + \frac{r_2}{\alpha^* r} \operatorname{tg} \theta \right); \\ &M_z = Q_y^0 r - 0,5 \mathfrak{M}_x \operatorname{ctg} \alpha^*; \\ &M_x = -0,5 \mathfrak{M}_x + m_z r; \\ &M_y = 0,5 P_{cp} r \left(1 - \frac{r_2}{r} \right) - m_z r \frac{J_{xy}}{J_x}; \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.118})$$

сечение $b'-b'$ (при $\alpha = -\alpha^*$):

$$\left. \begin{aligned} &N = 0,5 P_{cp} \left(1 + \frac{r_2}{\alpha^* r} \operatorname{tg} \theta \right); \\ &M_z = Q_y^0 r - 0,5 \mathfrak{M}_x \operatorname{ctg} \alpha^*; \\ &M_x = 0,5 \mathfrak{M}_x + m_z r; \\ &M_y = 0,5 P_{cp} r \left(-1 + \frac{r_2}{r} \right) - m_z r \frac{J_{xy}}{J_x}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.119})$$

Остальные опасные сечения кольца устанавливаются путем построения эпюр B и \bar{M} по формулам (V.110).

После определения усилий вычисляются нормальные и касательные напряжения. Нормальные напряжения определяют по известной формуле В. З. Власова [15].

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_\eta}{J_\eta} \xi - \frac{M_\xi}{J_\xi} \eta + \frac{B}{J_\omega} \omega, \quad (\text{V.120})$$

где F ; J_η ; J_ξ — площадь и осевые моменты инерции сечения относительно главных центральных осей η , ξ ;

ω — главная секториальная координата точки сечения [15];

M_η , M_ξ — изгибающие моменты относительно главных центральных осей сечения, определяемых по формулам:

$$\left. \begin{aligned} M_\eta &= M_x \cos \gamma + M_y \sin \gamma; \\ M_\xi &= -M_x \sin \gamma + M_y \cos \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.121})$$

Здесь γ — угол, характеризующий положение главных центральных осей (рис. V.37).

Касательные напряжения чистого (свободного) кручения определяются по формулам сопротивления материалов. В частности, для сечений, состоящих из полос шириной b_i и толщиной δ_i , максимальное напряжение в каждой из полос можно вычислить по формуле

$$\bar{\tau} = \frac{\bar{M}}{I_d} \delta_i, \quad (\text{V.122})$$

где I_d определяется по формуле (V.113а) или (V.113б).

Кроме напряжений $\bar{\tau}$ в тонкостенных стержнях возникают также вторичные касательные напряжения стесненного кручения τ

$$\tau = \frac{MS_\omega}{J_\omega \delta_i}, \quad (\text{V.123})$$

где S_ω — секториальный статический момент в рассматриваемой точке сечения [15].

После определения напряжений по формулам (V.120), (V.122), (V.123) в ряде опасных точек производится проверка прочности по IV теории прочности

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (\text{V.124})$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала регулирующего кольца;

$$\tau = \bar{\tau} + \bar{\tau}. \quad (\text{V.125})$$

Расчет на жесткость. В результате действия нагрузок ось регулирующего кольца превращается в сложную пространственную кривую. Компоненты перемещений любого сечения можно определить по формулам (V.110). Однако наибольший интерес представляет радиальное перемещение точек кольца, соприкасающихся с его опорой, u_x^{on} . Это связано с тем, что зазор Δ между кольцом и его опорой должен быть выбран таким, чтобы он не закрывался при деформациях кольца. Поэтому условие жесткости для регулирующего кольца можно представить в виде

$$u_x^{on} < \Delta. \quad (\text{V.126})$$

Радиальное перемещение u_x^{on} определяется по формуле

$$u_x^{on} = u_x - \varphi_z (y^{on} - y_A), \quad (\text{V.127})$$

где y^{on} — координата точек опорной поверхности кольца;

u_x , φ_z — компоненты перемещений осевой линии кольца, определяемые по формулам (V.110);

y_A — координата центра изгиба сечения кольца.

Если условие (V.126) не выполняется, то это означает, что зазор Δ закрывается и между кольцом и его опорой возникает горизонтально направленная реакция. Вследствие этого при повороте кольца имеет место дополнительная сила трения, что приводит к увеличению необходимого усилия сервомотора и в некоторых случаях может привести к заклиниванию регулирующего кольца.

Расчет регулирующего кольца закрытого профиля

Схема кольца и действующих на него нагрузок представлена на рис. V.38. Как уже указывалось выше, расчет таких колец может производиться без учета стесненности кручения; исключение составляют лишь участки кольца открытого профиля, примыкающие к стыковым соединениям отдельных частей кольца. Формулы для усилий и упругих перемещений такого кольца имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} N &= 0,5 P_{cp} \left(-\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha^*} + \frac{r_2}{\alpha^* r} \operatorname{tg} \theta \right); \\ M_z &= 0,5 \mathfrak{M}_x \left(\frac{1}{\alpha^*} - \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha^*} \right); \\ M_x &= -0,5 \mathfrak{M}_x \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha^*} + m_2 r; \\ M_y &= 0,5 P_{cp} r \left(\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha^*} - \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\alpha}{\alpha^*} \right) - m_2 r \frac{J_{xy}}{J_x}; \\ u_x &= -\varphi_y^0 r \lambda_1 - \frac{\mathfrak{M}_x k_3 r \mu_2}{4 \lambda_1^*} + \\ &+ \frac{P_{cp}}{2} \left[\frac{k_2 r^2}{2} \left(\frac{\mu_2}{\lambda_1^*} - 2 \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\lambda_3}{\alpha^*} \right) - \frac{r_2 \operatorname{tg} \theta}{\alpha^* E F} \right]; \end{aligned} \right\} (V.128)$$

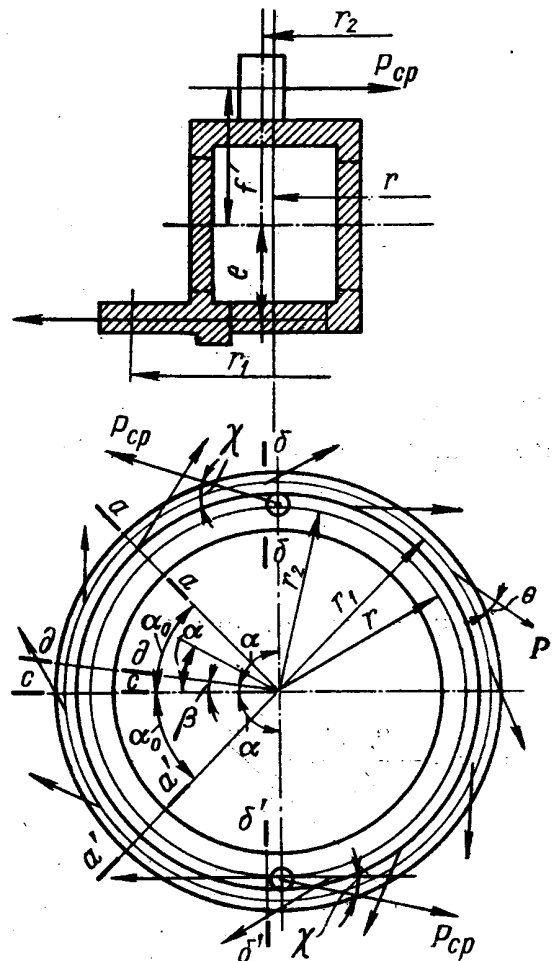


Рис. V.38. Схема нагрузок на регулирующее кольцо закрытого типа

$$\left. \begin{aligned} u_y &= \varphi_x^0 r \lambda_1 - \frac{\mathfrak{M}_x r}{2} \left(\frac{k_9 \lambda_3}{\alpha^*} - \frac{k_{10} \mu_2}{\lambda_1^*} \right) - \\ &- \frac{P_{cp} k_3 r^2}{4} \left(\frac{\mu_2}{\lambda_1^*} - 2 \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\lambda_3}{\alpha^*} \right); \\ \varphi_z &= -\varphi_x^0 \lambda_1 + \frac{\mathfrak{M}_x}{2} \left(\frac{k_9 \lambda_3^* \lambda_1}{\lambda_1^* \alpha^*} - \frac{k_{10} \mu_2}{\lambda_1^*} \right) + \\ &+ \frac{P_{cp} k_3 r}{4} \left(\frac{\mu_2}{\lambda_1^*} - 2 \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\lambda_3}{\alpha^*} \right) + m_2 \frac{r^2}{E J_x}, \end{aligned} \right\} (V.128)$$

где

$$k_9 = \frac{r}{G I_d}; \quad k_{10} = \frac{k_1 + k_9}{2}. \quad (V.19)$$

Вычисляя геометрический фактор жесткости сечения при чистом кручении I_d , следует иметь в виду, что сечения наряду с участками закрытого (замкнутого) профиля имеют также и участки открытого профиля. Если имеется два участка открытого профиля (наиболее распространенный случай), то I_d определяется по формуле

$$I_d = I_0 + I_1 + I_2, \quad (\text{V.129a})$$

где $I_0 = \oint \frac{\Omega^2}{\delta} ds$ — геометрический фактор жесткости для закрытой части профиля (Ω^2 — удвоенная площадь, ограниченная средней линией стенок закрытой части профиля; δ — толщина стенки закрытой части профиля; ds — элемент длины средней линии закрытой части профиля);

$$\left. \begin{aligned} I_1 &= \frac{1}{3} l_1 \delta_1^3 \\ I_2 &= \frac{1}{3} l_2 \delta_2^3 \end{aligned} \right\} \text{— то же для открытой части профиля } (l_1, l_2 \text{ — длины участков открытого профиля; } \delta_1, \delta_2 \text{ — толщины участков открытого профиля).}$$

Интеграл $\oint \frac{ds}{\delta}$ берется по всему контуру закрытой части профиля. Расчеты показывают, что слагаемыми I_1 и I_2 обычно можно пренебречь по сравнению с I_0 . Тогда получим приближенную формулу

$$I_d \approx I_0.$$

Начальные параметры φ_x^0 и φ_y^0 определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_x^0 &= \frac{P_{cp} r k_3}{4\lambda_1^*} \left(\frac{\mu_2^*}{\lambda_1^*} - \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\mu_2^* + \mu_4^*}{\alpha^*} \right) + \mathfrak{M}_x \left(\frac{k_9 \lambda_3^*}{2\lambda_1^* \alpha^*} - \frac{k_{10} \mu_2^*}{2\lambda_1^{*2}} \right); \\ \varphi_y^0 &= \frac{P_{cp} r k_2}{4\lambda_1^*} \left(\frac{\mu_2^*}{\lambda_1^*} - \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\mu_2^* + \mu_4^*}{\alpha^*} \right) - \mathfrak{M}_x \frac{k_3 \mu_2^*}{4\lambda_1^{*2}}. \end{aligned} \right\} (\text{V.130})$$

Для расчета на прочность надо определить усилие в четырех опасных сечениях (рис. V.37):

сечение $a - a$ [при $\alpha = \alpha_0 = \arccos \left(\frac{r_2}{r} \cdot \frac{\sin \alpha^*}{\alpha^*} \right)$]:

$$\left. \begin{aligned} N &= 0,5 P_{cp} \left(-\frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha^*} + \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\text{tg } \theta}{\alpha^*} \right); \\ M_z &= 0,5 \mathfrak{M}_x \left(\frac{1}{\alpha^*} - \frac{\cos \alpha_0}{\sin \alpha^*} \right); \\ M_x &= -0,5 \mathfrak{M}_x \frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha^*} + m_z r; \\ M_y &= 0,5 P_{cp} r \left(\frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha^*} - \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\alpha_0}{\alpha^*} \right) - m_z r \frac{J_{xy}}{J_x}; \end{aligned} \right\} (\text{V.131})$$

сечение $a'-a'$ (при $\alpha = -\alpha_0$):

$$\left. \begin{aligned} N &= 0,5P_{cp} \left(\frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha^*} + \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\operatorname{tg} \theta}{\alpha^*} \right); \\ M_z &= 0,5\mathfrak{M}_x \left(\frac{1}{\alpha^*} - \frac{\cos \alpha_0}{\sin \alpha^*} \right); \\ M_x &= 0,5\mathfrak{M}_x \frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha^*} + m_z r; \\ M_y &= 0,5P_{cp} r \left(-\frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha^*} + \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\alpha_0}{\alpha^*} \right) - m_z r \frac{J_{xy}}{J_x}; \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.132})$$

сечение $b-b$ (при $\alpha = \alpha^*$):

$$\left. \begin{aligned} N &= 0,5P_{cp} \left(-1 + \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\operatorname{tg} \theta}{\alpha^*} \right); \\ M_z &= 0,5\mathfrak{M}_x \left(\frac{1}{\alpha^*} - \operatorname{ctg} \alpha^* \right); \\ M_x &= -0,5\mathfrak{M}_x + m_z r; \\ M_y &= 0,5P_{cp} r \left(1 - \frac{r_2}{r} \right) - m_z r \frac{J_{xy}}{J_x}; \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.133})$$

сечение $b'-b'$ (при $\alpha = -\alpha^*$):

$$\left. \begin{aligned} N &= 0,5P_{cp} \left(1 + \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\operatorname{tg} \theta}{\alpha^*} \right); \\ M_z &= 0,5\mathfrak{M}_x \left(\frac{1}{\alpha^*} - \operatorname{ctg} \alpha^* \right); \\ M_x &= 0,5\mathfrak{M}_x + m_z r; \\ M_y &= 0,5P_{cp} r \left(-1 + \frac{r_2}{r} \right) - m_z r \frac{J_{xy}}{J_x}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.134})$$

В отличие от принятых ранее способов расчета построение эпюр усилий производить не требуется.

Заметим, что формулы (V.131)—(V.134) отличаются от соответствующих формул (V.116)—(V.119) для кольца открытого профиля лишь выражениями для крутящего момента M_z .

Опасными могут оказаться также ослабленные сечения на участках открытого профиля, примыкающих к стыкам между отъемными частями кольца (рис. V.38). Участки открытого профиля образуются из-за наличия в стенках кольца прямоугольных вырезов, которые необходимы для того, чтобы обеспечить доступ к фланцам.

Обычно стыки располагаются в сечениях $\alpha = 0$, равноотстоящих от ушей кольца (от точек приложения сил P_{cp}). Усилия в этих сечениях, согласно (V.128), определяются выражениями:

$$\left. \begin{aligned} N^{cm} &= 0,5P_{cp} \frac{r_2}{r} \cdot \frac{\operatorname{tg} \theta}{\alpha^*}; \\ M_z^{cm} &= 0,5\mathfrak{M}_x \frac{\sin \alpha^* - \alpha^*}{\alpha^* \sin \alpha^*}; \\ M_x^{cm} &= m_z r; \\ M_y^{cm} &= -m_z r \frac{J_{xy}}{J_x}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.135})$$

Если учесть, что длина выреза $l = \beta r$ всегда мала по сравнению с r , то участок кольца l приближенно можно рассматривать как прямой, а усилия на этом участке, в том числе и крутящий момент M_z , постоянными и равными усилиям в стыке (V.135). Тогда можно воспользоваться готовым решением В. З. Власова для кручения прямого стержня постоянным моментом $M_z = \text{const}$ [15]. При этом проверку прочности следует производить в двух сечениях, совпадающих с концами участка l (рис. V.38). Формулы для усилий в указанных сечениях имеют вид:

сечение $c-c$ (при $\alpha = 0$):

$$\left. \begin{aligned} N &= N^{cm}; & M_x &= M_x^{cm}; & M_y &= M_y^{cm}; \\ M &= M_z^{cm}; & B &= M_z^{cm} \frac{r}{x} \operatorname{th} \frac{x\beta}{2}; \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.136})$$

сечение $d-d$ (при $\alpha = \beta$):

$$\left. \begin{aligned} N &= N^{cm}; & M_x &= M_x^{cm}; & M_y &= M_y^{cm}; \\ M &= M_z^{cm}; & B &= -M_z^{cm} \frac{r}{x} \operatorname{th} \frac{x\beta}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.137})$$

Определение напряжений и проверка прочности на участках кольца открытого профиля производится по формулам (V.120)—(V.125).

Для участков кольца закрытого профиля нормальные напряжения определяются по формуле (V.120), если положить в ней $B = 0$. Максимальное значение σ в каждом из опасных сечений можно найти по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{F} + \frac{M_\eta}{J_\eta} \xi_0 - \frac{M_\xi}{J_\xi} \eta_0, \quad (\text{V.137a})$$

где ξ_0, η_0 — координаты опасной точки сечения.

Опасная точка определяется как точка, наиболее удаленная от нейтральной линии сечения. Последнюю удобнее всего строить по отрезкам a_ξ и a_η , которые она отсекает на осях ξ и η ,

$$a_\xi = -\frac{N}{F} \cdot \frac{J_\eta}{M_\eta}; \quad a_\eta = \frac{N}{F} \cdot \frac{J_\xi}{M_\xi}.$$

Касательные напряжения на участках кольца закрытого профиля определяются по формулам для кручения стержней составного сечения:

для закрытой части профиля

$$\tau_0 = \frac{M_0}{\Omega \delta};$$

для открытой части профиля

$$\tau_1 = \frac{M_1}{I_1} \delta_1; \quad \tau_2 = \frac{M_2}{I_2} \delta_2.$$

Крутящие моменты M_0, M_1 и M_2 выражаются через полный крутящий момент M_z по формулам:

$$M_0 = \frac{I_0}{I_d} M_z \approx M_z; \quad M_1 = \frac{I_1}{I_d} M_z \approx \frac{I_1}{I_0} M_z;$$

$$M_2 = \frac{I_2}{I_d} M_z \approx \frac{I_2}{I_0} M_z.$$

Подставляя эти значения в формулы для τ , получим:

$$\tau_0 = \frac{M_z}{\Omega \delta}; \quad \tau_1 = \frac{M_z}{I_0} \delta_1; \quad \tau_2 = \frac{M_z}{I_0} \delta_2.$$

Наибольшее напряжение обычно возникает в наиболее тонких стенках закрытой части профиля

$$\tau_{\max} = \frac{M_z}{W_{кр}}, \quad (V.138)$$

где

$$W_{кр} = \Omega \delta_{\min}.$$

Здесь δ_{\min} — минимальная толщина стенки закрытой части профиля.

Расчет регулирующего кольца закрытого профиля на жесткость производится по формулам (V.126) и (V.127), т. е. так же, как расчет кольца открытого профиля. Различие состоит лишь в том, что компоненты упругих перемещений u_x и φ_z определяются по формулам для кольца закрытого профиля (V.128).

Представляет интерес сравнение результатов расчетов, произведенных по новой и по старой методикам (см. первое издание настоящей книги). Так, для одной из работающих турбин по новой методике получено максимальное расчетное напряжение в регулирующем кольце $\sigma_p = 608 \text{ кг/см}^2$. По старой методике, не учитывающей работы кольца на кручение, максимальное расчетное напряжение составляет $\sigma_p = 316 \text{ кг/см}^2$. Если же произвести расчет по старой методике, но учесть также и кручение (без учета стесненности кручения), то максимальное расчетное напряжение получается $\sigma_p = 2150 \text{ кг/см}^2$, что в 3,5 раза превышает полученное по новой методике.

Напряжение 2150 кг/см^2 превышает допускаемое для материала регулирующего кольца, поэтому, если бы оно имело место в действительности, указанное регулирующее кольцо не могло бы нормально функционировать.

Расчет болтов фланцевого соединения частей регулирующего кольца

Вследствие больших габаритов регулирующих колец их обычно собирают из двух или большего числа частей, которые при монтаже соединяются между собой болтами. Чаще всего кольца состоят из двух половин, при этом стыки располагаются в диаметральной плоскости, составляющей 90° с плоскостью расположения ушей.

Усилия, возникающие в стыке, были определены выше при расчете кольца на прочность и для кольца закрытого профиля выражаются по формулам (V.135). Для кольца открытого профиля усилия в стыке определяются по тем же формулам, за исключением крутящего момента M_z^{cm} , который равен

$$M_z^{cm} = Q_y^0 r - 0,5 \mathfrak{M}_x \frac{1}{\sin \alpha^*}. \quad (V.139)$$

Крутящий момент M_z^{cm} воспринимается силами трения и двумя припасованными болтами или коническими штифтами.

Нормальная сила N и изгибающие моменты M_x и M_y вызывают нормальные напряжения в стыке и в болтах. Нетрудно показать, что изгиб происходит относительно оси, параллельной плоскости кривизны кольца, и поэтому момент M_y можно не учитывать, если заранее предположить, что нейтральная линия параллельна плоскости кривизны кольца.

Расчет болтов сводится в основном к правильному выбору напряжений начального затяга σ_0 , которое определяется из условия нераскрытия стыка.

Для расчета болтов стыкового соединения частей регулирующего кольца можно воспользоваться методикой, применяемой в расчете стыковых соединений крышки турбины. При этом достаточно надежные результаты могут быть получены, если применить приближенный способ расчета, основанный на схеме абсолютно жестких фланцев и упругих болтов. Следует лишь учесть особенности обозначений и правила знаков гл. VI.

Об учете деформируемости профиля регулирующего кольца

Продольные напряжения в кривом тонкостенном стержне при его изгибе и стесненном кручении вызывают деформацию профиля — так называемый эффект Кормана.

Приведенный выше метод расчета регулирующего кольца основан на гипотезе о неизменяемости профиля. Поэтому результаты расчета по предлагаемой методике могут быть справедливы только при условии обеспечения неизменяемости профиля путем установки достаточного количества ребер (диафрагм).

Вопрос о роли эффекта Кормана при расчете регулирующих колец был исследован в ЦКТИ им. И. И. Ползунова Б. А. Беркманом. Им было доказано, что для регулирующих колец открытого профиля влияние эффекта Кормана не очень существенно, поэтому такие кольца можно не ребрять.

Для регулирующих колец закрытого профиля деформируемость профиля может существенно снизить жесткость кольца, особенно при изгибе в плоскости его кривизны. Так например, для регулирующего кольца турбин Братской ГЭС момент инерции J_y вследствие деформируемости контура снижается примерно на 30%. Поэтому регулирующие кольца закрытого профиля должны быть снабжены ребрами. Задача о необходимом ребрении кривых тонкостенных стержней также решена в ЦКТИ Б. А. Беркманом. Деформируемость профиля тем больше, чем выше кольцо и чем меньше радиус осевой линии кольца и толщина его стенок. Поэтому необходимое число ребер возрастает при увеличении высоты кольца и убывает при увеличении толщины стенки и радиуса осевой линии.

11. СЕРВОМОТОР НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Конструкции сервомоторов

На рис. V.39 показаны схемы применяемых в настоящее время сервомоторов.

Характерной особенностью поршневого сервомотора (рис. V.39, а) является наличие шарнира в поршне. Тяга 3 сервомотора соединяется с поршнем 1 и с регулирующим кольцом цилиндрическими шарнирами. Вследствие этого возможно осуществление при прямоосном движении поршня кругового перемещения регулирующего кольца. При этом труба поршня 1, проходящего в крышке 2 цилиндра сервомотора, позволяет тяге совершить боковое перемещение. С помощью фланца 4 сервомотор крепится к бетонной шахте.

Сдвоенный поршневой прямоосный сервомотор (рис. V.39, б) имеет два цилиндра 1, в которых размещаются два поршня 2, жестко соединенных между собой тягой 4. В средней части тяги имеется ползун 3 с шарниром, соединяющим ее с рычагом регулирующего кольца.

Сервомотор с помощью опоры 5 устанавливается на крышке турбины.

Плунжерный торовый сервомотор (рис. V.39, в) имеет два плунжера — поршня 2, входящих в цилиндр 1 и примыкающих к регулируемому кольцу 4. В средней части плунжеров имеется опора 3, присоединяющая плунжеры к крышке турбины. При подаче масла в цилиндр он будет двигаться вместе с регулирующим кольцом.

Крыльчатый сервомотор (рис. V.39, г) состоит из цилиндрического корпуса 1, к которому крепится сектор 5, создающий полости, в которых располагается вал 3 с крыльчаткой 2.

Подвод и отвод масла производится по каналам 7. Предусматривается также дроссельное устройство 6. Для уплотнения имеются бронзовые

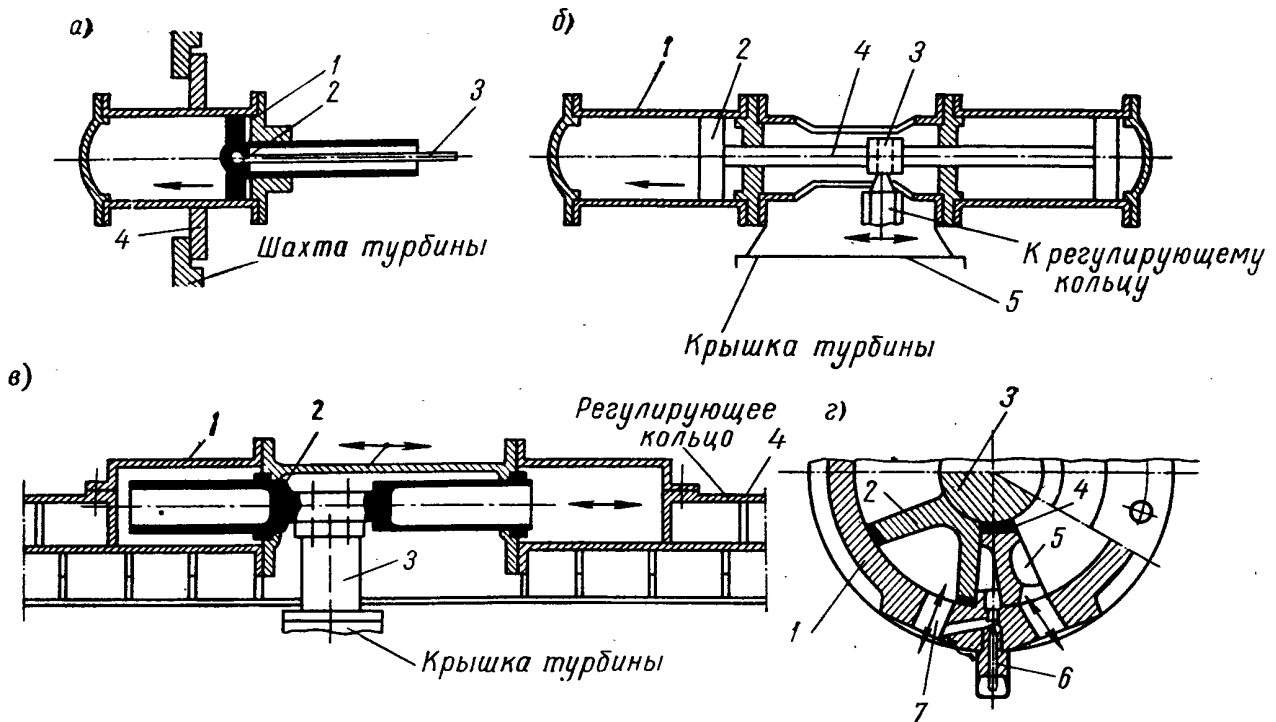


Рис. V.39. Схемы сервомоторов: а — поршневой с шарниром в поршне; б — двоянный поршневой прямоосный; в — плунжерный торовый; г — крыльчатый

планки и уплотнительные манжеты 4. Хотя крыльчатые сервомоторы наиболее просты по схеме действия и передаче сил, однако широкого применения они не получили вследствие трудности их уплотнения и синхронизации их работы при установке на каждой лопатке.

На рис. V.40 показан разрез по поршневому сервомотору направляющего аппарата с шарниром в поршне. Сервомотор состоит из цилиндра 1, который обычно выполняется из чугуновой отливки. С одной стороны цилиндр имеет глухую крышку 2, с другой — крышку 7 с отверстием. Сверху к цилиндру прилито два фланца для трубопроводов, подводящих масло к цилиндру сервомотора. Внутри цилиндра расположен поршень 4 с шарнирным соединением 3, 10 с тягой 8, идущий к регулируемому кольцу. На поршне сервомотора предусмотрена установка поршневых колец 6. Это уменьшает протечку масла. К поршню с одной стороны крепится крышка, а с другой — цилиндрический стакан 5, охватывающий тягу. Этот стакан позволяет изолировать полость, где расположено шарнирное устройство внутри поршня от полости цилиндра сервомотора, куда подводится масло под давлением. При подаче масла за счет его давления поршень будет двигаться. На крышке 7, закрывающей цилиндр сервомотора, установлены сальниковые уплотнения, предохраняющие от протечек масла из цилиндра. Тяга сервомотора с помощью муфты 9 соединяется

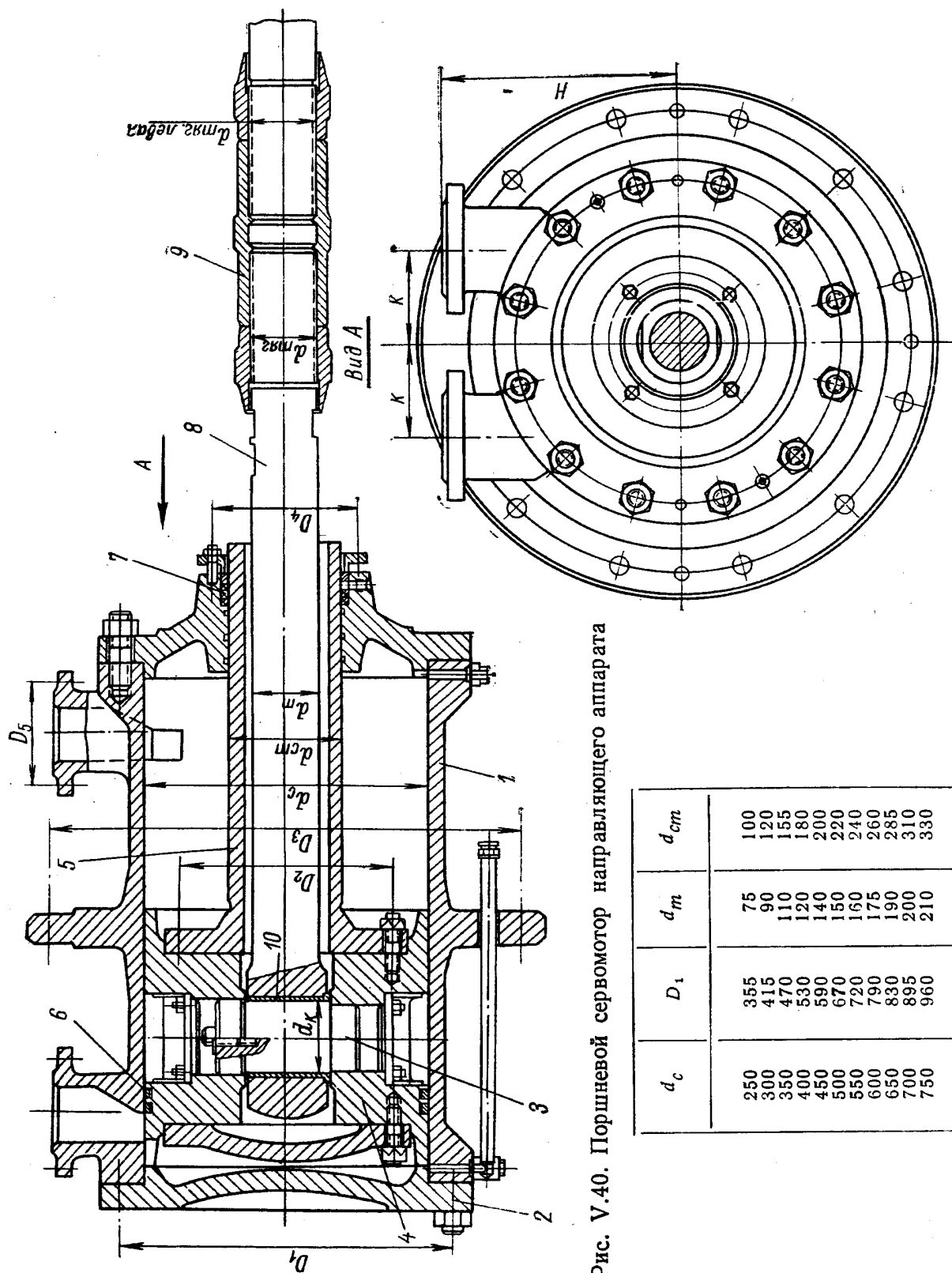


Рис. V.40. Поршневой сервомотор направляющего аппарата

d_c	D_1	d_m	d_{cm}
250	355	75	100
300	415	90	120
350	470	110	155
400	530	120	180
450	590	140	200
500	670	150	220
550	720	160	240
600	790	175	260
650	830	190	285
700	895	200	310
750	960	210	330

с проушиной, которая с помощью цилиндрического шарнира крепится к регулируемому кольцу. Соединительная муфта 9 имеет резьбу разных направлений. Это позволяет более удобно осуществить регулирование длины тяги. На тяге сервомотора и поршня предусматривается установка контргайки. Для выпуска масла из сервомотора предусмотрен сливной трубопровод. На рис. V.41 изображен разрез по сдвоенному прямоосному сервомотору. Каждый стальной цилиндр 1 крепится к стальному корпусу 2, который лапой (не указана на чертеже) опирается на крышку турбины. Внутри цилиндра перемещается чугунный поршень 3, закрепленный гайкой 4 на тяге 5. Для уменьшения протечек масла поршень снабжен поршневыми кольцами 6. Подвод масла в цилиндр осуществляется через

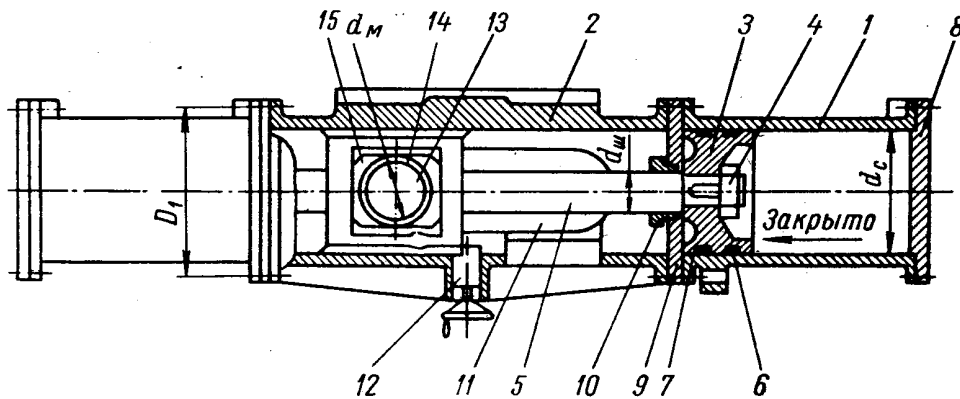


Рис. V.41. Сдвоенный прямоосный сервомотор

дрессельное отверстие 7 в цилиндре 1. Поэтому в конце хода на закрытие уменьшается поступление масла и замедляется движение поршня сервомотора.

Задняя крышка 8 цилиндра глухая, передняя 9 имеет отверстие для прохода тяги, у которой предусматривается манжетное или сальниковое уплотнение 10. В средней части корпуса 2 имеется окно 11, через которое проходит палец рычага 13 регулирующего кольца.

Палец соединен с рамой тяги посредством ползуна 15 и эксцентричной втулки 14, позволяющей создавать при монтаже необходимый затяг для плотного закрытия направляющего аппарата. В отрегулированном положении эксцентричная втулка стопорится. В сервомоторе предусматривается стопорное устройство 12, удерживающее направляющий аппарат в закрытом положении при ревизиях и ремонтах турбины.

Расчет деталей сервомотора

Детали сервомотора направляющего аппарата рассчитываются на действие сил, возникающих в результате давления масла в сервомоторе. Кроме того, учитываются силы, появившиеся в результате давления воды на лопатки направляющего аппарата и передаваемые посредством тяг сервомотору, когда он застопорен. Вследствие того, что давление воды на лопатки создает максимальные нагрузки при закрытом положении направляющего аппарата, детали сервомотора рассчитываются для этого положения.

Максимальное усилие сервомотора определяется формулами (V.23)—(V.25), если положить в них $\delta = 1$ и $\Delta p = p_3 - p_0 = p_u$.

Цилиндр сервомотора. Цилиндр сервомотора (рис. V.42) обычно изготавливается из чугуна. В последнее время цилиндры изготавливают

сварными из листовой стали. Напряжение в стенке цилиндра от давления масла определяется по формуле для котлов

$$\sigma_z = \frac{pd_n}{(d_c - d_n)}, \quad (\text{V.141—V.142})$$

где d_n — внутренний диаметр цилиндра;
 d_c — наружный диаметр цилиндра;
 p — давление масла.

Напряжения растяжения в стенке цилиндра в продольном направлении при неодновременной посадке поршней сервомоторов на упоры

$$\sigma = \frac{4(P_1 + P_2)}{\pi(d_c^2 - d_n^2)}, \quad (\text{V.143})$$

где $P_1 P_2$ — усилия первого и второго сервомоторов.

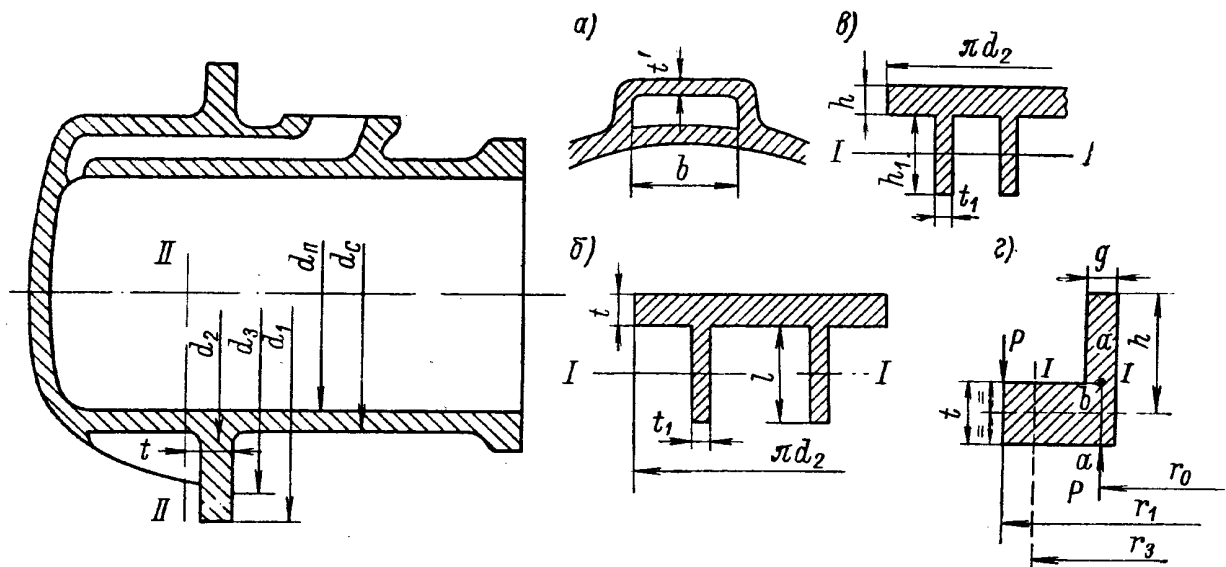


Рис. V.42. Цилиндр сервомотора

Напряжение на стенке маслоподводящего канала (рис. V.42, а) определяют, считая ее как плоскую прямоугольную пластину, защемленную по контуру и нагруженную равномерно распределенной нагрузкой

$$\sigma_{\max} = \frac{0,5pb^2}{t^2}, \quad (\text{V.144})$$

где b, t — ширина и толщина пластины соответственно.

Вследствие некоторой изогнутости стенки канала фактические напряжения будут несколько меньшими.

Напряжение во фланце цилиндра определяется приближенно. Для учета влияния ребер фланца предполагают, что фланец цилиндра сервомотора изгибается, как простой фланец, если толщину его стенки определять из условия равенства моментов сопротивления действующего сечения с учетом ребер и эквивалентного прямоугольного сечения. Развернутое по диаметру корневое сечение фланца имеет вид, показанный на рис. V.42, б.

Площадь сечения фланца равна

$$F = \pi d_2 t + z t_1 l, \quad (\text{V.145})$$

где z — число ребер.

Статический момент инерции относительно оси сечения $I—I$ равен

$$S = \pi r_2 t (l + t). \quad (\text{V.146})$$

Координата центра тяжести сечения

$$y_c = \frac{S}{F} = \frac{\pi r_2 t (l + t)}{\pi d_2 t + z t_1 l}. \quad (\text{V.147})$$

Момент инерции сечения относительно нейтральной оси

$$J = \frac{\pi r_2 t^2}{6} + \pi d_2 t \left(\frac{l}{2} + \frac{t}{2} - y_c \right) + \frac{z t_1 l^3}{12} + z t_1 l y_c^2. \quad (\text{V.148})$$

Момент сопротивления сечения

$$W = \frac{J}{y_{\max}}, \quad (\text{V.149})$$

где y_{\max} — координата наиболее удаленной от нейтральной оси точки.

Момент сопротивления W_1 прямоугольного сечения ширины πd_2 и толщины t_2 равен

$$W_1 = \frac{\pi d_2 t_2^2}{6}. \quad (\text{V.150})$$

Из условия равенства моментов сопротивления $W_1 = W_2$ получим

$$t_2^2 = \frac{6W}{\pi d_2}. \quad (\text{V.151})$$

Толщина стенки цилиндра h находится из условия равенства моментов сопротивления поперечного сечения стенки цилиндра сервомотора, усиленного ребрами, и стенки толщиной g без ребер.

Рассмотрим усилия в развернутом сечении $II-II$ (рис. V.42, в).

Площадь сечения стенки цилиндра

$$F = \pi d_2 h' + z h_1 t_1. \quad (\text{V.152})$$

Статический момент площади относительно оси сечения $I-I$

$$S = \pi r_2 h' (h_1 + h'). \quad (\text{V.153})$$

Координаты центра тяжести

$$y_c = \frac{S}{F} = \frac{\pi r_2 h' (h_1 + h')}{\pi d_2 h' + z h_1 t_1}. \quad (\text{V.154})$$

Момент инерции сечения относительно нейтральной оси

$$J = \frac{\pi r_2 h^3}{6} + \pi d_2 h' \left(\frac{h_1}{2} + \frac{h'}{2} + y_c \right)^2 + \frac{z t_1 h_1^3}{12} + z t_1 h_1 y_c^2. \quad (\text{V.155})$$

Момент сопротивления сечения

$$W = \frac{J}{y_{\max}},$$

где y_{\max} — координаты наиболее удаленной точки от нейтральной оси.

Момент сопротивления прямоугольного сечения W_1 шириной πd_2 и толщиной g равен

$$W_1 = \frac{1}{6} \pi d_2 g^2,$$

откуда

$$g^2 = \frac{6W}{\pi d_2}.$$

Напряжение во фланце определяется по формулам для фланцев с тонкой трубкой (шейки):

радиальные напряжения в точке b сечения $a-a$ (рис. V.42, z)

$$\sigma_{r_0} = \frac{2,86M}{(r_1 - r_0) t^2} - \frac{3,33 \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 \log_{10} \left(\frac{r_1}{r_0}\right) + 0,389 \left[\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 - 1\right]}{4,33 \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 + 2,33 + 1,18 \frac{\left[\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 - 1\right] t^3 z}{\sqrt{r_0 g^5}}}; \quad (\text{V.156})$$

аксиальные напряжения в месте перехода от шейки к фланцу (сечение $I-I$)

$$\sigma_1 = \sigma_{r_0} \left(\frac{t}{g}\right)^2; \quad (\text{V.157})$$

тангенциальные напряжения в точке b (перпендикулярно плоскости рисунка)

$$\sigma_{t_0} = \frac{2,86M}{(r_1 - r_0) t^2} \left\{ \frac{\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 \log_{10} \left(\frac{r_1}{r_0}\right)}{\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 - 1} + 0,117 - \frac{\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 + 1}{\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 - 1} \times \right. \\ \left. \times \frac{3,33 \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 \log_{10} \left(\frac{r_1}{r_0}\right) + 0,389 \left[\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 - 1\right]}{4,33 \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 + 2,33 + 1,18 \frac{\left[\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 - 1\right] t^3 z}{\sqrt{r_0 g^5}}} \right\}. \quad (\text{V.158})$$

В этих формулах (рис. V.42)

$$M = P (r_1 - r_0);$$

Z — функция от размеров h , g и r_0

$$Z = \frac{\cos h2c + \cos 2c + 2}{\sin h2c - \sin 2c}, \quad (\text{V.159})$$

где

$$C = 1,285 \frac{h}{\sqrt{g r_0}}. \quad (\text{V.160})$$

Формулы (V.156)—(V.159) для радиальных и тангенциальных напряжений можно упростить, используя графики рис. V.43. На этих графиках значения функций F_1 , F_2 , F_3 , F_4 , F_5 следующие:

$$F_1 = 2,86 \left[3,33 \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 \log_{10} \left(\frac{r_1}{r_0}\right) + 0,389 \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 - 1 \right]; \quad (\text{V.161})$$

$$F_2 = 4,33 \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 + 2,33; \quad (\text{V.162})$$

$$F_3 = 1,18 \left[\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 - 1 \right]; \quad (\text{V.163})$$

$$F_4 = 2,86 \left[\frac{\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 \log_{10} \left(\frac{r_1}{r_0}\right) + 0,117}{\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 - 1} \right]; \quad (\text{V.164})$$

$$F_5 = 2,86 \frac{\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 + 1}{\frac{r_1}{r_0} - 1} \left\{ 3,33 \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^3 \log_{10} \left(\frac{r_1}{r_0}\right) + 0,389 \left[\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 - 1\right] \right\}. \quad (\text{V.165})$$

После подстановки этих значений в формулы (V.156)—(V.159) получим: радиальное напряжение в точке b (рис. V.42, z).

$$\sigma_{r_0} = \frac{P}{t^2} \cdot \frac{F_1}{F_2 + \frac{F_5}{t^3} z F_3}; \quad (V.166)$$

тангенциальное напряжение в точке b

$$\sigma_{t_0} = \frac{P}{t^2} \left(F_4 - \frac{F_5}{F_2 + \frac{F_5}{t^3} z F_3} \right), \quad (V.167)$$

где

$$P = \frac{r_3 - r_0}{r_1 - r_0} Q, \quad (V.168)$$

здесь Q — усилие в болтах, прижимающих фланцы;

r_3 — радиус расположения болтов;

r_1 — наружный радиус фланца;

r_0 — внутренний (расчетный) радиус фланца.

Глухая крышка. Схема сечения крышки показана на рис. V.44, a . Крышка рассчитывается как пластина, заделанная по контуру. Кривизна ее учитывается коэффициентом, зависящим от отношения $\frac{r}{R}$ и $\frac{s}{R}$, где R — радиус кривизны средней линии крышки; s — толщина стенки крышки; r — радиус основания изогнутой части крышки.

Кривые $\xi = f\left(\frac{r}{R}; \frac{s}{R}\right)$ представлены на рис. V.44, b .

Напряжение в крышке определяется по формуле

$$\sigma = 0,75 \xi p \frac{r_a}{S^2}. \quad (V.169)$$

где r_a — радиус расположения болтов.

Фланец крышки приближенно рассчитывается как балка, развернутая по сечению радиуса r_0 , на нагрузку при нормальной работе и в случае неодновременной посадки поршней на упор.

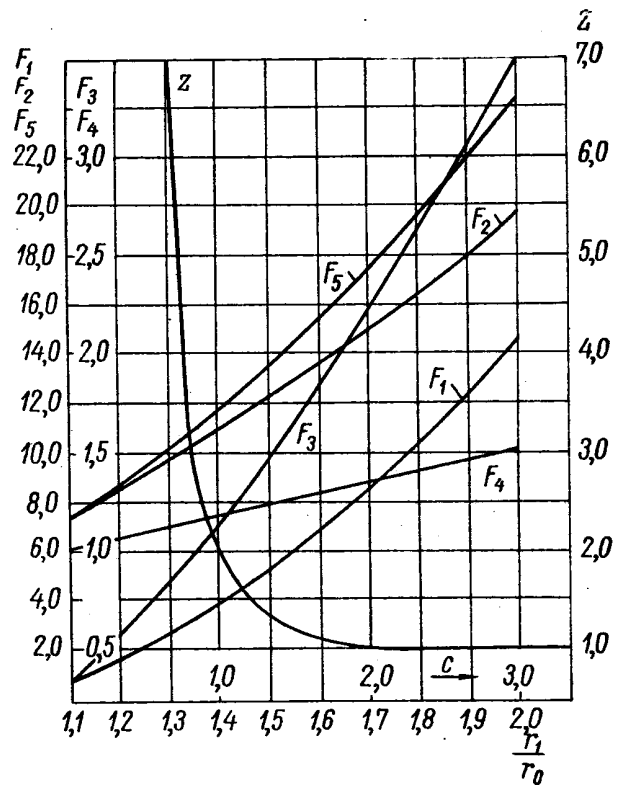


Рис. V.43. К расчету фланца (значения функции F_1, F_2, F_3, F_4, F_5 и z)

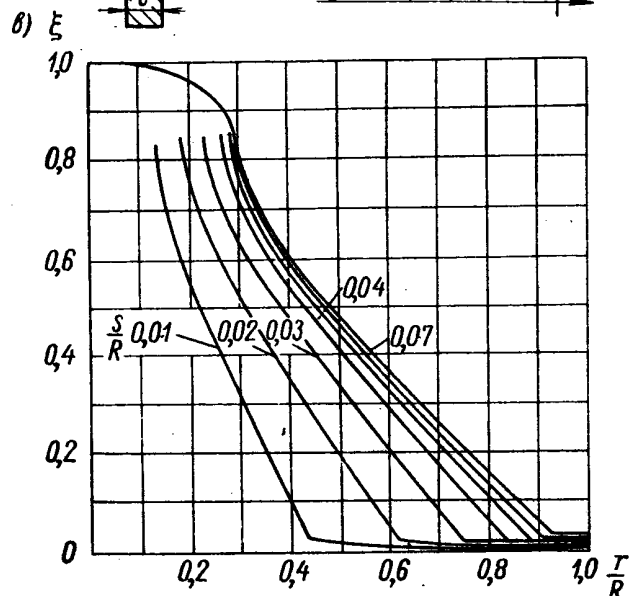
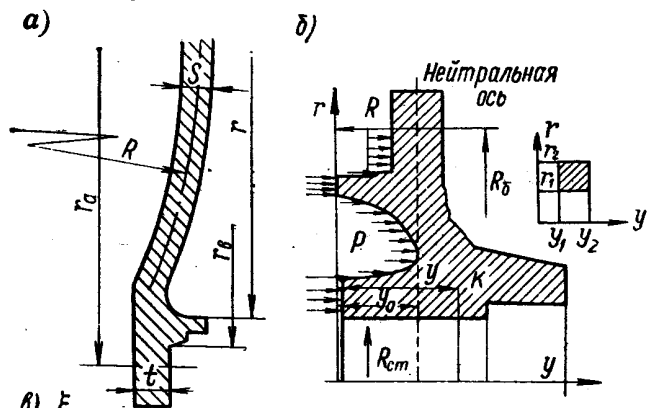


Рис. V.44. К расчету крышки сервомотора: a — гладкая крышка; b — крышка с отверстием; b — кривая зависимости

$$\xi = f\left(\frac{r}{R}; \frac{s}{R}\right)$$

Напряжения во фланце будут равны $\sigma = \frac{M}{W}$.

Момент сопротивления кривого сечения $W = \frac{\pi r_0 t^2}{3}$.

Изгибающий момент при нормальной работе

$$M = \pi r_a^2 (r_a - r_0) p; \quad (V.170)$$

при неодновременной посадке поршней

$$M = (P_1 + P_2) (r_a - r_0), \quad (V.171)$$

где P_1 — усилие первого сервомотора;

P_2 — усилие второго сервомотора.

Крышка сервомотора с отверстием. Расчетная схема показана на (рис. V.44, б). Крышка рассматривается как круглое кольцо постоянного поперечного сечения, скручиваемого моментом, равномерно распределенным вдоль осевой линии кольца.

Считая, что напряжения в сечении такой крышки прямо пропорциональны расстоянию от нейтральной оси и обратно пропорциональны расстоянию от оси крышки, получим выражение для напряжения в точке К

$$\sigma = A \frac{y - y_0}{r}, \quad (V.172)$$

где A — постоянная величина.

Изгибающий момент в сечении крышки будет равен

$$M_u = \int \int_s \sigma (y - y_0) dr dy.$$

Подставив значение σ , получим

$$M_u = A \left[\int \int_s \frac{y^2 dr dy}{r} - 2y_0 \int \int_s \frac{y dr dy}{r} + y_0^2 \int \int_s \frac{dr dy}{r} \right]. \quad (V.173)$$

Сумма перерезывающих сил в сечении должна быть равна нулю, следовательно,

$$\int \int_s \sigma dr dy = 0. \quad (V.174)$$

После подстановки σ найдем

$$A \left[\int \int_s \frac{y dr dy}{r} - y_0 \int \int_s \frac{dr dy}{r} \right] = 0. \quad (V.175)$$

Обозначив

$$\int \int_s \frac{dr dy}{r} = l; \quad \int \int_s \frac{y dr dy}{2} = m; \quad \int \int_s \frac{y^2 dr dy}{r} = n \quad (V.176)$$

и подставив эти значения в уравнение (V.175), получим

$$A (m - y_0 l) = 0, \quad (V.177)$$

следовательно,

$$y_0 = \frac{m}{l}. \quad (V.178)$$

Уравнение (V.177) с учетом (V.179) и (V.180) имеет вид

$$M_u = A \left(n - 2 \frac{m^2}{l} + \frac{m^2}{l} \right), \quad (V.179)$$

откуда

$$A = \frac{M_u}{n - \frac{m^2}{l}}. \quad (\text{V.180})$$

Следовательно, напряжения в теле крышки определяются по формуле

$$\sigma = \frac{M_u \left(y - \frac{m}{l} \right)}{r \left(n - \frac{m^2}{l} \right)}. \quad (\text{V.181})$$

Изгибающий момент, действующий в сечении крышки, определяется по формуле

$$M_u = \frac{p}{3} [R_6^2 - R_{см}^2 (3R_6 - 2R_{см})], \quad (\text{V.182})$$

где p — давление масла;

R_6 — радиус расположения болтов;

$R_{см}$ — радиус отверстия (наружный радиус стакана).

Величины l , m и n легко определяются для прямоугольника (рис. V.44, б) из выражений:

$$\left. \begin{aligned} l &= \int_{y_1}^{y_2} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr dy}{r} = 2 (y_2 - y_1) \ln \frac{r_2}{r_1}; \\ m &= \int_{y_1}^{y_2} \int_{r_1}^{r_2} \frac{y dr dy}{r} = (y_2^2 - y_1^2) \ln \frac{r_2}{r_1}; \\ n &= \int_{y_1}^{y_2} \int_{r_1}^{r_2} \frac{y^2 dr dy}{r} = \frac{2}{3} (y_2^3 - y_1^3) \ln \frac{r_2}{r_1}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.183})$$

Для сечения крышки эти величины можно определить графоаналитически, разбивая сечение на ряд элементарных прямоугольников. Формулы (V.183) для определения коэффициентов примут вид:

$$\left. \begin{aligned} l &= \sum_{i=1}^n 2 (y_{2i} - y_{1i}) \ln \frac{r_{2i}}{r_{1i}}; \\ m &= \sum_{i=1}^n (y_{2i}^2 - y_{1i}^2) \ln \frac{r_{2i}}{r_{1i}}; \\ n &= \sum_{i=1}^n (y_{2i}^3 - y_{1i}^3) \ln \frac{r_{2i}}{r_{1i}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.184})$$

Численное определение всех этих величин удобно производить в табличной форме.

Максимальные напряжения будут в точках с координатами y_{\max} и r_{\min} .

Тяга сервомотора. Тяга сервомотора рассчитывается на продольный изгиб. Величина критической силы определяется в зависимости от гибкости тяги

$$\lambda = \frac{\mu L}{i}, \quad (\text{V.185})$$

где μ — коэффициент длины (для шарнирного закрепления концов $\mu = 1$);

L — длина тяги;

i — радиус инерции.

Обычно для тяги сервомоторов $\lambda > 100$, поэтому критическая сила определяется по формуле Эйлера.

$$P_{кр} = \frac{EJ\pi^2}{\mu^2 L^2}, \quad (V.186)$$

где E — модуль упругости;

J — момент инерции тяги $\left(J = \frac{\pi d^4}{64} \right)$;

d — диаметр тяги.

Коэффициент запаса к максимальному усилию, действующему на тягу,

$$n = \frac{P_{кр}}{P} = \frac{EJ\pi^2}{\mu^2 L^2 P}; \quad (V.187)$$

обычно $n \geq 5$.

Головка тяги сервомотора (рис. V.45) рассчитывается на растяжение по двум сечениям:

сечение $A-A$

$$\sigma_z = \frac{P}{F_A} = \frac{P}{2(r_2 - r)t}; \quad (V.188)$$

сечение $B-B$ (по Лямэ)

$$\sigma_z = \frac{P}{2rt} \cdot \frac{r_2^2 + r^2}{r_2^2 - r^2}, \quad (V.189)$$

где r_2 и r — радиусы головки тяги;
 t — высота тяги.

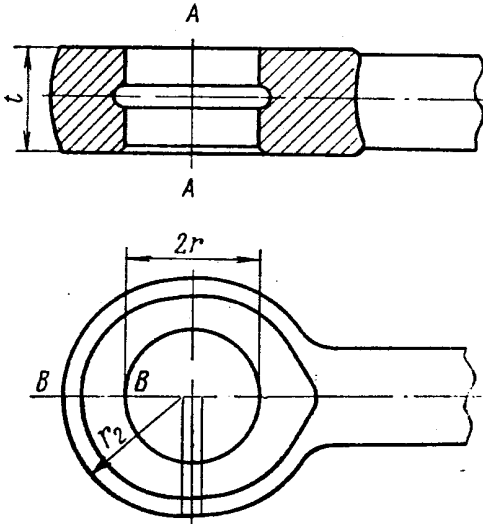


Рис. V.45. Головка тяги

Экспериментальные исследования напряженного состояния проушин (головки тяги) свидетельствуют, что напряжения, подсчитанные в проушинах (головка тяги) как в толстостенной трубе (по Лямэ), занижены. Более точные их значения определяются, если рассчитывать проушину (головку тяги) как кривой брус, находящийся под действием равномерно распределенной нагрузки в соответствии с расчетной схемой, показанной на рис. V.46.

Если P — приложенная сила, q — интенсивность распределения нагрузки, R_0 — средний радиус кривизны, φ — переменный угол, то

$$P = 2 \int_0^{\pi} R_0 q \cos \varphi d\varphi = 2R_0 q,$$

откуда

$$q = \frac{P}{2R_0}.$$

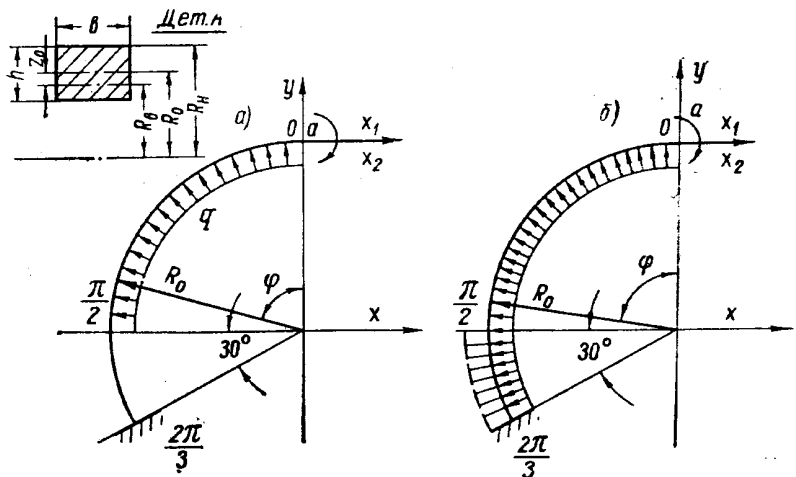


Рис. V.46. Расчетная схема головки тяги (проушины)

Изгибающий момент и нормальная сила для участка $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$ равны (рис. V.46, а):

$$M_1 = x_2 + x_1 R_0 (1 - \cos \varphi) - R_0^2 q \int_0^{\varphi} \sin \varphi d\varphi = x_2 + x_1 R_0 (1 - \cos \varphi) - R_0^2 q (1 - \cos \varphi); \quad (V.190)$$

$$N_1 = x_1 \cos \varphi + R_0 q \int_0^{\varphi} \sin \varphi d\varphi = x_1 \cos \varphi + R_0 q (1 - \cos \varphi). \quad (V.191)$$

Аналогично определяются M_{II} и N_{II} для участка $\frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq \frac{2\pi}{3}$ (рис. V.46, б).

После определения горизонтального перемещения точки A и угла поворота по теореме Кастельяно и после соответствующих преобразований получим ¹:

первый участок $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= PR_0 (-0,0139 + 0,0198 \cos \varphi); \\ N_1 &= P (0,5 - 0,0198 \cos \varphi); \end{aligned} \right\} \quad (V.192)$$

второй участок $\frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq \frac{2\pi}{3}$

$$\left. \begin{aligned} M_{II} &= PR_0 (0,486) - 0,0198 \cos \varphi - 0,5 \sin \varphi); \\ N_{II} &= P (-0,0198 \cos \varphi + 0,5 \sin \varphi). \end{aligned} \right\} \quad (V.193)$$

Значение величин M и N приводится в табл. V.7.

Т а б л и ц а V.7

Значение M и N

φ , град	$\cos \varphi$	0,0198 $\cos \varphi$	$\sin \varphi$	0,5 $\sin \varphi$	M	N
					PR_0	P
0	1,0	0,0198	0	0	0,0059	0,4802
30	0,866	0,0171	0,5	0,25	0,0032	0,4829
60	0,5	0,0099	0,866	0,433	-0,004	0,4901
90	0	0	1,0	0,5	-0,0139	0,500
120	-0,5	-0,0099	0,866	0,433	0,0432	0,4429

Изгибающий момент со знаком плюс растягивает наружное волокно (увеличивает кривизну).

По найденному значению изгибающего момента M и нормальной силе N определяется напряжение в тех же сечениях проушины.

Площадь прямоугольного сечения (рис. V.46, деталь A) с размерами h и b будет равна $F = bh$.

Смещение нейтральной оси сечения кривого бруса

$$z_0 = R_0 - \frac{h}{\ln \frac{R_H}{R_0}}.$$

Статический момент сечения относительно нейтральной оси

$$S = Fz_0;$$

для наружного волокна

$$\frac{Sp}{z} = \frac{SR_H}{\frac{h}{2} + z_0}.$$

для внутреннего волокна

$$\frac{Sp}{z} = \frac{SR_0}{\frac{h}{2} - z_0}.$$

Напряжение составит

$$\sigma = \frac{Mz}{Sp} + \frac{N}{F}. \quad (V.194)$$

¹ Н. Н. Ковалев. Гидротурбины. М. — Л., Машгиз, 1961, с. 417.

Напряжение подсчитывается для тех же значений φ (0; 30; 60; 90; 120), для которых определен ранее $\frac{N}{PR_0}$ и $\frac{N}{P}$ для наружного и внутреннего волокон.

Рама тяги сдвоенного сервомотора. Показанная на рис. V.47, а замкнутая рама тяги сдвоенного сервомотора трижды статически неопределима. Ввиду симметрии рамы количество неизвестных можно уменьшить до одной, рассматривая половину рамы с подвижной заделкой в точке А и неподвижной — в точке В (рис. V.47, б). Момент M_A определяется из условия равенства нулю угла поворота в точке А (рис. V.47, в). Определение угла поворота в точке А производится по методу Мора—Верещагина.

На рис. V.47, г и д показаны эпюры изгибающих моментов от действия единичного момента M_0 и действующих сил, приложенных в точке А. Угол поворота φ будет равен

$$\varphi = \sum \frac{W_i M_0 c_i}{EJ_i}, \quad (V.195)$$

где W_i — площадь эпюры моментов от нагрузки;

$M_0 c_i$ — ордината эпюры моментов от единичного момента под центром тяжести;

EJ_i — жесткость.

Применительно к раме тяги (рис. V.47) угол поворота будет определяться по формуле

$$\varphi = \frac{M_0}{EJ_1} \left[2a \frac{1}{2} \left(2M_A + \frac{Pa}{2} \right) + kb \left(M_A - \frac{Pa}{2} \right) \right] = 0, \quad (V.196)$$

откуда

$$M_A = \frac{Pa}{2} \cdot \frac{a + kb}{2a - kb}, \quad (V.197)$$

где

$$k = \frac{J_1}{J_2} = \left(\frac{h_1}{h_2} \right)^3.$$

Изгибающий момент в сечении I—I

$$M_I = M_A - \frac{Pd}{2}. \quad (V.198)$$

Напряжение изгиба в сечении I—I

$$\sigma_{ul} = \frac{M_I}{W_I} = \frac{M_A - \frac{Pd}{2}}{\frac{th_1^2}{6}}, \quad (V.199)$$

где t — толщина рамы тяги.

Изгибающий момент в сечении II—II

$$M_{II} = M_A - \frac{Pa}{2}. \quad (V.200)$$

Напряжение изгиба в сечении II—II

$$\sigma_{u II} = \frac{M_{II}}{W_{II}} = \frac{M_A - \frac{Pa}{2}}{\frac{th_2^2}{6}} \quad (V.201)$$

Напряжение растяжения в сечении II—II

$$\sigma_{p II} = \frac{P}{th_2} \quad (V.202)$$

Суммарное напряжение в сечении II—II

$$\sigma_{сум II} = \frac{M_A - \frac{Pa}{2}}{\frac{th_2^2}{6}} + \frac{P}{th_2} \quad (V.203)$$

12. ЗАМЕЧАНИЯ О РАСЧЕТЕ НА ПРОЧНОСТЬ ЛОПАТКИ КОНИЧЕСКОГО И ОСЕВОГО НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ

Приведенный выше (см. п. 7) способ расчета лопаток радиального (цилиндрического) направляющего аппарата может быть распространен также и на расчет лопаток конического и осевого направляющих аппаратов. Указанные лопатки по сравнению с лопатками радиального аппарата имеют две особенности:

- 1) эпюра M^q на втором участке является не квадратной, а кубической параболой (см. рис. V.31);
- 2) лопатка на втором участке имеет переменное сечение, вследствие чего эпюра моментов инерции J_{II} на этом участке становится криволинейной (см. рис. V.31).

Все остальные эпюры, изображенные на рис. V.31, остаются для лопаток конического направляющего аппарата без изменения.

Можно доказать, что первая особенность не оказывает существенного влияния на прочность и жесткость лопатки и, следовательно, ее можно не учитывать, а для определения моментов M_1^q , M_2^q и M_5^q применять формулы (V.61), которые для рассматриваемого случая являются приближенными. Вторую особенность, т. е. переменность сечения лопаток, при расчете лопатки необходимо учитывать.

Известно, что способ Верещагина вычисления интеграла Максвелла — Мора применим только в случае, если одна из перемножаемых эпюр является прямолинейной. Поэтому для второго участка, на котором эпюра M^0 не является прямолинейной, способ Верещагина использовать нельзя, и, следовательно, выведенные выше формулы для прогибов неприменимы. Вместо них для

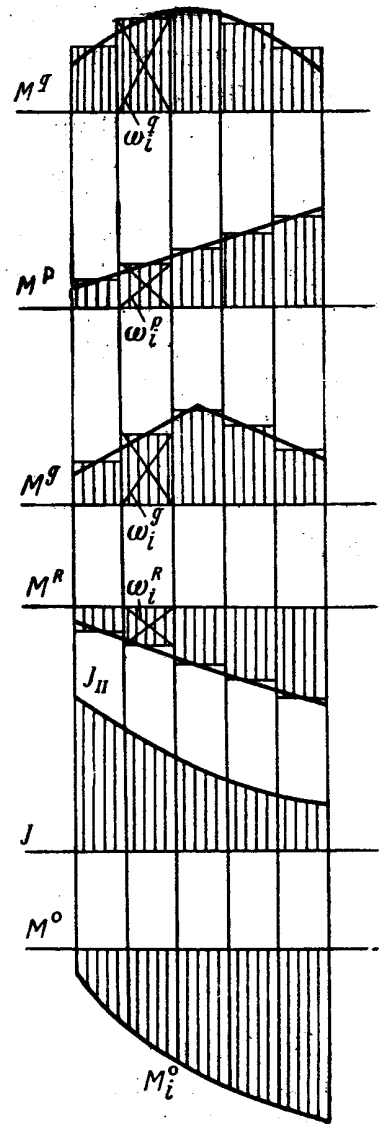


Рис. V.48. К расчету конического направляющего аппарата

лопаток конического и радиального направляющих аппаратов можно использовать формулы:

$$\left. \begin{aligned}
 Ey^q &= \frac{l_1}{3} M_1^q M_1^0 + Ey_2^q + \frac{l_3}{6} M_2^q (2\bar{M}_2^0 + M_3^0); \\
 Ey^P &= \frac{l_1}{3} M_1^P M_1^0 + Ey_2^P + \frac{l_3}{6} [2(M_2^P \bar{M}_2^0 + M_3^P M_3^0) + \\
 &\quad + M_2^P M_3^0 + M_3^P \bar{M}_2^0] + \frac{l_4}{6} M_3^0 (2M_3^P + M_4^P); \\
 Ey^s &= \frac{l_1}{3} M_1^s M_1^0 + Ey_2^s + \frac{l_3}{6} M_2^s (2\bar{M}_2^0 + M_3^0); \\
 Ey^R &= \frac{l_1}{3} M_1^R M_1^0 + Ey_2^R + \frac{l_3}{6} [2(M_2^R \bar{M}_2^0 + M_3^R M_3^0) + \\
 &\quad + M_2^R M_3^0 + M_3^R \bar{M}_2^0] + \frac{l_4}{3} M_3^R M_3^0,
 \end{aligned} \right\} \quad (V.204)$$

где $y_2^q, y_2^P, y_2^s, y_2^R$ — прогибы в точке C , определяемые деформацией лопатки на ее втором участке. Остальные слагаемые в формулах (V.204) совпадают с соответствующими слагаемыми в формулах (V.63)—(V.66), выведенных для лопаток осевого направляющего аппарата.

Для определения $y_2^q, y_2^P, y_2^s, y_2^R$ рекомендуется следующий приближенный прием.

На рис. V.48 изображены эпюры M^q, M^P, M^s, M^R, J и M^0 для второго участка лопатки (для остальных участков соответствующие эпюры приведены на рис. V.31). Второй участок лопатки делится на n более мелких участков, в пределах каждого из которых эпюра M^0 может рассматриваться как прямолинейная (таким образом, кривая M^0 заменяется ломаной прямой). Для каждого мелкого участка для вычисления интеграла Мора можно применить способ Верещагина. Для этого все остальные эпюры на участке лопаток также разбиваются на соответствующие мелкие участки, в пределах которых эпюры заменяются прямоугольниками эквивалентной площади ω_i . Затем площади ω_i умножают на ординаты M_i^0 , соответствующие центрам тяжести прямоугольников ω_i . В результате получим следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned}
 Ey_2^q &= \sum_{i=1}^n \omega_i^q M_i^0; \\
 Ey_2^P &= \sum_{i=1}^n \omega_i^P M_i^0; \\
 Ey_2^s &= \sum_{i=1}^n \omega_i^s M_i^0; \\
 Ey_2^R &= \sum_{i=1}^n \omega_i^R M_i^0.
 \end{aligned} \right\} \quad (V.205)$$

Весь последующий расчет лопаток конического или осевого направляющих аппаратов ничем не отличается от расчета лопаток радиального направляющего аппарата, т. е. производится по формулам п. 7.

Гидротурбины имеют большое количество кольцевых деталей, многие из которых находятся под действием осесимметричных нагрузок. Наиболее важными из таких деталей являются: крышка турбины, верхнее кольцо направляющего аппарата, кольца статора. Часто кольца входят как составной элемент в более сложные по геометрической форме детали, например верхний и нижний ободы рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины, кольца, входящие в состав корпуса рабочего колеса поворотного лопастной гидротурбины, и т. д.

1. КОНСТРУКЦИИ ВЕРХНИХ КОЛЕЦ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА И КРЫШЕК ГИДРОТУРБИН

Конструкции верхнего кольца направляющего аппарата и крышки турбины зависят от общей компоновки турбины. Кольцо и крышка могут быть отдельными и могут объединяться в единую конструкцию. Единая конструкция чаще применяется для турбин радиально-осевого типа, для диаметров колес меньше 7 м. Если подпятник устанавливается на крышке турбины, то она должна иметь более жесткую конструкцию.

Конструкция верхнего кольца зависит от конструкции закладных частей. Если у турбины предусмотрены фундаментное кольцо или статор турбины, то верхнее кольцо направляющего аппарата является съемной деталью, небетонируемой. В случае выполнения закладных частей в виде отдельных колонн, фундаментное кольцо и верхнее кольцо направляющего аппарата обычно объединяются в единую деталь, которая в этом случае бетонируется.

На рис. VI.1 показана схема верхнего кольца направляющего аппарата турбин Волжской ГЭС. Обычно сечение верхнего кольца делают коробчатым с соответствующими отверстиями для крепления подшипников направляющих лопаток. Снаружи кольца предусматривается фланец 1 для крепления к статору турбины, с внутренней стороны имеется фланец 2 для крепления крышки турбины, внутри располагают ребра 5 (сечение Б). Диаметр внутреннего фланца выбирают несколько большим диаметра лопастей рабочего колеса, чтобы можно было осуществить демонтаж его без выема верхнего кольца. Верхнее кольцо направляющего аппарата (не считая статора) является самой крупной деталью турбины. Обычно для турбин больших размеров его приходится делать составным из нескольких частей. У турбины Волжской ГЭС им. В. И. Ленина верхнее кольцо состоит из 8 частей, при этом наибольший габарит части составляет 4592 мм. При выборе количества частей, из которых состоит верхнее кольцо и другие детали, следует руководствоваться габаритами одной части кольца, его весом, возможностью транспортировки по железной дороге и внутри цеха (учитывать также возможности подъемных средств). Отдельные части верхнего кольца соединяются между собой при помощи

болтового соединения, для чего предусматриваются соответствующие стыковые фланцы *б* с отверстиями *з* под болты. На рис. VI.1 (сечение *А*) показано размещение этих отверстий. Обычно части соединяются приспособленными болтами *4*, что обеспечивает их точное сопряжение. Иногда вместо приспособленных болтов применяются конические штифты. Внешний и внутренний фланцы иногда делают двойными, но лучше одинарные с ребрами (рис. VI.1, *б*). Такая форма фланца позволяет значительно уве-

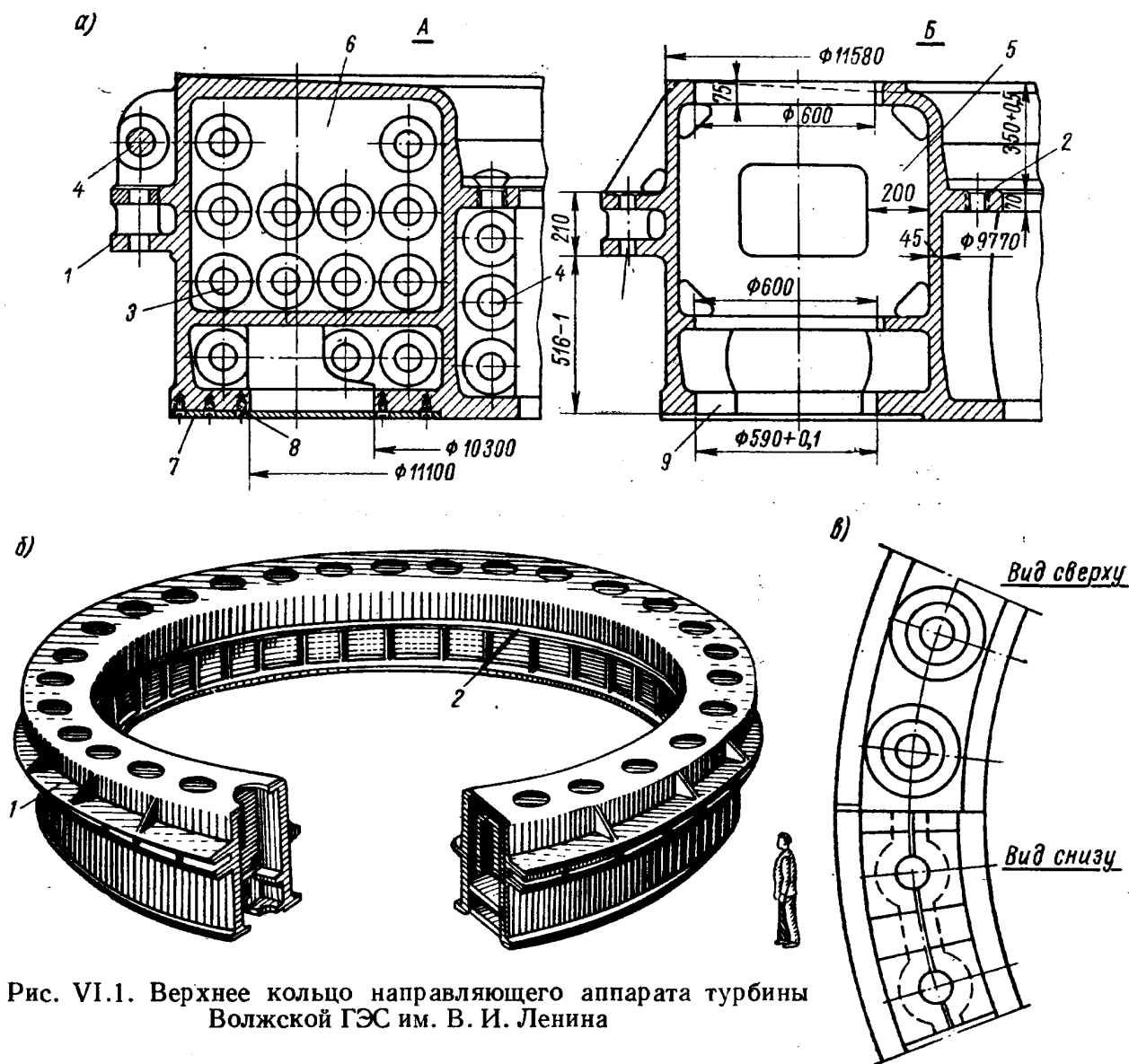


Рис. VI.1. Верхнее кольцо направляющего аппарата турбины Волжской ГЭС им. В. И. Ленина

личить его момент сопротивления в соответствии с условиями необходимой прочности конструкции. На рис. VI.1, *в* показаны «Вид сверху» и «Вид снизу» верхнего кольца направляющего аппарата.

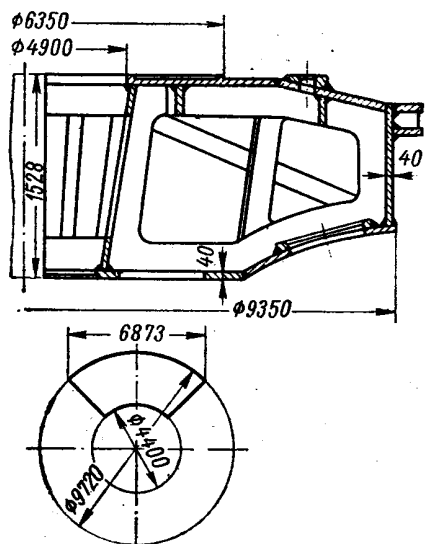
На ЛМЗ было проведено сравнение литого и сварного вариантов верхнего кольца направляющего аппарата турбины Волжской ГЭС им. В. И. Ленина. Оказалось, что при сварном варианте вес детали уменьшился на $14,1 \text{ т}$. Если же учесть припуски на обработку, которые даются литым деталям сложной формы, то экономия в весе составит $50,2 \text{ т}$. Вследствие меньших припусков сварной детали значительно уменьшается также и трудоемкость ее механической обработки по сравнению с литой деталью. (3483 *нормо-ч* вместо 4524 *нормо-ч* для литого варианта). Наконец, еще одним важным преимуществом сварных конструкций является то, что листы и сортовой материал из проката позволяют допускать большие напряжения в металле. Вследствие этого в настоящее время применяются

вместо литых сварные кольцевые детали. Исключение составляют лишь детали мелких турбин и насосов.

На рис. VI.1 показано крепление к низу кольца облицовки 7 с помощью винтов 8.

Облицовка 7 прикрывает фасонные отверстия в нижней полке кольца направляющего аппарата 9, которые предусмотрены для подъема лопатки направляющего аппарата при ее демонтаже. При конструировании формы детали (особенно в литом исполнении) нужно обращать внимание на плавные переходы детали из вертикальных в горизонтальные стенки и переходы от стенок к фланцу. Ребра нужно располагать так, чтобы не было скопления металла в отдельных местах, что ведет к ослаблению сечения и появлению трещин. В процессе изготовления и обработки литых деталей сложной

а)



формы приходится применять трудоемкие работы по устранению дефектов стального литья.

На рис. VI.2 показана схема крышки турбины Волжской ГЭС им. В. И. Ленина.

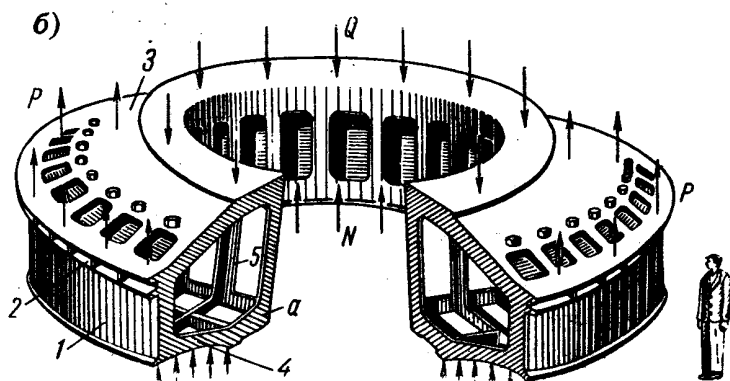


Рис. VI.2. Крышка турбины Волжской ГЭС им. В. И. Ленина

Сечение крышки турбины тоже имеет коробчатую форму, но более сложную, чем сечение верхнего кольца направляющего аппарата. Габариты крышки турбины меньше, чем верхнего кольца. Поэтому ее удастся выполнить из меньшего числа частей. На рис. VI.2, а, б представлен сварной вариант крышки. Вес литой крышки равен 60 т. Чистый вес сварной крышки составляет 53,8 т. Заготовка сварной крышки весит 60,0 т, а литой 78 т. Крышка турбины состоит из наружной вертикальной стенки 1, наружного фланца 2, верхней полки 3, контурных ребер 5. Нижняя полка 4 имеет фасонную обтекаемую форму в связи с тем, что она является частью проточного тракта машины. Поэтому при сварном варианте изготовление заготовок из листов для нижней полки, имеющей двоякую кривизну, более сложно, их приходится выполнять с помощью штамповки. В данной конструкции турбины крышка воспринимает не только давление воды снизу, но и нагружена усилием от подпятника на верхнюю полку крышки 3. Таким образом она находится под действием больших сжимающих сил. При конструировании крышки турбины необходимо обращать особое внимание на выбор правильного числа и размеров ребер между верхней и нижней полками крышки.

На рис. II.22—II.29 показаны разрезы по поворотнолопастным турбинам с крышками разных вариантов. При установке подпятника на крышку турбины иногда применяется промежуточная опора (рис. II.28). Если подпятник устанавливается непосредственно на крышку турбины, то верхнюю полку крышки увеличивают по высоте. Такая крышка хотя и имеет большие габариты и вес, но, учитывая ликвидацию опоры, конструкция в целом получается более экономичной.

Опыт эксплуатации крышек турбин, снабженных контурными ребрами (рис. VI.2), а также натурные испытания на ряде гидростанций показали, что в галтелях ребер (в местах перехода от вертикальных к горизонтальным ребрам) возникают весьма значительные напряжения, которые в некоторых случаях приводят к образованию трещин. Поэтому в современных конструкциях стали применять вместо контурных сплошные ребра, в которых допускаются небольшие отверстия.

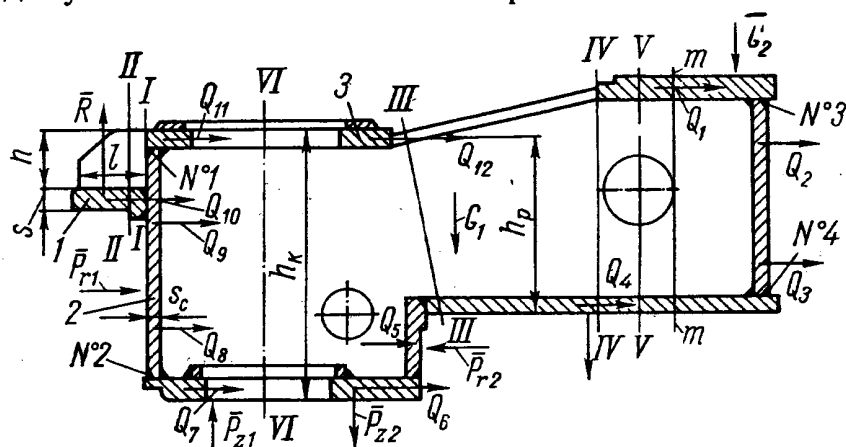


Рис. VI.3. Разрез крышки радиально-осевой турбины Бухтарминской ГЭС

На рис. II.17 видно радиальное сечение крышки турбины Братской ГЭС, снабженной двенадцатью основными ребрами, установленными в зоне расположения подшипников направляющих лопаток.

На рис. VI.3 приводится радиальный разрез крышки турбины Бухтарминской ГЭС ($D_1 = 4,1$ м; $H = 65,5$ м; $N = 77\ 000$ квт). Эта крышка имеет двенадцать сплошных радиальных ребер.

2. ВЫБОР РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ КОЛЬЦЕВЫХ ДЕТАЛЕЙ С ОСЕСИММЕТРИЧНОЙ НАГРУЗКОЙ

При расчете на прочность кольцевые детали (верхнее кольцо направляющего аппарата и крышка турбины) рассматриваются как жесткие кольца, скручивающиеся от действия гидравлических и весовых нагрузок (рис. VI.2). При этом до недавнего времени напряжения в ребрах не определялись. Однако опыт эксплуатации крышек турбин на некоторых гидростанциях показал, что ребра крышки в углах имеют значительные местные напряжения, которые вызывают трещины. Поэтому стали применять более точные методы расчета этих деталей с учетом напряжений в ребрах, проводить определения фактических напряжений в них на моделях и в действительных установках. Указанные методы расчета и данные экспериментальных исследований подробно описаны в первом издании книги «Гидротурбины» — гл. VI, п. 40.

Расчетная схема кольцевых деталей зависит от соотношения между их основными размерами. На рис. VI.4 показаны различные возможные варианты кольцевых деталей (для простоты поперечное сечение принято прямоугольным, хотя оно может быть произвольным).

Если $\frac{h}{b-a} \gg 1$ (рис. VI.4, а), то деталь рассматривается как оболочка; при этом вводится гипотеза о прямой нормали n и учитывается изгиб в направлении оси z (показано штриховой линией). Если $\frac{h}{b-a} \ll 1$ (рис. VI.4, б), то деталь рассматривается как кольцевая плита, при этом вво-

дится гипотеза о прямой нормали n_1 и учитывается изгиб в направлении радиуса r (показано штриховой линией). Если $\frac{h}{b-a} \approx 1$ (рис. VI.4, в), то деталь рассматривается как кольцо, при этом можно одновременно ввести обе указанные выше гипотезы: о прямой нормали n и о прямой нормали n_1 . Это соответствует допущению, что сечение кольца не деформируется, а лишь перемещается как жесткое целое (показано штриховой линией). Таким образом мы приходим к схеме жесткого кольца.

Большой практический интерес имеет вопрос о пределах применимости решения, основанного на схеме жесткого кольца. Профессор И. А. Биргер

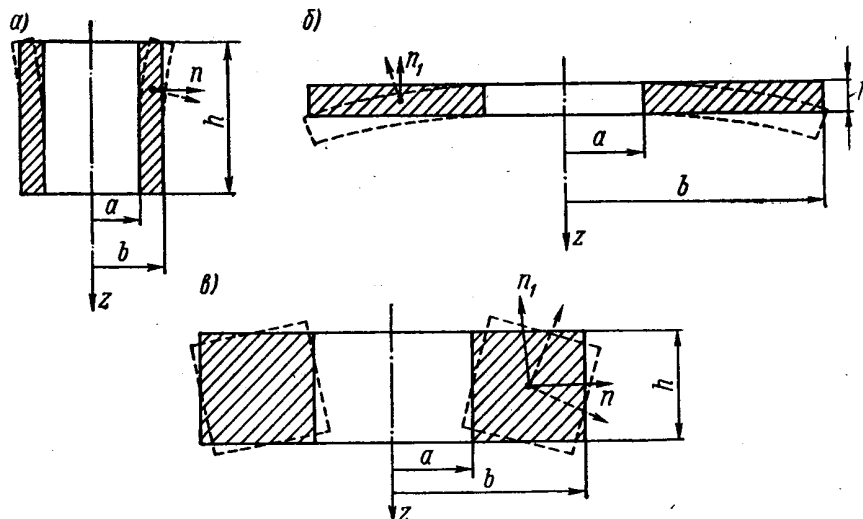


Рис. VI.4. Схемы поперечных сечений кольцевых деталей

в работе [9] отмечает, что указанное решение применимо, если $\frac{h}{b-a} > 0,2$. Для обычных конструкций кольцевых деталей гидротурбин отношение их высоты к ширине сечения изменяется в пределах $1 > \frac{h}{b-a} > 0,4$. Поэтому для расчета крышек с успехом используется расчетная схема жесткого кольца [23].

Недавно появились работы [2, 101], в которых для расчета крышки используется теория тонких ортотропных плит, что по мнению их автора позволяет уточнить расчет. Выше было показано, что толщина крышки обычно имеет тот же порядок, что и ее ширина. Поэтому применение для расчета крышек теории тонких плит является нецелесообразным.

Вместе с тем встречаются конструкции крышки, для которых один из размеров сечения мал по сравнению с другими размерами (крышки с совмещенной опорой пяты). Для расчета таких конструкций в ЦКТИ им. И. И. Ползунова используется теория ортотропных (т. е. оребренных) оболочек вращения.

3. ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЛЬЦА

Ниже приводятся основные результаты исследования осесимметричной деформации колец, рассмотренной в работах [2, 6, 23, 37, 96].

Рассматривается кольцо произвольного поперечного сечения, находящееся под действием равномерно распределенных по окружности радиуса R радиальной силы p и момента m (рис. VI.5). В поперечных сечениях кольца возникают нормальная сила P_t и изгибающий момент M_t , которые определяются из уравнений равновесия:

$$\left. \begin{aligned} P_t &= pR; \\ -M_y &= M_t = mR. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.1})$$

При направлениях p и m , указанных на рис. VI.5, сила P_t сжимает сечение кольца, а момент M_t сжимает нижнюю и растягивает верхнюю части сечения.

Радиальное упругое перемещение сечения кольца u_0 и угол поворота сечения θ определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} u_0 &= \frac{P_t}{El}; \\ \theta &= \frac{M_t}{En}, \end{aligned} \right\} \quad (VI.2)$$

где E — модуль нормальной упругости материала кольца; l и n — геометрические характеристики сечения кольца, определяемые как интегралы по площади сечения кольца F :

$$\left. \begin{aligned} l &= \int_F \frac{dF}{r}; \\ n &= \int_F \frac{z^2 dF}{r}. \end{aligned} \right\} \quad (VI.3)$$

Координата z отсчитывается от нейтральной линии кольца y (рис. VI.5), которая находится из условия

$$s = \int_F \frac{z dF}{r} = 0. \quad (VI.4)$$

Для практического вычисления l и n сечение разбивается на k вспомогательных прямоугольников высотой h_i , ограниченных радиусами a_i

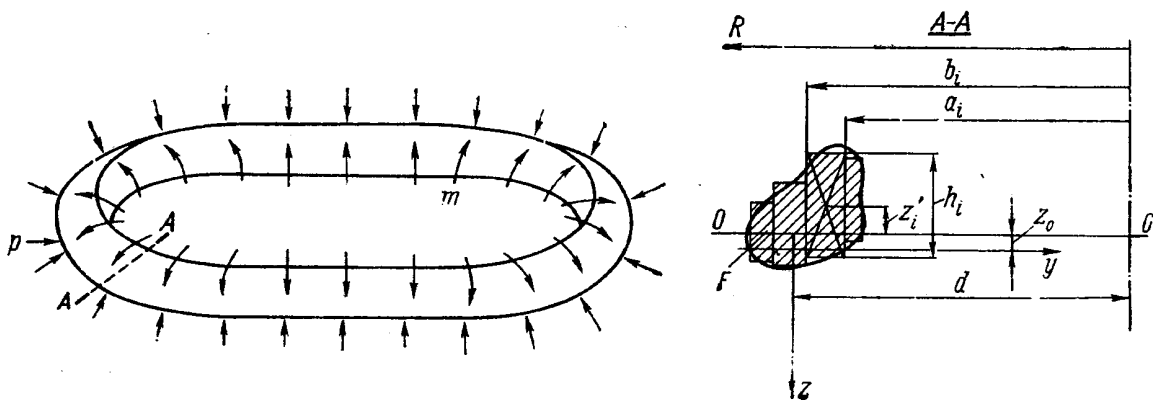


Рис. VI.5. Схема нагружения кольца

и b_i , проводится произвольная ось отсчета oo и находятся расстояния центров тяжести прямоугольников z_i' от оси oo (рис. VI.5). Затем путем интегрирования в пределах каждого участка определяются характеристики:

$$\left. \begin{aligned} l_0 &= \sum_{i=1}^k h_i \ln \frac{b_i}{a_i}; \\ s_0 &= \sum_{i=1}^k z_i' h_i \ln \frac{b_i}{a_i}; \\ n_0 &= \sum_{i=1}^k h_i \ln \frac{b_i}{a_i} \left(\frac{h_i^2}{12} + z_i'^2 \right). \end{aligned} \right\} \quad (VI.5)$$

Координата нейтральной оси z_0 и характеристики n и l определяются выражениями:

$$\left. \begin{aligned} z_0 &= \frac{s_0}{l_0}; \\ n &= n_0 - z_0 s_0; \\ l &= l_0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.6})$$

Если вспомогательные прямоугольники являются достаточно узкими, так что отношение $\frac{b_i}{a_i} \approx 1$, то $\ln \frac{b_i}{a_i} \approx \frac{b_i - a_i}{a_i}$ и формулы (VI.5) значительно упрощаются:

$$\left. \begin{aligned} l_0 &= \sum_{i=1}^k \frac{F_i}{r_i}; \\ s_0 &= \sum_{i=1}^k \frac{F_i z_i'}{r_i}; \\ n_0 &= \sum_{i=1}^k \frac{F_i}{r_i} \left(z_i'^2 + \frac{h_i^2}{12} \right). \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.7})$$

Тангенциальное нормальное напряжение в кольце при принятых положительных усилиях определяется по формуле

$$\sigma_t = -\frac{M_t}{n} \cdot \frac{z}{r} - \frac{P_t}{l} \cdot \frac{1}{r}. \quad (\text{VI.8})$$

Если размеры сечения кольца малы по сравнению с радиусом центра тяжести сечения r_0 (кривой стержень малой кривизны), то приведенные выше формулы можно упростить:

$$\left. \begin{aligned} l &\approx \frac{F}{r_0}; \\ n &\approx \frac{J}{r_0}; \\ s &\approx \frac{S}{r_0} = 0; \\ u_0 &\approx \frac{P_t r_0}{EF}; \\ \theta &\approx \frac{M_t r_0}{EJ}; \\ \sigma_t &\approx -\frac{M_t}{J} z - \frac{P_t}{F}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.9})$$

Следовательно, при расчете кольца малой кривизны можно ограничиваться определением обычных геометрических характеристик его поперечного сечения — площади F и момента инерции J относительно нейтральной оси. Нейтральная ось y в этом случае проходит через центр тяжести сечения (так как статический момент сечения S равен нулю).

В работе [6] показано, что кроме изгибающего момента $M_y = -M_t$, действующего из плоскости кривизны, в кольцах возникает также

момент M_z , действующий в плоскости кривизны кольца (рис. VI.5). Если ось z провести таким образом, чтобы

$$\int_F \frac{y dF}{r} = 0, \quad (a)$$

то момент M_z , вызывающий растяжение наружных и сжатие внутренних волокон, можно определить из выражения

$$M_z = - \int_F \sigma_t y dF.$$

Подставляя значение σ_t по (VI.8) и учитывая условие (a), получим

$$M_z = M_t \frac{s}{n}, \quad (б)$$

где

$$s = -S_{o-o} + z_0 F; \quad F = \sum_{i=1}^n F_i; \quad S_{o-o} = \sum_{i=1}^n F_i z'_i.$$

Положение оси z (рис. VI.5) определяется по формуле

$$d = \frac{F}{l}, \quad (в)$$

где d — расстояние оси y от оси вращения турбины.

Момент M_t нужен для расчета стыкового соединения крышки (см. ниже).

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ И ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В КРЫШКЕ И В ВЕРХНЕМ КОЛЬЦЕ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Размеры поперечного сечения крышек турбины велики по сравнению с радиусом ее осевой линии. Поэтому для определения тангенциальных напряжений в крышках следует пользоваться формулой (VI.8). Существующий приближенный способ расчета, основанный на применении формул (VI.9), дает большую погрешность при весьма незначительном упрощении расчета. В связи с этим не следует применять приближенный способ расчета крышек.

Для использования формулы (VI.8) предварительно необходимо определить характеристики n и l и усилия M_t и P_t . Вычисление этих величин проиллюстрируем на примере типичной крышки поворотной гидротурбины, представленной на рис. VI.6. Сечение крышки разбивается на 13 прямоугольников, для каждого из них определяется высота h_i ,

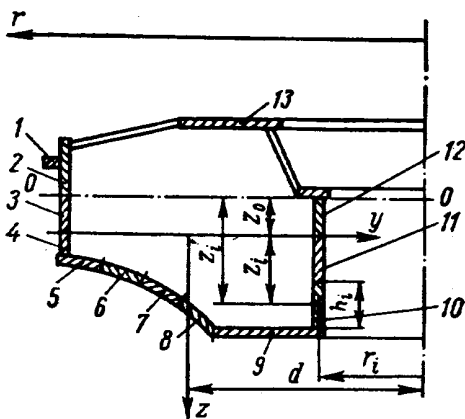


Рис. VI.6. Радиальное сечение крышки гидротурбины

площадь F_i и расстояние центра тяжести до начала отсчетов — линии $o-o$, затем производятся вычисления по формулам (VI.7). Заметим, что наклонные прямоугольники 5—8 правильнее было бы расположить вертикально, однако это менее удобно для вычисления их площадей. Следует лишь учитывать, что для указанных наклонных прямоугольников под h_i имеется в виду проекция их высоты на вертикальную ось z . Кроме того, отметим, что наличие слишком широких прямоугольников (например, 9 и 13), для которых $b_i \gg a_i$, может внести значительную погрешность в геоме-

трические характеристики, так как для них $\ln \frac{b_i}{a_i} \neq \frac{b_i - a_i}{a_i}$ (см. выше). Поэтому широкие прямоугольники лучше заменить двумя или несколькими более узкими.

На крышку турбины и на верхнее кольцо направляющего аппарата действует большое число нагрузок; при этом нагрузки изменяются в зависимости от режимов работы гидротурбин. Поэтому обычно рассматривают несколько расчетных случаев.

1. Крышка поворотнолопастной гидротурбины рассчитывается на два случая нагрузок: при нормальной работе турбины и при внезапном закрытии направляющего аппарата вследствие сброса нагрузки.

Схема нагрузок на крышку приводится на рис. VI.7, где использованы следующие обозначения:

p_1 и p_2 — давление воды на крышку турбины по кольцу $D_n - D_6$;

D_n — диаметр окружности, где расположены болты фланца;

D_6 — диаметр вала;

P_{oc} — осевое усилие на рабочее колесо;

R_1, R_2 — реакции болтов;

G_1 — вес крышки турбины;

G_2 — весовая нагрузка, передающаяся опорой пяты (вес генератора, рабочего колеса, вала турбины, опоры пяты);

G_3 — вес регулирующего кольца с опорой;

G_4 — вес направляющего подшипника и конуса крышки;

G_5 — вес сервомоторов (если они установлены на крышке турбины);

D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 — диаметры окружностей, по которым действуют соответствующие весовые нагрузки;

t, l, g, b, D — размеры элементов крышки.

Давление p_1 определяется по действующему напору как разность максимальной отметки верхнего бьефа и отметки нижнего пояса крышки турбины с учетом скоростного разряжения

$$p_1 = \left(H_1 - \frac{v^2}{2g} \right) \gamma \text{ кг/см}^2,$$

где H_1 — разность отметок верхнего бьефа и направляющего аппарата; v — средняя скорость в зоне направляющего аппарата.

Давление p_2 определяется по вакууму под крышкой, который принимается обычно равным 5—10 м.

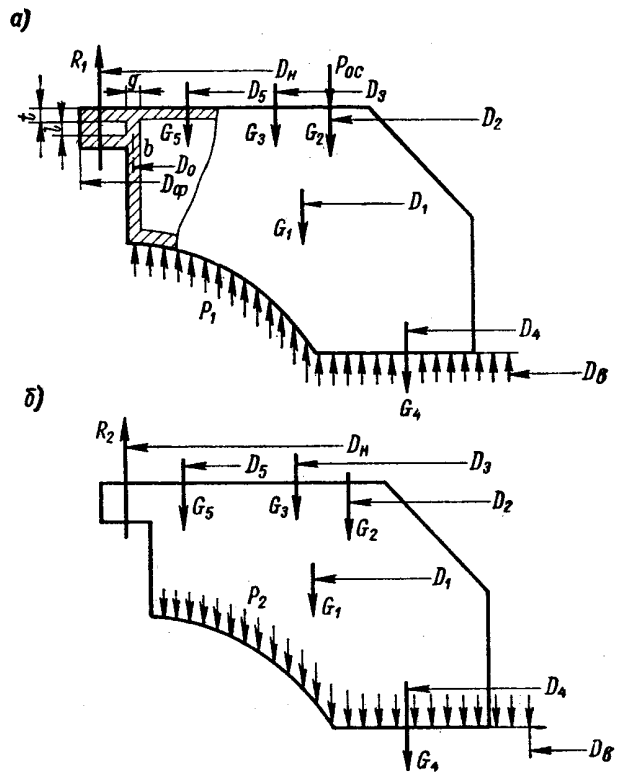


Рис. VI.7. Схема нагрузок на крышку турбины поворотнолопастной гидротурбины при нормальной работе (а) и при внезапном закрытии направляющего аппарата (б)

Для крышки, объединенной с верхним кольцом, схема действующих нагрузок приведена на рис. VI.8. Здесь дополнительно надо учитывать вес деталей направляющего аппарата G_2 и давление перед направляющим аппаратом с учетом повышения давления p_2 .

2. Крышка радиально-осевой гидротурбины рассчитывается на три случая нагрузок: нормальная работа; сброс нагрузки и срыв лабиринтного уплотнения.

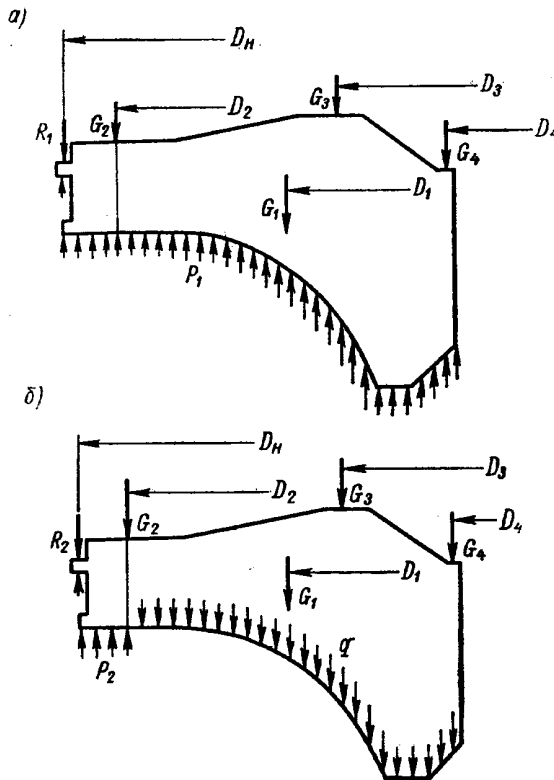


Рис. VI.8. Схема нагрузок на крышку турбины, объединенную с верхним кольцом направляющего аппарата, при нормальной работе (а) и внезапном закрытии направляющего аппарата (б)

Схема нагрузок приводится на рис. VI.9, где G_1 вес направляющего аппарата; G_2 — вес направляющего подшипника; q_1, q_2 — давление за лабиринтом при разных случаях работы.

3. Верхнее кольцо направляющего аппарата рассчитывается для нормальной работы и внезапного закрытия направляющего аппарата. Схема нагрузок показана на рис. VI.10.

Суммарная весовая нагрузка на верхнее кольцо

$$G = G_1 + G_2 + G_3,$$

где G_1 — вес верхнего кольца;
 G_2 — вес лопаток направляющего аппарата;
 G_3 — вес рычагов, подшипников и прочих деталей;
 p_1, p_2 — давление воды при нормальной работе и при внезапном закрытии направляющего аппарата;
 q — давление воды (вакуум) за направляющим аппаратом при его внезапном закрытии;

R_I, R_{II} — реакции.

Все указанные выше нагрузки можно привести к системе радиальных сил P_{r1}, P_{r2}, \dots , приложенных на расстояниях z_{p1}, z_{p2}, \dots , от нейтраль-

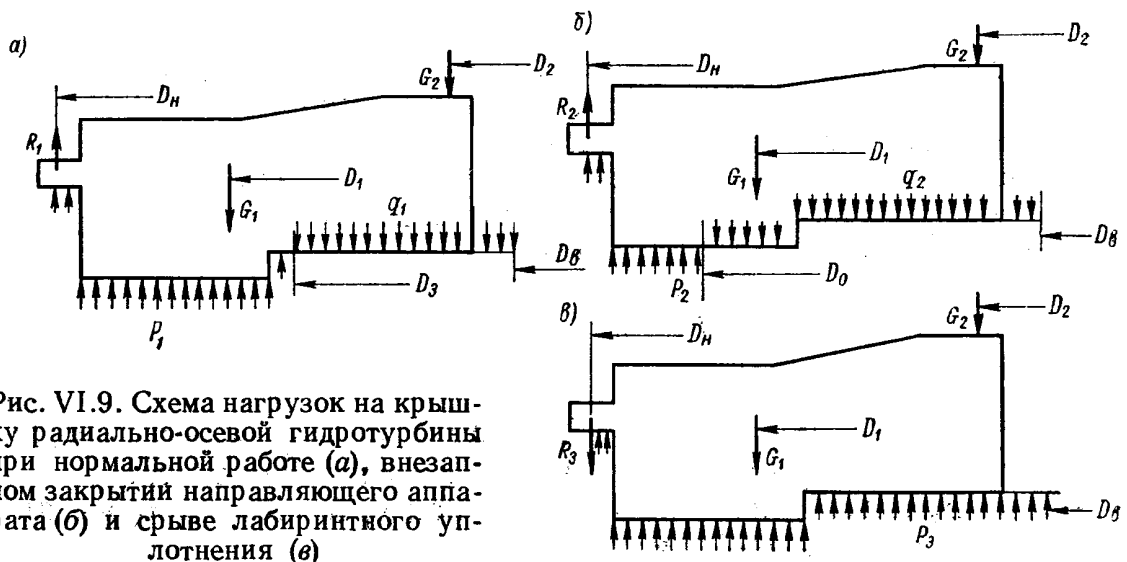


Рис. VI.9. Схема нагрузок на крышку радиально-осевой гидротурбины при нормальной работе (а), внезапном закрытии направляющего аппарата (б) и срыве лабиринтного уплотнения (в)

ной оси сечения кольца r , и к системе осевых сил P_{z1}, P_{z2}, \dots , приложенных на радиусах r_{p1}, r_{p2}, \dots , (рис. VI.11).

При этом действие равномерной нагрузки q , распределенной по кольцевой поверхности, ограниченной окружностями радиусов r_1 и r_2 , заменяется статически эквивалентной силой

$$P_z = \pi q (r_2^2 - r_1^2),$$

приложенной по окружности радиуса,

$$r_p = r_{cp} + \frac{(r_2 - r_1)^2}{12r_{cp}},$$

где

$$r_{cp} = \frac{r_1 + r_2}{2}.$$

Если давление q действует на вертикальный или наклонный участок боковой поверхности крышки, то горизонтальная составляющая сил давления заменяется статически эквивалентной ей силой

$$P_r = 2\pi q \int_{z_1}^{z_2} r dz = 2\pi q \Omega,$$

где Ω — половина площади проекции наклонного участка боковой поверхности крышки на ее диаметральное сечение (рис. VI.12).

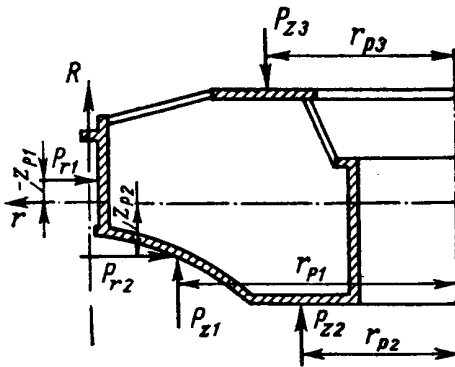


Рис. VI.11. Схемы эквивалентных нагрузок на крышку гидротурбины

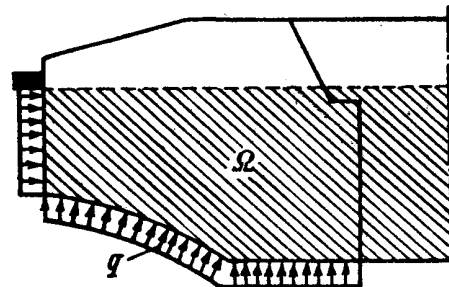


Рис. VI.12. К определению радиальных нагрузок от действия давления q

Усилие P_r приложено в центре тяжести площади Ω . В частности, в случае давления воды на цилиндрическую поверхность радиуса r и высотой h площадь $\Omega = rh$ и формула для горизонтального усилия принимает вид $P_r^y = 2\pi q r h$; оно приложено посередине высоты цилиндра h .

Примем за положительное направление сил P_{ri} направление к центру кривизны крышки, а за положительное направление сил P_{zi} — направление вверх. Тогда реакция R , возникающая на опоре крышки, определится как сумма

$$R = \sum_{i=1}^k P_{zi}.$$

Выражения для интенсивностей сил и моментов вдоль оси кольца будут иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} p &= \frac{P_r^0}{2\pi r_0}; \\ m &= \frac{M_r^0}{2\pi r_0}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.10})$$

где P_r^0 и M_r^0 — суммарные радиальная сила и радиальный момент, действующие на кольцо;

$$\left. \begin{aligned} P_r^0 &= \sum P_{ri}; \\ M_r^0 &= \sum P_{ri}z_{pi} + \sum P_{zj}l_j, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.11})$$

где $l_j = r_n - r_{pj}$ — плечо силы P_{zj} .

Нормальная сила и изгибающий момент в сечениях кольца, согласно (VI.1), выражается по формулам:

$$\left. \begin{aligned} P_t &= \frac{P_r^0}{2\pi}; \\ M_t &= \frac{M_r^0}{2\pi}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.12})$$

а упругие перемещения сечения кольца:

$$\left. \begin{aligned} u_0 &= \frac{P_r^0}{2\pi E l}; \\ \theta &= \frac{\alpha M_r^0}{2\pi E n}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.13})$$

где коэффициент α учитывает влияние фланцевых соединений крышки с верхним кольцом направляющего аппарата и верхнего кольца со статором (см. п. 8).

Подставляя (VI.12) в (VI.8), получим формулу для напряжений

$$\sigma_t = -\frac{\alpha M_r^0}{2\pi n} \cdot \frac{z}{r} - \frac{P_r^0}{2\pi l} \cdot \frac{1}{r}. \quad (\text{VI.14})$$

Зная угол поворота кольца θ и учитывая, что оно оперто по окружности r_n , легко получить выражение для вертикального перемещения точек кольца

$$\omega = \theta (r_n - r) = \frac{\alpha M_r^0 (r_n - r)}{2\pi E n}. \quad (\text{VI.15})$$

Наибольший прогиб имеет место в точке, соответствующей внутреннему радиусу кольца

$$\omega_{\max} = \frac{\alpha M_r^0 (r_n - r_{вн})}{2\pi E n}. \quad (\text{VI.16})$$

Листы нижнего пояса крышки на участках между ребрами не только принимают участие в работе крышки как кольца, но и испытывают местный изгиб от действия давления воды. Поэтому для оценки прочности нижнего пояса к напряжениям, вычисленным по формуле (VI.14), необходимо добавить местные напряжения изгиба.

Учитывая, что ребра устанавливаются достаточно часто, листы на участках между ребрами приближенно можно рассматривать как защемленные по контуру прямоугольные плиты, что идет в запас прочности. Используя решения для прямоугольной плиты, приводимые в работах [9, 80, 91], получим следующее выражение для максимального тангенциального напряжения на контуре посередине длинной стороны, при изгибе плиты от нагрузки равномерно распределенным давлением q ,

$$\sigma_{\max} = k_{\sigma} q \left(\frac{a}{h} \right)^2, \quad (\text{VI.17})$$

где a — короткая сторона контура плиты;
 h — толщина плиты (листа);
 k_{σ} — безразмерный коэффициент, зависящий от отношения сторон контура плиты $\gamma = \frac{b}{a}$ (табл. VI.1);
 b — длинная сторона контура плиты.

Т а б л и ц а VI.1

Значение K_{σ}

$\gamma = \frac{b}{a}$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0
k_{σ}	0,310	0,332	0,367	0,401	0,428	0,452	0,468	0,487	0,497

Учитывая, что размеры поперечного сечения верхнего кольца направляющего аппарата значительно меньше радиуса его осевой линии, для расчета последнего вполне можно применить приближенные формулы (VI.9):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_t &= -\frac{\beta M_r^0 z}{2\pi J} - \frac{P_r^2}{2\pi F}; \\ \theta &= \frac{\beta M_r^0 r_0}{2\pi EJ}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.18})$$

где коэффициент β учитывает влияние фланцевых соединений (см. п. 8).

5. РАСЧЕТ РЕБЕР И ФЛАНЦЕВ КРЫШКИ

Двумя радиальными сечениями I—I и II—II из крышки вырезается сектор, содержащий одно ребро (рис. VI.13). Сектор находится в равновесии под действием внешних нагрузок и усилий, возникающих в сечениях разреза. Внешние силы, действующие на сектор:

$$\left. \begin{aligned} \bar{P}_{zj} &= \frac{1}{k} P_{zj}; \\ \bar{P}_{ri} &= \frac{1}{k} P_{ri}; \\ \bar{R} &= \frac{1}{k} R, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.19})$$

где P_{zj} , P_{ri} , R — полные нагрузки на крышку, определенные в предыдущем параграфе.

k — число радиальных ребер крышки.

В сечениях разреза действуют тангенциальные напряжения σ_t , определяемые по формуле (VI.14). Можно считать, что в пределах каждого

из вспомогательных прямоугольников, на которые разбито сечение крышки, напряжение $\sigma_i = \text{const}$ и равно напряжению в центре тяжести i -го прямоугольника. Тогда на каждый прямоугольник будет действовать сила

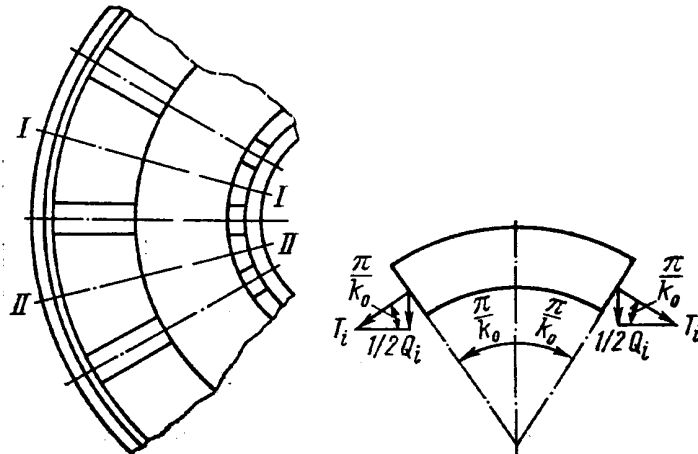
$$T_i = \sigma_i F_i = - \frac{\alpha M_r^0}{2\pi n} \cdot \frac{z_i F_i}{r_i} - \frac{P_r^0}{2\pi l} \cdot \frac{F_i}{r_i}, \quad (\text{VI.20})$$

приложенная на расстоянии z_{ri} от нейтральной оси сечения

$$z_{ri} = z_i + \frac{h_i^2}{12z_i} \cdot \frac{1}{1 + \frac{P_r^0}{\alpha M_r^0} \cdot \frac{n}{lz_i}}. \quad (\text{VI.21})$$

Проекции сил T_i на плоскость ребра создают систему сил Q_i , направленных параллельно нейтральной линии сечения (рис. VI.13).

$$Q_i = 2T_i \sin \frac{\pi}{k}.$$



Учитывая, что при достаточно большом числе ребер $\sin \frac{\pi}{k} \approx \frac{\pi}{k}$, и используя выражение для T_i по формуле (VI.20), получим

$$Q_i = - \frac{\alpha M_r^0}{nk} \cdot \frac{z_i F_i}{r_i} - \frac{P_r^0}{lk} \cdot \frac{F_i}{r_i}. \quad (\text{VI.22})$$

Рис. VI.13. К определению нагрузок на ребре крышки

Будем различать конструкции крышек со сплошными и контурными ребрами.

На рис. VI.3 показан разрез одной из типичных крышек радиально-осевых гидротурбин со сплошными ребрами. Ребра могут иметь небольшие круглые отверстия, диаметр которых мал по сравнению с поперечным сечением крышки. На рисунке показаны нагрузки \bar{P}_{zj} , \bar{P}_{ri} , \bar{R} и Q_i , действующие на вырезанный из крышки сектор с ребром (для сил Q_i показано положительное направление).

При расчете производится проверка прочности в ряде опасных сечений сектора: I—I, II—II и др. Первое опасное сечение (I—I) выбирается в заделке фланца, остальные опасные сечения — в наиболее тонких местах крышки или в местах, ослабленных отверстиями.

Указанные сечения балки приближенно рассматриваются как тавровые (I—I и II—II) или двутавровые. Максимальные нормальные напряжения в этих сечениях определяются по известным формулам для изгиба балок:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{I-I} &= \frac{M_{I-I}}{W_{I-I}}; \\ \sigma_{II-II} &= \frac{M_{II-II}}{W_{II-II}}; \\ &\dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.23})$$

где M_{I-I} , M_{II-II} , W_{I-I} , W_{II-II} — изгибающие моменты и моменты сопротивления соответствующих сечений.

При определении касательных напряжений в ребре необходимо помнить, что они создаются не только поперечными, но и продольными сдвигающими силами. Поэтому обычная формула Журавского, выведенная для случая, когда продольные силы отсутствуют, не применима для расчета ребра. К сожалению, это обстоятельство в настоящее время не учитывается [2].

При расчете мы будем использовать обобщенную формулу Журавского, выведенную нами с учетом продольных сдвигающих усилий. Эта формула имеет вид

$$\tau = - \frac{[Q + (t_{\theta} h_{\theta} - t_{\kappa} h_{\kappa})] S_z^{\Omega}}{b J_z} - \frac{(t_{\theta} + t_{\kappa}) \Omega}{b F} + \frac{t_{\theta}}{b}, \quad (\text{VI.24})$$

где Q — поперечная сила в рассматриваемом сечении сектора, положительная сила Q направлена вверх при определении слева и вниз при определении справа;

t_{θ}, t_{κ} — интенсивность распределенных продольных нагрузок, приложенных к верхней и нижней полкам сектора; положительные силы t_{θ}, t_{κ} направлены слева направо;

F, J_z — площадь и момент инерции сечения относительно главной центральной оси z ;

Ω — часть площади сечения, расположенная выше рассматриваемой точки;

S_z^{Ω} — статический момент площади Ω ;

b — ширина сечения на уровне рассматриваемой точки;

h_{θ}, h_{κ} — расстояние от оси z до линий действия продольных нагрузок t_{θ} и t_{κ} .

В некоторых случаях может оказаться удобнее вместо площади Ω рассматривать Ω^* — часть площади сечения, расположенную ниже рассматриваемой точки. Тогда вместо (VI.24) будем иметь

$$\tau = - \frac{[Q + (t_{\theta} h_{\theta} - t_{\kappa} h_{\kappa})] |S_z^{\Omega^*}|}{b J_z} + \frac{(t_{\theta} + t_{\kappa}) \Omega^*}{b F} - \frac{t_{\kappa}}{b}. \quad (\text{VI.25})$$

Касательные напряжения по формулам (VI.24) и (VI.25) могут иметь максимальные значения либо на оси z (где имеет максимальное значение S_z^{Ω}), либо в местах перехода стенки в полку. Поэтому рекомендуется вычислять величину τ именно в трех указанных точках сечения. При определении интенсивности продольных усилий можно исходить из упрощенного предположения о равномерном распределении сил Q_i по длине соответствующих участков контура крышки l_i

$$t_i = \frac{Q_i}{l_i}. \quad (\text{VI.26})$$

Отметим, что в некоторых из опасных сечений нагрузки t_{θ} или t_{κ} обращаются в нуль. Например, в сечении VI—VI (рис. VI.3) $t_{\theta} = t_{\kappa} = 0$, и, таким образом, касательные напряжения в нем создаются только поперечной силой Q ; в сечении III—III $t_{\theta} = 0$.

Если одно из сечений III—III, IV—IV и т. д. проходит через отверстие в ребре (например, сечение V—V на рис. VI.3), то на контуре отверстия возникает концентрация напряжений и, кроме того, происходит местный изгиб частей ребра, расположенных выше и ниже отверстия.

Обычно отверстия расположены в средней по высоте части ребра, в которой напряженное состояние близко к чистому сдвигу. Поэтому

для определения нормальных напряжений на контуре отверстия можно воспользоваться формулами:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\theta, III-III} &= \alpha \tau_{III-III}; \\ \sigma_{\theta, IV-IV} &= \alpha \tau_{IV-IV}; \\ \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \quad (VI.27)$$

где $\tau_{III-III}$, τ_{IV-IV} — касательные напряжения, вычисленные по формуле (VI.24) без учета отверстий в точках сечений III—III, IV—IV, соответствующих центрам отверстий;
 α — коэффициент концентрации напряжений при чистом сдвиге.

На основании работы [85] концентрация напряжений для круглого отверстия α_1 зависит от отношения диаметра отверстия d к высоте сечения H . Значения коэффициента α_1 приводятся в табл. VI.2.

Таблица VI.2

Коэффициент концентрации напряжений для круглого отверстия

$\frac{d}{H}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
α_1	4,00	4,11	4,45	5,06	6,04	7,56

Таблица VI.3

Коэффициент k для овального отверстия

$\frac{a}{H}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
k	1,0	1,03	1,11	1,27	1,51	1,89

Для случая овального отверстия коэффициент концентрации принимается равным

$$\alpha_2 = 2k \left(1 + \frac{l}{a} \right), \quad (VI.28)$$

где l — ширина отверстия;

a — высота отверстия;

k — коэффициент, предложенный Г. Х. Франк-Каменецким, учитывает влияние высоты сечения H (табл. VI.3).

Для того чтобы приближенно учесть напряжения местного изгиба, можно воспользоваться решением для балки с продолговатым отверстием [96], несколько обобщив его на случай несимметричного расположения отверстий. Пусть в сечении, проходящем через центр отверстия (например, в сечении V—V на рис. VI.3), действуют изгибающий момент M и поперечная сила Q . Тогда местный изгиб частей ребра, расположенных выше и ниже отверстия, определяется поперечными силами Q_v и Q_n , которые выражаются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} Q_v &= \frac{a_v}{a_v + a_n} Q; \\ Q_n &= \frac{a_n}{a_v + a_n} Q, \end{aligned} \right\} \quad (VI.29)$$

где a_v , a_n — высота части сечения, расположенной выше и ниже отверстия.

Максимальные напряжения возникают в сечениях, проходящих через левый и правый края отверстия (например, в верхней и нижней частях сечения $m-m$ на рис. VI.3):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{m-m}^{\text{в}} &= \frac{M}{J} y_1 + \frac{Q_{\text{в}} l}{2J_{\text{в}}} y_{\text{в}}; \\ \sigma_{m-m}^{\text{н}} &= \frac{M}{J} y_2 + \frac{Q_{\text{н}} l}{2J_{\text{н}}} y_{\text{н}}; \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.30})$$

где $J_{\text{в}}$, $J_{\text{н}}$ — моменты инерции верхней и нижней частей сечения $m-m$;
 J — полный момент инерции сечения $m-m$;
 l — ширина отверстия;

y_1 , $y_{\text{в}}$ — координаты опасной точки верхней части сечения $m-m$;
 y_2 , $y_{\text{н}}$ — то же для нижней части сечения $m-m$.

Указанные координаты отсчитываются от нейтральной оси соответствующих сечений, проходящих через центры тяжести.

В старых конструкциях литых крышек применялись контурные ребра (см. рис. VI.2), т. е. ребра небольшой высоты, расположенные по контуру сечения крышки (например, крышка Волжской ГЭС им. В. И. Ленина). В этом случае, вырезанный из крышки сектор (рис. VI.13) представляет собой замкнутую раму двутаврового поперечного сечения. Способ расчета такой рамы разработан Г. Х. Франк-Каменецким и приводится в первом издании настоящей книги.

Опыт эксплуатации и натурные исследования крышек, как уже указывалось, показали, что конструкции крышек с контурными ребрами являются неудачными: в них возникают высокие напряжения в ребрах, которые в ряде случаев привели к образованию трещин, жесткость крышек также оказалась недостаточной. Поэтому в настоящее время такие конструкции не применяются.

6. РАСЧЕТ СВАРНЫХ ШВОВ

Ребра привариваются к крышке двусторонними радиальными швами. Для определения касательных напряжений в радиальных швах можно воспользоваться формулами (VI.24) или (VI.25), в которых ширина сечения $b = 1,4t$, где t — катет шва.

Нормальные напряжения в швах определяются по формуле

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{M}{J_z} y_{\text{ш}}, \quad (\text{VI.31})$$

где M , J_z — изгибающий момент и момент инерции в рассматриваемом сечении ребра;

$y_{\text{ш}}$ — расстояние от центра тяжести сечения до места расположения шва.

Расчетные напряжения в шве можно определить по третьей теории прочности

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_{\text{ш}}^2 + 4\tau_{\text{ш}}^2}.$$

Рассмотренное выше сечение крышки $I-I$ (см. рис. VI.3) образовано сварным швом, прикрепляющим фланец к телу крышки. Отличие расчета сечения $I-I$ от расчета других опасных сечений ($II-II$, $III-III$ и т. д.) состоит в том, что допускаемые напряжения в сечении $I-I$ надо брать пониженными по сравнению с другими сечениями. То же самое относится к расчету радиальных швов. По данным работы [9] допускаемые напряжения для сварного шва при ручной сварке электродами обычного

качества 342 и 350 составляют для нормальных напряжений $[\sigma] = 0,9 [\sigma_p]$, для касательных напряжений $[\tau] = 0,6 [\sigma_p]$, где $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на растяжение для основного металла крышки.

Кольцевые швы, например швы № 1—4 на рис. VI.3, служат в основном для создания герметичности крышки и являются наименее нагруженными. Поэтому их толщина может быть значительно меньше, чем толщина радиальных швов. Обычно ее назначают конструктивно, при этом их момент сопротивления должен быть равен половине момента сопротивления соединяемых основных листов.

Заметим, что чрезмерно толстые швы не только удорожают конструкцию, но и ухудшают ее, так как вызывают повышенные температурные деформации и напряжения [68].

В табл. VI.4, по данным И. И. Шпиро, приведен вес наплавленного металла для некоторых конструкций крышек гидротурбин. В модернизированных крышках размеры швов определены расчетным путем. Из таблицы видно, что при изготовлении крышек имеется возможность снизить объем наплавленного металла и, следовательно, трудоемкость сварочных работ приблизительно на 40—50%.

Т а б л и ц а VI.4

Соотношение между весом крышки и весом наплавленного металла

Наименование турбины	Вес до модернизации			Вес после модернизации		
	крышки	наплавленного металла		крышки	наплавленного металла	
	кг	кг	%	кг	кг	%
ПЛ	62 780	2020	3,22	55 630	1400	2,52
РО	22 225	750	3,38	—	—	—
РО	69 100	2390	3,46	61 000	1390	2,28
ПЛ	116 200	6100	5,25	97 000	2300	2,37

7. РАСЧЕТ СТЫКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ПРОСТРАНСТВЕННОМ ИЗГИБЕ СТЫКА

В общем машиностроении напряжения начального затяга болтов рекомендуется назначать такими, чтобы под действием внешних нагрузок стыки не раскрывались. В стыковых соединениях крышек и некоторых других деталей гидротурбин часто бывает невозможно обеспечить нераскрытие стыков. Поэтому ниже приводится методика расчета стыковых соединений с учетом возможного раскрытия стыка. От расчета в первом издании книги настоящий расчет отличается тем, что учитывается начальный затяг болтов, действие нормальной силы, а также действие изгибающих моментов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. В работе [10] аналогичная задача решается для плоского изгиба составных балок.

При расчетах стыковых соединений принимают, что напряжения начального затяга распределены по всей поверхности стыка по линейному закону [10]. Для стыковых соединений крышек гидротурбин это предположение неприемлемо, так как стык имеет весьма большую площадь, а болты располагаются лишь по периферии этой площади. Поэтому в достаточном удалении от болтов (например, в средней зоне) напряжения в стыке равны нулю, т. е. стык не работает. Вследствие этого при расчете

стыковых соединений крышек вместо площади стыка F следует использовать лишь часть той площади — рабочую площадь стыка $F_{\text{раб}}$.

Задача определения рабочей площади стыка является сложной задачей пространственной теории упругости и еще не имеет точного решения. Для приближенного решения задачи воспользуемся имеющимися в литературе указаниями на то, что при удалении от оси болта на расстояние, приблизительно равное удвоенной толщине фланца, напряжение в стыке становится весьма малым [58, 89, 104].

Поэтому будем полагать, что рабочая поверхность стыка представляет собой полосу, средняя линия которой проходит через центры болтовых отверстий, а ширина равна учетверенной толщине одного из фланцев (заштрихованная полоса на рис. VI.14).

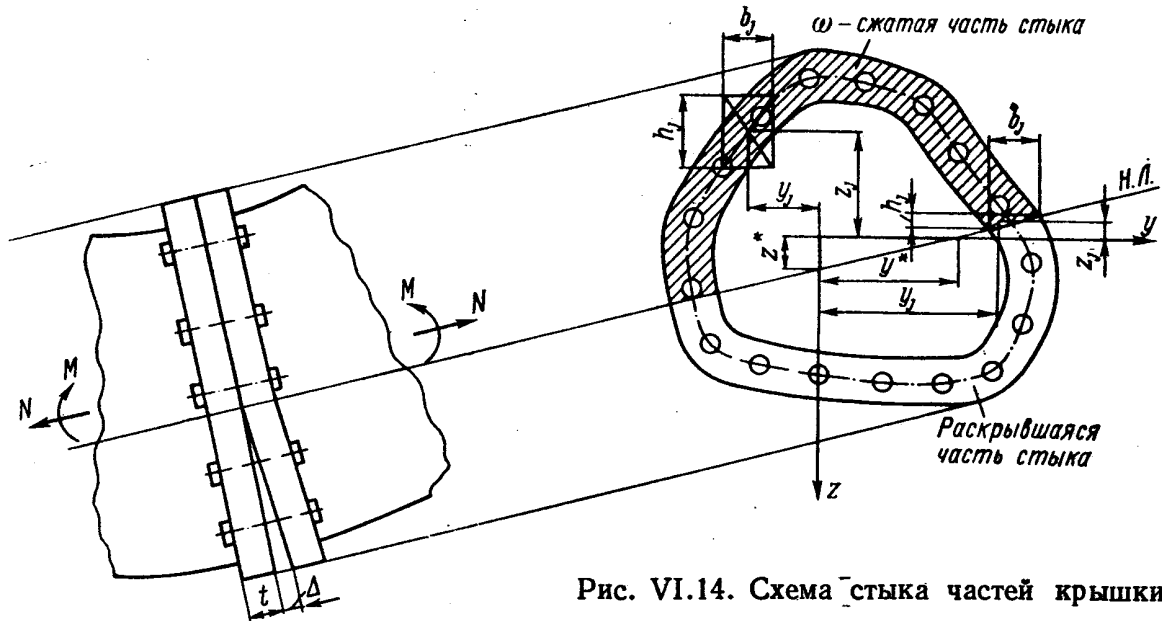


Рис. VI.14. Схема стыка частей крышки

Заметим, что в последнее время появился ряд конструкций крышек поворотнолопастных гидротурбин, в которых стыки соприкасаются между собой лишь на периферии сечения крышки по поверхности, расположенной вблизи от болтов. По-видимому, в этом случае рабочая поверхность стыка $F_{\text{раб}}$ может быть принята равной полной поверхности стыка F .

Рассмотрим нагружение стыка растягивающей силой N и изгибающими моментами относительно двух взаимно перпендикулярных осей M_y и M_z (рис. VI.14). Моменты будем считать положительными, если они действуют на сечение по часовой стрелке при наблюдении со стороны положительных осей y и z . В стыковом соединении крышки турбины оси y и z проводятся так, как указано на рис. VI.5, а усилия при принятых правилах знаков равны:

$$M_y = -M_t = -\frac{M_r^0}{2\pi};$$

$$M_z = M_t \frac{s}{n};$$

$$N = -P_t = -\frac{P_r^0}{2\pi}.$$

Будем считать, что все болты имеют одинаковые напряжения начального затяга σ_0 и что центр тяжести стыка совпадает с центром тяжести сечений болтов. Тогда напряжения начального затяга равномерно распределяются по рабочей площади стыка $F_{\text{раб}}$, а начальные относительные

удлинение болтов ε_0 и относительное укорочение фланцев ε_{cm}^0 определяются по формулам:

$$\varepsilon_0 = \frac{\sigma_0}{E_b};$$

$$\varepsilon_{cm}^0 = \frac{\sigma_0 \sum_{i=1}^n f_i}{F_{раб} E_{cm}},$$

где E_b, E_{cm} — модули нормальной упругости материалов болтов и фланцев;

n — число болтов стыкового соединения;

f_i — площадь сечения i -го болта.

В результате действия нагрузок фланцы и болты деформируются, при этом может произойти раскрытие стыка. Принимая гипотезу плоских сечений, получим следующие выражения для относительного укорочения фланцев ε_{cm} и для напряжения в стыке σ_{cm} :

$$\varepsilon_{cm} = \begin{cases} 0 & \text{при } a + bz + cy > 0 \\ a + bz + cy & \text{при } a + bz + cy < 0, \end{cases} \quad \sigma_{cm} = \begin{cases} 0 & \text{при } a + bz + cy > 0 \\ E_{cm}(a + bz + cy) & \text{при } a + bz + cy < 0, \end{cases} \quad (\text{VI.32})$$

где a, b и c — некоторые неизвестные коэффициенты.

Уравнение нейтральной линии ($H. Л.$) получим, если выражение для σ_{cm} приравняем нулю

$$a + bz + cy = 0.$$

Нейтральная линия отсекает на осях z и y отрезки z^* и y^* , которые определяются по формулам:

$$z^* = -\frac{a}{b}, \quad y^* = -\frac{a}{c}. \quad (\text{VI.33})$$

Относительные удлинения болтов в соответствии с гипотезой плоских сечений распределены по тому же закону, что и деформации сжатой части стыка

$$\varepsilon_b = \varepsilon^* + (a + bz + cy),$$

где

$$\varepsilon^* = \varepsilon_0 + \varepsilon_{cm}^0 = \varepsilon_0 \gamma;$$

$$\gamma = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n f_i}{k F_{раб}}; \quad k = \frac{E_{cm}}{E_b}.$$

Вторым слагаемым в выражении для γ в большинстве случаев можно пренебречь, тогда $\gamma \approx 1$ и $\varepsilon \approx \varepsilon_0$.

Применяя закон Гука, получим напряжения и усилия в болтах:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{iб} &= \sigma_0 \gamma + E_b (a + bz_i + cy_i); \\ P_{iб} &= \sigma_0 \gamma f_i + E_b f_i (a + bz_i + cy_i), \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.34})$$

где z_i, y_i — координаты центра тяжести сечения i -го болта.

Составим уравнение равновесия для стыка. Учитывая указанное выше правило знаков для M_z и M_y , получим:

$$\left. \begin{aligned} -N + \sum_{i=1}^m P_i + \int_{\omega} \sigma_{cm} dF &= 0; \\ M_z + \sum_{i=1}^m P_i y_i + \int_{\omega} \sigma_{cm} y dF &= 0; \\ -M_y + \sum_{i=1}^m P_i z_i + \int_{\omega} \sigma_{cm} z dF &= 0, \end{aligned} \right\}$$

где m — число растянутых болтов стыкового соединения;
 ω — площадь сжатой части стыка.

Интегрирование в уравнениях равновесия производится только по площади сжатой части стыка ω . Подставляя значения (VI.32) и (VI.34) в уравнения статики, будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} (E_6 a) + A_{12} (E_6 b) + A_{13} (E_6 c) &= B_1; \\ A_{21} (E_6 a) + A_{22} (E_6 b) + A_{23} (E_6 c) &= B_2; \\ A_{31} (E_6 a) + A_{32} (E_6 b) + A_{33} (E_6 c) &= B_3, \end{aligned} \right\}$$

где использованы следующие обозначения:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} &= F_6 + k\omega; \quad A_{12} = S_y^6 + kS_y^\omega; \quad A_{13} = S_z^6 + kS_z^\omega; \\ A_{21} &= A_{13}; \quad A_{22} = J_{yz}^6 + kJ_{yz}^\omega; \quad A_{23} = J_z^6 + kJ_z^\omega; \\ A_{31} &= A_{12}; \quad A_{32} = J_y^6 + kJ_y^\omega; \quad A_{33} = A_{22}; \\ B_1 &= N - \sigma_0 \gamma F_6; \quad B_2 = -(M_z + \sigma_0 \gamma S_z^6); \quad B_3 = M_y - \sigma_0 \gamma S_y^6; \\ k &= \frac{E_{cm}}{E_6}; \quad F_6 = \sum_{i=1}^m f_i; \quad S_y^6 = \sum_{i=1}^m f_i z_i; \quad S_z^6 = \sum_{i=1}^m f_i y_i; \\ J_y^6 &= \sum_{i=1}^m f_i z_i^2; \quad J_{yz}^6 = \sum_{i=1}^m f_i y_i z_i; \quad J_z^6 = \sum_{i=1}^m f_i y_i^2; \\ \omega &= \int_{\omega} dF; \quad S_y^\omega = \int_{\omega} z dF; \quad S_z^\omega = \int_{\omega} y dF; \quad J_y^\omega = \int_{\omega} z^2 dF; \\ J_{yz}^\omega &= \int_{\omega} yz dF; \quad J_z^\omega = \int_{\omega} y^2 dF. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.35})$$

Случай нераскрытого (спаянного) стыка

Предположим, что стык не раскрывается. Тогда $\omega = F_{\text{раб}}$, $m = n$ и коэффициенты системы уравнений (VI.35) не зависят от a , b и c . В этом случае решение имеет вид:

$$(E_6 a) = \frac{D_1}{D}; \quad (E_6 b) = \frac{D_2}{D}; \quad (E_6 c) = \frac{D_3}{D},$$

где

$$\begin{aligned} D &= A_{11} (A_{22}^2 - A_{23} A_{32}) + A_{12}^2 A_{23} + A_{13}^2 A_{32} - 2A_{12} A_{13} A_{22}; \\ D_1 &= B_1 (A_{22}^2 - A_{23} A_{32}) + B_2 (A_{13} A_{32} - A_{12} A_{22}) + B_3 (A_{12} A_{23} - A_{13} A_{22}); \\ D_2 &= B_1 (A_{12} A_{23} - A_{13} A_{22}) + B_2 (A_{11} A_{22} - A_{12} A_{13}) + B_3 (A_{13}^2 - A_{11} A_{23}); \\ D_3 &= B_1 (A_{13} A_{32} - A_{12} A_{22}) + B_2 (A_{12}^2 - A_{11} A_{32}) + B_3 (A_{11} A_{22} - A_{12} A_{13}). \end{aligned}$$

После определения a , b и c по формулам (VI.33) вычисляются отрезки z^* , y^* и производится построение нейтральной линии (Н. Л.). Если окажется, что нейтральная линия проходит вне пределов сечения, то ясно, что стык действительно не раскрывается.

Максимальное напряжение в болтах определяется по формуле (VI.34), если подставить в нее координаты наименее удаленного от нейтральной линии болта z_i и y_i

$$\sigma_{i \max} = \sigma_0 \gamma + (E_{\sigma} a) + (E_{\sigma} b) z_i + (E_{\sigma} c) y_i. \quad (\text{VI.36})$$

Кроме нормальных в болтах при их затяжке возникают также касательные напряжения, которые определяются по формуле

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2d_1^3}, \quad (\text{VI.37})$$

Таблица VI.5
Значение коэффициента k

Состояние контактных поверхностей	k
Чисто обработанные, смазанные	0,07
Грубо обработанные, смазанные	0,12
Грубо обработанные, без смазки	0,17

где d_1 — внутренний диаметр резьбы. Крутящий момент $M_{кр}$ определяется по приближенной формуле

$$M_{кр} = k \sigma_0 f_i d_0, \quad (\text{VI.38})$$

где d_0 — наружный диаметр резьбы; k — безразмерный коэффициент, приведенный для метрической резьбы в табл. VI.5.

Далее вычисляются запасы по пластическим деформациям n_T и запас прочности n_σ

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma^*}; \quad n_\sigma = \frac{\sigma_\sigma}{\sigma^*}, \quad (\text{VI.39})$$

где σ^* — приведенное напряжение в болте

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau^2}. \quad (\text{VI.39a})$$

Согласно работе [10], рекомендуемые значения коэффициентов запаса находятся в пределах $n_T = 1,2 \div 2,5$; $n_\sigma = 1,5 \div 4,0$.

В существующих конструкциях часто встречаются симметричные стыки с симметричным расположением болтов (например, стыковые соединения частей регулирующих колец, стыковое соединение лопастей поворотлопастных гидротурбин и т. п.). Если оси y и z совместить с осями симметрии, то приведенные выше формулы существенно упрощаются:

$$(E_{\sigma} a) = \frac{B_1}{A_{11}} = \frac{N - \sigma_0 \gamma E_{\sigma}}{F_{\sigma} + k F_{раб}};$$

$$(E_{\sigma} b) = \frac{B_3}{A_{32}} = \frac{M_y}{J_y^{\sigma} + k J_y^{F_{раб}}};$$

$$(E_{\sigma} c) = \frac{B_2}{A_{23}} = - \frac{M_z}{J_z^{\sigma} + k J_z^{F_{раб}}};$$

$$\sigma_{i \max} = \sigma_0 \gamma + \frac{N - \sigma_0 \gamma F_{раб}}{F_{\sigma} + k F_{раб}} + \frac{M_y z_i}{J_y^{\sigma} + k J_y^{F_{раб}}} - \frac{M_z y_i}{J_z^{\sigma} + k J_z^{F_{раб}}}.$$

Случай раскрытого стыка

Если окажется, что нейтральная линия пересекает сечение, то стык раскрывается. В этом случае полученные выше выражения для a , b и c теряют силу, так как коэффициенты системы уравнений (VI.35) зависят от a , b и c . Следовательно, задача при раскрытии стыка становится нелинейной.

В случае раскрытия стыка систему уравнений (VI.35) удобнее представить в виде:

$$\left. \begin{aligned} (E_{6a}) &= \frac{B_1}{A_{11} - \frac{1}{z^*} A_{12} - \frac{1}{y^*} A_{13}}; \\ (E_{6b}) &= -\frac{(E_{6a})}{z^*}; \quad (E_{6c}) = -\frac{(E_{6a})}{y^*}; \\ \Phi_1 &= B_2; \quad \Phi_2 = B_3; \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.35a})$$

где

$$\Phi_1 = B_1 \frac{A_{21} - \frac{1}{z^*} A_{22} - \frac{1}{y^*} A_{23}}{A_{11} - \frac{1}{z^*} A_{12} - \frac{1}{y^*} A_{13}};$$

$$\Phi_2 = B_1 \frac{A_{31} - \frac{1}{z^*} A_{32} - \frac{1}{y^*} A_{33}}{A_{11} - \frac{1}{z^*} A_{12} - \frac{1}{y^*} A_{13}}.$$

Система уравнений (VI.35a) решается приближенно подбором решения. Для этого задаемся рядом положений нейтральной линии, определяемых отрезками z^* и y^* , и для каждого из них проверяем выполнение двух последних уравнений. Решение считаем полученным, когда левая и правая части уравнений отличаются друг от друга на заранее заданную величину (например, на 5%).

Максимальное напряжение в болтах при раскрытии стыка вычисляется по формулам (VI.34), если подставить в нее координаты наиболее удаленного от нейтральной линии болта z_i , y_i , расположенного на стороне раскрытия стыка

$$\sigma_{i \max} = \sigma_0 \gamma + (E_{6a}) + (E_{6b}) \bar{z}'_i + (E_{6c}) \bar{y}'_i. \quad (\text{VI.36a})$$

Кроме максимального необходимо определить минимальное напряжение

$$\sigma_{i \min} = \sigma_0 \gamma + (E_{6a}) + (E_{6b}) \bar{z}_i + (E_{6c}) \bar{y}_i, \quad (\text{VI.36b})$$

где \bar{z}_i , \bar{y}_i — координаты болта, наиболее удаленного от нейтральной линии и расположенного на стороне сжатия стыка.

Следует различать два возможных случая:

- 1) $\sigma_{i \min} > 0$ — все болты растянуты, поэтому суммирование в формулах (VI.35) производится по общему числу болтов, т. е. $m = n$;
- 2) $\sigma_{i \min} < 0$ — часть болтов сжата, в этом случае все сжатые болты должны быть исключены из рассмотрения и суммирование в формулах (VI.35) производится лишь по числу растянутых болтов, т. е. $m < n$. При больших начальных затягах σ_0 напряжение $\sigma_{i \min}$, как правило, больше нуля, т. е. имеет место первый случай и $m = n$. При $\sigma_0 = 0$ имеет место второй случай, при этом m равно числу болтов, расположенных по одну сторону нейтральной линии на раскрытой части стыка. При средних значениях σ_0 возможны оба случая.

При вычислении геометрических характеристик сжатой части стыка ω целесообразно разделить площадь ω на k элементарных прямоугольников

с размерами сторон b_j, h_j , координатами центра тяжести y_j, z_j и площадью $F_j = b_j h_j$. Тогда формулы (VI.35) будут иметь вид:

$$\omega = \sum_{j=1}^k F_j; S_y^\omega = \sum_{j=1}^k F_j z_j; S_z^\omega = \sum_{j=1}^k F_j y_j;$$

$$J_y^\omega = \sum_{j=1}^k F_j \left(\frac{h_j^2}{12} + z_j^2 \right); J_z^\omega = \sum_{j=1}^k F_j \left(\frac{b_j^2}{12} + y_j^2 \right); J_{yz}^\omega = \sum_{j=1}^k F_j z_j y_j.$$

Если среди элементов имеется прямоугольный треугольник с катетами h_j и b_j , параллельными осям z и y соответственно, то его характеристики определяются по формулам:

$$F_j = \frac{1}{2} b_j h_j; S_y^{F_j} = F_j z_j; S_z^{F_j} = F_j y_j; J_y^{F_j} = F_j \left(\frac{h_j^2}{18} + z_j^2 \right);$$

$$J_z^{F_j} = F_j \left(\frac{b_j^2}{18} + y_j^2 \right); J_{yz}^{F_j} = F_j \left(-\frac{h_j b_j}{36} + z_j y_j \right).$$

Если один из катетов треугольника направлен в противоположную сторону (рис. VI.14), то знак перед членом $\frac{h_j b_j}{36}$ следует изменить на обратный; если оба катета имеют противоположное направление, то знак остается без изменений.

В некоторых случаях представляет интерес максимальная величина зазора Δ , образующегося при раскрытии стыка. Особенный интерес зазор Δ представляет для стыков, которые должны обеспечивать не только прочность, но и герметичность конструкции, например для стыковых соединений крышек гидротурбин. При помощи рис. VI.14 определяем

$$\Delta = 2 (a + bz + cy) t,$$

где t — толщина фланца;

z, y — координаты точки стыка, наиболее удаленной от нейтральной линии со стороны открытия стыка.

В случае плоского изгиба полученные выше формулы значительно упрощаются.

Если изгиб происходит относительно нейтральной оси, параллельной оси y , то формулы принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} (E_{\sigma a}) &= \frac{B_1}{A_{11} - \frac{1}{z^*} A_{12}}; & (E_{\sigma b}) &= -\frac{(E_{\sigma a})}{z^*}; \\ (E_{\sigma c}) &= 0; & \Phi_2 &= B_3; \\ \Phi_2 &= B_1 \frac{A_{31} - \frac{1}{z^*} A_{32}}{A_{11} - \frac{1}{z^*} A_{12}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.356})$$

Эти формулы можно использовать для расчетов кольцевых стыков (фланец лопасти, подшипник направляющей лопатки и т. д.), а также для приближенного расчета стыкового соединения крышки гидротурбины.

В последнем случае полагают, что нейтральная линия стыка расположена горизонтально, т. е. параллельно оси y . Приближенный расчет стыкового соединения крышки дает несколько заниженные значения напряжений и зазоров.

Расчет стыковых соединений на кручение

В поперечных сечениях осесимметрично нагруженных кольцевых деталей не возникает крутящего момента. Поэтому расчет стыковых соединений крышки, верхнего кольца направляющего аппарата и других осесимметрично нагруженных деталей гидротурбин производится по описанной выше методике.

В то же время при более сложных нагружениях кольцевых деталей (например, регулирующее кольцо направляющего аппарата) в стыковых соединениях возникают крутящие моменты. Существенные крутящие моменты могут действовать также в некоторых стыковых соединениях некольцевых деталей (стыковое соединение фланца лопасти и т. п.). В этих случаях расчет стыкового соединения необходимо дополнить расчетом на кручение.

Крутящий момент в стыке $M_{кр}$ воспринимается силами трения, распределенными по сжатой поверхности стыка, а также шпонками, штифтами или припасованными болтами. В существующих конструкциях, как правило, применяют два штифта, либо два болта, что является вполне достаточным с точки зрения кинематики. В таких конструкциях касательные напряжения в штифтах или болтах определяются по формуле

$$\tau = \begin{cases} \frac{M_{кр} - M_{тр}}{lF_{ср}} & \text{при } M_{кр} > M_{тр} \\ 0 & \text{при } M_{кр} < M_{тр}, \end{cases} \quad (\text{VI.40})$$

где $F_{ср}$ — площадь среза штифта (болта);

l — расстояние между штифтами (болтами);

$M_{тр}$ — предельный крутящий момент, воспринимаемый силами трения в стыке.

Момент $M_{тр}$ зависит от нормальных напряжений в сжатой части стыка и определяется по формуле

$$M_{тр} = - \int_{\omega} \mu \sigma_{ср} r dF, \quad (\text{VI.41})$$

где $\sigma_{ср}$ — напряжения в стыке по формуле (VI.32);

r — радиус-вектор, проведенный из центра кручения в рассматриваемую точку стыка;

μ — коэффициент трения в стыке;

ω — площадь сжатой части стыка.

Для случая, когда напряжение $\sigma_{ср}$ равномерно распределено по всей рабочей поверхности стыка $F_{раб}$, обобщая формулу И. А. Биргера на случай действия нормальной растягивающей силы N , получим [10]

$$M_{тр} = \mu \left(\sigma_0 F_0 - \frac{N}{\gamma} \right) \frac{S_p}{F_{раб}}, \quad (\text{VI.42})$$

где $S_p = \int r dF$ — полярный статический момент стыка.

Если стык имеет форму прямоугольника шириной b и высотой h , то для S_p можно получить формулу

$$S_p = \frac{b^3}{12} \left\{ \frac{\sin \varphi}{\cos^2 \varphi} + \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\varphi}{2} + \frac{\pi}{4} \right) + \left(\frac{h}{b} \right)^3 \times \right. \\ \left. \times \left[\frac{\sin \psi}{\cos^2 \psi} + \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\psi}{2} + \frac{\pi}{4} \right) \right] \right\}; \quad (\text{VI.43}) \\ \varphi = \operatorname{arctg} \frac{h}{b}; \quad \psi = \frac{\pi}{2} - \varphi.$$

Точное определение $M_{тр}$ представляет большие трудности, особенно при раскрытии стыка. Поэтому $M_{тр}$ обычно не учитывается, запас прочности при этом увеличивается.

Если крутящий момент $M_{кр}$ воспринимается припасованными болтами, то к напряжениям (VI.40) необходимо прибавить касательные напряжения, возникающие при начальном затяге болтов и определяемые по формуле (VI.37). После этого надо вычислить приведенные напряжения в болтах и определить запасы прочности n_t и n_b .

8. ОБ УЧЕТЕ ВЛИЯНИЯ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ КРЫШКИ И ВЕРХНЕГО КОЛЬЦА

Крышка турбины при помощи фланцевого соединения скреплена с верхним кольцом направляющего аппарата, а последнее скреплено фланцевым соединением с кольцом статора. Болты фланцевых соединений оказывают существенное влияние на величину деформации крышки.

Приближенный способ учета влияния жесткости фланцев на деформацию верхнего кольца направляющего аппарата предложил Л. М. Качанов (см. 1-е издание настоящей книги). Однако этот способ не учитывает силу начального затяга болтов (шпилек) фланцевого соединения, а также силу

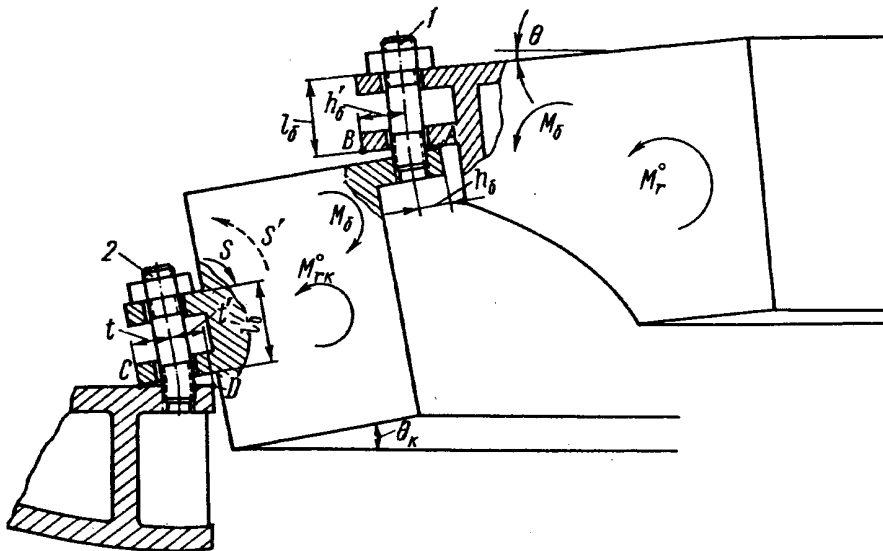


Рис. VI.15. К совместному расчету крышки и верхнего кольца направляющего аппарата

взаимодействия верхнего кольца с крышкой. Этот же способ Г. Х. Франк-Каменецкий в работе [102] применил для оценки влияния жесткости фланцевого соединения на деформации крышки; при этом он исходил из предположения об абсолютной жесткости верхнего кольца направляющего аппарата и не учел силы начального затяга болтов. Ниже излагается совместный расчет крышки и верхнего кольца направляющего аппарата.

Пусть радиальный момент внешних сил на крышку равен M_r^0 , а радиальный момент на верхнее кольцо направляющего аппарата $M_{гк}^0$ (рис. VI.15). Под действием этих моментов крышка и кольцо стремятся повернуться на углы θ и θ_k , которые определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \frac{M_r^0}{2\pi E n} ; \\ \theta_k &= \frac{M_{гк}^0}{2\pi E_k n_k} , \end{aligned} \right\} \quad (VI.44)$$

где E, E_{κ} — модули нормальной упругости материалов крышки и кольца;
 n, n_{κ} — геометрические характеристики крышки и кольца, определяемые по формулам (VI.6).

Однако свободному повороту крышки и кольца препятствуют добавочные моменты M_{δ} и S (рис. VI.15), возникающие при раскрытии стыков во фланцевых соединениях крышки с кольцом и кольца со статором. В результате этого углы поворота крышки и кольца принимают некоторые новые значения $\bar{\theta}$ и $\bar{\theta}_{\kappa}$:

$$\left. \begin{aligned} \bar{\theta} &= \frac{M_r^0 + M_{\delta}}{2\pi E n}; \\ \bar{\theta}_{\kappa} &= \frac{M_{r\kappa}^0 - M_{\delta} - S}{2\pi E_{\kappa} n_{\kappa}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.45})$$

Для определения моментов M_{δ} и S необходимо определить усилия в болтах фланцевых соединений.

При этом следует различать два возможных случая: $\theta < \theta_{\kappa}$ и $\theta > \theta_{\kappa}$.

Случай 1: $\theta < \theta_{\kappa}$. Рассмотрим два варианта.

В а р и а н т 1: $\theta_{\kappa} > 0$. В этом случае может произойти раскрытие стыков между фланцами путем их взаимных поворотов вокруг точек A и C (рис. VI.15).

Усилия в болтах l , скрепляющих фланцы крышки и кольца, определяются по формуле

$$T_{\delta} = T_0 + \frac{E_{\delta} F_{\delta} h_{\delta}}{l_{\delta}} (\theta_{\kappa} - \theta), \quad (\text{VI.46})$$

где E_{δ}, F_{δ} — модули упругости материала болта и площадь его поперечного сечения;

$T_0 = \sigma_0 F_{\delta}$ — сила начального затяга болтов;

σ_0 — напряжение начального затяга болтов.

Остальные обозначения см. на рисунке.

Добавочный радиальный момент, действующий на крышку и кольцо со стороны n_{δ} болтов, можно найти из выражения

$$M_{\delta} = T_{\delta} n_{\delta} h_{\delta} = a + b (\bar{\theta}_{\kappa} - \bar{\theta}), \quad (\text{VI.47})$$

где

$$\left. \begin{aligned} a &= T_0 n_{\delta} h_{\delta}; \\ b &= \frac{n_{\delta} E_{\delta} F_{\delta} h_{\delta}^2}{l_{\delta}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.48})$$

Аналогичны сила и момент, действующие на кольцо направляющего аппарата со стороны n'_{δ} болтов, крепящих кольцо к статору,

$$\left. \begin{aligned} T'_{\delta} &= T'_0 + \frac{E'_{\delta} F'_{\delta} t}{l'_{\delta}} \bar{\theta}_{\kappa}; \\ S &= T'_{\delta} n'_{\delta} t = c + d \bar{\theta}_{\kappa}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.49})$$

где

$$\left. \begin{aligned} c &= T'_0 n'_{\delta} t; \\ d &= \frac{n'_{\delta} E'_{\delta} F'_{\delta} t^2}{l'_{\delta}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.50})$$

Подставляя выражения (VI.47) и (VI.49) в формулы (VI.45) и решая их относительно $\bar{\theta}$ и $\bar{\theta}_\kappa$, получим:

$$\bar{\theta} = \alpha\theta; \quad \bar{\theta}_\kappa = \beta\theta_\kappa, \quad (\text{VI.51})$$

где θ , θ_κ — углы поворота крышки и кольца, вычисленные по формулам (VI.44) и полученные без учета влияния фланцевых соединений.

Безразмерные коэффициенты α и β учитывают влияние фланцев на деформации крышки и кольца и определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \frac{1 + \frac{a}{M_r^0} + \frac{b \left(\frac{M_{r\kappa}^0}{M_r^0} - \frac{a}{M_r^0} - \frac{c}{M_r^0} \right)}{2\pi E_\kappa n_\kappa + b + d}}{1 + \frac{b}{2\pi E n} - \frac{b^2}{2\pi E n (2\pi E_\kappa n_\kappa + b + d)}}; \\ \beta &= \frac{1 - \frac{a}{M_{r\kappa}^0} - \frac{c}{M_{r\kappa}^0} + \frac{b\alpha\theta}{M_{r\kappa}^0}}{1 + \frac{b + d}{2\pi E_\kappa n_\kappa}}. \end{aligned} \right\} (\text{VI.52})$$

В а р и а н т 2: $\theta_\kappa < 0$.

В этом случае возникает момент S' , направленный в сторону, противоположную направлению S (показан штриховой линией на рис. VI.15). Вследствие этого некоторые из приведенных выше формул изменяются и принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} T'_\delta &= T'_0 - \frac{E'_\delta F'_\delta t'}{l'_\delta} \bar{\theta}_\kappa; \\ S' &= T'_\delta n'_\delta t' = c' - d' \bar{\theta}_\kappa, \end{aligned} \right\} (\text{VI.53})$$

где

$$\left. \begin{aligned} c' &= T'_0 n'_\delta t'; \\ d' &= \frac{n'_\delta E'_\delta F'_\delta t'^2}{l'_\delta}; \end{aligned} \right\} (\text{VI.54})$$

$$\bar{\theta}_\kappa = \frac{M_{r\kappa}^0 - M_\delta + S'}{2\pi E_\kappa n_\kappa}, \quad (\text{VI.55})$$

а выражения углов поворота крышки и кольца становятся следующими:

$$\left. \begin{aligned} \bar{\theta} &= \alpha\theta; \\ \bar{\theta}_\kappa &= \beta\theta_\kappa, \end{aligned} \right\} (\text{VI.56})$$

где

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \frac{1 + \frac{a}{M_r^0} + \frac{b \left(\frac{M_{r\kappa}^0}{M_r^0} - \frac{a}{M_r^0} + \frac{c'}{M_r^0} \right)}{2\pi E_\kappa n_\kappa + b + d'}}{1 + \frac{b}{2\pi E n} - \frac{b^2}{2\pi E n (2\pi E_\kappa n_\kappa + b + d')}}; \\ \beta &= \frac{1 - \frac{a}{M_{r\kappa}^0} + \frac{c'}{M_{r\kappa}^0} + \frac{b\alpha\theta}{M_{r\kappa}^0}}{1 + \frac{b + d'}{2\pi E_\kappa n_\kappa}}. \end{aligned} \right\} (\text{VI.57})$$

Если пренебречь взаимодействием кольца с крышкой ($a = b = 0$) и силой начального затяга болтов ($c' = 0$), то из приведенных выше формул получается следующее выражение для β :

$$\beta^* = \frac{1}{1 + \frac{d'}{2\pi E_{\kappa} n_{\kappa}}}, \quad (\text{VI.58})$$

которое совпадает с формулой Л. М. Качанова, приводимой в 1-м издании книги.

Если же принять верхнее кольцо направляющего аппарата абсолютно жестким ($n \rightarrow \infty$) и пренебречь силой начального затяга болтов ($a = 0$), то получается следующее выражение для α :

$$\alpha^* = \frac{1}{1 + \frac{b}{2\pi E n}}, \quad (\text{VI.59})$$

которое совпадает с выражением, приводимым в работе [102]. Очевидно, что такое упрощение является необоснованным.

Подсчитанные по формулам (VI.51) или (VI.56) значения углов $\bar{\theta}$ и $\bar{\theta}_{\kappa}$ должны удовлетворять неравенству

$$\bar{\theta} < \bar{\theta}_{\kappa}. \quad (\text{VI.60})$$

Если это условие окажется не выполненным, то ясно, что стык между фланцами крышки и верхнего кольца не раскрывается, а крышка и верхнее кольцо работают как единая кольцевая деталь. В этом случае для расчета кольца и крышки надо определить для них единые значения геометрических характеристик n и l , вычислить общие для крышки и кольца радиальный момент M_r^0 и радиальную силу P_r^0 , а затем применять формулы (VI.13)—(VI.16).

Случай II: $\theta > \theta_{\kappa}$. Здесь также надо рассмотреть два варианта. В а р и а н т 1: $\theta_{\kappa} > 0$. В этом случае также может произойти раскрытие стыков между фланцами, но в отличие от случая I поворот фланцев происходит вокруг точки B (рис. VI.15).

В результате усилия в болтах l и добавочный момент от этих усилий равны:

$$T_{\delta} = T_0 + \frac{E_{\delta} F_{\delta} h'_{\delta}}{l_{\delta}} (\theta' - \theta'_{\kappa}); \quad (\text{VI.61})$$

$$M'_{\delta} = T_{\delta} n_{\delta} h'_{\delta} = a' + b' (\theta' - \theta'_{\kappa}), \quad (\text{VI.62})$$

где

$$\left. \begin{aligned} a' &= T_0 n_{\delta} h'_{\delta}; \\ b' &= \frac{n_{\delta} E_{\delta} F_{\delta} h'^2_{\delta}}{l_{\delta}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.63})$$

Сила и момент, действующие на кольцо направляющего аппарата со стороны болтов 2, определяются так же, как и в случае I по формулам (VI.49).

Углы поворота крышки и кольца с учетом изменения направления и величины момента M_{δ} можно записать в виде (рис. VI.15):

$$\left. \begin{aligned} \theta' &= \frac{M_r^0 - M'_{\delta}}{2\pi E n}; \\ \theta'_{\kappa} &= \frac{M_{r\kappa}^0 + M'_{\delta} - S}{2\pi E_{\kappa} n_{\kappa}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.64})$$

Подставляя значения (VI.49) и (VI.62) в уравнения (VI.64) и решая их относительно θ' и θ'_κ , получим:

$$\left. \begin{aligned} \theta' &= \alpha' \theta; \\ \theta'_\kappa &= \beta' \theta_\kappa, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.65})$$

где θ , θ_κ — углы поворота крышки и кольца, вычисленные по формулам (VI.44) и полученные без учета влияния фланцевых соединений.

Безразмерные коэффициенты α' и β' , учитывающие влияние фланцев, определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \alpha' &= \frac{1 - \frac{a'}{M_r^0} + \frac{b' \left(\frac{M_{r\kappa}^0}{M_r^0} + \frac{a'}{M_r^0} - \frac{c}{M_r^0} \right)}{2\pi E_\kappa n_\kappa + b' + d}}{1 + \frac{b'}{2\pi E n} - \frac{b'^2}{2\pi E n (2\pi E_\kappa n_\kappa + b' + d)}}; \\ \beta' &= \frac{1 + \frac{a'}{M_{r\kappa}^0} - \frac{c}{M_{r\kappa}^0} + \frac{b' \alpha' \theta}{M_{r\kappa}^0}}{1 + \frac{b' + d}{2\pi E_\kappa n_\kappa}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.66})$$

В а р и а н т 2: $\theta_\kappa < 0$. В этом случае, как было показано выше, возникает момент S' , определяемый по формуле (VI.53) и показанный штриховой линией на рис. VI.15. Подставляя значение (VI.53) в формулы (VI.64) и учитывая в последних изменение знака S , можно получить следующие выражения для углов поворота крышки и кольца:

$$\left. \begin{aligned} \theta' &= \alpha' \theta; \\ \theta'_\kappa &= \beta' \theta_\kappa, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.67})$$

где

$$\left. \begin{aligned} \alpha' &= \frac{1 - \frac{a'}{M_r^0} + \frac{b' \left(\frac{M_{r\kappa}^0}{M_\kappa^0} + \frac{a'}{M_r^0} + \frac{c'}{M_r^0} \right)}{2\pi E_\kappa n_\kappa + b' + d'}}{1 + \frac{b'}{2\pi E n} - \frac{b'^2}{2\pi E n (2\pi E_\kappa n_\kappa + b' + d')}}; \\ \beta' &= \frac{1 + \frac{a'}{M_{r\kappa}^0} + \frac{c'}{M_{r\kappa}^0} + \frac{b' \alpha' \theta}{M_{r\kappa}^0}}{1 + \frac{b' + d'}{2\pi E_\kappa n_\kappa}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.68})$$

Подсчитанные по формулам (VI.65) или (VI.67) значения углов θ' и θ'_κ должны удовлетворять неравенству

$$\theta' > \theta'_\kappa. \quad (\text{VI.69})$$

Если это условие не выполняется, то стык между фланцами крышки и верхнего кольца направляющего аппарата не раскрывается, а крышка и верхнее кольцо работают как единая кольцевая деталь. Расчет в этом случае проводится по формулам (VI.13)—(VI.16), рассматривая крышку и кольцо как единую кольцевую деталь.

Напряжения в крышке и в верхнем кольце направляющего аппарата с учетом влияния фланцев определяются для случая I при $\theta_k > 0$ по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_t &= -\alpha \frac{M_r^0}{2\pi l} \cdot \frac{z}{r} - \frac{P_r^0}{2\pi l} \cdot \frac{1}{r}; \\ \sigma_t &= -\beta \frac{M_{rk}^0}{2\pi l_k} \cdot \frac{z}{r} - \frac{P_{rk}^0}{2\pi l_k} \cdot \frac{1}{r}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.70})$$

Для других возможных случаев коэффициенты α и β заменяются соответствующими им другими коэффициентами (α , β и т. д.).

В заключение отметим, что влияние фланцев сводится к увеличению жесткости одной из двух деталей и уменьшению жесткости другой, поэтому говорить об «ужесточающем влиянии фланцев» не правильно. В частности, можно указать такие случаи, когда жесткость крышки турбины в результате ее взаимодействия с верхним кольцом направляющего аппарата не увеличивается, а уменьшается (например, случай II при $M_r^0 < 0$).

На турбинах Волжской ГЭС производились экспериментальные исследования деформаций верхнего кольца направляющего аппарата на одной из турбин. Для этого замерялись торцевые зазоры между нижним и верхним кольцами направляющего аппарата и направляющими лопатками в точках А, Б и В (рис. VI.16).

Деформации верхнего кольца были вызваны приложением весовых нагрузок от деталей направляющего аппарата и веса ротора агрегата, передаваемого через опору пяты, установленную на крышке турбины.

Для получения достаточно точных данных о характере деформации верхнего кольца деформации измерялись и в процессе монтажа агрегата при действии различных весовых нагрузок: веса направляющего аппарата, веса ротора генератора и веса ротора всего агрегата.

Замерами, произведенными на одной из турбин, было установлено, что при начальном нагружении верхнего кольца даже небольшой нагрузкой оно прогибается на значительную величину, при дальнейшем нагружении деформации растут медленнее.

При снятии нагрузки с верхнего кольца оно не возвращалось в прежнее положение. Видимо, имелись остаточные деформации. Следовательно, деформации верхнего кольца состоят из двух частей: упругой и неупругой. Неупругая деформация может быть за счет смятия гребешков на обработанных поверхностях, выбирания зазоров по поверхности соприкосновения фланцев и некоторой деформации стыковых фланцев.

Сопоставление упругой части деформаций верхнего кольца, определенных экспериментальными исследованиями и полученных расчетом для соответствующих точек, приведено в табл. VI.6.

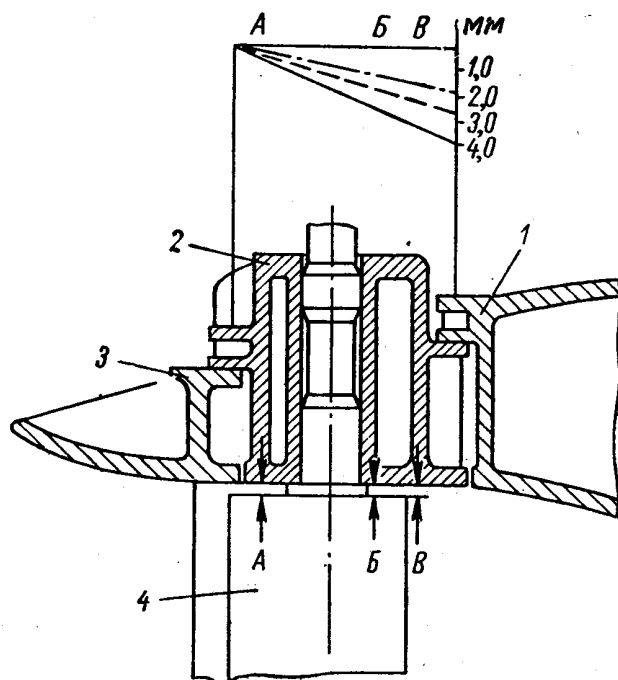


Рис. VI.16. К замеру деформации верхнего кольца:

1—крышка турбины; 2—верхнее кольцо; 3—статор; 4—направляющая лопатка

Сопоставление деформаций расчетных и экспериментальных

Деформации	Точки		
	А в мм	Б в мм	В в мм
Расчетные при $\beta = 1$	0,74	2,29	3,25
» » $\beta = 0,79$ (без учета начального затяга)	0,58	1,81	2,56
Расчетные при $\beta = 0,68$ (с учетом начального затяга)	0,51	1,56	2,20
Экспериментальные	0,61	1,59	1,80

При теоретическом определении перемещений расчет произведен в трех вариантах:¹

- 1) влияние фланцев не учитывалось ($\beta = 1$),
- 2) учитывалось влияние фланцевого соединения со статором при отсутствии начального затяга болтов ($\beta = 0,79$),
- 3) то же при напряжении начального затяга $\sigma_0 = 1000 \text{ кг/см}^2$ ($\beta = 0,68$).

Как видно из таблицы, деформации, подсчитанные с учетом начального затяга болтов, удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными.

9. О РАЦИОНАЛЬНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ КРЫШЕК ГИДРОТУРБИН

Крышка гидротурбины² является одной из наиболее металлоемких деталей турбины. Поэтому ее рациональное конструирование приводит к существенной экономии металла и труда. Материал крышки МСт.3. Напряжение допускает $\sigma = 1100 \div 1200 \text{ кг/см}^2$.

Таблица VI.7

Минимальная толщина наружного фланца крышки

Диаметр рабочего колеса турбины в м	Чистовая толщина в мм	Толщина заготовки в мм
До 4	35	45
От 4 до 5,5	40	50
Свыше 5,5	45	55

Крышки следует выполнять сварными. Конструирование надо начинать с определения внешнего контура крышки и действующих на нее нагрузок. Толщина проката, из которого выполняются те или иные элементы, должна определяться расчетом и той ролью, которую элемент играет в конструкции.

Толщина фланца s рассчитывается с учетом примыкающих к нему ребер. Если по расчету фланец оказывается слишком тонким, то это нежелательно из технологических соображений. В табл. VI.7 приводится рекомендуемая минимальная толщина опорного фланца.

Припуск для обработки опорной плоскости фланца не должен превышать 10 мм. Оптимальное количество ребер, примыкающих к фланцу, равно половине числу крепящих крышку шпилек. Толщина ребер принимается равной толщине вертикальной стенки 2 (см. рис. VI.3).

¹ В первом издании нет расчета при $\sigma_0 = 1000 \text{ кг/см}^2$.

² Материал настоящего параграфа написан И. И. Шпиро.

Ребра к фланцу привариваются К-образным швом с небольшим при­туплением в корне во избежание выруб­ки корня шва, к вертикальной стенке — угловым двусторонним швом. Если высота ребра равна или меньше ширины фланца, то все швы у ребер выполняются К-образными. При выборе высоты ребра следует учитывать, что недостаточно высокие ребра могут снизить момент сопротивления фланца. Поэтому отношение высоты ребра h к ширине фланца l_ϕ на участке одного ребра не должно быть меньше величины, определяемой по графику рис. VI.17.

Опорный фланец 1 (см. рис. VI.3) не следует выполнять двойным, так как двойной фланец технологически сложнее, обходится дороже и тре­бует большего количества металла.

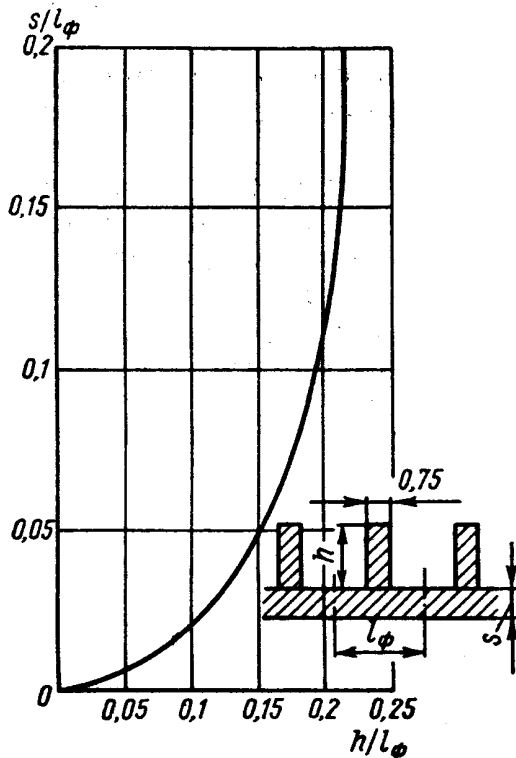


Рис. VI.17. Зависимость минимальной высоты ребер от толщины и ширины фланца

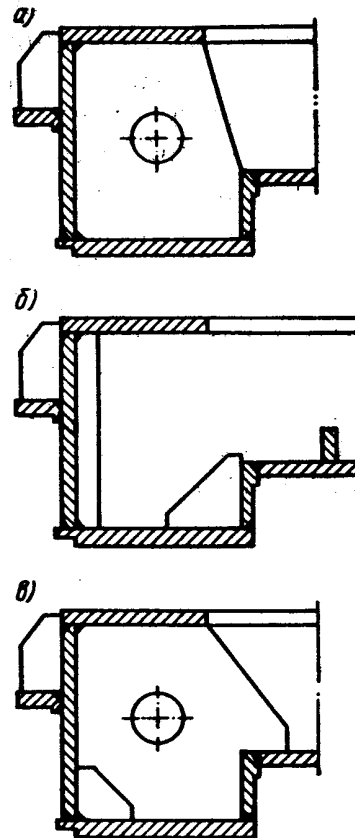


Рис. VI.18. Дополни­тельные ребра в крышках гид­ротурбин

Толщину вертикальной стенки 2, к которой приваривается фланец, принимают $s_c = 0,7s$.

Толщина верхней полки 3 не должна превышать толщины вертикальной стенки. Толщина нижних полок (листов) определяется тангенциальными и дополнительными (местными) напряжениями (см. выше). При выборе толщины полок полезно помнить, что толщина листов на периферии крышки относительно мало влияет на ее общую прочность. Это связано с тем, что максимальные тангенциальные напряжения имеют место в элементах, расположенных ближе к оси крышки. Поэтому, если требуется понизить уровень максимальных тангенциальных напряжений, то усиливать (утолщать) надо центральные кольцевые элементы крышки.

Количество основных радиальных ребер принимается равным половине числу направляющих лопаток. Толщина их определяется из условий прочности на сдвиг по формулам (VI.24) и (VI.26).

Для крышек радиально-осевых турбин рекомендуется принимать высоту ребра в самом тонком месте $h_p \geq 0,6h_k$, где h_k — максимальная толщина крышки. Ребра должны быть сплошными, так как они придают крышке значительную жесткость и прочность, позволяя одновременно резко

сократить расход металла. Это объясняется тем, что при сплошных ребрах их число может быть значительно уменьшено по сравнению с конструкциями, снабженными контурными ребрами. Так, например, для одной из крупных турбин ЛМЗ была изготовлена опытная крышка со сплошными ребрами, число которых было уменьшено вдвое по сравнению с серийными крышками, имеющими контурные ребра. Это позволило сократить расход проката на опытную крышку на 30%, причем жесткость и прочность ее оказались не меньшими, чем у серийных крышек.

Если в ребрах необходимы отверстия, то они должны быть небольшими и иметь круглую форму, ибо всякая другая форма создает большие местные напряжения. При расчете ребер с отверстиями напряжения в них определяются с учетом концентрации по формулам (VI.27).

В тех случаях, когда в нижнем поясе крышки возникают большие местные напряжения от изгиба гидростатическим давлением, для снижения этих напряжений целесообразны наряду с основными также дополнительные ребра. Примеры некоторых дополнительных ребер показаны на рис. VI.18, *а, б, в*.

Сечения радиальных сварных швов, соединяющих ребра с кольцевыми элементами крышки, должны выбираться на основании расчета; при этом, как правило, необходимая толщина швов получается значительно меньше, чем толщина листов кольцевых элементов. Кольцевые сварные швы, например швы № 1—4 (рис. VI.3), нагружены весьма мало, их толщина не должна превышать значения, при котором момент сопротивления швов равен половине момента сопротивления соединяемых ими листов.

1. КОНСТРУКЦИИ РАБОЧИХ КОЛЕС

Рабочие колеса радиально-осевого типа применяются для широкого диапазона напоров и коэффициентов быстроходностей n_s . На рис. VII.1 видно, как меняется форма проточной части рабочего колеса радиально-осевого типа в зависимости от быстроходности в пределах от $n_s = 60$ до $n_s = 400$. При малой быстроходности ($n_s = 60$) входная кромка лопасти колеса 1 располагается обычно в вертикальной плоскости на большем, чем выходная кромка 3, диаметре.

Выходная кромка располагается на поверхности, приближающейся к горизонтальной плоскости. Профили верхнего 2 и нижнего 4 ободов колеса сходны между собой. Ступица колеса 5 примыкает к верхнему ободу 2. Относительная высота входного отверстия рабочего колеса b_0/D невелика. Лопасть рабочего колеса вытянута от входной кромки к выходной при относительно малой ширине проходного канала. Для колеса большей быстроходности ($n_s = 190$) характерно, что профиль верхнего 2 и нижнего 4 ободов существенно отличаются друг от друга, входная 1 и выходная 3 кромки лопасти расположены сравнительно недалеко друг от друга, приблизительно по коническим поверхностям. Отношение b_0/D в данном случае больше. Входной D_1 и выходной D_2 диаметры колеса почти равны между собой.

Для рабочего колеса еще большей быстроходности ($n_s = 400$) длина лопасти становится еще меньшей, отношение b_0/D еще большим. Верхний обод 2, по существу, сливается в одно целое со ступицей рабочего колеса 5. В данном случае $D_2 > D_1$.

Зависимость профилей основных элементов рабочего колеса — лопасти, верхнего и нижнего ободьев и ступицы — от быстроходности обуславливает необходимость различных конструктивных решений рабочих колес.

В настоящее время применяются рабочие колеса радиально-осевого типа со штампованными лопастями, залитыми в нижний и верхний ободы; цельнолитой конструкции с профилированными лопастями; составные из сварнолитых конструкций. В зависимости от размеров колеса могут быть цельными или разъемными на несколько частей, соединяемых между собой специальными деталями или сваркой.

На рис. VII.2 показано колесо со штампованными лопастями. Стальные штампованные лопасти 2 залиты в чугунную ступицу 1 и нижний обод 3. Такие рабочие колеса применяются для турбин небольшой мощности и небольшого размера. При диаметре колеса $D_1 = 1,0$ м толщина лопасти равна $s_1 \approx 10$ мм, глубина заложения лопасти в ступицу и обод $s_2 \approx 30 \div 40$ мм. Входная кромка закругляется радиусом, равным половине толщины лопасти $R = 0,5s_1$, а выходная заостряется до радиуса $R = 1 \div 2$ мм. Кромки лопастей обрабатывают под «ласточкин хвост» или выполняют в них круглые отверстия, а затем заливают в обод и ступицу.

Лопasti штамуются с помощью специально изготовленных чугуных штампов. При формовке для отливки ступицы и обода рабочего колеса в форму вставляют стержень со стальными штампованными лопастями. При этом особое внимание уделяется правильному расположению лопастей в стержне, который изготовляют заранее в специальном ящике.

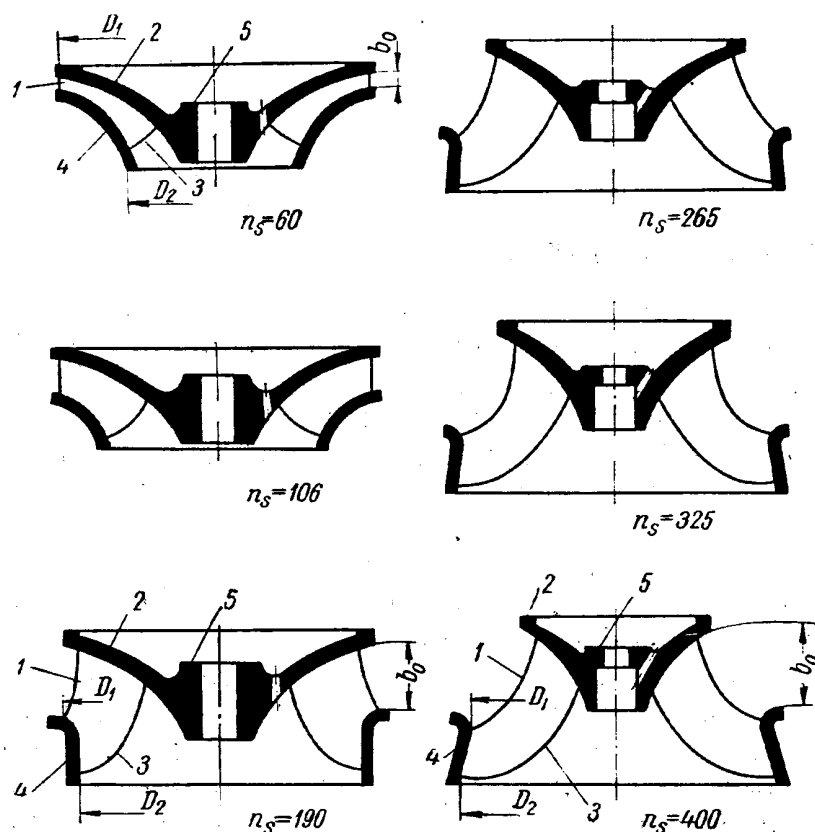


Рис. VII.1. Форма колес радиально-осевого типа равной быстроходности ($n_6 = 60 \div 400$)

На рис. VII.3 показано на транспортере изготовленное ЛМЗ рабочее колесо диаметром $D = 6,3$ м мощной турбины ($N = 180\,000$ квт, $H = 57,5$ м, $n = 100$ об/мин). Верхний обод лопасти и нижний обод сварены между собой и представляют единую конструкцию.

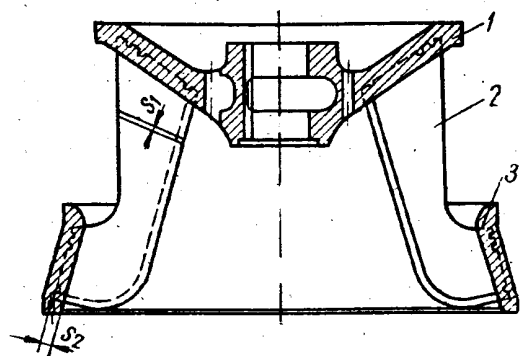


Рис. VII.2. Колесо радиально-осевого типа со штампованными лопастями

Обычно количество лопастей колеса равно 14—18.

Профиль лопасти, ее конфигурация и расположение между верхним и нижним ободами имеет большое значение для энергетических показателей колеса. Поэтому при отливке и обработке колеса обращают большое внимание на правильное положение лопастей и их конфигурацию.

При изготовлении модели для отливки колеса сами лопасти задаются двумя проекциями (меридиональной и планом), выполненными обычно в натуральную величину. На эти проекции наносятся сечения плоскостями, перпендикулярными оси рабочего колеса, как показано на рис. VII.4.

Меридиональная проекция получается совмещением путем поворота вокруг оси рабочего колеса точек входной и выходной кромок лопасти в одной плоскости, проходящей через эту ось. Поэтому расстояние от точек лопасти до оси турбины не искажается (цилиндрические проекции).

На плане изображены профили сечения лопасти плоскостями, перпендикулярными оси турбины. Вогнутые стороны сечений изображены сплошными линиями, выпуклые — штриховыми. После отливки лопасти механической обработке подвергаются только входная и выходная кромки, которые закругляются по специальным шаблонам. Сами лопасти не обрабатываются. Поверхности лопастей, ступицы и обода, ограничивающие межлопастные каналы, не могут быть обработаны на станке, и всякие дефекты приходится исправлять с помощью наплавки металла с последующей зачисткой его. Поверхности лопастей лишь зашлифовываются. Поэтому при отливке колеса обращают особое внимание на правильное положение лопастей. Применяют специальные формовочные материалы, окра-

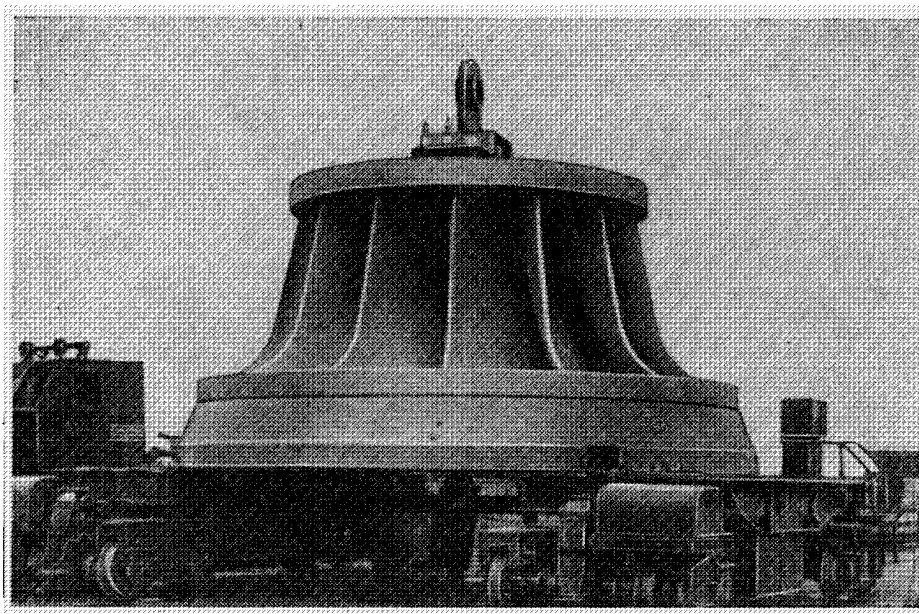


Рис. VII.3. Цельнолитое колесо радиально-осевого типа

шивают поверхности лопастей специальным противопригарным составом, чтобы получить поверхности лопасти и ободьев возможно более гладкими и правильной формы.

При недостаточно хорошей отливке приходится затрачивать много ручного труда для предварительной обрубки и последующего шлифования поверхностей рабочего колеса.

После изготовления рабочего колеса помимо обычных методов контроля, проверки геометрических размеров и формы проточной части обязательно проводят проверку «расстояний в свету» a_0 лопастей колеса.

Расстояние в свету a_0 есть наикратчайшее расстояние от точек выходной кромки данной лопасти до поверхности соседней лопасти. Это расстояние по существу определяет минимальное проходное отверстие рабочего колеса, которое обеспечивает его пропускную способность и, следовательно, мощность, которую может дать колесо при данном напоре.

Расстояние в свету a_0 определяется по меридиональной проекции и плану, указанным на рис. VII.4, следующим методом: на выходной кромке лопасти фиксируются точки S_2, S_3, S_4 путем засечения их дугами радиусов r_2, r_3 и r_4 с центрами в точке S_1 . Точки S_1 и S_5 являются точками пересечения линий выходной кромки с поверхностями ступицы и обода. Далее через точки S_1, S_2, S_3, S_4 проводятся вертикали $S_1S'_1; S_2S'_2; S_3S'_3, S_4S'_4$.

На плане наносится линия SS' выходной кромки соседней лопасти, которая располагается под углом $\frac{2\pi}{z_1}$ к выходной кромке рассматриваемой

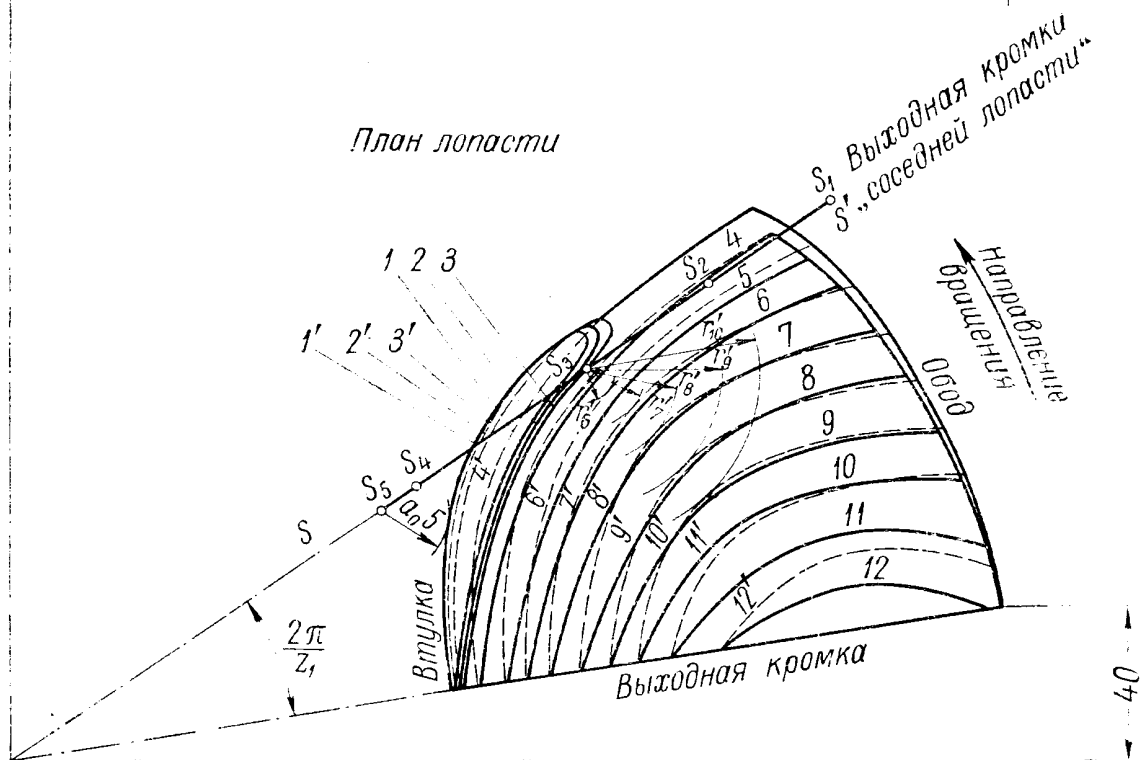
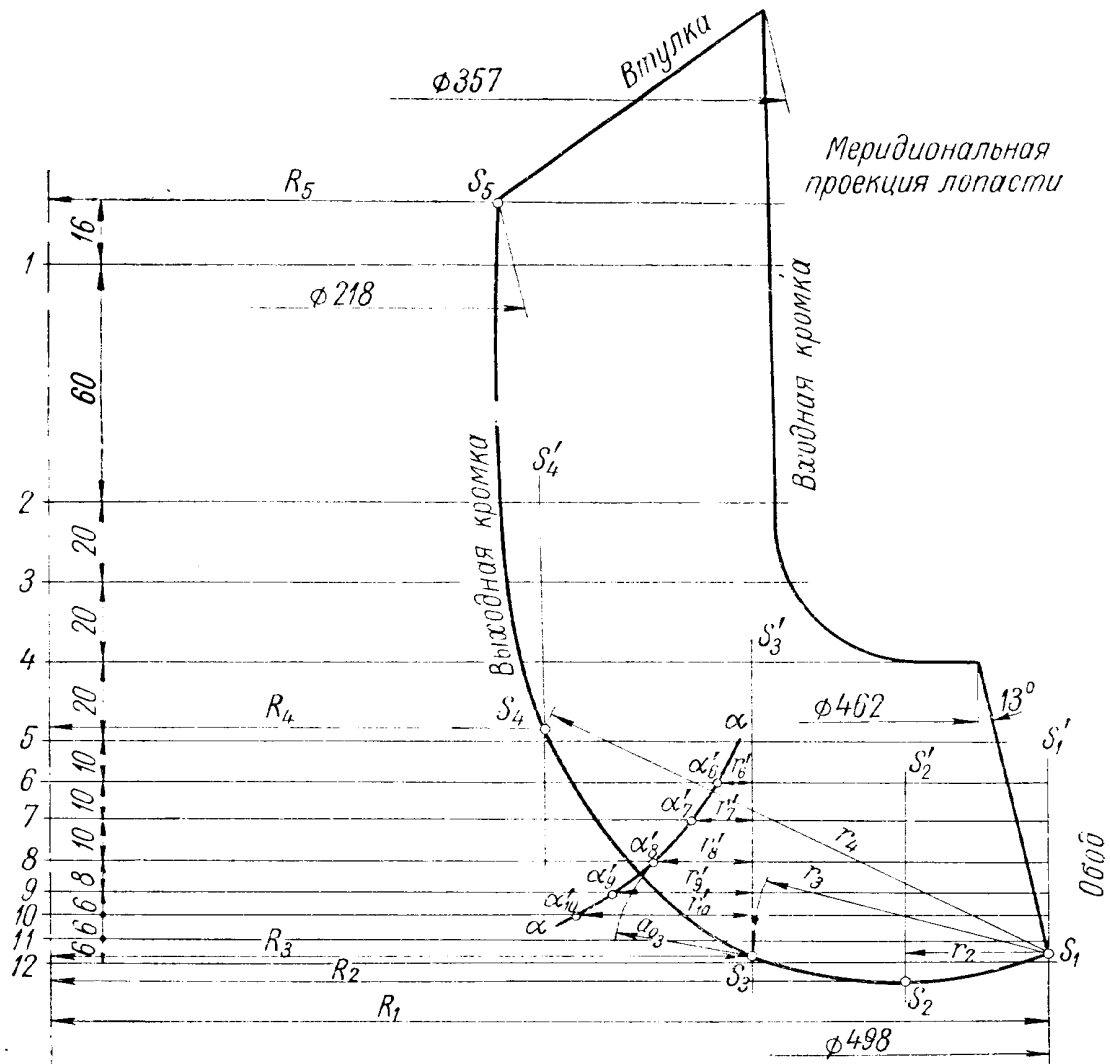


Рис. VII.4. Лопасть рабочего колеса радиально-осевого типа

лопасти. На этой линии наносятся точки S_1, S_2, S_3, S_4 и S_5 , которые засекаются от центра колеса соответственными радиусами R_1, R_2, R_3, R_4 и R_5 , взятыми с меридиональной плоскости. От каждой из точек S_1, S_2, S_3 и S_4 на плане определяются последовательно кратчайшие расстояния до ряда горизонтальных сечений выпуклой поверхности, рассматриваемой лопасти. Эти расстояния находятся дугами радиусов, например, из точки S_3 — $r'_{10}, r'_9, r'_8, r'_7$ и r'_6 . Радиусы $r'_{10}, r'_9, r'_8, r'_7$ и r'_6 откладываются на соответствующих параллелях 10, 9, 8, 7 и 6 меридиональной проекции, и через полученные точки $\alpha'_{10}, \alpha'_9, \alpha'_8, \alpha'_7, \alpha'_6$ проводится кривая $\alpha\alpha$. Если теперь на этой же проекции из точки S_3 провести дугу касательно к кривой $\alpha\alpha$, то радиус этой дуги будет искомым расстоянием в свету a_{03} . Для остальных точек S_1, S_2 и S_4 расстояние в свету a_{01}, a_{02} и a_{04} , определяется аналогично. Для точки S_5 расстояние в свету определяется как радиус дуги с центром в точке S_5 , касательной к кривой сечения 1 выпуклой поверхности лопасти, так как в этом месте поверхность лопасти практически цилиндрическая и имеет почти вертикальные образующие.

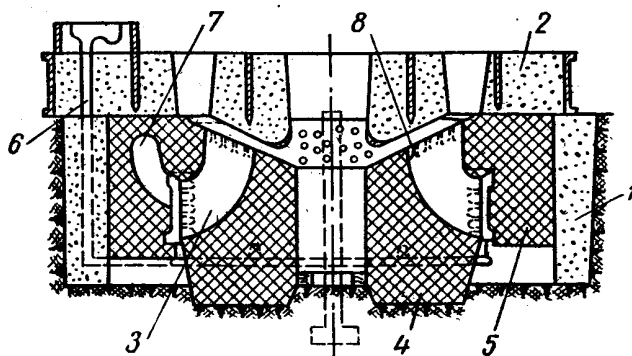


Рис. VII.5. Формовка рабочего колеса для отливки

На рис. VII.5 показана схема формовки рабочего колеса радиально-осевого типа. Формовка обычно производится в специальном кессоне 1. Сверху расположена съемная опока 2. Формовку колеса производят с помощью стержневого ящика для межлопастного пространства. Лопасти 3 получают с помощью стержней 4 и 5, между которыми при формовке оставляют соответствующее свободное пространство, заполняемое металлом. Для упрочнения стержней в них предусматривают соответствующие каркасы, для отвода газов в стержнях делают специальные каналы.

Для качественной отливки ступицы и обода, где имеется большое скопление металла, предусматриваются соответствующие литники 6 и прибыли 7. В местах резких переходов сечений лопастей к ступице и ободу предусматриваются усадочные ребра 8 для предохранения от образования трещин.

При больших размерах выполнение цельных рабочих колес становится невозможным, так как они не укладываются в габариты подвижного железнодорожного состава. Приходится расчленять колеса на составные части.

Из практики отечественного гидротурбостроения в качестве примера можно указать колесо для турбины Днепрогэс, поставленное ЛМЗ. Его номинальный диаметр равен $D_1 = 5,45$ м, а наибольшие размеры равны 6380×3600 мм, вес колеса 92 т [46].

Осуществить транспортировку колеса такого большого размера удалось с помощью двух специальных тяжеловесных железнодорожных транспортеров грузоподъемностью 60 Т каждый, на которые устанавливалась специальная ферма. Рабочее колесо размещалось в ней таким образом, что до головки рельс от обода колеса оставалось 250 мм. Концы фермы опирались на специальные сферические опоры, которые позволяли грузу принять правильное положение при различных поперечных уклонах пути и в то же время передавали тяговое усилие 80 Т. Эти же опоры были необходимы и для перемещения транспортера по криволинейному железнодорожному пути.

На рис. VII.6 показана конструкция разъемного рабочего колеса, соединенного в единую конструкцию бандажами. Составные части колеса были выполнены при помощи отливки и сварки каждой половины. Колесо состоит из верхнего обода 1, лопастей 4 и нижнего обода 6. Обод имеет фланцы, с помощью которых его половины болтами 2 соединяются между собой. Болты в данной конструкции служат только для монтажных целей.

Соединение половин в единую конструкцию достигается с помощью верхнего бандаж 3, сечение которого выбрано с учетом восприятия силовых нагрузок от частей верхнего обода.

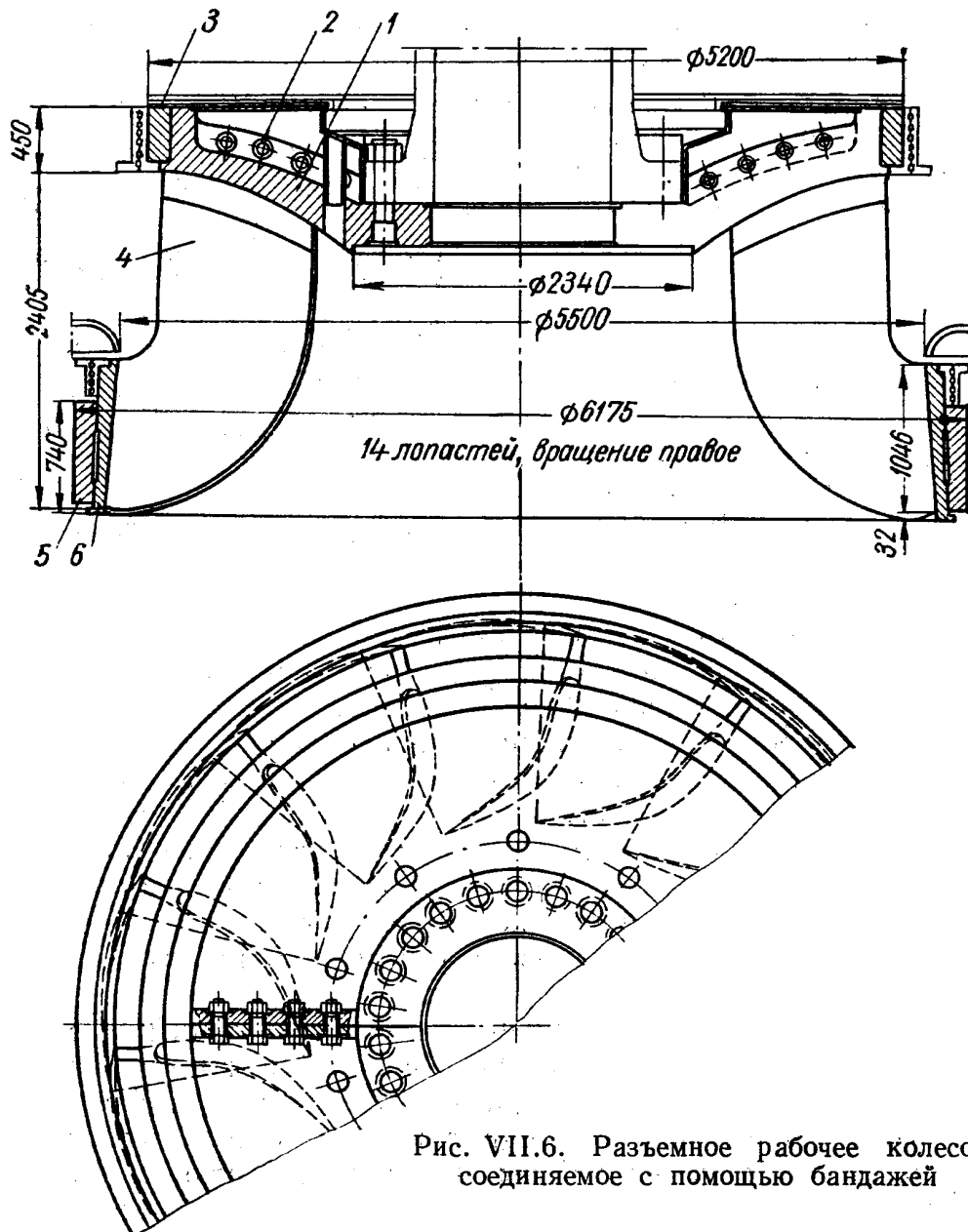


Рис. VII.6. Разъемное рабочее колесо, соединяемое с помощью бандажей

Лопастни рабочего колеса отливаются отдельно и затем присоединяются к верхнему и нижнему ободьям с помощью электросварки. На нижний обод 6 при монтаже насаживают бандаж 5. Половины колеса изготовляют на заводе и затем соединяют между собой с помощью цельнокованных бандажей, надеваемых при монтаже в горячем состоянии, что обеспечивает надежное напряженное соединение половин колеса.

Конструкция разъемного колеса с бандажами широко применяется в практике мирового гидротурбостроения. Недостатком ее является большой вес. Например, для турбин Днепрогэс составное колесо с бандажами, поставленное фирмой «Ньюпорт—Ньюс», весило на 12 т больше, чем цельнолитое колесо ЛМЗ.

Составное колесо с бандажами требует большого цикла изготовления и монтажа. Транспортировка цельных бандажей, имеющих большие габариты, также вызывает трудности. Применение бандажей требует точной обработки мест их сопряжения с колесом. Сам процесс надевания бандажа на обод колеса при монтаже представляет сложную технологическую операцию. Обычно бандаж надевают в нагретом состоянии, поэтому приходится предусматривать соответствующие нагревательные устройства.

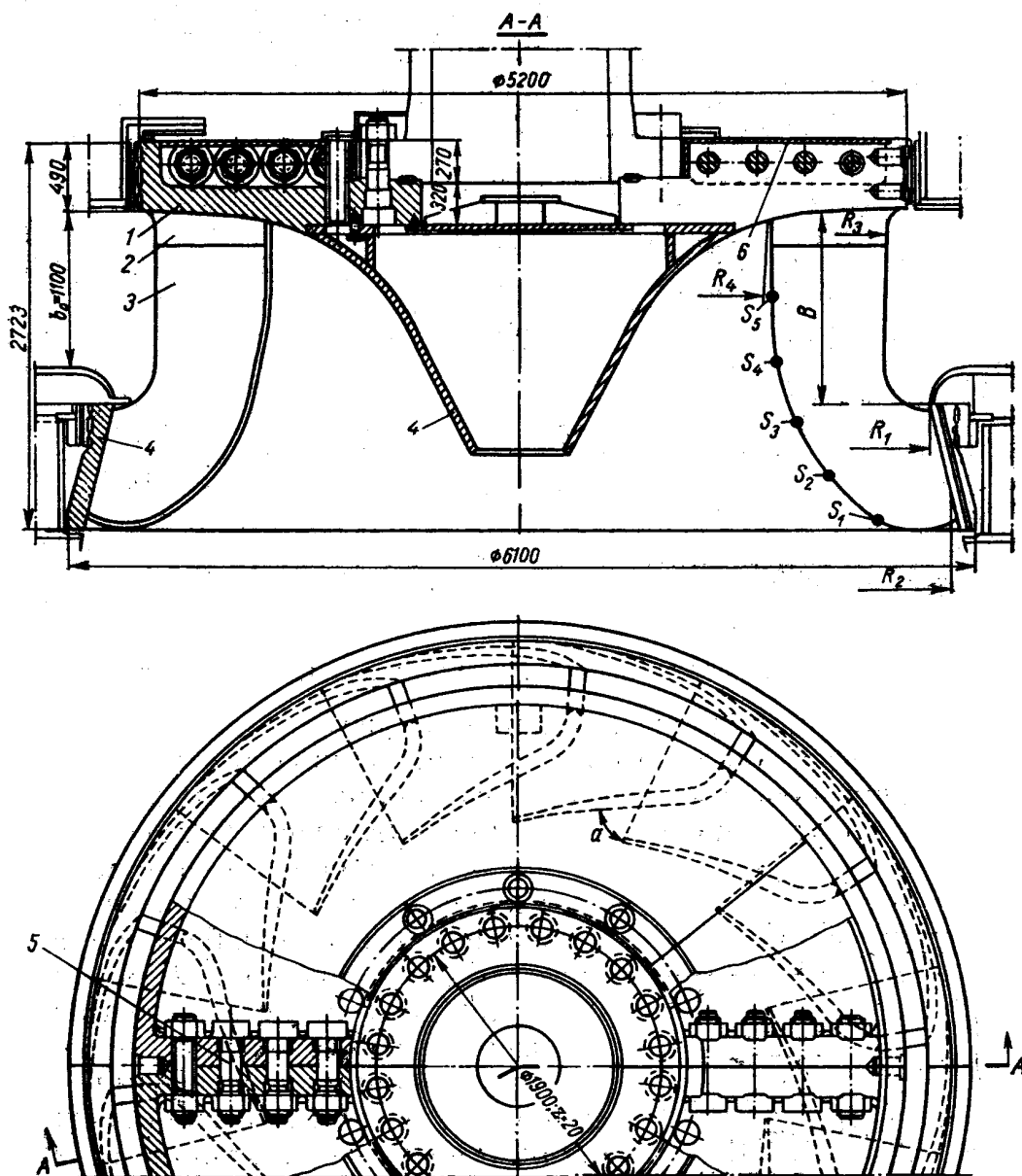


Рис. VII.7. Колесо турбин Братской ГЭС ($N = 230\ 000$ квт, $z = 14$; $D_1 = 5500$, $H = 96$ м)

Если же по условиям транспортировки бандаж приходится выполнять разъемный на две части (с последующей сваркой его на монтаже), то становится более целесообразной конструкция без бандажа, но со сваркой на монтаже нижнего обода рабочего колеса. Сечение нижнего обода по своим размерам мало отличается от сечения бандажа, поэтому технологические проблемы, которые приходится преодолевать при сварке бандажа, остаются теми же и при сварке обода.

Конструкция и размеры верхнего обода обычно позволяют осуществить на нем механическое крепление половин колеса с помощью фланцев и болтов. Такую конструкцию разъемного колеса со сваркой по нижнему ободу и креплением болтами вверху применил ЛМЗ для мощных гидротурбин Братской ГЭС.

На рис. VII.7 показана конструкция колеса турбины для Братской ГЭС, а на рис. VII.8 — сборка его в цехе перед сваркой. Колесо имеет диаметр $D_1 = 5,5$ м, при напоре $H = 96$ м оно развивает мощность $N = 230\,000$ квт. Габариты колеса 6100×2723 мм. Сварнолитое колесо (рис. VII.7) состоит из двух половин верхнего обода 1 с прилитыми к нему

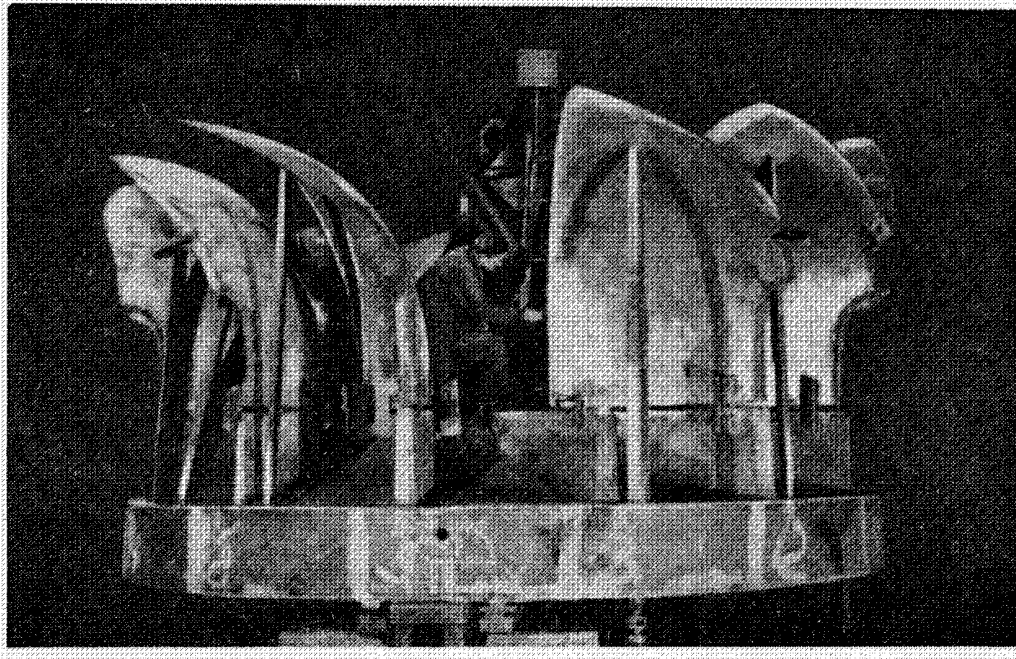


Рис. VII.8. Сборка колеса турбин Братской ГЭС в цехе

частями лопастей с пеньками 2, половин нижнего обода 4 и 14 лопастей 3. Все части колеса изготовлены из малолегированной стали 20ГСЛ. Сварка лопастей с верхним ободом — автоматическая электрошлаковая, а с нижним ободом — полуавтоматическая в среде углекислого газа или ручная.

Соединение половин при монтаже колеса по верхнему ободу производится с помощью припасованных болтов 5, а по нижнему ободу — сваркой. Для улучшения кавитационных свойств колеса на лопасти производилась наплавка нержавеющей стали широкими электродами, а также облицовка лопастей листами нержавеющей стали. Опыт эксплуатации таких колес свидетельствует о том, что наиболее надежная конструкция колеса в отношении стойкости против кавитационных разрушений получается при лопастях, изготовленных полностью из нержавеющей стали.

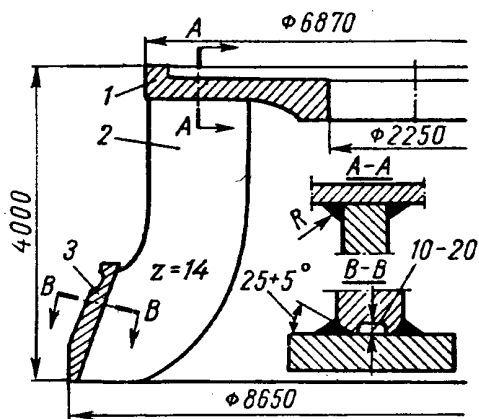


Рис. VII.9. Схема конструкции рабочего колеса турбины Красноярской ГЭС

На рис. VII.9 показана схема конструкции колеса турбины Красноярской ГЭС. Колесо диаметром $D_1 = 7,5$ м при напоре $H = 95$ м развивает мощность $N = 508\,000$ квт. Габариты колеса 8650×4000 мм. Колесо — цельное, оно состоит из верхнего обода 1, 14 лопастей 2 и нижнего обода 3. Лопасти весом 7, 8 т. Каждая отливается в кокиль и соединяется электрошлаковой сваркой (A—A) непосредственно с верхним ободом, отлитым без пеньков. Каждая лопасть из стали 20ГСЛ имеет наплавку из нержавеющей стали. Нижний обод из углеродистого проката соединяется с лопастями полуавтоматической сваркой (B—B) в среде углекислого газа.

Колесо Красноярской ГЭС полностью изготавливается и сваривается на заводе и цельным отправляется на монтаж водным путем.

Колесо в изготовленном виде весит 232 т. Оно обладает высокой пропускной способностью (порядка $Q_1 = 1000 \div 1100$ л/сек), его кавитационный коэффициент $\sigma = 0,12 \div 0,13$; ЛМЗ гарантировал к. п. д. $\eta = 94\%$.

При сварке лопастей с ободами обращалось внимание на соблюдение размеров радиусов закруглений ($R = 100 \div 150$ мм) в галтелях.

На рис. VII.10 показан начальный момент изготовления колеса — установки лопасти на верхний обод, на рис. VII.11 видно опускание колеса

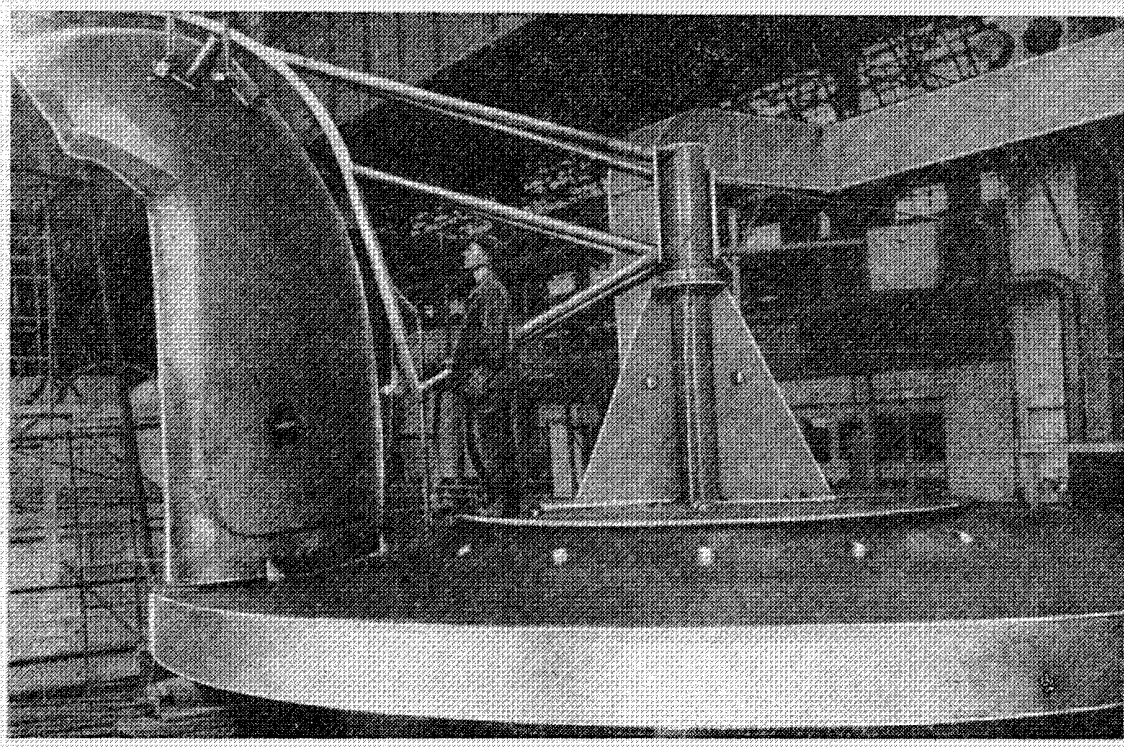


Рис. VII.10. Установка лопасти на обод колеса турбины Красноярской ГЭС

после приварки лопастей к верхнему ободу в печь для термообработки. На рис. VII.12 можно видеть колеса турбины Красноярской ГЭС, погруженные на транспортер для перевозки их с завода на пристань.

В последнее время для радиально-осевых турбин начали применять штампованные лопасти. Плоская заготовка лопасти предварительно фрезеруется в соответствии с профилем, а затем в штампе приобретает необходимую форму.

При изготовлении колес радиально-осевого типа можно допускать следующие отклонения размеров их проточной части, не влияющие существенно на конфигурацию и к. п. д.:

допуски на размеры R_1, R_2, R_3, R_4 и B (см. рис. VII.7).

$$\Delta = \pm \frac{1}{2} \left(2 + \frac{D_1}{1000} \right) \text{ мм};$$

допускаемые отклонения по шагу лопастей в выходном канале в зависимости от величины $\sqrt{D_1 b_0}$ принимают следующие:

$\sqrt{D_1 b_0}$ в м	1,0	2,0	3,0	3,5
Δa_1 в мм	+4,0	+7,0	+9,0	+12,0
(средние значения)	-2,0	-3,0	-4,0	-6,0
Δa_1 в мм	+7,0	+11,0	+17,0	+22,0
(для отдельных точек)	-6,0	-11,0	-17,05	-22,0

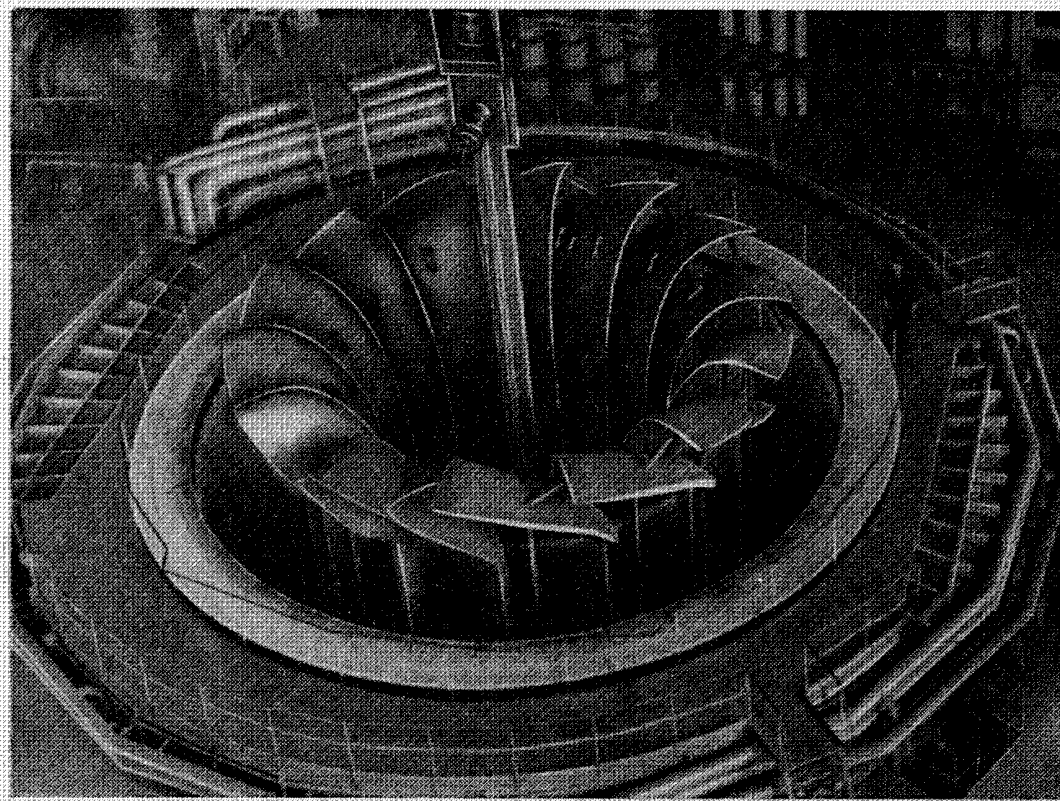


Рис. VII.11. Опускание колеса турбины Красноярской ГЭС в печь для термообработки

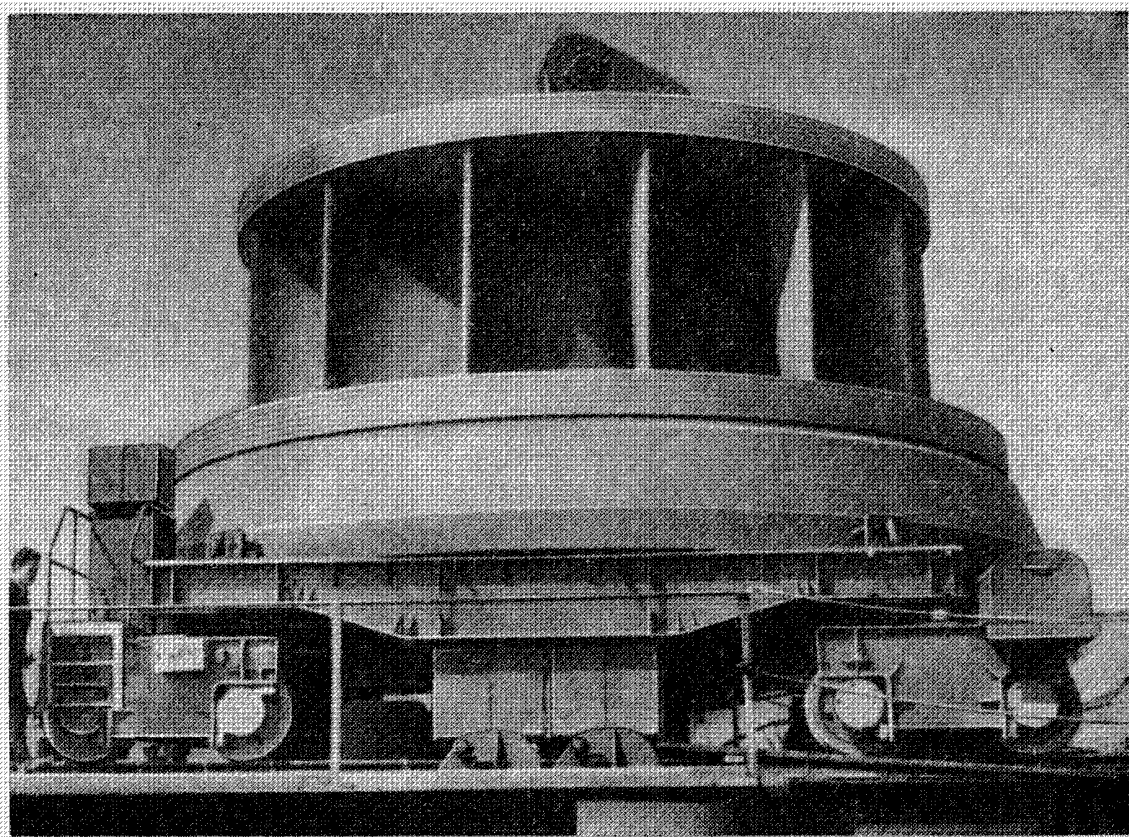


Рис. VII.12. Колесо турбины Красноярской ГЭС на транспортере

Размер выходного канала a обычно измеряется в 4—6 точках (S_1, S_2). Допускаемые средние арифметические отклонения по толщине лопасти следующие:

Для всех лопастей	$\pm 0,002$
» отдельных лопастей	$\pm 0,003$

Крепление половинок нижнего обода колеса между собой возможно и с помощью болтов, цилиндрических шпонок и замковых соединений. Такие конструкции разрабатывались разными заводами. Хотя они не получили широкого применения, ниже приводится их описание.

На рис. VII.13 показаны возможные варианты механического крепления разъемных частей нижнего обода колеса.

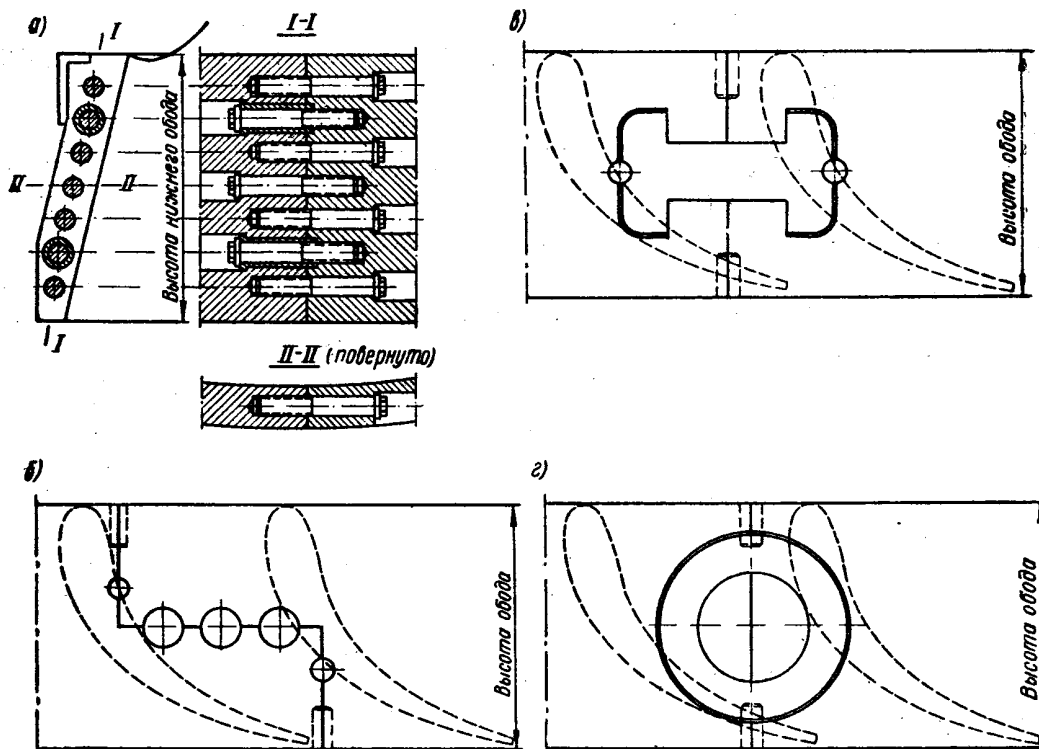


Рис. VII.13. Механическое крепление нижнего обода рабочего колеса: *a* — болтовое соединение; *b* — соединение с цилиндрическими шпонками; *в* — соединение с Т-образным замком; *г* — соединение с кольцевым замком

В первом варианте (рис. VII.13, *a*) показано соединение обода колеса с помощью болтов. Такая конструкция была впервые разработана ХТГЗ. Относительно небольшое сечение обода позволяет располагать в нем болты небольшого диаметра. При этом напряжения в болтах с учетом центробежных сил при повышенных оборотах ($n_p = 1,65 n_n$) и с учетом натяга достаточно велики, поэтому они должны изготавливаться из высоколегированной стали (например, 34ХНЗМ с $\sigma_T = 85 \div 90 \text{ кг/мм}^2$). Нижний обод рабочего колеса тоже должен изготавливаться из высококачественной легированной стали (с $\sigma_T = 50 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_s = 70 \text{ кг/мм}^2$).

Сама конструкция болтового соединения предопределяет довольно значительное ослабление сечения обода. Отверстия под болты перерезают тело обода. Кроме того, из-за наличия отверстий под головкой болтов и в местах перехода могут возникать значительные местные напряжения.

Возможные деформации обода при транспортировке могут усложнять процесс сборки частей обода в единую конструкцию. Преимуществом болтового соединения является его простота и отсутствие сварки на монтаже. На Плявинской ГЭС успешно эксплуатируются колеса такой конструкции, созданные ХТГЗ.

Механические соединения с помощью штифтов и замковые показаны на рис. VII.13. Варианты б, в и г обладают преимуществом — отсутствием сварки на монтаже и возможных тепловых напряжений, а также простой конструкции.

В замковых соединениях замок в виде Т-образной или кольцевой детали вставляется в соответствующую выемку в ободе, для этого в ободе у стыка выфрезировывается или вытачивается соответствующее гнездо, в которое затем устанавливается замок. Для создания натяга соединения, чтобы не было его раскрытия под действием сил, возникающих при работе колеса, замок необходимо надевать в нагретом состоянии.

Технологический анализ разных конструкций замковых соединений нижнего обода показал, что расход металла и трудозатраты в различных вариантах конструкций практически одинаковы. Одинаковы и недостатки этих конструкций по сравнению с бандажным соединением. Бандаж охватывает весь обод по наружному диаметру и, стягивая плотно плоскости стыков, обеспечивает правильную форму колеса. Замковое соединение создает только местный прижим. Если обод окажется деформированным от естественного старения при длительной транспортировке и хранении колеса, что имеет место в практике, то поставить замок на место бывает очень трудно. Если колесо предварительно с помощью распорок выправить и все же поставить замок, то потом в нем могут возникнуть дополнительные напряжения.

Недостатком замковых соединений является отсутствие предварительного натяга в стыках обода, что снижает жесткость конструкции и может привести к ослаблению соединения. Поэтому применение этих соединений может быть рекомендовано лишь после тщательного исследования их и отработки технологии изготовления колеса.

Для выбора наиболее рациональной конструкции разъемного колеса радиально-осевой мощной гидротурбины следует производить технико-экономический анализ вариантов конструкции для конкретных параметров установки. Следует также учитывать и анализировать способ и возможность изготовления заготовки. Например, при разъемном колесе, состоящем из нескольких частей, каждая часть колеса может быть изготовлена в виде одной отливки и в виде отливок отдельных элементов с последующей сваркой их в единый сектор или половину колеса.

В случае отливки части колеса она будет производиться на сталелитейном заводе, где имеются соответствующие литейные и подъемные средства и площадки с большими кессонами для формовки. На долю гидротурбинного завода приходится только работа по механической обработке отлитых заготовок и их сборка. Необходимо иметь в виду, что после отливки таких фасонных деталей потребуется много ручного труда для исправления возможных дефектов.

Выполнение части колеса в сварнолитом исполнении, при котором части ободьев и лопасти отливаются и затем свариваются между собой, может быть осуществлено в менее мощных сталелитейных цехах. Благодаря тому, что колесо формируется из сравнительно небольших литых заготовок, отпадает надобность в крупных кессонах и сокращается цикл изготовления колеса.

При производстве отдельно отливаемых лопастей возможно применение литья в кокиль, что снижает трудоемкость и повышает точность изготовления лопастей. При этом уменьшается также объем ручных работ по пригонке лопастей по профилю. К недостаткам такой конструкции можно отнести наличие большого объема сварочных работ, которые должны в основном выполняться вручную из-за криволинейности поверхности лопаток.

Соединение половин колеса на монтаже может производиться по верхнему ободу болтами, которые довольно свободно располагаются над верхним ободом. В нижнем ободу болты оказываются очень напряженными и значительно перерезают сечение обода, поэтому более надежной становится конструкция с бандажами, одеваемыми на обод, или же со сваркой обода на монтаже.

Так как при сварке нижнего обода существует опасность появления термических напряжений, возникает необходимость термообработки колеса. Однако опыт эксплуатации турбин показывает, что при сварке относительно тонких ободов существенные термические напряжения могут не возникать.

При соединении нижнего обода цельным бандажом последний может оказаться нетранспортабельным, что потребует выполнить его сварным. Кроме того, для надевания бандажа на обод потребуются средства для нагревания бандажа. Вследствие перечисленного целесообразно производить технико-экономический анализ разных вариантов конструкций, как указано в гл. III.

Для высоконапорных гидротурбин (с относительно низкой высотой лопаток и большей их длиной) пространство между лопатками и ободьями колеса получается сравнительно большим, изогнутым, недоступным для работы в нем. Колеса на такие параметры раньше изготовлялись цельнолитыми. В последнее время их выполняют сварными, но при этом тщательно анализируют возможность и последовательность сварки элементов колеса в соответствии с его размерами.

На рис. VII.14 показана конструкция сварного рабочего колеса высоконапорной гидротурбины мощностью $N = 33\,500$ квт, работающей при напоре $H = 250$ м, гидростанции Лок—Слоу. Колесо выполнено так, чтобы большая часть сварных швов была вынесена наружу.

Верхний обод колеса 1 выполнен из литой углеродистой стали и с помощью внутренней цилиндрической детали приварен к проточной части колеса. Лопасти 4 выполнены из двухслойной стали: углеродистой, плакированной нержавеющей сталью. Между лопастями вставляют сегменты 3, 5 и 7, которые затем свариваются с лопатками и образуют часть обода. После этого к лопастям приваривают сегменты 2 и 6, образующие нижнюю и верхнюю поверхности проточного тракта колеса. Эта конструкция довольно сложна.

На рис. VII.15 представлена конструкция ХТГЗ сварнолитого колеса диаметром $D_1 = 4,5$ м турбины мощностью $N = 256\,000$ квт при напоре $H = 170$ м, в которой сварные швы также вынесены наружу. Конструкция достаточно проста, колесо из нержавеющей стали имеет 17 лопастей 3, которые перед сваркой проходят окончательную механическую обработку. В ободу 5 и ступице 1 имеются профилированные пазы 2 и 4. При таком наружном расположении швов 6 и 7 удобен доступ к ним при сварке. После сварки производится термическая обработка колеса и его механическая обработка и балансировка.

В конструкциях рабочих колес радиально-осевого типа необходимо предусматривать место для крепления балансировочного груза. Уравнове-

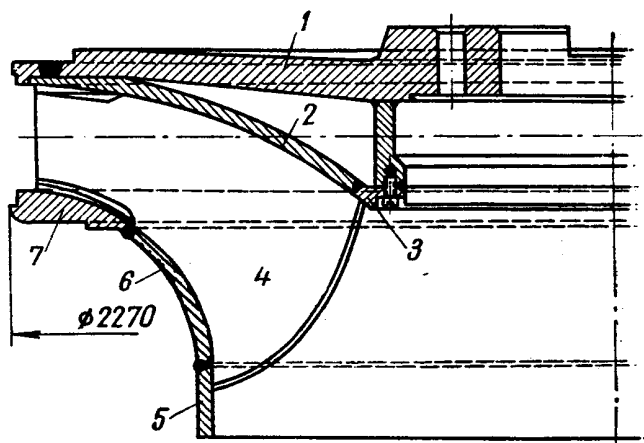


Рис. VII.14. Сварное рабочее колесо высоконапорной турбины

шивание рабочего колеса производится после окончательной механической обработки. Рабочее колесо турбины имеет сложную форму и большие размеры, поэтому, строго говоря, следовало бы производить его динамическую балансировку, однако большие габариты и вес практически не позволяют осуществить ее в цеховых условиях. Поэтому в гидротурбиностроении ограничиваются статической балансировкой. Практика показывает, что тщательно проведенная статическая балансировка оказывается достаточной для нормальной работы турбины.

Статическую балансировку колеса радиально-осевых гидротурбин и деталей рабочего колеса поворотлопастной турбины производят на шаровой опоре. Схема такой установки показана на рис. VII.16. Стойка станда 1 поддерживает опору 2 с шаровой поверхностью. К опоре крепится уравниваемое рабочее колесо 3, которое устанавливается так, чтобы центр тяжести колеса лежал на 100—200 мм ниже центра шара опоры.

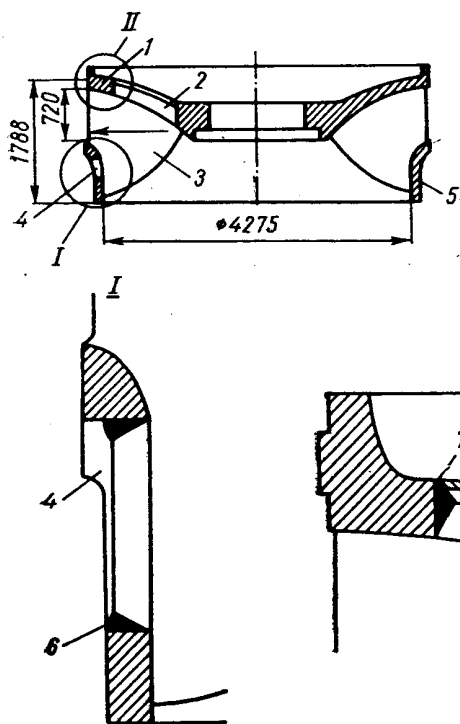


Рис. VII.15. Сварное колесо конструкции ХТГЗ ($D_1 = 4500$; $N = 256\ 000$, $H = 170$ м)

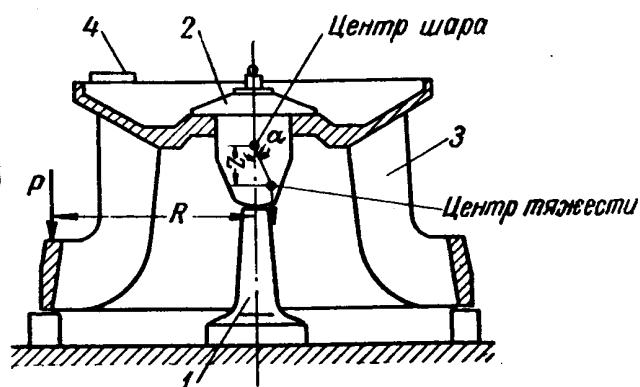


Рис. VII.16. Схема балансировки рабочего колеса радиально-осевого типа

Это обеспечивает устойчивое равновесие системы. Уравнивание производится в следующем порядке: рабочее колесо расцентровывается относительно оси станда. На плоскость обода устанавливают два ватерпаса 4 под углом 90° друг к другу. При помощи этих ватерпасов определяют угол отклонения системы от вертикальной оси, затем посредством уравнивающей массы P систему приводят в горизонтальное положение. Величина необходимого уравнивающего груза P , обычно располагаемого на наружной поверхности обода, определяется из уравнения

$$P = \frac{G(z \sin \alpha + \mu)}{R},$$

где G — вес уравнивающей системы в $\kappa\Gamma$;
 R — радиус расположения уравнивающейся массы в $см$;
 z — расстояние от центра тяжести системы до центра шара в $см$;
 α — угол отклонения системы от вертикальной оси;
 μ — коэффициент трения качения.

Уравнивающий груз крепится при помощи электросварки к ободу и затем закрывается облицовкой. Точность уравнивания обычно поддерживается такой, чтобы момент $0,2 \kappa\Gamma \cdot м$ выводил систему из равновесия.

2. ОСЕВОЕ ДАВЛЕНИЕ ВОДЫ НА КОЛЕСО РАДИАЛЬНО-ОСЕВОГО ТИПА

Поток воды, проходя через рабочее колесо и проникая частично через зазоры на верхний и нижний ободья, будет вызывать осевую нагрузку на него, зависящую от напора воды, размеров и типа колеса, конструкции колеса и уплотнительных устройств.

Определение величины осевого давления необходимо для расчета вала и упорного подпятника агрегата.

Приближенное значение осевого давления воды на колеса радиально-осевого типа нормальной конструкции можно определить по эмпирической формуле

$$P_{oc} = k \frac{\pi}{4} D_1^2 H_{\max} T, \quad (\text{VII.1})$$

где k — коэффициент, зависящий от типа колеса.

Таблица VII.1

Значение коэффициента

Тип рабочего колеса	n_s	k
PO-40	280	0,34—0,41
PO-75	235	0,28—0,34
PO-110	200	0,22—0,28
PO-170	190	0,20—0,26
PO-230	100	0,08—0,14
PO-300	90	0,07—0,12

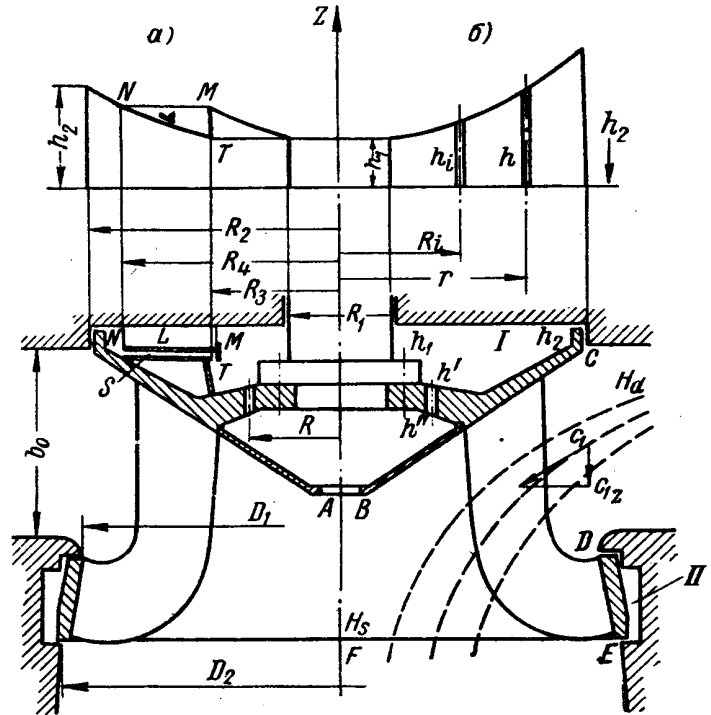


Рис. VII.17. К расчету осевого давления на колесо

Для номенклатурных колес значения коэффициентов k приведено в табл. VII.1. Меньшие значения коэффициента k следует брать для больших размеров турбин. При подсчете осевого давления по эмпирической формуле не учитывается конструкция колеса и тип его уплотнения. Определение осевого давления по точным формулам, учитывающим все факторы, производится следующим образом:

полное осевое усилие складывается из величин

$$P_{oc} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4, \quad (\text{VII.2})$$

где P_1 — сила воздействия потока на внутреннюю полость колеса;

P_2 — сила давления воды на верхний обод;

P_3 — сила давления воды на нижний обод;

P_4 — сила всплывания колеса, согласно закону Архимеда.

Определение силы P_1 . Для определения силы P_1 воздействия потока на внутреннюю полость колеса воспользуемся уравнением количества движения (рис. VII.17).

По теореме количества движения секундное изменение количества движения объема $ABCDEF$ жидкости (при установившемся движении) в каком-либо направлении равно проекции на это направление всех сил, действующих на выделенный объем жидкости.

Уравнение количества движения в проекции на ось Z будет иметь вид

$$\frac{Q\gamma}{g} c_{2z} - \frac{Q\gamma}{g} c_{1z} = -P_1 + P_d - P_s, \quad (\text{VII.3})$$

где P_1 — осевая слагающая воздействия рабочего колеса на выделенный объем жидкости, противоположная по знаку иско-
мой силе;
 P_d — осевая слагающая силы давления на боковую поверх-
ность с образующей CD ;
 P_s — сила давления на площадь круга радиусом EF ;
 Q — расход через турбину;
 g — ускорение силы тяжести;
 γ — удельный вес воды;
 c_{1z} и c_{2z} — осевые слагающие скорости потока воды на входе и на
выходе из рабочего колеса.

Величина скорости c_{2z} определяется как средняя по сечению

$$c_{2z} = \frac{Q}{F_s}, \quad (\text{VII.4})$$

где F_s — площадь круга с радиусом EF .

Направление скорости C_1 и, следовательно, C_{1z} зависит от configura-
ции меридионального сечения колеса, т. е. от его коэффициента быстро-
ходности.

В тихоходных радиально-осевых турбинах поток, входящий в рабочее
колесо, почти радиален. Следовательно, осевая составляющая c_{1z} будет
невелика. В турбинах высокой быстроходности, у которых входная кромка
лопастей колеса находится вдали от направляющих лопаток, осевая со-
ставляющая c_{1z} будет иметь значительную величину, но меньшую, чем c_{2z} .

Введем обозначения

$$c_{2z} - c_{1z} = \alpha c_{2z}, \quad (\text{VII.5})$$

где α — опытный коэффициент, меньший единицы, определяется экспери-
ментально для каждого типа колеса (при $c_{1z} = 0$ $\alpha = 1$; при
 $c_{1z} \neq 0$ $\alpha < 1$).

Уравнение (VII.3) перепишем в виде

$$\frac{\alpha Q \gamma}{g} c_{2z} = -P_1 + P_d - P_s,$$

откуда

$$P_1 = P_d - P_s - \frac{\alpha Q \gamma}{g} c_{2z}. \quad (\text{VII.6})$$

При испытаниях в лаборатории путем взвешивания измеряется полное
осевое усилие P_{oc} , действующее на колесо модельной турбины. Кроме
того, заменяют также H_d и H_s — давления до и после рабочего колеса
в *м вод. ст.* Далее вычисляют величины P_2 , P_3 и P_4 . По найденным вели-
чинам и замеренной величине P_{oc} находят коэффициент α .

Приближенные значения коэффициента α в зависимости от коэффи-
циента быстроходности турбины по экспериментальным данным указаны
на рис. VII.18.

Величины P_d и P_s равны:

$$\left. \begin{aligned} P_d &= \gamma H_d F_d; \\ P_s &= \gamma H_s F_s, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.7})$$

где F_d — площадь горизонтальной проекции боковой поверхности CD .

Следовательно, осевая слагающая воздействия потока на колесо будет
равна

$$P_1 = \gamma (H_d F_d - H_s F_s) - \alpha \frac{Q \gamma}{g} c_{2z}.$$

Так как $c_{22} = \frac{Q}{F_s}$, то

$$P_1 = \gamma \left(H_d F_d - H_s F_s - \frac{\alpha}{g} \cdot \frac{Q^2}{F_s} \right). \quad (\text{VII.8})$$

Давления до и после рабочего колеса будут равны:

$$\left. \begin{aligned} H_d &\approx H - H_{omc} - \frac{c_{1m}^2}{2g}; \\ H_s &\approx -H_{omc} - \frac{c_{2m}^2}{2g}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.9})$$

где H_{omc} — геометрическая высота отсасывания.

Определение силы P_2 . Давление воды на верхний и на нижний ободья зависит от конструкции уплотнений и разгрузочных устройств на ободе. Вследствие вращения колеса вода в пространстве *I* и *II* (между ободом и неподвижной поверхностью сопряженных деталей; рис. VII.17) будет тоже вращаться. Давление P_2 на верхний обод будет равно

$$P_2 = \int_{R_1}^{R_2} h 2\pi r dr \gamma, \quad (\text{VII.10})$$

где R_1 и R_2 — внутренний и наружный радиусы обода, указанные на рис. VII.17;

h — давление в m на расстоянии r от оси вращения

$$h = h_i + \frac{\omega_1^2}{2g} (r^2 - R_i^2), \quad (\text{VII.11})$$

Здесь h_i — давление в некоторой точке на расстоянии R_i от оси;

ω_1 — угловая скорость вращения воды между ободом и крышкой турбины.

В связи с тем, что обод колеса вращается со скоростью ω , а крышка турбины неподвижна, скорость вращения воды в пространстве между ними будет переменной от ω до 0. Среднюю скорость воды ω_1 принимают по опытным данным равной

$$0,5\omega \leq \omega_1 \leq 0,7\omega. \quad (\text{VII.12})$$

Подставив значение h в (VII.10), получим

$$\begin{aligned} P_2 &= 2\pi\gamma \int_{R_1}^{R_2} \left[h_i + \frac{\omega_1^2}{2g} (r^2 - R_i^2) \right] r dr = \\ &= \gamma F \left[h_i + \frac{\omega_1^2}{2g} \left(\frac{R_1^2 + R_2^2}{2} - R_i^2 \right) \right], \end{aligned} \quad (\text{VII.13})$$

где $F = \pi (R_2^2 - R_1^2)$.

Если $h_i = h_1$, а $R_i = R_1$, будем иметь

$$P_2 = \left(h_1 + \frac{\omega_1^2}{2g} \cdot \frac{R_2^2 - R_1^2}{2} \right) \gamma F. \quad (\text{VII.14})$$

Но так как $h_2 = h_1 + \frac{\omega_1^2}{2g} (R_2^2 - R_1^2)$,

$$\frac{\omega_1^2}{2g} (R_2^2 - R_1^2) = h_2 - h_1. \quad (\text{VII.15})$$

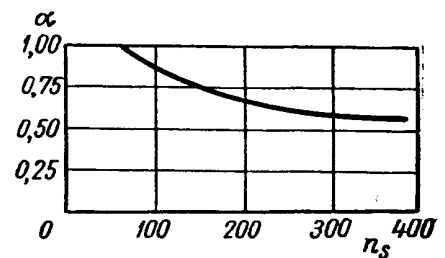


Рис. VII.18. Значение коэффициента α для рабочего колеса разной быстротходности

Выражение (VII.14) с учетом (VII.15) примет вид

$$P_2 = \frac{h_1 + h_2}{2} F \gamma, \quad (\text{VII.16})$$

где h_1 — давление на внутренний диаметр обода колеса у вала в m ;
 h_2 — давление у наружного диаметра обода в m .

Значение h_1 и h_2 определяются с учетом потери напора в уплотнении обода колеса и разгрузочных отверстиях, расположенных во фланце верхнего обода (на радиусе R) (рис. VII.17).

Величина протечки воды через уплотнение верхнего обода (на радиусе R_2) и разгрузочные отверстия и далее через конус за рабочее колесо равна

$$q = \mu_1 F_{yn} \sqrt{2gh_{yn}} = \mu_2 F_{om} \sqrt{2gh_{om}} = \mu_3 F_{p.к} \sqrt{2gh_{p.к}}, \quad (\text{VII.17})$$

где μ_1, μ_2, μ_3 — коэффициенты расхода;
 $F_{yn}, F_{om}, F_{p.к}$ — соответствующие площади сечений, определяющие расход в уплотнениях, в разгрузочных отверстиях и в отверстии конуса рабочего колеса;
 $h_{yn}, h_{om}, h_{p.к}$ — соответствующие потери напора в щели уплотнений, в разгрузочных отверстиях и отверстии конуса рабочего колеса.

Потери напора будут равны:

$$\left. \begin{aligned} h_{yn} &= H_d - h_2; \\ h_{om} &= h' - h''; \\ h_{p.к} &= h' - H_s, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.18})$$

где h_2 — давление на периферии обода за уплотнением;
 h' — давление перед разгрузочным отверстием;
 h'' — давление после разгрузочного отверстия.

Принимая $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3$ из уравнения (VII.17), получим

$$F_{yn}^2 h_{yn} = F_{om}^2 h_{om} = F_{p.к}^2 h_{p.к}$$

или

$$\left. \begin{aligned} \frac{h_{yn}}{h_{om}} &= \left(\frac{F_{om}}{F_{yn}} \right)^2 = m_1; \\ \frac{h_{om}}{h_{p.к}} &= \left(\frac{F_{p.к}}{F_{om}} \right)^2 = m_2. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.19})$$

В соответствии с уравнением (VII.11) будем иметь

$$h_2 = h' - \frac{\omega_1^2}{2g} (R_2^2 - R_1^2) = h' - \Delta h_4. \quad (\text{VII.20})$$

Используя уравнения (VII.18), (VII.19) и (VII.20), получим

$$h' = \frac{m_1 m_2}{1 + m_2 + m_1 m_2} H_s + \frac{1 + m_2}{1 + m_2 + m_1 m_2} H_d - \frac{1 + m_2}{1 + m_2 + m_1 m_2} \Delta h_4.$$

Обозначив

$$\frac{m_1 m_2}{1 + m_2 + m_1 m_2} = k_1; \quad \frac{1 + m_2}{1 + m_2 + m_1 m_2} = k_2,$$

найдем выражение для определения давления перед разгрузочным отверстием

$$h' = k_1 H_s + k_2 H_d - k_2 \Delta h_4. \quad (\text{VII.21})$$

Зная h' , можно по уравнению (VII.11) найти h_1

$$h_1 = h' - \frac{\omega_1^2}{2g} (R^2 - R_1^2)$$

и затем определить h_2 .

Определение давления P_3 . Давление на нижний обод P_3 определяется как сумма трех составляющих: давления воды на верхний торец нижнего обода, давления на нижний торец и давления на боковую поверхность обода.

На верхний торец действует обычно полное давление H_d . На боковую поверхность нижнего обода и нижний торец действует давление H_s , так как обычно зазор в точке E большой и в этом месте уплотнений не ставят.

В зависимости от быстроходности колеса нижний обод будет иметь разную конфигурацию (рис. VII.1), поэтому давление на него может быть направлено вниз и вверх.

Определение силы P_4 . Усилие от всплывания колеса определяется по закону Архимеда

$$P_4 = -\gamma V, \quad (\text{VII.22})$$

где V — объем рабочего колеса.

Иногда для снижения давления воды на нижний обод предусматривается специальное устройство, называемое дефлектором (рис. VII.17, а). Он состоит из кожуха, закрепленного на верхнем обode. Его верхняя часть представляет собой плоское кольцо значительной ширины. Над этим кольцом на ребрах крышки укреплено неподвижное плоское кольцо L таких же размеров. Пространство, образовавшееся между этими кольцами, имеет свободный выход по периферии R_4 . На внутреннем диаметре R_3 из-за наличия буртика M имеется узкий зазор T между неподвижными и вращающимися кольцами. При вращении колеса вода, находящаяся в пространстве между этими кольцами, увлекается вращающимся диском S и отбрасывается центробежной силой на периферию к точке N . Далее она проходит между неподвижным диском L и крышкой турбины в центральную полость над рабочим колесом, откуда через разгрузочное отверстие попадает в конус рабочего колеса.

На место отгоняемой центробежной силой воды поступает новая через внутренний зазор T . Однако вследствие того, что зазор мал и поступление воды через него затруднительно, давление в пространстве между дисками уменьшается. Из эпюры давления на рис. VII.17 видно, что давления в точке M и N одинаковы за счет перепада давления между T и M , равного потери в щели. Эпюра имеет ступенчатый вид и меньшую площадь, чем аналогичная эпюра при отсутствии дефлектора (рис. VII.17, б).

Следовательно, суммарное давление на верхний обод уменьшается. Величина этого снижения пропорциональна разности давлений и величине площади подвижного кольца дефлектора. Чем больше относительная величина площади диска и чем меньше зазор, тем больше при заданном числе оборотов может быть снижение давления. Опыт эксплуатации таких дефлекторов показал, что для надежной работы необходимо тщательное выполнение и хорошее закрепление дефлектора на обode.

3. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА ПРОЧНОСТЬ

Рабочее колесо радиально-осевой турбины, вращаясь в потоке воды, находится под действием различных сил. Эти усилия у мощных гидротурбин достигают больших величин и вызывают значительные напряжения в элементах рабочего колеса.

В настоящее время при проектировании рабочих колес мощных радиально-осевых турбин применяется уточненный метод расчета рабочего колеса. Этот метод расчета будет изложен ниже. Вместе с тем для предварительных прикидочных расчетов применяется приближенный метод. В соответствии с этим методом производится расчет напряжений от центробежных сил в радиальных сечениях наружного и внутреннего ободов. Напряженное состояние лопастей не определяется.

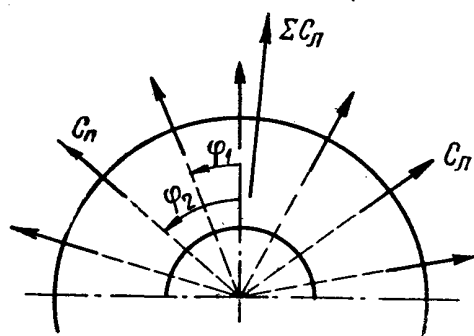
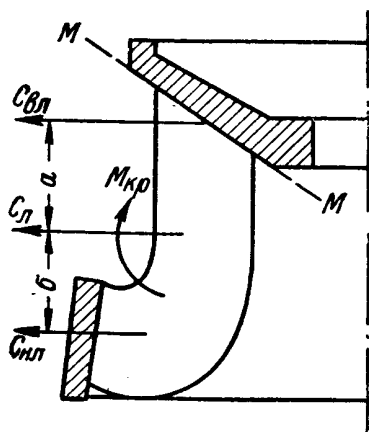


Рис. VII.19. Схема центробежных сил, действующих на рабочее колесо

Расчет цельного и разъемного рабочих колес приближенным методом, применявшимся ЛМЗ, с подробным изложением хода самого расчета и конкретным примером, включающим методику определения центробежных сил пространственных деталей колеса, дается Л. Г. Смоляровым [25]. Ниже описывается общий порядок этого расчета.

Напряжения в ободах рассчитываются от воздействия собственных центробежных сил и центробежных сил лопастей. Центробежные силы от лопастей, действующие на ободья, пересчитываются обратно пропорционально расстоянию от центра тяжести лопастей до центра тяжести ободьев. Таким образом, пересчет центробежных сил производится как для балки, лежащей на двух опорах, и характер заделки лопасти в обод не учитывается.

Расчет цельного и разъемного рабочих колес приближенным методом, применявшимся ЛМЗ, с подробным изложением хода самого расчета и конкретным примером, включающим методику определения центробежных сил пространственных деталей колеса, дается Л. Г. Смоляровым [25]. Ниже описывается общий порядок этого расчета.

Цельное колесо. Считают, что колесо турбины, состоящее из верхнего и нижнего ободов и лопастей, находится под воздействием

системы сил, указанных на рис. VII.19. Центробежные силы лопастей $C_{л}$ воспринимаются нижним и верхним ободами, а крутящий момент от лопастей воспринимается верхним ободом в сечении $M-M$.

Порядок расчета следующий:

1. Подсчитываются центробежные силы каждой лопасти. Для этого ее следует разбить на ряд сечений, перпендикулярных оси рабочего колеса, через небольшие промежутки по высоте (Δh). Для каждого сечения можно определить площадь F , затем элементарный объем $F\Delta h$, центр тяжести этого объема r . Элементарная центробежная сила будет равна

$$\Delta C = \frac{F \Delta h \gamma}{g} r \omega^2.$$

Проведя интегрирование по длине лопасти, можно найти полную центробежную силу

$$C_{л} = \frac{G_{л}}{g} \omega^2 R_{сл}, \quad \text{[(VII.23)]}$$

где $G_{л}$ — вес лопасти;

$R_{сл}$ — радиус расположения центра тяжести лопасти.

2. Подсчитывается суммарная центробежная сила, действующая на половину рабочего колеса, от лопастей при нормальных и разгонных оборотах,

$$\sum C_{\lambda} = C + 2C \cos \varphi_1 + 2C \cos \varphi_2 + \dots = C (1 + 2 \cos \varphi_1 + 2 \cos \varphi_2 + \dots). \quad (\text{VII.24})$$

3. Полагают, что центробежная сила лопасти $\sum C_{\lambda}$ передается на нижний и верхний ободья в отношениях, обратных расстояниям от точки ее приложения до нижнего b и верхнего a ободьев:

$$\left. \begin{aligned} C_{в. \lambda} &= \sum C_{\lambda} \frac{b}{a+b}; \\ C_{н. \lambda} &= \sum C_{\lambda} \frac{a}{a+b}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.25})$$

4. Подсчитывается центробежная сила половинки верхнего и нижнего ободьев:

$$\left. \begin{aligned} C_{в. о} &= \frac{1}{2} \cdot \frac{G_{в. о}}{g} \omega^2 R_{в. о}; \\ C_{н. о} &= \frac{1}{2} \cdot \frac{G_{н. о}}{g} \omega^2 R_{н. о}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.26})$$

где $G_{в. о}$, $G_{н. о}$ — вес верхнего и нижнего ободьев;
 $R_{в. о}$, $R_{н. о}$ — радиусы центров тяжести половинок верхнего и нижнего ободьев.

Радиус центра тяжести половинки обода равен

$$R_o = \frac{2}{\pi} R_{ц. т. о}, \quad (\text{VII.27})$$

где $R_{ц. т. о}$ — радиус центра тяжести площади сечения ободья.

5. Определяются действующие на верхний и нижний ободья суммарная центробежная сила от лопастей и половинок ободьев при нормальных и разгонных оборотах:

$$\left. \begin{aligned} C_{в} &= C_{в. \lambda} + C_{в. о}; & C_{в. р} &= C_{в. \lambda. р} + C_{в. о. р}; \\ C_{н} &= C_{н. \lambda} + C_{н. о}; & C_{н. р} &= C_{н. \lambda. р} + C_{н. о. р}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.28})$$

6. Определяются напряжения в верхнем и нижнем ободьях при нормальных и разгонных оборотах:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{в} &= \frac{C_{в}}{2F_{в}}; & \sigma_{в. р} &= \frac{C_{в. р}}{2F_{в}}; \\ \sigma_{н} &= \frac{C_{н}}{2F_{н}}; & \sigma_{н. р} &= \frac{C_{н. р}}{2F_{н}}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.29})$$

где $F_{н}$ и $F_{в}$ — площадь соответствующих сечений ободьев.

7. Определяют напряжение от крутящего момента, которое будет наибольшим в сечении $M-M$ в месте перехода от лопастей к верхнему ободу. Эти напряжения определяют по данным, полученным в лаборатории при скручивании модели колеса аналогичного типа до разрушения, по формуле

$$\sigma = \sigma' \left(\frac{D_{1M}}{D_{1T}} \right)^3 \frac{N_{\max}}{M_{кD} \omega}, \quad (\text{VII.30})$$

где $D_{1м}$ — диаметр рабочего колеса модели;
 $D_{1т}$ — диаметр рабочего колеса турбины;
 $M_{кр}$ — разрушающий крутящий момент на модели;
 σ' — разрушающее напряжение в модели при $M_{кр}$;
 N — максимальная мощность турбины;
 ω — угловая скорость турбины.

Для определения координат центра тяжести и веса лопасти необходимо для расчета рабочего колеса на прочность пользоваться обычными методами, служащими для определения площадей, статических моментов и координат центров тяжести плоских фигур. Иногда пользуются данными, замеренными непосредственно на моделях лопасти и колеса.

Разъемное колесо. При разъемном колесе необходимо обращать внимание на конструкцию места его соединения. Бандажи надеваются на колесо в подогретом состоянии и после остывания создают напряженное состояние деталей колеса.

Натяг создают для того, чтобы при вращении рабочего колеса даже с максимальными разгонными оборотами не появилось бы зазора в стыках между частями рабочего колеса.

Поэтому к усилиям гидравлическим и центробежным, действующим на колесо, добавляется силы от натяга бандажа. Центробежные силы, возникающие в лопастях и в частях верхнего и нижнего ободов, стремятся растянуть бандажи и соединительные болты, если они имеются.

Следовательно, при расчете разъемного колеса необходимо определять значения центробежных сил, действующих на части колеса, и силы, появляющиеся при надевании бандажа. Части рабочего колеса турбины соединяются так же с помощью центрирующего буртика и болтов фланца вала, которые частично воспринимают нагрузки. Однако в расчете это не учитывается.

Определение центробежных сил, действующих на бандажи. Для определения суммарной центробежной силы одной части разъемного колеса подсчитывают центробежные силы элементов этой части — верхнего обода, лопастей и нижнего обода. Далее находят положение равнодействующих всех центробежных сил на высоте z

$$z = \frac{\sum C_i z_i}{\sum C_i}, \quad (\text{VII.31})$$

где C_i — центробежные силы;
 z_i — расстояние от плоскости отсчета до линии действия данной центробежной силы;

$\sum C_i$ — суммарная центробежная сила, растягивающая бандажи и болты.

Расстояние от принятой плоскости до центра тяжести сечения бандажей будет равно

$$y = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i}, \quad (\text{VII.32})$$

где F_i — площади сечения бандажей и болтовых соединений.

y_i — расстояние от плоскости отсчета до центра тяжести данной площади.

Обычно точки приложения суммарной центробежной силы и центра тяжести сечения бандажей и болтов не совпадают, т. е. $z \neq y$. Следовательно, имеет место случай внецентренного приложения силы, вызывающей напряжения растяжения и изгиба

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_\sigma. \quad (\text{VII.33})$$

Напряжения будут равны

$$\left. \begin{aligned} \sigma_z &= \frac{\sum C}{\sum F} \\ \sigma_\theta &= \frac{M}{W} = \frac{\sum C(z-y)h}{J} \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.34})$$

где $\sum F$ — суммарная площадь сечения бандажей и болтов;

J — момент инерции бандажа и болтов;

h — расстояние от центра тяжести системы до центра тяжести бандажа.

Зная напряжения, можно определить силы, действующие на бандажи и болтовое соединение, если оно существует.

Для верхнего бандажа растягивающаяся сила $P_{в.б}$ будет равна

$$P_{в.б} = \frac{\sum C}{\sum F} 2F_{в.б}, \quad (\text{VII.35})$$

где $F_{в.б}$ — площадь сечения верхнего бандажа.

Дополнительная сила, возникающая в верхнем бандаже от внецентренного приложения центробежной силы, будет равна

$$P_{в.б1} = \frac{\sum C(z-y)h}{J} 2F_{в.б}. \quad (\text{VII.36})$$

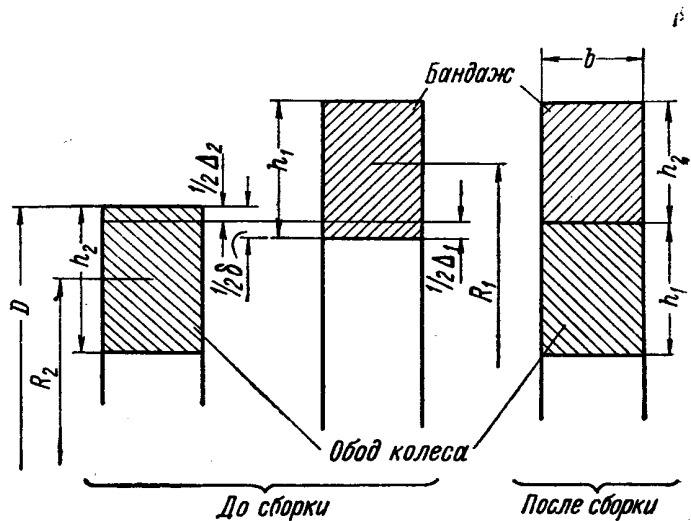


Рис. VII.20. К расчету бандажа

Напряжения в верхнем бандаже могут быть сжимающими или растягивающими в зависимости от взаимного положения точки приложения суммарной силы и центра тяжести всей системы. Если точка приложения суммарной центробежной силы располагается от верхнего бандажа на большем расстоянии, чем центр тяжести системы, то тогда в верхнем бандаже возникают напряжения сжатия, а в нижнем — напряжения растяжения. Для нижнего бандажа усилия определяются аналогично. Зная силы, действующие на бандажи, и подсчитав центробежные силы от самих бандажей при нормальных и разгонных оборотах, можно производить расчет бандажей на прочность.

Расчет бандажа рабочего колеса. Для создания напряженного соединения внутренний диаметр бандажа выполняется меньше сопряженного наружного диаметра обода кольца на величину δ (рис. VII.20). После сборки в бандаже появляются растягивающие напряжения, а в ободу колеса — сжимающие. При вращении колеса центробежная сила будет увеличивать растягивающие напряжения в бандаже и уменьшать напряжения сжатия в ободу.

Для рассматриваемого случая толщина кольца h мала по сравнению с радиусом R , поэтому можно воспользоваться формулами для определения напряжений в тонкостенных сосудах:

растягивающее напряжение в бандаже будет равно

$$\sigma_{z1} = \frac{(p + C_0) R_1}{h_1}. \quad (\text{VII.37})$$

сжимающие напряжения в ободе колеса

$$\sigma_{z_{II}} = \frac{(p - C_{\kappa}) R_2}{h_2}; \quad (\text{VII.38})$$

деформация бандажа

$$\Delta_1 = \frac{2(p + C_{\sigma}) R_1^2}{E_1 h_1}; \quad (\text{VII.39})$$

деформация обода колеса

$$\Delta_2 = \frac{2(p - C_{\kappa}) R_2^2}{E_2 h_2}. \quad (\text{VII.40})$$

В этих формулах p — удельное давление между бандажом и ободом, вызываемое нагревом (натягом);
 C_{σ} — центробежная сила на единицу поверхности бандажа.
 C_{κ} — центробежная сила на единицу обода колеса;
 $E_1; E_2$ — модули упругости материала бандажа и обода колеса;
 $R_1; R_2$ — средние радиусы сечения бандажа и обода колеса;
 $h_1; h_2$ — толщина сечения бандажа и обода.

Полная деформация будет равна

$$\begin{aligned} \delta &= \Delta_1 + \Delta_2 = \frac{2(p + C_{\sigma}) R_1^2}{E_1 h_1} + \frac{2(p - C_{\kappa}) R_2^2}{E_2 h_2} = \\ &= 2p \left(\frac{R_1^2}{E_1 h_1} + \frac{R_2^2}{E_2 h_2} \right) + \frac{2C_{\sigma} R_1^2}{E_1 h_1} - \frac{2C_{\kappa} R_2^2}{E_2 h_2}, \end{aligned}$$

откуда после преобразования получим

$$p = \frac{\frac{1}{2} \delta E_1 h_1 - C_{\sigma} R_1^2}{R_1^2 + R_2^2 \frac{E_1 h_1}{E_2 h_2}} + \frac{C_{\kappa} R_2^2}{R_2^2 + R_1^2 \frac{E_2 h_2}{E_1 h_1}}. \quad (\text{VII.41})$$

Подставив значение (VII.41) в уравнения (VII.37) и (VII.38) и сделав преобразование, получим:

$$\begin{aligned} \sigma_{z_1} &= \frac{\delta E_1}{2R_1 \left(1 + \frac{R_2^2}{R_1^2} \cdot \frac{E_1 h_1}{E_2 h_2} \right)} + \frac{C_{\sigma} R_1}{h_1} \cdot \frac{\frac{R_2^2}{R_1^2} \cdot \frac{E_1 h_1}{E_2 h_2}}{\left(1 + \frac{R_2^2}{R_1^2} \cdot \frac{E_1 h_1}{E_2 h_2} \right)} + \\ &+ \frac{C_{\kappa} R_1}{h_1 \left(1 + \frac{R_1^2}{R_2^2} \cdot \frac{E_2 h_2}{E_1 h_1} \right)}; \quad (\text{VII.42}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{z_{II}} &= \frac{\delta E_1 h_1 R_2}{2h_2 R_1^2 \left(1 + \frac{R_2^2}{R_1^2} \cdot \frac{E_1 h_1}{E_2 h_2} \right)} - \frac{C_{\sigma} R_2}{h_2 \left(1 + \frac{R_2^2}{R_1^2} \cdot \frac{E_1 h_1}{E_2 h_2} \right)} - \\ &- \frac{C_{\kappa} R_2}{h_2} \cdot \frac{\frac{R_1^2}{R_2^2} \cdot \frac{E_2 h_2}{E_1 h_1}}{\left(1 + \frac{R_1^2}{R_2^2} \cdot \frac{E_2 h_2}{E_1 h_1} \right)}. \quad (\text{VII.43}) \end{aligned}$$

Зная размеры бандажа и обода, можно подсчитать центробежную силу на единицу поверхности и определить напряжение в бандаже и ободу, задавшись тем или иным натягом.

Для сохранения надежного соединения при различных числах оборотов необходимо, чтобы при всех режимах работы сохранялся натяг, т. е. надо, чтобы обод всегда испытывал сжимающее напряжение ($\sigma_{z_2} > 0$). Для этого необходимо выдержать условие

$$\delta > \frac{2R_1^2}{E_1 h_1} (C_6 + C_\kappa). \quad (\text{VII.44})$$

Центробежные силы бандажа, представляющего собой кольцо постоянного поперечного сечения, определяются следующим путем: элементарная центробежная сила будет равна

$$\Delta C_6 = \Delta m R_1 \omega^2,$$

где $\Delta m = \frac{h_1 dF \gamma}{g}$ — элемент массы бандажа;

ω — угловая скорость;

центробежная сила, приходящаяся на единицу поверхности бандажа,

$$C_6 = \frac{dC_6}{dF} = \frac{\gamma}{g} h_1 R_1 \omega^2; \quad (\text{VII.45})$$

центробежная сила, приходящаяся на единицу поверхности обода колеса, подсчитывается делением существующей центробежной силы P_6 на площадь горизонтальной проекции поверхности обода

$$C_\kappa = \frac{P_6}{Db}, \quad (\text{VII.46})$$

где P_6 — суммарная центробежная сила, приходящаяся на данный обод в соответствии с выражением (VII.35);

D — наружный диаметр обода;

b — высота обода.

Определение температуры нагрева бандажа. Чтобы свободно надеть бандаж на обод, бандаж необходимо нагреть. Обычно бандаж нагревают до такой температуры, чтобы его внутренний диаметр был несколько больше наружного диаметра обода.

Если R — радиус центра тяжести сечения бандажа при нормальной температуре, то $R + \frac{\delta_1}{2}$ — радиус бандажа после нагрева его на температуру Δt °С, тогда развернутая длина нагретого бандажа равна

$$L = 2\pi \left(R + \frac{\delta}{2} \right). \quad (\text{VII.47})$$

С другой стороны, если α — коэффициент линейного расширения стали, то

$$L_1 = 2\pi R (1 + \alpha \Delta t). \quad (\text{VII.48})$$

Из выражений (VII.47) и (VII.48) следует, что

$$\Delta t = \frac{\delta_1}{2R\alpha}, \quad (\text{VII.49})$$

$$\Delta t = t_2 - t_1, \quad (\text{VII.50})$$

где t_2 — температура нагретого бандажа;
 t_1 — температура бандажа в нормальном состоянии;
 δ_1 — величина, на которую должен увеличиваться диаметр бандажа;
обычно $\delta_1 \approx 1,5\delta$;
 δ — величина расчетного натяга.
Следовательно, из (VII.49) и (VII.50) получим

$$t_2 = \frac{\delta_1}{2R\alpha} + t_1 = \frac{0,75\delta}{R\alpha} + t_1. \quad (\text{VII.51})$$

4. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СРЕДНЕНАПОРНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС

В предыдущем параграфе говорилось, что приближенный метод расчета рабочего колеса обладает рядом недостатков, а именно:

- 1) он не дает возможности определить напряжения в лопастях рабочего колеса;
- 2) расчет ободьев и бандажей весьма неточен, так как усилия, действующие со стороны лопастей на обод, определяются крайне приближенно.

Таким образом, приближенный метод расчета может применяться для ориентировочных расчетов в начальной стадии проектирования.

На ЛМЗ А. Я. Аронсон [2] разработал уточненный метод расчета напряженного состояния рабочего колеса. В основу этого расчета была положена схема, по которой рабочее колесо заменялось стержневой системой, причем лопасти рассматривались как закрученные изогнутые стержни переменного сечения. С одной стороны, стержни принимались жестко заделанными во внутренний обод, с другой — сопрягались с наружным ободом. Такая схематизация не очень оправдана, так как лопасти являются сложными поверхностями и замена их стержнями не всегда допустима.

Однако было экспериментально установлено, что в лопастях рабочих колес средненапорных турбин имеет место одномерное напряженное состояние, т. е. лопасть можно рассматривать как тонкостенный стержень. Поэтому теория тонких стержней может быть использована в расчете напряженного состояния рабочего колеса. Основные положения теории тонких стержней изложены в первом издании монографии «Гидротурбины» (гл. VII).

Расчет лопасти

В соответствии с теорией тонких стержней на напряженное состояние стержня, нагруженного системой внешних сил, определяется из уравнений равновесия и уравнений, связывающих перемещение и углы поворота сечений стержня с его характеристиками. В векторной форме эти уравнения имеют вид:

1. Уравнение равновесия

$$\frac{d\bar{v}}{ds} = -\bar{F}; \quad \frac{d\bar{L}}{ds} + (\bar{\tau} \times \bar{v}) = 0;$$

2. Уравнение деформаций

$$\frac{d\bar{\theta}}{ds} = \sigma\bar{L}; \quad \frac{d\bar{\delta}}{ds} + (\bar{\tau} \times \bar{\theta}) = 0,$$

где \bar{F} — вектор внешней нагрузки;
 \bar{v} — вектор внутренних усилий;
 \bar{L} — вектор внутреннего момента;
 $\bar{\tau}$ — единичный вектор касательной к оси стержня;
 $\bar{\theta}$ — вектор угла поворота стержня;
 δ — вектор перемещения некоторой точки оси стержня;
 s — координата рассматриваемого сечения (по оси стержня);
 σ — тензор податливости.

Тензор податливости в главных осях инерции сечения имеет вид

$$\sigma = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ A & 1 & 0 \\ 0 & B & 1 \\ 0 & 0 & C \end{vmatrix},$$

где A, B, C — жесткости на изгиб и кручение:

$$A = EJ_x; \quad B = EJ_y; \quad C = \frac{G}{4\pi} \cdot \frac{F^4}{J_p},$$

где J_x и J_y — моменты инерции сечения относительно осей x и y (рис. VII.21);

E — модуль упругости;

G — модуль сдвига;

F — площадь сечения стержня;

J_p — полярный момент инерции сечения лопасти.

Уравнения равновесия и деформаций после интегрирования имеют вид:

$$\bar{v} = \bar{v}_0 - \int_{s_0}^s \bar{F}(v) dv; \quad \bar{\theta} = \bar{\theta}_0 - \int_{s_0}^s \sigma \bar{L}(v) dv;$$

$$\bar{L} = \bar{L}_0 - (\bar{r} - \bar{r}_0) \bar{v}_0 + \int_{s_0}^s [\bar{r}(s) - \bar{r}(v)] F(v) dv;$$

$$\delta = \delta_0 + \bar{\theta}_0 (\bar{r} - \bar{r}_0) - \int_{s_0}^s [\bar{r}(s) - \bar{r}(v)] \sigma \bar{L} dv,$$

где $\bar{r} = \bar{r}(s)$ — уравнение оси стержня.

Решение этих уравнений зависит от величины четырех производных векторов $\bar{v}_0, \bar{L}_0, \bar{\theta}_0, \delta_0$, эквивалентных 12 произвольным постоянным, определяемым из граничных условий.

В проекциях на оси ζ, ξ, η , (рис. VII.21) уравнения равновесия и деформаций запишутся в виде:

$$\left. \begin{aligned} v_{\xi} &= v_{0\xi} - \int_{s_0}^s F_{\xi}(v) dv; & v_{\eta} &= v_{0\eta} - \int_{s_0}^s F_{\eta}(v) dv; \\ v_{\zeta} &= v_{0\zeta} - \int_{s_0}^s F_{\zeta}(v) dv; \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.52})$$

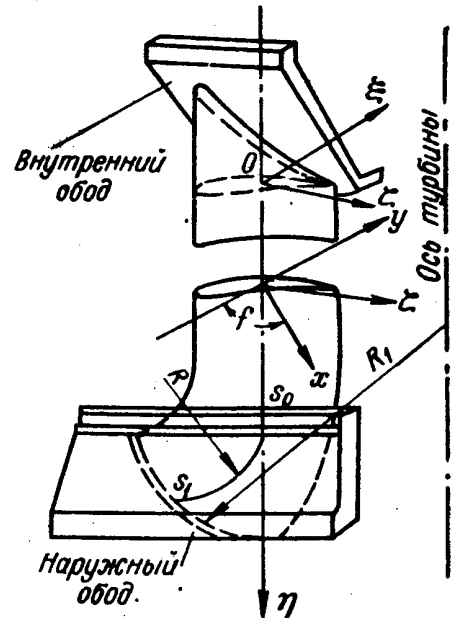


Рис. VII.21. К расчету лопасти рабочего колеса радиально-осевого типа

$$\left. \begin{aligned}
 L_{\xi} &= L_{0\xi} - (\eta - \eta_0) v_{0\xi} + \int_{s_0}^s [\eta(s) - \eta(v)] F_{\xi}(v) dv; \\
 L_{\eta} &= L_{0\eta} + (\xi - \xi_0) v_{0\xi} - \int_{s_0}^s [\xi(s) - \xi(v)] F_{\xi}(v) dv; \\
 L_{\zeta} &= L_{0\zeta} - (\xi - \xi_0) v_{0\eta} + (\eta - \eta_0) v_{0\xi} + \\
 &+ \int_{s_0}^s \{ [\xi(s) - \xi(v)] F_{\eta}(v) - [\eta(s) - \eta(v)] F_{\xi}(v) \} dv;
 \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.53})$$

$$\left. \begin{aligned}
 \theta_{\xi} &= \theta_{0\xi} + \int_{s_0}^s (\sigma_{\xi\xi} L_{\xi} + \sigma_{\xi\eta} L_{\eta} + \sigma_{\xi\zeta} L_{\zeta}) dv; \\
 \theta_{\eta} &= \theta_{0\eta} + \int_{s_0}^s (\sigma_{\eta\xi} L_{\xi} + \sigma_{\eta\eta} L_{\eta} + \sigma_{\eta\zeta} L_{\zeta}) dv; \\
 \theta_{\zeta} &= \theta_{0\zeta} + \int_{s_0}^s (\sigma_{\zeta\xi} L_{\xi} + \sigma_{\zeta\eta} L_{\eta} + \sigma_{\zeta\zeta} L_{\zeta}) dv;
 \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.54})$$

$$\left. \begin{aligned}
 \delta_{\xi} &= \delta_{0\xi} + \theta_{0\zeta} (\eta - \eta_0) - \int_{s_0}^s [\eta(s) - \\
 &- \eta(v)] [\sigma_{\zeta\xi} L_{\xi} + \sigma_{\zeta\eta} L_{\eta} + \sigma_{\zeta\zeta} L_{\zeta}] dv; \\
 \delta_{\eta} &= \delta_{0\eta} + \theta_{0\zeta} (\xi - \xi_0) + \int_{s_0}^s [\xi(s) - \xi(v)] [\sigma_{\zeta\xi} L_{\xi} + \\
 &+ \sigma_{\zeta\eta} L_{\eta} + \sigma_{\zeta\zeta} L_{\zeta}] dv; \\
 \delta_{\zeta} &= \delta_{0\zeta} + \theta_{0\xi} (\eta - \eta_0) - \theta_{0\eta} (\xi - \xi_0) - \int_{s_0}^s \{ [\xi(s) - \\
 &- \xi(v)] [\sigma_{\eta\xi} L_{\xi} + \sigma_{\eta\eta} L_{\eta} + \sigma_{\eta\zeta} L_{\zeta}] - [\eta(s) - \\
 &- \eta(v)] [\sigma_{\xi\xi} L_{\xi} + \sigma_{\xi\eta} L_{\eta} + \sigma_{\xi\zeta} L_{\zeta}] \} dv.
 \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.55})$$

Вычисление входящих в уравнение интегралов в общем виде громоздко, их следует определять численно. Это упрощает расчет.

Задаемся граничными условиями:

1. Полагая, что верхний конец лопасти жестко заделан во внутренний обод, и выбрав начало координат у верхнего конца лопасти (рис. VII.21) при $s = 0$, получим:

$$\left. \begin{aligned}
 \bar{\theta}_0 &= 0, \text{ т. е. } \theta_{0\xi} = \theta_{0\eta} = \theta_{0\zeta} = 0; \\
 \bar{\delta}_0 &= 0, \text{ т. е. } \delta_{0\xi} = \delta_{0\eta} = \delta_{0\zeta} = 0.
 \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.56})$$

Это условие выполняется достаточно точно, так как внутренний обод с фланцами для крепления к валу достаточно массивен.

2. Нижний конец лопасти заделан в наружном ободе, который может перемещаться вместе с ним. Тогда при $s = s_L$ будем иметь:

а) условие свободного перемещения конца лопасти вместе с ободом в направлении оси турбины

$$v_{\eta} = G_{zob} + \overline{\Delta p}, \quad (\text{VII.57})$$

где G_{ob} — вес обода;

z — число лопастей;

$\overline{\Delta p}$ — перепад давления на наружном ободе;

$$G_{zob} = \frac{G_{ob}}{z};$$

б) условие равновесия наружного обода

$$L_{\eta} = (v_{\zeta} \cos \alpha - v_{\xi} \sin \alpha) R_1, \quad (\text{VII.58})$$

где R_1 — радиус колеса;

α — угол между осями ζ и r при $r = R_1$;

в) условие равенства радиальных перемещений лопасти и обода

$$\delta_{\zeta} \cos \alpha - \delta_{\xi} \sin \alpha = -\gamma (v_{\xi} \cos \alpha + v_{\zeta} \sin \alpha), \quad (\text{VII.59})$$

где γ — податливость наружного обода

$$\gamma = \frac{R_1^3}{2eJ} \left[\frac{1}{\sin^2 v} \left(\frac{v}{2} + \frac{\sin v \cos v}{2} \right) - \frac{1}{v} \right].$$

Здесь J — минимальный момент инерции сечения обода;

$$v = \frac{2\pi}{z};$$

г) условия заделки нижнего конца лопасти в обод

$$\theta_{\xi} = 0; \quad (\text{VII.60})$$

$$\theta_{\zeta} = 0; \quad (\text{VII.61})$$

$$\delta_{\zeta} \cos \alpha - \delta_{\xi} \sin \alpha = R\theta_{\eta}; \quad (\text{VII.62})$$

$$\theta_r = -\beta L_r, \quad (\text{VII.63})$$

$$\beta = \frac{1}{E_n} \left(n = \int \frac{\eta^2 dF}{r} \right).$$

Индекс r в формуле (VII.63) указывает на то, что L направлена касательно к ободу.

Выражая в уравнениях (VII.58) и (VII.62) величины перерезывающих сил, моментов, углов поворота и перемещений при $s = s_1$ через их значения при $s = 0$ из уравнений (VII.52)—(VII.55), получим после преобразований систему уравнений для определения произвольных постоянных $L_{0\xi}$, $L_{0\eta}$, $L_{0\zeta}$, $v_{0\xi}$, $v_{0\eta}$, $v_{0\zeta}$.

$$\left. \begin{aligned} a_{11}L_{0\zeta} + a_{12}L_{0\eta} + a_{13}L_{0\xi} + b_{11}v_{0\zeta} + b_{12}v_{0\eta} + b_{13}v_{0\xi} + d_1 &= 0; \\ a_{21}L_{0\zeta} + a_{22}L_{0\eta} + a_{23}L_{0\xi} + b_{21}v_{0\zeta} + b_{22}v_{0\eta} + b_{23}v_{0\xi} + d_2 &= 0; \\ a_{31}L_{0\zeta} + a_{32}L_{0\eta} + a_{33}L_{0\xi} + b_{31}v_{0\zeta} + b_{32}v_{0\eta} + b_{33}v_{0\xi} + d_3 &= 0; \\ a_{41}L_{0\zeta} + a_{42}L_{0\eta} + a_{43}L_{0\xi} + b_{41}v_{0\zeta} + b_{42}v_{0\eta} + b_{43}v_{0\xi} + d_4 &= 0; \\ L_{0\eta} + b_{51}v_{0\zeta} + b_{53}v_{0\xi} + d_5 &= 0; \\ v_{0\eta} &= C_5. \end{aligned} \right\} (\text{VII.64})$$

Здесь постоянные коэффициенты a_{ij} , b_{ij} , d_i являются функциями заданной нагрузки и геометрии стержня.

Подставляя полученные из решения системы (VII.64) произвольные постоянные v_{0z} и др. в формулы (VII.52) и (VII.53), можно определить все компоненты внутренних усилий и моментов, действующих в любом сечении лопасти.

Составляющие векторов моментов и усилий относительно главных осей инерции x и y каждого сечения находятся по формулам для проекций векторов.

Суммарные напряжения в точке с координатами x и y будут определяться по формуле

$$\sigma = \frac{P_z}{F} + \frac{L_{xy}}{J_x} + \frac{L_{yx}}{J_y}. \quad (\text{VII.65})$$

При расчете целесообразен следующий порядок вычислений: на основании теоретического чертежа лопасти надо произвести построение оси стержня, который изображается в виде отрезка прямой и части дуги круга радиуса R (рис. VII.21). Ось стержня проводится через центр тяжести сечений лопасти, сопрягающихся с внутренним и наружным ободьями. В каждом сечении должны быть определены геометрические характеристики лопасти — жесткость на изгиб и кручение и закрутка.

Для увеличения точности расчета ось стержня следует разбивать на большое количество участков. На основе геометрических характеристик исходных сечений можно определить $A = A(s)$, $B = B(s)$ и $C = C(s)$, входящие в выражение, определяющие σ .

Далее подсчитывается интенсивность нагрузки от центробежных сил $q = q(s)$ для разных сечений

$$q(s) = \frac{m\omega^2}{h_k} R(s). \quad (\text{VII.66})$$

Проекция интенсивности нагрузки $q(s)$ на оси ξ и ζ равны:

$$\left. \begin{aligned} q_\xi &= \frac{m\omega^2}{h_k} R(s) \cos \varphi; \\ q_\zeta &= \frac{m\omega^2}{h_k} R(s) \sin \varphi, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.67})$$

где φ — угол между осью R и ξ . Дальнейший подсчет интегралов, входящих в коэффициенты a_{ij} , b_{ij} , d_i , и вычисление самих коэффициентов следует производить в табличной форме. Интегрирование следует осуществлять численно по правилу трапеций. Гидравлические нагрузки, действующие на лопасть, можно определять следующим путем.

Полагая поток в рабочем колесе радиально-осевой турбины потенциальным или равноскоростным, при котором известны распределения меридиональных скоростей в потоке, в соответствии с законом момента количества движения, момент взаимодействия радиально-осевого рабочего колеса с потоком воды выражается формулой:

$$M_k = \frac{G}{g} (v_{u1} R_1 - v_{u2} R_2), \quad (\text{VII.68})$$

где G — весовой расход через турбину;
 v_{u1} и v_{u2} — проекции абсолютной скорости на окружные направления на входе и выходе с лопастей рабочего колеса;
 R_1 и R_2 — радиусы соответствующих поверхностей.

Тогда напор будет равен

$$H_T = \frac{v_{u1}u_1 - v_{u2}u_2}{g}. \quad (\text{VII.69})$$

Если представить поток в области колеса состоящим из струек с равным расходом $G' = \frac{G}{n}$, то момент, действующий со стороны струйки на колесо, будет равен

$$M_{\kappa} = \frac{GH_T}{n\omega}$$

и на одну лопасть (при z лопастей)

$$M_{\kappa. \lambda} = \frac{GH_T}{zn\omega}. \quad (\text{VII.70})$$

Тогда окружное усилие, действующее на лопасть со стороны струйки и приложенное в центре тяжести сечения выделенной части лопасти, будет равно

$$F_{\kappa. \lambda} = \frac{GH_T}{zn\omega R_{cm}}, \quad (\text{VII.71})$$

где R_{cm} — радиус центра тяжести выделенной части лопасти.

Интенсивность нагрузки, действующей со стороны струйки тока на выделенную часть лопасти, равна

$$F'_{\kappa. \lambda} = \frac{GH_T}{zn\omega R_{cm} \Delta s}, \quad (\text{VII.72})$$

где Δs — толщина струйки.

Проекция вектора интенсивности нагрузки на неподвижные оси будут равны:

$$F'_{\xi \kappa. \lambda} = \frac{GH_T \sin \alpha}{zn\omega R_{cm} \Delta s}; \quad (\text{VII.73})$$

$$F'_{\zeta \kappa. \lambda} = \frac{GH_T \cos \alpha}{zn\omega R_{cm} \Delta s}, \quad (\text{VII.74})$$

где α — угол между направлением радиуса в каждой точке и осью ξ .

Кроме окружного усилия на лопасть действует также радиальное и осевое усилия. Если спроектировать на радиальное и осевое направления уравнение импульсов, то суммарное усилие выразится зависимостью

$$F_{\eta} = \frac{G}{zng} (v_{\eta 1} - v_{\eta 2}) + H_d s_d - H_s s_s, \quad (\text{VII.75})$$

где $v_{\eta 1}$ и $v_{\eta 2}$ — проекции скорости v на ось η у входной и выходной кромок для каждой струйки тока.

Интенсивность этой нагрузки

$$F'_{\eta} = \frac{G}{zng \Delta s} (v_{\eta 1} - v_{\eta 2}) + H_d \frac{s_d}{\Delta s} - H_s \frac{s_s}{\Delta s}, \quad (\text{VII.76})$$

где s_d, s_s — площади горизонтальных проекций усеченных конусов с образующими, располагающимися по входной и выходной кромкам лопаток, отсеченных двумя соседними поверхностями тока;

H_d и H_s — соответствующие давления на эти площади.

Радиальное усилие, с которым струйка действует на лопасть, будет равно

$$F_r = \frac{G}{zng} (v_{r1} - v_{r2}) + H_d s_{r1} - H_s s_{r2}, \quad (\text{VII.77})$$

где s_{r1} и s_{r2} — площади цилиндрических проекций усеченных конусов с образующими по входной и выходной кромкам лопастей, отсеченными двумя соседними поверхностями;

v_{r1} и v_{r2} — проекции скорости v на ось r у входной и выходной кромок для каждой струйки тока.

Интенсивность этого усилия равна

$$F'_r = \frac{G}{zng\Delta s} (v_{r1} - v_{r2}) + H_d \frac{s_{r1}}{\Delta s} - H_s \frac{s_{r2}}{\Delta s}. \quad (\text{VII.78})$$

Проекция его на ось ξ и ζ будут:

$$F'_{r\xi} = \frac{G}{zng\Delta s} (v_{r1} - v_{r2}) \cos \alpha + \left(H_d \frac{s_{r1}}{\Delta s} - H_s \frac{s_{r2}}{\Delta s} \right) \cos \alpha; \quad (\text{VII.79})$$

$$F'_{r\zeta} = \frac{G}{zng\Delta s} (v_{r1} - v_{r2}) \sin \alpha - \left(H_d \frac{s_{r1}}{\Delta s} + H_s \frac{s_{r2}}{\Delta s} \right) \sin \alpha. \quad (\text{VII.80})$$

Окончательные компоненты интенсивности гидродинамической нагрузки по осям ξ , η и ζ будут определяться по формулам:

$$F_\xi = \frac{G}{zn\Delta s} \left[\frac{H_T}{\omega R_{cm}} \sin \alpha + \frac{1}{g} (v_{r1} - v_{r2}) \cos \alpha \right] + \left(H_d \frac{s_{r1}}{\Delta s} - H_s \frac{s_{r2}}{\Delta s} \right) \cos \alpha; \quad (\text{VII.81})$$

$$F_\eta = \frac{G}{zng\Delta s} (v_{\eta1} - v_{\eta2}) + H_d \frac{s_d}{\Delta s} - H_s \frac{s_s}{\Delta s}; \quad (\text{VII.82})$$

$$F_\zeta = \frac{-G}{zn\Delta s} \left[\frac{H_T}{\omega R_{cm}} \cos \alpha + \frac{1}{g} (v_{r1} - v_{r2}) \sin \alpha \right] + \left(H_d \frac{s_{r1}}{\Delta s} - H_s \frac{s_{r2}}{\Delta s} \right). \quad (\text{VII.83})$$

По приведенным формулам (VII.81)—(VII.83) определение нагрузок и расчет напряжения в лопасти одного и того же рабочего колеса для потенциального и равноскоростного потока в зоне рабочего колеса показало, что хотя нагрузки были получены разные, напряжения получились практически одинаковыми. Это свидетельствует, что напряжения в лопасти мало зависят от характера распределения скоростей.

Расчет обода

При расчете рабочего колеса определяются усилие и моменты действующих на внутренний и наружный обод со стороны лопастей. Кроме того ободы нагружены центробежными силами и перепадом давления.

Для каждого случая нагрузки можно определить напряжение в ободах, а затем их складывать. Порядок расчета ободьев следующий.

На наружный обод со стороны лопастей действует система скручивающихся моментов, векторы которых направлены по касательной к оси обода, и сил, растягивающих и изгибающих ободьев,

$$M = -L_r \text{ и } T = v_r.$$

Кроме того, на обод действует система моментов $M_1 = -L_\eta$, векторы которых параллельны оси турбины, и центробежная сила, возникающая из-за вращения самого обода.

Напряжения в ободе от центробежных сил определяются по формуле

$$\sigma = \frac{R_{cp} G \omega^2}{2\pi g F}, \quad (\text{VII.84})$$

где ω — угловая скорость вращения колеса;
 R_{cp} — средний радиус обода;
 G — вес обода;
 F — площадь сечения обода.

Напряжения от моментов, скручивающих ободьев, определяются по формуле кручения кольца [91]

$$\sigma = \frac{Mnh}{4\pi J_{\max}}, \quad (\text{VII.85})$$

где h — высота обода;
 J_{\max} — максимальный момент инерции сечения обода;
 n — число лопастей.

Напряжения в ободе от воздействия радиальных сил получаются из формул для кривого замкнутого бруса. В сечении у лопастей изгибающие напряжения будут равны

$$\sigma = \frac{TR_{cp}b}{12J_{\min}} \theta, \quad (\text{VII.86})$$

где b — средняя толщина обода;
 J_{\min} — минимальный момент инерции сечения обода;

$$\theta = \frac{\pi}{n}.$$

В сечении между лопастями напряжения будут равны

$$\sigma = \frac{TR_{cp}b}{24J_{\min}} \theta. \quad (\text{VII.87})$$

Растягивающие напряжения в ободе, возникающие из-за наличия силы T , будут равны

$$\sigma = \frac{1}{2} \cdot \frac{T}{F} \cdot \frac{1}{\sin \theta},$$

где

$$T = -(v_z \cos \alpha + v_r \sin \alpha). \quad (\text{VII.88})$$

Напряжения в ободе от моментов L_n можно подсчитывать по формуле [90]

$$\sigma = \frac{M_1 b}{2J_{\min}} \left[0,3183 \cos \beta' \sum_{i=1}^n \sin i\theta - \sin \beta' \sum_{i=1}^n \cos i\theta + \right. \\ \left. + \frac{\theta}{2} \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{\beta'}{2} z \right) - \frac{h}{2} \right], \quad (\text{VII.89})$$

где β' — центральный угол, отсчитываемый от места сопряжения лопасти и обода; $0 < \beta' < \theta$.

Внутренний обод подвергается нагрузке от веса лопастей, давления воды и от центробежных сил. Влияния последних при нормальных оборотах невелико.

Усилия, действующие на внутренний обод со стороны лопастей, приводятся к системе усилий и моментов, которые в совокупности с реакциями

от болтов фланца вала скручивают обод. Напряжения, возникающие при кручении внутреннего обода, определяются по формуле

$$\sigma = \frac{M \left(y - \frac{m}{l} \right)}{r \left[\left(n - \frac{m^2}{l} \right) + \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{n_2 F_2 h_2^2}{l_2} \right]}, \quad (\text{VII.90})$$

где y — координата расчетной точки, отсчитываемая относительно принятой оси;

r — радиус расчетной точки, отсчитываемой от оси турбины;

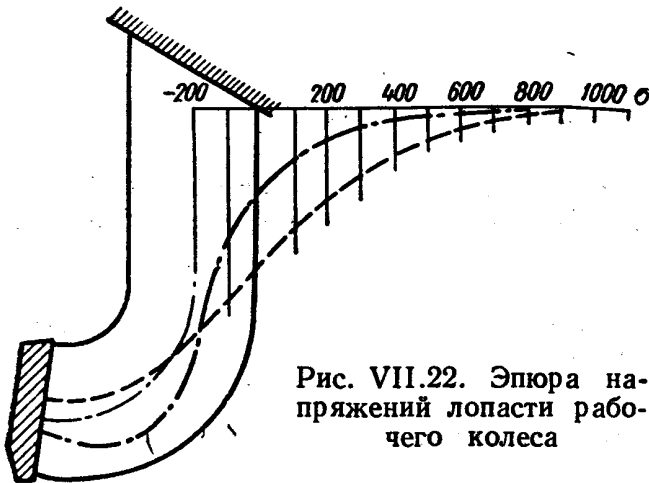


Рис. VII.22. Эпюры напряжений лопасти рабочего колеса

$$l = 2 \int_{r_1}^{r_2} \frac{y_2 - y_1}{r} dr;$$

$$m = \int_{r_1}^{r_2} \frac{y_2^2 - y_1^2}{r} dr;$$

$$n = \frac{2}{3} \int_{r_1}^{r_2} \frac{y_2^3 - y_1^3}{r} dr;$$

$\frac{1}{2\pi} \cdot \frac{n_2 F_2 h_2^2}{l_2}$ — учитывает упрочняющее влияние соединения внутреннего обода и фланца вала;

n_2 — количество болтов;

F_2 — площадь сечения болта;

h_2 — расстояние от края фланца до оси расположения болтов соединения рабочего колеса с валом;

l_2 — полная длина болта;

M — изгибающий момент, действующий в рассматриваемом сечении.

Индекс 1 относится к нижней стороне элементарных прямоугольников, на которые разбито сечение обода, индекс 2 — к верхней.

Вышеизложенным методом на ЛМЗ производился расчет ряда рабочих колес и сопоставление расчетных эпюр с эксплуатационными данными, полученными при испытании натуральных турбин на ГЭС (рис. VII.22). Эти данные свидетельствуют о хорошем совпадении расчетных и экспериментальных данных при расчете напряжений от центробежных сил. В результате анализа расчетов различных колес можно сделать следующие выводы. При нормальных режимах минимальные напряжения возникают в местах сопряжения лопастей с наружным и внутренним ободьями. При разгонных режимах максимальные напряжения в зависимости от жесткости наружного обода могут иметь место как в сечении сопряжения лопастей с ободьями, так и в среднем сечении лопасти. Чем эта жесткость меньше, тем большие напряжения будут в среднем сечении лопасти.

В наружном ободье при нормальных режимах напряжения невелики, во внутреннем ободье напряжения невелики при нормальных и разгонных оборотах.

Увеличение конусности обтекаемой поверхности внутреннего конуса приводит к концентрации напряжения на выходной кромке лопастей у обода и к разгрузке входных кромок.

5. РАСЧЕТ ВЫСОКОНАПОРНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС

Метод расчета на основе теории стержней дает удовлетворительные результаты, совпадающие с экспериментальными данными для средненапорных ($H = 100 \text{ м}$) колес, имеющих относительно высокие лопасти с небольшой их длиной. При переходе к высоконапорным колесам, имеющим небольшую высоту лопасти и большую длину, указанный метод дает большие погрешности.

Конструкция высоконапорных рабочих колес низкой быстроходности сходна с конструкцией рабочих колес центробежных насосов (рис. VII.23, а), поэтому для расчета их на прочность может применяться метод «двух расчетов» [92]. При этом методе наружный обод рабочего колеса рассчитывается как свободно вращающийся диск, а внутренний обод рассчитывается с учетом центробежных сил лопаток. В этом случае для упрощения расчета считают, что масса лопаток непрерывно распределяется по боковой поверхности, занятой лопатками.

Следовательно, внутренний обод несет некоторую приведенную массу переменной толщины, или «боковую нагрузку».

Лопастей рабочего колеса рассчитываются как балка, лежащая на опорах, нагруженная по концам равномерно распределенной нагрузкой. Ниже приводится порядок этого расчета.

Обод

Для некоторых форм ободьев постоянной толщины и конических при отсутствии боковой нагрузки напряжения для любого радиуса r являются линейными функциями от напряжений σ_{r1} и σ_t . Если известны напряжения радиальные σ_{r1} и касательные σ_t для какого-либо радиуса r_1 , то для любого радиуса r можно определить σ_r и σ_t :

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \alpha_r \sigma_{r1} + \alpha_t \sigma_{t1} + \alpha'_c T d; \\ \sigma_t &= \beta_r \sigma_{r1} + \beta_t \sigma_{t1} + \beta'_c T d. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.91})$$

При боковой нагрузке:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \alpha_r \sigma_{r1} + \alpha_t \sigma_{t1} + \bar{\alpha}'_c T d; \\ \sigma_t &= \beta_r \sigma_{r1} + \beta_t \sigma_{t1} + \bar{\beta}'_c T d; \\ T &= \left(\frac{D}{1000} \cdot \frac{n}{1000} \right)^2, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.92})$$

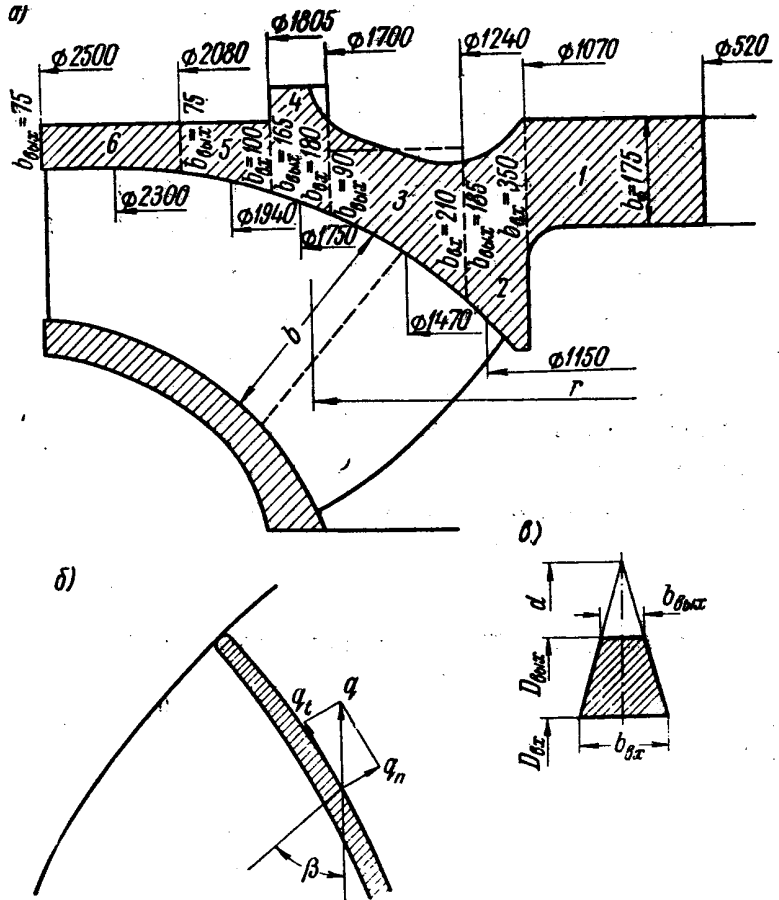


Рис. VII.23. К расчету высоконапорного рабочего колеса радиально-осевого типа

где $\alpha_r; \alpha_t; \alpha'_c; \beta_r;$

$\beta_t; \beta_c; \bar{\alpha}'_c; \bar{\beta}'_c$ — коэффициенты;

D — диаметр колеса в мм;

n — число оборотов в минуту;

T_d — соответствует диаметру d (полному конусу).

В соответствии с этим принимается следующий порядок расчета обода.

1. Обод разбивается на ряд участков простейшей конической формы постоянной толщины (на рис. VII. 23, в в качестве примера приведены размеры диаметров b_{ax} и $b_{вых}$).

2. При первом расчете, когда обод вращается, задаются произвольными касательными напряжениями на внутреннем диаметре обода σ'_{t0} , принимая $\sigma'_{r0} = \sigma_{r0}$. Находят напряжения в начале и конце каждого участка, в частности некоторые радиальные напряжения σ'_{rd} на внешнем диаметре колеса.

3. При втором расчете, когда обод неподвижен, задаются некоторым произвольным касательным напряжением σ''_{0t} и, полагая, что $\sigma''_{r0} = 0$, находят напряжения σ_r и σ'_t в начале и конце каждого участка и, в частности, на внешнем диаметре обода

$$\sigma'_r = \sigma'_{rd}.$$

4. Определяются максимальные касательные напряжения в диске

$$\sigma_{t0} = \sigma'_{t0} - \varphi \sigma''_{t0}, \quad (\text{VII.93})$$

где

$$\varphi = \frac{\sigma'_{rd}}{\sigma''_{rd}}.$$

5. Уточняются величины напряжений. Если толщина обода резко меняется от толщины b до толщины b^* , то напряжения в сечении b^* будут выражаться через напряжения в сечении b следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r^* &= \frac{b}{b^*} \sigma_r; \\ \sigma_t^* &= \sigma_t + \mu (\sigma_r^* - \sigma_r), \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.94})$$

где μ — коэффициент Пуассона.

6. Определяются коэффициенты $\alpha_r, \alpha_t, \beta_r, \beta_t, \alpha'_c, \beta'_c, \bar{\alpha}'_c, \bar{\beta}'_c$:

а) для участка обода постоянной толщины

$$\alpha_r = \beta_t = 0,5 (1 + x^2);$$

$$\alpha_t = \beta_r = 0,5 (1 - x^2);$$

$$\alpha_c = -220 \left(\frac{3 + \mu}{8} - \frac{1 + \mu}{4} x^2 - \frac{1 - \mu}{8} x^4 \right);$$

$$\beta_c = -220 \left(\frac{1 + 3\mu}{8} - \frac{1 + \mu}{4} x^2 - \frac{1 - \mu}{8} x^4 \right),$$

где $x = \frac{D_1}{D}$ (D_1 — исходный диаметр; D — текущий диаметр); а множитель 220 составляет $\frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2$ при $D = 1000$ мм, $n = 1000$ об/мин и $\gamma = 7,85 \cdot 10^3$;

б) для конических дисков с боковой нагрузкой:

$$\bar{\alpha}'_c = \alpha'_c a' + \alpha'_s h';$$

$$\bar{\beta}'_c = \beta'_c a' + \beta'_s h',$$

где

$$a' = 1 + \frac{D_{вых} s_{ex} + D_{ex} s_{вых}}{D_{вых} - D_{ex}};$$

$$h' = \frac{(s_{вых} - s_{ex}) \alpha}{D_{вых} - D_{ex}}; \quad s_{вых} = \frac{y}{b_{вых}}; \quad s_{ex} = \frac{y}{b_{ex}}.$$

Коэффициенты $\alpha'_s, \beta'_s, \alpha_r, \alpha_t, \beta_r, \beta_t$ являются функциями $t = \frac{D_{вых}}{d}$ и $t_1 = \frac{D_{ex}}{d}$ и находятся из графиков (рис. VII.24),

$$d = D + \frac{b_{ex}}{b_{ex} - b_{вых}} (D_{вых} - D_{ex}).$$

Приведенная толщина боковых нагрузок определяется по формуле

$$y = \frac{b \delta z}{2\pi r \sin \beta}, \quad (\text{VII.95})$$

где b — ширина лопасти на радиусе r ;

δ — толщина лопасти на радиусе r ;

z — число лопастей;

β — угол между относительной и переносной лопастями.

Лопать рабочего колеса

Лопать рабочего колеса нагружена собственными центробежными силами, реакциями ободьев и давлением воды. Расчет лопасти, так же как и внутренних ободов, ведут на случай разгонных оборотов.

Порядок расчета лопасти следующий: из лопасти вырезается элемент шириной $l = 1 \text{ см}$. Его предполагают заданным по плоскостям диска и обода. Пренебрегая кривизной и введя среднюю длину элемента b , получим балку с жестко заделанными концами, нагруженную равномерно распределенной нагрузкой. Нагрузка от центробежных сил, приходящаяся на единицу длины элемента, будет

$$q = \frac{\gamma}{g} \delta r \omega^2, \quad (\text{VII.96})$$

где δ — толщина лопасти, считается постоянной по длине элемента;

r — радиус центра элемента;

ω — угловая скорость вращения пояса.

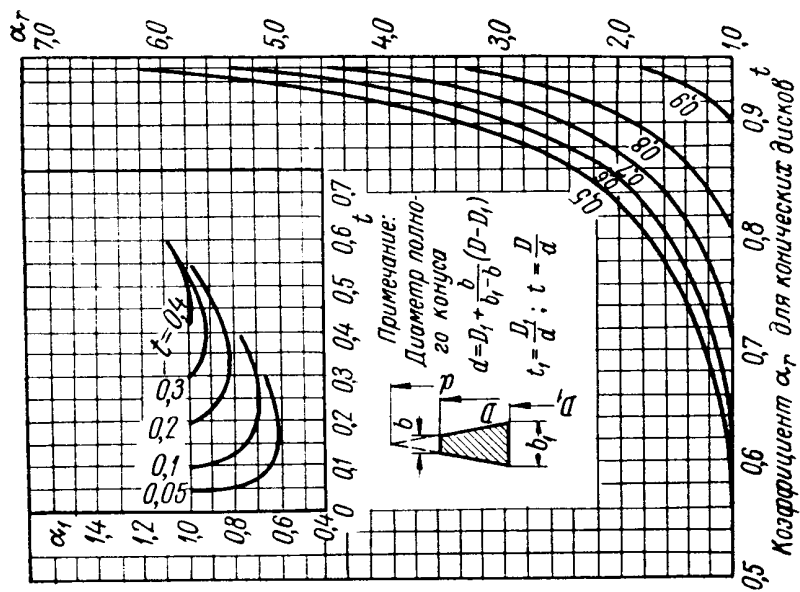
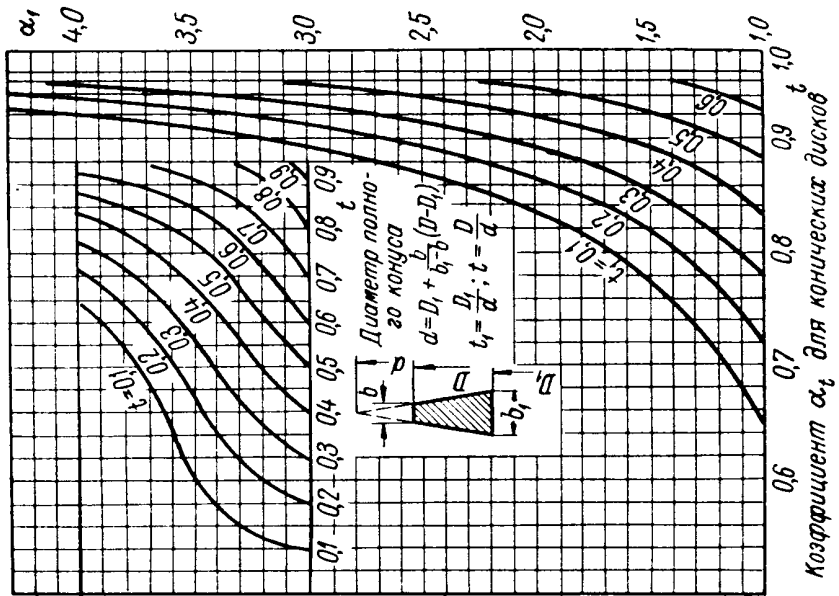
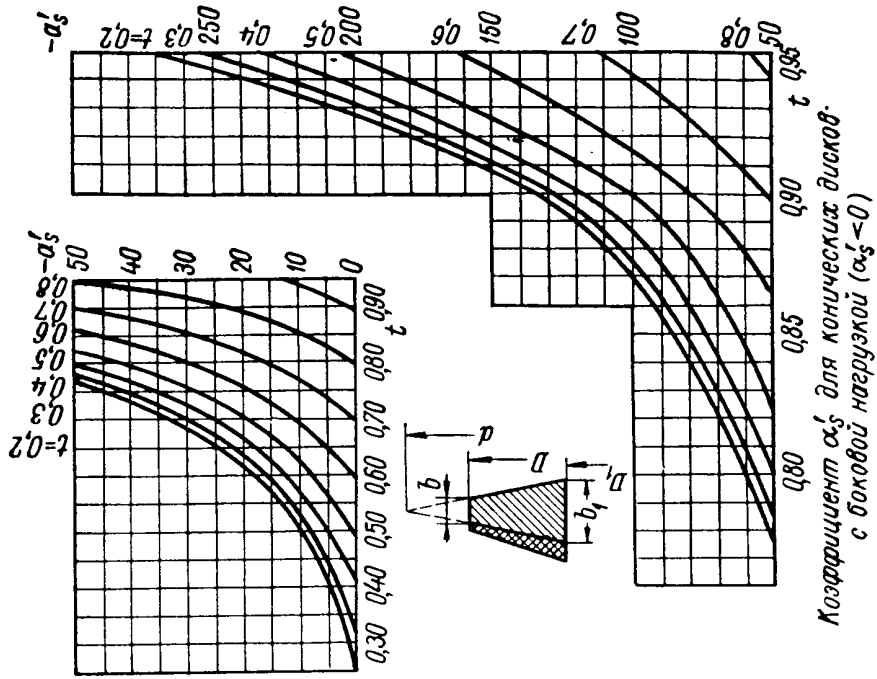
Раскладываем силу q на составляющие (рис. VII.23, б); q_n (нормальную к поверхности лопасти) и q_t (касательную к поверхности лопасти)

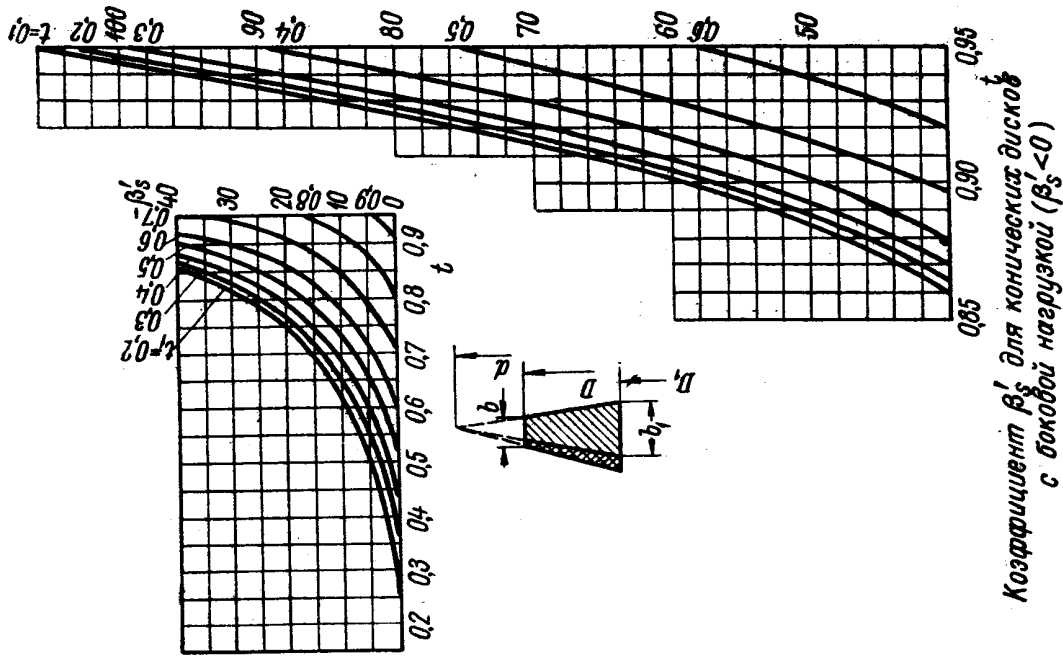
$$q_n = \frac{\gamma}{g} \delta \omega^2 r \cos \beta. \quad (\text{VII.97})$$

Так как изгиб от силы q_t будет невелик, им можно пренебречь.

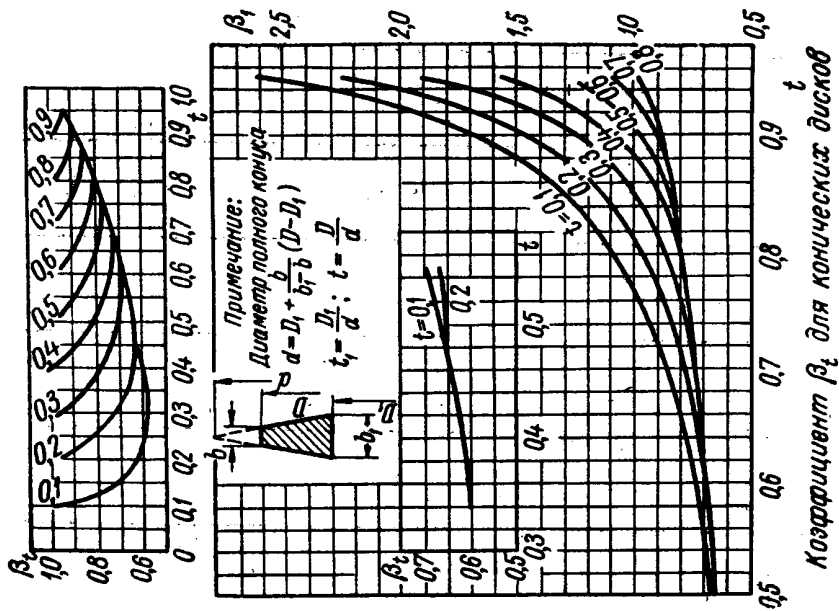
Максимальный изгибающий момент в среднем сечении элемента от силы q_n будет равен

$$M_u = \frac{\gamma \delta \omega^2}{24g} b^2 r \cos \beta. \quad (\text{VII.98})$$

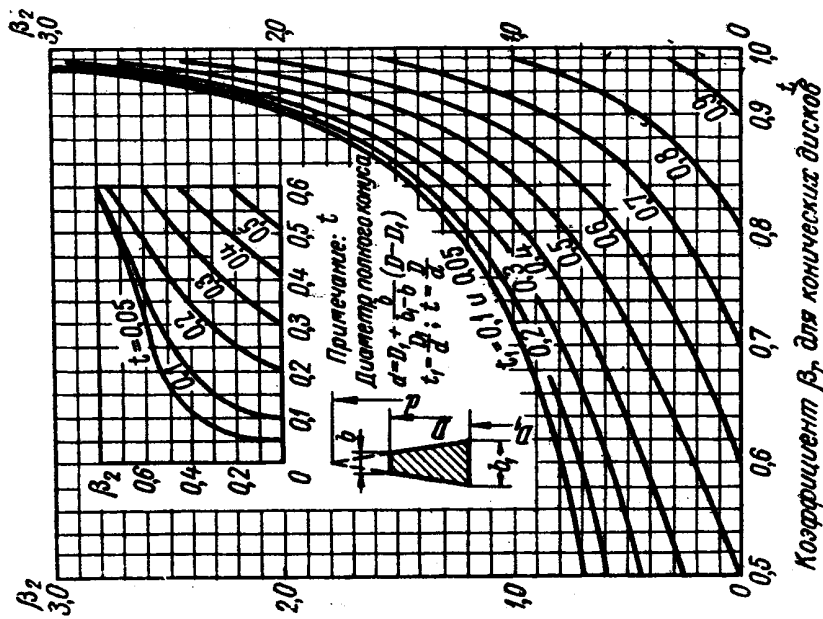




Коэффициент β'_1 для конических дисков с боковой нагрузкой ($\beta'_1 < 0$)



Коэффициент β_t для конических дисков



Коэффициент β_2 для конических дисков

Рис. VII.24. Графики для определения коэффициентов в формулах (VII.91) и (VII.92)

Расчет ведется по изгибающему моменту в середине лопатки, где он в два раза меньше, чем в местах заделки. Такое допущение обусловлено тем, что в местах заделки лопатка получает утолщение. При моменте сопротивления

$$W = \frac{l\delta^2}{6} = \frac{\delta^2}{6} \quad (\text{при } l = 1);$$

напряжения в среднем элементе на радиусе r будут

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{\gamma\omega^2}{4g} \cdot \frac{b^2}{\delta} r \cos \beta = \frac{0,022}{\delta} \left(\frac{n}{1000} \right)^2 b^2 r \cos \beta. \quad (\text{VII.99})$$

Следовательно, напряжения в лопатке пропорциональны квадрату числа оборотов и квадрату ее ширины и обратно пропорциональны толщине лопатки. Напряжения в наружном ободе не подсчитываются, так как они в нем меньше, чем во внутреннем ободе.

Приведенный метод используют для расчета колеса, изображенного на рис. VII.23.

Определение боковой нагрузки производится в соответствии с формулой (VII.95) для разных радиусов диаметров (табл. VII.2).

Т а б л и ц а VII.2

Значения радиусов и углов

$2r$ в см	230	194	175	147	115
δ в см	4,85	5,94	5,87	5,25	5,03
b в см	25	28,4	32,8	35	40,5
β в град	70	52	45	21	15
$\sin \beta$	0,94	0,788	0,707	0,358	0,259
y в см	4,1	8,1	11,3	25,4	50

Для всех участков, на которые разбит диск, определяются значения всех коэффициентов (табл. VII.3).

Производится первый расчет (вращающийся обод).

1. $\sigma_{r0} = 0;$

$$\sigma_{t0} = 1000 \text{ кг/см}^2 \quad (\text{далее } \sigma \text{ всюду в } \text{кг/см}^2).$$

2. $\sigma_{r1} = \alpha_r \sigma_{r0} + \alpha_t \sigma_{t0} + \bar{\alpha}_c T_d = 365 - 47,6 = 317,4$

$$\sigma_{t1} = \beta_r \sigma_{r0} + \beta_t \sigma_{t0} + \beta_c T_d = 635 - 25 = 610.$$

3. $\sigma_{r1}^* = \frac{b_2}{b_1} \sigma_r = 0,5 \cdot 317,4 = 158;$

$$\sigma_t^* = \sigma_{t1} + \mu (\sigma_{r1}^* + \sigma_{r1}) = 562.$$

4. $\sigma_{r2} = \alpha_r \sigma_{r1}^* + \alpha_t \sigma_{t1}^* + \bar{\alpha}_c T = 253$

$$\sigma_{t2} = \beta_r \sigma_{r1}^* + \beta_t \sigma_{t1}^* + \beta_c T = 1075.$$

5. $\sigma_{r2}^* = 223; \quad \sigma_{t2}^* = 1075 + 0,3 (223 - 253) = 1066.$

Значение коэффициентов при расчете лопасти на центробежные силы

№ участка	D_{ex}	$D_{вых}$	x	b_{ex}	$b_{вых}$	s_{ex}	$s_{вых}$	d	t_1	t	α_r	σ_t	β_r	β_t	α'_c	β'_c	α'_s	β'_0	a'	h_1
1	52	107	0,485	—	—	—	—	—	—	—	0,635	0,365	0,365	0,635	-74,5	-38,5	—	—	—	—
2	107	124	—	35	18,5	1,43	2,7	143	0,75	0,87	1,62	0,2	4,0	0,9	-30	-10	-25	-10	-5,6	10,7
3	124	170	—	21	9	1,21	2,82	204	0,610	0,835	1,8	0,4	0,66	0,83	-58	-19	-37	-23	-2,12	7,15
4	170	180,5	—	18	16,5	0,628	0,685	296	0,575	0,612	1,0	0,09	0,09	0,95	-5	-3	-4	-5	0,714	1,6
5	180,5	208	—	11	7,5	0,735	1,08	267	0,676	0,780	1,3	0,2	2,8	0,9	-20	-6	-14	-5	0,53	2,65
6	208	250	—	7,5	5	0,547	0,82	334	0,623	0,750	1,3	0,2	3,3	0,85	-22	-9	-15	-10	-0,19	2,18

№ участка	$D_{вых} (d)$	α_r	α_t	β_r	β_t	$\bar{\alpha}_c$	$\bar{\beta}_c$	T_d	$\bar{\alpha}'_c T_d$	$\bar{\beta}'_c T_d$
1	107	0,635	0,635	0,635	0,635	-74,5	-38,5	0,64	47,6	24,6
2	143	2,62	0,2	4,0	0,9	-100	-51	1,15	-115	58,6
3	204	1,8	0,40	0,66	0,83	-142	-123,6	2,35	-334	-290
4	296	1,0	0,09	0,09	0,95	-10	-10,1	4,94	-49,4	-50
5	267	1,3	0,2	2,8	0,4	-26,6	-10,1	4,0	-106,5	-40,4
6	334	1,3	0,2	3,3	0,85	-36,9	-23,5	6,3	-233	-148

6. $\sigma_{r3} = \alpha_r \sigma_{r2}^* + \alpha_t \sigma_{t2}^* + \bar{\alpha}_c T = 1,8 \cdot 223 + 0,4 \cdot 1066 - 334 = 495;$
 $\sigma_{t3} = \beta_r \sigma_{r2}^* + \beta_t \sigma_{t2}^* + \beta_c T = 0,66 \cdot 223 + 0,83 \cdot 1066 - 290 = 742.$
7. $\sigma_{r3}^* = \frac{90}{180} \sigma_{r3} = 246; \sigma_{t3}^* = 742 + \mu (\sigma_{r3}^* - \sigma_{r3}) = 668.$
8. $\sigma_{r4} = 1,0 \cdot 246 + 0,09 \cdot 668 - 49 = 256;$
 $\sigma_{t4} = 0,09 \cdot 246 + 0,95 \cdot 668 - 50 = 607.$
9. $\sigma_{r4}^* = \frac{165}{110} 256 = 384; \sigma_{t4}^* = 607 + 0,3 (384 - 256) = 645.$
10. $\sigma_{r5} = 1,3 \cdot 384 + 0,2 \cdot 645 - 106 = 523;$
 $\sigma_{t5} = 2,8 \cdot 384 - 0,9 \cdot 645 - 40 = 2010.$
11. $\sigma_{r6} = 1,3 \cdot 523 + 0,2 \cdot 2010 - 233 = 847.$

Второй расчет (покоющийся обод):

1. $\sigma_{r0} = 0; \sigma_{t0} = 100.$
2. $\sigma_{r1} = 36,5; \sigma_{t1} = 63,5.$
3. $\sigma_{r1}^* = 18,3; \sigma_{t1}^* = 58.$
4. $\sigma_{r2} = 41,2; \sigma_{t2} = 125,2.$
5. $\sigma_{r2}^* = 36,4; \sigma_{t2}^* = 123,8.$
6. $\sigma_{r3} = 115; \sigma_{t3} = 127.$
7. $\sigma_{r3}^* = 57; \sigma_{t3}^* = 110.$
8. $\sigma_{r4} = 67; \sigma_{t4} = 110.$
9. $\sigma_{r4}^* = 100; \sigma_{t4}^* = 120.$
10. $\sigma_{r5} = 154; \sigma_{t5} = 388.$
11. $\sigma_{r6} = 278.$

В соответствии с формулой (VII.93) коэффициент φ будет равен

$$\varphi = \frac{847}{278} = 3,05.$$

Следовательно, максимальные напряжения во внутреннем ободе будут равны:

$$\sigma_{t0} = \sigma'_{t0} - \varphi \sigma''_{t0} = 1000 - 305 = 695.$$

Напряжения в лопасти определяются в соответствии с формулой (VII.99) при $\beta = 650; r = 80 \text{ см}; \delta = 4 \text{ см}; b' = 35; b'' = 18; b = \sqrt{(b')^2 + \dots}$
 $\leftarrow \dots + (b'')^2 = \sqrt{(35)^2 + (18)^2} = 39,4 \text{ см}; n_p = 750 \text{ об/мин}$

$$\sigma_u = \frac{0,022}{4} \cdot 0,423 \cdot 0,563 \cdot 80 \cdot 1550 = 163.$$

Напряжения в наружном ободе не подсчитывается, так как они в нем меньше, чем во внутреннем ободе.

6. УПЛОТНЕНИЯ ОБОДА РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Для уменьшения объемных потерь из-за протечек воды помимо лопасти колеса и, соответственно, увеличения к. п. д. турбин обычно применяются лабиринтные уплотнения. В зависимости от напора применяют разные конструкции уплотнений.

Для малых и средних напоров уплотнения выполняются в виде пары колец, создающих узкую щель. Поверхности щели могут быть гладкими или с канавками. Зазор между кольцами выбирают минимально возможным.

Для высоких напоров уплотнительные кольца выполняются в виде гребенчатых колец с выступами и впадинами, входящими друг в друга.

На рис. VII.25, а показана конструкция щелевого уплотнения нижнего и верхнего ободьев колеса радиально-осевого типа для средних напоров. На обод надеты уплотнительные кольца 2 и 4, имеющие кольцевые выточки. Сопряженные или неподвижные кольца 3, устанавливающиеся в крышке турбины и на нижнем фундаментном кольце, тоже имеют аналогичные выточки. На рис. VII.25 показана узкая щель, чередующаяся с расширенным пространством, образуемым выточками уплотнительных

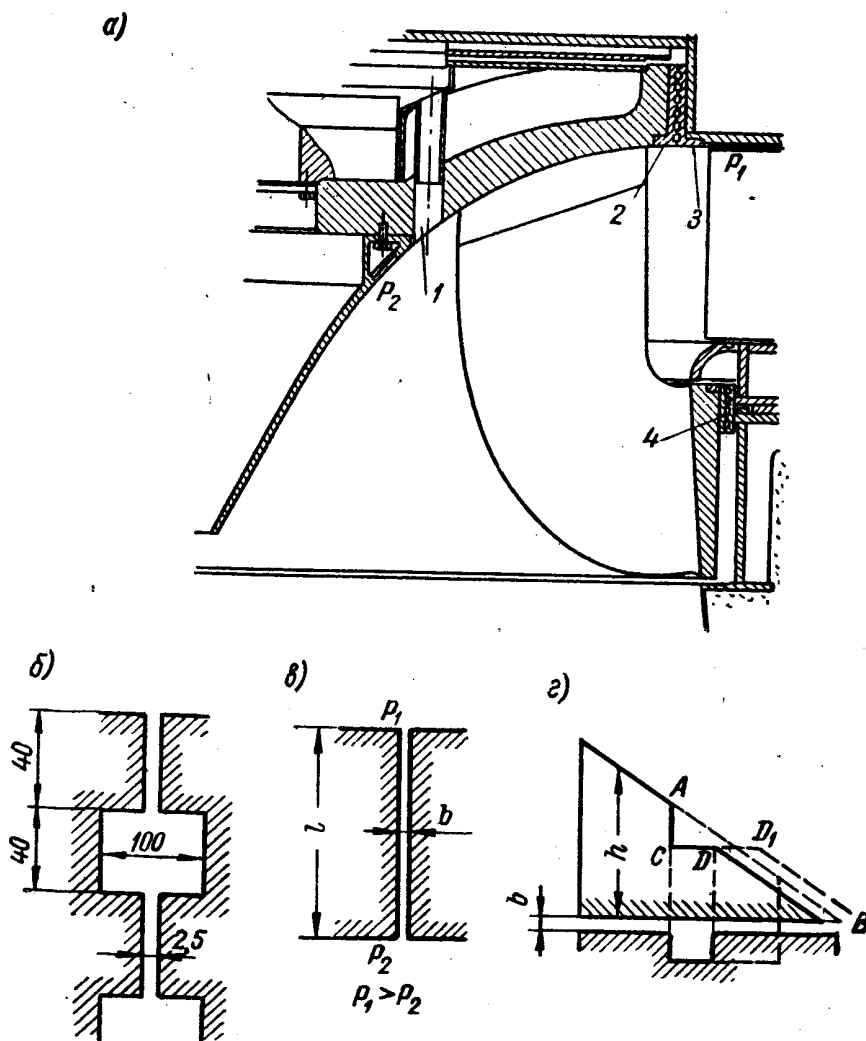


Рис. VII.25. Щелевое уплотнение обода средненапорного рабочего колеса радиально-осевого типа

колец. Для уплотнения, имеющего диаметр 5000 мм, ширина узкой щели принята равной 2,5 мм, а расширенная часть имеет ширину 100 мм и высоту 40 мм (рис. VII.25, б).

Чередование узкой щели с кольцевыми выточками приводит к соответствующему чередованию площадей сечений канала, по которому протекает вода, что увеличивает гидравлическое сопротивление и уменьшает расход вследствие внезапного расширения и сжатия потока.

Пфлейдерер указывает, что выточки в щелевом уплотнении надо выполнять достаточно узкими. При широкой выточке эффект уплотнения может уменьшиться.

На рис. VII.25, в показан график падения давления в щели с канавкой и без нее. Линия АВ соответствует падению давления в гладкой щели. Линия АСДВ соответствует падению давления в щели с выточкой. Из рисунка видно, что, если ширина выточки превзойдет ширину CD_1 , то давление может даже увеличиться. Уплотнения с двухсторонними

выточками, как указано на рис. VII.25, б, более эффективны, чем с односторонними (рис. VII.25, а).

Над ободом колеса расположен дефлектор. Вода, проникая через зазор обода по разгрузочной трубке 1, протекает за рабочее колесо в отсасывающую трубу.

На рис. VII.26 показана другая конструкция уплотнения для более высоконапорного колеса ($H = 200 \text{ м}$). Наружный диаметр верхнего и нижнего ободьев уплотняются гладкими уплотнительными кольцами 1, 2 и 7 и 8, создающими длинную узкую щель. Кроме того, на нижнем и верхнем ободьях на меньшем радиусе установлены дополнительные гребенчатые уплотнительные кольца 3, 4 и 5, 6. В этой конструкции наружное кольцо создает относительно длинную щель, а гребенчатое уплотнение имеет сравнительно небольшую высоту гребней. В ободу колеса предусмотрено отверстие 9, для отвода просочившейся воды в отсасывающую трубу.

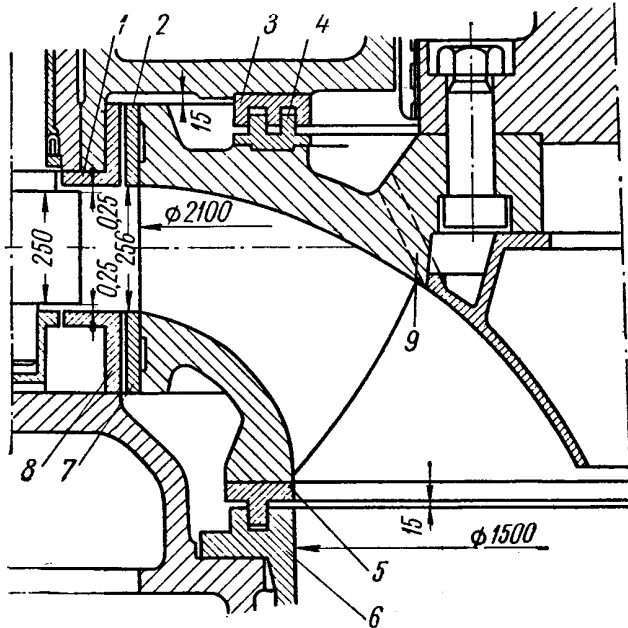


Рис. VII.26. Лабиринтное уплотнение высоконапорной турбины ($H = 200 \text{ м}$)

ступы и впадины, идущие по винтовой линии, как при резьбе (рис. VII.27). Шаг резьбы равен 3 мм и угол 55° .

Применение резьбовой поверхности допускает минимальные зазоры, так как в случае касания двух колец при вращении выступы резьбы на кольцах быстро изнашиваются и задира колес практически не будет. Кроме того, резьбовая канавка, выполненная на вращающихся кольцах, значительно уменьшает расход воды через уплотнения. Направление винтовой линии должно вызывать движение жидкости, обратное направлению протечек. Кольца уплотнений, особенно вращающиеся, необходимо тщательно закреплять болтами 3 и 8 и винтами 6 и 11 на соответствующих деталях.

Для уменьшения усилия, отрывающего уплотнительные кольца от своих посадочных мест, следует предусматривать кольцевую выточку 14 и радиальные канавки 13, сообщающие посадочную плоскость кольца с зоной малого давления 5 и 7.

В рассматриваемой конструкции для предохранения крышки турбины и фундаментного кольца от износа предусмотрены защитные стальные кольца 1 и 12, материалом для колец служит углеродистая или нержавеющая сталь.

Очень важным является вопрос о правильном выборе величины зазора между уплотнительными кольцами. При малом размере щели уменьшаются протечки воды, но возможно задевание колец друг о друга и их задира. Необходимо учитывать, кроме того, зазор в подшипнике вала турбины, чтобы во время работы турбины при обкатывании вала по подшип-

кольцо создает относительно длинную щель, а гребенчатое уплотнение имеет сравнительно небольшую высоту гребней. В ободу колеса предусмотрено отверстие 9, для отвода просочившейся воды в отсасывающую трубу.

На рис. VII.27 показана конструкция уплотнения высоконапорного рабочего колеса ($H = 300 \text{ мм}$) с гребенчатым резьбовым уплотнением, имеющим гребни относительно большой высоты. Количество гребней небольшое (2 шт.). При диаметре кольца 2000 мм его высота равна 220 мм. Ширина щели всего 0,5 мм. В этой конструкции неподвижные кольца 2 и 10 имеют гладкие гребни, а вращающиеся кольца 4 и 9 на боковых поверхностях имеют вы-

нику не было бы опасных задеваний лабиринтных колец. Выбор величины зазора двух смежных лабиринтных колец зависит от технологических факторов.

Должны учитываться разумные размеры допусков на обработку отдельных деталей на имеющемся оборудовании при обработке деталей. При

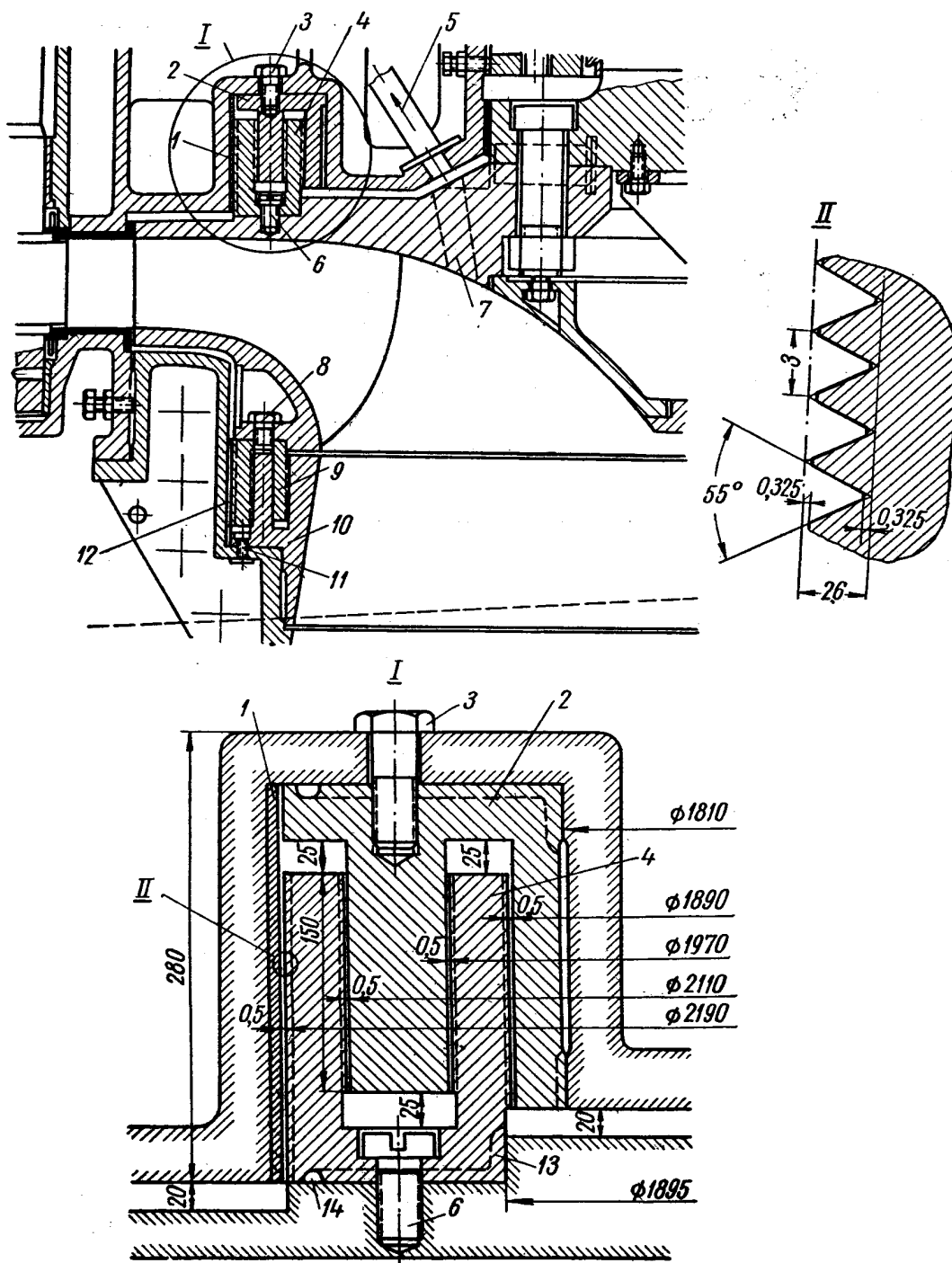


Рис. VII.27. Лабиринтное уплотнение высоконапорной турбины ($H = 300$ м)

больших размерах уплотнительных колец иногда приходится отказываться от обработки колец по независимым допускам и, усложняя процесс производства, производить обработку сопряженных колец по формулярам. Кроме того, в лабиринтном уплотнении возникают потери на трение о воду вследствие наличия вращающихся поверхностей. Поэтому надо при конструировании лабиринтных уплотнений учитывать выигрыш в к. п. д. за счет уменьшения объемных потерь и проигрыш в к. п. д. за счет трения.

Требование о получении минимальных зазоров в уплотнении для крупных турбин требует решения сложных технологических задач для получения строгой соосности и цилиндричности сопряженных деталей.

При выборе величины зазоров необходимо учитывать реальную овальность окружностей, возможность деформации деталей, биение вала, зазоры в подшипнике и т. п. Должен также учитываться и возможный износ уплотнительных колец, ведущий к увеличению зазоров [69].

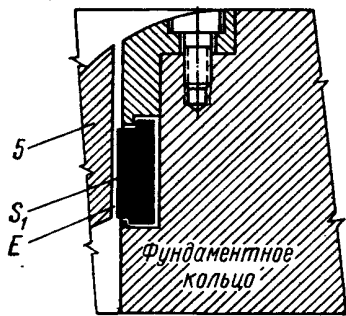
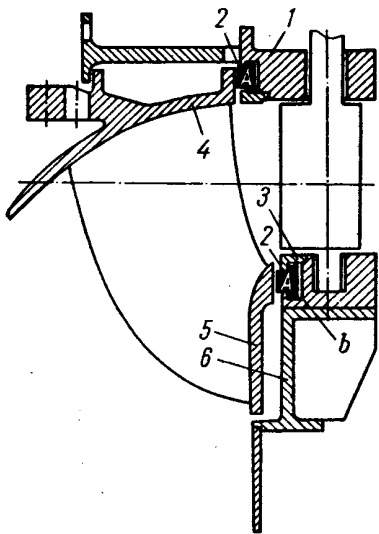


Рис. VII.28. Подвижные уплотнения фирмы «Доминион инжиниринг»

В связи с указанным большой интерес представляет конструкция подвижного уплотнения фирмы «Доминион инжиниринг», разработанная для ГЭС Берсимис. Схема его показана на рис. VII.28. В верхнем и нижнем неподвижных кольцах направляющего аппарата 1 и 6 имеются кольцевые пазы, в которые вставлены уплотнительные кольца 2. Пазы закрыты прижимными кольцами 3. Уплотнительное кольцо 2 прижимается к заплецику в пазе за счет давления воды на наружную поверхность кольца.

Поверхности обода и кольца E и S образуют минимальный зазор с нижним 5 и верхним 4 ободьями колеса. В случае соприкосновения поверхности E с ободом колеса она может свободно отойти в глубь паза. Следовательно, названные уплотнения позволяют осуществить минимальный зазор и даже допускают возможность контакта между вращающимися и неподвижными поверхностями. По данным «Доминион инжиниринг», такие уплотнения были применены на турбинах 15 фирм и оправдали себя после некоторой наладки. К. п. д. их повысился вследствие уменьшения протечек.

А. А. Ломакин указывает, что в насосах высокого давления с относительно малой производительностью объемные потери через уплотнения существенно влияют на полный коэффициент полезного действия, поэтому снижение протечек даже за счет применения более сложных конструкций имеет большое значение.

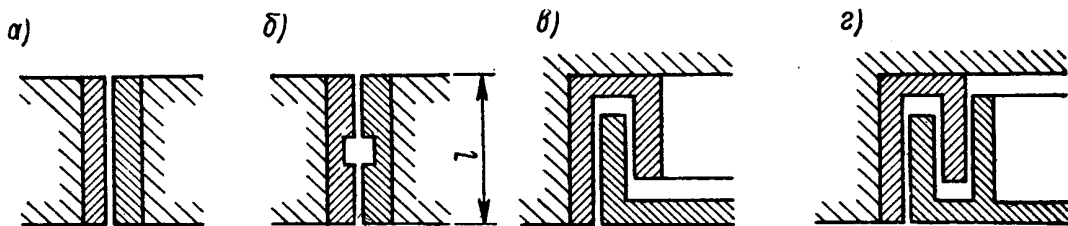


Рис. VII.29. Конструктивные типы уплотнений

На рис. VII. 29 показаны варианты уплотнений насосов. Уплотнение варианта б с разрывом щели дает меньший на 20—30% коэффициент расхода, чем простое щелевое уплотнение варианта а. Лабиринтное уплотнение с несколькими зазорами на разных диаметрах позволяет значительно уменьшить коэффициент расхода при одинаковой высоте уплотнений 1. Но в технологическом отношении уплотнения варианта в и г значительно сложнее.

Уплотнение с одним зубом (рис. VII.29, в) при высоких давлениях непригодно, так как оно возбуждает автоколебания ротора насоса. Уплотне-

ние типа z полностью себя оправдало в насосах высокого давления. Винтовая канавка на вращающейся поверхности щелевого уплотнения может уменьшить коэффициент расхода на 30—50%. Такое уплотнение особенно целесообразно для вязких жидкостей.

Расчет уплотнения

Расчет уплотнения сводится к определению потерь, связанных с протечкой воды, помимо рабочего колеса и трением вращающихся частей уплотнения о воду.

Расход воды через уплотнение обода рабочего колеса зависит от разности давлений до входа в уплотнение и при выходе из него и сопротивления самого уплотнения.

В случае течения жидкости через щель (рис. VII.25, в) под действием перепада давления $p_1 - p_2$ величина напора, срабатываемая в зазоре, будет равна

$$h_w = h_{mp} + h_m, \quad (\text{VII.100})$$

где h_{mp} — потери на трение;

h_m — местные потери от внезапного сужения при входе в щель и расширения при выходе из зазора.

Для трубопровода потери на трение равны

$$h_{mp} = \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (\text{VII.101})$$

где l — длина трубопровода;

d — диаметр трубопровода;

λ — коэффициент сопротивления;

v — скорость течения воды.

Для щелевого зазора потери на трение могут определяться по эквивалентным гидравлическим радиусам

$$\rho = \frac{f}{s},$$

где f — площадь сечения;

s — смоченный периметр сечения.

Для трубопровода

$$\rho = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}.$$

Для щелевого зазора

$$\rho = \frac{\pi D b}{2\pi D} = \frac{b}{2},$$

где D — диаметр, на котором расположена щель;

b — ширина щели.

Следовательно, потери на трение для щелевого зазора будут равны

$$h_{mp} = \frac{\lambda l}{2b} \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Местные потери для щели при сужении и расширении сечения

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g} = 1,5 \frac{v^2}{2g}.$$

Следовательно,

$$h_w = \left(\frac{\lambda l}{2b} + 1,5 \right) \frac{v^2}{2g}.$$

Имея в виду, что

$$v = \frac{q}{f},$$

где q — расход через щель;
 f — сечение щели,
 получим

$$q = f \sqrt{\frac{2gh_w}{\frac{\lambda l}{2b} + 1,5}}. \quad (\text{VII.102})$$

Обозначив

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\frac{\lambda l}{2b} + 1,5}},$$

получим

$$q = \mu f \sqrt{2gh_w},$$

где μ — коэффициент расхода.

Если рассматривать не простую щель, а щелевое уплотнение с прямоугольными канавками (рис. VII.25, а), то коэффициент расхода будет равен

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda l}{2b} + 1,5 + 1,1z}},$$

где z — число канавок.

При наличии нескольких щелевых уплотнений или систем сопротивлений будем иметь

$$q = \sqrt{\frac{2g \sum h_w}{\sum \frac{1}{F_i^2 \mu_i^2}}}. \quad (\text{VII.103})$$

Значение величины потери напора $\sum h_w$ можно определить по уравнению Бернулли, зная давление перед уплотнением p_1 и за ним p_2 (рис. VII.25),

$$\sum h_w = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} + z_{1-2} - \Delta h_w, \quad (\text{VII.104})$$

где $\frac{p_1}{\gamma}$ — напор при входе в уплотнение (перед ободом);

$\frac{p_2}{\gamma}$ — напор на выходе из уплотнения (за отверстием у конуса рабочего колеса);

z_{1-2} — геометрическая разность отметок расположения начала уплотнения и точки выхода из него;

Δh_u — противодействие, создаваемое вращением воды в зазорах уплотнения

$$\Delta h_u = \frac{\left(\frac{1}{2} u_1\right)^2 - \left(\frac{1}{2} u_2\right)^2}{2g},$$

но

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}; \quad u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}.$$

Следовательно, после подстановки получим

$$\Delta h_u = 3,49 \cdot 10^{-5} n^2 (D_1^2 - D_2^2),$$

где n — число оборотов турбины в минуту;
 D_1 и D_2 — диаметры расположения уплотнения.
 Напор при входе в уплотнение обода

$$\frac{p_1}{\gamma} = \nabla_{e.б} - \nabla_{r1} - \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma}, \quad (\text{VII.105})$$

где $\nabla_{e.б}$ — отметка верхнего бьефа;
 ∇_{r1} — отметка при входе в уплотнение обода;
 v_1 — абсолютная скорость воды у входа в уплотнение

$$v_1^2 = v_{m1}^2 - v_{u1}^2,$$

но

$$v_{m1} = \frac{Q}{F}; \quad v_{u1} = \frac{60\eta gH}{\pi Dn};$$

p_a — атмосферное давление, приближенно $\frac{p_a}{\gamma} \approx 10$ м.

Напор на выходе из отверстия конуса рабочего колеса

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - H_s - \frac{v_{m2}^2}{2g}, \quad (\text{VII.106})$$

где H_s — расстояние до нижнего бьефа;

$$v_{m2} = \frac{Q}{F_2}.$$

Коэффициент сопротивления λ необходимо выбирать с учетом характера движения жидкости (ламинарного или турбулентного) [59]. Характеристикой течения жидкости является число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{dv_{cp}}{\nu}, \quad (\text{VII.107})$$

где d — диаметр трубопровода;

v_{cp} — средняя скорость течения жидкости;

ν — кинематический коэффициент вязкости жидкости.

При устойчивом ламинарном движении жидкости, характеризуемом $\text{Re} \leq 2320$, коэффициент сопротивления надо определять по формуле

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (\text{VII.108})$$

При турбулентном движении жидкости у стенок образуется переходной пограничный слой. При этом могут иметь место два случая. Первый, когда толщина пограничного слоя δ больше величины неровности k на поверхности трубы ($\delta > k$), т. е. стенки труб гидравлически гладкие. Второй, когда толщина пограничного слоя δ меньше величины неровности k на поверхности трубы ($\delta < k$), так как стенки шероховатые.

Толщина пограничного слоя определяется выражением

$$\delta = d \frac{N}{\text{Re}} \sqrt{\frac{8}{\lambda}} = 2b \frac{N}{\text{Re}} \sqrt{\frac{8}{\lambda}}, \quad (\text{VII.109})$$

где N — постоянная величина, для воды $N = 11,6$;

λ — коэффициент сопротивления; следует принимать предварительно $\lambda = 0,03 \div 0,07$.

$$Re = \frac{dv_{cp}}{\nu} = \frac{2b \sqrt{v_{cp}^2 + \left(\frac{u}{2}\right)^2}}{\nu},$$

где v_{cp} — средняя скорость в щели; $v_{cp} = \frac{q}{\pi Db}$;

u — окружная скорость;

ν — кинематический коэффициент вязкости; при 20°C $\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$.

Для турбин с окружными скоростями воды в уплотнении свыше $v = 10 \text{ м/сек}$ можно число Рейнольдса определить приближенно по выражению

$$Re \approx \frac{bu}{\nu}.$$

Величину неровности поверхности k следует определить в соответствии с характером обработки поверхности уплотнительных колец.

Сравнив величину неровности k с толщиной пограничного слоя, можно установить, к какому типу следует отнести течение воды.

Для течения, при котором $\delta > k$, коэффициент сопротивления надо определять по формуле

$$\lambda = \frac{1}{[2 \log (Re \sqrt{\lambda - 0,8})]^2}, \quad (\text{VII.110})$$

Величиной λ под корнем следует предварительно задаваться, а затем после ее определения корректировать подсчет, задаваясь новой уточненной величиной.

Коэффициент сопротивления для случая $\delta < k$ определяется по формуле

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \log \frac{b}{k}\right)^2}, \quad (\text{VII.111})$$

где b — зазор в уплотнении.

Потери мощности

Протечки через уплотнения должны быть оценены потерями мощности, которые будут равны

$$\Delta N_q = \frac{\gamma \eta}{102} q H \text{ квт}, \quad (\text{VII.112})$$

где q — расход через уплотнения в $\text{м}^3/\text{сек}$;

H — напор турбины в м .

При $\eta = 0,9$

$$\Delta N_q = 88 q H \text{ квт}. \quad (\text{VII.113})$$

Потеря мощности на трение вращающейся части уплотнительного кольца о воду может быть определена по данным, используемым в насосостроении.

Момент трения одной стороны диска о жидкость в закрытом кожухе может быть представлен в следующем виде:

$$M = c_f \rho R_2^5 \omega^2, \quad (\text{VII.114})$$

где c_f — коэффициент трения;
 ρ — плотность жидкости;
 R_2 — наружный радиус диска;
 ω — угловая скорость.

Коэффициент трения c_f является функцией числа Re. Для вращающегося диска

$$\text{Re} = \frac{R_2^2 \omega}{\nu}.$$

Для ламинарного режима

$$c_f = \frac{\pi}{\text{Re}} \cdot \frac{R_2}{s} + \text{Re} \left(\frac{s}{R_2} \right)^3 \left[0,0146 + \left(\frac{s}{R_2} \right)^2 0,1256 \right], \quad (\text{VII.115})$$

где s — расстояние от диска до стенки корпуса.

Для переходного от ламинарного к турбулентному режиму

$$c_f = \frac{1,334}{\sqrt{\text{Re}}}. \quad (\text{VII.116})$$

Для турбулентного режима

$$c_f = \frac{0,0465}{\sqrt{\text{Re}}}. \quad (\text{VII.117})$$

Мощности дискового трения (для одной стороны диска)

$$\Delta N_{тр} = \frac{M\omega}{102} = 0,0098 c_f \rho R_2^5 \omega^3 \text{ 'квт.} \quad (\text{VII.118})$$

Для воды при $t = 20^\circ$ ($\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$) и значении $\text{Re} = 7 \cdot 10^6$ получим $c_f = 0,00232$. Формула для мощности будет иметь вид

$$\Delta N_{тр} = 0,0006 u_2^3 D_2^2 \text{ л. с.} \quad (\text{VII.119})$$

Момент трения вращающихся цилиндрических поверхностей о жидкость А. А. Ломакин предлагает определить по формуле

$$M = \tau_0 l 2\pi r^2, \quad (\text{VII.120})$$

где τ_0 — касательное напряжение у стенки;
 l и r — длина и радиус цилиндрической поверхности.

Касательное напряжение τ_0 у стенки для турбулентного движения определяется по уравнению

$$\tau_0 = \frac{\lambda}{\gamma} \rho v_0^2 = \frac{\lambda}{\gamma} \rho \left(\frac{\omega r}{2} \right)^2, \quad (\text{VII.121})$$

где v_0 — скорость жидкости в зазоре между вращающейся поверхностью и стенкой корпуса; принята равной половине окружной скорости $u = \omega r$.

Следовательно,

$$M = 0,196 \lambda l \rho \omega^2 r^4 \text{ кг} \cdot \text{м.} \quad (\text{VII.122})$$

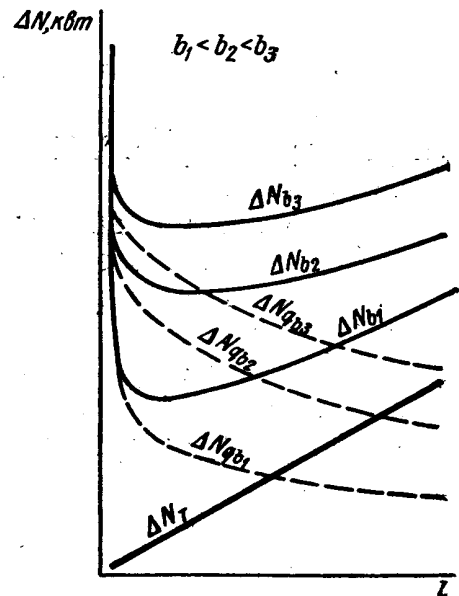


Рис. VII.30. Зависимость потери мощности от величины зазора и длины щели

при $\lambda = \frac{0,316}{\sqrt{\text{Re}}}$ получим $M = \frac{0,062}{\sqrt{\text{Re}}} \rho l \omega^2 r^4$ кг·м, откуда мощность трения гладкой цилиндрической поверхности

$$\Delta N_{тр} = \frac{\omega M}{102} = \frac{6,1 \cdot 10^{-4}}{\sqrt{\text{Re}}} \rho l \omega^3 r^4 \text{ квт.} \quad (\text{VII.123})$$

Полная потеря мощности будет равна

$$\Delta N = \Delta N_q + \Delta N_{тр}. \quad (\text{VII.124})$$

При расчете уплотнения обычно рассматривают несколько значений зазоров b и длин уплотнений l и строят для них график потерь мощности, как указано на рис. VII.30.

Из рассматриваемых графиков следует, что объемные потери ΔN_q для данного зазора лабиринта с ростом длины щели в начале быстро падают, затем медленно. Потери на трение $\Delta N_{тр}$ растут пропорционально длине щели. Общая потеря мощности ΔN сначала резко падает, затем медленно увеличивается. По этим графикам окончательно выбирают параметры уплотнения — зазор и его длину.

Уплотнения обычно изготавливаются из нержавеющей хромистой стали для средненапорных и высоконапорных турбин. При этом следует в сопряжениях кольцевых уплотнений применять металлы разной твердости, тогда в случае задевания будет меньшая вероятность их задира.

1. КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ЛОПАСТЕЙ РАБОЧИХ КОЛЕС

Выбор диаметра втулки и количества лопастей рабочего колеса турбины поворотнолопастного типа зависит от коэффициента быстроходности n_s . Как правило, чем выше напор, а следовательно, ниже быстроходность, тем больше диаметр втулки колеса и количество лопастей. Основные соотношения для этих колес приведены на рис. 1.21.

Характерным для рабочего колеса турбины поворотнолопастного типа является наличие механизма поворота лопастей, расположенного внутри втулки.

Развитие конструкций механизма поворота лопастей

Схема механизма поворота, впервые предложенная проф. Капланом, представлена на рис. VIII.1. [115]. Рабочие лопасти закреплены при помощи цапф во втулке рабочего колеса. Рычаг лопасти 1 соединен при помощи серег и углового рычага 2 со втулкой 3, подвижной в осевом направлении. Втулка 3 перемещается с помощью двухсторонней пяты 4, кольца 5 и тяг 6.

Эта конструкция механизма поворота лопастей в гидротурбостроении не утвердилась, так как она обладает крупным недостатком — ответственные детали ее и шарниры механизма поворота находятся в воде и мешают потоку. Однако идея применения кривошипного механизма для превращения поступательного перемещения муфты вдоль оси вала во вращательное движение лопастей в процессе своего развития получила различные конструктивные решения. Развитие конструкции механизма поворота лопастей шло двумя путями: путем применения кулисных механизмов и чисто кривошипного механизма.

Кулисный механизм для поворота лопастей был впервые применен в 1925 г. Конструкция его показана на рис. VIII.2. Здесь механизм поворота помещен внутри втулки рабочего колеса. Тяга, имеющая осевое перемещение и передающая усилие для поворота лопастей, вынесена вдоль оси вала за пределы втулки. Поворот лопастей осуществляется при осевом перемещении втулки квадратного сечения 1, закрепленной на штоке 4. Втулка 1 соединяется с помощью камней 2 и шарниров с рычагами 3

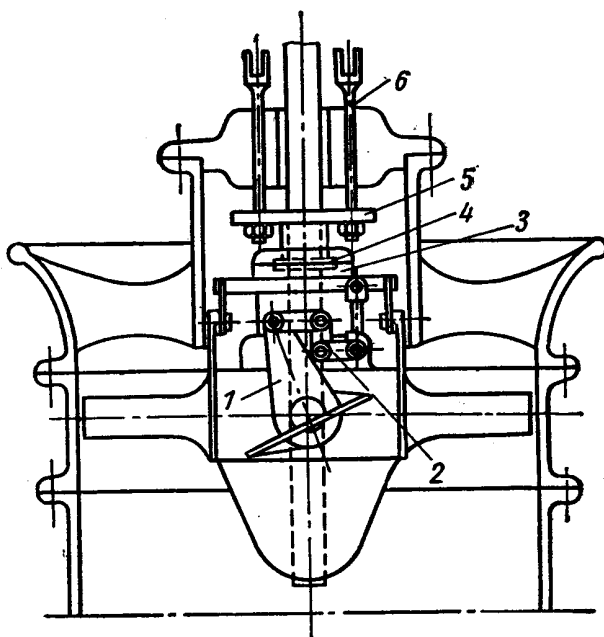


Рис. VIII.1. Механизм поворота лопастей, предложенный проф. Капланом

лопастей. Камни расположены в косых прорезях по граням втулки 1. Такая конструкция широкого применения не получила, во-первых, она требовала больших перестановочных усилий из-за трения в косых прорезях и, во-вторых, возникали значительные технологические трудности при изготовлении строго идентичных косых прорезей и четырехгранных направляющих. В СССР указанная конструкция была применена при изготовлении небольших гидротурбин для Первомайской ГЭС и вспомогательного оборудования турбины Свирь ГЭС III.

Завод «Веркстаден—Кристинегамн» в Швеции применил другую конструкцию кулисного механизма поворота лопастей (рис. VIII.3). Здесь

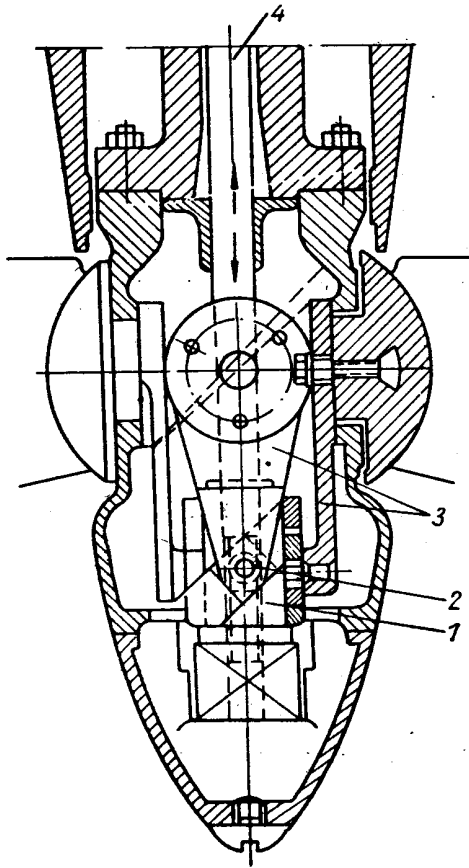


Рис. VIII.2. Механизм поворота лопастей с кулисами и косыми прорезями

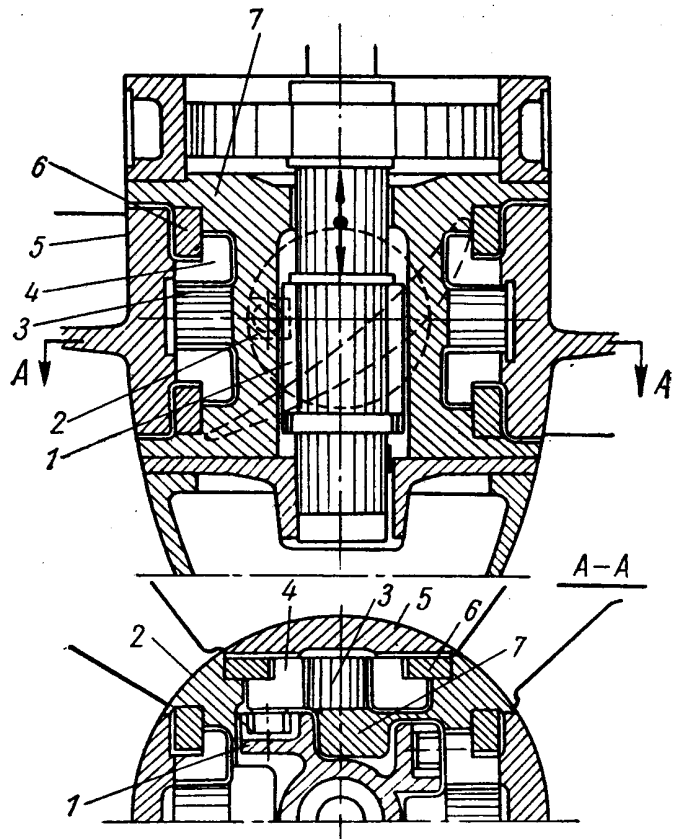


Рис. VIII.3. Механизм поворота лопастей с кулисами и прямыми прорезями завода «Веркстаден — Кристинегамн»

поворот лопастей достигается с помощью камней 2, поворачивающихся в горизонтальных прорезях крестовины 1. Камни шарнирно соединены с пальцем кривошипного кольца 4, которое при помощи болтов соединено с фланцем лопасти 5. Следовательно, поступательное перемещение штока с крестовиной при помощи камней преобразуется во вращательное движение лопастей.

Центробежные силы, развиваемые лопастью и кривошипным кольцом, воспринимаются специальным упорным кольцом 6, прикрепленным к телу втулки. Кривошипное кольцо 4, направляется цапфой 3, отлитой вместе с корпусом втулки 7. Такая конструкция применялась шведским заводом. Ряд крупных турбин в Советском Союзе (Свирь III, Загэс II и др.) имеют механизм поворота лопастей указанной конструкции. Возможность легкого демонтажа лопастей без разборки втулки является одним из основных преимуществ этой конструкции. Однако она обладает тем недостатком, что крестовина занимает центральную часть втулки, из-за чего фланец лопасти и ее механизма поворота приходится располагать по периферии втулки.

При больших напорах и при числе лопастей, большем четырех, применение этой конструкции затруднено. Плечо кривошипа в этой конструкции получается относительно небольшим, в связи с чем необходимо большее усилие для перемещения лопастей. Изготовление крестовины с четырьмя точными идентичными прорезями и корпуса втулки фасонной формы с цапфами требует сложной технологии.

Чисто кривошипный механизм поворота (рис. VIII.4) был применен в конструкциях поворотнлопастных колес, изготавливавшихся фирмами «Шторек» в Чехословакии, «Фойт» в Германии, «Эшер—Висс» в Швейцарии и «Морган—Смит» в Америке.

Лопасть 1 рабочего колеса отлита заодно с цапфой 2 и направляется двумя подшипниками. Крестовина 8 спущена в нижнюю часть втулки; рычаг 3 имеет большую длину, чем в конструкции, приведенной на рис. VIII.3. Рычаг закреплен на цапфе лопасти и фиксируется закладным кольцом 5. Поворот осуществляется при осевом перемещении штока 4 с крестовиной 8, которая с помощью серег 6 шарнирно соединена с рычагом 3, закрепленным на цапфе лопасти. Снизу к корпусу втулки присоединяется конус 7. Данная конструкция более целесообразно использует внутреннюю полость втулки, поэтому становится возможным ее применение при числе лопастей, большем четырех.

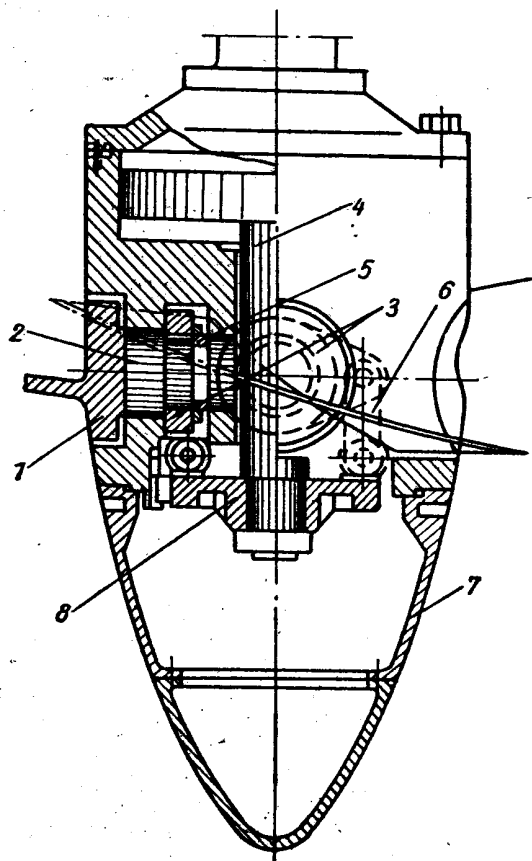


Рис. VIII.4. Механизм поворота лопастей с кривошипным приводом

Такая конструкция механизма поворота была применена для ряда турбин различной мощности и размеров. Конструкция колеса $D = 7,0$ м для турбины мощностью $N = 30\,000$ квт гидроэлектростанции «Рюбург—Шверштадт» показана на рис. VIII.5. Колесо этой турбины имеет пять лопастей 4, отлитых вместе с цапфой. Наружный диаметр втулки 2 равен 3000 мм. Усилие для поворота лопастей передается через шток 1 диаметром 280 мм. На конце штока закреплена крестовина 5 коробчатого сечения. Снизу крестовины крепится направляющий цилиндр 6. На лопасти заклинен рычаг 7.

Характерным для конструкции этого колеса является специальное съемное кольцо 3, позволяющее производить выем лопасти вместе с рычагом в сторону. Это улучшает эксплуатационные свойства конструкции. Однако наличие лопасти, отлитой вместе с цапфой, является недостатком конструкции, так как вызывает технологические трудности при изготовлении лопасти. Кроме того, для демонтажа лопасти необходимо снимать конус и производить разъединение серьги с рычагом втулки.

На ЛМЗ турбины с поворотными лопастями начали изготавливаться с 1928 по 1929 гг. Первой была турбина для Первомайской ГЭС мощностью 400 л. с. Была принята кулисная с косыми прорезями конструкция механизма поворота лопастей (рис. VIII.2). В дальнейшем для крупной турбины мощностью 12 500 квт был применен кривошипный механизм поворота (рис. VIII.4). Опыт изготовления и сборки такой конструкции выявил ряд трудностей, связанных с наличием лопасти, отлитой вместе с цапфой. Отливка, изготовление лопасти и сборка колеса была затруднена.

В дальнейшем на ЛМЗ была создана новая конструкция с кривошипным механизмом с отъемной от лопасти цапфой, благодаря чему улучшилась технологичность конструкции, стал возможен полный монтаж механизма втулки без лопасти, лишь последней операцией сборки было присоединение лопастей.

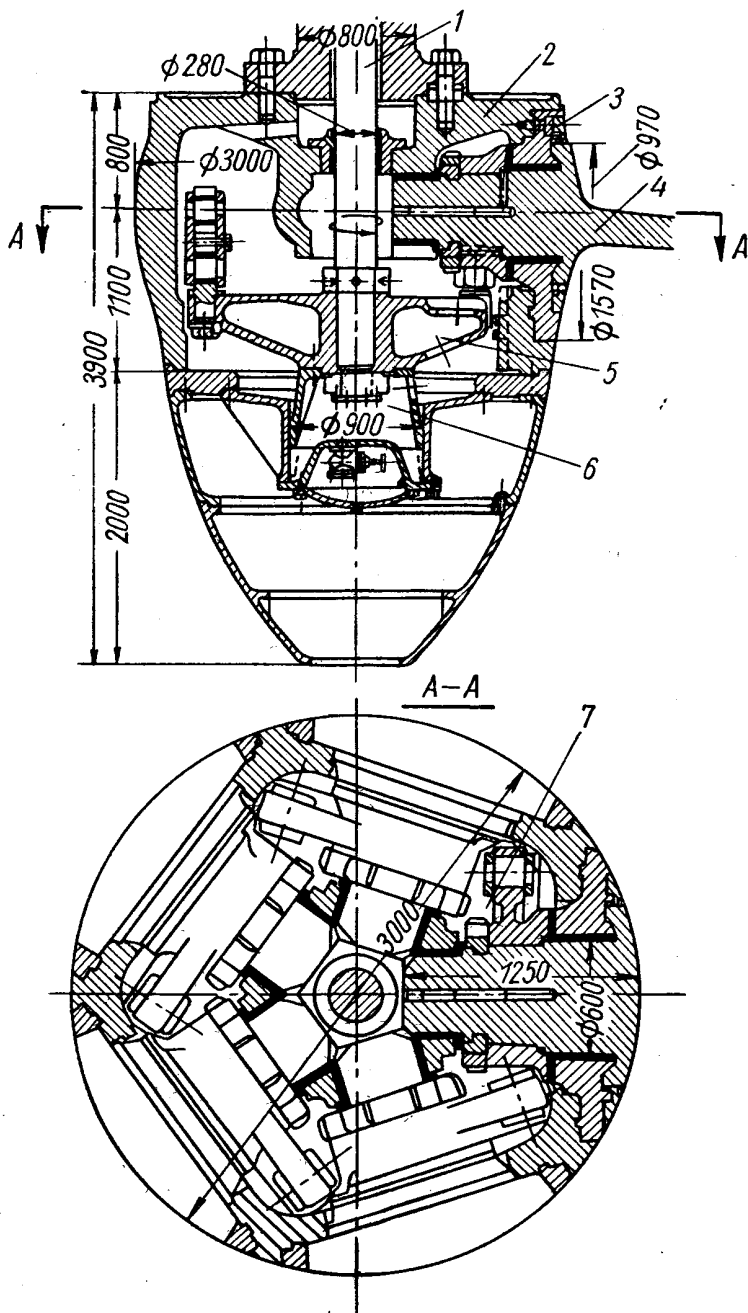


Рис. VIII.5. Поворотнолопастное рабочее колесо турбины ГЭС «Рюбург — Шверштадт»

моникелевой стали и прикрепленными каждое с помощью 25 болтов диаметром 90 мм к корпусу втулки. Фланец лопасти с помощью болтов 11 диаметром 150 мм соединяется с цапфой 5.

Сверху втулки расположен масляный сервомотор, состоящий из цилиндра 2, поршня 14 и крышки 1. С помощью давления масла поршень развивает необходимое усилие для поворота лопастей, снизу втулка заканчивается удобообтекаемым конусом 9.

Современные конструкции механизма поворота лопастей

В связи с широким применением поворотнолопастных гидротурбин большой единичной мощности особенно на высокие напоры очень важными стали вопросы увеличения быстроходности рабочих колес, улучшения их

Конструкция такого колеса $D = 9,0$ м турбины Рыбинской ГЭС мощностью $N = 70\,000$ квт видна на рис. VIII.6. Лопасть 6 выполнена отъемной от цапф 5 и 12. Применено упорное кольцо 4, воспринимающее центробежные силы лопасти. Цапфа имеет прилитый палец, т. е. она же является и рычагом кривошипа. Серьга 7 соединяется с пальцами крестовины 8. Крестовина 8 закреплена на штоке 13 масляного сервомотора с помощью массивного стального разъемного кольца 10. Стальной шток 13 сервомотора диаметром 600 мм рассчитан на передачу усилия около 1200 Т. Корпус втулки 3 имеет диаметр 3,7 м и представляет собой массивную фасонную стальную отливку весом около 70 т. В корпусе втулки закрепляются 4 лопасти (весом 20 м каждая) и механизм поворота. Центробежные силы, развиваемые лопастью и достигающие при разгонных оборотах 1000 Т, воспринимаются упорными кольцами 4, откованными из высококачественной хро-

кавитационных свойств и надежности. Для этого потребовалось применение колес поворотлопастных турбин с меньшим диаметром втулки колеса при большем количестве лопастей. Ниже приводятся конструкции механизма поворота лопастей, выполненные в последние годы. Характерным для них является отсутствие упорных колец; центробежные силы воспринимаются буртиком корпуса колеса.

На рис. VIII.7 приведена конструкция поворотлопастного колеса турбины Волжской ГЭС им. В. И. Ленина, созданная на ЛМЗ. Это колесо с поворотными лопастями и диаметром $D_1 = 9,3$ м при напоре $H = 22,5$ м развивает мощность $N = 126 000$ квт.

Рабочее колесо имеет 6 поворотных лопастей 6, отлитых из нержавеющей стали. Лопасти устанавливаются в окна корпуса рабочего колеса 4 и присоединяются снаружи болтами 5 и шпонками к стальным цапфам 18 и к неподвижно закрепленным на них стальным рычагом 7.

Наружное очертание корпуса в пределах перемещения внутренних кромок лопастей имеет сферическую форму (шаровая втулка). К корпусу сверху крепится болтами и шпонками стальной цилиндр сервомотора 2. Цилиндр закрыт крышкой 1. Шпонки, крепящие цилиндр к корпусу и крышку к цилиндру, предназначены для передачи крутящего момента.

Внутри цилиндра перемещается чугунный поршень 3, укрепленный на штоке с помощью заплечика и закладного кольца 15. Шток направляется в бронзовых втулках, закрепленных соответственно в центральной отверстии крышки рабочего колеса, днище корпуса и в присоединяемом к корпусу днище рабочего колеса 8.

К верхнему концу штока присоединяется шпильками выполненная из стальных цельнотянутых труб штанга 16, которая проходит через полый вал агрегата.

Шток имеет сверленные отверстия, соединяющие полости цилиндра сервомотора при помощи штанг с масляной системой турбины. На нижнем конце штока укрепляется стальная крестовина 13, в которой имеется шесть радиальных отверстий, расположенных в плане под углом 60° друг к другу.

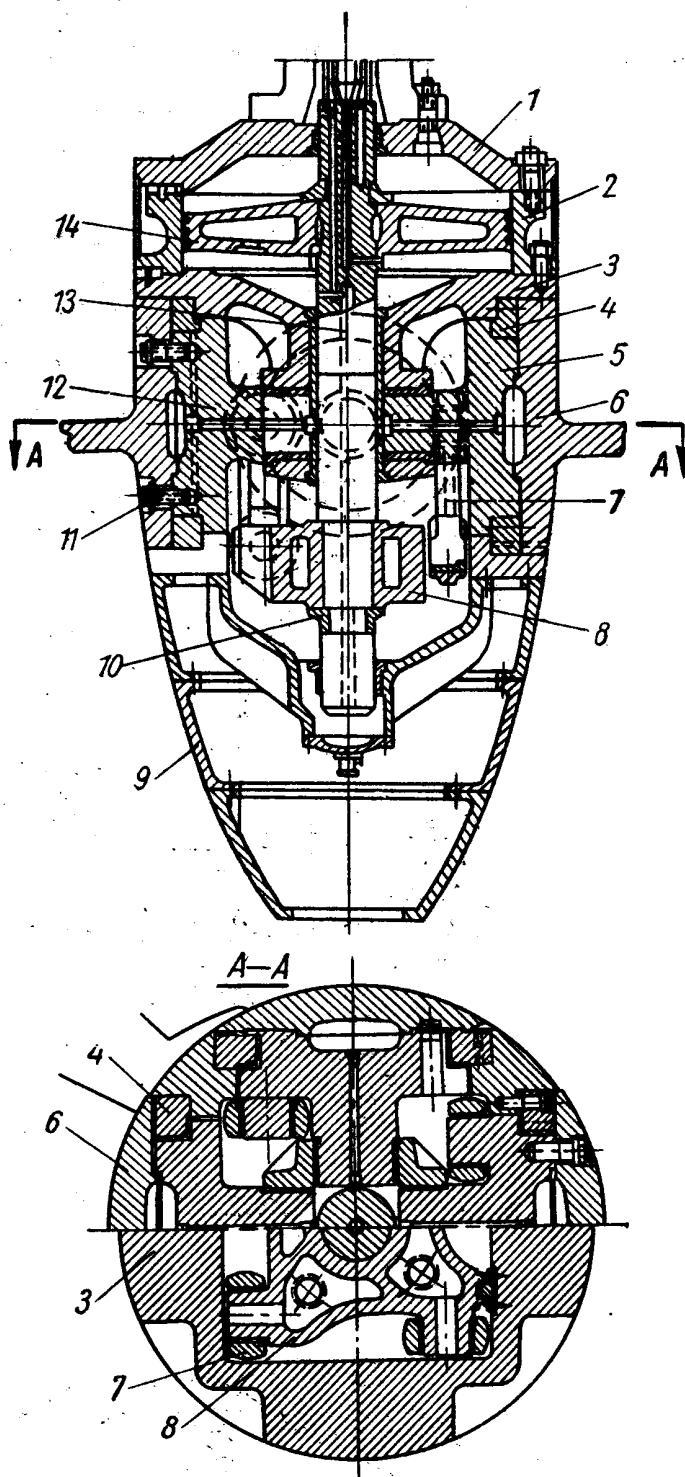


Рис. VIII.6. Поворотлопастное рабочее колесо $D = 9,0$ м турбины Рыбинской ГЭС, $N = 70 000$ квт

В эти отверстия вставляют пальцы 10, с которыми одним своим концом шарнирно сопрягаются серьги 9 рабочего колеса. Эти серьги другим концом присоединяются шарнирно к эксцентрично расположенным пальцам 17 рычагов.

Поворот лопастей рабочего колеса происходит при подаче масла под давлением в одну из полостей сервомотора, расположенных над или под поршнем. Поршень, перемещаясь, поворачивает лопасти, воздействуя

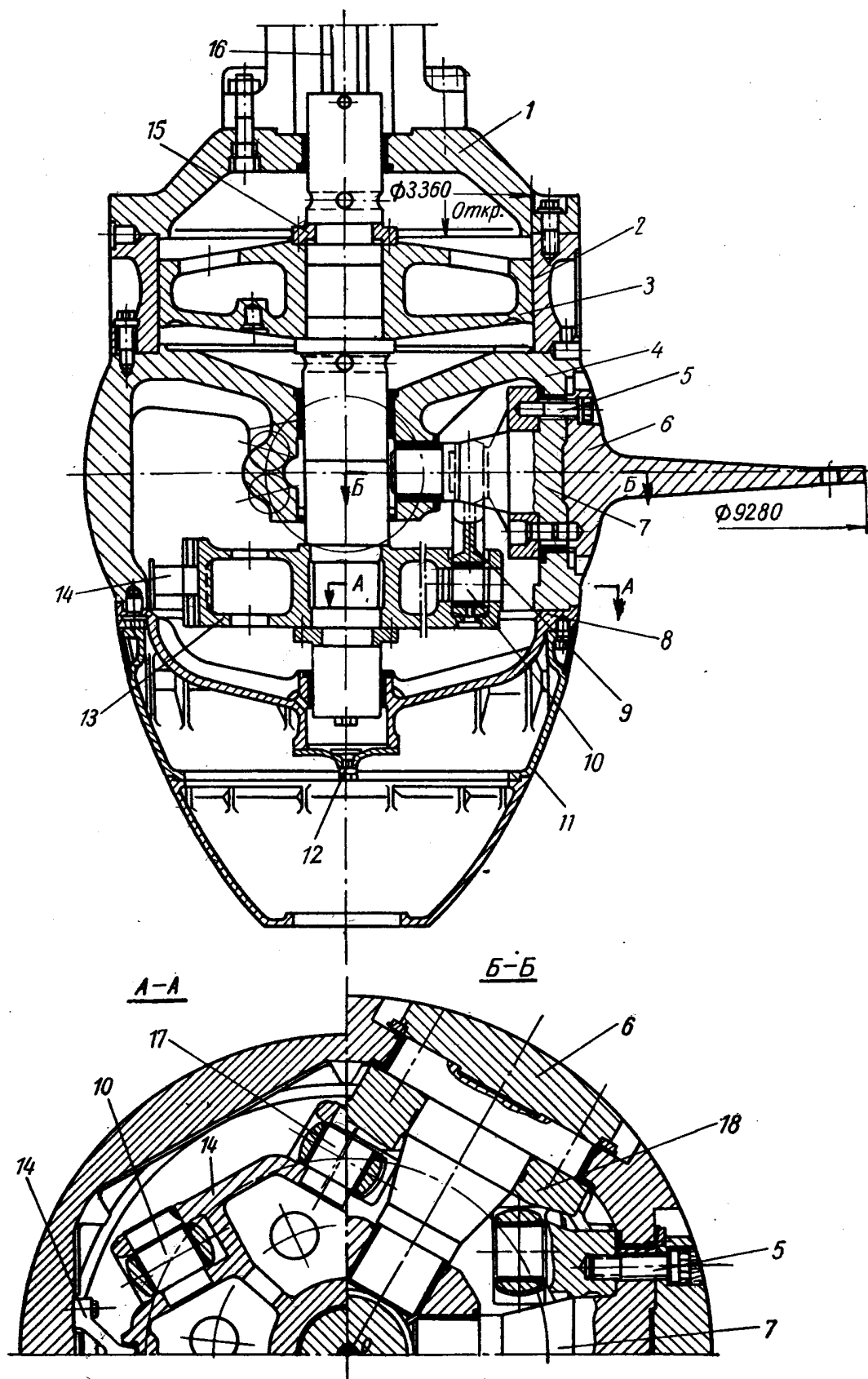


Рис. VIII.7. Поворотнлопастное колесо $D_1 = 9,3$ м турбины Волжской ГЭС им. В. И. Ленина, $N = 126\ 000$ квт

на них через шток, крестовину, серьги и цапфы лопастей. При движении поршня вниз лопасти открываются, при движении вверх — закрываются.

На крестовине имеются два прилива, предназначенные для направления двух шпонок 14, прикрепленных снизу корпуса рабочего колеса и воспринимающих горизонтальные составляющие усилий, действующих на серьги.

Реактивный момент и осевое усилие, действующее на лопасти, воспринимаются бронзовыми втулками, запрессованными в наружную и внутреннюю стенки корпуса (горизонтальными опорами), а центробежная сила — через внутреннюю торцевую плоскость фланцев большей из указанных втулок (боковой опорой).

Низ днища корпуса закрыт крышкой. К днищу прикрепляется стальной конус 11 обтекаемой формы.

Нижняя часть корпуса рабочего колеса всегда заполнена маслом, поступающим из цилиндра сервомотора через зазоры между штоком и втулкой. Излишек масла выжимается из цилиндра через центральную трубку в штоке и поступает в кольцевое пространство между наружной трубой штанг и центральным отверстием в вале и далее в сливную полость маслоприемника и в сливной бак. Кроме того, для слива и спуска масла из системы рабочего колеса предусмотрены клапаны 12 в центре днища и в цилиндре сервомотора рабочего колеса. Маслом, протекающим через зазоры в сопряженных углах поворотного механизма, производится смазывание всех трущихся деталей, размещенных внутри рабочего колеса.

Для предотвращения утечки масла через зазоры и между цапфами и корпусом наружу в камеру рабочего колеса, а также попадания воды через эти же зазоры внутрь корпуса по периферии фланца лопасти установлены специальные уплотнения, выполненные отъемными. В случае ремонта или ревизии уплотнения могут быть сняты без демонтажа лопасти.

Демонтаж каждой лопасти может быть произведен без подъема колеса на монтажную площадку. Он производится с помощью специальных приспособлений. Лопасть опускается во всасывающую трубу, откуда она транспортируется на монтажную площадку. С помощью этих же приспособлений лопасть может быть установлена на место. Выемка и установка лопасти может производиться также и через спираль.

Характеристикой объема работ по изготовлению рабочего колеса могут служить следующие данные: трудоемкость механосборочных работ этого колеса составляет 50 000 *нормо-ч*; из них трудоемкость механической обработки — 30 000 *нормо-ч* и слесарно-сборочных работ — 20 000 *нормо-ч*.

Дальнейшее развитие конструкции механизма поворота лопастей без штока и крестовины. Эта конструкция¹ получила широкое применение в СССР; ряд изготовленных ЛМЗ и ХТГЗ мощных гидротурбин был выполнен по этой схеме (рис. VIII.8).

Усилие для поворота лопастей передается от поршня сервомотора 1 через серьги 4 непосредственно к рычагам 5 лопастей. Длинная серьга проходит внутри трубы 3, присоединенной к поршню. В головке трубы осуществлено шарнирное соединение серьги с цилиндрическим пальцем 2. Труба 3, направляемая во втулке 6 днища сервомотора, благодаря малым зазорам обеспечивает необходимое уплотнение от протечек масла. Объединение поршня и крестовины в одну деталь и ликвидация штока упрощают в целом конструкцию колеса. Снижаются также его вес и трудоемкость изготовления. Для колеса диаметром $D = 9,3$ м вес снижается на 25—30 т, а трудоемкость механосборочных работ уменьшается на 1500—1800 *нормо-ч*, при этом на 300—350 ч уменьшается загрузка крупных станков.

¹ Авторы В. Е. Гольдин, Н. Н. Ковалев, Н. А. Лебедев, Г. С. Щеголев. Авт. свид. № 208566.

В бескрестовинном механизме поворота лопастей расположение внутреннего прилива с днищем возможно в верхней (рис. VIII.8) и в нижней (рис. VIII.9) полостях втулки. В последнем варианте потребовалось бы применение днища в цилиндре сервомотора, поэтому конструкция

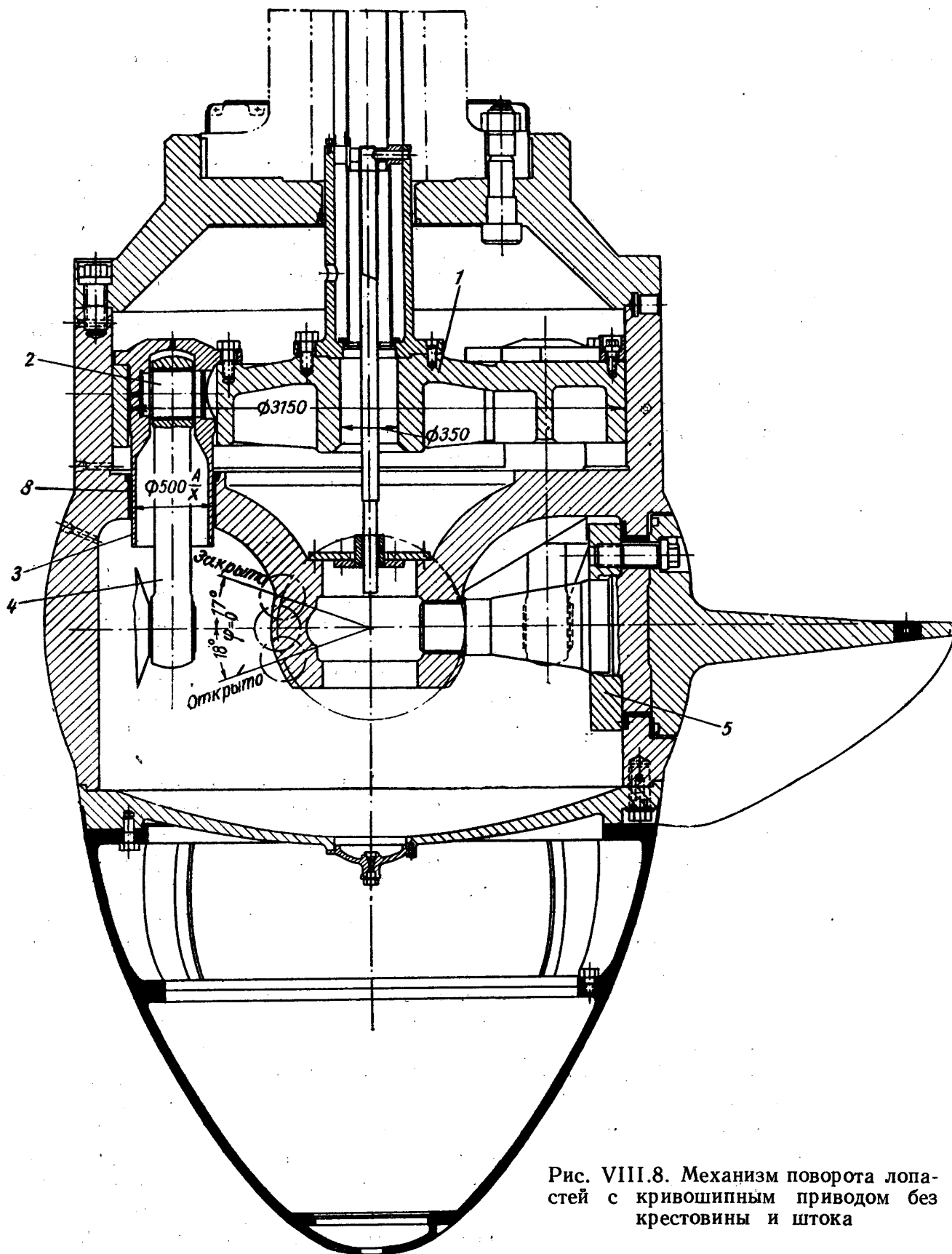


Рис. VIII.8. Механизм поворота лопастей с кривошипным приводом без крестовины и штока

получилась бы более тяжелой. Если применяется дифференциальный поршень и выполнения днища в цилиндре сервомотора не требуется, то можно располагать внутренний прилив и снизу втулки.

Достоинством конструкции (рис. VIII.8) является также приближение центра тяжести колеса к подшипнику вала, что уменьшает длину консоли и улучшает условие работы подшипника. Недостатком ее является расположение подвижных труб серег на периферии днища сервомотора (втулки) рабочего колеса и подверженности их нагрузкам. Под действием центробежных сил лопастей и других деталей, особенно при повышенных оборотах, при недостаточной жесткости корпуса втулки могут возникнуть суще-

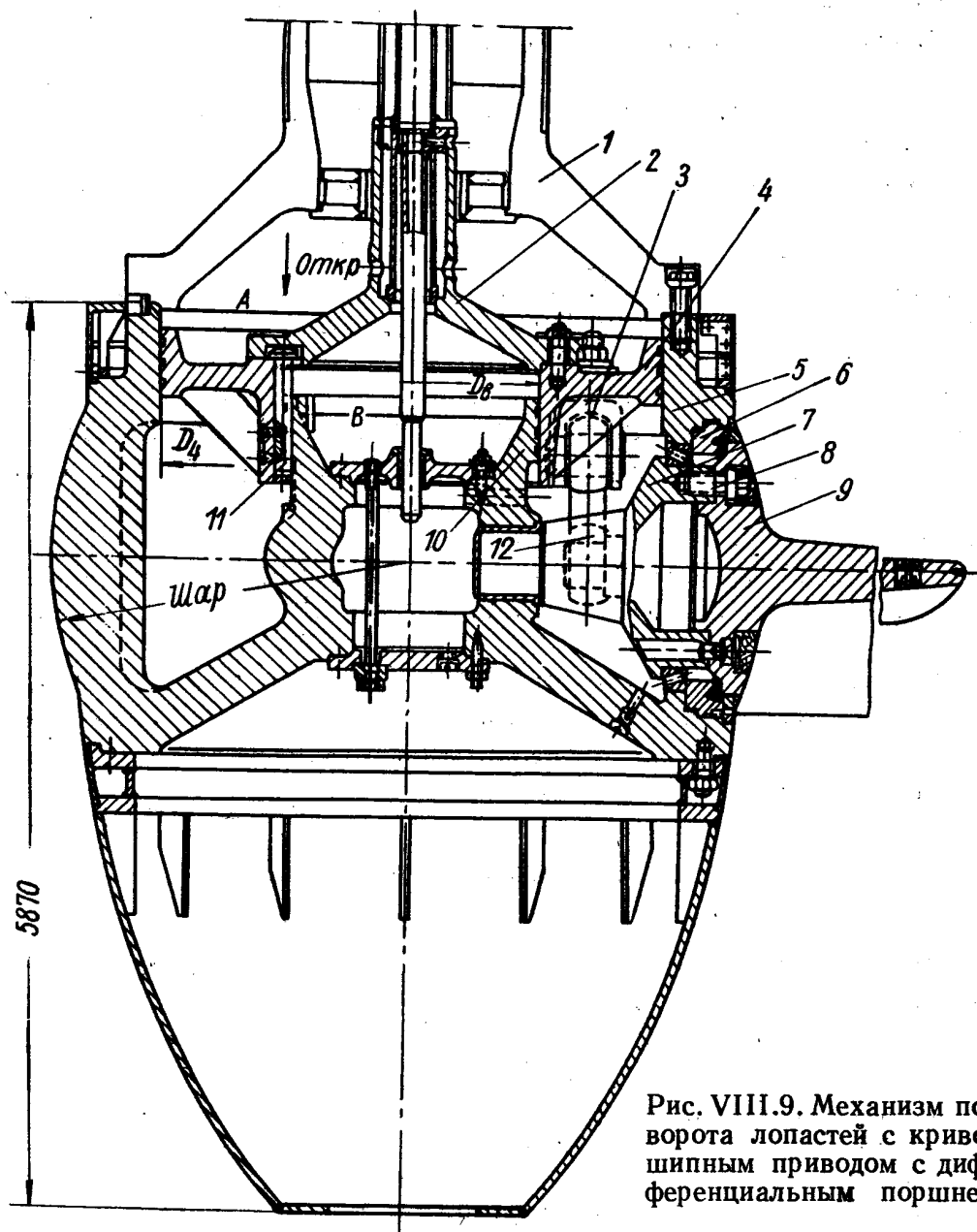


Рис. VIII.9. Механизм поворота лопастей с кривошипным приводом с дифференциальным поршнем

ственные упругие деформации корпуса, превосходящие зазоры у подвижной трубы, что может вызвать защемление труб серег и всего механизма поворота. Эти деформации и, следовательно, возможность защемления механизма поворота особенно опасны при отъемном цилиндре сервомотора, когда жесткость корпуса занижена. Поэтому применение этой конструкции механизма поворота возможно лишь при достаточной жесткости корпуса рабочего колеса.

На рис. VIII.9 изображена разработанная ХТГЗ оригинальная конструкция механизма поворота лопастей (без штока и крестовины) с дифференциальным поршнем. Характерным для этой конструкции является различие площадей поршня при движении вниз (на открытие) и движении вверх (на закрытие) и использование гидравлического момента, действу-

ющего на лопасти. В этой конструкции серьги 12 рычагов лопастей крепятся с помощью цилиндрических шарниров к проушинам 3, установленным в большем поршне 4 сервомотора. Цилиндром для этого поршня диаметром D_n служит верхняя часть корпуса втулки 5. Малым поршнем (неподвижным) является надставка 10 к внутренней втулке корпуса колеса. Цилиндром диаметром D_b для него является внутренний прилив большого корпуса 4. Следовательно, имеются две напорные полости А и В. При подаче масла в полость А поршень движется вниз и, усилием сервомотора поворачивая лопасти колеса, преодолевает также гидравлический момент. При подаче масла в полость В малый цилиндр будет двигаться вверх. В этом случае гидравлический момент будет помогать усилию сервомотора. При такой конструкции ось поворота лопасти надо сдвигать к выходной кромке, чтобы гидравлический момент действовал бы всегда на закрытие.

В рассматриваемой конструкции крышкой сервомотора (полость А) служит развитый фланец вала 1. Полость В закрывается сверху крышкой 2, к которой прикрепляются штанги, подводящие масло. Большая опора цапфы лопасти в данной конструкции выполнена в отличие от обычно применяемых опор скольжения, на подшипнике качения (роликах), установленном между кольцом 6 и буртиком цапфы 7. Фланец лопасти 9 соединяется с цапфой 7 болтами 8. Для восприятия скручивающего момента, возникающего от усилия серег при их наклонном положении, поршень 4 направляется цилиндрическими шпонками 11.

Колеса поворотнолопастных турбин с описанным дифференциальным поршнем (без роликовых подшипников) применялись ХТГЗ на ряде гидротурбин.

Запроектированные в описанной конструкции крупногабаритные опорно-упорные роликовые подшипники качения существенно снижают момент трения по сравнению с обычно применяемыми подшипниками скольжения, выполненными в виде бронзовых втулок.

Конструкции механизма поворота лопастей колес на повышенные напоры

Чтобы можно было использовать поворотнолопастные турбины при повышенных напорах, необходимо улучшить кавитационные качества этих турбин, что позволит не очень сильно заглублять их по сравнению с радиально-осевыми турбинами. Улучшение кавитационных качеств достигается в первую очередь увеличением общей площади поверхности лопастей за счет увеличения их количества. Это, в свою очередь, затрудняет расположение механизма поворота внутри втулки колеса, так как оно сопровождается увеличением количества деталей, которые надо расположить внутри втулки [11]. Кроме того, при повышенном напоре растет нагрузка на детали, что требует увеличения их габаритов. Все это вызывает необходимость увеличения диаметра втулки колеса.

С. П. Михановский [63] предложил для повышенных напоров применять колесо с двухперовыми подвижными лопастями (рис. VIII.10). В этой конструкции на каждом фланце располагается не одно перо лопасти, как в обычной однорядной турбине, а два пера. Поэтому двукратное увеличение числа лопастей не приводит к увеличению числа деталей механизма поворота. Каждая пара лопастей может быть выполнена цельнолитой с одним фланцем или с двумя отъемными лопастями. В данной конструкции лопасти 1 и 2 отливаются каждая с половинкой фланца, затем после необходимой обработки они прочно соединяются в единую конструкцию с помощью сварки (шов 3 на рисунке).

Составная конструкция более удобна для отливки и обработки поверхности лопастей, чем цельнолитая с двумя перьями, однако для нее требуется дополнительная работа по соединению половин лопастей. Остальные детали лопасти колеса остаются такими же, как в обычных однорядных конструкциях.

Поворот лопастей может осуществляться любым механизмом. На рисунке показан вариант привода без штока и крестовины. В данной конструкции фланец лопастей соединяется с цапфой с помощью болтов 4 и 5. Болты 5 вставляются изнутри, из полости втулки. Цапфа 6 имеет

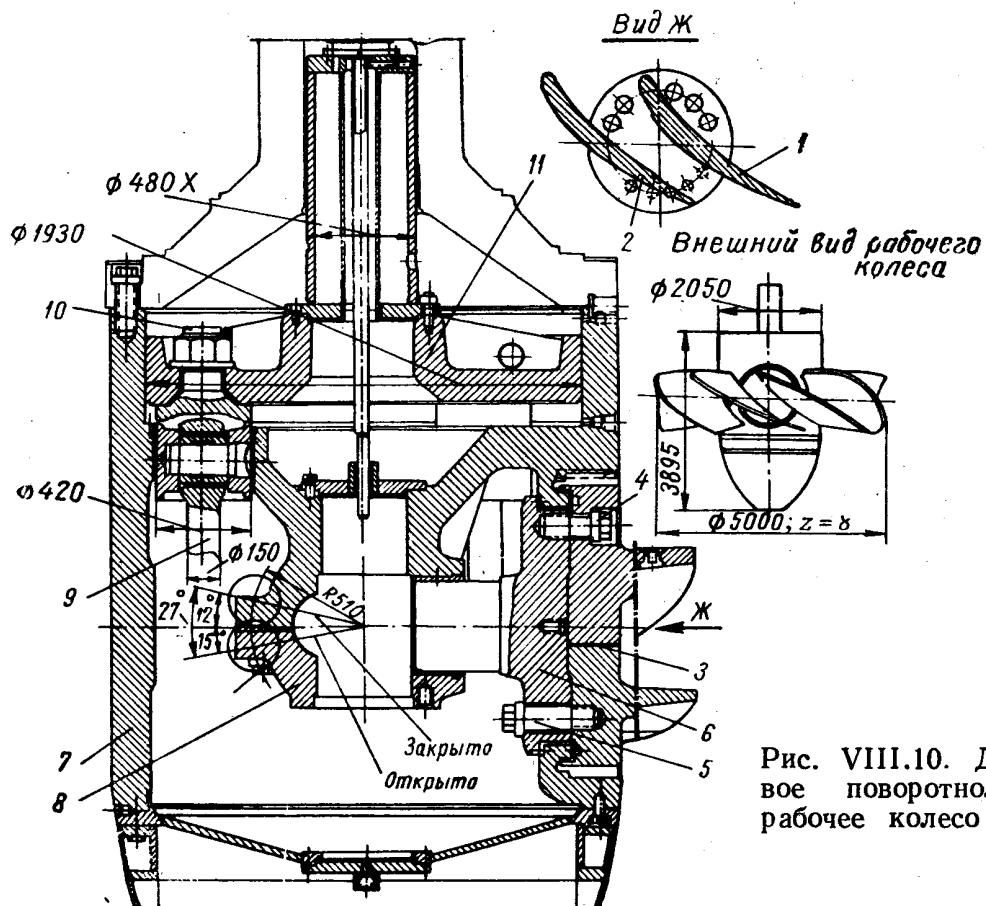


Рис. VIII.10. Двухперовое поворотнлопастное рабочее колесо турбины

палец, к которому присоединяется наклонная серьга 9. Другой конец серьги шарнирно соединяется проушиной 10 с поршнем сервомотора 11. Корпус рабочего колеса 7 имеет внутреннюю опору с отъемной крышкой 8, которая закрепляется болтами. Отъемная крышка предусматривается для возможности сборки цапф с механизмом поворота.

При размещении пера лопасти по отношению к фланцу и выборе его размеров необходимо обращать внимание на получение равного расстояния (шага) между лопастями при расчетном положении угла установки. При изменении угла установки лопасти двухперовой турбины шаг между лопастями, расположенными на разных фланцах, изменяется, а для пары лопастей, находящихся на одном фланце, он будет постоянным. Такое нарушение распределения лопастей по окружности рабочего колеса при нерасчетных углах установки, как показали исследования в лаборатории ЛМЗ, незначительно снижают к. п. д.

Кавитационные качества двухперового колеса, по испытаниям модели, оказались практически такими же, как и у однородного колеса при том же диаметре втулки. Однако для одинаковых параметров при двухперовом исполнении колеса можно применять меньший диаметр втулки. Следовательно, кавитационные качества колеса в этом случае будут лучше.

По данным С. П. Михановского, колесо диаметром $D = 8,5$ м для работы при напоре $H_{\max} = 45$ м при однорядном расположении лопастей ($z = 7$) требует втулки колеса диаметром $d_{\text{втул}} = 4450$ мм, т. е. $d_{\text{втул}} = 0,525D_1$; при двухперовом расположении лопастей ($z = 8$) оно имеет диаметр втулки $d_{\text{втул}} = 3800$ мм, т. е. $d_{\text{втул}} = 0,45D_1$. Такое уменьшение диаметра втулки колеса снижает кавитационный коэффициент σ колеса данной быстроходности на 0,05—0,1. Следовательно, для колеса с двухперовым расположением лопастей при напоре $H = 45$ м можно будет уменьшить заглубление на 2,5—4 м.

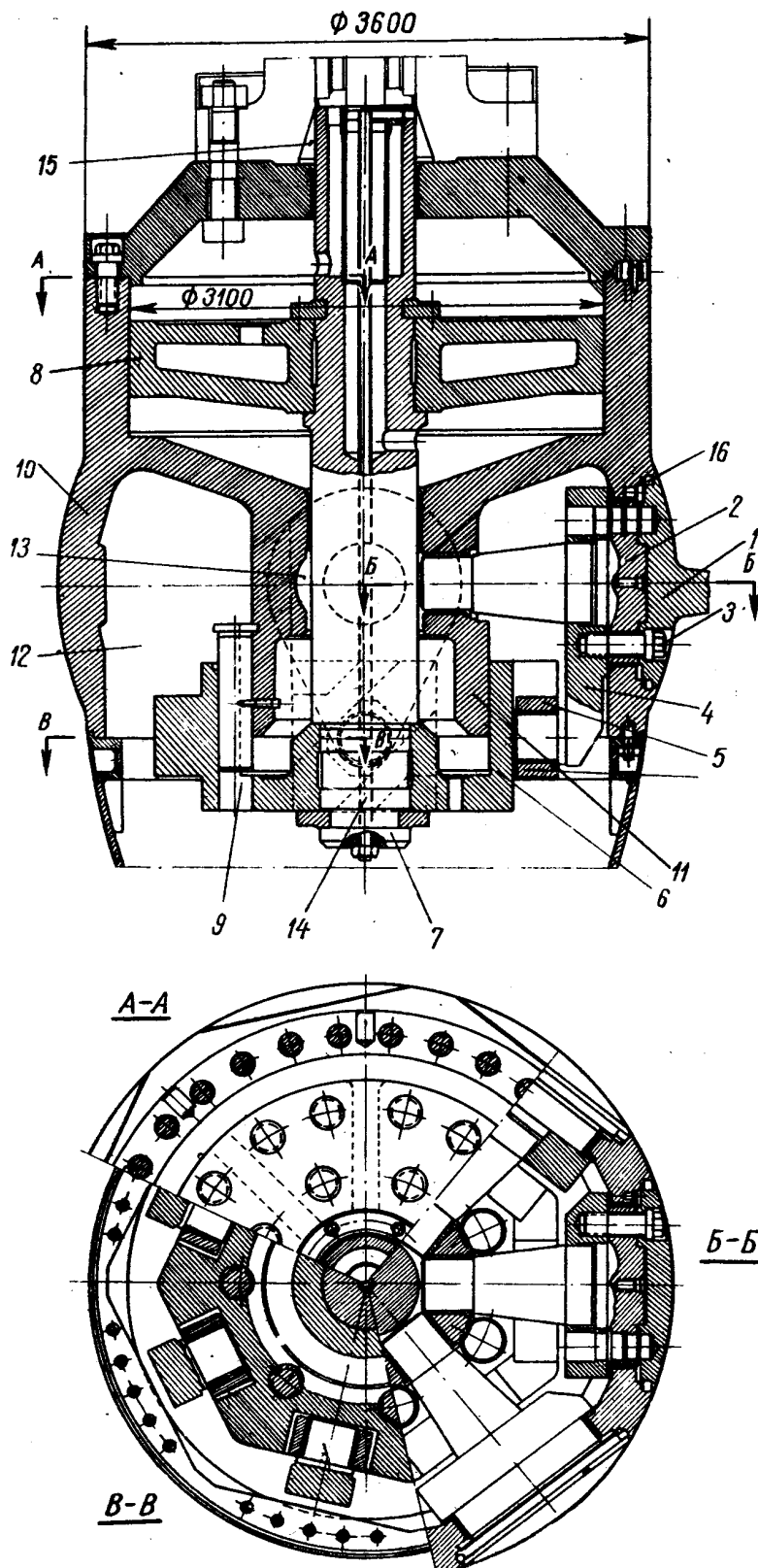


Рис. VIII.11. Поворотнлопастное рабочее колесо $D_1 = 6,6$ с кулисным механизмом с наклонными прорезями для напора $H = 60$ м

для поворота восьми лопастей колеса диаметром $D_1 = 6,6$ м при напоре $H = 60$ м показана на рис. VIII.11.

В этой конструкции каждая лопасть 1 соединяется с цапфой 2 и рычагом 4 с помощью семи болтов 3 диаметром 150 мм. Рычаг опущен вниз,

Применение поворотнлопастных турбин на более высокие напоры заставило также пересмотреть применявшиеся конструкции самих механизмов поворота, чтобы, во-первых, можно было размещать механизм поворота в относительно меньшем диаметре втулки колеса и, во-вторых, обеспечить возможность разворота лопастей при повышенных нагрузках от увеличенного напора воды. Поэтому появилась необходимость увеличения плеча рычага механизма поворота. В применявшихся конструкциях рычаг располагался горизонтально в плоскости расположения цапф лопастей. В новой конструкции его развернули вниз подобно тому, как это было сделано в одной из первых схем, указанных на рис. VIII.2. Современная конструкция механизма с кулисным устройством (косыми проре-

и его палец вставлен в ползун 5, расположенный в косо́й прорези восьмигранника 6. Восьмигранник закреплен на штоке 7 и направляется цилиндром 11, являющимся частью внутреннего прилива корпуса втулки 10. Для фиксации положения восьмигранника и восприятия скручивающего момента предусмотрена цилиндрическая шпонка 9. Вверху расположен цилиндр сервомотора с поршнем 8.

Выше указывалось, что недостатком данной конструкции является относительно большие потери на трение ползуна о грани прорезей, что ска-

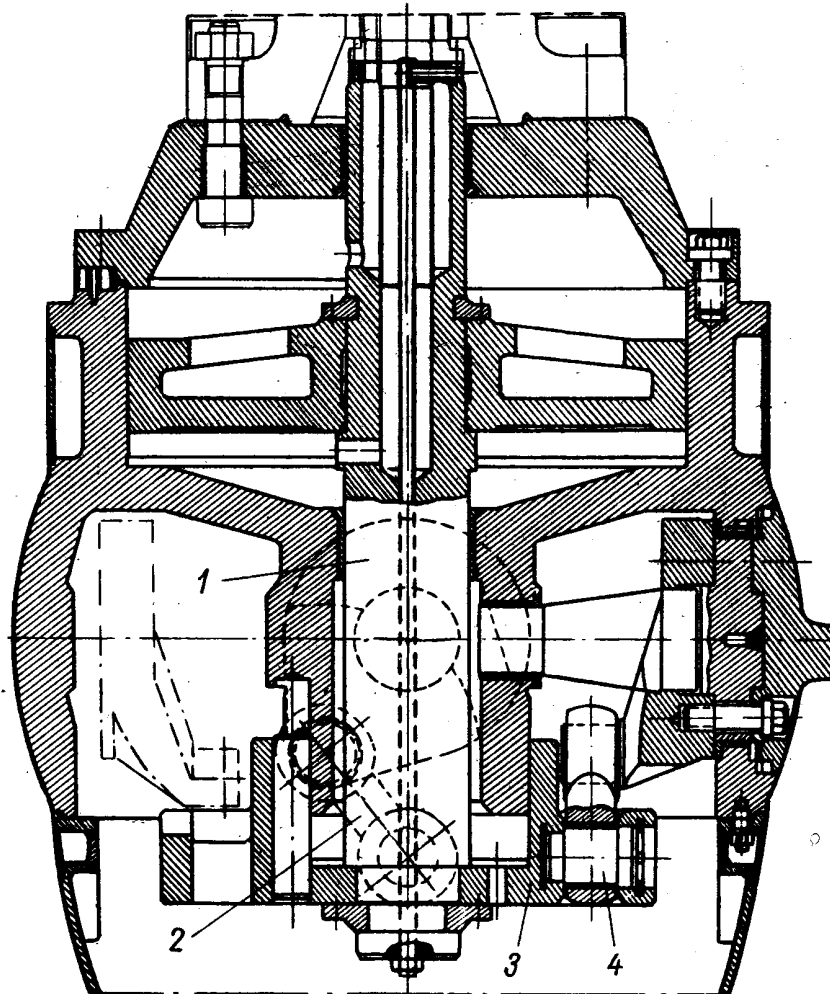


Рис. VIII.12. Механизм поворота лопастей с наклонной серьгой

зывается на величине тягового усилия (в данной конструкции оно должно быть большим). Однако, при современной технологии производства машин затруднения при изготовлении строго идентичных прорезей и граней не являются существенными.

Из поперечного разреза втулки видно, что пространство в плоскости осей поворота использовано практически полностью и достаточно длинные рычаги можно разместить только вертикально.

На рис. VIII.12 и VIII.13 показаны другие варианты механизма поворота лопастей с удлиненным рычагом, направленным вниз, с кривошипным приводом, осуществленным с помощью наклонной серьги (рис. VIII.12) или двойной передачи (рис. VIII.13). В конструкции с наклонной серьгой рычаг 1 соединяется с помощью наклонной серьги 2 с крестовиной 3. Серьга с крестовиной соединяется цилиндрическим шарниром 4. Крестовина направляется внутренним приливом корпуса колеса. Эта конструкция по своей схеме более проста, чем предыдущая, и может применяться с различной длиной рычага, обусловливаемой очертаниями конуса рабочего колеса.

Механизм поворота с двойной передачей (рис. VIII.13) более сложен. В этой конструкции рычаг 1 соединяется с помощью серьги 2 с двуплечим рычагом 3, закрепленным на шарнире 6 в корпусе втулки. Второй конец рычага 3 соединяется с помощью серьги 4 с проушиной крестовины 5. Крестовина направляется внутренним приливом корпуса втулки. Эта

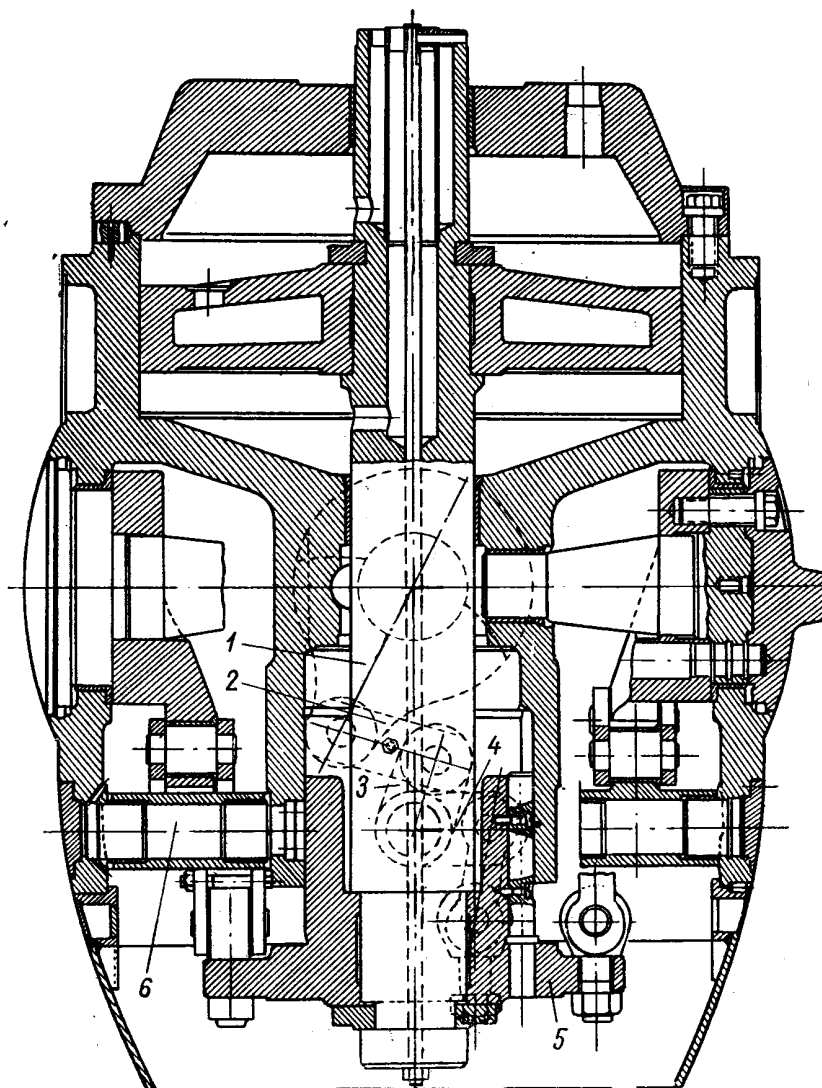


Рис. VIII.13. Механизм поворота лопастей с двойной передачей

конструкция сложна по своей схеме, но зато она позволяет выбирать различные соотношения плеч двойного рычага и начальные углы между отдельными звеньями и тем самым получать различные закономерности изменения поворотного момента в зависимости от положения лопасти наиболее целесообразные усилия сервомоторов. Достоинством этой конструкции является наличие меньшего поворотного момента, скручивающего крестовину, чем в вариантах с кулисным механизмом и наклонной серьгой.

Принципиальные схемы механизмов поворота лопастей

Описанные выше варианты конструкций механизмов поворота могут быть сведены к пяти принципиальным вариантам (два с кулисным приводом и три — с кривошипным), показанным на рис. VIII.14:

- 1) кривошипный механизм с вертикальной серьгой (рис. VIII.14, а);
- 2) кулисный механизм с горизонтальными прорезями (рис. VIII.14, б);
- 3) кулисный механизм с косыми прорезями (рис. VIII.14, в);
- 4) кривошипный механизм с наклонной серьгой (рис. VIII.14, г);
- 5) кривошипный механизм с двойной передачей (рис. VIII.14, д);

Анализируя схемы этих механизмов и рассматривая характерную для них зависимость между усилием P_c и создаваемым поворотным моментом M_p , можно установить, что для варианта (рис. VIII.14, а и б) кривошипного привода и кулисного с горизонтальными прорезями величина усилия P_c без учета трения в звеньях механизма, будет равна

$$P_c = \frac{M_p}{l_p \sin \alpha}, \quad (\text{VIII.1})$$

где l_p — плечо рычага лопасти;
 α — угол между серьгой и рычагом.

В таких схемах угол α выбирается близким к 90° , поэтому потребное усилие будет в основном зависеть от длины рычага l_p . Так как рычаг рас-

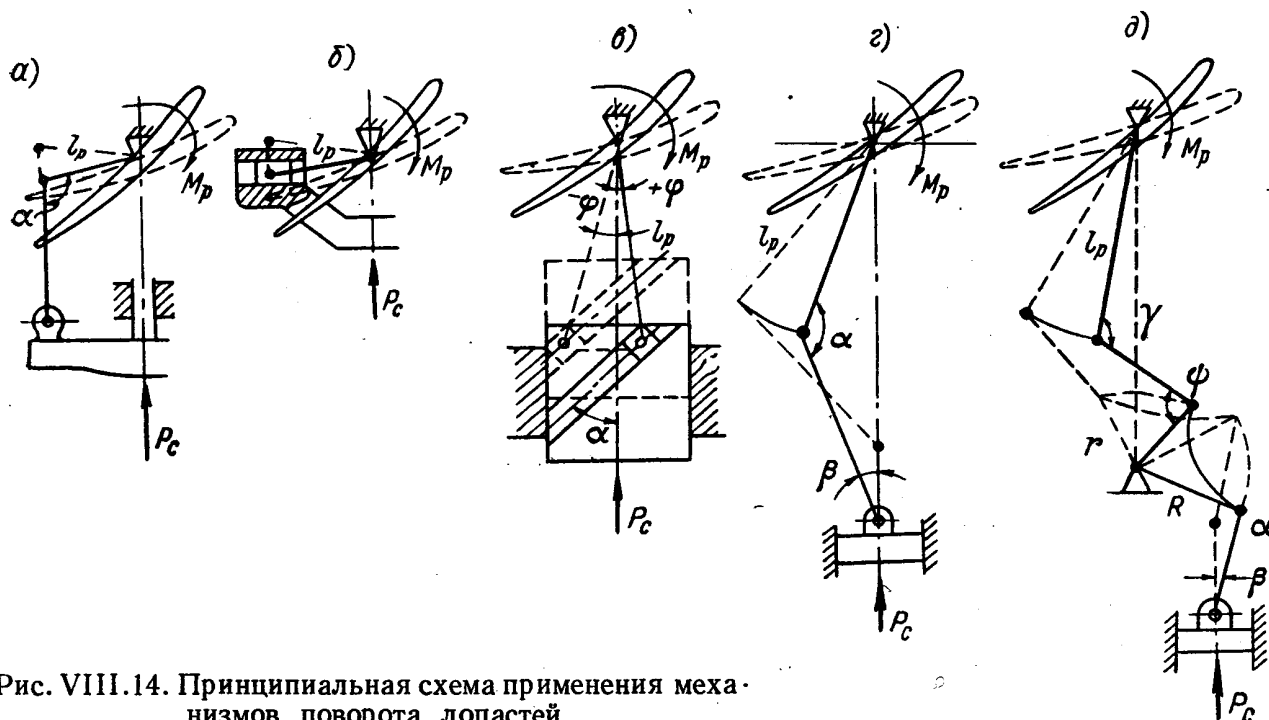


Рис. VIII.14. Принципиальная схема применения механизмов поворота лопастей

полагается в горизонтальной плоскости, где сечение ограничено диаметром втулки, длина рычага не может быть большой.

В кулисном механизме с косыми прорезями (рис. VIII.14, в) рычаг лопасти направлен вниз, длина его не ограничивается относительно малых размеров диаметра втулки. Усилие P_c без учета трения будет равно

$$P_c = \frac{M_p}{l_p} \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos(\alpha + \varphi)}, \quad (\text{VIII.2})$$

где α — угол наклона прорези;
 φ — угол наклона рычага.

Угол наклона рычага даже в крайних положениях невелик ($\pm 5-10^\circ$). Угол наклона прорези можно выбирать в пределах $30-60^\circ$. Отношение $\frac{\sin \alpha}{\cos(\alpha + \varphi)}$ в зависимости от выбранного в конструкции значения угла α принимает следующие значения:

$$\text{при } \alpha = 30^\circ \quad \frac{\sin \alpha}{\cos(\alpha + \varphi)} = 0,6;$$

$$\text{при } \alpha = 60^\circ \quad \frac{\sin \alpha}{\cos(\alpha + \varphi)} = 1,7.$$

При угле наклона прорези $\alpha = 30^\circ$ потребуется почти в три раза меньше усилие P_c для создания поворотного момента M_p , чем при угле $\alpha = 60^\circ$.

Следовательно, в кулисном механизме с косыми прорезями имеются большие возможности уменьшения величины силы P_c , но при этом будет увеличиваться ход сервомотора.

В кривошипном механизме с наклонной серьгой (рис. VIII.14, з) размер рычага также не лимитируется диаметром втулки, так как рычаг направлен вниз. Величина усилия P_c без учета трения будет равна

$$P_c = \frac{M_p}{l_p} \cdot \frac{\cos \beta}{\sin \alpha}, \quad (\text{VIII.3})$$

где α — угол между серьгой и рычагом;

β — угол наклона серьги.

В этой схеме удлинением рычага и увеличением наклона серьги β можно уменьшить требуемое усилие P_c при заданном M_p . Угол α между серьгой и рычагом мало влияет на величину передаваемого усилия. Следует отметить, что кривошипный механизм поворота с наклонной серьгой и кулисный механизм с косыми прорезями имеют повышенные моменты трения по сравнению с обычными кривошипными механизмами, на преодоление которых необходимо затрачивать определенную работу.

Механизм поворота с двойной передачей (рис. VIII.14, д) имеет рычаг, направленный вниз; его длина не ограничивается диаметром втулки колеса. Кроме того, он дает возможность применения разных размеров плеч рычага и углов между элементами механизма. Величина усилия P_p будет равна

$$P_c = \frac{M_p}{l_p} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{\cos \beta \sin \psi}{\sin \alpha \sin \gamma}, \quad (\text{VIII.4})$$

где R и r — плечи двойного рычага;

α , β , γ и ψ — углы между звеньями механизма.

Характерным для данной схемы механизма является не только возможность изменения в широких пределах величины усилия для данного поворотного момента, но и возможность получения различных тяговых усилий в зависимости от положения лопасти. Данная схема механизма поворота требует удлиненного корпуса втулки и является более сложной, чем предыдущая, по своей конструкции. Вследствие дополнительных шарниров момент трения в такой конструкции будет большим, чем в обычном кривошипном механизме.

В существующих типах колес с поворотными лопастями размер втулки колеса определяется в основном потребностью размещения в ней конструкции механизма поворота лопастей. Проектирование механизма поворота лопастей обычно располагается на два основных взаимосвязанных этапа: закрепление лопастей во втулке и обеспечение их разворота.

При переходе на высокие напоры возрастают действующие на рабочее колесо нагрузки, в том числе и гидравлические моменты. Поэтому для обеспечения разворота лопасти нужны большие усилия сервомотора, которые могут быть получены за счет увеличения диаметра сервомотора или увеличения давления масла в системе регулирования. Но увеличение усилия требует применения деталей механизма поворота больших размеров и сечений, а это ведет к необходимости увеличения диаметра втулки.

Для уменьшения потребных усилий и, следовательно, уменьшения размеров деталей механизма поворота и диаметра втулки следует применять механизм поворота с лучшим передаточным отношением от сервомотора к лопастям.

В качестве примера приведем такие данные. Турбину с поворотными лопастями, с диаметром колеса $D_1 = 6,6 \text{ м}$ и втулкой $d_{em} = 0,545D$,

с числом лопастей $z = 8$ и с обычным кривошипным механизмом применили для напора $H = 50$ м. Такую же турбину, но с кулисным механизмом поворота, оказалось возможным применить для напора $H = 60$ м, при этом минимальное давление масла для разворота лопастей было равно $13,0 \text{ кг/см}^2$ вместо $18,5$ в первом случае.

Большое влияние на выбор диаметра втулки имеет конструкция лопасти. Оказывается, что при отъемной цапфе требуются относительно большие габариты втулки, так как во втулке необходимо расположить детали крепления цапфы с лопастью.

Примерные значения диаметра втулки рабочего колеса для разных напоров и конструкций можно выбрать по табл. VIII.1.

Из таблицы видно, что в случае применения лопасти с отъемной цапфой необходимость размещения соответствующих креплений ведет к увеличению диаметра втулки колеса примерно на $0,05D_1$.

Смазка и уплотнение механизма поворота лопастей

Во всех современных турбинах с поворотными лопастями смазка механизма поворота осуществляется маслом, находящимся в системе регулирования. Некоторые заводы применяют принудительную смазку, осуществляемую при помощи поршневых насосов, связанных с крестовиной и подающих масло периодически при движении крестовины к трущимся поверхностям цапф лопастей.

В конструкциях ЛМЗ и ХТГЗ смазка осуществляется периодически маслом, проникающим через зазоры во втулке штока из цилиндра сервомотора. Для разгрузки полость втулки сервомотора сообщена трубкой со сливным резервуаром, расположенным в маслоприемнике над генератором, поэтому давление во втулке равно статическому напору столба жидкости ($1,5\text{--}2,0 \text{ атм}$). Для уплотнения втулки от проникновения воды в нее и для предохранения от протечки масла наружу применяются специальные уплотнения, помещенные обычно между фланцами лопастей и корпусом рабочего колеса.

Смазку механизма поворота можно проследить по рис. VIII.11. Масло из нижней полости цилиндра сервомотора проникает по зазору между штоком и втулкой в полость 13, откуда оно поступает к втулкам внутренних и наружных опор цапф лопастей и к опорным поверх-

Т а б л и ц а VIII.1

Размеры диаметров втулок рабочих колес

H в м	$d_{вм}/D_1$ в конструкции	
	без отъема лопастей	с отъемом лопастей
35—40	0,49	0,54
40—50	0,51	0,56
50—60	0,53	0,58
60—70	0,55	0,6

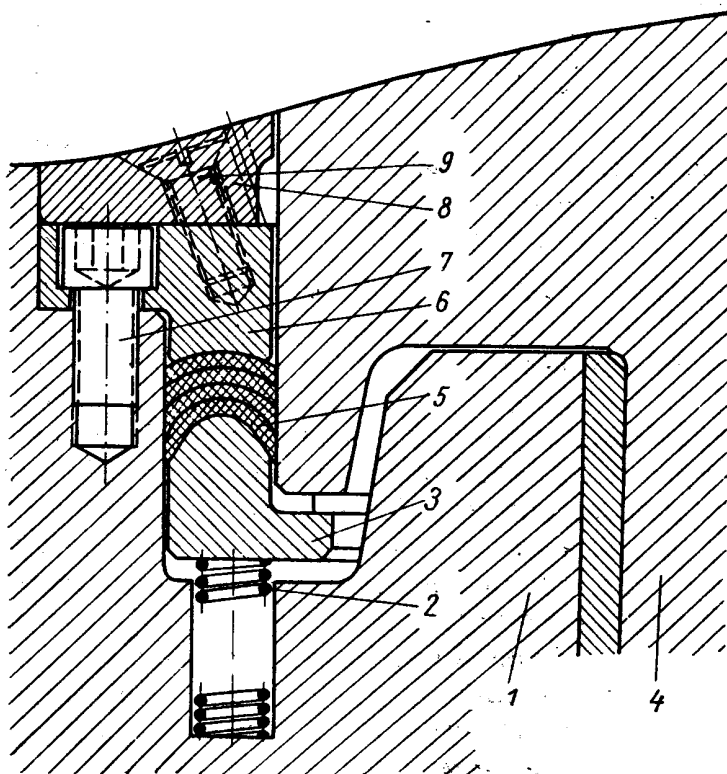


Рис. VIII.15. Уплотнения лопастей манжетного типа (частично съемное)

ностям рычагов и далее в полость втулки рабочего колеса 12, которая сообщается трубкой 14, проходящей внутри штока, с кольцевым пространством 15 внутри вала. Последнее сверху соединяется со сливным резервуаром маслоприемника. Масло, находящееся внутри рабочего колеса, может вытекать через зазоры между цапфами лопастей и их опорами. Эта протечка особенно опасна по контуру фланца лопасти, расположенного ниже оси поворота, так как за лопастями рабочего колеса обычно существует разрежение. В верхней части фланцев (над лопастями), где вода находится под давлением при повышенных напорах, превосходящих давление внутри рабочего колеса, возможно также проникновение воды внутрь втулки. Поэтому уплотнение фланцев лопастей, обычно располагаемых на их периферии, должно работать в условиях избыточного давления воды над лопастями и разрежения снизу их.

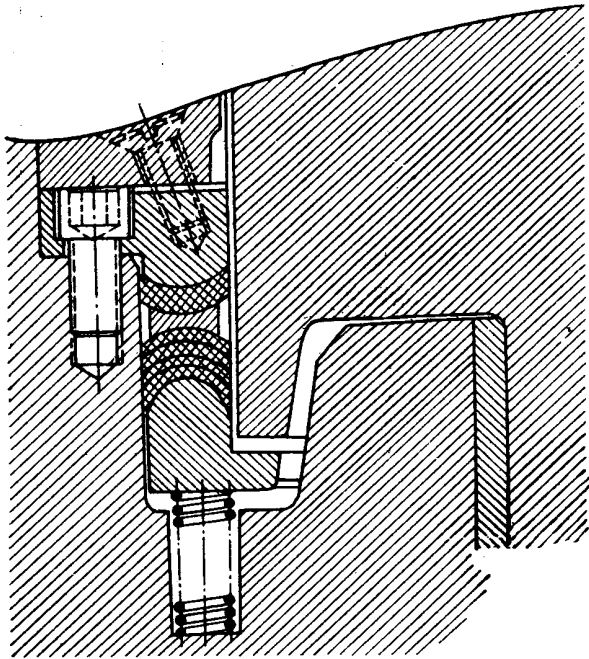


Рис. VIII.16. Уплотнение лопастей манжетного типа, двойное (для высоких напоров)

В отечественных конструкциях гидротурбин применялись разные конструкции уплотнений. Они описаны в первом издании настоящей монографии. Более целесообразным оказалось частично съемное монтажное уплотнение, показанное на рис. VIII.15.

В этом уплотнении в специальных гнездах корпуса 1 рабочего колеса установлены винтовые пружины сжатия 2, усилие которых воздействует на стальное прижимное кольцо 3, которое может перемещаться в радиальном направлении. В кольцевой паз, образованный лопастью 4 и корпусом 1, уложены четыре кожаные или резиновые манжеты 5, которые

зажаты стальной крышкой 6, прикрепленной к корпусу болтами 7. Уплотнение закрыто стальным кожухом 8, прикрепленным винтами 9. Для того чтобы крышку 6 и кожух 8 можно было снимать, они выполняются разъемными на несколько частей. Замена манжеты 5 без съема лопасти будет возможна, если оно будет достаточно эластичным для надевания через лопасть, в противном случае его надо склеивать на месте установки. Прижимное кольцо 3 и крышка 6 имеет такой профиль в месте сопряжения с лопастями, что кольца могут расклиниваться, прижимаясь к стенкам паза. Для хорошего уплотнения необходимо также достаточное усилие прижима и чистая обработка стенок паза в местах сопряжения с манжетами. Это уплотнение просто по конструкции, имеет небольшое количество деталей, не требует много места для своей установки. Недостатком его является невозможность замены пружин без выема лопасти, так как прижимное кольцо цельное и поэтому не съемное.

Еще более целесообразно двойное уплотнение, показанное на рис. VIII.16. Оно также исключает возможность проникновения воды внутрь колеса.

2. СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Для расчета на прочность лопастей корпуса втулки, деталей механизма поворота и системы привода необходимо знать нагрузки, действующие на лопасти рабочего колеса.

Гидродинамические нагрузки

При определении нагрузок, действующих на лопасти рабочего колеса в результате обтекания их потоком воды, до последнего времени исходили из упрощенного предположения, что они приводятся к равнодействующей — подъемной силе P , приложенной в центре давления лопасти на радиусе r (рис. VIII.17). Эта сила дает осевую составляющую P_z и окружную P_u . Произведение силы P на плечо e дает гидравлический момент $M_z P e$. Произведение силы P_u на радиус r дает крутящий момент. Центробежная сила P_c , приложенная в центре тяжести системы лопасти на радиусе $R_{ц.т.}$, ее растягивает.

В связи с созданием все более мощных турбин на предельные параметры возникла необходимость более точного определения действующих на лопасти нагрузок. Схема сил, показанная на рис. VIII.17, будет справедлива для плоской лопасти. В действительности лопасть представляет собой пространственное тело, близкое к геликоиду.

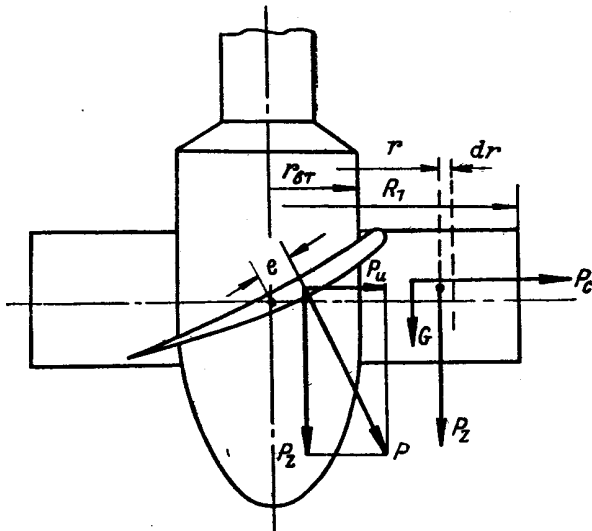


Рис. VIII.17. Схема сил, действующих на плоскую лопасть рабочего колеса

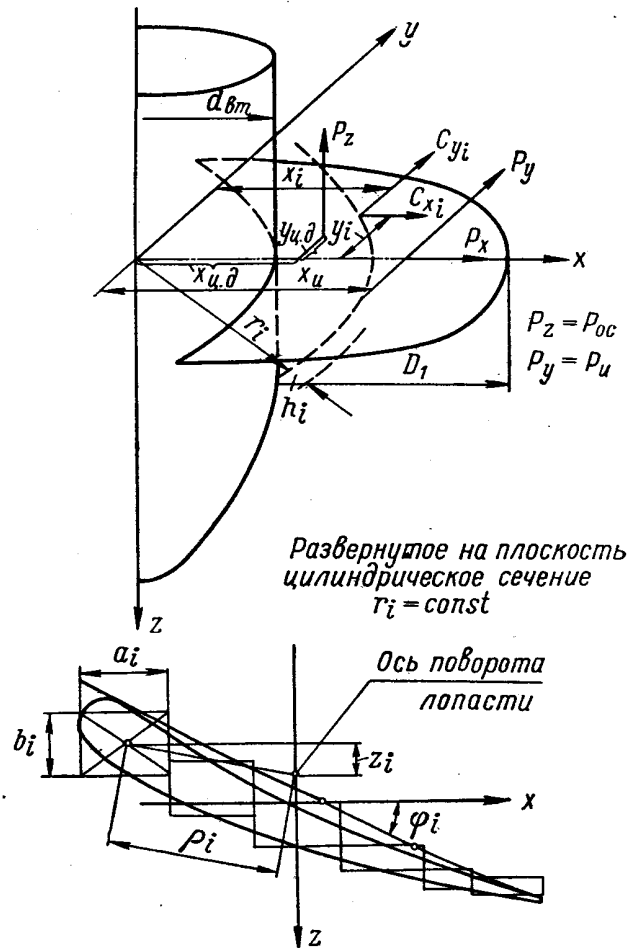


Рис. VIII.18. Расположение нагрузок, действующих на действительную лопасть

Поэтому силы давления на отдельные элементарные площадки поверхности лопасти создают пространственную систему непараллельных друг другу сил. В этом случае при приведении системы сил неизбежно возникает и момент. Гидродинамические нагрузки при равномерно распределенном давлении на лопасть приводятся к трем силам, приложенным в разных точках сечения лопасти, как это показано на рис. VIII.18.

Значения ординат следующие:

$$x_{ц.д} = \frac{D_1}{3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{d_{эм}}{D_1}\right)^3}{1 - \left(\frac{d_{эм}}{D_1}\right)^2} \cdot \frac{\sin \beta}{\beta}, \quad (\text{VIII.5})$$

$$x_u = \frac{D_1}{2,2} \left(1 - \frac{d_{эм}}{D_1}\right) \frac{\beta}{\sin \beta}, \quad (\text{VIII.6})$$

где D_1 — диаметр рабочего колеса;
 $d_{эм}$ — диаметр втулки рабочего колеса;
 β — половина угла охвата лопасти в плане.

Координата x_u всегда больше $x_{u, \partial}$, различие их возрастает при увеличении β .

На лопасть в соответствии с рисунком будут действовать нагрузки:

$$\left. \begin{aligned} P_z &= P_{oc}; & P_y &= P_u; \\ P_x &= 0; & M_y &\neq 0; \\ M_x &= 0; & M_z &\neq 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.7})$$

Их величины могут быть подсчитаны теоретически. В действительности давление на лопасть не будет равномерно распределенным и, кроме того, лопасть не является геликоидом, поэтому расчетным путем получить интегральные характеристики нагружения лопасти трудно.

Практически распределение давления на лопасти и величину осевой силы P_{oc} определяют экспериментально в лаборатории на модели, исследуя силовые характеристики рабочих колес. Методика определения силовых характеристик рабочего колеса изложена М. В. Гуциным и В. С. Макаровым [28].

Гидравлический момент, действующий на лопасть рабочего колеса, определяется с помощью тензодатчиков по величине деформаций скручивания цапфы. Для этого лопасть прикрепляется к специальной удлиненной цапфе, изготовленной из материала, обеспечивающего отсутствие остаточных деформаций. Тензодатчики с помощью проводов, проходящих внутри вала, и токосъемного устройства присоединяются к электрическому измерителю деформаций. Опыты свидетельствуют о том, что погрешность при замерах гидравлического момента на модели не превышает 10—15%.

Осевое давление P_z , действующее на рабочее колесо модели, определяется в лаборатории по деформации специальных балочек, на которых укрепляется пята, поддерживающая вращающийся ротор турбины. Деформация балочек определяется аналогично с помощью проволочных датчиков. Погрешность измерения осевого давления не превышает 3—5%. Обычно производят замеры при 7—8 углах установок лопастей рабочего колеса. При каждом положении лопастей исследуются 5—6 открытий направляющего аппарата при различных числах оборотов в пределах рабочей зоны универсальной характеристики. Следовательно, гидравлические усилия замеряются в 200—300 режимных точках в широком диапазоне работы турбины при сохранении комбинаторной связи и с нарушением ее.

Результаты исследований модели выражают в безразмерных приведенных величинах P'_{Iz} . Осевое усилие будет равно

$$P_{oc} = P_z = P'_{Iz} D_1^2 H \gamma. \quad (\text{VIII.8})$$

При изогональных режимах приведенные усилия остаются неизменными для данной серии геометрически подобных турбин. Величина самого осевого усилия для разных турбин этой серии будет пропорциональна квадрату диаметра колеса и первой степени напора.

Результаты испытаний в лаборатории наносят обычно в ординатах Q'_i и n'_i в виде кривых равных значений приведенных усилий P'_{Iz} , которыми пользуются для расчета действительных турбин.

На рис. VIII.19 изображены кривые приведенных полных гидравлических усилий P'_i , действующих на одну лопасть рабочего колеса ПЛ587, и их осевых составляющих P'_{Ioc} , действующих на все лопасти. Здесь показаны не безразмерные величины P'_{Iz} , согласно формуле (VIII.8), а раз-

мерные величины $P'_{Ioc} = \frac{P_z}{D_1^2 H}$.

Характер кривых аналогичен для всех типов колес. Из кривых следует, что при комбинаторных режимах работы турбины с увеличением приведенного расхода Q'_1 и соответственно угла установки лопастей φ° величина приведенного осевого давления P'_{1z} снижается и увеличивается при росте приведенных оборотов.

Максимальное значение осевого давления будет при малых углах установки лопастей. Следует заметить, что по экспериментальным данным при неизменных углах установки лопастей на пропеллерных режимах величина осевого усилия с ростом приведенного числа оборотов уменьшается.

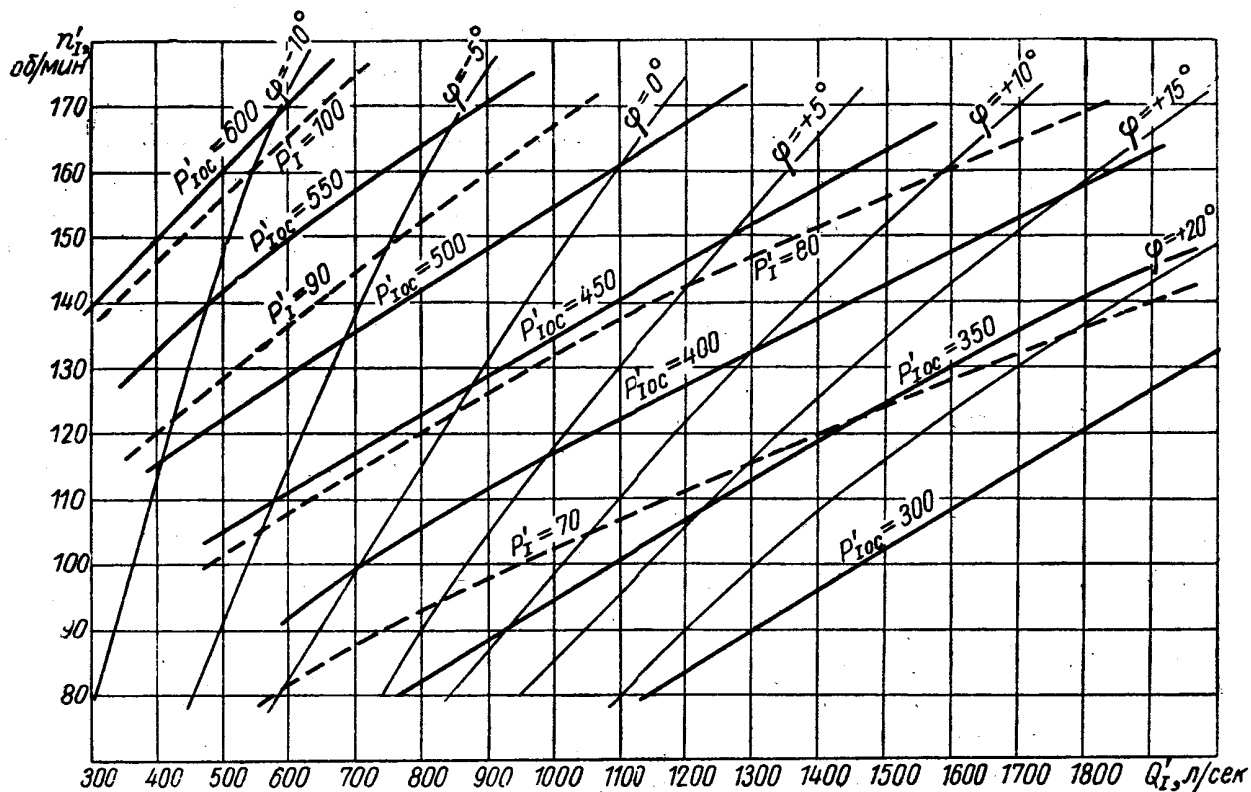


Рис. VIII.19. Приведенное осевое гидравлическое усилие P'_{1oc} , действующее на все лопасти, и полное P'_1 , действующее на одну лопасть колеса ПЛ587.

Величину окружного усилия P_u непосредственно из эксперимента определить нельзя. Поэтому его находят расчетным путем, считая, что точки приложения P_u и P_{oc} совпадают. Зная мощность и число оборотов и условно отнеся это усилие к среднему цилиндрическому сечению, делящему пополам кольцевую площадь между наружным диаметром лопастей и диаметром втулки, будем иметь

$$P_u = \frac{N}{z_1 x_u \omega} = \frac{30\eta}{\pi z_1 x_u} \cdot \frac{Q_1}{n_1} D_1^3 H \gamma. \quad (\text{VIII.9})$$

Приведенное окружное усилие будет равно

$$P'_{1u} = \frac{P_u}{D_1^2 H \gamma} = \frac{30\eta D_1}{\pi z_1 x_u} \cdot \frac{Q_1}{n_1}. \quad (\text{VIII.10})$$

Из формулы следует, что окружное усилие растет с увеличением приведенного расхода и падает с ростом приведенных оборотов.

В связи с тем, что при комбинаторном режиме величина приведенного осевого давления P'_{1z} снижается при росте приведенного расхода и растет с увеличением приведенных оборотов, а величина приведенного окружного усилия P'_{1u} растет с увеличением приведенного расхода и падает с ростом

приведенных оборотов, полное приведенное гидравлическое усилие

$$P'_I = \sqrt{P'^2_{Iz} + P'^2_{Iu}}, \quad (\text{VIII.11})$$

может иметь различный характер изменения (в зависимости от приведенного расхода и оборотов: либо увеличиваться, либо уменьшаться).

На рис. VIII.19 изображены также кривые приведенного полного гидравлического усилия, действующего на одну лопасть рабочего колеса ПЛ587 в зависимости от приведенных оборотов n'_I , приведенного расхода Q'_I , разных углов установки лопастей при работе на комбинаторных режимах. В данном случае с ростом приведенного расхода и уменьшением приведенных оборотов полное гидравлическое усилие уменьшается.

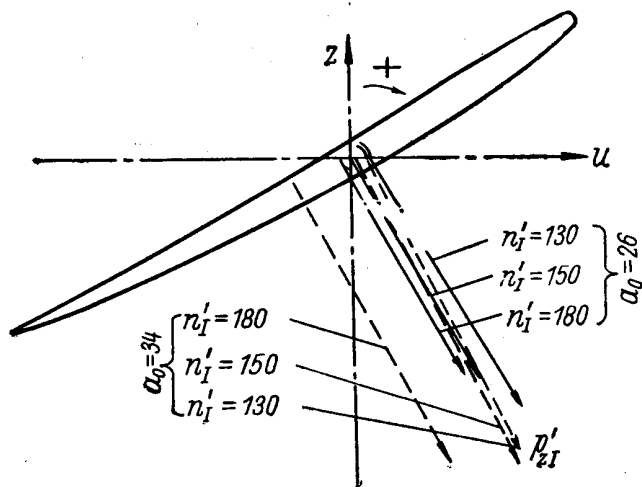


Рис. VIII.20. Положение центра давления при разных режимах работы турбины

Помимо гидродинамических сил, действующих на лопасть, надо знать и гидравлический момент, действующий на лопасть,

$$M_e = M'_I D_1^3 H \gamma = eP. \quad (\text{VIII.12})$$

Значение гидравлического момента зависит от величины плеча e (рис. VIII.17), характеризующего расстояние от центра давления до оси поворота лопасти, но положение центра давления зависит от режима работы. При разных h'_I , Q'_I и φ^0 положение центра давления будет различным. Абсолютная величина плеча e невелика, поэтому момент в зависимости от режима работы при данной оси поворота лопасти может измениться не только по величине, но и по знаку.

При конструировании гидротурбин обычно для определения поворотного момента лопасти и положения центра давления пользуются данными эксперимента.

На рис. VIII.20 приведены опытные данные положения центра давления на лопасти одного из типов колес для угла установки лопасти $\varphi = 10^\circ$ для открытий направляющего аппарата $\alpha_0 = 26$ и $\alpha_0 = 34$ при разных приведенных оборотах ($n'_I = 130, 150$ и 180).

Из этого рисунка следует, что положение центра давления зависит от режима работы: с увеличением приведенных оборотов и открытия направляющего аппарата (увеличение расхода) центр давления перемещается по направлению к выходной кромке.

На рис. VIII.21 даны опытные кривые изменения приведенных поворотных моментов той же лопасти для пропеллерного режима при угле уста-

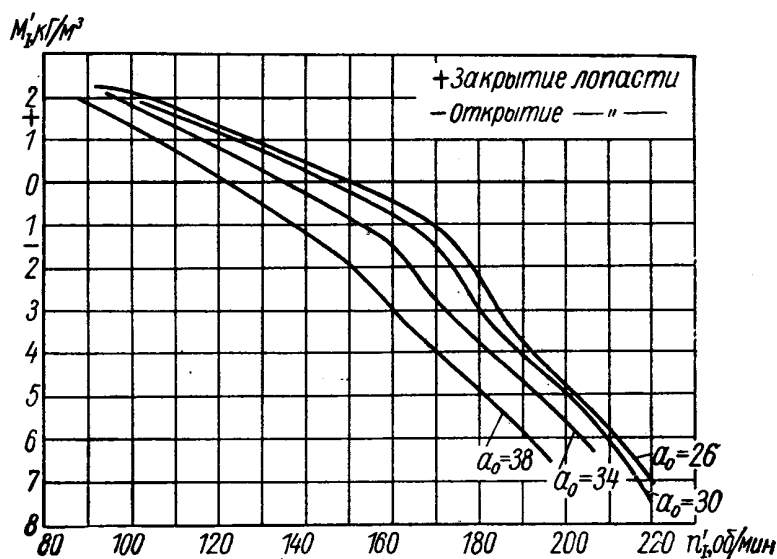


Рис. VIII.21. Значение приведенных моментов лопасти для пропеллерного режима при разных открытиях направляющего аппарата

новки $\varphi = 10^\circ$ для разных значений открытий направляющего аппарата в зависимости от приведенных оборотов $M'_2 = f(n'_1)$ при $a_0 = \text{const}$ и $\varphi = \text{const}$. На рис. VIII.22 даны кривые приведенных моментов усилий для пропеллерного режима $\varphi = 5^\circ$ рабочего колеса ПЛ587 в зависимости от приведенного расхода и числа оборотов.

Из графиков видно, что при изменении числа оборотов турбины величина приведенного гидравлического момента довольно существенно изменяется. При малых оборотах гидравлический момент стремится закрыть

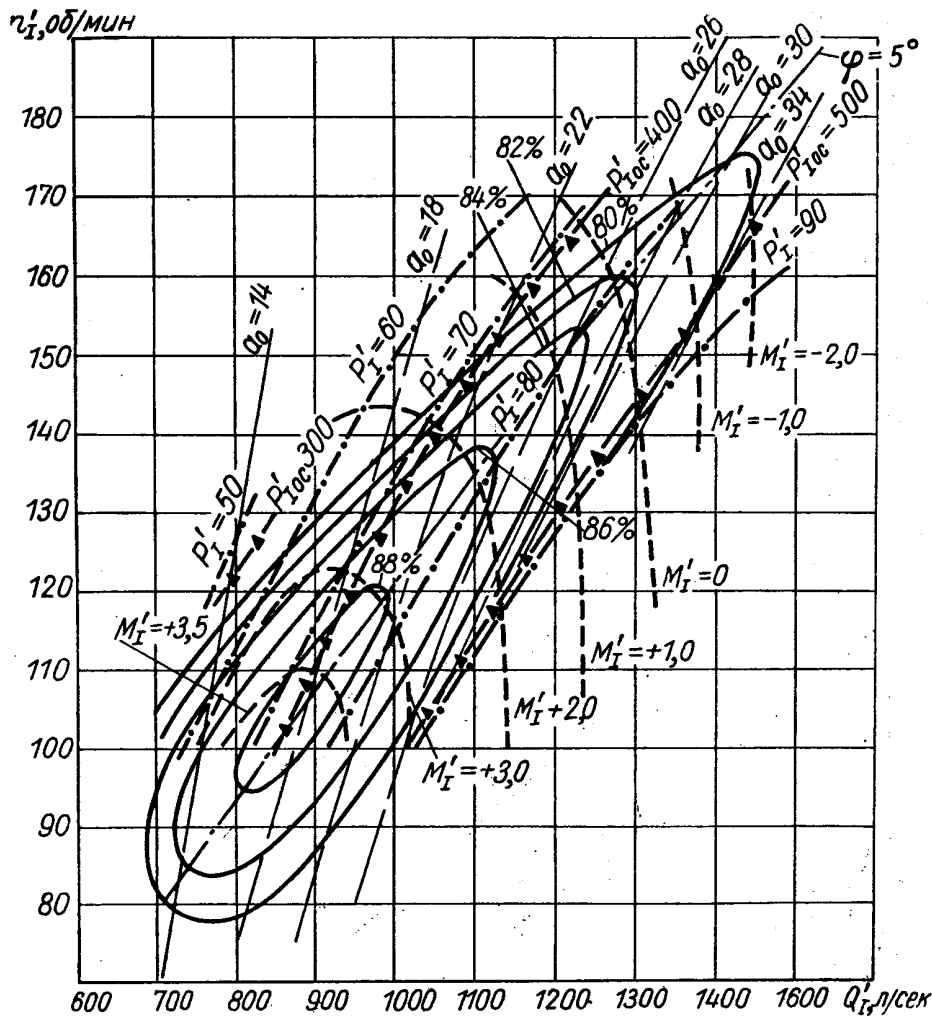


Рис. VIII.22. Значение приведенных моментов и усилий для пропеллерного режима $\varphi = 5^\circ$ рабочего колеса ПЛ587 в зависимости от приведенного расхода и числа оборотов

лопасть. С увеличением приведенного числа оборотов центр давления перемещается к выходной кромке, момент на закрытие уменьшается, переходит через нейтральное положение и при больших оборотах начинает действовать в сторону открытия лопастей, существенно увеличиваясь по величине. При разгонных оборотах гидравлический момент, действующий на открытие, достигает максимальной величины. Аналогичный характер изменения величины момента при изменении приведенных оборотов имеет место и для других рабочих колес. При этом величина момента и его направление зависят, конечно, от размеров лопасти, ее формы и положения оси поворота.

На рис. VIII.23 приведены кривые поворотных моментов, действующих на лопасть рабочего колеса ПЛ587 в зависимости от n'_1 и Q'_I при комбинаторных режимах работы.

Характер изменения кривых M'_I при комбинаторном режиме работы показывает, что поворотный момент с увеличением приведенного расхода

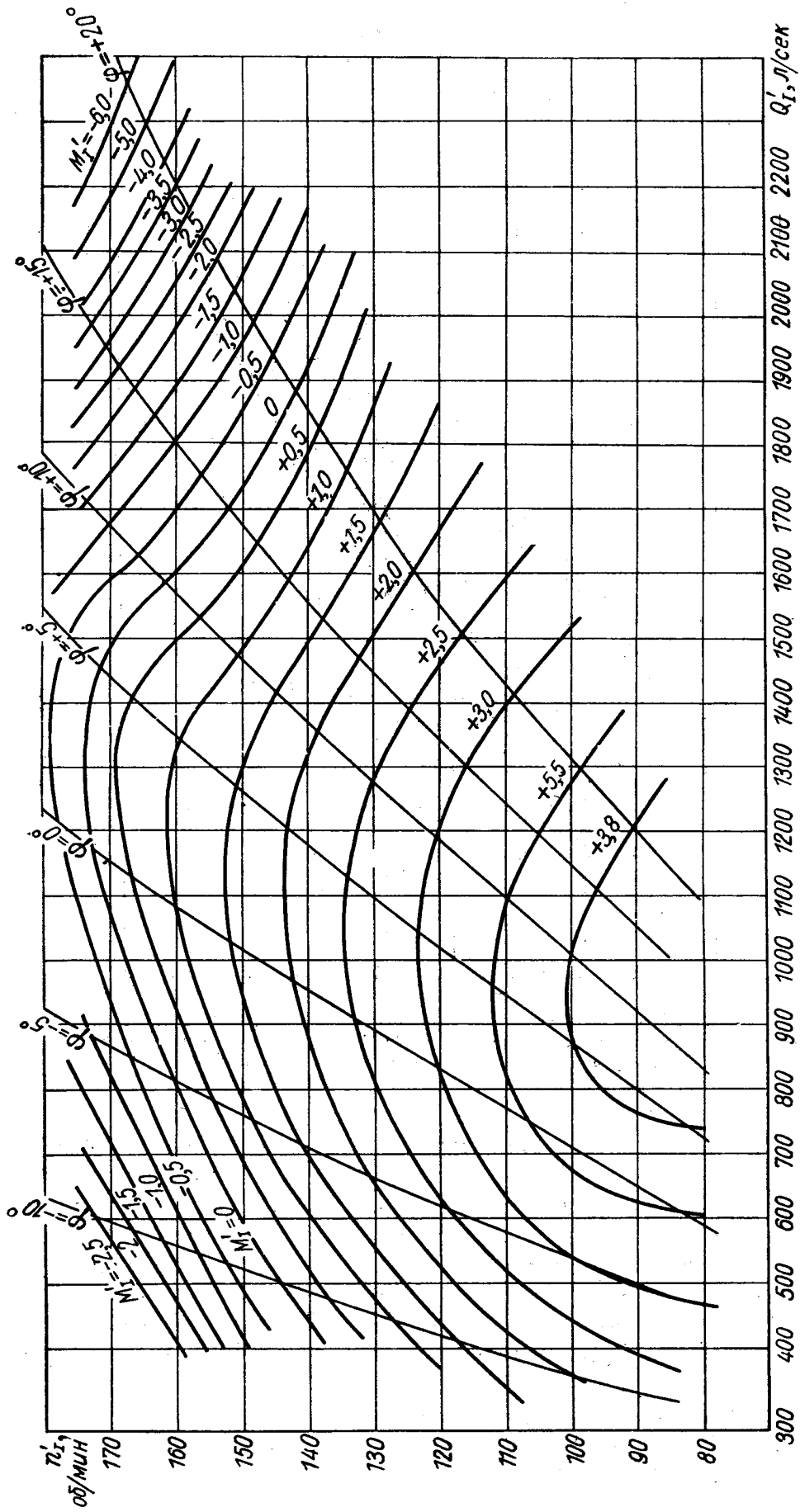


Рис. VIII.23. Приведенный гидравлический момент, действующий на лопасть рабочего колеса ПЛ587 при комбинаторных режимах

в рабочей зоне характеристики изменяется мало. С увеличением приведенных оборотов момент изменяется более резко. При больших n'_1 момент стремится открыть лопасть, при малых n'_1 закрыть ее.

Этот характер изменения момента справедлив, если ось вращения лопасти выбрана в зоне перемещения центра давления так, чтобы величина момента была по возможности минимальной и крайние значения моментов на открытие и закрытие были бы примерно равны. Это позволит более рационально выбрать усилие сервомотора, которое примерно одинаково на закрытие и открытие. При этом следует иметь в виду, что поскольку действие момента на закрытие обычно соответствует низким приведенным оборотам, т. е. высоким напорам для натурной турбины, а действие момента на открытие соответствует высоким приведенным оборотам, то желательно, чтобы наибольшая величина положительного приведенного момента M'_1 (в зоне режимов работы турбины) была меньше, чем абсолютная величина отрицательного, в отношении, обратном пропорциональному отношению напоров.

Более выгодно соотношение между крайними значениями приведенного момента можно получить путем соответствующего смещения оси поворота лопасти, приближая или удаляя ее от выходной кромки. Если ось вращения лопасти значительно сместить к входной или выходной кромке, то можно получить такие значения гидравлических моментов, которые даже в крайних своих значениях при различных режимах работы будут сохранять свой знак, действуя в одном направлении. Однако в этом случае абсолютное значение величины гидравлического момента значительно возрастет.

Сохранение постоянного знака гидравлического момента путем значительного смещения оси вращения лопасти является основой конструкции саморегулирующихся поворотлопастных колес, в которых на лопасти в одну сторону действует усилие от гидравлического момента, а в другую — внешняя сила от пружины или сервомотора.

При выборе оси вращения лопасти колеса имеет значение не только ее положение по отношению к центру давления, но и взаимное расположение центра тяжести пера лопасти и оси вращения. Целесообразно ось выбирать так, чтобы момент, создаваемый центробежной силой по отношению к оси вращения, разгружал лопасть колеса.

Ввиду того, что гидравлическое усилие направлено сверху вниз, оно создает момент, изгибающий лопасть вниз. Поэтому следует ось вращения лопасти по отношению к центру тяжести выбирать так, чтобы момент от центробежной силы был направлен снизу вверх. Для этого центр тяжести лопасти должен размещаться ниже оси поворота.

При предварительных расчетах, величину осевого давления можно определить по формуле

$$P_z = k \frac{\pi}{4} D_1^2 H_{\max} T, \quad (\text{VIII.13})$$

где k — эмпирический коэффициент, который зависит от числа лопастей рабочего колеса и от угла их установки.

Для наименьших углов установки лопасти рабочего колеса наибольшие значения коэффициента k будут равны:

Число лопастей	Кэф-фици-ент k
4	0,85
5	0,87
6	0,90
7	0,93
8	0,95

Центробежные силы лопасти

Для ориентировочных подсчетов можно считать лопасть плоской, тогда центробежная сила определяется по формуле

$$C = \frac{G}{g} \omega^2 R_{ц. м} = \frac{G}{g} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 R_{ц. м}. \quad (\text{VIII.14})$$

Здесь G — вес пера лопасти с фланцем, цапфой и рычагом;

$R_{ц. м}$ — радиус центра тяжести системы лопасти.

Вес пера лопасти G_n целесообразно определять на основании пересчета веса пера модели лопасти, которое можно взвесить. Пересчет производится по формуле

$$G_n = G_{н. м} \frac{D^3}{D_m^3} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_m}, \quad (\text{VIII.15})$$

где индекс m означает данные модели.

При отсутствии данных модели вес пера лопасти может быть определен путем подсчета объема пера. Для этого перо следует разбить на ряд усеченных пирамид, объем которых подсчитывается по известным формулам.

При определении положения центра тяжести системы лопасти обычно полагают, что центры тяжести пера, фланца, цапфы лопасти и рычага лежат на оси вращения лопасти. Радиус центра тяжести пера лопасти определяется пересчетом данных с модельной лопасти или по формуле

$$R_{ц. м. n} = \frac{\sum R_i \Delta V_i}{V},$$

где $R_i \Delta V_i$ — статический момент элементарного объема;

V — объем пера лопасти;

R_i — радиус центра тяжести элементарного объема.

Положение центров тяжести фланцев, цапфы лопасти и рычага следует определять графо-аналитическим способом.

Положение центра тяжести всей системы лопасти определяется из уравнения статических моментов, составленного относительно оси вращения турбины,

$$R_{ц. м} = \frac{G_n R_{ц. м. n} + G_\phi R_{ц. м. \phi} + G_y R_{ц. м. y} + G_p R_{ц. м. p}}{G}. \quad (\text{VIII.16})$$

Положение центра тяжести пера лопасти зависит от ее толщины и конфигурации в плане. Для выполненных турбин с разными типами колес положение центра тяжести лопасти определяется примерно следующими величинами:

Радиус центра тяжести	(0,3—0,35) D_1 ;
Смещение от оси вращения к выходной кромке	(0,01—0,02) D_1	
» » » » вниз	(0,05—0,02) D_1

Однако в действительности перо лопасти не плоское, а представляет собой сложную пространственную поверхность. Поэтому ее центробежные силы приводятся к системе сил и моментов, которые в соответствии с рис. VIII.18 определяются следующими выражениями:

проекции центробежной силы на оси x и y :

$$\left. \begin{aligned} C_x &= \frac{\gamma}{g} \omega^2 \sum_{i=1}^n z_i V_i; \\ C_y &= \frac{\gamma}{g} \omega^2 \sum_{i=1}^n \rho_i \sin \varphi_i V_i. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.17})$$

момент центробежной силы пера лопасти относительно ее оси вращения

$$M_z^C = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \sum_{i=1}^n \rho_i \sin \varphi_i \cos \varphi_i V_i; \quad (\text{VIII.18})$$

момент центробежной силы относительно корневого сечения

$$M_{\text{корн}}^C = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \sum_{i=1}^n z_i \rho_i \cos \varphi_i V_i, \quad (\text{VIII.19})$$

где z_i , ρ_i , φ_i — координаты центра тяжести элементарного объема лопасти.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ СЕРВОМОТОРА РАБОЧЕГО КОЛЕСА

В большинстве применяемых конструкций сервомотор располагается внутри втулки рабочего колеса, поэтому его максимальный диаметр ограничивается размером втулки.

В случае расположения сервомотора вне рабочего колеса (между фланцами валов или в ступице ротора генератора) его диаметр не ограничен габаритами проточной части машины. Однако общая компоновка машины тоже требует применения сервомотора минимальных габаритов. Ход поршня сервомотора зависит от выбранной конструкции механизма поворота лопастей.

Величина необходимого усилия сервомотора зависит от величины и точки приложения усилий, действующих на лопасти рабочего колеса, от величины моментов трения во втулках цапф лопастей, в шарнирах кинематической схемы, механизма поворота лопастей и от вида кинематической схемы механизма поворота.

Усилие, создаваемое сервомотором, определяется его диаметром и величиной давления масла, которое подводится к сервомотору.

Диаметр сервомотора в основном обуславливается размерами втулки рабочего колеса. Поэтому расчет необходимого усилия сервомотора рабочего колеса сводится в конечном счете к определению потребного давления масла при выбранной конструкции механизма поворота лопастей и заданном диаметре сервомотора при различных режимах работы турбины.

Расчет усилия сервомотора при кулисном механизме привода, имеющем косые пазы

Схема кулисного механизма поворота с косыми пазами и схема нагружения его звеньев при ходе поршня на открытие и закрытие показаны на рис. VIII.24, а.

В этой схеме рычаги 2 цапф лопасти 1 опущены вниз. На пальцы рычагов надеты ползуны — камни 3, которые перемещаются в косых пазах крестовины. Крестовина через шток соединяется с поршнем.

Рассмотрим условия равновесия каждого из трех звеньев механизма при ходе поршня на открытие (рис. VIII.24, б) [49].

З в е н о I (лопасть—рычаг)

$$Sl_p \sin(\varphi - \alpha - \varepsilon) = M_z + M_{mp} + M'_{mp}, \quad (\text{VIII.20})$$

где M_{mp} — момент трения в опорах цапфы;
 M'_{mp} — момент трения в шарнире рычаг—камень.

Учитывая малую величину угла ε , можно написать

$$\sin(\varphi - \alpha - \varepsilon) = \sin(\varphi - \alpha) - f \cos(\varphi - \alpha),$$

где $f = \operatorname{tg} \varepsilon$ — коэффициент трения скольжения, зависящий от материалов камня и крестовины.

Момент трения M'_{mp} будет равен

$$M'_{mp} = \mu S \frac{d}{2}, \quad (\text{VIII.21})$$

где d — диаметр кольца в шарнире рычаг—камень;

μ — коэффициент трения, обычно принимают $\mu = f$.

Подставив значение (VIII.21) в уравнение (VIII.20), получим

$$S l_p (1 - k_1) \sin(\varphi - \alpha) = M_z + M_{mp}, \quad (\text{VIII.22})$$

где k_1 — относительный коэффициент потерь в первом звене

$$k_1 = \frac{f}{\sin(\varphi - \alpha)} \times \left[\cos(\varphi - \alpha) + \frac{d}{2l_p} \right]. \quad (\text{VIII.23})$$

Звено II (камень). Разложив силу S на вертикальную и горизонтальную составляющие, а также учитывая малую величину ε , получим:

$$\left. \begin{aligned} S_z &= S(1 + k_2) \sin \alpha; \\ S_y &= S(1 - k'_2) \cos \alpha, \end{aligned} \right\} (\text{VIII.24})$$

где

$$\left. \begin{aligned} k_2 &= f \operatorname{ctg} \alpha; \\ k'_2 &= f \operatorname{tg} \alpha. \end{aligned} \right\} (\text{VIII.25})$$

Рис. VIII.24. Схема кулисного механизма поворота лопастей *a* и схема нагружения его звеньев при ходе поршней на открытие *б* и на закрытие *в*.

Звено III. На рис. VIII.24 показаны нагрузки, действующие на крестовину с камнями.

Уравнения моментов относительно оси вращения турбины и сумма проекций на эту же ось будут:

$$\left. \begin{aligned} \sum \dot{M}_z &= z_1 S_y r_n - n_{ш} T r_{ш} \sin \psi = 0; \\ \sum P_z &= -P_{cp} + z_1 S_z + n_{ш} f T - z_1 G_2 = 0. \end{aligned} \right\} (\text{VIII.26})$$

где ψ — угол между линией действия силы T и радиальным направлением в точке приложения этой силы (в данном случае $\psi = 90^\circ$);

r_n и $r_{ш}$ — радиусы расположения камней и шпонок;

z_1 и $n_{ш}$ — число лопастей и шпонок;

G_2 — вес перемещающихся деталей, приходящийся на одну лопасть.

Решая уравнение (VIII.26) с учетом (VIII.24), получим

$$P_{cp} = z_1 [S(1 + k_2)(1 + k_3) \sin \alpha - G_2], \quad (\text{VIII.27})$$

где

$$k_3 = k_2 \frac{r_n}{r_{ш}} \cdot \frac{1 - k'_2}{1 + k_2} \cdot \frac{1}{\sin \psi}. \quad (\text{VIII.28})$$

В соответствии с рис. VIII.24, в можно получить аналогичные выражения при ходе поршня на закрытие. Единые уравнения будут иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} \pm S l_p (1 \mp k_1) \sin (\varphi - \alpha) &= \pm M_z + M_{mp}; \\ P_{cp} &= z_1 [S (1 \pm k_2) \left(1 \begin{array}{l} +k_3 \\ -k_4 \end{array} \right) - G_2]. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.29})$$

Верхний знак соответствует ходу поршня на открытие, нижний знак — на закрытие лопастей,

$$k_4 = k_2 \frac{r_n}{r_{uu}} \cdot \frac{1 + k_2'}{1 - k} \cdot \frac{1}{\sin \psi}. \quad (\text{VIII.30})$$

Входящий в формулу момент трения M_{mp} определяется по формуле

$$M_{mp} = \frac{\mu}{2} R_A d_A + \frac{\mu}{2} R_B d_B + \frac{f}{2} H d_C, \quad (\text{VIII.31})$$

где R , H и d — соответствующие реакции и диаметры цапф в соответствии с рис. VIII.25. Показанные на рисунке P_z и P_y — осевая и окружная составляющие полного гидравлического усилия на лопасть; C — центробежная сила лопасти, цапфы и рычага; G_1 — вес лопасти, цапфы и рычага.

Введя обозначения

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{l_1}{l}; & a_2 &= \frac{l_2}{l}; & a_3 &= \frac{l_3}{l}; \\ a_4 &= \frac{z_{ц.м}}{l}; & a_5 &= \frac{y_{ц.м}}{l} \end{aligned} \quad (\text{VIII.32})$$

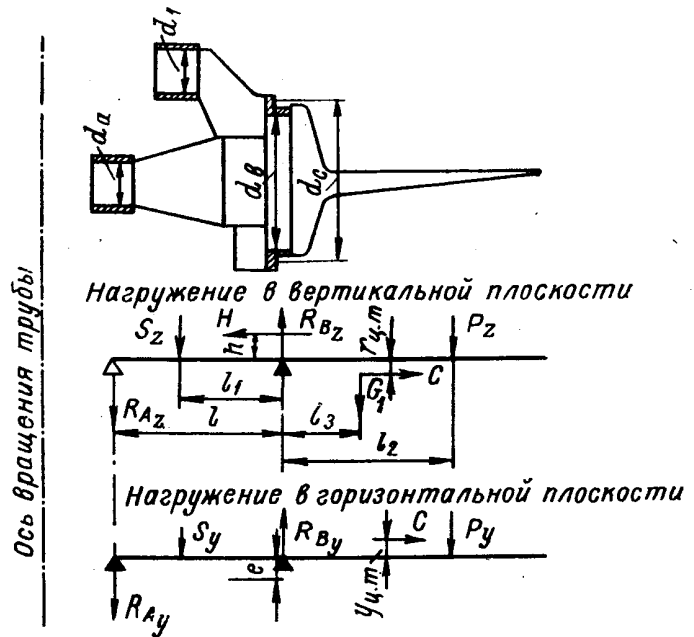


Рис. VIII.25. Схема нагрузки на лопасть и цапфу

и полагая, что горизонтальные реакции H приложены на оси вращения лопасти ($h = l = 0$), из условия равновесия получим выражения для вертикальных и горизонтальных компонентов реакций на наружной и внутренней опорах цапфы:

$$\left. \begin{aligned} R_{Az} &= -S_z a_1 + P_z a_2 + G_1 a_3 - C a_4; \\ R_{Bz} &= S_z (1 - a_1) + P_z (1 + a_2) + G_1 (1 + a_3) - C a_4; \\ R_{Ay} &= -S_y a_1 + P_y a_2 + C a_5; \\ R_{By} &= S_y (1 - a_1) + P_y (1 + a_2) + C a_5. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.33})$$

Полная величина реакций на опорах A и B равна геометрической сумме их горизонтальных и вертикальных компонентов:

$$\begin{aligned} R_A &= \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2}; \\ R_B &= \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2}. \end{aligned}$$

Используя известную зависимость, что $\sqrt{a^2 + b^2} = 0,960a + 0,398b$ при $a > b$ и учитывая выражение (VIII.24), будем иметь

$$\left. \begin{aligned} R_a &= 0,960 (-S_{a_1} (1 \pm k_2) \sin \alpha + P_z a_2 + G_1 a_3 - C a_4) + \\ &\quad + 0,398 [-S_{a_1} (1 \mp k'_2) \cos \alpha + P_y a_2 + C a_5]; \\ R_b &= 0,960 [S (1 - a_1) (1 \pm k_2) \sin \alpha + P_z (1 + a_2) + \\ &\quad + G_1 (1 + a_3) - C a_4] + 0,398 [S (1 - a_1) (1 \mp k'_2) \cos \alpha + \\ &\quad + P_y (1 + a_2) + C a_5]. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.34})$$

Подставляя уравнения (VIII.33) и (VIII.34) в (VIII.31) и полагая $\mu = f$, получим

$$M_{mp} = A_1 S + A_2 G_1 + A_3 P_z + A_4 P_y + A_5 C, \quad (\text{VIII.35})$$

где

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= [0,960 (1 \pm k_2) \sin \alpha + 0,398 (1 \mp k'_2) \cos \alpha] \times \\ &\quad \times \frac{f}{2} [-a_1 (d_a + d_b) + d_b]; \\ A_2 &= 0,960 \frac{f}{2} [a_3 (d_a + d_b) + d_b]; \\ A_3 &= 0,960 \frac{f}{2} [a_2 (d_a + d_b) + d_b]; \\ A_4 &= 0,398 \frac{f}{2} [a_2 (d_a + d_b) + d_b]; \\ A_5 &= \frac{f}{2} [d_c + 0,960 a_4 (d_a + d_b) + 0,398 a_5 (d_a + d_b)]. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.36})$$

Подставив уравнение (VIII.35) в уравнение (VIII.29) и решив их относительно P_{cp} , получим

$$P_{cp} = z_1 \left[\frac{(\pm M_2 + N) \sin \alpha}{\pm l_p (1 \mp k_1) \sin (\varphi - \alpha) - A_1} \cdot (1 \pm k_2) \begin{pmatrix} 1 + k_3 \\ -k_4 \end{pmatrix} - G_2 \right], \quad (\text{VIII.37})$$

где $N = A_2 G_1 + A_3 P_z + A_4 P_y + A_5 C$. (VIII.38)

Если коэффициенты k_1 , k_2 , k_3 и k_4 малы по сравнению с единицей, то формула (VIII.37) приближенно будет иметь вид

$$P_{cp} = z_1 \left[\frac{(\pm M_2 + N) \sin \alpha}{\pm \sin (\varphi - \alpha) - A_1 (1 \pm k_1)} \begin{pmatrix} 1 + k_o \\ -k_3 \end{pmatrix} - G_2 \right], \quad (\text{VIII.37a})$$

где

$$\begin{aligned} k_o &= k_1 + k_2 + k_3; \\ k_3 &= k_1 + k_2 + k_4. \end{aligned}$$

Второй член в знаменателях уравнений (VIII.37) и (VIII.37a) обычно значительно меньше первого. Пренебрегая им, а также весом, получим

$$P_{cp} = z_1 \frac{\pm M_2 + N}{\pm l_p} \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin (\varphi - \alpha)} \cdot \frac{(1 \pm k_2) \begin{pmatrix} 1 + k_3 \\ -k_4 \end{pmatrix}}{(1 \mp k_1)}. \quad (\text{VIII.39})$$

Верхний знак соответствует ходу поршня на открытие, нижний — на закрытие лопастей.

$$\xi = \frac{\sin \alpha}{\sin (\varphi - \alpha)} \quad (\text{VIII.40})$$

характеризует зависимость усилия сервомотора P_{cp} от угла наклона паза и положения рычага.

На рис. VIII.26 дана зависимость ξ от φ , откуда видно, что наиболее выгодным является положение рычага при $\varphi = \alpha \pm \frac{\pi}{2}$, т. е. такое положение, при котором ось рычага совпадает с направлением паза; при этом $\min \xi = \sin \alpha$. Это значит, что при уменьшении α уменьшается P_{cp} . Потери на трение при уменьшении α возрастают, что влияет на P_{cp} в противоположном направлении.

Поэтому задача по определению оптимального угла α должна решаться при учете сил трения, определяемых коэффициентом потерь

$$\theta = \frac{(1 \pm k_2) \left(1 \begin{matrix} +k_3 \\ -k_4 \end{matrix} \right)}{(1 \mp k_1)}. \quad (\text{VIII.41})$$

При уменьшении α ход поршня сервомотора увеличивается и может достигнуть недопустимо большого значения. Передаточное отношение λ определяется формулой

$$\lambda = l_p \left(\sin \varphi_1 - \sin \varphi_2 + \frac{\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2}{\operatorname{tg} \alpha} \right), \quad (\text{VIII.42})$$

где φ_1 и φ_2 значения в крайних положениях лопасти.

Из формулы (VIII.42) следует, что при малых α ход поршня весьма велик, а при увеличении α он уменьшается. Причем при малых α уменьшение λ происходит очень интенсивно, но начиная с $\alpha = 30^\circ$, дальнейшее увеличение этого угла уже не очень существенно влияет на величину хода поршня. Поэтому, если требуется в возможно большей степени ограничить ход поршня сервомотора, то угол α не должен быть меньше 30° .

При конструировании кулисного механизма поворота следует иметь в виду, что наиболее рациональным является наклонное положение рычага, при котором обеспечивается равенство $\varphi_{cp} = \alpha + \frac{\pi}{2}$. При этом допустимо отклонение от оптимального угла φ на $10-15^\circ$, так как это мало сказывается на величине P_{cp} .

Расчет усилий сервомотора при кривошипношатунном механизме поворота лопастей

Схема механизма с действующими нагрузками при ходе на открытие и закрытие приведена на рис. VIII.27.

Из рисунка видно, что при прохождении рычага 2 лопасти 1 через горизонтальное положение ($\varphi = 0$) серьга 3 изменяет направление вращения относительно крестовины 4 на противоположное. Направление момента M''_{mp} тоже изменяется. На рис. VIII.26, б сплошной стрелкой показано направление M''_{mp} при $\varphi > 0$ (этап I), а штриховой стрелкой — при $\varphi < 0$ (этап II).

Условия равновесия каждого из трех звеньев механизма при ходе поршня на открытие (рис. VIII.27, б) и при $\varphi < 0$ дают:

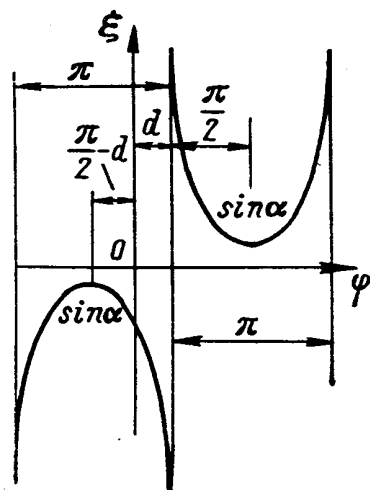


Рис. VIII.26. Зависимость кинематического коэффициента от угла φ для кулисного механизма поворота лопастей

Звено I

$$Pl_p \cos(\alpha - \varphi - \varepsilon) = M_z + M_{mp} + M'_{mp}. \quad (\text{VIII.43})$$

Момент трения M'_{mp} определяется формулой

$$M'_{mp} = \mu P \frac{d_p}{2}, \quad (\text{VIII.44})$$

где d_p и μ — диаметр пальца и приведенный коэффициент трения в шарнире рычаг—серьга.

Звено II

$$R_{mp} = \frac{M'_{mp} + M''_{mp}}{l_c}; \quad (\text{VIII.45})$$

$$M'_{mp} = \mu P \frac{d_{кр}}{2}, \quad (\text{VIII.46})$$

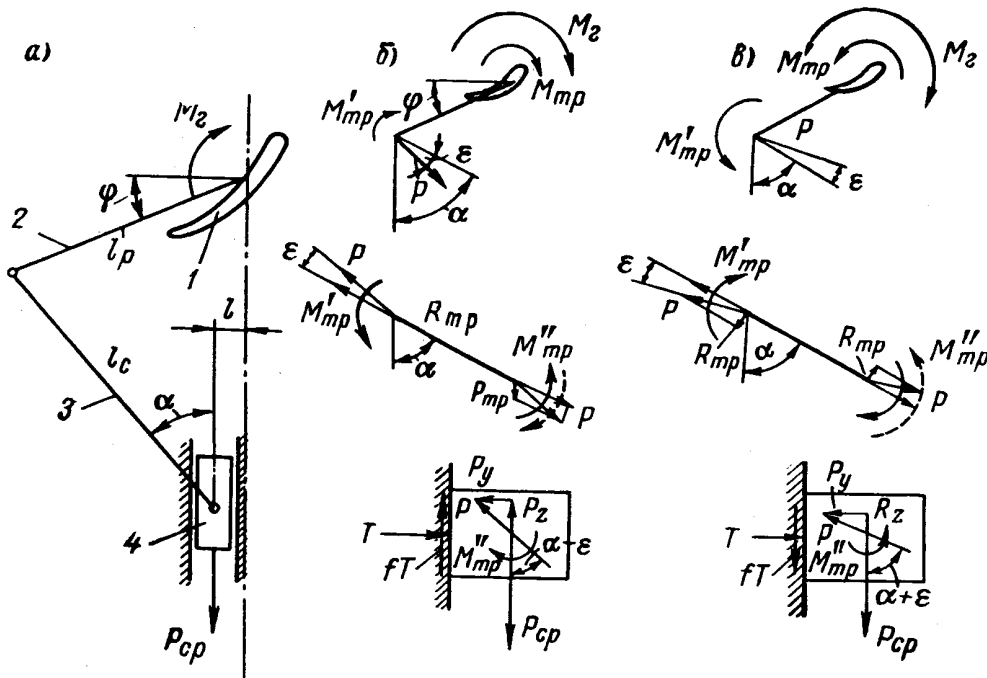


Рис. VIII.27. Схема кривошипного механизма поворота лопастей *a*, нагружение его звеньев при ходе поршня на открытие *б* и на закрытие *в*

где $d_{кр}$ — диаметр пальца в шарнире серьга—крестовина. Подставляя значения (VIII.44) и (VIII.46) в (VIII.45) и полагая $\mu = f$, получим

$$R_{mp} = \frac{f(d_p + d_{кр})}{2l_c} P. \quad (\text{VIII.47})$$

Полагая $\mu = f$, учитывая малую величину угла ε ($\sin \varepsilon = \frac{R_{mp}}{P}$) и используя выражение (VIII.47), а также имея в виду, что

$$\cos(\alpha - \varphi - \varepsilon) = \cos(\alpha - \varphi) \cos \varepsilon - \sin(\alpha - \varphi) \sin \varepsilon,$$

будем иметь

$$\cos(\alpha - \varphi - \varepsilon) = \cos(\alpha - \varphi) + \frac{f(d_p + d_{кр})}{2l_c} \sin(\alpha - \varphi).$$

Подставляя это выражение и формулу (VIII.44) в уравнение (VIII.43), получим

$$Pl_p (1 - n_1) \cos(\alpha - \varphi) = M_z + M_{mp}, \quad (\text{VIII.48})$$

где

$$n_1 = \frac{f}{2} \left[\frac{d_p}{l_p \cos(\alpha - \varphi)} - \frac{d_p + d_{кр}}{l_c} \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) \right]. \quad (\text{VIII.49})$$

Из рис. VIII.26, б следует:

$$\left. \begin{aligned} P_z &= P(1 + n_2) \cos \alpha; \\ P_y &= P(1 + n_2') \sin \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.50})$$

где

$$n_2 = \frac{f(d_p + d_{кр})}{2l_c} \operatorname{tg} \alpha; \quad n_2' = \frac{f(d_p + d_{кр})}{2l_c} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (\text{VIII.51})$$

З в е н о III

$$\left. \begin{aligned} \sum M_z &= z_1 P_y r_c \sin \gamma - n_{ш} T r_{ш} \sin \psi = 0; \\ \sum P_z &= -P_{ср} + z_1 P_z + n_{ш} f T - z_1 G_2 = 0, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.52})$$

где r_c и $r_{ш}$ — радиус расположения серег и шпонок;

z_1 и $n_{ш}$ — число лопастей и шпонок;

γ — угол между направлением силы и радиальным направлением в точке ее приложения;

ψ — аналогичный угол, характеризующий направление силы T ;

G_2 — вес перемещающихся деталей, приходящихся на одну лопасть.

Решая уравнение (VIII.52) относительно $P_{ср}$ и учитывая (VIII.50), получим

$$P_{ср} = z_1 [P(1 + n_2)(1 + n_3) \cos \alpha - G_2], \quad (\text{VIII.53})$$

где

$$n_3 = f \frac{1 - n_2'}{1 + n_2} \cdot \frac{r_c}{r_{ш}} \operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \gamma}{\sin \psi}. \quad (\text{VIII.54})$$

Для второго этапа движения ($\varphi < 0$) реакция $R_{мп}$ будет определяться выражением

$$R_{мп}^* = \frac{f(d_p - d_{кр})}{2l_c} p. \quad (\text{VIII.47a})$$

Тогда формулы (VIII.49) и (VIII.51) будут иметь вид:

$$n_1^* = \frac{f}{2} \left[\frac{d_p}{l_p \cos(\alpha - \varphi)} - \frac{(d_p - d_{кр})}{l_c} \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) \right]; \quad (\text{VIII.49a})$$

$$\left. \begin{aligned} n_2^* &= \frac{f(d_p - d_{кр})}{2l_c} \operatorname{tg} \alpha; \\ n_2'^* &= \frac{f(d_p - d_{кр})}{2l_c} \operatorname{ctg} \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.51a})$$

Если $d_{кр} = d_k$; то $n_2^* = n_2'^* = 0$, а $n_1^* = \frac{f}{2} \cdot \frac{d_p}{l_p \cos(\alpha - \varphi)}$.

В соответствии с рис. VIII.27, в получается аналогичное выражение и при ходе поршня на закрытие (вверх). Единые уравнения будут иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} \pm Pl_p (1 \mp n_1) (\alpha - \varphi) &= \pm M_2 + M_{mp}; \\ P_{cp} &= z_1 \left[P (1 \pm n_2) \left(1 \pm \frac{n_3}{n_4} \right) - G_2 \right], \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.55})$$

где $n_1 = f \frac{1 + n_2'}{1 - n_2} \cdot \frac{r_c}{r_{ш}} \operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \gamma}{\sin \psi}$. (VIII.56)

Верхний знак соответствует ходу поршня на открытие, нижний — на закрытие лопастей.

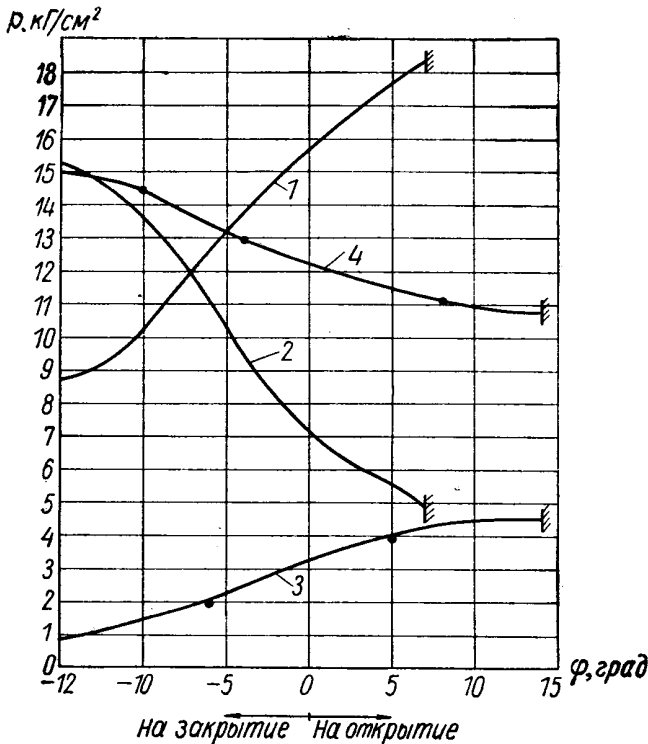


Рис. VIII.28. Величина потребного давления масла в сервомоторе рабочего колеса:

1 — на открытие $H = 30$ м; 2 — на закрытие $H = 30$ м; 3 — на открытие $H = 14$ м; 4 — на закрытие $H = 14$ м

Момент трения M_{mp} определяется аналогично моменту механизма с кулисным приводом по формуле (VIII.31) и будет равен

$$M_{mp} = A_1^* P + A_2 G_1 + A_3 P_z + A_4 P_y + A_5 G, \quad (\text{VIII.57})$$

где

$$A_1^* = [0,960 (1 \pm n_2) \cos \alpha + 0,398 (1 \mp n_2') \sin \alpha] + \frac{f}{2} [-a_1 (d_a - d_b) + d_b]. \quad (\text{VIII.58})$$

Остальные коэффициенты определяются по формулам (VIII.36). Решив уравнения (VIII.55) и (VIII.57) относительно P_{cp} , получим

$$P_{cp} = z_1 \left[\frac{(\pm M_2 + N) \cos \alpha}{\pm l_p (1 \pm n_1) \cos (\alpha - \varphi) - A_1^*} \times (1 \pm n_2) \left(1 \pm \frac{n_3}{n_4} \right) - G_2 \right]. \quad (\text{VIII.59})$$

Если коэффициенты относительных потерь n_1, n_2, n_3 и n_4 малы по сравнению с единицей, то тогда формула (VIII.60) может быть заменена приближенным выражением

$$P_{cp} = z_1 \left[\frac{(\pm M_2 + N) \cos \alpha}{\pm l_p \cos (\alpha - \varphi) - A_1^* (1 \pm n_1)} \left(1 \pm \frac{n_3}{n_4} \right) - G_2 \right]. \quad (\text{VIII.60})$$

Второй член в знаменателе формулы (VIII.59) и (VIII.60) обычно значительно меньше первого, пренебрегая им, а также весом, будем иметь

$$P_{cp} = z_1 \frac{\pm M_2 - N}{\pm l_p} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos (\alpha - \varphi)} \cdot \frac{(1 \pm n_2) \left(1 \pm \frac{n_3}{n_4} \right)}{(1 \mp n_1)}. \quad (\text{VIII.61})$$

Верхние знаки соответствуют ходу поршня на открытие, нижние — на закрытие.

Отношение $\xi = \frac{\cos \alpha}{\cos (\alpha - \varphi)}$ характеризует зависимость усилия сервомотора P_{cp} от положения рычага и серьги.

Коэффициенты $n_1—n_4$ характеризуют влияние на усилие сервомотора P_{cp} потерь на трение в звеньях механизма. Они различны при ходе поршня на открытие и закрытие.

Зная размеры сервомотора рабочего колеса, принятые в конструкции, можно определить давление масла в цилиндре сервомотора

$$p = \frac{z_1 P_{cp}}{F}, \quad (\text{VIII.62})$$

где F — рабочая площадь сервомотора.

Величину необходимого давления масла в цилиндре сервомотора определяют для разных режимов работы при движении механизма на открытие и закрытие и строят график зависимости потребного давления масла от угла поворота лопастей.

В качестве примера на рис. VIII.28 приведен график зависимости потребного давления масла от угла поворота лопасти при движении на открытие и закрытие для напоров $H = 30$ и $H = 14$ м. Из анализа этого графика следует, что при движении на открытие давление в сервомоторе значительно больше при напоре $H = 30$ м, а при движении на закрытие — при напоре $H = 14$ м. Это объясняется изменением гидравлического момента в зависимости от угла установки.

4. КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Механизм поворота лопастей рабочего колеса состоит из ряда сочлененных деталей, обеспечивающих одинаковое относительно потока расположение лопастей и их синхронную перестановку из одного положения в другое в соответствии с комбинаторной зависимостью. При этом некоторые детали одновременно обеспечивают и закрепление лопастей в корпусе рабочего колеса.

Схема механизма поворота с кривошипным или кулисным устройствами, обеспечивающими трансформацию прямолинейного движения цилиндрического поршня сервомотора в угловое движение лопасти, поворачивающейся на необходимый угол установки, подробно рассмотрены в п. 1, гл. VIII.

Наиболее употребительна в практике гидротурбостроения конструкция кривошипного механизма поворота. Поэтому рассмотрим ее подробно.

В этом механизме (см. рис. VIII.4) поршень закреплен на штоке, а на другом конце штока устанавливается крестовина, которая с помощью цилиндрических шарниров соединяется с серьгами. Другой конец серьги соединяется цилиндрическим шарниром с головкой кривошипа (рычага), заклиненного на цапфе лопасти. Цапфа обычно применяется отъемной от пера лопасти.

Ниже рассматривается конструкция и расчет следующих деталей механизма поворота: поршня сервомотора, штока, крестовины, серьги, рычага и цапфы лопасти.

При работе турбины в установившихся режимах на детали механизма поворота действуют усилия, определяемые силами взаимодействия лопастей с потоком воды, проходящей через турбину.

При перестановке лопастей нагрузки на детали будут зависеть от величины требуемого для поворота лопастей усилия. Кроме того, при увеличении числа оборотов и возрастании центробежных сил либо в случае перекоса цапфы при заклинивании в своих опорах детали механизма могут

оказаться под действием сил, определяемых максимальным усилием сервомотора. Поэтому расчет на прочность деталей механизма поворота лопастей рабочего колеса следует производить для двух случаев:

- а) на нагрузку при нормальной работе механизма;
- б) на максимальное усилие сервомотора при аварийной работе механизма.

Поршень сервомотора

Поршень сервомотора рабочего колеса применяется двух конструкций: коробчатого сечения *1* (рис. VIII.29) с радиальными ребрами или более простой дисковой формы *б*. Поршень выполняется из чугуновой отливки. Коробчатое сечение, обеспечивающее больший момент сопротивления, применяется для сервомоторов крупных турбин, дисковый поршень — для сервомоторов небольших турбин.

При коробчатом сечении поршня необходимо в каждом отсеке предусматривать 2—3 отверстия для крепления шишельных знаков. Эти отвер-

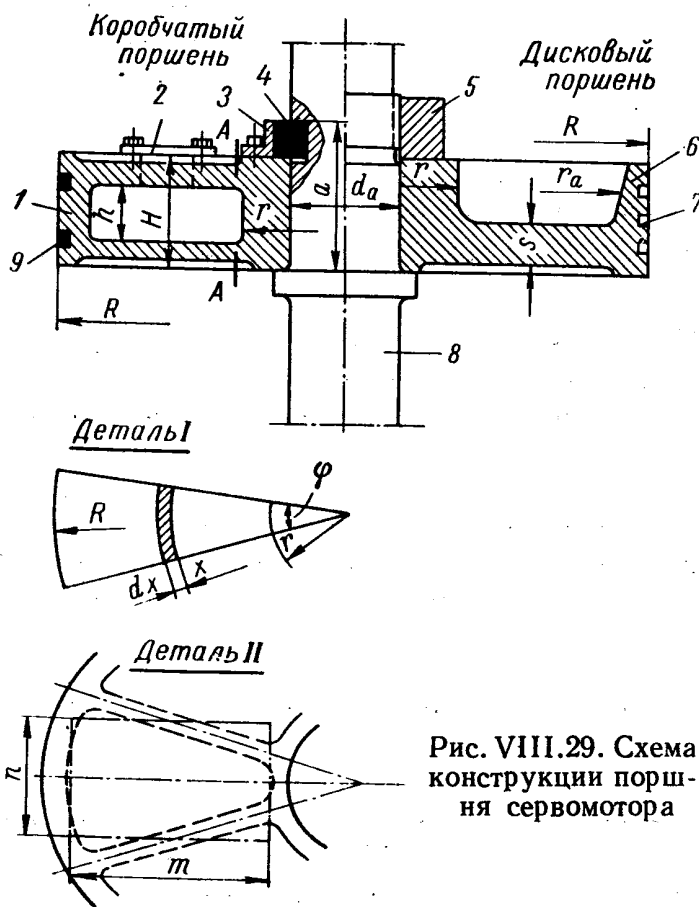


Рис. VIII.29. Схема конструкции поршня сервомотора

стия закрываются в дальнейшем крышками 2, закрепленными болтами. Менее целесообразно закрывать отверстия в днище поршня пробками на резьбе. Поршень со ступицей надевается на шток 8, имеющий буртик, и закрепляется гайкой 5 при малых размерах штока и закладным кольцом 4 — при больших диаметрах штока. При закреплении поршня закладным кольцом в штоке необходимо предусмотреть точно выполненную выточку (размер *a*), обеспечивающую плотную посадку закладного кольца (для возможности его работы на срез). Закладное кольцо выполняется из двух частей и охватывается стяжным кольцом 3.

Для уплотнения поршня и уменьшения протечек масла между ним и цилиндром

сервомотора применяются лабиринтные канавки 7. Более надежное уплотнение обеспечивается уплотнительными кольцами 9, однако выполнение их при больших диаметрах поршня представляет собой сложную задачу.

Поршень коробчатой формы рассчитывается на равномерное давление, которое может действовать попеременно снизу и сверху. Расчет давления ведется приближенно. При расчете предполагают неизменяемость поперечного сечения поршня при его деформации, что возможно при достаточно жестких кольцах, связывающих верхнее и нижнее днища поршня, и достаточном числе радиальных ребер. Считают, что поршень защемлен по внутреннему контуру (*A—A*). При расчете пренебрегают влиянием тангенциальных напряжений.

Напряжение в сечении $A—A$ (на внутреннем контуре радиуса) будет равно

$$\sigma = \frac{M}{W},$$

где M — изгибающий момент;
 W — момент сопротивления.

Для определения величины изгибающего момента и момента сопротивления сечения поршня, находящегося под нагрузкой равномерно распределенного давления p , вырезается сектор с малым центральным углом φ (рис. VIII.29, деталь 1).

На расстоянии x на элементарную площадку действует сила $p x \varphi dx$. В месте защемления возникает элементарный момент

$$dM = p x \varphi dx (x - r).$$

Интегрируя от r до R и пренебрегая бесконечно малыми величинами второго порядка, получаем

$$M = p \varphi \int_r^R (x^2 - r x) dx = p \varphi \frac{(R - r)^2 (2R + r)}{6}.$$

Момент сопротивления сечения заделки равен

$$W = \varphi r \frac{H^3 - h^3}{6H}.$$

Радиальные напряжения на внутреннем контуре поршня будут

$$\sigma = p \frac{H (R - r)^2 (2R + r)}{r (H^3 - h^3)}. \quad (\text{VIII.63})$$

Если поршень рассматривать как круглую пластину постоянной толщины, защемленную по внутреннему контуру r , расчетная высота пластины t — определится из условия равенства моментов W сопротивления радиального сечения поршня и радиального сечения пластины постоянной толщины, представляющей собой прямоугольник шириной $R - r$ и высотой t ,

$$W = \frac{(R - r) t}{6},$$

отсюда расчетная величина высоты пластины равна

$$t = \sqrt{\frac{6W}{R - r}}. \quad (\text{VIII.64})$$

Радиальные напряжения на внутреннем контуре пластины будут

$$\sigma = k \frac{p R^2}{t^2}, \quad (\text{VIII.65})$$

где k — коэффициент, который в зависимости от R/r принимается следующим:

R/r	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	5,8	6,0
k	3,01	3,15	3,29	3,43	3,56	3,98	3,80	3,92	4,03	4,13	4,24

Кроме этих расчетов производится также расчет местных напряжений в днище поршня. Днище состоит из ряда секториальных пластин, ограниченных двумя дугами окружности и двумя радиальными ребрами. Расчет секториальной пластины производится приближенно как равновеликой

прямоугольной пластины со стороны m и n , свободно опертой по всему контуру (рис. VIII.29, деталь I).

Напряжение в такой пластине рассчитывается по формуле

$$\sigma = \frac{0,75pn^2}{s^2(1 + 1,6\alpha^3)}, \quad (\text{VIII.66})$$

где p — давление кг/см ;

$$\alpha = \frac{n}{m};$$

n — величина короткой стороны прямоугольника;

m — величина длинной стороны прямоугольника;

s — толщина днища.

Расчет дискового поршня сводится к расчету радиальных напряжений σ_1 от нагрузки на диск $r_a - r$ (рис. VIII.29) и напряжений σ_2 на обод

$R - r_a$:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \pm k_1 p \frac{r_a^2}{s^2}; \\ \sigma_2 &= \pm k_2 \frac{P}{s^2}, \end{aligned} \right\} (\text{VIII.67})$$

где

$$P = \pi (R^2 - r_a^2) p.$$

Здесь k_1 и k_2 зависят от отношения r/r_a .

Для чугуна поршня (СЧ21—40) допустимым напряжением следует считать $\sigma_e \leq 700 \text{ кг/см}^2$.

Шток

Шток сервомотора, представляющий собой стальную поковку, рассчитывается на растяжение и сжатие в ослабленном сечении.

Ослабленное сечение штока (рис. VIII.30) определяется отверстиями и каналами, необходимыми для прохода масла. Это сечение обычно бывает в месте закрепления поршня у закладного кольца или гайки (сечения $B-B$ и $B'-B'$) и в месте расположения каналов для выхода масла у буртика (сечение $A-A$).

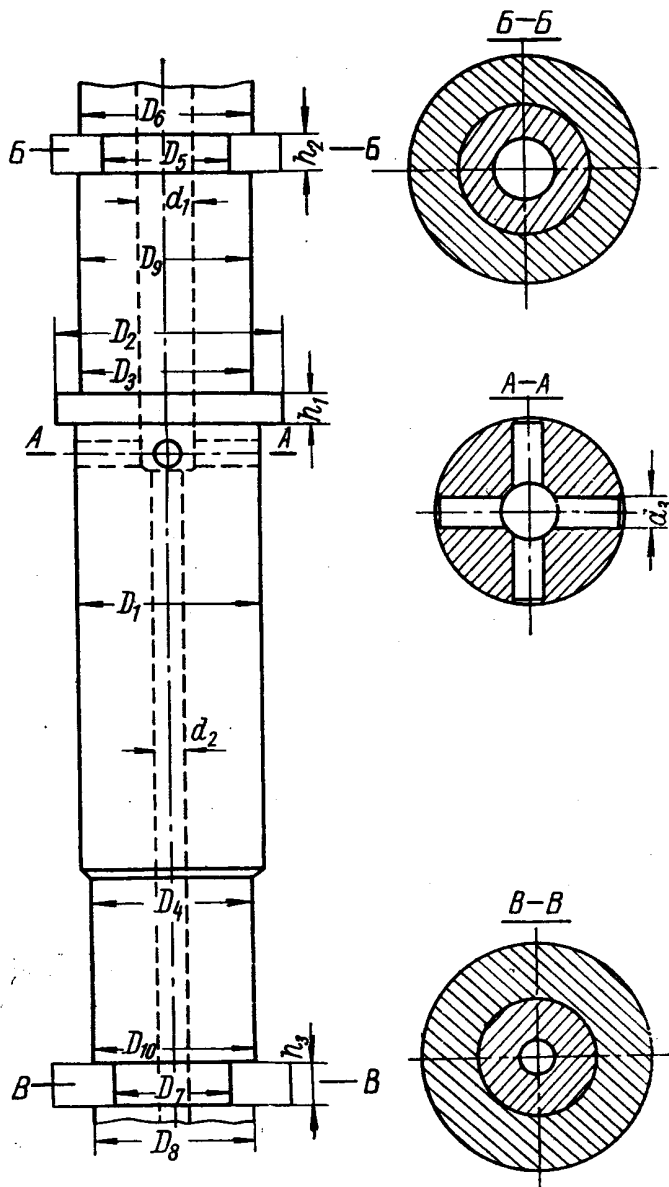


Рис. VIII.30. Схема штока

В центральное отверстие штока обычно вставлена трубка для разгрузки внутренней полости втулки рабочего колеса от избыточного давления масла. Внутреннее отверстие штока, охватывающее разгрузочную трубку, служит для пропуска масла в полость цилиндра сервомотора под поршень. Эти каналы рассчитываются по допустимой скорости масла и его расходу. Напряжение в штоке определяется при усилии, развиваемом при ходе поршня вниз на открытие и ходе вверх на закрытие. При этом усилии P_{cp}

берут максимальное, создаваемое поршнем. При ходе поршня вверх шток работает на растяжение, верхнее и нижнее закладные кольца работают на срез. При ходе поршня вниз шток работает на сжатие и буртик штока на срез и смятие.

Для штока из стали 35 допустимые напряжения следует принимать $\sigma_s = 1100 \div 1200 \text{ кг/см.}$

Крестовина

Крестовина представляет собой фасонную стальную деталь, надеваемую на шток.

С помощью цилиндрических шарниров к крестовине присоединяются серьги кривошипов. С крестовины усилие, создаваемое поршнем сервомотора, передается через серьги кривошипам лопастей. Форма крестовины в плане зависит от количества серег, которые к ней присоединяются.

Сочленение серег с крестовиной осуществляется либо проушинами, либо с помощью цапф, отлитых с крестовиной, либо вставными пальцами. Различные схемы конструкций крестовины показаны на рис. VIII.31 и на разрезах рабочих колес.

Наиболее часто применяется конструкция крестовины с проушинами (рис. VIII.31, а). Проушины вставляются в отверстия крестовины и закрепляются гайками. В проушину входит палец, к которому присоединяются одна или две серьги. Такая крестовина несмотря на наличие дополнительной детали — проушины — проста в производстве, так как не требует большой точности при изготовлении. По существу обработка такой детали сводится к растачиванию центрального отверстия и сверлению четырех отверстий для установки проушины.

Небольшие отклонения в координатах отверстий компенсируются при установке проушины. При сборке же устанавливается и точное положение отверстий для пальцев шарниров серьги. Крестовина с прилитыми пальцами (рис. VIII.31, б) имеет более сложную конструкцию. Прилитые пальцы шарниров требуют высококачественной обработки их поверхности и точного взаимного расположения по высоте и в плане, так как в такой конструкции отсутствуют компенсирующие устройства и серьги надеваются непосредственно на пальцы. Достоинством этой конструкции является меньший вес вследствие отсутствия проушины и уменьшения количества деталей.

Крестовина с закладными пальцами показана на рис. VIII.31, в. Она получила широкое применение. В этой конструкции пальцы вставляются в специальные отверстия в стенках детали. Конструкция эта проще

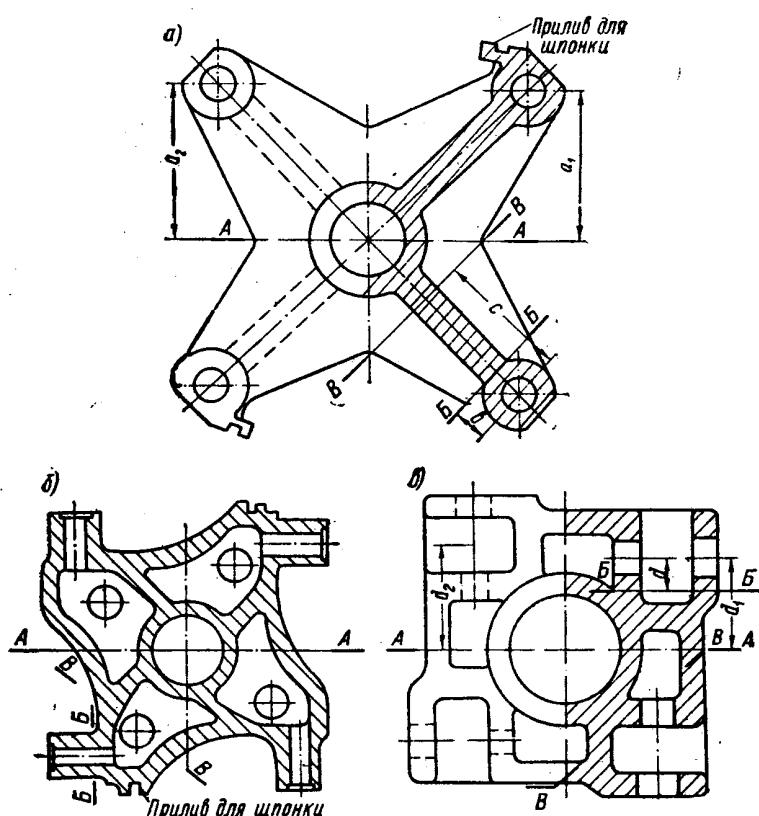


Рис. VIII.31. Схема конструкции крестовины

предыдущей, но все же требует точной обработки отверстий для пальцев. Такая крестовина раньше отливалась из углеродистой стали, сейчас она — сварная. Несмотря на сложную форму крестовины, сварная конструкция в целом получилась более экономичной, чем литая из стали.

Несмотря на различия применяемых конструкций крестовин, расчет их производится одинаковыми приемами: деталь рассчитывается на изгиб в диаметральном сечении $A—A$, а также в сечениях $B—B$ и $V—V$. Ориентировочные положения расчетных сечений указаны на эскизах.

Величина изгибающего момента в диаметральном сечении будет определяться по формуле

$$M = \sum_{i=1}^n P_{cp} a_i = P_{cp} \sum_{i=1}^n a_i, \quad (\text{VIII.68})$$

где P_{cp} — усилие сервомотора, приходящееся на одну лопасть;

a_i — плечо силы;

n — число пальцев, приходящихся на одну сторону сечения $A—A$.

Сечение $A—A$ следует выбирать наиболее ослабленным, таким на которое действует наибольший момент, а сечение $B—B$ и $V—V$ в зависимости от конструкции крестовины.

Момент инерции сечения

$$J = \sum \frac{Fh^2}{12} + \sum Fy^2 - y_c^2 \sum F;$$

ординаты нейтральной оси

$$y_c = \frac{\sum Fy}{\sum F};$$

напряжения изгиба

$$\sigma = \frac{M}{W}.$$

Напряжения определяются при нормальной работе и максимальном усилии сервомотора. Допускаемые напряжения для крестовины из стали 30Л принимают $\sigma = 1000 \div 1100 \text{ кг/см}^2$.

Шпонка крестовины

Крестовина удерживается от поворота обычно двумя призматическими скользящими шпонками. Шпонка, как правило, приваривается к корпусу рабочего колеса своими основаниями и скользит в пазах крестовины при ее перемещении.

Вследствие наклона серег на угол α возникает горизонтальная составляющая усилия, стремящегося повернуть крестовину, равная $P_{cp} \text{tg } \alpha$, где P_{cp} — полное усилие сервомотора.

Усилие, действующее на шпонку, определяется из уравнения момента

$$P_{ш} = \frac{P_{cp} \text{tg } \alpha}{z_{ш}} \cdot \frac{r_c}{r_{ш}}, \quad (\text{VIII.69})$$

где r_c — радиус расположения серьги;

$r_{ш}$ — радиус расположения шпонки;

$z_{ш}$ — число шпонок.

Шпонка рассчитывается на изгиб, срез и удельное давление. Допускаемое напряжение на срез для стали Ст.3 $\tau = 500 \div 600 \text{ кг/см}^2$.

Проушина

Проушина является промежуточной деталью между крестовиной и серьгой; с помощью ее осуществляется их шарнирное соединение. Проушина состоит из цилиндрического хвостовика, вставленного в отверстие крестовины и закрепляемого гайкой, и головки проушины.

На рис. VIII.32 показано два варианта выполнения проушин. На рис. VIII.32, а показана проушина с головкой, состоящая из двух щек

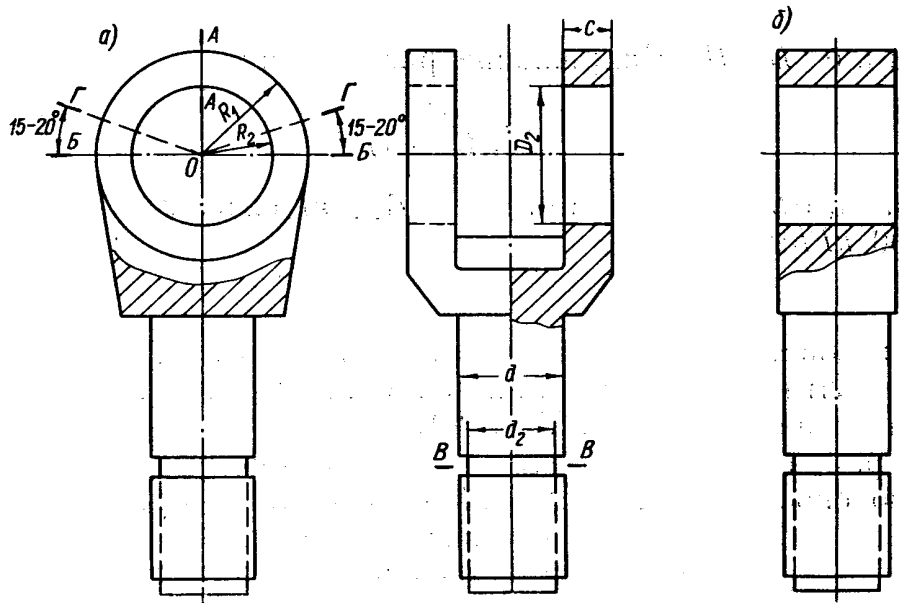


Рис. VIII.32. Схема проушин

с отверстиями, в которые вставляется палец цилиндрического шарнира. Серьга входит внутрь головки. Эта конструкция более распространена.

На рис. VIII.32, б головка одинарная; в ее отверстие вставляется палец. Две тонкие серьги присоединяются к пальцу по бокам головки проушины. Проушины изготавливаются обычно из стальной поковки. Расчет аналогичной проушины приведен в гл. V при рассмотрении направляющего аппарата.

Серьга

Серьга (рис. VIII.33) обычно изготавливается из стальной отливки. В отверстие серьги вставлены втулки из качественной бронзы, допускающей большие удельные давления (до 400 кг/см^2).

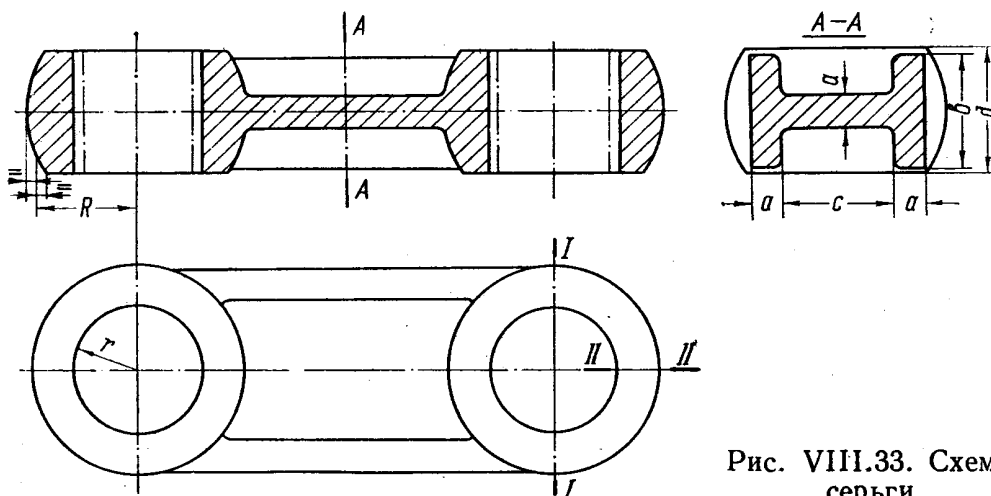


Рис. VIII.33. Схема серьги

Серьга рассчитывается на растяжение в трех сечениях: А—А, Б—Б и В—В при нормальной работе и при максимальном усилии сервомотора.

$$\sigma = \frac{P_c}{2rd} \cdot \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2}, \quad (\text{VIII.70})$$

где r , R и d — размеры серьги в соответствии с рисунком.

Сечение Б—Б. Напряжение растяжения

$$\sigma = \frac{P_c}{2(R-r)d}$$

Сечение В—В. Напряжение растяжения

$$\sigma = \frac{P_c}{d(2b+c)}$$

Для серьги, отливаемой из стали 30Л, допускаемые напряжения $\sigma_s = 900 \div 1000 \text{ кг/см}^2$.

Рычаг

Рычаг в современных кривошипных механизмах поворота применяется стальным и обычно выполняется в виде надеваемой на цапфу кольцевой детали с пальцем (рис. VIII.34).

Из-за ограниченного места в полости втулки рычаг иногда делают фасонным со скосами. Рычаг скрепляется с фланцами лопасти болтами (см. рис. VIII.8). Предусматриваются также цилиндрические штифты для передачи крутящего момента от рычага лопасти.

Помимо передачи крутящего момента ступица рычага воспринимает центробежные силы лопасти и передает их корпусу втулки. Применяются также конструкции рычага с закреплением его на цапфе с помощью шпонок (см. рис. VIII.5). Возможны конструкции, в которых цапфа объединяется с рычагом. В этом случае на фланце цапфы предусматривается палец.

Выбор конструкции рычага зависит от общей конструкции и компоновки механизма поворота; каждый вариант следует оценивать с точки зрения технологии изготовления и процесса сборки рычага с цапфой внутри втулки. Объединение цапфы с рычагом существенно усложняет процесс производства деталей. Конструкция рычага (рис. VIII.34) применялась на ЛМЗ для большой серии крупных гидротурбин и оправдала себя в процессе производства.

Рычаг подвергается одновременному действию усилия, приложенного к его пальцу, от сервомотора и центробежной силы лопасти, цапфы и самого рычага.

Рычаг рассчитывается следующим приближенным способом.

Тело рычага рассматривается как кольцо высотой t без цапфы, нагруженное центробежной силой и опертное на опорный буртик корпуса. Такое кольцо может быть рассчитано как плоская пластина (фланец), либо как жесткое кольцо, испытывающее только тангенциальные напряжения.

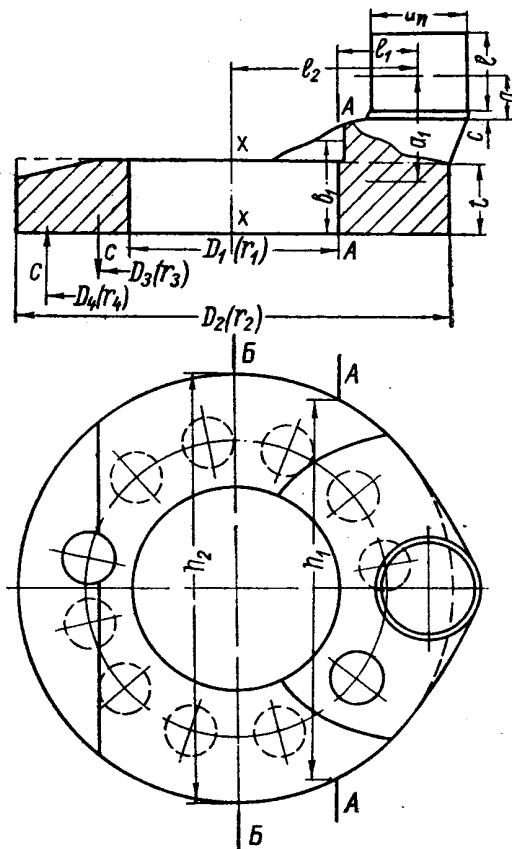


Рис. VIII.34. Рычаг механизма поворота лопасти

Для соотношения толщины пластины и ее ширины, имеющих в рычагах данной конструкции, следует принимать схему жесткого кольца. Тангенциальные напряжения в кольце [96] будут равны

$$\sigma_t = \frac{6M}{t^2 r_1 \ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (\text{VIII.71})$$

Разложив в этой формуле $\ln \frac{r_2}{r_1}$ в степенной ряд и произведя алгебраические преобразования, получим

$$\sigma_t = k_1 \frac{M}{W}, \quad (\text{VIII.72})$$

где M — изгибающий момент в полученном кольце,

$$M = \frac{C(r_4 - r_3)}{2\pi};$$

W — момент сопротивления,

$$W = \frac{bt^2}{6};$$

k_1 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений по радиусу кольца,

$$k_1 = \frac{r_{cp}}{r_1} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{12} \left(\frac{b}{r_{cp}} \right)^2}.$$

Здесь r_{cp} — средний радиус сечения

$$r_{cp} = \frac{r_1 + r_2}{2};$$

b — ширина сечения, $b = r_2 - r_1$.

В случае, когда отношение $\frac{b}{r_{cp}} < 0,4$, можно приближенно считать

$$k_1 = \frac{r_{cp}}{r_1} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right). \quad (\text{VIII.73})$$

Ослабление сечения болтовыми отверстиями можно учесть приближенно, если принять момент сопротивления равным

$$W = \frac{(b-d)t^2}{6},$$

где d — диаметр отверстия.

Усилие сервомотора, передаваемое через серьгу и палец рычага, вызывает в теле рычага напряжение изгиба и кручения. Напряжения определяются в сечениях $A-A$ и $B-B$.

Сечение $A-A$. Сечение $A-A$ представляется в виде эквивалентного прямоугольника с шириной b_1 и рассчитывается на кручение и изгиб от нормального и максимального усилий сервомотора:

напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}};$$

крутящий момент

$$M_{кр} = P_p a;$$

момент сопротивления кручению

$$W_{кр} = \alpha h_1 b_1^2,$$

где α — зависит от отношения b/h :

b/h	1,0	1,2	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	8,0	10,0
α	0,208	0,219	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,291	0,307	0,312

Напряжение изгиба

$$\sigma = \frac{M_u}{W_1} = \frac{P_p l_1}{\frac{b_1 h_1}{6}}.$$

Сечение $B-B$. Диаметральное сечение $B-B$ рассчитывается на изгиб от нормального и максимального усилий сервомотора:

напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_2};$$

изгибающий момент

$$M_u = P_p l_2;$$

момент сопротивления

$$W_2 = \frac{J_x}{y_{\max}};$$

момент инерции сечения $B-B$ относительно нейтральной оси (XX)

$$J_x = \frac{t(D_2^3 - D_1^3)}{12}.$$

Для рычага из стали 35 допускаемые напряжения в теле рычага $\sigma_s = 1000 \div 1200$ кг/см².

Палец рычага

Палец рычага (рис. VIII.34) рассчитывается на изгиб, срез и удельное давление на втулке при нормальной работе и при максимальном усилии сервомотора.

Напряжение на изгиб в пальце допускают больше, чем в теле рычага ($\sigma_s = 1300$ кг/см² для стали 35). Палец также следует проверять на усталость, так как он испытывает знакопеременную нагрузку.

Цапфа

Цапфа представляет собой массивную стальную отливку, соединяющуюся болтами с фланцем лопасти. Каждая цапфа устанавливается в корпусе рабочего колеса перпендикулярно к оси турбины и может поворачиваться на бронзовых втулках, закрепленных в гнездах корпуса рабочего колеса. От перемещения в радиальном направлении цапфа удерживается упорным буртиком.

Опыт длительной эксплуатации турбин с поворотными лопастями (свыше 30 лет) показывает, что применение в качестве опор для цапф лопастей подшипников из бронзовых втулок вполне себя оправдало. Износ подшипников, как правило, незначителен, несмотря на то, что угловое движение цапфы часто носит колебательный характер и слишком медленный для образования масляной пленки. Для равномерного распре-

ления нагрузки по всей длине втулки подшипника необходимо правильно выбирать диаметральные зазоры с учетом упругих деформаций цапфы.

В последнее время для опор цапф лопастей стали применять подшипники качения. Они позволяют уменьшить усилия для поворота лопастей. При таких подшипниках необходимо применение специальной противокоррозионной масляной смазки и надежное уплотнение против вытекания масла наружу и проникновения воды.

Цапфы рассчитываются как двухопорная балка (рис. VIII.35), нагруженная системой сил, действующих на лопасть рабочего колеса, и усилием, передаваемым через серьгу и рычаг. При этом в числе внешних сил рассматривается осевое усилие P_2 и вес лопасти G .

По величинам реакций цапф R_1 и R_2 определяют удельные давления в цапфах, а также моменты трения, препятствующие повороту лопасти и определяющие наряду с гидравлическим моментом величину необходимого усилия сервомотора рабочего колеса. Эти реакции определяются из уравнений статики при расчете необходимого усилия сервомотора.

Усилие от сервомотора P_p считается приложенным в сечении n . Сила P_p в действительности приложена к цапфе в сечении m . Чтобы удовлетворить условию статики и сохранить величину реакций в сечении m прикладываем момент $M_0 = P_p a$. При этом уравновешивающим моментом, действующим на цапфу лопасти со стороны упорного буртика, пренебрегают.

Эпюра изгибающих моментов представлена на рис. VIII.35. Величина изгибающего момента в каждом из расчетных сечений может быть выражена произведением реакции R на соответствующее плечо. Следовательно, при вычислении изгибающих моментов в сечении цапфы нет необходимости рассматривать систему внешних сил, достаточно при этом иметь максимальное значение реакции R .

При конструировании цапфы следует добиваться равномерного распределения напряжения по длине цапфы. Теоретически балку равного сопротивления изгибу можно сконструировать, пользуясь следующим выражением:

$$d_x = \left(\frac{32}{\pi} \cdot \frac{R_1}{\sigma_{дон}} \right)^{1/3} X^{1/3}, \quad (\text{VIII.74})$$

где d_x — диаметр цапфы с координатой X ;
 X — координата, отсчитываемая от опоры 1;
 $\sigma_{дон}$ — допускаемое напряжение изгиба;
 R_1 — реакция опоры 1.

Контур такой балки равного сопротивления, показанный на рисунке штриховой линией, вписывается в реальный контур. Фактически напря-

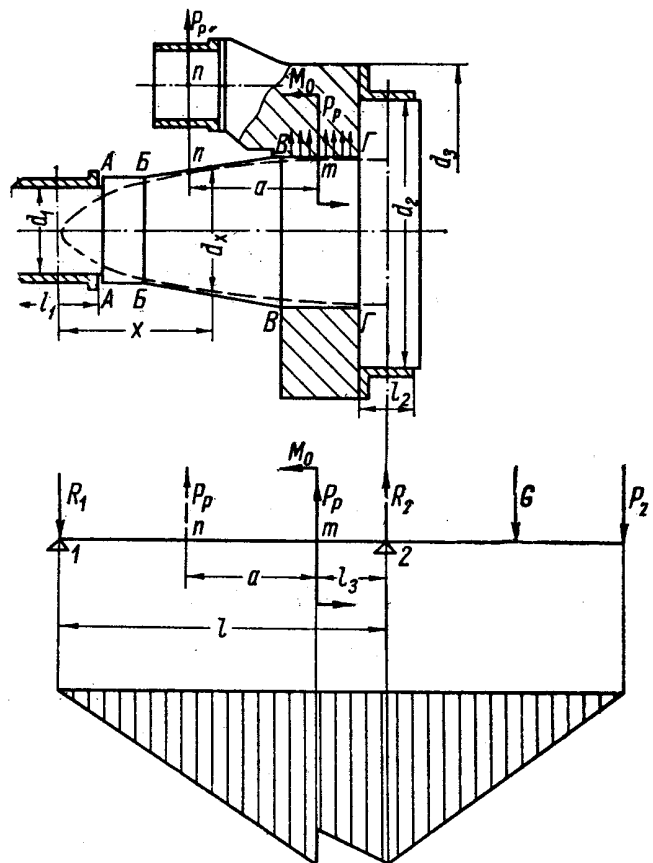


Рис. VIII.35. Схема цапфы лопасти

жение изгиба определяется обычно в четырех сечениях цапфы (А—А, Б—Б, В—В, Г—Г):

изгибающий момент

$$M_u = R_1 X_i;$$

момент сопротивления

$$W = \frac{\pi d_i^3}{32},$$

где d_i — соответствующий диаметр цапфы.

Допускаемые напряжения для цапфы из стали 35 принимают $\sigma_s = 1200 \div 1300 \text{ кг/см}^2$.

Удельные давления на цапфах 1 и 2 будут равны:

$$P_{y\partial 1} = \frac{R_1}{d_1 l_1}; \quad P_{y\partial 2} = \frac{R_2}{d_2 l_2}.$$

Удельное давление на буртик рассчитывается от действия центробежной силы при нормальных и разгонных оборотах

$$P_{y\partial 3} = \frac{C}{F_3} = \frac{C}{\frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_2^2)}.$$

Для втулок цапф применяется высококачественная бронза (Бр. ОФ10-1), допускающая удельное давление $p = 300 \text{ кг/см}^2$.

5. ЛОПАТЬ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Лопать рабочего колеса поворотнолопастной турбины, воспринимая энергию потока, находится под воздействием значительного гидравлического давления, поэтому ее форма и размеры должны удовлетворять требованиям не только хорошей обтекаемости, обеспечивающей оптимальные энергетические и кавитационные свойства, но и быть прочной, обеспечивать длительную надежную работу турбины.

Лопать (рис. VIII.36) состоит из пера 1 и фланца 2, примыкающего к внутренней части пера. Иногда фланец переходит в отлитую с ним заодно цапфу. Конструкция колеса с лопастями с цельнолитыми цапфами более проста, однако существенным недостатком лопасти с цельнолитыми цапфами является усложнение процесса ее обработки, сборки и демонтажа. При больших лопастях трудно получить в месте прохода фланца к цапфе хорошее качество отливки. Там появляются раковины и рыхлости и возникают усадочные напряжения. Поэтому у крупных турбин лопасти делают объемными от цапфы. Фланец представляет собой массивный диск, плавно переходящий к перу лопасти. Во фланце имеются отверстия 3 для его крепления к цапфе. Крепление осуществляется болтами, воспринимающими растягивающие усилия.

Крутящий момент лопасти воспринимается цилиндрическими штифтами 4, установленными обычно во фланце с тыльной стороны пера лопасти. Такое их расположение позволяет более целесообразно использовать поверхность фланца для выполнения отверстий под болты. Относительно тонкое перо лопасти у фланца имеет большую толщину и утоняется к периферии. Радиальное сечение пера имеет клинообразную форму. Цилиндрические сечения показаны на этом же рисунке. Входная кромка пера толще, чем выходная. Такая форма лопасти выбирается для того, чтобы обеспечить хорошую обтекаемость ее потоком воды и равнопрочность. Для улучшения кавитационных свойств необходимо применять по возможности

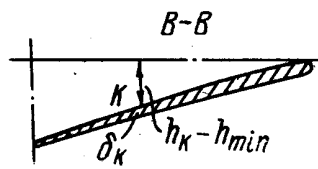
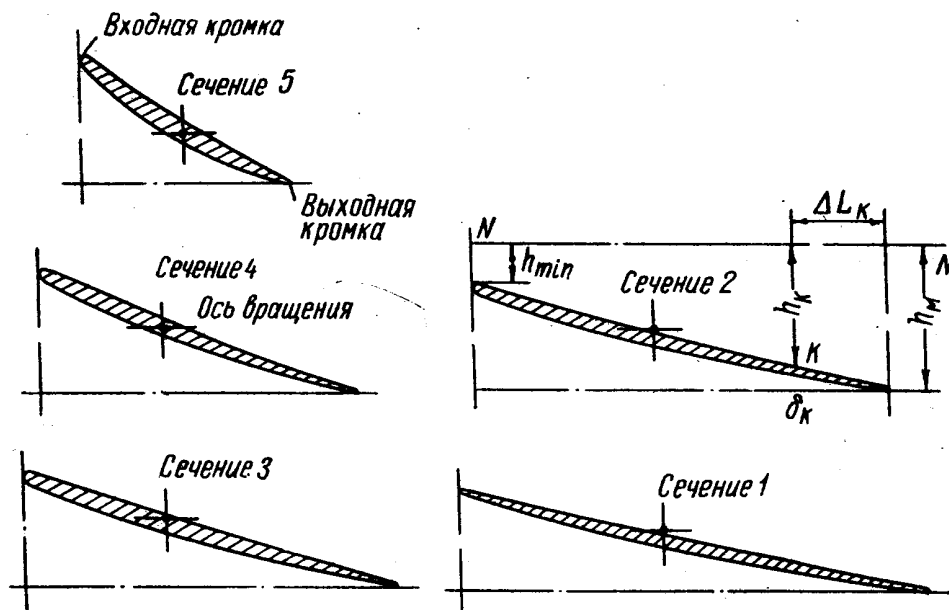
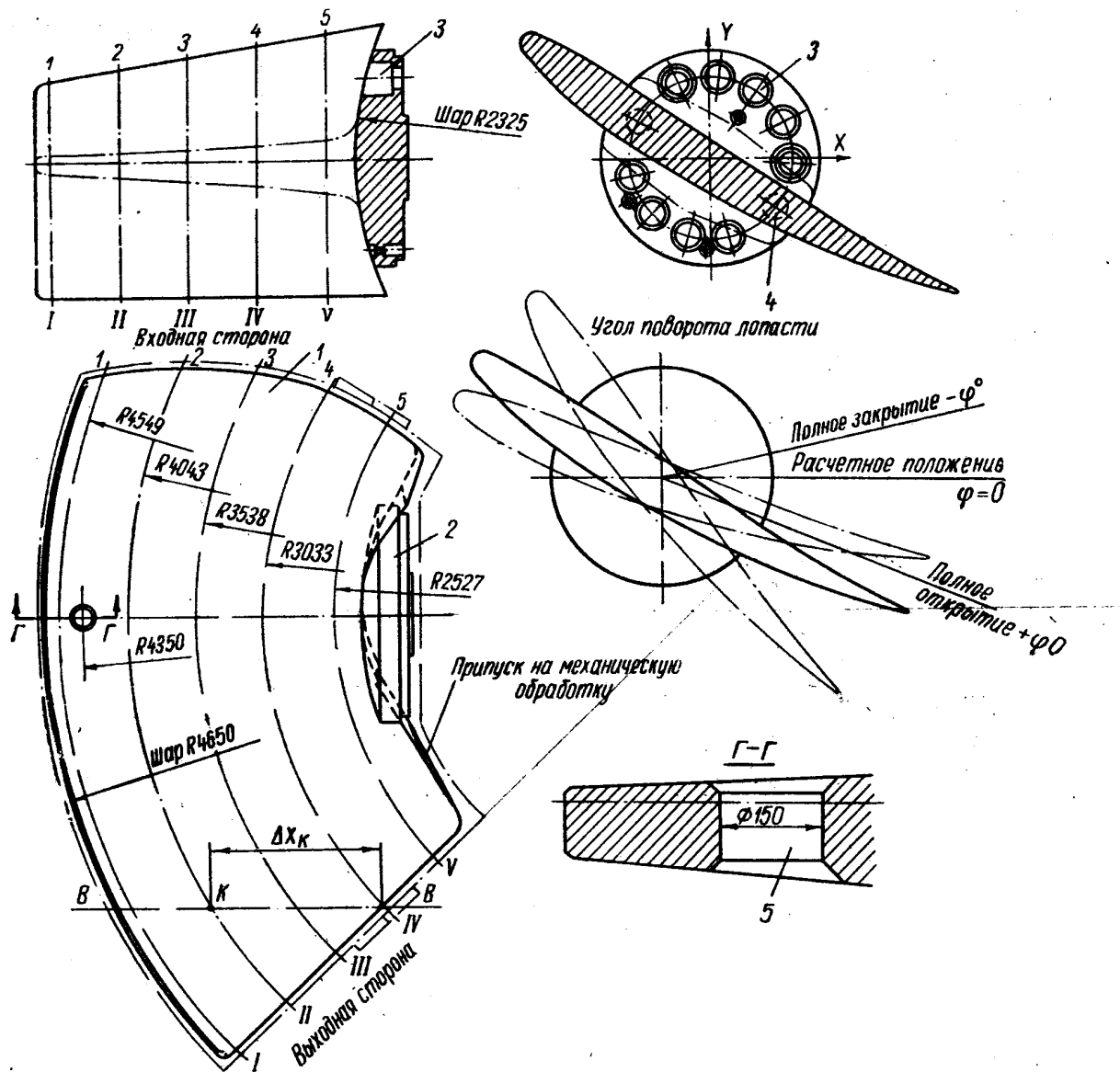


Рис. VIII.36. Лопасть рабочего колеса

тонкие лопасти. Кавитационные свойства лопасти зависят от величины ее поверхности: чем она больше, тем меньше кавитационный коэффициент.

Перо лопасти в плане имеет вид части кругового кольца, поверхность которого слабо изогнута в пространстве. Поверхность эта задается цилиндрическими сечениями I—V, которые определяют профиль и кривизну пера лопасти, ее ось вращения и положение пера лопасти по отношению к фланцу. Обычно форма лопастей действительной турбины выполняется геометрически подобной форме модельной лопасти, испытанной в лаборатории. Поэтому чертежи лопасти и ее сечение выполняются на основании чертежей модели того типа рабочего колеса, который выбран для проектируемой турбины.

Все линейные размеры пересчитываются в отношении

$$\lambda = \frac{D_{1н}}{D_{1м}},$$

где $D_{1н}$ — диаметр колеса;
 $D_{1м}$ — диаметр модели.

Не допускается волнистость поверхности пера лопасти после шлифования. Для проверки профиля лопасти могут применяться специальные пространственные шаблоны, изготовленные из стальных листов для рабочей (верхней) и нерабочей (нижней) поверхностей пера лопасти. Схема шаблона изображена на рис. VIII.37. Шаблон состоит из горизонтальной плиты-основания, к которой приварены стальные листы, изогнутые и расположенные в соответствии с цилиндрическими сечениями, задаваемыми на чертеже лопасти. Ординаты каждого листа шаблона задают очертания профиля лопасти. На листы шаблона наносятся осевые линии $x-x$ и $y-y$, пересечение которых фиксирует ось поворота лопасти.

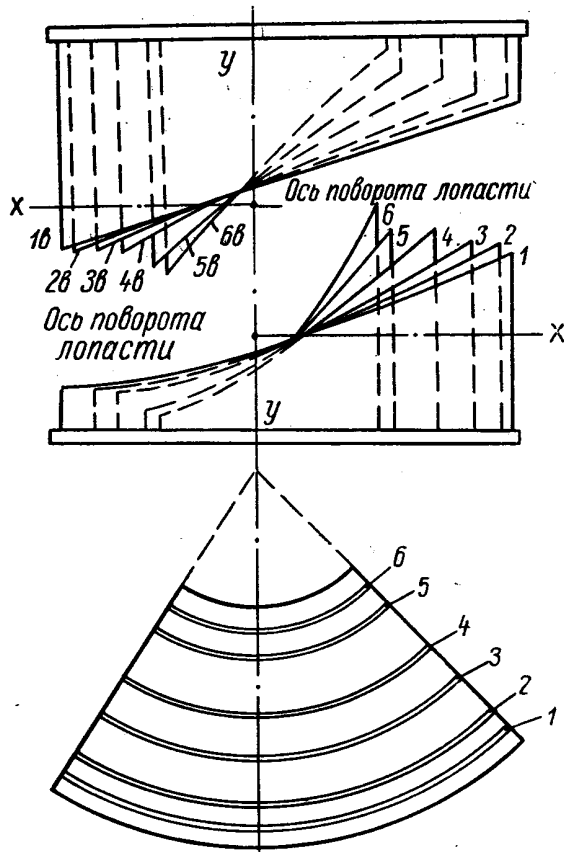


Рис. VIII.37. Шаблоны для проверки профиля лопасти:

1—6—листы нижнего шаблона; 1в—6в — листы верхнего шаблона

Проверка профилей входных и выходных кромок лопасти производится плоскими шаблонами. При проверке поверхности лопасти допускают следующие отклонения:

1. По толщине пера лопасти в среднем утонение не более $0,0005D_1$, утолщение не более $0,0015D_1$.

Для лопастей турбин Волжских ГЭС с диаметром колеса $D = 9,3 м$ в зависимости от сечения лопасти устанавливались разные допускаемые отклонения по толщине (в мм):

- а) для сечения на периферии $\begin{matrix} +10 \\ -4 \end{matrix}$;
- б) для среднего сечения $\begin{matrix} +15 \\ -6 \end{matrix}$;
- в) для сечения у фланца $\begin{matrix} +17 \\ -6 \end{matrix}$.

2. Отклонение поверхности пера лопасти шаблона во всех точках вогнутой поверхности в среднем равно $0,0015D_1$.

Определение отклонений осуществляется замером зазора. Для лопасти турбины Волжской ГЭС им. Ленина отклонение вогнутой поверхности от шаблона допускалось не более 15 мм. Для лучшего прилегания

шаблона допускается смещение шаблона по сечениям в радиальном направлении на ± 15 мм.

Плавность перехода от сечения к сечению в радиальном направлении проверяется наложением линейки длиной 500 мм перпендикулярно цилиндрическим сечениям лопасти; при этом просвет под линейкой допускался не более 5 мм.

Внутреннее торцевое сечение лопасти, примыкающее к корпусу рабочего колеса, должно обрабатываться так, чтобы была обеспечена возможность разворота лопасти на полное открытие. При полном открытии лопасти оставляют зазор между ней и корпусом рабочего колеса и обтекателем не менее 5 мм для турбин $D_1 = 9,3$ м.

Отсутствие упора кромки лопасти в корпус или обтекатель при полном открытии обязательно проверяют при сборке колеса. Увеличение зазора более 5 мм нецелесообразно, так как при среднем положении лопасти или близком к закрытому этот зазор значительно возрастает и могут появиться существенные протечки воды.

Следует, однако, иметь в виду, что применяемые вышеуказанные допуски на отклонение размеров лопасти хотя и дают малые изменения формы обтекаемой поверхности, могут все же привести к существенным изменениям местных скоростей и давлений на профиле и, следовательно, к усилению местных кавитационных явлений.

Отверстие 5 (рис. VIII.36) служит для установки монтажного приспособления, с помощью которого колесо в собранном виде подвешивается при монтаже агрегата к камере рабочего колеса. Монтажные отверстия закрываются специальными заглушками, которые должны быть хорошо закреплены, чтобы они не вываливались при работе колеса. Если заглушка плохо пригнана или выпадает и открывается отверстие в пере лопасти, то в этом месте начинается интенсивная кавитация и разъедание поверхности лопасти.

Применение для монтажных отверстий заглушек на резьбе нецелесообразно. Лучше заглушки устанавливать без резьбы на рабочей и нерабочей поверхностях лопастей и скреплять между собой болтом (рис. VIII.38). Фланец заглушки следует делать эксцентричным, это будет препятствовать самоотвинчиванию заглушки.

Материал лопасти

Лопастей, испытывая совместное действие нагрузки от потока воды и центробежных сил, находятся в коррозионной среде и подвергаются специфическим кавитационным разрушениям, вызывающим эрозию материала. Поэтому к материалу лопастей предъявляются не только требования, касающиеся механических свойств металла, обеспечивающих необходимую прочность лопасти, но и стойкость металла против кавитационного разрушения ее поверхности.

На рис. VIII.39 показана лопасть с характерными следами кавитационного разрушения после длительной работы. Поэтому для лопастей гидротурбин надо применять материалы, способные противостоять кавитационным разрушениям. В практике гидротурбостроения лопасти изготавливались из углеродистой стали (30Л), малолегированной стали (20ГСЛ) и высоколегированной хромистой (20Х133НЛ). Применялись лопасти и биметаллические (облицованные).

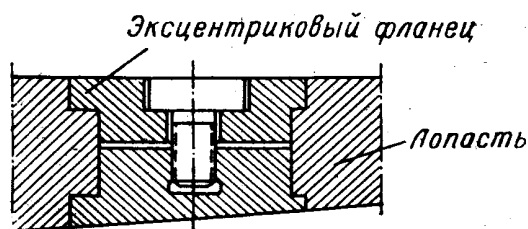


Рис. VIII.38. Схема конструкции заглушки лопасти

Хотя обычно углеродистая и малолегированная стали являются дешевым материалом, применение их для лопастей нецелесообразно ввиду малой сопротивляемости кавитационным разрушениям.

Биметаллические лопасти, в которых основное тело лопасти отлито из малолегированной стали и облицовано листами из нержавеющей стали с помощью сварки, оказались в эксплуатации не всегда надежными. Листы в процессе работы отрывались. Более надежными в эксплуатации оказались лопасти с наплавкой из нержавеющей стали.

Наибольшее применение в гидротурбостроении для крупных гидротурбин имеют литые лопасти из высоколегированной стали 20Х14НЛ. Эта сталь обладает достаточной кавитационной стойкостью, имеет хорошие механические свойства. Предел текучести у нее 30 кг/мм^2 , однако эта сталь обладает не очень хорошими литейными свойствами и для заварки ее требуется подогрев до температуры $200\text{--}450^\circ \text{C}$, а это усложняет ремонт лопасти в эксплуатационных условиях.

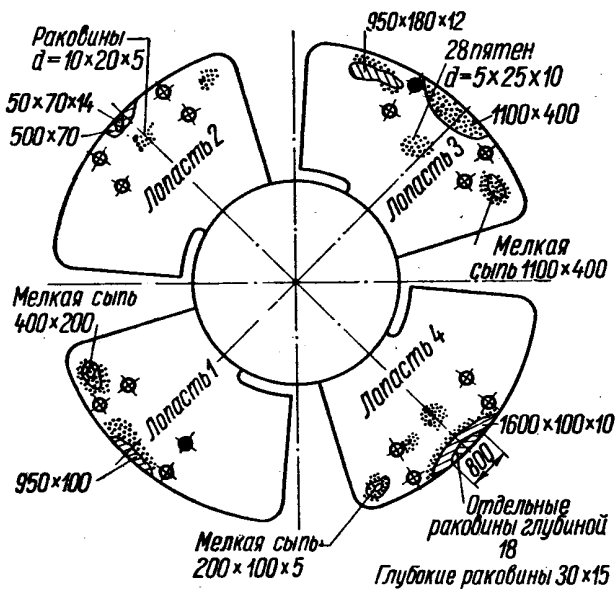


Рис. VIII.39. Лопасть со следами кавитационного разрушения на нижней поверхности после 34 000 ч работы (материал — нержавеющая сталь)

На рис. VIII.40 показана конструкция опытной сварной лопасти (ЛМЗ). Она состоит из литого фланца 2, к которому приварено перо лопасти 1. Перо состоит из литых частей входной кромки 6 и 7 и литой выходной части пера 5. Они отливаются из стали 20ГСЛ. Центральная часть пера сварена из стальных листов и представляет собой каркас коробчатого сечения с радиальными и круговыми ребрами. Основанием каркаса являются листы 8 переменной толщины (от 60 до 20 мм), сваренные между собой и образующие нижнюю поверхность пера лопасти. К этим ребрам приварены радиальные ребра 4 и круговые 3. Верхняя поверхность лопасти образуется пластинками 9, ввариваемыми между радиальными и круговыми ребрами.

После сварки лопасти предусматривается термообработка — отпуск для снятия напряжений. Перо лопасти покрывается облицовкой из нержавеющей стали. Эксплуатация таких лопастей дала положительные результаты.

Вес сварной лопасти, разработанной для турбин Волжской ГЭС ($D = 9,3 \text{ м}$), примерно на 7 т меньше литой лопасти. Таким образом, на одном колесе, имеющем 6 лопастей, общий вес снижается на 42 т , а экономия металла достигает 60 т . Кроме того, производство сварных лопастей может быть организовано на любом машиностроительном заводе и не связано с наличием мощных электропечей, требующихся для литых лопастей.

В случае применения лопастей с наплавкой (наплавка нержавеющей стали на углеродистую) следует производить в два слоя, так как в первом наплавленном слое во время процесса плавления, осуществляемом электродугой, происходит растворение хрома и никеля. Нужный состав наплавки сохраняется лишь во втором слое. Наплавку на лопасть следует производить с помощью автоматических сварочных агрегатов. Для поддержания нужного расстояния между электродами и поверхностями лопасти предусматриваются соответствующие приспособления. Наплавка

В случае применения лопастей с наплавкой (наплавка нержавеющей стали на углеродистую) следует производить в два слоя, так как в первом наплавленном слое во время процесса плавления, осуществляемом электродугой, происходит растворение хрома и никеля. Нужный состав наплавки сохраняется лишь во втором слое. Наплавку на лопасть следует производить с помощью автоматических сварочных агрегатов. Для поддержания нужного расстояния между электродами и поверхностями лопасти предусматриваются соответствующие приспособления. Наплавка

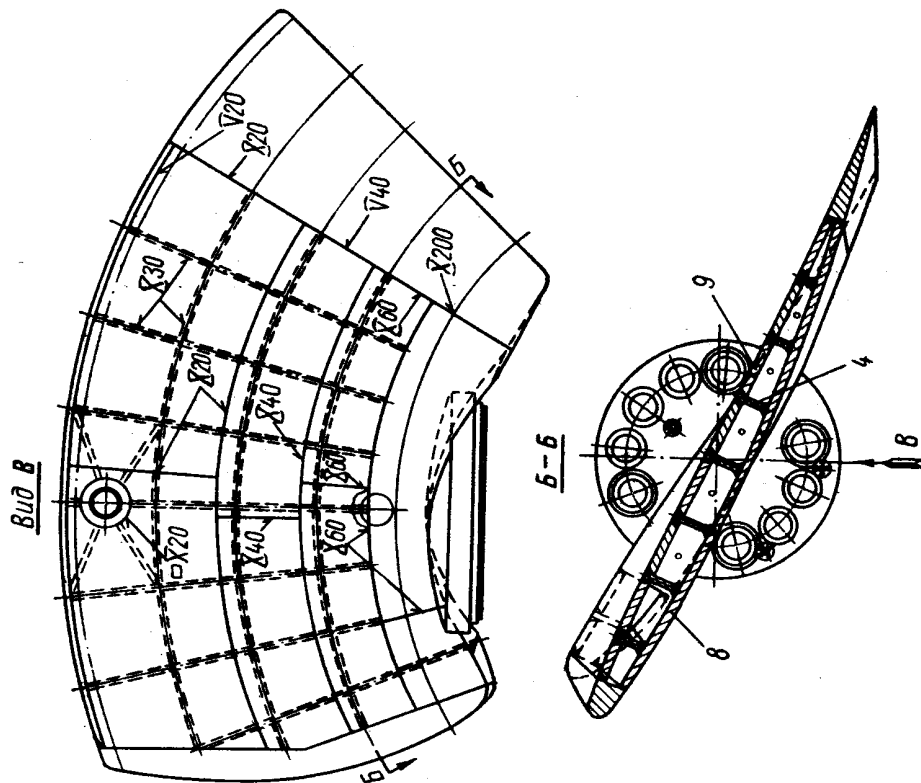
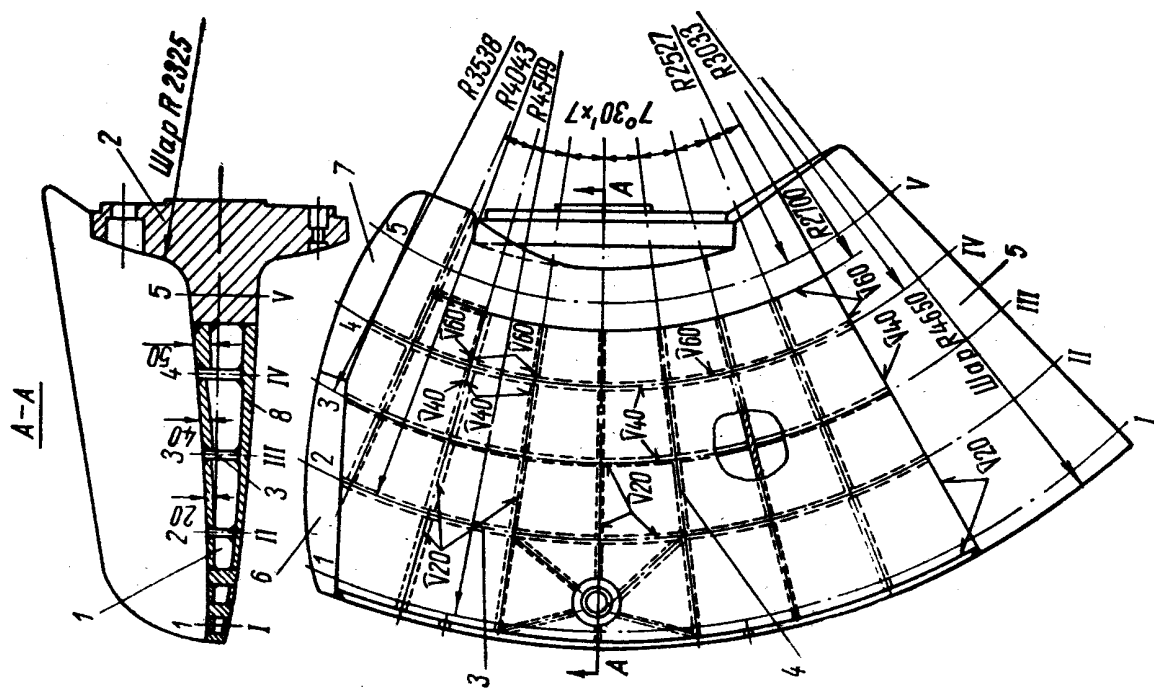


Рис. VIII.40. Сварная лопасть

или облицовка, выполненные на заводе, обходятся значительно дешевле, чем работы по ремонту лопастей на гидростанции.

Перо лопасти обычно отливается с припуском по толщине на дальнейшую обработку. Поэтому приходится применять специальные станки для механической обработки поверхностей пера лопасти.

Расчет лопасти на прочность

Лопасть рабочего колеса представляет собой заземленную с одной стороны сильно искривленную пластину переменной толщины, имеющую в плане форму кругового кольца, нагруженную неравномерным давлением, зависящим от режима работы турбины. Расчет лопасти обычно носит поверочный характер, т. е. по заданным размерам лопасти, обеспечивающим оптимальные энергетические свойства, определяют напряжения в лопасти для соответствующих режимов работы.

При весьма приближенном расчете лопасть можно рассматривать как плоскую пластину, находящуюся под равномерно распределенным давлением. Напряжения определяют в корневом и «косом» сечении у выходной кромки.

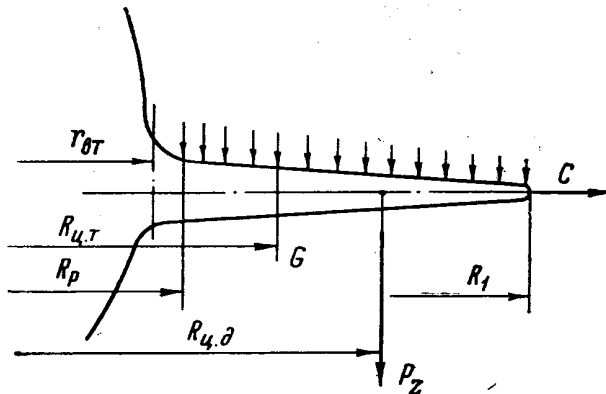


Рис. VIII.41. Схема радиального сечения лопасти

Проверка прочности корневого сечения производится на изгиб и кручение аналогично расчету сечения заделки консольной балки.

Влияние центробежной силы лопасти на напряжение изгиба в корневом сечении при таком расчете считают незначительным и поэтому не учитывают, вследствие чего напряжение изгиба при нормальной работе и разгоне в расчете принимают одинаковыми.

При расчете выбирают несколько «косых» сечений вблизи выход-

ной кромки. Построение каждого сечения производится либо путем непосредственного обмера модели лопасти, что наиболее целесообразно, либо по теоретическим чертежам лопасти. В последнем случае косое сечение определяют так. В плане лопасти (рис. VIII.36) проводят косое сечение (например, $B-B$). Точка K пересечения этого сечения с цилиндрическим сечением $II-2$ будет определяться координатами ΔX_K и ΔL_K . На цилиндрическом сечении $II-2$ эта точка K будет определяться от базовой плоскости NN координатами h_K . Толщина сечения лопасти будет равна δ_K . Аналогично можно найти координаты и толщины сечений лопасти для других точек косого сечения, пересекающегося с другим цилиндрическим сечением, и построить искомое косое сечение $B-B$.

Момент сопротивления косого сечения определяется обычным приближенным путем. Изгибающий момент в расчетном корневом сечении (рис. VIII.41) будет равен

$$M_u = P_z (R_{ц.д} - R_p) + G (R_{ц.т} - R_p). \quad (VIII.75)$$

Радиус центра давления, определенный как радиус цилиндрического сечения, делящего расход пополам,

$$R_{ц.д} = \sqrt{\frac{R_1^2 + r_{от}^2}{2}}, \quad (VIII.76)$$

где R_p — радиус цилиндрического сечения, с которого начинается переходная галтель во фланец.

Гидравлическая осевая нагрузка на одну лопасть равна

$$P_z = \frac{\pi (D_1^2 - D_p^2) \gamma H}{4z}. \quad (\text{VIII.77})$$

Момент сопротивления корневого сечения

$$W = \frac{J}{y_{\max}}.$$

При определении момента инерции сечения направление нейтральной оси $O-O$ следует принимать параллельно хорде профиля (рис. VIII.42).

Момент инерции корневого сечения относительно нейтральной оси

$$J = \sum \frac{F_i h_i^2}{12} + \sum F_i y_i^2 - y_c^2 \sum F_i; \quad (\text{VIII.78})$$

ордината нейтральной оси

$$y_c = \frac{\sum y_i F_i}{\sum F_i};$$

напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W};$$

напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{C}{F}.$$

Центробежная сила подсчитывается при нормальных и разгонных числах оборотов.

Суммарное напряжение

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_p.$$

Напряжение кручения корневого сечения подсчитывается по максимальному гидравлическому моменту. Для определения напряжения кручения необходимо вычислить момент инерции при кручении корневого сечения.

Считая корневое сечение вытянутым и симметричным, будем иметь

$$J_k = \frac{4J_x}{1 + 16 \frac{J_x}{Fs^2}}, \quad (\text{VIII.79})$$

где J_x — момент инерции относительно нейтральной оси, которую принимают за ось симметрии;

F — площадь сечения;

s — длина сечения.

За наибольшие касательные напряжения принимают напряжение возле точек касания вписанного в контур сечения круга наибольшего диаметра

$$\tau = \frac{M_k}{J_k} c_1,$$

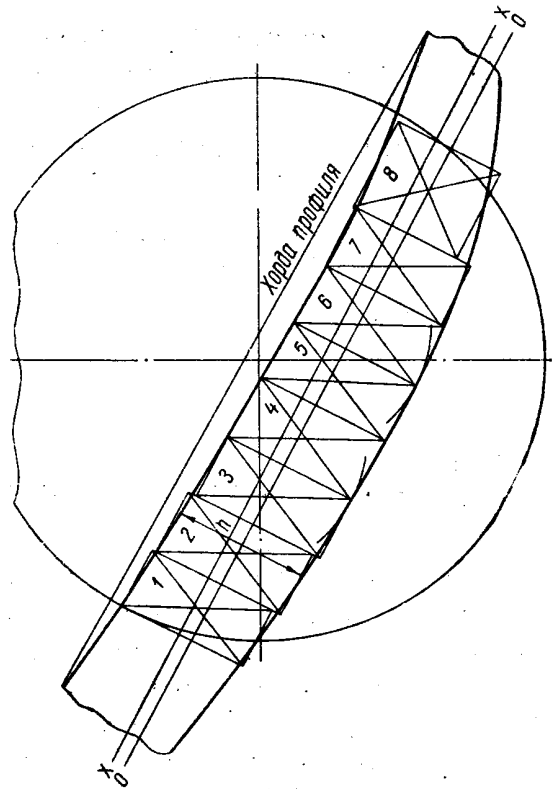


Рис. VIII.42. Схема цилиндрического сечения для определения момента инерции лопасти

где M_k — крутящий момент, равный максимальному гидравлическому моменту;

c_1 — коэффициент

$$c_1 = \frac{D}{1 + \frac{\pi D^4}{16F^2}} \left[1 + 0,15 \left(\frac{\pi D^4}{16F^2} - \frac{D}{2r} \right) \right]. \quad (\text{VIII.80})$$

Здесь D — диаметр большого вписанного круга;

r — радиус закругления контура в точке касания;

F — площадь сечения.

Приведенные напряжения равны

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

В косых сечениях у выходной кромки определяются только напряжения на изгиб от давления, действующего на отсеченную часть лопасти.

Удельное давление в кг/см^2 на единицу площади лопасти находится по максимальному значению осевого давления по формуле

$$\left. \begin{aligned} p = \frac{P_z}{F_n} &= \frac{4P_{zz}}{\pi(D_1^2 - D_p^2) \frac{l}{t}} = \frac{4z\pi(D_1^2 - D_p^2) \gamma H}{4z(D_1^2 - D_p^2) \frac{l}{t}}, \\ p &= \frac{\gamma H}{\frac{l}{t}} \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.81})$$

где $\frac{l}{t}$ — отношение осредненной длины лопасти к осредненному шагу лопасти.

Расчет косых сечений целесообразно производить в табличной форме. Описанный весьма приближенный метод расчета дает ориентировочную оценку прочности лишь некоторых сечений. Наиболее напряженные косые сечения надо определить подбором.

Экспериментальные исследования напряженного состояния модельной лопасти в лаборатории и действительных лопастей в эксплуатационных условиях на ГЭС показали, что наибольшие напряжения в лопасти возникают у ее корневого сечения возле фланца (см. рис. VIII.13) и в пере лопасти возле выходной кромки. При этом было установлено, что экспериментальные напряжения меньше расчетных, подсчитанных по методу косых сечений, на 20—35%. Уточнением расчета лопасти для отдельных машин занимался А. А. Васильев в Институте машиноведения [14].

В ЦКТИ проведены работы по уточнению методики расчета корневого сечения лопастей. Так как лопасть неплоская, то пространственная нагрузка на нее будет действовать в соответствии с рис. VIII.18.

Изгибающий момент в корневом сечении лопасти от гидродинамических нагрузок, действующих в вертикальной и горизонтальной плоскостях, будет равен:

$$\left. \begin{aligned} M_z^e &= P_0(x_u \cdot \partial - r_e); \\ M_z^e &= P_u(x_u - r_e). \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.82})$$

Изгибающий момент в корневом сечении от центробежной силы

$$M_{\text{корн}}^C = -\frac{\gamma}{g} \omega^2 \sum_{i=1}^n x_i \rho_i \cos \varphi_c V_i, \quad (\text{VIII.83})$$

где $V_i = a_i b_i h_i$ — элементарный объем пера лопасти.

Момент от центробежной силы относительно оси поворота у корневого сечения

$$M_{nos}^C = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \sum_{i=1}^n \rho_i \sin \varphi_i \cos \varphi_i V_i. \quad (\text{VIII.84})$$

Полный момент относительно оси поворота с учетом момента горизонтальных сил

$$M_z = M_z^p + M_{nos}^C, \quad (\text{VIII.85})$$

где M_z^p — момент гидродинамических сил.

Центробежные нагрузки пера лопасти в корневом сечении:

$$\left. \begin{aligned} C_x &= \frac{\gamma}{g} \omega^2 \sum_{i=1}^n X_i V_i; \\ C_y &= \frac{\gamma}{g} \omega^2 \sum_{i=1}^n \rho_i \sin \varphi_i V_i. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.86})$$

Следовательно, вертикальные и горизонтальные составляющие полного изгибающего момента в корневом сечении лопасти будут равны:

$$\left. \begin{aligned} M^e &= M_z^e - M_{корн}^C = P_{oc} (X_u \cdot \delta - r_{am}) - \frac{\gamma}{g} \omega^2 \sum_{i=1}^n X_i \rho_i \cos \varphi_i V_i; \\ M^e &= P_u (X_u - r_b). \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.87})$$

Напряжение в корневом сечении лопасти

$$\sigma_{\max} = \frac{M^e \cos \varphi_0 + M^e \sin \varphi_0}{W} + \frac{C_x}{F}, \quad (\text{VIII.88})$$

где φ_0 — угол наклона корневого сечения в закрытом положении лопасти;

F , W — площадь и момент сопротивления корневого сечения.

Максимальные касательные напряжения в корневом сечении определяются по формуле

$$\tau_{\max} = \frac{M_z}{W_{кр}} = \frac{M_z^p + M_{nos}^C}{W_{кр}}, \quad (\text{VIII.89})$$

где $W_{кр}$ — момент сопротивления при кручении.

Если корневое сечение представляется как трапеция со сторонами t_1 и t_2 и высотой d_ϕ (диаметр фланца), то $W_{кр}$ будет равен

$$W_{кр} = \frac{1}{t_2} \left[\frac{1}{12} \cdot \frac{d_\phi (t_2^4 - t_1^4)}{(t_2 - t_1)} - 0,105 (t_2^4 - t_1^4) \right]. \quad (\text{VIII.90})$$

Суммарное напряжение равно

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{\max}^2}. \quad (\text{VIII.91})$$

Для лопасти из стали 20Х13НЛ при нормальной работе допускается $\sigma_p = 1200 \text{ кг/см}^2$; при разгоне $\sigma_p = 1500 \text{ кг/см}^2$.

Разработан метод расчета лопасти, позволяющий оценивать распределение напряжений по перу. При этом расчете лопасть рассматривается как плоская пластина переменной толщины, изгибаемая распределенной нагрузкой от гидравлических или центробежных сил.

Этот расчет создан применительно к электронно-вычислительной машине «Стрела». Однако вследствие отсутствия данных о действительном распределении нагрузок на лопасть этот метод полностью не может быть использован.

О вибрации лопасти

Увеличение абсолютных размеров лопастей строящихся турбин и применение их на все более высокие напоры требует тщательного исследования вибрационных явлений в поворотнолопастных турбинах и выработки рекомендаций для повышения динамической прочности лопастей. Для разрешения указанных вопросов прежде всего необходимо уметь надежно определять собственную частоту колебаний лопасти, закрепленной во втулке рабочего колеса.

Расчет лопасти на вибрацию в строгой постановке не решен. А. М. Кочанов [36] разработал приближенную схему оценки частот свободных колебаний, в которой лопасть рассматривается как секториальная пластина постоянной толщины, защемленная по всему внутреннему контуру. Эта схема дает возможность оценить первые две частоты.

Для оценки одной первой частоты им предложена следующая формула:

$$f = k k_* \sqrt{\frac{E}{\gamma}} \cdot \frac{H}{(R_1 - r_{\text{вн}})^2 + (R_{\text{ср}} \beta)^2} \text{ ц}, \quad (\text{VIII.92})$$

где

k — коэффициент, определяемый по данным испытаний одной из лопастей;

E — модуль упругости в кГ/мм^2 ;

γ — удельный вес в кГ/мм^3 ;

H — средняя толщина пера лопасти в мм , т. е. объем пера лопасти, деленный на ее площадь в плане;

R_1 — наружный радиус лопасти в мм ;

$r_{\text{вн}}$ — внутренний радиус лопасти в мм ;

β — угол между осью поворота лопасти и выходной кромкой в рад ;

$$R_{\text{ср}} = \frac{1}{2} (R_1 + r_{\text{вн}}) \text{ — радиус среднего сечения;}$$

k_* — берется по специальному графику в зависимости от значения $\eta = \frac{h_2 - h_1}{\frac{1}{2} (h_2 + h_1)}$ (где h_2 —

толщина лопасти в точке на оси поворота на среднем радиусе $R_{\text{ср}}$; h_1 — толщина лопасти в средней точке выходной кромки, без заострения).

Подсчеты частот собственных колебаний и результаты их сопоставления с полученными опытным путем приводятся ниже.

На ЛМЗ проводили экспериментальные исследования лопастей гидротурбин с различными геометрическими параметрами и определяли частоту ее собственных колебаний [110]. Исследованию подвергались бронзовые модели лопастей шести типов колес, отличающихся толщинами сечения и размерами поверхности пера.

Схема крепления лопасти при испытании показана на рис. VIII.43. Лопасть 1 рабочего колеса $D_1 = 250 \text{ мм}$ закреплялась в специальной втулке 2, соединенной с массивным диском 3. К периферийному сечению пера лопасти против оси поворота с помощью ступицы 4 присоединялась тяга 5 от звуковой катушки электродинамического вибратора.

Переменный ток для питания вибратора подавался от звукового генератора. При постоянном изменении частоты генерируемого тока совместно менялась частота возмущающей силы, действующей на лопасть.

Вследствие того, что лопасть является сложной упругой системой с неограниченным числом степеней свободы, она имеет неограниченное число форм колебаний с разными собственными частотами. В зависимости от частоты возмущающей силы лопасть входила в резонансы, соответствующие все более высоким формам колебаний.

Первая форма колебаний, свойственная всем испытываемым лопастям, оказалась изгибной, с узлом колебаний около заделки. Вторая форма колебаний имела другой характер — они были изгибно-крутильные, с узлом поперек лопасти.

На рис. VIII.44 показано расположение узлов на поверхности лопасти при резонансных колебаниях: *а* — изгибные колебания (первая форма); *б* — изгибно-крутильные колебания (вторая форма).

Анализ результатов испытаний показывает, что небольшое утолщение лопасти (на 10%) не сказывается на величине ее собственной частоты. Это находится как будто в противоречии с теоретическим положением, что собственная частота пластины должна изменяться пропорционально толщине. По-видимому, это объясняется тем, что лопасть гидротурбин искривлена и ее жесткость в малой степени зависит от толщины профиля. Более существенные изменения толщин профиля у корня (на 40%) и на периферии (на 20%) заметно увеличивают собственную частоту колебаний. Частота первой формы колебаний возросла на 19% и второй формы на 17,5%.

Уменьшение длины лопасти путем подрезки выходной кромки существенно увеличивает ее жесткость. Частота собственных колебаний лопасти при укорочении ее длины на 8% возрастает на 25%; при укорочении

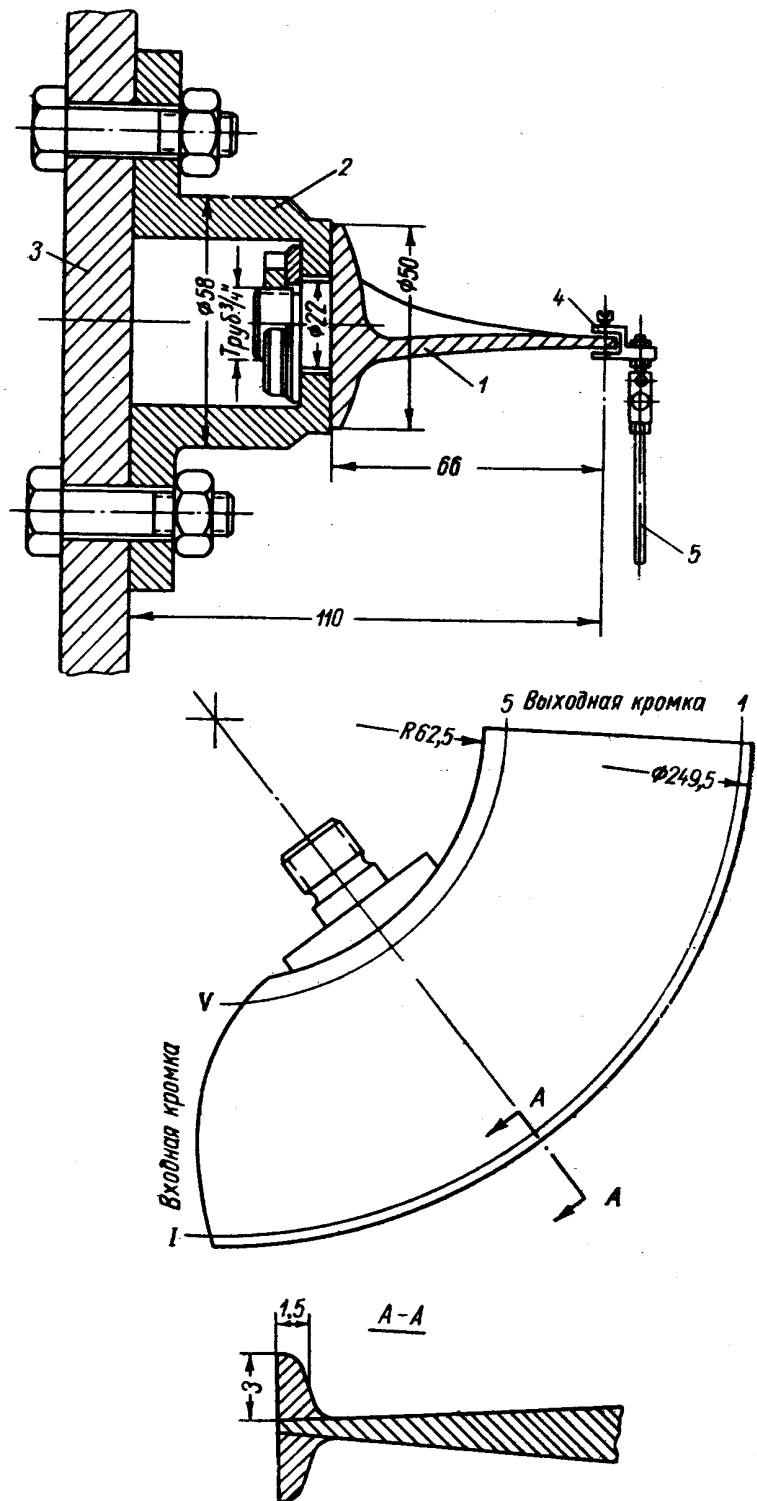


Рис. VIII.43. Схема крепления лопасти при вибрационных испытаниях

на 16% — возрастает на 41% и при укорочении длины лопасти на 20% частота возрастает на 76%.

Больше влияет на чистоту подрезка выходной кромки периферийного сечения, чем подрезка корневого сечения. При меньшем вылете выходной кромки (расстояние от оси поворота) частота собственных колебаний выше. Следовательно, лопасти тихоходных гидротурбин (высоконапорных) характеризуются большим вылетом выходной кромки и имеют сравнительно низкие величины собственных частот.

Было проверено влияние наличия буртика на периферии на ее жесткость. Для этого к одной из лопастей к нижней и верхней поверхностям был припаян буртик $13 \times 1,3$ мм на периферийном сечении (рис. VIII.43). Оказалось, что наличие припаянного буртика практически не отразилось на величине собственных частот колебаний лопасти. Видимо, такой буртик, кроме того, что он действительно несколько ужесточает лопасть, действует

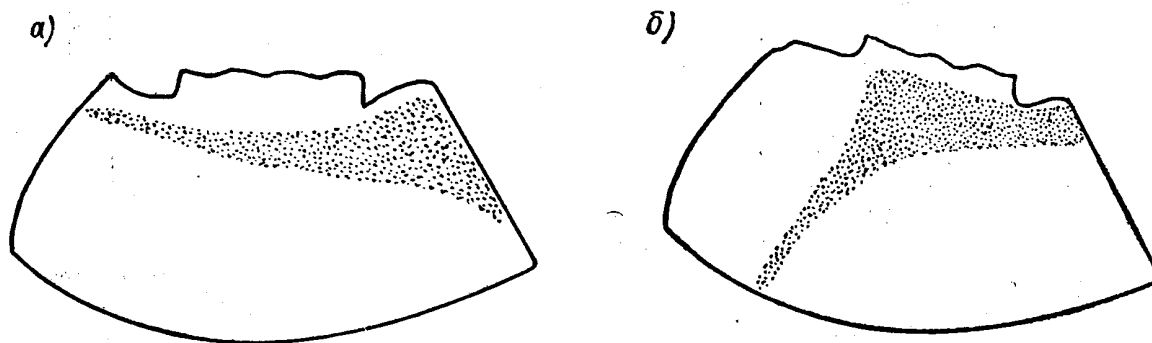


Рис. VIII.44. Характер углов при резонансных колебаниях лопасти

как сосредоточенная масса на периферии защемленной балки. Оба фактора, по-видимому, гасят действия друг друга.

Кривизна лопасти также оказывает влияние на частоту колебаний. При некотором увеличении кривизны входной кромки (в радиальном направлении) частота колебаний первой формы возросла на 42% и второй — на 36%.

Частоты собственных колебаний лопастей были подсчитаны по приближенной полуэмпирической формуле (VIII.92). При расчете значение коэффициента k в формуле было принято таким, чтобы расчетная частота колебаний исходной лопасти совпадала с экспериментальным ее значением.

Анализируя данные подсчетов и экспериментов, можно отметить, что они весьма удовлетворительно отражают влияние величины вылета выходной кромки лопасти на собственную частоту колебаний.

Влияние толщины лопасти учитывается недостаточно. По формуле частота лопасти должна быть практически прямо пропорциональна толщине, что было бы справедливо для пластины. По-видимому, здесь влияет искривление лопасти, которое совершенно не учитывается формулой.

В лаборатории ЛМЗ проводились исследования влияния воды на частоту колебаний моделей лопастей и пластин в специальной вибрационной установке. Установка для испытаний представляет собой трубопровод с испытательными камерами, где закреплялись исследуемые образцы. Испытательная камера имитировала часть цилиндрической камеры рабочего колеса турбины. Испытание образцов проводилось на воздухе, в неподвижной воде и в потоке, где изменялась скорость. Колебания образцов возбуждались вибратором через втулку, в которой закреплялась исследуемая лопасть. Частота возмущающей силы вибратора регулировалась звуковым генератором через усилитель.

Формы колебаний определялись с помощью песка при испытании в воздухе и пьезощупом — при испытании в воде. Пьезощуп представляет собой стержень, на одном конце которого укреплен кристалл сегетовой соли со свинцовым грузом, служащий инерционной массой. Стержень, соприкасаясь другим концом с колеблющейся поверхностью, передает колебания кристаллу, сигналы которого поступают на осциллограф. Испытания показали, что частота колебаний бронзовой лопасти рабочего колеса ПЛ495 ($D_1 = 460$ мм) в воде снижается на 40% для первой формы колебаний, на 30% — для второй и на 25% — для третьей при условии, что лопасть погружена в воду на глубину не менее чем на 20 мм. Если лопасть погружена на меньшую глубину, соответственно меньше и влияние воды на величину собственных частот. Уменьшение скорости потока до 8 м/сек, которое можно было получить на данной установке, практически не сказывается на частоте колебаний модельной лопасти. Образцы с большой жесткостью (большой толщиной, большой кривизной) в меньшей степени снижают частоту колебаний в воде, чем образцы с меньшей жесткостью.

Расчет болтов, крепящих фланец лопасти

Количество болтов на фланце лопасти, скрепляющих ее с цапфой, устанавливается в зависимости от размеров фланца, толщины корневого сечения и конструкции крепления цапфы. Рекомендуется принимать по

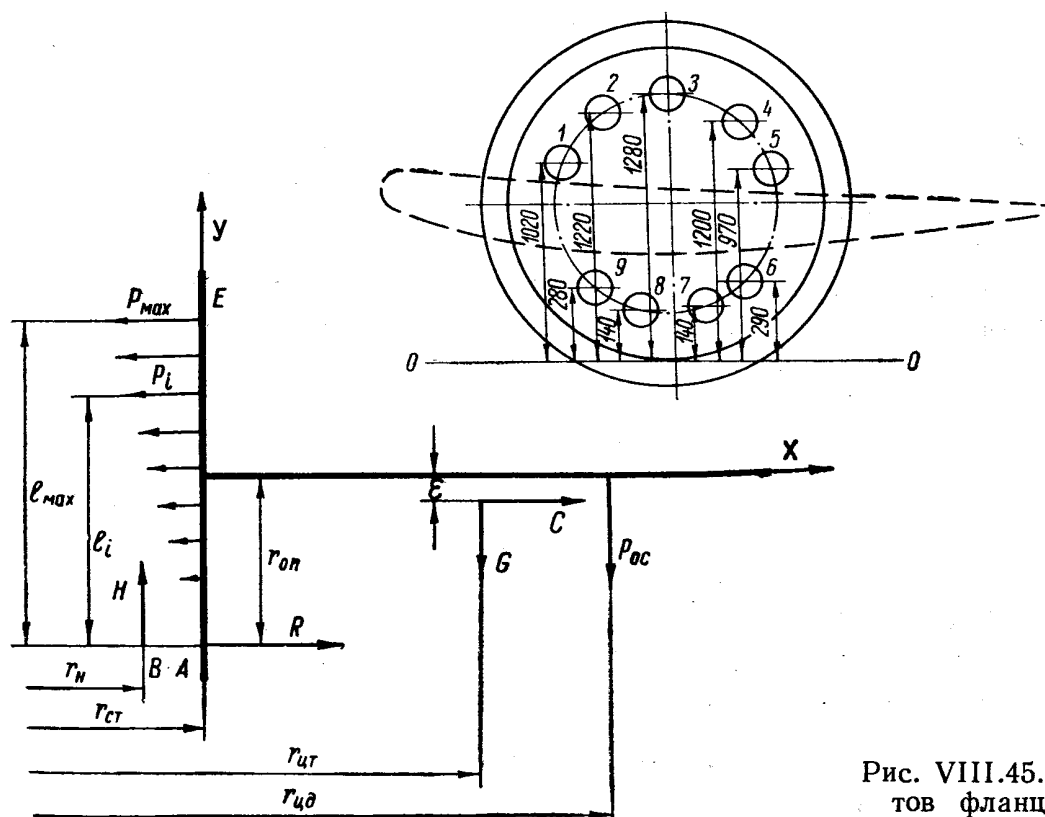


Рис. VIII.45. Схема болтов фланца лопасти

возможности меньшее число болтов при соответственно большем сечении каждого из них. Это обеспечивает больший момент сопротивления лопасти. Обычно перо лопасти смещено вниз по отношению к оси поворота. Поэтому в верхней части фланца располагается большее количество болтов.

Расчет нагрузок на болты обычно ведут приближенно, при этом фланцы считают жесткими и их деформации не учитывают, так как они будут малы по сравнению с деформациями болтов.

Учитывая начальный затяг болтов, Б. А. Беркман рассматривает три

возможных взаимных положения фланцев лопасти и цапфы лопасти под влиянием действующих на лопасти нагрузок:

- 1) раскрытия стыка между фланцами не происходит, и контакт сохраняется по всей опорной поверхности стыка;
- 2) раскрытие стыка происходит с сохранением контакта только в одной точке (рис. VIII.45);
- 3) раскрытие стыка происходит без сохранения контакта между опорными поверхностями фланцем.

В качестве основного рассматривается второе положение, а два других получаются из второго как его частные случаи.

На рис. VIII.45 показана схема действия сил на фланец и перо лопасти при сохранении контакта между фланцами лопасти и цапфы в точке A и при повороте фланца лопасти вокруг этой точки A на некоторый угол. Здесь обозначено:

P_{oc} — осевая сила, действующая на одну лопасть;

G — сила веса пера и фланца лопасти;

C — центробежная сила пера и фланца лопасти;

R — реакция опоры, возникающая в точке A ;

H — реакция опоры, возникающая на специальном буртике, предназначенном для центровки лопасти;

P_i — сила, действующая на фланец лопасти со стороны i -го болта;

$r_{ц.д}$ — радиус расположения центра давления лопасти;

$r_{ц.т}$ — радиус расположения центра тяжести лопасти;

$r_{ст}$ — радиус расположения стыка;

r_n — средний радиус опорной поверхности специального буртика, возмущающего нагрузку H ;

$r_{он}$ — наружный радиус поверхности фланца лопасти;

ε — расстояние от центра тяжести лопасти и фланца до оси, проходящей через центр фланца;

l_i — расстояние от точки A до i -го болта;

l_{max} — расстояние от точки A до наиболее удаленного болта.

Сумма моментов всех сил относительно точки B и сумма проекций всех сил на горизонтальную ось x будет равна:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n P_i l_i - M &= 0; \\ \sum_{i=1}^n P_i + C - R &= 0; \end{aligned} \right\} \quad \text{(VIII.93)}$$

где n — число болтов;

$$M = P_{oc} (r_{ц.д} - r_n) + G (r_{ц.т} - r_n) - C (r_{он} - \varepsilon).$$

Сила, действующая на i -й болт, может быть представлена в виде

$$P_i = P_{i0} + P'_i, \quad \text{(VIII.94)}$$

где P_{i0} — сила начального затяга;

P'_i — дополнительная сила, возникающая в болте в результате действия внешней нагрузки.

Считая, что все болты затянуты одинаково силой начального затяга P_0 , и подставляя значение P_i в уравнение VIII.93, находим:

$$\left. \begin{aligned} P_0 \sum_{i=1}^n l_i + \sum_{i=1}^n P'_i l_i &= M; \\ -nP_0 - \sum_{i=1}^n P'_i + C + R &= 0. \end{aligned} \right\} \quad \text{(VIII.95)}$$

Полученных два уравнения содержат $(n + 1)$ неизвестных P'_i и R . Таким образом, задача является $(n - 1)$ раз статически неопределимой. Для решения ее необходимо добавить к уравнениям $(n - 1)$ уравнение совместности деформаций.

Эти уравнения получены из условия абсолютной жесткости фланцев и имеют следующий вид:

$$P'_i = \frac{P'_{\max}}{l_{\max}} l_i, \quad (\text{VIII.96})$$

где $i = 1, 2, 3, \dots, (n-1)$.

Учитывая, что

$$\frac{\sum_{i=1}^n l_i}{n} = l_{ц.м}, \quad (\text{VIII.97})$$

где $l_{ц.м}$ — центр тяжести сечения всех болтов будем иметь

$$\frac{P'_{\max}}{l_{\max}} \sum_{i=1}^n l_i^2 = M - nP_0 l_{ц.м}; \quad (\text{VIII.98})$$

$$R = nP_0 + \frac{P'_{\max}}{l_{\max}} n l_{ц.м} - C. \quad (\text{VIII.99})$$

Анализируя правую часть формулы (VIII.98), можно видеть, что в зависимости от величины действующей нагрузки и степени начального затяга болтов она может быть и положительной и отрицательной. Отрицательному значению правой части соответствует поворот фланца вокруг точки A против часовой стрелки. Однако, конструктивно это невозможно, поэтому дополнительная сила в наиболее нагруженном болте определяется из формулы

$$P'_{\max} = \begin{cases} \frac{M - nP_0 l_{ц.м}}{\sum_{i=1}^n l_i^2} l_{\max} & \text{при } M > nP_0 l_{ц.м}; \\ 0 & \text{при } M < nP_0 l_{ц.м}. \end{cases} \quad (\text{VIII.100})$$

Зная P'_{\max} , по формуле (VIII.96) можно определить все остальные неизвестные силы. Представляет интерес случай, когда фланец может повернуться относительно крайней верхней точки. Это может быть при обратном гидравлическом ударе, когда осевая сила направлена снизу вверх, или при больших смещениях центра тяжести лопасти относительно оси ее поворота.

Значение момента будет равно

$$M^* = -P_{ос} (r_{ц.д} - r_n) - G (r_{ц.м} - r_n) + C (r_{он} - \varepsilon).$$

Остальные формулы остаются теми же, только вместо l_i надо подставлять расстояние i -го болта от точки E .

В формуле (VIII.99) в зависимости от величины силы начального затяга и от величины действующей внешней нагрузки реакция может иметь и положительное, и отрицательное значение. Случай отрицательного значения означает, что реакция R направлена в сторону, противоположную той, которая указана на рис. VIII.45.

При $R < 0$ имеет место нарушение контакта между фланцами в точке A , так как фланцы отрываются друг от друга. При этом вся нагрузка на перо

и на фланец лопасти воспринимается целиком болтами и их расчет производится как расчет балки, имеющей составное сечение, состоящее из сечений всех болтов. Наибольшее напряжение имеет место в наиболее удаленном от нейтральной оси болте и определяется по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{M_y (l_{\max} - l_{u.m})}{J_y} + \frac{C}{nf}, \quad (\text{VIII.101})$$

где M_y — изгибающий момент относительно нейтральной оси при чистом изгибе;

J_y — момент инерции сечения всех болтов относительно той же нейтральной оси;

f — площадь поперечного сечения одного болта.

Учитывая, что нейтральная ось при чистом изгибе проходит через центр тяжести составного сечения, а положение центра тяжести всех болтов определяется по формуле (VIII.97), будем иметь для M_y и J_y выражения:

$$M_y = P_{oc} (r_{u.d} - r_n) + G (r_{u.m} - r_n) - C (l_{u.m} - r_{cp} - \varepsilon); \quad (\text{VIII.102})$$

$$J_y = f \left(\sum_{i=1}^n l_i^2 - n l_{u.m}^2 \right). \quad (\text{VIII.103})$$

Таким образом, в зависимости от величины нагрузки и степени затяга, могут иметь место следующие случаи:

$$1. M < nP_0 l_{u.m}; M^* < nP_0 l_{u.m}.$$

В этом случае при работе турбины раскрытия стыка не происходит и усилие в болте остается все время постоянным и равным силе начального затяга

$$2. M > nP_0 l_{u.m}; M > M^*.$$

В этом случае имеет место раскрытие стыка при работе турбины, а усилие в наиболее удаленном от крайней нижней точки A болта определяется по формуле

$$P_{\max} = P_0 + P'_{\max},$$

где P'_{\max} — определяется по формуле (VIII.100)

$$3. M^* > nP_0 l_{u.m}; M^* > M.$$

В этом случае имеет место раскрытие стыка путем поворота фланца вокруг крайней верхней точки ε . Усилие в наиболее нагруженном болте определяется также, как и в случае 2, с той лишь разницей, что вместо l_i надо использовать l_i^* , а вместо M использовать M^* .

4. Перечисленных три варианта могут иметь место только в том случае, если величина реакции R , определяемая по формуле (VIII.99), больше нуля

$$R = nP_0 - \frac{P'_{\max}}{l_{1\max}} n l_{u.m} - C > 0.$$

Если окажется, что $R < 0$, то имеет место четвертый случай, когда фланцы отрываются друг от друга и контакт между ними в точке A нарушается. В этом случае наибольшее напряжение имеет место в наиболее удаленном от нейтральной линии болта. Оно определяется по формуле (VIII.101)

$$\sigma_{\max} = \frac{M_y (l_{\max} - l_{u.m})}{J_y} + \frac{C}{nf}.$$

Конкретный расчет болтов для нормальных и разгонных оборотов показывает, что при соединении фланцев следует производить затяг болтов, который имеет особенно большой положительный эффект при переменных нагрузках на лопасть. Ниже приводится пример расчета болтов фланца лопасти.

Пример.

Исходные данные для расчета: $P_{oc} = 271 \text{ T}$; $G = 18,45 \text{ T}$; $C = 338 \text{ T}$ при нормальной работе турбины; $C = 1420 \text{ T}$ при разгонных оборотах турбины; $r_{ц.д} = 338 \text{ см}$; $r_{ц.м} = 309 \text{ см}$; $r_{ст} = 198 \text{ см}$; $r_{оп} = 70 \text{ см}$; $\varepsilon = 0,96 \text{ см}$.

Для выявления влияния степени начального затяга болтов приводится расчет при разных начальных затягах:

1. Начальный затяг отсутствует, т. е. $P_0 = 0$.

На основании рис. VIII.45, характеризующего взаимное расположение болтов, составим вспомогательную таблицу VIII.2.

На основании формулы (VIII.97) находим

Таблица VIII.2

Размеры для определения
расположения болтов

$$l_{ц.м} = \frac{\sum_{i=1}^n l_i}{n} = \frac{654}{9} = 72,7 \text{ см.}$$

Определим момент M при нормальных оборотах

$$M = 271 (338 - 198) + 18,45 (309 - 198) + 338 (70 - 1) = 63\,350 \text{ T} \cdot \text{см};$$

при разгонных оборотах

$$M = 271 (338 - 198) + 18,45 (309 - 198) + 1420 (70 - 1) = 138\,050 \text{ T} \cdot \text{см.}$$

В соответствии с формулой (VIII.100) находим:
при нормальных оборотах

$$P'_{\max} = \frac{63\,350 \cdot 10^3 \cdot 128}{67\,500} = 120\,000 \text{ кг};$$

при разгонных оборотах

$$P'_{\max} = \frac{138\,000 \cdot 10^3 \cdot 128}{67\,500} = 262\,000 \text{ кг.}$$

Номер болта	l_i в см	l_i^2 в см ²
1	102	10 404
2	122	14 884
3	128	16 400
4	120	14 400
5	97	9 409
6	29	841
7	14	196
8	14	196
9	28	784
Σ	654	67 514

Величина реакции R определяется по формуле (VIII.99):
при нормальных оборотах

$$R = \frac{120\,000}{128} \cdot 9 \cdot 72,7 - 338\,000 = 275\,000 \text{ кг} > 0;$$

при разгонных оборотах

$$R = \frac{262\,000}{128} \cdot 9 \cdot 72,7 - 1\,420\,000 = -80\,000 \text{ кг} < 0.$$

Следовательно, при нормальных оборотах имеет место случай 2. Напряжение в наиболее нагруженном болте равно

$$\sigma_{\max} = \frac{P'_{\max}}{f} = \frac{120\,000}{188} = 638 \text{ кг/см}^2.$$

При разгонных оборотах имеет место случай 4. Напряжение в наиболее нагруженном болте надо искать по формуле (VIII.101). Для этого определим вначале значения M_y и J_y :

$$M_y = 271 (338 - 198) + 18,45 (309 - 198) - 1420 (72,7 - 70,1) = 34\,800 \text{ T} \cdot \text{см.}$$

$$J_y = 188 (67\,500 - 9 \cdot 72,7^2) = 37,2 \cdot 10^5 \text{ см}^4.$$

Наибольшее напряжение равно

$$\sigma_{\max} = \frac{34\,800 \cdot 10^3 (128 - 72,7)}{37,2 \cdot 10^5} + \frac{1420 \cdot 10^3}{9 \cdot 188} = 1357 \text{ кг/см}^2,$$

2. При затяжке болтов, обеспечивающем в них напряжения затяга $\sigma_0 = 200 \text{ кг/см}^2$, сила затяга будет равна $P_0 = \sigma_0 f = 37\,600 \text{ кг}$,

$$nP_0 l_{ц. м} = 9 \cdot 37\,600 \cdot 72,7 = 24,6 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

По формуле (VIII.100) определяем P'_{\max} :
при нормальной работе

$$P'_{\max} = \frac{(63,3 - 24,6) 10^6 \cdot 128}{67\,500} = 73\,300 \text{ кг};$$

при разгонных оборотах

$$P'_{\max} = \frac{(138 - 24,6) 10^6 \cdot 128}{67\,500} = 215\,000 \text{ кг}.$$

Величина реакции R равна:
при нормальной работе

$$R = 9 \cdot 37\,600 + \frac{73\,300}{128} \cdot 9 \cdot 72,7 - 338\,000 = 374\,000 \text{ кг} > 0.$$

при разгонных оборотах

$$R = 9 \cdot 37\,600 + \frac{215\,000}{128} \cdot 9 \cdot 72,7 - 1\,420\,000 = 13\,000 \text{ кг} > 0.$$

Таким образом, уже при затяжке $\sigma_0 = 200 \text{ кг/см}^2$ в отличие от случая, когда применяются болты без затяга, отрыва фланцев лопасти и цапфы не происходит.

Напряжение в наиболее нагруженном болте:
при нормальных оборотах

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{P'_{\max}}{f} = 200 + \frac{73\,300}{188} = 590 \text{ кг/см}^2;$$

при разгонных оборотах

$$\sigma_{\max} = 200 + \frac{215\,000}{188} = 1340 \text{ кг/см}^2.$$

3. Произведем расчет при $\sigma_0 = 800 \text{ кг/см}^2$.

В этом случае сила затяга равна $P_0 = \sigma_0 f = 150\,000 \text{ кг}$.

По формуле (VIII.100) определяем P'_{\max} :

при нормальных оборотах $P'_{\max} = 0$, так как $M < nP_0 l_{ц. м}$;

при разгонных оборотах

$$P'_{\max} = \frac{(138 - 98) 10^6 \cdot 128}{67\,500} = 75\,800 \text{ кг}.$$

Нетрудно убедиться, что условие $R > 0$ выполняется при обоих расчетных режимах. Поэтому напряжения в наиболее нагруженном болте равны:

при нормальных оборотах

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 = 800 \text{ кг/см}^2;$$

при разгонных оборотах

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{P'_{\max}}{f} = 800 + \frac{75\,800}{188} = 1200 \text{ кг/см}^2;$$

4. Определим, какой начальный затяг необходимо обеспечить для того, чтобы раскрытия стыка не происходило при наиболее опасном режиме работы турбины — при разгонных оборотах. Из формулы (VIII.100) следует, что для этого необходимо обеспечить такой затяг, чтобы выполнялось неравенство

$$P_0 > \frac{M}{nl_{ц. м}}.$$

Подставляя в эту формулу значение M при разгонных оборотах турбины, получим

$$P_0 > \frac{138 \cdot 10^6}{9 \cdot 72,7} = 211\,000 \text{ кг}.$$

Такой силе соответствует начальное напряжение затыга

$$\sigma_0 = \frac{P_0}{f} = \frac{211\,000}{188} = 1120 \text{ кг/см}^2.$$

При таком затыге напряжения в болтах при действии нагрузки на лопасть не возрастают, а остаются равными σ_0 .

Результаты расчета при различных значениях начального затыга для удобства сопоставления и анализа сведем в табл. VIII.3.

В таблице помимо вычисленных выше значений σ_{\max} при нормальных и при разгонных оборотах турбины приведены характеристики цикличности нагрузки болтов r_n и r_p соответственно при нормальных и разгонных оборотах. Эти характеристики цикличности представляют собой отношение минимального напряжения цикла

к максимальному напряжению $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$.

Очевидно, что в случае, когда нагрузка на лопасть меняется от нуля (остановка турбины) для максимума (нормальная работа и разгон) характеристика цикличности нагрузки болтов равна $r = \frac{\sigma_0}{\sigma_{\max}}$.

Из теории прочности при переменных нагрузках известно, что чем меньше характеристика цикличности r , тем меньше предел прочности стали. При $r = 1$ предел прочности стали имеет наибольшее значение и равен пределу прочности при статических нагрузках.

Из таблицы видно, что по мере увеличения начального затыга болтов максимальные напряжения в болтах уменьшаются. Это уменьшение напряжений получается не очень существенным (наибольшее уменьшение не превышает 18%). Однако из той же таблицы видно, что характеристика цикличности нагрузки болтов при увеличении затыга сильно возрастает, а при затыге $\sigma_0 = 1120 \text{ кг/см}^2$ она достигает значения, равного единице.

Поэтому в случае, если нагрузка на лопасть может считаться постоянной, начальный затыг болтов полезен, но его эффект не очень велик (снижение напряжений до 18%). Если же нагрузка переменная, то начальный затыг болтов оказывается весьма полезным. Однако при решении вопроса о целесообразности применения начального затыга следует учитывать степень переменности нагрузки, а также возможное число перемен нагрузки.

6. КОРПУС ВТУЛКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Конструкция корпуса втулки рабочего колеса представляет собой деталь сложной конфигурации больших габаритов и веса.

Она является наиболее крупной цельнолитой деталью всей турбины. Изготавливается она обычно из углеродистой стали и представляет массивную толстостенную отливку цилиндрической формы, полулю внутри. Сверху размещается днище корпуса с приливом для внутренних цапф. В корпусе в приливе имеются гнезда — отверстия для крепления цапф лопасти рабочего колеса. Количество отверстий зависит от числа лопастей. Для турбин небольших и средних размеров корпус втулки рабочего колеса отливается вместе с цилиндром сервомотора. Для крупных турбин цилиндр выполняется отъемным от корпуса. На рис. VIII.46 показаны

Т а б л и ц а VIII.3

Напряжение при различных затыгах

σ_0	Нормальные обороты		Разгонные обороты	
	σ_{\max}	r_n	σ_{\max}	r_p
0	638	0	1360	0
200	590	0,34	1340	0,15
800	800	1	1200	0,667
1120	1120	1	1120	1

два варианта конструкции корпуса втулки рабочего колеса: *a* — отлитым за одно целое с цилиндром сервомотора; *б* — с отъемным цилиндром.

Выбор конструкции зависит от габаритов корпуса (d_8 и L), определяющих транспортабельность деталей.

Расчленение деталей упрощает отливку, но приводит к дополнительному соединению цилиндра с корпусом, которое требует болтового крепления и дополнительной обработки сопрягаемых поверхностей. Поэтому в целом составной вариант получается более дорогим. Во всех случаях, когда это возможно по условиям отливки и транспортировки, следует объединять в единую конструкцию корпус втулки рабочего колеса и цилиндр сервомотора.

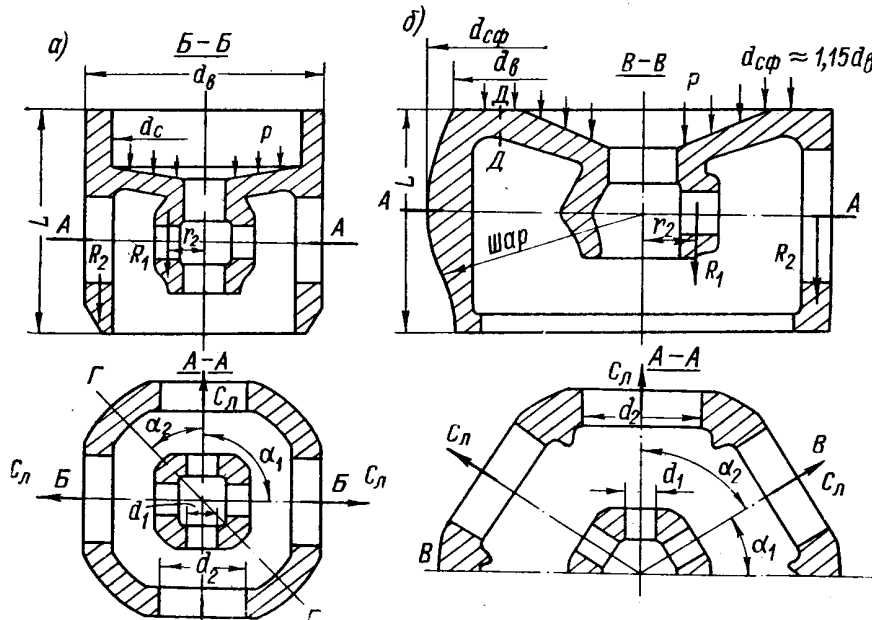


Рис. VIII.46. Корпус втулки рабочего колеса: *a* — с неотъемным цилиндром сервомотора; *б* — с отъемным цилиндром

Для рабочего колеса $D_1 = 9,3$ м время механической обработки варианта *a* по сравнению с вариантом *б* снижается на 250—300 ч, из них 100—120 ч на крупных расточных станках, которые обычно бывают наиболее загруженными.

Наружное очертание корпуса зависит от конфигурации применяемой втулки рабочего колеса, которая может быть цилиндрической и сферической в месте расположения цапф лопастей. При сферической втулке лучше осуществляется сопряжение корпуса с торцевой частью пера лопасти, т. е. можно добиться зазора между ними, не превышающего 2—5 мм, который будет постоянным при разных углах установки лопастей. При цилиндрической втулке зазор между торцевым сечением лопасти и корпусом приходится задавать в наиболее открытом положении лопастей. При последующем их закрытии торцевой зазор значительно увеличивается, достигая максимума при закрытии лопастей.

Вследствие больших зазоров (несколько десятков миллиметров) при средних положениях лопастей значительно увеличиваются протечки воды, что приводит к снижению к. п. д.

Следовательно, к. п. д. колеса с цилиндрической втулкой меньше, чем с шаровой. Но из-за наличия сферы у корпуса в зоне расположения лопастей и уменьшения поэтому сечения при одинаковых диаметрах d_8 кавитационные свойства колеса с шаровой втулкой несколько хуже, чем с цилиндрической. Кавитационный коэффициент σ сферической втулки больше на 0,03—0,06.

Преимуществом шаровой втулки является относительное увеличение диаметра в сечении $A-A$ (рис. VIII.47), что облегчает размещение в нем механизма поворота лопастей, а также съемного уплотнения.

Корпус рабочего колеса представляет собой сложную отливку, поэтому при конструировании необходимо обращать большое внимание на плавность переходов и равномерность толщин (без особого скопления металла, которое может получиться между отверстиями на периферии).

Во избежание скопления металла в поверхности корпуса предусматриваются углубления — карманы, которые закрывают затем приваренными листами, чтобы не нарушать обтекаемости корпуса. Карманы могут быть использованы и для уравнивающих грузов.

Возможны и другие конструкции корпуса втулки рабочего колеса в зависимости от конструкции и компоновки механизма поворота.

Так на рис. II.23 корпус рабочего колеса имеет внутренний прилив для цапф, соединений с нижним днищем корпуса. На рис. II.25 показано рабочее колесо, имеющее сервомотор для поворота лопастей снизу.

Нагрузки на корпус

Корпус имеет сложную форму, на него действует сложная система сил (рис. VIII.47). На корпус действует нагрузка от осевого давления воды Q и давления масла в цилиндре сервомотора p . Эти нагрузки приложены в верхней части корпуса и нагружают его днище и перемычки боковой поверхности. Усилие от реакции цапфы воспринимаются этими же перемычками, боковыми поверхностями и внутренним приливом. Кроме того, корпус находится под воздействием центробежных сил, которые приложены к заплочкам наружных отверстий корпуса. Следовательно, эти силы также нагружают перемычки между отверстиями наружной поверхности корпуса. Корпус другой конструкции, например с дифференциальным поршнем, когда полость втулки заполнена маслом под давлением, будут воспринимать дополнительную нагрузку от давления масла.

Экспериментальные исследования корпусов втулок рабочих колес разных конструкций на упругих тензометрических моделях [79], неолейкоритовых и из оргстекла, выполнявшихся по чертежам натуральных деталей, дали картину напряжений в следующих элементах конструкции втулки: в перемычке между окнами корпуса (сечение $A-A$ и перпендикулярное к нему, рис. VIII.47), на контуре окна корпуса с наружной и внутренней сторон в днище корпуса втулки, в сечении центрального отверстия под шток поршня и в цилиндре сервомотора, отлитом вместе

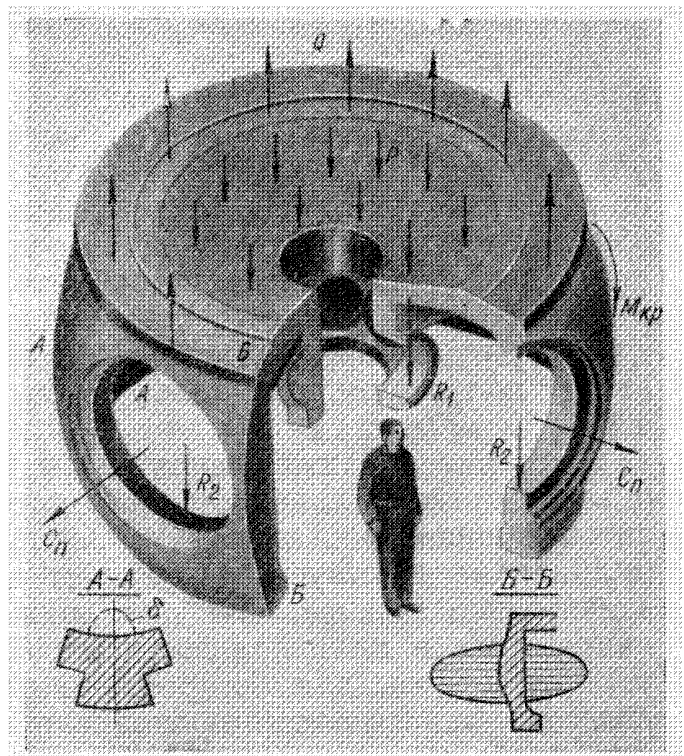


Рис. VIII.47. Схема сил, действующих на корпус рабочего колеса: Q — нагрузка от осевого давления и усилия сервомотора; p — давление масла в сервомоторе; R_1 , R_2 — нагрузки от цапфы лопасти; C_n — центробежная сила; $M_{кр}$ — крутящий момент

с корпусом. Было установлено, что у перемычки между окнами при осевой и поршневой нагрузках создается внецентренное растяжение и при радиальной нагрузке перемычка работает главным образом на изгиб. Наиболее напряженным является средний по высоте участок.

При разгонных оборотах турбины наибольшие суммарные напряжения по узкому сечению перемычки достигают в разных конструкциях величины 800—1300 кг/см^2 . При нормальных оборотах напряжение ниже в 3—4 раза. В максимальных суммарных напряжениях основной составляющей является напряжение от радиальной нагрузки рабочего колеса.

На рис. VIII.47 в сечении $B—B$ показана характерная эпюра напряжения в продольном сечении перемычки между окнами. Внутреннее ребро перемычки δ (сечение $A—A$) выравнивает наибольшие напряжения на наружной и внутренней поверхностях перемычки за счет снижения наибольших растягивающих напряжений и увеличения напряжений сжатия.

Наибольшие напряжения на контуре окна корпуса при нормальных оборотах возникают в точках, лежащих на горизонтальном диаметре контура, их величина составляет 400—700 кг/см^2 . Меньшие значения напряжений имеют место с наружной стороны корпуса, большие — с внутренней стороны.

При разгонных оборотах, когда возрастают радиальные силы, значительно возрастают напряжения в нижних точках контура отверстия, достигая величины 1000—1300 кг/см^2 . Для уменьшения напряжений в нижней части контура целесообразно предусматривать усиление нижнего пояса корпуса с внутренней стороны (рис. VIII.47 сечение $B—B$).

Напряжения в днищах корпусов втулок относительно меньше, чем в перемычках, и их распределение близко к распределению, получаемому в кольцевой пластине, жестко заделанной по внутреннему контуру и упруго заземленной по наружному. Большие напряжения получаются при ходе поршня вверх. Величина максимальных напряжений 600—850 кг/см^2 , ребра с нижней стороны днища существенно разгружают днище, поэтому их надо предусматривать в конструкции. Напряжения в зоне центрального отверстия под шток поршня невелики и не превышают при разгонных оборотах 300 кг/см^2 . Напряжение в нижней части втулки по контуру, к которому примыкает обтекатель, достигает величины 400—700 кг/см^2 .

Замерялись также напряжения в корпусах втулок рабочих колес, объединенных с цилиндром сервомотора. Напряжение в цилиндрах зависит от направления движения поршня. При движении вверх, когда на цилиндр не действует нагрузка от давления масла, напряжение в нем значительно меньше, чем при движении поршня вниз. Максимальное напряжение в цилиндре достигает 500—800 кг/см^2 . Были исследованы корпуса втулок для бескрестовинных вариантов механизма поворота, когда привод от поршня проходит прямо к рычагам лопастей через отверстие в днище.

Замерялись деформации днища, т. е. перемещения точек отверстий в днище под стаканы привода от действия разных нагрузок. Исследовались корпуса, объединенные с цилиндром сервомотора и без него. Было установлено, при осевой нагрузке перемещение отверстий в днище практически одинаковы, но при радиальной нагрузке, когда действуют центробежные силы, перемещение в корпусе, объединенном с цилиндром, значительно меньше, чем в корпусе без него. Перемещение в цилиндрах возрастает и с ростом числа оборотов. Наибольшие суммарные перемещения имеют место при разгонном режиме и движении вверх.

Такие исследования позволяют установить жесткость днища корпуса рабочего колеса и дают уверенность в том, что при выбранных конструк-

циях привода и зазорах будет обеспечиваться отсутствие защемления между днищем корпуса и подвижным стаканом поршня сервомотора. Обычно эти зазоры выбирают небольшими, чтобы не было излишней протечки масла из цилиндра сервомотора в полость втулки. Если возникает опасность защемления стакана серьги, надо либо увеличивать зазор, либо увеличивать жесткость корпуса за счет, например, толщины цилиндра. При монолитном соединении толстостенного цилиндра сервомотора с корпусом значительно возрастает его жесткость и уменьшаются упругие деформации днища.

Описанные исследования моделей корпусов втулок рабочих колес, проведенные в связи с проектированием действительных турбин, позволили определить наиболее напряженный элемент конструкции — перемычку между окнами — и уточнить характер напряженного состояния других элементов корпуса и выбрать его правильную конструкцию.

Приближенный расчет корпуса

Учитывая экспериментальные данные, В. М. Малышев и Г. И. Кочнев (ЛМЗ) предложили метод расчета наиболее напряженного элемента корпуса — перемычки между окнами (сечение А—А, рис. VIII.47) от действия следующих сил:

- 1) давления масла в цилиндре сервомотора;
- 2) осевой силы от усилия сервомотора;
- 3) осевой силы от давления воды на лопасти;
- 4) центробежных сил.

Расчетная схема показана на рис. VIII.48. В указанный метод нами внесены уточнения, учитывающие действия поперечных сил и переменность сечения перемычки.

Формулы для определения напряжений в сечении перемычки приводятся для разных сил.

Давление масла в цилиндре сервомотора. Перемычка корпуса между окнами рассматривается как балка постоянного сечения, сопряженная с кольцом — пластиной (внизу) и цилиндром (вверху). Момент, изгибающий пластину M , равен сумме моментов, изгибающих цилиндр M_x и перемычку M_n .

Если предположить, что пластина заделана по внутреннему и внешнему контурам, причем внутренний край может перемещаться, не поворачиваясь, то изгибающий момент можно считать приближенно равным моменту в заделке на радиусе R .

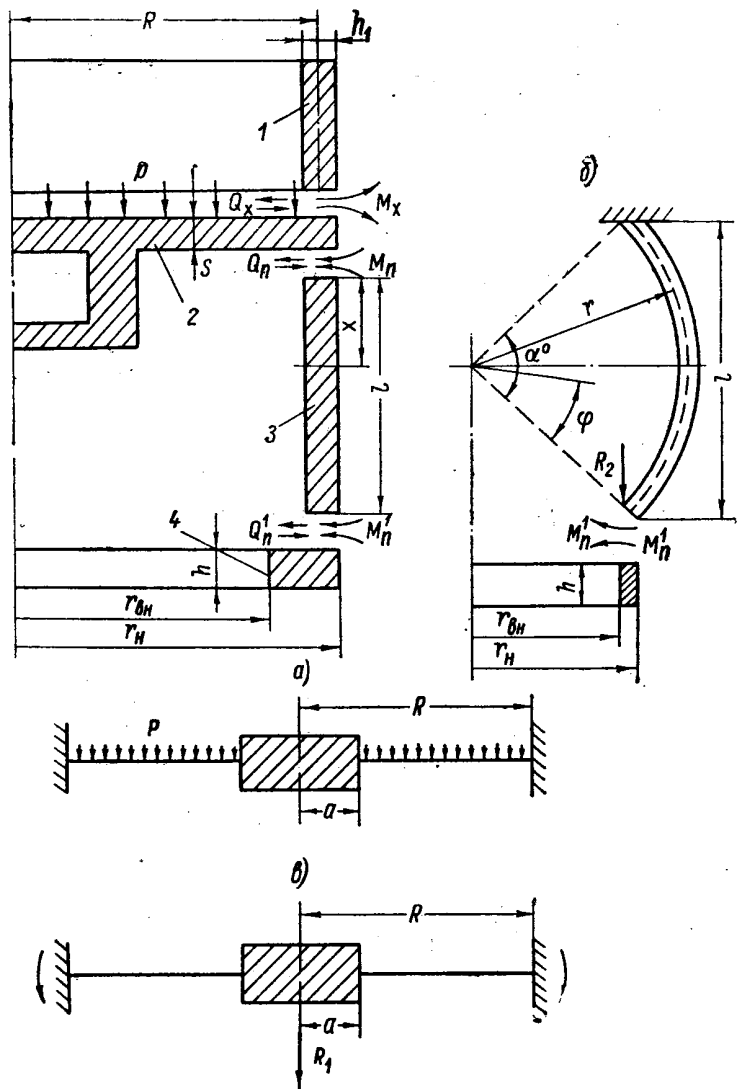


Рис. VIII.48. Схема для расчета корпуса:

1 — стенка цилиндра; 2 — дно цилиндра; 3 — перемычка между окнами; 4 — нижнее кольцо

Изгибающий момент может быть определен по формуле напряжения на внешнем контуре такой пластины, приведенной Н. И. Пригоровским [80],

$$\sigma_R = \frac{3p}{4s^2} \left[(R^2 - 3a^2) + \frac{4a^4}{R^2 - a^2} \ln \frac{R}{a} \right],$$

но так как

$$\sigma = \frac{6M}{s^2},$$

изгибающий момент будет равен

$$M = \frac{p}{8} \left[(R^2 - 3a^2) + \frac{4a^4}{R^2 - a^2} \ln \frac{R}{a} \right], \quad (\text{VIII.104})$$

где p — давление масла в цилиндре;

R — радиус срединной поверхности цилиндра;

a — радиус внутренней заделки днища.

С другой стороны,

$$M = M_x + \frac{M_n z}{2\pi R}, \quad (\text{VIII.105})$$

где z — число лопастей

Значение M_x определяется через M_n из равенства углов поворота перемычки θ_1 и цилиндра θ_2 ($\theta_1 = \theta_2$)

$$\theta_1 = \theta_1' + \theta_1'',$$

где θ_1 — суммарный угол поворота верхнего конца перемычки;

θ_1' — угол поворота перемычки;

θ_1'' — угол поворота нижнего кольца.

Значение угла θ_1' равно

$$\theta_1' = \frac{M_n A - Q_n B}{E},$$

где l — длина перемычки; принимается равной диаметру наружных окон корпуса (рис. VIII.46, б);

J_x — момент инерции произвольного сечения перемычки;

$$A = \int_0^l \frac{dx}{J(x)}; \quad B = \int_0^l \frac{x dx}{J(x)}.$$

Значение θ_1'' равно

$$\theta_1'' = \frac{6 \frac{z}{\pi} \left[M_n - Q_n \left(l + \frac{h}{2} \right) \right]}{E h^3 \ln \frac{r_n}{r_{вн}}},$$

где h — высота кольца;

r_n — наружный радиус кольца;

$r_{вн}$ — внутренний радиус кольца.

Угол поворота торца цилиндра будет равен

$$\theta_2 = \frac{M_x}{2\beta D_u}; \quad \beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{R^2 h_1^2}},$$

где μ — коэффициент Пуассона;

h_1 — толщина стенки цилиндра;

D_u — жесткость цилиндра.

$$D_u = \frac{E h_1^3}{12(1-\mu^2)}.$$

Связь между моментом M_n и усилием Q_n можно определить из условия, что радиальные перемещения в точке сопряжения перемычки с пластиной равны нулю. Соответствующее уравнение имеет вид

$$\frac{Q_n z (r_H + r_{вн})}{4\pi E h (r_H - r_{вн})} - \frac{6 \frac{z}{\pi} \left[M_n - Q_n \left(l + \frac{h}{2} \right) \right] \left(l + \frac{h}{2} \right)^2}{E h^3 \ln \frac{r_H}{r_{вн}}} - \frac{M_n B}{E} + \frac{Q_n C}{E} = 0.$$

Определяя из этого уравнения Q_n , получим $Q_n = k M_n$, где

$$k = \frac{B + \frac{6z \left(l + \frac{h}{2} \right)}{\pi h^3 \ln \frac{r_H}{r_{вн}}}}{C + \frac{z (r_H + r_{вн})}{4\pi h (r_H - r_{вн})} + \frac{6z \left(l + \frac{h}{2} \right)^2}{\pi h^3 \ln \frac{r_H}{r_{вн}}}}.$$

Подставляя значения Q_n в формулы для θ_1' и θ_1'' , получим

$$\theta_1' = \frac{M_n \eta_1}{E}; \quad \theta_1'' = \frac{6 \frac{z}{\pi} M_n \eta_2}{E h^3 \ln \frac{r_H}{r_{вн}}},$$

где

$$\eta_1 = A - kB; \quad \eta_2 = 1 - k \left(l + \frac{h}{2} \right).$$

Учитывая равенство углов поворота перемычки θ_1 и цилиндра θ_2 , можно написать

$$\frac{M_n \eta_1}{E} + \frac{6z M_n \eta_2}{E \pi h^3 \ln \frac{r_H}{r_{вн}}} = \frac{M_x}{2\beta D_u}. \quad (\text{VIII.106})$$

Пользуясь уравнением (VIII.106) можно выразить M_x через M_n

$$M_x = M_n \frac{2\beta D_u}{E} \left(\eta_1 + \frac{6z \eta_2}{\pi h^3 \ln \frac{r_H}{r_{вн}}} \right). \quad (\text{VIII.107})$$

Решив совместно уравнения (VIII.105) и (VIII.107), можно определить значение момента, изгибающего перемычку,

$$M_n = \frac{M}{\frac{2\beta D_u}{E} \left(\eta_1 + \frac{6z \eta_2}{\pi h^3 \ln \frac{r_H}{r_{вн}}} \right) + \frac{z}{2\pi R}}. \quad (\text{VIII.108})$$

Подставляя значение M из уравнения (VIII.101) в уравнение (VIII.108), получим

$$M_n = \frac{\frac{p}{8} \left[(R^2 - 3a^2) + \frac{4a^4}{R^2 - a^2} \ln \frac{R}{a} \right]}{\frac{2\beta D_u}{E} \left(\eta_1 + \frac{6z \eta_2}{\pi h^3 \ln \frac{r_H}{r_{вн}}} \right) + \frac{z}{2\pi R}}. \quad (\text{VIII.109})$$

Напряжения в срединном сечении перемычки определяется по формуле

$$\sigma_1 = \frac{\left(M_n - Q_n \frac{l}{2}\right) y}{J}. \quad (\text{VIII.110})$$

где J — момент инерции сечения перемычки.

На ЛМЗ напряжения в срединном сечении перемычки подсчитываются по формуле

$$\sigma_1 = \frac{M_n y}{Jk}, \quad (\text{VIII.111})$$

где $k = 2 \div 3$ — эмпирический коэффициент, учитывающий погрешности расчетной схемы.

Напряжения в перемычке от осевого усилия и усилия сервомотора. Осевая сила и усилие сервомотора через цапфу лопасти передаются на внешнюю и внутреннюю опоры корпуса. В опорах появляются реакции R_1 и R_2 , от которых отдельно подсчитываются напряжения.

При определении напряжения от реакции R_2 наружной цапфы перемычка рассматривается как кривой брус, заделанный в верхнем кольце и сопряженный другим концом с кольцом. Нагрузка в виде сосредоточенных сил R_2 приложена посередине окружности кольца (рис. VIII.48, б).

На этом рисунке r — радиус кривизны перемычки, определяемой расстоянием от центра тяжести среднего ее сечения до оси поворота турбины.

Угол поворота конца кривого бруса от реакции R_2 подсчитывается по методу Мора

$$\theta_1 = \frac{R_2 r^2}{E} D(\alpha), \quad (\text{VIII.112})$$

где

$$D(\alpha) = \int_0^\alpha \frac{\left[\cos \frac{\alpha}{2} (\cos \varphi - 1) + \sin \frac{\alpha}{2} \sin \varphi \right] d\varphi}{J(\varphi)}.$$

Угол поворота конца кривого бруса от M_n равен

$$\theta_2 = \frac{M_n' r}{E} F(\alpha), \quad (\text{VIII.113})$$

где $F(\alpha) = \int_0^\alpha \frac{d\varphi}{J(\varphi)}.$

Угол поворота кольца от момента M_n составляет

$$\theta_3 = \frac{6M_n' z}{\pi E h^3 \ln \frac{r_H}{r_{вн}}}. \quad (\text{VIII.114})$$

Уравнение совместных деформаций

$$\theta_1 - \theta_2 = \theta_3. \quad (\text{VIII.115})$$

Подставляя в формулу VIII.115 значения θ_1 , θ_2 и θ_3 , найдем величину момента M_n

$$M_n = \frac{R_2 r^2 D(\alpha)}{\frac{6z}{\pi h^3 \ln \frac{r_H}{r_{вн}}} - r F(\alpha)}. \quad (\text{VIII.116})$$

Напряжения в среднем сечении перемычки определяется по формуле

$$\sigma_2 = \frac{R^2}{F} + \frac{\left[M'_n + R_2 r \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) \right] y}{J}, \quad (\text{VIII.117})$$

где F и J — площадь и момент инерции среднего сечения перемычки.

При определении напряжения от реакции R_1 внутренней цапфы расчетная схема будет такая же, как и при определении напряжений от P (рис. VIII.48, а), но изгибающий момент M будет определяться как момент на радиусе R (в заделке) пластины, заделанной по внешнему и внутреннему контурам и нагруженной сосредоточенной силой R_{12} в центре (рис. VIII.48, в).

Изгибающий момент будет равен

$$M = \frac{R_{12} z}{4\pi} \left[\ln \alpha (1 + \mu) - \frac{\alpha^2 \ln \alpha}{\alpha^2 - 1} (1 + \mu) + \frac{1 - \mu}{\alpha^2} + 1 \right],$$

где $\alpha = R/a$;

μ — коэффициент Пуассона.

Эта формула получается для рассматриваемой схемы пластины из общего дифференциального уравнения тонких круглых пластин [60]. После преобразования эта формула приобретает вид

$$M = \frac{R_{12} z}{4\pi} \left(1 - \frac{2 \ln \alpha}{\alpha^2 - 1} \right). \quad (\text{VIII.118})$$

Изгибающий момент M_n определяется так же, как и для случая нагрузки от давления. Коэффициент k , как и раньше, принимают равным $k = 2 \div 3$.

Напряжение изгиба определяется по формуле

$$\sigma_3 = \frac{\left(M_n - Q_n \frac{l}{2} \right) y}{J}. \quad (\text{VIII.119})$$

Напряжения в перемычке от действия центробежных сил. Перемычка рассматривается как балка с зашпеленными концами, нагруженная равномерно распределенной нагрузкой

$$q = \frac{C}{l},$$

где C — центробежная сила от системы одной лопасти (лопасти, цапфы и других деталей);

l — длина перемычки (равна диаметру наружного окна).

Изгибающий момент в середине (сечения)

$$M_u = \frac{q l^2}{24}.$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u y}{J}.$$

Суммарные напряжения в перемычке равны:
при ходе поршня вниз

$$\sigma'_{\text{сум}} = \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4; \quad (\text{VIII.120})$$

при ходе поршня вверх

$$\sigma''_{\text{сум}} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4. \quad (\text{VIII.121})$$

Напряжения определяются для внутренней и внешней сторон перемычки.

Напряжения в дне цилиндра сервомотора. Дно цилиндра рассматривается как кольцевая пластина, заделанная по внешнему и внутреннему контурам, причем внутренний контур может перемещаться, не поворачиваясь. Пластина находится под действием равномерного давления масла и равномерно распределенной нагрузки по внутреннему контуру (реакция цапфы R_1).

Напряжение от давления на внутреннем контуре определяется по формуле [80]

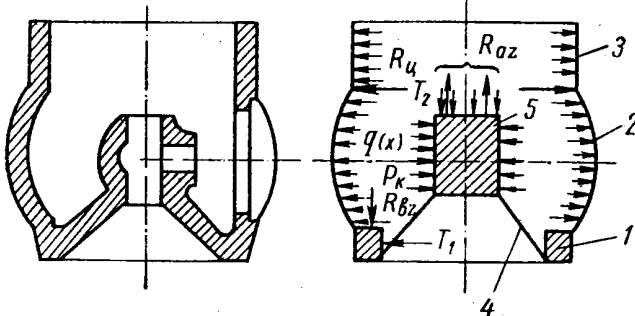


Рис. VIII.49. Схема нагрузок на корпус с внутренним давлением:

1 — кольцо; 2 — перемычка; 3 — цилиндр; 4 — диафрагма; 5 — жесткий сердечник

$$\sigma_{1вн} = -\frac{3p}{4s^2} \left[(R^2 + a^2) - \frac{4R^2a^2}{R^2 - a^2} \left(\ln \frac{R}{a} \right) \right], \quad (\text{VIII.122})$$

где s — толщина дна.

На внешнем контуре

$$\sigma_{1н} = \frac{3p}{4s^2} \left[(R^2 - 3a^2) + \frac{4a^4}{R^2 - a^2} \left(\ln \frac{R}{a} \right) \right]. \quad (\text{VIII.123})$$

Напряжение от реакции R_1 на внутреннем контуре определяется по формуле

$$\sigma_{2вн} = \frac{3zR_1}{2\pi s^2} \left[1 - \frac{2R^2}{R^2 - a^2} \left(\ln \frac{R}{a} \right) \right], \quad (\text{VIII.124})$$

где z — число лопастей.

На внешнем контуре

$$\sigma_{2н} = \frac{3zR_1}{2\pi s^2} \left[1 - \frac{2a^2}{R^2 - a^2} \left(\ln \frac{R}{a} \right) \right]. \quad (\text{VIII.125})$$

Суммарные напряжения на внутреннем контуре определяются по формуле

$$\sigma_{\text{сум. вн}} = \sigma_{1вн} + \sigma_{2вн}; \quad (\text{VIII.126})$$

на наружном контуре

$$\sigma_{\text{сум. н}} = \sigma_{1н} + \sigma_{2н}. \quad (\text{VIII.127})$$

При расчете корпуса поворотного лопастного колеса следует рассматривать не только режимы работы турбины при нормальных и разгонных оборотах, но также и пусковой режим, так как напряжения от действия осевых сил потока имеют знак, противоположный знаку напряжения от действия центробежных сил.

При пусковом режиме центробежная сила равна нулю, поэтому может не быть разгрузки за счет момента этой силы.

Кроме рассмотренных конструкций корпуса рабочего колеса применяются и другие, в частности с расположением диафрагмы снизу. В такой конструкции внутренняя полость рабочего колеса при движении поршня вверх находится под давлением. Схема нагрузок для такой конструкции показана на рис. VIII.49. Расчет ее напряженного состояния разработан в ЦКТИ Б. А. Беркманом;

Осевые нагрузки вызывают в стенке цилиндра растягивающие напряжения

$$\sigma_{z1} = \frac{\left[P_{oc} + \frac{\pi}{4} (D_c^2 - d_{ш}^2) p + G_{p.к} \right]}{\frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_c^2)}, \quad (\text{VIII.128})$$

где $G_{p.к}$ — вес рабочего колеса без крышки сервомотора;
 $d_{ш}$ — диаметр штока сервомотора;
 p — давление масла в цилиндре.

Напряжение растяжения в стенках цилиндра от внутреннего давления равно

$$\sigma_{z2} = \frac{p D_c}{2s}. \quad (\text{VIII.129})$$

Эти напряжения направлены перпендикулярно к σ_{z1} .
 Суммарные напряжения

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_{z1}^2 + \sigma_{z2}^2}. \quad (\text{VIII.130})$$

Для литой стали Л30 допускают напряжения на разрыв до 1000 кг/см^2 .

Фланцы цилиндра испытывают напряжения изгиба под действием болтов, которыми они крепятся к корпусу втулки и к крышке сервомотора. Приближенное значение напряжения изгиба во фланце может быть определено по формуле

$$\sigma_u = \frac{\left[P_{oc} + \frac{\pi}{4} (D_c^2 - d_{ш}^2) p + G_{p.к} \right] (D_{вн} - D_n)}{\frac{\pi D_n h^2}{6}}. \quad (\text{VIII.131})$$

Напряжение на изгиб допускается до 1200 кг/см^2 . Более точно радиальные, аксиальные и тангенциальные напряжения могут быть определены по формулам (V.170), (V.171) и (V.172) [106] для фланцев с отверстием для тонкой трубы, так как обычно толщина цилиндра сервомотора рабочего колеса s меньше, чем толщина фланца.

Экспериментальные исследования показали, что в отъемном цилиндре сервомотора максимальное напряжение имеет место у нижнего фланца цилиндра. Эпюра напряжения имеет вид, показанный на рис. VIII.50. Наибольшие суммарные напряжения были замерены на внешней стенке цилиндра у нижнего фланца при нормальной работе при движении поршня сервомотора вниз, когда действует осевое усилие от давления масла в цилиндре сервомотора.

При разгонных оборотах напряжение в цилиндре было несколько меньшим.

Крышка цилиндра сервомотора

Крышка цилиндра сервомотора выполняется обычно в виде отливки из углеродистой стали с повышенными механическими свойствами (например, 20ГСЛ).

Крышка цилиндра имеет коническую форму и служит для соединения цилиндра рабочего колеса с валом турбины. Через крышку цилиндра передается валу агрегата осевое давление воды, вес рабочего колеса и крутящий момент. Кроме того, крышка подвержена давлению масла, находящегося в цилиндре сервомотора.

На рис. VIII.7 хорошо видна конструкция крышки сервомотора рабочего колеса. В конструкции, показанной на рис. VIII.8, крышка цилиндра усилена цилиндрическим ребром.

В последнее время в связи с успехами сварочной техники и созданием сварных валов гидротурбины стало возможным осуществление их конструкций с развитыми фланцами, которые являются одновременно и крышкой цилиндра сервомотора. Такая конструкция показана на рис. VIII.9. Объединение крышки с валом упрощает конструкцию вследствие ликвидации соединения с припасованными болтами. Ранее при цельнокованых валах применение таких конструкций ограничивалось технологическими возможностями получения поковок валов с необходимыми размерами фланца.

Соединение крышки цилиндра с цилиндром сервомотора осуществляется с помощью болтов и срезных штифтов аналогично соединению цилиндра с корпусом.

Расчет крышки

Крышка рабочего колеса рассматривается как круглое кольцо постоянного поперечного сечения, скручиваемое моментами, равномерно распределенными вдоль осевой линии кольца (рис. VIII.52). Напряжение в сечении крышки подсчитывается по формулам (V.181)

$$\sigma = M_u \frac{y - \frac{m}{l}}{\left(n - \frac{m^2}{l}\right) r} \quad (\text{VIII.132})$$

В данном выражении не учтено влияние фланцевых соединений.

Фланцевые соединения, при помощи которых крышка прикрепляется к валу турбины

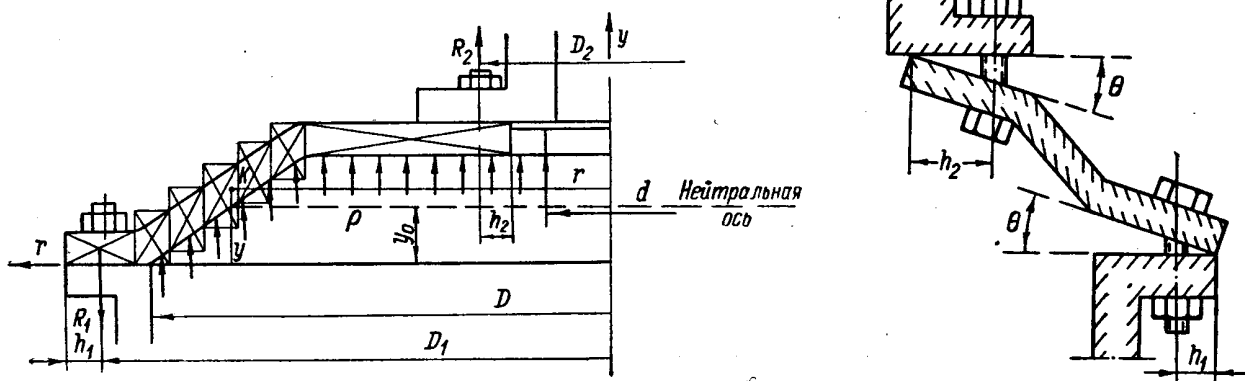


Рис. VIII.52. Схема нагрузок на крышку цилиндра сервомотора

и цилиндру сервомотора, в известной мере усиливает крышку и приводит к снижению напряжений в ней по сравнению со свободной крышкой. Точный расчет фланцевого соединения затруднен. Л. М. Качанов [36] предложил приблизительно учитывать влияние фланцевых соединений крышки на основании следующих соображений.

После сборки за счет начального натяга болтов будет существовать давление на площади соприкосновения фланцев, необходимое для плотного соединения. После приложения нагрузки к крышке условия контакта по плоскости соприкосновения фланцев изменяются. Давление между ними уменьшается, но оно не должно обращаться в нуль, т. е. контакт не должен нарушаться. Так как крышка и фланцы являются массивными деталями, деформации в соединении будут происходить в первую очередь за счет болтов.

Если полагать, что все сечение крышки поворачивается целиком как твердое тело, то моментная часть давления вызывается добавочным растяжением болта при повороте фланца на угол θ (рис. VIII.52).

Добавочные растяжения соответственно равны $h_1\theta$ и $h_2\theta$ и вызывают дополнительное усилие в болтах

$$P_{\sigma 1} = E \frac{h_1\theta F_1}{l_1}; \quad P_{\sigma 2} = E \frac{h_2\theta F_2}{l_2},$$

где h_1 и h_2 — плечи;

l_1 и l_2 — длина болтов, участвующих в деформации растяжения;

F_1 и F_2 — площади сечений болтов.

Следовательно, величины моментов, действующих на сечение крышки, от этих усилий будут равны:

$$\left. \begin{aligned} M_{\kappa 1} &= \frac{1}{2\pi} E \frac{h_1^2\theta F_1}{l_1} n_1; \\ M_{\kappa 2} &= \frac{1}{2\pi} E \frac{h_2^2\theta F_2}{l_2} n_2. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.133})$$

Эти моменты имеют направления, обратные направлениям изгибающего момента от действия внешней нагрузки. Следовательно, учет влияния фланцевых соединений приводит к уменьшению изгибающего момента и, следовательно, напряжения в крышке.

По закону Гука

$$\sigma = \frac{E\theta y}{r},$$

следовательно,

$$E\theta = \sigma \frac{r}{y}. \quad (\text{VIII.134})$$

Формула (VIII.132) для подсчета напряжения в крышке с учетом упрощающего влияния фланцевых соединений будет в соответствии с выражениями (VIII.133) и (VIII.134) иметь вид

$$\sigma = \frac{M_u \left(y - \frac{m}{l} \right)}{r \left[\left(n - \frac{m^2}{l} \right) + \frac{1}{2\pi} \left(\frac{n_1 F_1 h_1^2}{l_1} + \frac{n_2 F_2 h_2^2}{l_2} \right) \right]}, \quad (\text{VIII.135})$$

где y — координата точки крышки, отсчитываемая от принятой оси;

r — координата точки крышки, отсчитываемая от оси отверстия крышки;

l , m , n — соответствующие коэффициенты, являющиеся функциями r , определяемые по формулам (V.183);

h_1 — расстояние от края фланца крышки до оси болта соединения с цилиндром;

n_1 и n_2 — количество соответствующих болтов;

F_1 — площадь поперечного сечения болтов, скрепляющих крышку с цилиндром;

h_2 — расстояние от оси болта соединения крышки с валом до посадочного буртика вала;

F_2 — площадь поперечного сечения болтов, скрепляющих крышку с валом.

Определение величин, входящих в эту формулу, производится следующим путем.

Изгибающий момент определяется как сумма моментов, действующих на половину крышки от реакции и давления масла

$$M_u = M_1 - M_2 - M_p, \quad (\text{VIII.136})$$

где M_1 — момент от реакции R_1 крепления к цилиндру

$$M_1 = \frac{R_1}{2} \cdot \frac{D_1}{\pi};$$

M_2 — момент от реакции R_2 крепления к валу

$$M_2 = \frac{R_2}{2} \cdot \frac{D_2}{\pi};$$

M_p — момент от давления масла p на крышку

$$M_p = \frac{\pi (D^2 - d^2) p}{8} \cdot \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{(R^3 - r^3)}{(R^2 - r^2)} = \frac{p}{12} (D^3 - d^3).$$

Следовательно,

$$M_u = \frac{1}{2\pi} (R_1 D_1 - R_2 D_2) - \frac{p}{12} (D^3 - d^3), \quad (\text{VIII.137})$$

где $R_1 = G + P_{oc} + Q$;

$$R_2 = R_1 - Q.$$

Здесь G — вес рабочего колеса (без крышки);

P_{oc} — осевое давление воды;

Q — усилие от давления масла

$$Q = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p.$$

Подсчитанные таким образом напряжения в крышке допускаются порядка 1000—1200 кг/см^2 .

1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Современные крупные гидротурбины характеризуются большими размерами и весом деталей. Вращающийся ротор гидроагрегата имеет большие маховые массы. При несбалансированном роторе возникают значительные инерционные силы. На ротор могут действовать боковые силы при несимметричном воздействии потока на рабочее колесо и одностороннем магнитном притяжении ротора генератора. Все эти усилия и весовые нагрузки должны надежно и длительно восприниматься опорами.

В связи с тем, что турбина и генератор являются по существу единым агрегатом, имеющим иногда даже единый вал, опоры вала — подшипники и подпятник — должны выбираться и устанавливаться с учетом общей компоновки гидростанции, конструкции гидроагрегата и нагрузок, действующих на его ротор.

Для горизонтальных гидроагрегатов основными нагрузками на их подшипники являются веса деталей, направленные перпендикулярно оси вала. Нагрузки, действующие вдоль вала у горизонтальных машин, меньше, чем у вертикальных.

Подшипники вертикальных гидроагрегатов являются в основном направляющими. Они подвержены лишь действию случайной нагрузки, вызываемой динамической неуравновешенностью ротора и несимметричностью потока воды.

Количество подшипников, опорных у горизонтальных и направляющих у вертикальных гидроагрегатов, устанавливаются в зависимости от конструкции турбины, генератора и длины вала.

Подшипники и подпятник могут быть как скольжения, так и качения (шарикоподшипники или роликоподшипники).

В крупных гидротурбинах применяются в основном подшипники скольжения на масляной или водяной смазке. Наиболее распространенными, особенно для горизонтальных турбин, являются подшипники на масляной смазке. Подшипники на водяной смазке получили широкое применение только в качестве направляющих подшипников для вертикальных гидротурбин.

2. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ

Конструкции опорных подшипников скольжения на масляной смазке для горизонтальных турбин в основном отличаются типом посадки вкладыша и системой смазки. Существует два основных типа посадки вкладыша: жесткая и самоустанавливающаяся (сферическая).

Жесткая посадка применяется в тех случаях, когда не ожидается заметной деформации вала или корпуса. Самоустанавливающиеся подшипники со сферической опорой позволяют вкладышу принимать различные положения относительно оси корпуса и приспособляться к изменениям линии вала.

На рис. IX.1 показаны схемы подшипников скольжения с использованием масляной жидкой смазки, применяемой для горизонтальных валов.

На рис. IX.1, а показан подшипник с жесткой посадкой вкладыша, с кольцевой смазкой. Свободно висящее на валу кольцо располагается в прорези верхней половинки вкладыша. Кольцо увлекается вращающимся валом, захватывает из нижнего резервуара масло и подает его на трущиеся поверхности. Кольцо погружается в масло примерно на 0,25 его диаметра. Объем масла в ванне следует принимать 1,5—1,0 объема цапфы. О количестве масла, подаваемого кольцом, известны следующие данные [1].

Смазочное кольцо диаметром $D = 370$ мм, надетое на цапфу диаметром $d = 225$ мм, при температуре машинного масла 60°C , при погружении на 50 мм и при 500 об/мин — подавало 1,2 л/мин масла; при 800 об/мин — 1,7 л/мин; при погружении кольца на 25 мм подача масла при 500 об/мин была 1,0 л/мин и при 800 об/мин — 1,2 л/мин.

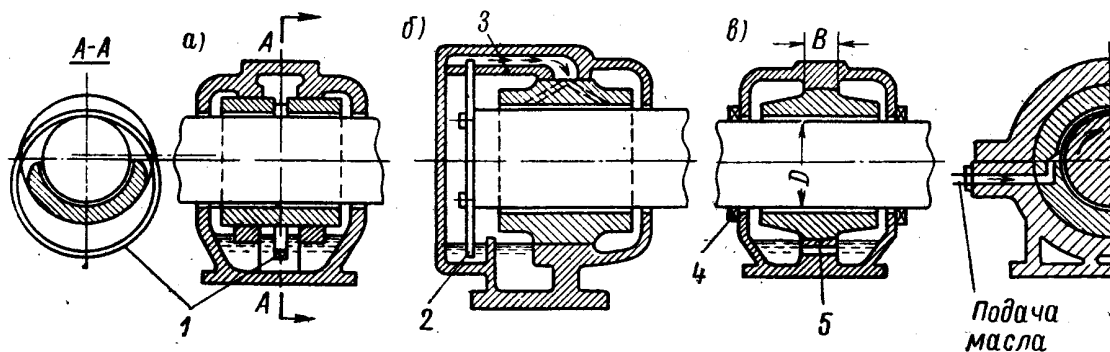


Рис. IX.1. Схема подшипников скольжения для горизонтальных валов:
1 — смазочное кольцо; 2 — смазочный диск; 3 — скребок; 4 — уплотнение; 5 — шаровая опора

Вкладыши подшипников обычно заливаются высококачественным баббитом. Для заливки опорных и упорных подшипников применяется оловянистый баббит Б83. Раньше он применялся и для направляющих подшипников гидротурбин.

В связи с дороговизной олова и его дефицитностью сейчас применяют для направляющих подшипников гидротурбин оловянистосвинцовый баббит Б16.

Упомянутые баббиты имеют следующие свойства и состав: 1) Баббит Б83: 83% Sn; 11% Sb; 6% Cu; удельный вес 7,38; твердость по Бринелю при 17°C $HV\ 30$; при 100°C — $HV\ 13$. 2) Баббит Б16: 16% Sn; 66,25% Pb; 16% Sb; 1,75% Cu; удельный вес 9,29; твердость по Бринелю при 17°C — $HV\ 30$; при 100°C — $HV\ 13$.

На рис. XI.1, б показан подшипник с дисковой смазкой. Здесь подача масла осуществляется посредством кольца или диска, закрепленного на валу. Диск, окунаясь в масляную ванну, нижним краем при вращении вала захватывает часть масла вверх. В верхней части вкладыша диск охватывает скребок, который снимает с него масло, и оно самотеком по каналу проходит к трущимся поверхностям. Количество подаваемого масла устанавливается опытным путем. Она существенно увеличивается при большем заглублении диска и с увеличением скорости его вращения. На рис. IX.1, б показан смазочный диск 2, расположенный сбоку, но он может располагаться и в самом подшипнике.

На рис. IX.1, в показан подшипник с циркуляционной смазкой под давлением. Масло подается по трубопроводу от масляного насоса. Оно подводится к трущимся поверхностям к горизонтальной канавке между вкладышами или в канавку нижнего вкладыша. Масло от трущихся поверхностей стекает в масляную ванну в корпусе подшипника и оттуда отводится

в холодильник (если требуется) и затем снова подается к насосу. В крупных машинах между холодильником и подшипником устанавливается фильтр для очистки масла. Масло обычно подается под давлением 0,5—1,2 атм.

В крупных подшипниках для охлаждения трущихся поверхностей предусматривают специальные каналы для воды в отливке вкладыша. Подшипник выполнен со сферической самоустанавливающейся посадкой вкладыша. Для предотвращения «расколачивания» посадочной поверхности в случае часто повторяющихся осевых толчков рекомендуется ширину B шарового пояса брать достаточно широкой ($B/D \geq 0,9$).

Выбор типа смазки горизонтальных подшипников можно производить по величине окружной скорости и удельному давлению

$$p_0 = \frac{P}{dl}$$

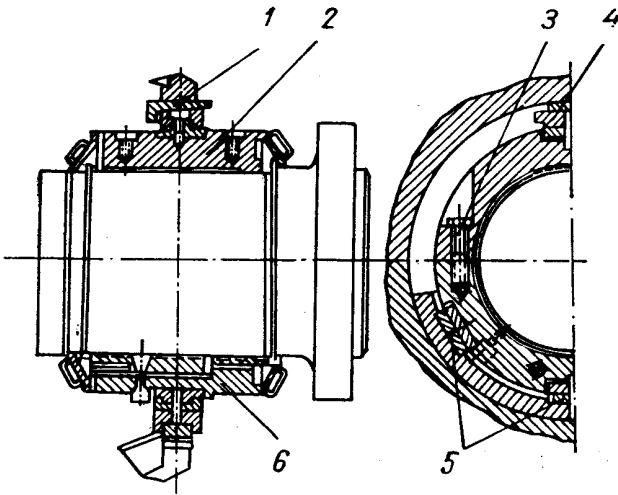


Рис. IX.2. Опорный подшипник горизонтальной капсульной турбины

При $\sqrt{p_0 u^3} < 6$ возможна полугустая смазка; охлаждение не требуется;

При $\sqrt{p_0 u^3} = 6 \div 50$ смазка кольцевая или дисковая без искусственного охлаждения подшипника;

При $\sqrt{p_0 u^3} = 50 \div 100$ возможна кольцевая или дисковая смазка, но требуется искусственное водяное охлаждение или циркуляционная смазка;

При $\sqrt{p_0 u^3} > 100$ смазка циркуляционная.

Необходимо иметь в виду, что при окружных скоростях $u < 2,5$ м/сек

и $u > 13$ м/сек кольцевая смазка ненадежна. Следует также учитывать особенности эксплуатационных условий подшипника. Если, например, к подшипнику нет доступа для осмотра действия смазывающих приспособлений, целесообразно осуществить циркуляционную смазку, если даже по условиям механической загрузки можно применять и более простую смазку.

В качестве примера современного опорного подшипника крупной горизонтальной капсульной гидротурбины приведена конструкция ХТГЗ (рис. IX.2). У него нагрузка на подшипник 114 Т, удельная нагрузка 15 кг/см², окружная скорость 4,7 м/сек.

Вкладыш подшипника состоит из верхней 2 и нижней 6 половин, скрепленных между собой болтами 3. Опорами вкладыша являются сферические подушки — три 5 на нижней половине и одна 4 на верхней половине. Нижние подушки опираются своими сферическими поверхностями на опоры, установленные в обойме, смонтированной на нижней половине опорного конуса подшипника. Верхняя подушка опирается на опору, установленную в верхней половине опорного конуса подшипника, через клиновой замок 1, при помощи которого можно регулировать натяг по сферическим опорам вкладыша. Вкладыши удерживаются от поворота стопорным штифтом, установленным в верхней подушке.

В связи с постоянным направлением действия нагрузки на подушку внутренняя поверхность вкладыша залита баббитом только на нижней его половине, а на верхней выполнены лишь баббитовые уплотнительные пояски, уменьшающие количество сливаемого масла через торцы вкладыша. Масло подводится к подшипнику через нижнюю половину вкладыша

вблизи горизонтального разъема. Для облегчения работы подшипника при пуске и остановке производится подача масла по низшей образующей вкладыша под высоким давлением от специальной установки. Масло сливается через торцы вкладыша в сливную ванну, расположенную перед подшипником.

Контроль за работой подшипника осуществляется путем измерения температуры баббитовой заливки вкладыша в его нижней половине термометрами сопротивления. Центровка вкладыша производится при наличии прокладок, устанавливаемых под подушки. Аналогичный подшипник для капсульных турбин Череповецкой ГЭС выполнен ЛМЗ на следующие параметры: нагрузка 85 Т; удельная нагрузка 17 кг/см²; окружная скорость при нормальных оборотах 4,2 м/сек.

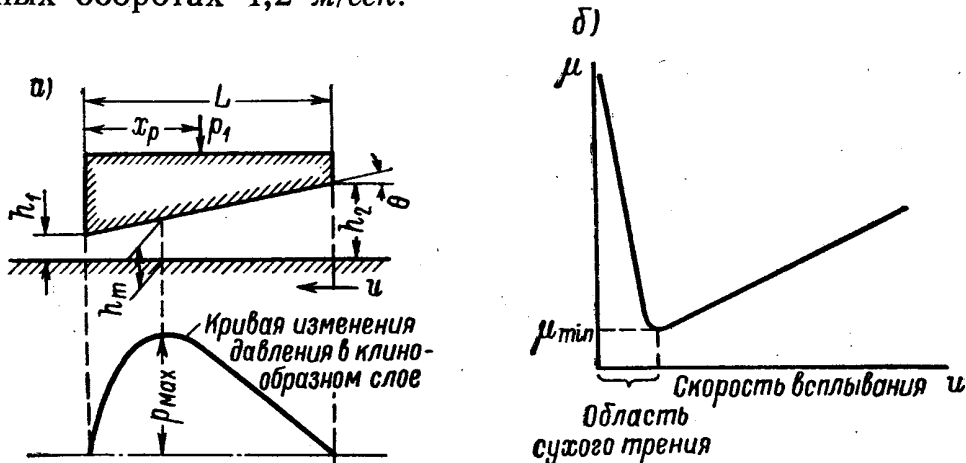


Рис. IX.3. К теории гидродинамического трения: а — образование давления в клинообразном слое смазки; б — коэффициент трения для различных скоростей

Опорные подшипники рассчитываются на условия работы при жидком трении, обеспечивающем наименьшие потери. Для обеспечения наименьшего трения необходимо, чтобы при взаимном перемещении трущихся поверхностей между ними всегда находился слой смазки. А это возможно при определенных условиях.

Вопросами жидкого или гидродинамического трения занимались многие исследователи, впервые основные положения гидродинамической теории смазки были сформулированы И. Н. Петровым в 1883 г.

Основное уравнение теории гидродинамического трения имеет вид

$$\frac{dp}{dh} = \frac{6\lambda u}{\theta} \cdot \frac{h - h_m}{h^3}, \quad (\text{IX.1})$$

где λ — коэффициент вязкости масла в сек·кг/м².

Остальные обозначения приведены на рис. IX.3, а. Из этого уравнения определяется значение полного давления p_1 , воспринимаемого опорой длиной L и шириной, равной единице,

$$p_1 = \frac{6\lambda u L^2}{h_1^2} T, \quad (\text{IX.2})$$

где T — коэффициент подъемной силы.

При взаимном перемещении двух смазываемых поверхностей возможны три основных случая:

а) плоскости перемещаются параллельно друг другу, тогда между ними не возникает никакого давления;

б) плоскости расположенные наклонно и масло увлекается от широкого конца щели к узкому (заклинивается). В этом случае плоскости могут воспринимать нагрузку, перпендикулярную направлению движения;

в) плоскости расположены наклонно и масло увлекается к расширяющемуся концу щели. В том случае в слое смазки имеет место отрицательное давление.

Для получения жидкостного трения необходимо, чтобы зазор между двумя скользящими поверхностями имел клиновидную форму. При этом масло соответствующей вязкости должно заполнять зазор и непрерывно подаваться к нему в необходимом количестве.

Жидкостное трение возможно лишь при скоростях, превышающих для заданных нагрузки и смазочном материале некоторую минимальную скорость — скорость всплывания взаимно перемещающихся поверхностей.

На рис. IX.3, б показан характер изменения коэффициента трения при заданной удельной нагрузке в зависимости от скорости. При некоторой скорости коэффициент трения получается минимальным. Опытами установлено, что величина коэффициента трения получается минимальной при скоростях, близких к скорости всплыва-

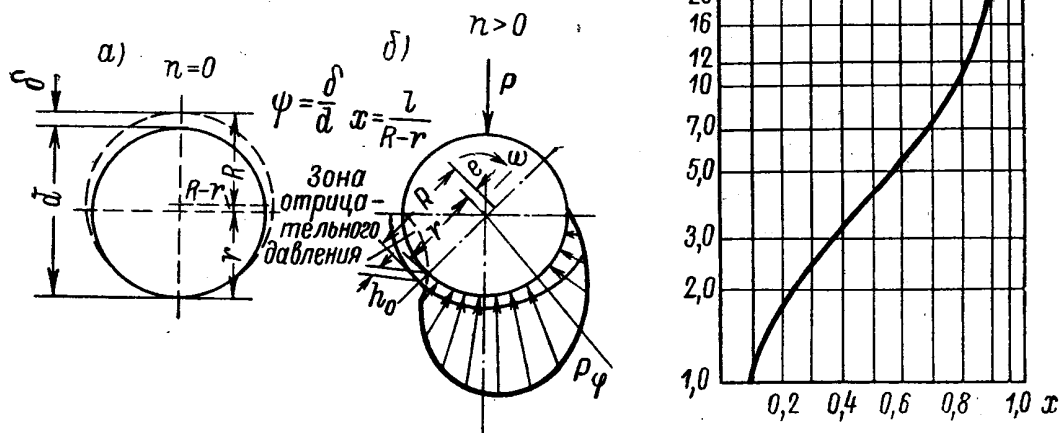


Рис. IX.4. К расчету опорного подшипника

ния. Однако в практике допускают длительную работу опор при скоростях, не менее чем в 2—3 раза более высоких, чем скорость всплывания, хотя при этом и получается несколько больший коэффициент трения.

Для того чтобы в подшипнике для горизонтальных валов было обеспечено жидкостное трение, необходим диаметральный зазор между цапфой и подшипником, который зависит от величины нагрузки, скорости вращения и вязкости масла. Важным условием для надежной работы подшипника является правильный выбор наименьшего зазора между цапфой и поддерживающей поверхностью во время работы. На рис. IX.4 показано положение цапфы в покое и при вращении. В состоянии покоя ($h = 0$) между цапфой и вкладышем образуется клиновидный зазор (рис. IX.4, а). В начальный период пуска, когда скорость вращения цапфы невелика, будет полусухое или полужидкое трение. При увеличении скорости вращения под влиянием развивающегося в зазоре гидродинамического давления масляного слоя цапфа отделится от вкладыша и переместится в сторону движения (рис. IX.4, б). Противодействие в смазочном слое возрастает по мере увеличения скорости движения цапфы и вязкости жидкости. Чем больше их произведение, тем больше величина минимального зазора.

Расчет подшипника сводится к тому, чтобы определить условия, при которых цапфа отделялась бы от вкладыша слоем смазки, обладающей несущей способностью. Находят зависимость между поддерживающей способностью подшипника, зазором δ и h_0 .

Не вдаваясь в подробности выводов формул для определения указанных величин, приведем конечные значения формул, по которым рассчитываются подшипники электрических машин [1].

Удельная нагрузка подшипника (воспринимаемая единицей площади проекции опорной поверхности вкладыша) будет равна

$$p_m = \frac{P}{dl} = \frac{\lambda\omega}{2\psi^2 C_p} \Phi \text{ кг/м}^2, \quad (\text{IX.3})$$

где $\psi = \frac{\delta}{d}$ — относительный диаметральный зазор;

Φ — нагрузочная постоянная подшипника;

$C_p = \frac{d+l}{2}$ — коэффициент, учитывающий растекание масла вдоль цапфы.

При практических расчетах подшипников заданным является диаметр d и длина цапфы l , нагрузка P , угловая скорость ω и вязкость масла λ . Следовательно, относительный зазор можно определить из формулы (IX.3)

$$\psi = \sqrt{\frac{\Phi\lambda\omega}{2C_p p_m}}$$

Нагрузочная постоянная Φ подшипника выбирается в зависимости от относительного эксцентриситета $x = \frac{l}{R-r}$ так, чтобы были потери на трение наименьшими. Установлено, что наиболее выгодная работа подшипника протекает при относительном эксцентриситете $x = 0,3 \div 0,7$, поэтому для полуобъемлющего вкладыша следует принимать в среднем $x = 0,5$. При этом будет обеспечиваться самый малый коэффициент трения.

Значение нагрузочной постоянной в функции относительного эксцентриситета x приведено на рис. IX.4, в. Зная относительный зазор, можно определить диаметральный зазор

$$\delta = \psi d \quad (\text{IX.4})$$

и наименьшую толщину смазки

$$h_0 = R - r - l = (R - r) \left(1 - \frac{l}{R - r}\right) = \frac{\delta}{r} (1 - x). \quad (\text{IX.5})$$

Для подшипников крупных машин величины h_0 принимают по табл. IX.1.

Зная h_0 , можно по таблице выбрать тип посадки вкладыша.

Коэффициент трения подшипника подсчитывается по формуле

$$\mu = \sqrt{2} \sqrt{\frac{\lambda\omega}{p_m}} C_\mu, \quad (\text{IX.6})$$

$C_\mu = \sqrt{\frac{\psi d - l}{C}}$ — коэффициент, учитывающий боковое растекание масла;

p_m — удельное давление масла в кг/м^2 .

Потери трения в подшипнике определяются из общего соотношения

$$P = \frac{T}{\mu}, \quad (\text{IX.7})$$

Т а б л и ц а IX.1

Наименьшие допустимые величины h_0

Тип посадки вкладыша	Характер работы турбины	h_0 в мм
Жесткая	Длительная	0,2
Самоустанавливающаяся	»	0,02
Тоже	Кратковременная	0,002

где P — нагрузка на подшипник в $\kappa\Gamma$,
 T — сдвигающее тангенциальное усилие в масляном слое в $\kappa\Gamma$.
 Следовательно, потери на трение в подшипнике равны

$$W = 9,81 \text{ рцл вт}, \quad (\text{IX.8})$$

где u — окружная скорость цапфы в м/сек .

Расход масла в подшипнике подсчитывается из условия, чтобы температура отработанного масла не превосходила допустимых границ. При этом необходимо, чтобы количество тепла, образующегося в секунду и уносимого маслом, было бы равно

$$W = Q\gamma C\theta, \quad (\text{IX.9})$$

где γC — объемная теплоемкость масла, в среднем $\gamma C = 1700 \text{ дж/л}$;
 θ — температура.

Следовательно, расход масла в подшипнике

$$Q = \frac{W}{1700\theta} \text{ л/сек}. \quad (\text{IX.10})$$

Отсюда примерный расход масла в подшипнике на 1 квт потерь при повышении температуры смазки на 15°C получается равным примерно 2—5 л/мин .

Количество подсосываемого масла в клинообразующее пространство подшипника определяется по формуле

$$Q_i \approx 0,015 \left(1 - \frac{x}{1,4}\right) nld^2\psi \text{ см}^3/\text{сек}. \quad (\text{IX.11})$$

где x и ψ — относительные эксцентриситет и зазор;

n — число оборотов в минуту;

l и d — длина и диаметр цапфы в см .

Способ подачи масла должен выбираться таким, чтобы обеспечивалась подача масла к входу в клинообразное пространство в количестве, подсчитанном по формуле (IX.11). Не рекомендуется устанавливать смазочные канавки в рабочей зоне подшипника. Отверстия, а не смазочные канавки, расположенные в нагруженной зоне, где давление в зазоре максимально, снижают несущую способность подшипника.

3. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОДПЯТНИКАХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Подпятники вертикальных гидроагрегатов

Они устанавливаются обычно вблизи ротора генератора, сверху его или под ним, в зависимости от компоновки гидроагрегата.

В отечественной практике подпятники гидроагрегата до 1930 г. проектировались и изготовлялись гидротурбинными заводами. В дальнейшем в связи с применением генераторов зонтичного типа и расположением подпятника у ступицы ротора он стал органической частью генератора. Поэтому проектированием и производством подпятников стали заниматься электромашиностроительные заводы. Такой же практики придерживается и большинство зарубежных фирм.

Подпятники служат опорой вращающихся частей вертикального гидроагрегата. Роторная часть современных вертикальных гидроагрегатов имеет большой вес. Кроме того, в крупных гидротурбинах имеет место большое осевое давление воды, которое зависит не только от напора, а также от размера колеса. Поэтому суммарная нагрузка на подпятник от веса вращающихся частей крупных гидротурбин достигает больших вели-

чин. Так, например, осевая нагрузка на подпятнике гидроагрегата Волжской ГЭС им. Ленина, созданная заводом «Электросила» им. Кирова, достигает 3000 Т.

Подпятник в такой машине является весьма ответственным и сильно нагруженным узлом, проектирование которого и производство является сложной технической задачей. На рис. IX.5 показаны схемы подпятников разных вариантов.

На рис. IX.5, а) показан подпятник, применяемый для машин неболь-

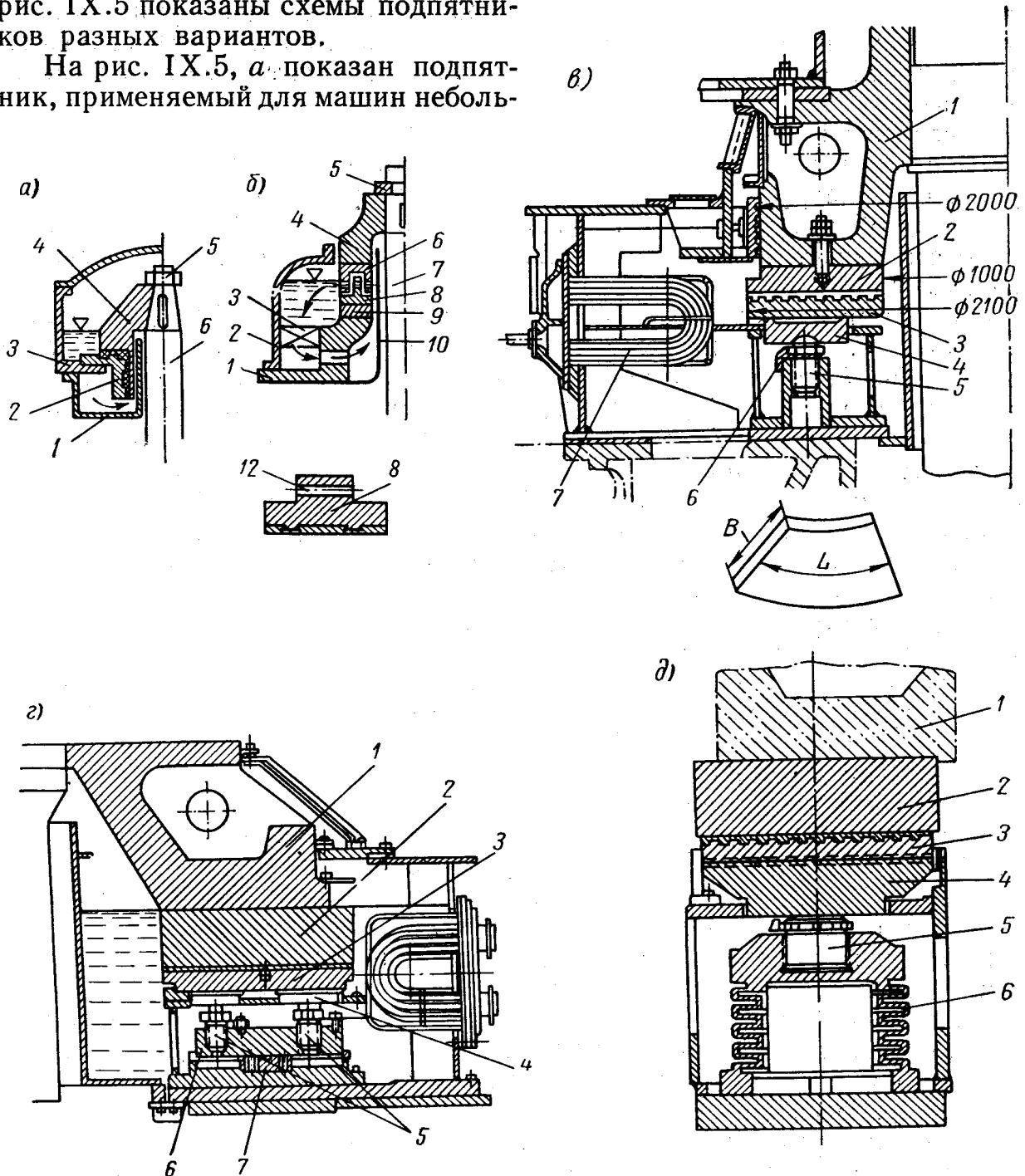


Рис. IX.5. Схемы подпятников вертикальных гидроагрегатов: а — с плоским опорным диском; б — с вращающимися сегментами; в — с неподвижными сегментами; г — с двухрядными неподвижными сегментами; д — на гидравлической опоре

ших размеров и мощностей. Подпятник с плоским опорным диском объединен с втулкой направляющего подшипника 2. На опорный диск опирается стальная ступица подпятника 4, надетая на вал 6 и закрепленная на нем шпонкой и гайкой 5. Ступица подшипника является также и цапфой подшипника. Опорный диск, залитый баббитом, закреплен в корпусе 3, являющемся в то же время и масляным резервуаром. Снизу к корпусу

прикреплена масляная ванна 1. Масляная пленка между опорным диском и ступицей образуется за счет радиальных канавок, имеющих скосы по краям, которые предусматриваются в опорной поверхности диска, залитого баббитом. Циркуляция масла осуществляется за счет засасывающего действия центробежных сил, возникающих при вращении ступицы 4.

На рис. IX.5, б и в показаны конструкции подпятников крупных гидроагрегатов. В них осуществляется клинообразный поддерживающий масляный слой за счет самоустанавливающихся сегментов. В варианте б самоустанавливающиеся сегменты б вращаются, а в варианте в сегменты 3 неподвижные.

В сегментах самоустанавливающегося подпятника очень важным является правильный выбор точки опоры сегмента по отношению к центру приложения нагрузки. Центр приложения нагрузки должен быть смещен в сторону, обратную движению сегмента от точки опоры (центра тяжести). Это обеспечивает наклонное положение сегмента и создание масляной пленки.

Подпятник с кольцом вращающихся сегментов (рис. IX.5, б) состоит из ступицы 4, надетой на вал 7 и закрепленной на нем с помощью закладного кольца 5. К ступице снизу крепится стальное кольцо 6, в гнездах которого на осях 12 подвешены чугунные сегменты 8. Между кольцом 6 и головками сегментов располагаются кольцевые пружины, придающие сегментам при различных нагрузках ту или иную степень наклона. Опорная поверхность сегментов залита баббитом. Этими поверхностями сегменты опираются на опорное кольцо из сталистого чугуна 9, которое установлено на корпусе 1. К корпусу крепятся кожухи 2 и 10, создающие масляный резервуар подпятника. Циркуляция масла, обеспечивающая смазку, создается насосным действием вращающихся сегментов. Для лучшего охлаждения масла может быть установлен маслоохладитель 3. Подпятник описанной конструкции, но с двойным рядом сегментов (внутренним и наружным), применен для крупных гидроагрегатов, установленных на Угличской и Рыбинской ГЭС на Волге.

Подпятник с вращающимися сегментами целесообразно применять для очень тихоходных машин, так как даже при небольших оборотах вращающиеся сегменты уже создают достаточное подсосывание масла, обеспечивающее необходимую его циркуляцию.

На рис. IX.5, в показана типичная конструкция подпятника с неподвижными сегментами на винтовой опоре на нагрузку в 640 Т.

Неподвижный крупный сегмент, залитый баббитом 3, через кольцевые диски (так называемые торцевые тарелки) 4 опирается на сферические поверхности болтов 5. Опорные болты 5 ввернуты в корпус подпятника, расположенный в масляной ванне. Ввертыванием болтов регулируется высотное положение сегментов. Стопор 6 предохраняет болт от поворота во время работы. На сегмент опирается вращающийся диск 2, который закреплен на ступице плиты 1. Подпятник обычно устанавливается в кольцевой масляной ванне, которая имеет неподвижный объем масла, охлажденного водяными охладителями 7.

Для высоких нагрузок применяют подпятники с двухрядным расположением сегментов. На рис. IX.5, г показана схема такой конструкции на нагрузку 2000 Т. Система опирается также, как и в однорядных подпятниках. Вертикальная нагрузка через ступицу 1 и диск 2 передается на сегменты 3, лежащие на опорных тарелках 4, которые опираются на сферическую поверхность опорных болтов 5. Однако, поскольку опорные болты внутреннего ряда недоступны во время эксплуатации, то осуществлено попарное соединение сегментов наружного и внутреннего рядов с помощью балансира 6. Регулировка нагрузки, приходящейся на оба

сегмента пары, производится болтом наружного сегмента. Распределение нагрузки между внутренним и наружным сегментами пары происходит по закону рычага первого рода.

Балансир 6 опирается на цилиндрическую поверхность опоры 7. Длина плеч балансира пропорциональна площади сегментов наружного и внутреннего рядов, чем обеспечивается одинаковое удельное давление на внутренний и наружный сегменты.

На рис. IX.5, д показана схема конструкции подпятника на большие осевые нагрузки ($> 2000 T$) и высокие удельные давления на гидравлической опоре, обеспечивающей автоматическое выравнивание нагрузки между сегментами. В этой конструкции опорные винты 5, на которых располагаются сегменты 4, ввернуты в верхнюю часть эластичных камер-цапф 6, заполненных маслом под давлением. Сегменты здесь выполняются двухслойными с тонкой верхней частью 3 и массивной подушкой 4. Опорной тарелки нет. Ступица пяты 1 через диск 2 опирается на сегменты. Подпятники с гидравлической опорой работают при удельном давлении 50—70 $кГ/см^2$. Для подпятников с высоким удельным давлением в связи с тяжелыми условиями его работы при пуске агрегата стали применять принудительную подачу масла к трущимся поверхностям перед пуском. Масло подается под давлением 35—45 $кГ/см^2$ от специального насоса по трубопроводу через радиальные сверления в сегментах к их рабочим поверхностям.

Количество сегментов в подпятнике принимается от 6 до 12. Отношение длины к ширине сегмента применяется около единицы $\frac{L}{B} \approx 1$.

Подпятники с самоустанавливающимися неподвижными сегментами имеют более простую конструкцию, проще в производстве, легче в наладке, чем подпятники с вращающимися сегментами. В некоторых конструкциях подпятники выполняют вместе с направляющим подшипником. При этом обычно ступица пяты используется как цапфа подшипника.

Подпятники горизонтальных гидроагрегатов

Подпятник у горизонтального гидроагрегата предназначается для восприятия гидравлического осевого усилия, действующего на рабочее колесо при протекании через него потока воды. Обычно осевое усилие направлено по движению воды, но в процессе регулирования возможно изменение его величины и направления на 180° . Поэтому подпятники горизонтальных гидроагрегатов должны быть двустороннего действия. На рис. IX.6 представлен такой подпятник конструкции ХТГЗ, установленный на горизонтальном капсульном агрегате.

Корпус подпятника 1 опирается своими фланцами (не указанными на рисунке) на опоры в кольце кожуха. Внутри корпуса располагается опорный гребень 2, который с помощью шпилек 3 прикреплен к валу 4 и фиксируется штифтами 5. С правой стороны гребня расположены прямые сегментные опоры 6 на рычажном упоре 7 и с левой стороны — обратные сегментные опоры 8 на пружинном упоре 9. Поверхность трения сегментов залита баббитом. С тыльной стороны в сегменты заложены опорные подушки 10 с цилиндрическими упорами 11, опирающимися своими плоскими основаниями на сферические опоры 12 первого ряда рычагов 7 цилиндрической опоры 11, расположенной ближе к выходным кромкам сегментов, что обеспечивает самоустановку сегментов.

Равномерное распределение нагрузки на сегменты, воспринимающие прямое осевое давление, обеспечивается системой рычагов, образующих замкнутый контур рычажного упора. Рычаги второго ряда с заплечиками

опирается по своим осям на опоры, заложенные во внутренней обойме 13, а рычаги первого ряда, несущие сегменты, опираются своими заплечиками на заплечики двух соседних рычагов. Оба ряда рычагов устанавливаются в кольцевой расточке обоймы и удерживаются от проворачивания своими хвостовиками, входящими в радиальные пазы обоймы. Рычаги удерживаются от выпадения стопорными полукольцами.

Уплотнение масляной ванны осуществляется установкой плавающих латунных уплотнительных колец на внутренней расточке обоймы. Масло подводится в нижнюю половину ванны через отверстия в корпусе, а отводится через отверстия в верхней половине.

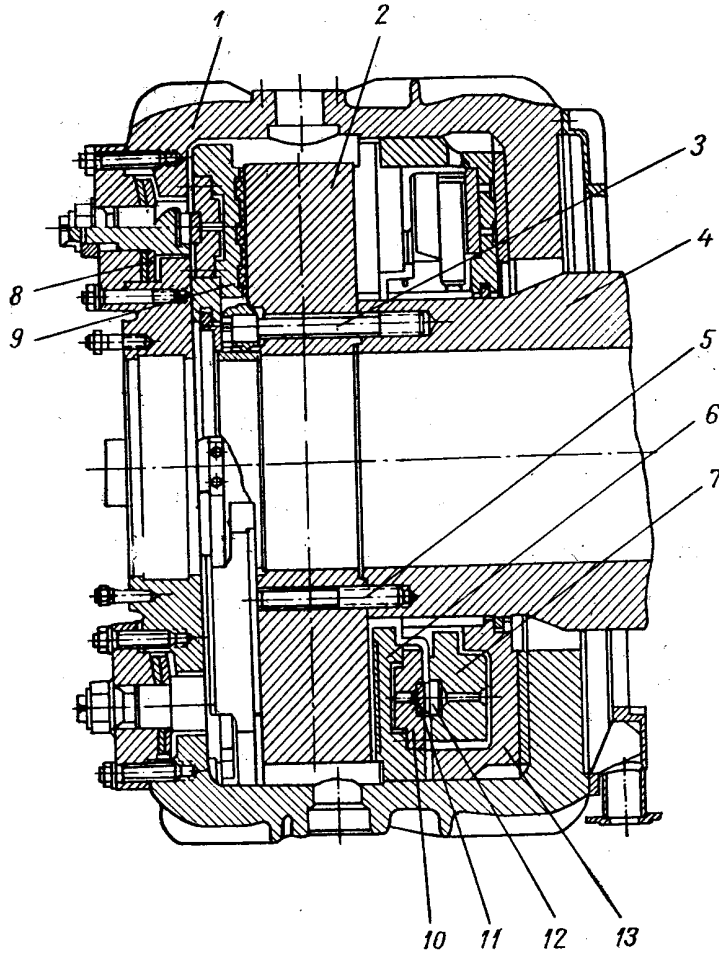


Рис. IX.6. Подпятник горизонтальной турбины

Порядок расчета подпятника при заданной нагрузке P и скорости вращения n (об/мин) следующий.

1. Задаются удельным давлением в пределах $p = 20 \div \div 40 \text{ кг/см}^2$.

В последних подпятниках для уникальных гидроагрегатов с предельной осевой нагрузкой удельное давление принимается $p = 61 \text{ кг/см}^2$.

2. Задаются числом сегментов z , внутренним диаметром их расположения $D_в$, отношением длины к ширине сегмента $\frac{L}{B} = 1$ и величиной зазора между сегментами в пределах $0,1-0,15$ длины окружности.

3. Подсчитывают наружный диаметр сегментов $D_н$ по формуле

$$D_н = \sqrt{D_в^2 + \frac{4P}{\pi p k}}, \quad (\text{IX.12})$$

где $k = 0,9 \div 0,85$ — коэффициент, учитывающий зазор между сегментами.

4. Определяют среднюю окружную скорость

$$u = \pi \frac{(D_н + D_в)}{2} \cdot \frac{n}{60} \text{ м/сек.} \quad (\text{IX.13})$$

5. Определяют подъемную силу сегмента на единицу ширины сегмента

$$p_1 = \frac{P}{zB} \text{ кг/см.} \quad (\text{IX.14})$$

6. Определяют коэффициент трения по формуле, полученной из теории двухразмерного течения смазки,

$$\mu = \left(\frac{\lambda u}{100 p_1} \right)^{1/2} \text{ Н,} \quad (\text{IX.15})$$

где λ — вязкость масла;

H — коэффициент касательного усилия, зависящий от отношения $\frac{L}{B}$ и отношения $\frac{h_2}{h_1}$, характеризующий наклон сегмента (h_1 — толщина слоя смазки на сбегающей кромке; h_2 — то же на набегающей кромке сегмента).

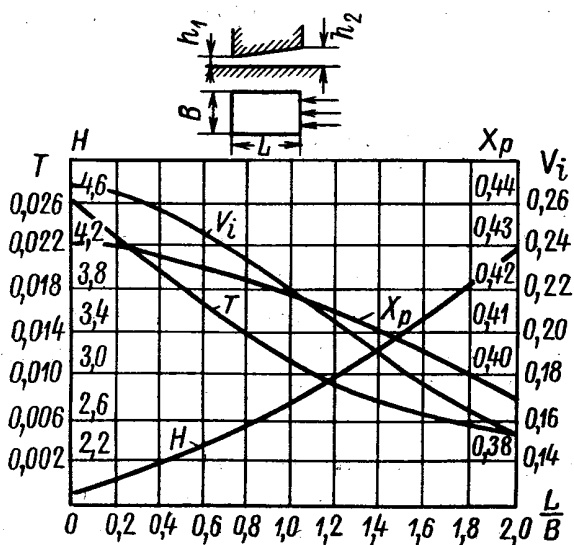


Рис. IX.7. Расчетные постоянные подпятника для $\frac{h_2}{h_1} = 2$

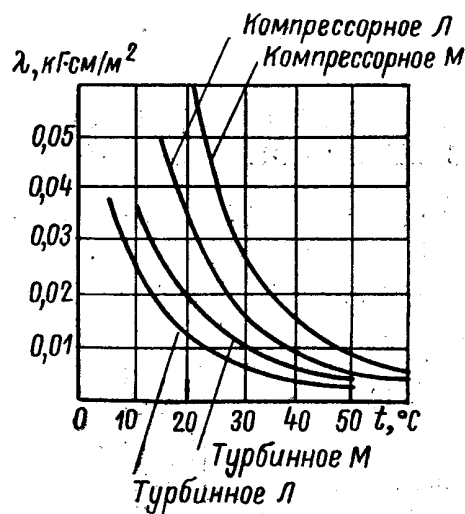


Рис. IX.8. Вязкость масла в зависимости от температуры

7. Подсчитывается работа трения (на все сегменты) по формуле (IX.8)

$$W = 9,81 \text{ рцм вт.}$$

8. Количество смазки, подсчитываемое на входной кромке (на все сегменты), определяется по формуле

$$Q = z100uLBV_i \left(\frac{\lambda u}{100\rho_1} \right)^{1/2} \text{ см}^3/\text{сек}, \quad (\text{IX.16})$$

где V_i — коэффициент расхода смазки.

9. Повышение температуры смазки определяется по формуле (IX.9)

$$\theta = \frac{W}{\gamma C Q}.$$

10. Определяют по формуле (IX.2) толщину слоя смазки на сбегающей кромке сегмента

$$h_1 \approx L \sqrt{6T} \sqrt{\frac{\lambda u}{100\rho_1}} \text{ мм},$$

где T — коэффициент подъемной силы.

Величина h_1 должна быть больше h_{\min} .

Для подпятников с самоустанавливающимися сегментами в качестве безопасной величины допускается: для чугунных сегментов $h_{\min} = 0,05 \text{ мм}$; для сегментов, залитых баббитом, $h_{\min} = 0,03 \text{ мм}$.

11. Расстояние от точки приложения равнодействующей давления до сбегающей кромки по средней окружности $\frac{D_n + D_s}{2}$ подсчитывается по формуле

$$x_p = X_p L \text{ мм.} \quad (\text{IX.17})$$

На рис. IX.7 приведены расчетные постоянные подпятника для $\frac{h_2}{h_1} = 2$ в зависимости от отношения $\frac{L}{B}$ по данным завода «Электросила» им. Кирова, где H — коэффициент касательного усилия; X_p — коэффициент относительного расстояния точки приложения равнодействующего давления.

На рис. IX.8 показано значение вязкости разных сортов масла при различных температурах.

4. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ПОДШИПНИКИ ГИДРОТУРБИН С МАСЛЯНОЙ СМАЗКОЙ

Направляющие подшипники вертикальных гидротурбин служат для поддержания в строго вертикальном положении вала агрегата и для восприятия усилий ротора, которые могут появиться во время работы.

На рис. IX.9 показаны применявшиеся ранее два варианта подшипников с масляной смазкой.

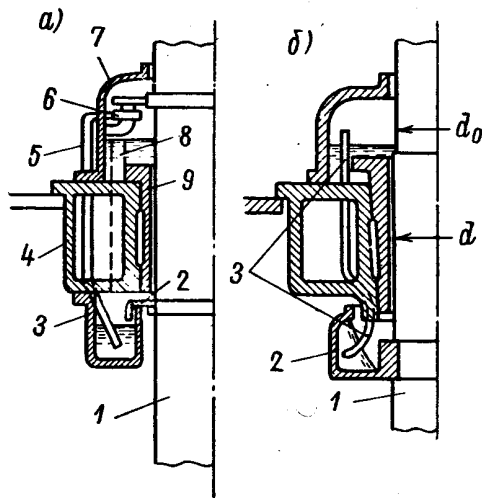


Рис. IX.9. Схема направляющих подшипников турбин на масляной смазке

На рис. IX.9, *a* показана схема конструкции с жидкой масляной смазкой вертикального вала 1. Подшипник состоит из корпуса 4, в котором закрепляется разъемный вкладыш 9, залитый баббитом. Сверху на корпусе устанавливается верхняя масляная ванна 7. Снизу к корпусу крепится масляный резервуар 3. В верхней ванне масло на определенном уровне контролируется маслосливной трубкой 8 и поплавком (не показанным на схеме). Масло протекает по смазочным канавкам вкладыша и далее стекает в нижний резервуар, для чего на валу предусматривается маслоотражательное кольцо 2. Из нижнего

резервуара масло подается вверх по трубопроводу 5 при помощи насоса 6, который обычно имеет зубчатый или фрикционный привод от вала. Фрикционный привод более целесообразен, так как позволяет производить включение и выключение циркуляционного насоса во время работы турбины без остановки ее. Усилие, необходимое для работы фрикционной передачи, создается пружиной. В этих случаях зубчатый насос устанавливается на кронштейн, прикрепленный в верхней ванне. У направляющих подшипников крупных гидротурбин обычно предусматривается резервный масляный насос с электромоторным приводом, включающимся в работу в случае нарушения нормальной циркуляции и понижения уровня масла в верхней ванне ниже допустимого предела. Импульс на включение мотора насоса в этом случае получается от специального предусматриваемого в верхней ванне поплавкового устройства с контактами. Этот же резервный насос включается в работу перед пуском турбины и перекачивает масло из нижнего резервуара в верхнюю ванну до нормального уровня, так как во время остановки турбины масло по зазорам в подшипнике сливается в нижний резервуар.

Для смазки подшипника обычно применяется масло той же марки, что и для системы регулирования, т. е. турбинное Л.

Для текущей очистки масла (в период работы турбины) в циркуляционной системе насоса обычно предусматривается фильтр, состоящий из кор-

пуса и втулки с сеткой, которая периодически очищается. Причем очистка фильтра в начальный период эксплуатации турбины производится более часто, чем в последующий, так как при первоначальном пуске турбины (после ремонта, ревизии) возможность загрязнения масла более вероятна, чем при нормальной эксплуатации.

В некоторых конструкциях подшипников, работающих в повышенных температурных условиях (жаркий климат), предусматривается охлаждение масла в верхней ванне с помощью змеевика, по которому циркулирует холодная вода от трубопровода технического водоснабжения.

Охлаждение масла следует применять лишь в крайних случаях, так как оно усложняет эксплуатацию и иногда приводит к вынужденным остановкам машины вследствие попадания воды в масло подшипника.

Для контроля работы подшипника измеряется температура его вкладыша с помощью термометра сопротивления, дающего величину температуры баббитовой заливки, и теплового реле, сигнализирующего при повышении температуры до определенной величины. Подшипники с неподвижным нижним резервуаром применяются при высокооборотных машинах. При турбинах со средними низкими оборотами более целесообразно нижний резервуар крепить на валу турбины, как показано на схеме рис. IX.9, б. В этом случае нижний резервуар будет вращаться вместе с валом 1. Вращающийся резервуар 2 выгоднее тем, что можно получить у вращающегося вместе с ним масла достаточный напор для отвода его по специальным трубкам 3 в верхнюю ванну. Эти трубки, помещенные в нижний вал, имеют отогнутый конец, направленный в сторону против вращения вала.

Корпус подшипника

Он выполняется обычно в виде разъемной чугунной отливки коробчатой формы. Количество сегментов его устанавливается в зависимости от размеров подшипника и технологических возможностей завода-изготовителя. Корпус подшипника закрепляется с помощью фланца на крышке турбины и специальных установочных винтов.

Во внутренней расточке корпуса закрепляется с помощью фланца разъемный чугунный вкладыш, залитый внутри баббитом. Опыт эксплуатации направляющих подшипников показывает, что в связи с эксцентричным положением вала по отношению к подшипнику целесообразно осуществлять во вкладыше только осевые смазочные канавки и не делать горизонтальных кольцевых канавок.

Для заливки вкладышей ранее применялся высококачественный баббит с высоким содержанием олова (Б83), однако опытом эксплуатации было установлено, что можно успешно применять баббит с малым содержанием олова (Б16).

В чугунном вкладыше необходимо предусматривать специальные пазы типа «ласточкин хвост», которые обеспечивают надежное соединение баббита с вкладышем. Посадка вкладыша в корпус может осуществляться

Т а б л и ц а IX.2

Зазоры в баббитовых подшипниках

Диаметр вала в мм	Зазор в мм	Диаметр вала в мм	Зазор в мм
80—120	0,08— 0,19	500—630	0,2— 0,31
120—180	0,1— 0,16	630—800	0,23— 0,35
180—260	0,12— 0,18	800—1000	0,26— 0,41
260—360	0,14— 0,21	1000—1250	0,29— 0,45
360—500	0,17— 0,25	1250—1600	0,32— 0,52

с помощью цилиндрической или конической расточки. Каждая из них имеет свои преимущества и недостатки. Применяются они довольно широко. Достоинства конической насадки заключаются в легкости осуществления монтажа и демонтажа, в отсутствии необходимости получения большой точности при обработке абсолютных размеров диаметров, в сравнительно легком регулировании диаметра подшипника путем его перемещения при наличии прокладок в стыках.

Прокладки обычно устанавливаются разной толщины (0,5—1,5 мм). К недостаткам этого соединения следует отнести сложную технологию изготовления, необходимость ручной пригонки (шабровки) больших поверхностей, недопустимость зазора в соединении.

Соединение вкладыша с корпусом с помощью цилиндрической расточки осуществляется чаще всего на ступенчатых цилиндрических поясках количеством от 2 до 4 штук в зависимости от размеров подшипника.

Длина баббитового вкладыша применяется в настоящее время не больше диаметра вала, $l = (1,0 \div 0,8) d$.

Зазоры между валом и баббитовым вкладышем подшипника, по данным работающих турбин, указаны в табл. IX.2.

Верхняя и нижняя масляные ванны состоят в зависимости от размеров из двух или четырех частей, которые соединяются между собой болтами. Соединение частей масляной ванны и подшипника должно производиться с прокладками, чтобы обеспечить плотность, гарантирующую отсутствие протечек масла.

Самосмазывающиеся подшипники

В гидротурбостроении получили применение самосмазывающиеся направляющие подшипники. Такая конструкция фирмы «Нохаб» показана на рис. IX.10. Вкладыш 1 подшипника нижним концом установлен в масляном резервуаре 2, вращающемся вместе с валом.

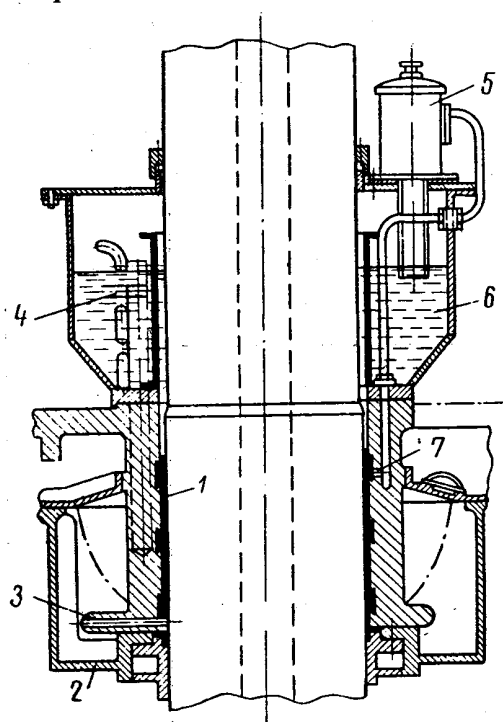


Рис. IX.10. Схема самосмазывающегося направляющего подшипника фирмы «Нохаб»

Вращающийся резервуар вращает масло, которое попадает в несколько прямолинейных всасывающих каналов 3, просверленных в утолщенной нижней части корпуса подшипника, и далее поступает к валу за счет давления, создаваемого центробежными силами. Уровень масла внутри вкладыша подшипника при этом повышается. Масло проходит по канавкам, нарезанным по винтовой линии, и попадает в кольцевой «канал» 7 в верхней части вкладыша. Далее масло поступает в указатель расхода масла 5, а затем в верхнюю неподвижную масляную ванну 6, в которой помещается змеевик 4 для охлаждения. Избыток масла по сливной трубке (на схеме не видно) поступает обратно в камеру 2.

На рис. IX.11 показан пример другой конструкции самосмазывающегося подшипника, применяемого в последних конструкциях отечественных гидротурбин.

Подшипник для вала $d = 900$ мм с 8 стальными сегментами 2, залитыми баббитом Б16, расположен в корпусе 5, установленном внутри крышки турбины. Регулировка сегментов производится винтами 3. Для смазки применяется масло турбинное УТ. Предусматривается охлаждение масла.

Для этого у крышки турбины имеются отсеки 9, связанные трубами 10 с ваннами 4 и 8. При вращении вала масло, залитое в нижнюю ванну 8, благодаря центробежному эффекту поступает через радиальные отверстия в нижней части направляющего пояса 1, оmyвает сегменты и поднимается в верхнюю ванну 4, затем оно стекает в холодильный карман 9, откуда снова поступает в нижнюю ванну 4. Контроль температуры осуществляется двумя термосопротивлениями и двумя термометрами-сигнализаторами, а уровень масла — поплавковым реле. Для защиты подшипника от затопления водой между неподвижной крышкой и вращающимся валом устанавли-

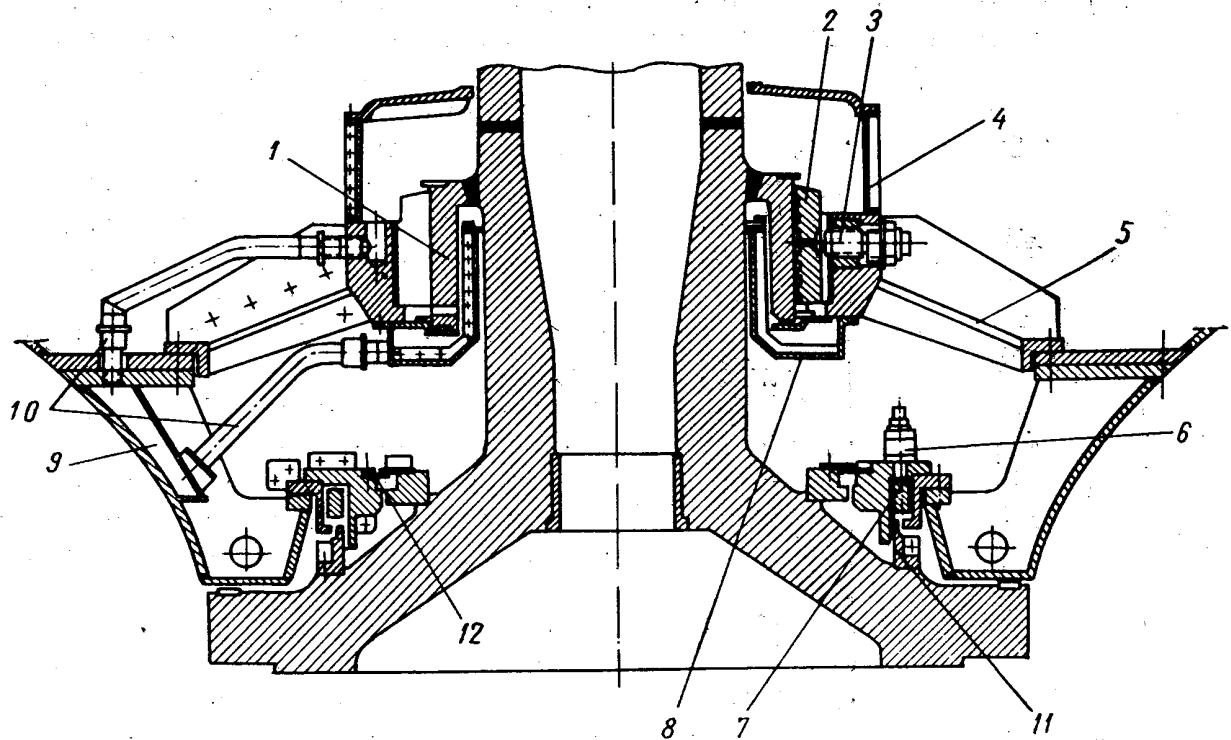


Рис. IX.11. Направляющий подшипник с масляной смазкой, самосмазывающийся

ливаются лабиринтные уплотнения 11 и торцевые резиновые уплотнения 12. Для ремонта и уплотнения при остановленной машине, если вокруг колеса находится вода при высоком нижнем бьефе, предусмотрено запорное кольцо 7, с резиновым шнуром, поджимаемое восемью ручными домкратами 6.

Подшипник с густой смазкой

Направляющий подшипник со смазкой густым маслом иногда применяется в конструкциях гидротурбин (рис. IX.12). Вкладыш 2 залит баббитом. Сверху и снизу расположены гребенчатые уплотнения 3. Сверху расположена водяная ванна 4 и уплотнение 5. В водяную камеру подводится вода, которая смазывает и охлаждает уплотнение.

В таком подшипнике масло подводится в среднюю часть подшипника по трубопроводу 1 и далее в несколько точек по окружности. Масло продавливается в верхнюю часть подшипника. Система непрерывной подачи смазки подшипника включает нагнетатели, клапаны и подводящие трубопроводы. Нагнетатель обычно представляет собой поршневой насос. В такой конструкции использованное масло уносится водой. Следовательно, требуется постоянный расход масла, которое в некоторой мере загрязняет воду.

Расход масла зависит от размеров подшипников. Он может составлять несколько килограммов в день. Смазка густым маслом не обеспечивает

хорошего отвода тепла, поэтому может возникнуть необходимость специального охлаждения вкладыша подшипника. Такое охлаждение может осуществляться водой, протекающей через рубашку подшипника по трубопроводу из спиральной камеры турбины 6.

Недостатком направляющего подшипника с жидкой масляной смазкой является необходимость обязательного применения специального уплотнения. Подшипник располагается на валу в непосредственной близости от проточной части турбины, через которую непрерывно проходит (часто под высоким давлением) большое количество воды.

Для предотвращения проникновения воды к системе смазки не только во время работы, но и при остановке турбины должны быть предусмотрены

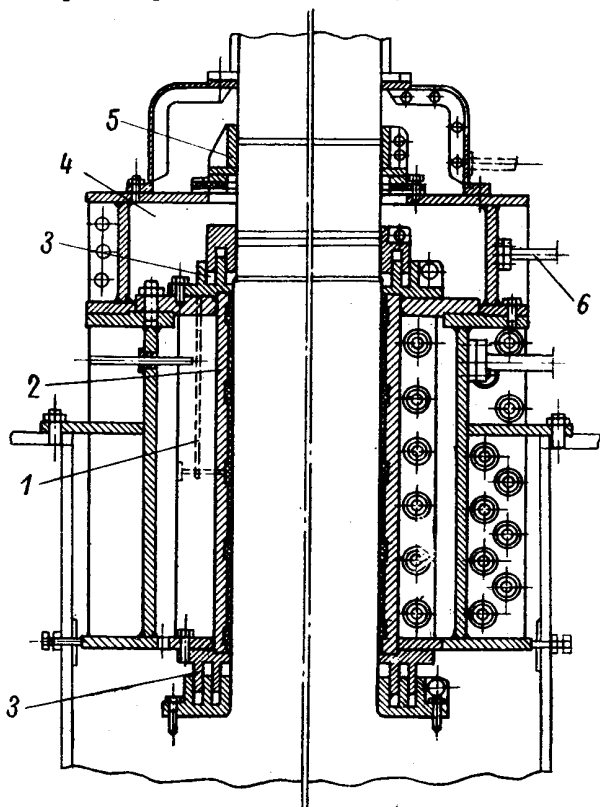


Рис. IX.12. Подшипник с густой смазкой

уплотнительные устройства. Кроме того, уплотнение должно предохранять и от проникновения воды во внутреннюю полость турбины (рис. IX.11). Обслуживающему персоналу приходится следить за работой механизмов системы масляной смазки и уплотнительных устройств. Если в системе масляной смазки подшипника появится вода, то потребуется замена масла. Протечка воды к подшипнику и внутрь турбины при ее остановке может быть, если уровень нижнего бьефа выше расположения подшипника. В последнее время в связи с форсированием рабочего процесса и применения все более быстроходных колес, как правило, приходится применять отрицательные высоты отсасывания, т. е. подшипники практически всегда оказываются затопленными. Уплотнение приходится всегда располагать между рабочим колесом турбины и подшипником, что требует соответствующего места. Увеличивается консоль рабочего колеса, что уменьшает жесткость всего агрегата и ухудшает его эксплуатационные свойства. В этом отношении подшипник с густой смазкой более целесообразен — он обеспечивает меньшую консоль, так как не имеет нижней ванны, а его маслосборники значительно меньших осевых габаритов.

Большинство находящихся в эксплуатации гидротурбин с баббитовыми подшипниками оснащены жидкой масляной смазкой. Густая смазка применяется значительно реже.

Баббитовые подшипники работают обычно без перезаливки в течение 5—8 лет. Известны случаи их работы до 20 лет без изменения трущейся поверхности и без существенного изменения зазора. Эксплуатационные качества вкладышей подшипников, залитых баббитом Б83 лучше, чем залитых Б16. На одной ГЭС, где турбина работала с беспокойным режимом, сопровождавшимся вибрацией ротора, подшипники были перезалиты баббитом Б16, после чего бой турбины возрос в течение 2 месяцев от 0,3 до 2 мм.

После новой перезаливки баббитом Б83 возрастание боя практически прекратилось (за год он увеличился с 0,30 до 0,4 мм).

Попадание воды в масло способствует коррозии вала, что приводит к быстрому износу баббита и самого масла. Поэтому при масляных под-

уплотнительные устройства. Кроме того, уплотнение должно предохранять и от проникновения воды во внутреннюю полость турбины (рис. IX.11). Обслуживающему персоналу приходится следить за работой механизмов системы масляной смазки и уплотнительных устройств. Если в системе масляной смазки подшипника появится вода, то потребуется замена масла. Протечка воды к подшипнику и внутрь турбины при ее остановке может быть, если уровень нижнего бьефа выше расположения подшипника. В последнее время в связи с форсированием рабочего процесса и применения все более быстроходных колес, как правило, приходится применять отрицательные высоты отсасывания, т. е. подшипники практически всегда оказываются затопленными. Уплотнение приходится всегда располагать между рабочим колесом турбины и подшипником, что требует

шипниках следует предусматривать надежное уплотнение и гарантировать откачку воды из крышки турбины.

Длительная эксплуатация подшипников с густой смазкой на одной ГЭС свидетельствует о нормальной их работе без заметных изменений состояния трущихся поверхностей. Расход масла в сутки у подшипника диаметром $d = 700$ мм достигает 3 кг.

5. УПЛОТНЕНИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ ПОДШИПНИКОВ

Сальниковые уплотнения

Такие уплотнения устанавливаются между неподвижной крышкой турбины и вращающимся валом и могут иметь две различные конструкции; одну — с регулируемой вручную буксой, поджимающей по мере износа мягкую набивку и тем самым уплотняющей зазор у вала, и другую конструкцию, в которой уплотнение зазора достигается специально обработанными графитными кольцами, постоянно прижимаемыми к валу пружинами.

Первая конструкция, имеющая широкое применение в машиностроении, применяется в гидротурбинах только в подшипниках с густой смазкой, где сальник располагается сверху подшипника и поэтому доступен для обслуживания. В подшипниках с жидкой смазкой сальники с мягкой набивкой не применяются, так как, располагаясь между колесом и подшипником турбины, это уплотнение становится в большинстве случаев недоступным при эксплуатации.

Износ набивки при вращении вала, перекачиваемого в пределах зазора подшипника, вызывает протечку воды в подшипник. Поэтому в этом случае становится обязательным уплотнение набивки сальника, а это возможно лишь при остановленной машине.

Второй вид сальникового уплотнения с твердыми графитовыми кольцами, постоянно прижимаемыми к валу пружинами, имеет широкое применение у иностранных фирм в различных конструктивных оформлениях. Опыт эксплуатации показывает, что их надежная работа зависит от качества графита, они плохо поддаются ремонту и в ряде случаев после нескольких лет эксплуатации (вследствие отсутствия хорошего графита) требуют коренной реконструкции узла. Графитовые уплотнения необходимо постоянно снабжать чистой водой.

Если на пеньковую набивку сальника не поступает вода, а это возможно при малом давлении в ванне и плотной набивке сальника внизу, верхние слои набивки сгорают. В последнее время вместо пеньковой набивки сальника применяют другие материалы. На рис. IX.13 показаны варианты набивки сальников: *a* — обычный сальник с пеньковой набивкой; *б* — вместо пеньковой набивки установлена резиновая манжета 1, которая сверху поджимается нажимной втулкой 2 через слой пеньки 3. Манжета выполняется из резинового шнура квадратного сечения, снизу вырезаны усики, прижимаемые водой к корпусу и валу.

На рис. IX.13, *в* пеньковые набивки заменены набивками с резиновыми шнурами 1 и оплетками из хлопчатобумажных волокон 2. Набивки,

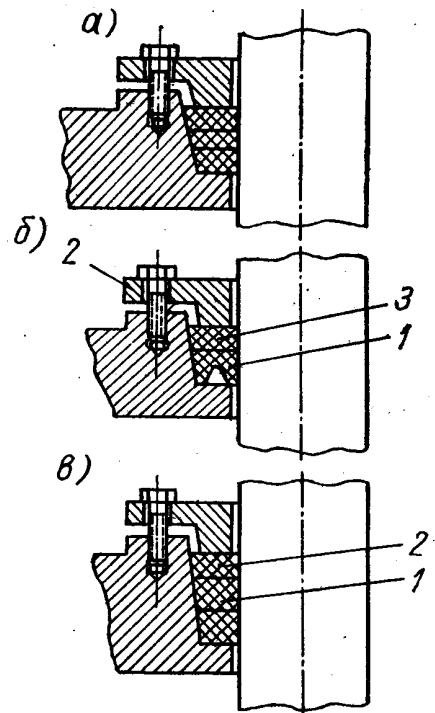


Рис. IX.13. Виды сальниковых уплотнений

изображенные на рис. IX.13, б и в в эксплуатации оказались более надежными, чем пеньковые. Они лучше уплотняли вал и реже требовали остановки турбин для перенабивки сальника. Как показывает опыт эксплуатации, сальниковые уплотнения вала ненадежны, если турбина работает на воде с наносами. Содержащиеся в просачивающейся воде песчинки заполняют пустоты в сальниковой набивке и истирают поверхность вала, нарушая плотность сальника. Поджатие втулки сальника ведет к дальнейшему истиранию вала и усилению фильтрации.

Лабиринтные уплотнения

Для предохранения от проникновения воды внутрь турбины через зазоры между неподвижными и вращающимися частями машины в гидротурбостроении широко применяются лабиринтные уплотнения.

В отличие от сальниковых, полностью перекрывающих зазоры у машины, лабиринтные уплотнения допускают существование зазора между вращающимся и неподвижными частями, но за счет создания добавочных гидравлических сопротивлений снижают величину протечки через них внутрь турбины до минимальной величины, безопасной для нормальной ее работы.

Лабиринтные уплотнения обычно состоят из одной или двух пар дисков с аксиально расположенными круговыми гребнями, входящими в соответствующие впадины.

Чтобы получить небольшую высоту лабиринтного уплотнения у подшипника и тем самым минимальное расстояние от подшипника до колеса турбины, высота гребня лабиринта обычно берется небольшой, а число гребней большим. В тех случаях, когда высота уплотнения имеет значение, например у обода рабочего колеса радиально-осевой турбины, применяют гребни большой высоты при малом их количестве, как более простые в изготовлении.

На рис. II.22 показано лабиринтное уплотнение под подшипником с жидкой масляной смазкой. На крышке рабочего колеса два уплотнительных гребенчатых кольца совместно с кольцами, установленными в конусе крышки турбины, создают уплотнение.

Под нижним масляным резервуаром предусмотрена установка центробежного насоса, который отгоняет проникающую через уплотнение воду в отсасывающую трубу. Колесо центробежного насоса насажено на вал турбины и вместе с ним вращается. Корпус центробежного насоса со спиральной камерой крепится на конусе крышки турбины. На случай, когда горизонт нижнего бьефа будет иметь отметку выше крышки турбины, в конструкции уплотнения предусмотрено запорное устройство, не позволяющее воде протекать из отсасывающей трубы через зазоры внутрь турбины при остановленной машине. Запорное устройство выполнено в виде резиновой камеры кольцевого сечения, заложенной в специальной выточке крышки корпуса насоса.

Когда при остановленной машине есть опасность попадания воды внутрь турбины, в резиновую камеру запорного устройства под давлением $1,5-2 \text{ кг/см}^2$ подается вода или воздух. Резиновая камера, расширяясь, ликвидирует зазор, через который возможно проникновение воды. Целесообразно уплотняющее кольцо связывать с контактными устройствами, сигнализирующими о включении или выключении запорного устройства. Включать уплотнение можно лишь после полной остановки турбины, при пуске ее оно должно быть обязательно выключено, т. е. полость резиновой камеры должна быть разгружена от давления, а стальные кольца под действием собственного веса или пружины должны опуститься вниз и образовать зазор для вращения машины. Опыт эксплуатации таких запорных устройств показал не очень надежную их работу.

На рис. IX.11 показано более простое лабиринтное уплотнение. В лабиринтное уплотнение той или иной конструкции очень часто подводят чистую воду, забираемую обычно из спирали и пропускаемую через фильтр. Чистая вода подводится примерно в середину лабиринтного устройства так, что часть воды идет наружу уплотнения в полость колеса, часть идет внутрь уплотнения через колесо насоса в отсасывающую трубу.

Подвод чистой воды имеет целью удлинить срок службы лабиринта путем предохранения его гребенок от износа загрязненной взвешенными частицами воды, что часто имеет место в гидроустановках; во-вторых, при подводе воды к лабиринту извне исключается возможность засасывания воздуха при некоторых режимах работы турбины в полость рабочего колеса; и, наконец, при малых зазорах лабиринта постоянный подвод воды к нему обеспечивает смазку гребенок и тем самым исключает возможность их задира.

При конструировании лабиринтного уплотнения вала подшипника следует руководствоваться теми же соображениями, что и уплотнения обода колеса радиально-осевой турбины.

Критерием для оценки запроектированной конструкции лабиринтного уплотнения является, с одной стороны, количество воды, проходящей через уплотнение и, с другой стороны, технологичность конструкции, обеспечивающая простое производство.

Требование минимальных протечек приводит к необходимости уменьшения зазоров, увеличения количества или высоты гребней, что требует более жестких допусков при обработке деталей или увеличивает высоту уплотнения. Указанные факторы должны учитываться при конструировании лабиринтного уплотнения. Вследствие сложности конструкции лабиринтные уплотнения в последнее время применяются редко.

6. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ПОДШИПНИКИ С ВОДЯНОЙ СМАЗКОЙ

Направляющие подшипники с водяной смазкой имеют в настоящее время широкое применение в гидротурбостроении, особенно в отечественных конструкциях. Они конструктивно проще подшипников с масляной смазкой. При подшипнике на водяной смазке отпадает надобность в уплотнениях, так как проходящая через турбину вода не только не опасна, но в большинстве случаев она используется для смазки подшипника. Отпадает необходимость и в ряде вспомогательного оборудования для смазки подшипника (резервуары, насосы и т. п.). Отсутствие специального уплотнительного устройства позволяет расположить подшипник на минимальном расстоянии от рабочего колеса, что улучшает условие работы турбины.

Все это значительно упрощает обслуживание, эксплуатацию подшипника. Подшипник на водяной смазке в основном применяется с резиновыми вкладышами (рис. IX.14).

Направляющий подшипник состоит из литого чугунного корпуса 1, разделенного на несколько частей, укрепленного на крышке турбины. К корпусу внутри его прикреплены с помощью болтов 7 и 8 обрезиненные сегменты 6. Сегменты вкладыша 6 представляют собой части стального цилиндра, к внутренней поверхности которого привулканизирована резина 5. Обрезиненная поверхность вкладыша снабжена продольными канавками, по которым во время работы турбины протекает вода, охлаждающая и смазывающая подшипник. Вода подводится трубопроводом 2 в замкнутое пространство над корпусом подшипника — ванну 3. Около вала ванна уплотняется сальником. Плотность прилегания набивки сальника к валу регулируется нажимной втулкой 4, которая подтягивается шпильками 9. Содержащаяся в резине сера способствует коррозии сталь-

ного вала, поэтому вал необходимо предохранять рубашкой, лучше всего из нержавеющей стали. Подача воды в подшипник обычно предусматривается от двух независимых друг от друга источников по отдельным трубопроводам (рис. IX.15). Подшипник постоянно питается водой из спиральной камеры с помощью водозабора или из водопровода /технических нужд.

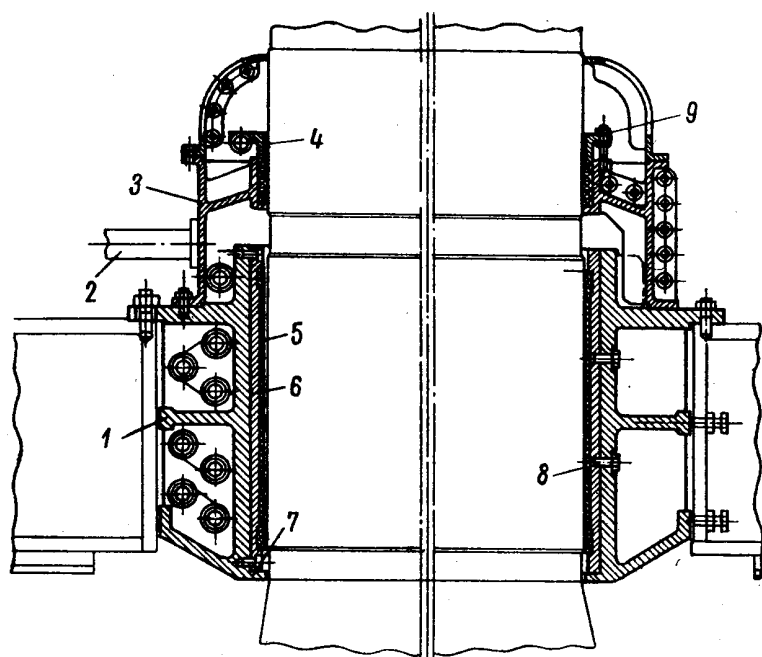


Рис. IX.14. Подшипник с резиновыми вкладышами на водяной смазке

Вода поступает по специальному трубопроводу, на котором имеется фильтр 2 и струйное реле или реле давления 4, которое дает возможность контролировать наличие определенного расхода в трубопроводе. При снижении расхода в трубопроводе ниже минимальной допустимой величины струйное реле дает электрические импульсы на включение в работу резервного трубопровода, питающего подшипник от технического водопровода станции или другого источника.

Для автоматического включения этого резервного трубопровода на нем устанавливается клапан с соленоидным приводом 3. В случае, если по резервному трубопроводу вода не течет или протекает в недостаточном количестве, реле струйное или реле давления дают соответствующий сигнал.

Пройдя подшипник, вода поступает в зону над рабочим колесом. Если турбина работает при низком напоре и давление в спирали недостаточно для подачи воды в подшипник, возможна схема смазки с насосной системой, при которой вода подается в бак, расположенный на высоте 15—17 м над подшипником. Из бака вода самотеком поступает к подшипнику. Опыт эксплуатации показывает, что избыточное давление в ванне подшипника $0,5-1,0 \text{ кг/см}^2$ является достаточным для смазки подшипника.

Основное требование, которому должна удовлетворять система подвода смазки — бесперебойная подача воды, так как при ее отсутствии резиновый вкладыш подшипника вследствие своей нетеплопроводимости сразу же сгорает.

Подшипник с водяной смазкой хорошо зарекомендовал себя в практике эксплуатации гидротурбин, установленных на отечественных ГЭС. Его отличительной особенностью является надежность и удобство в эксплуатации.

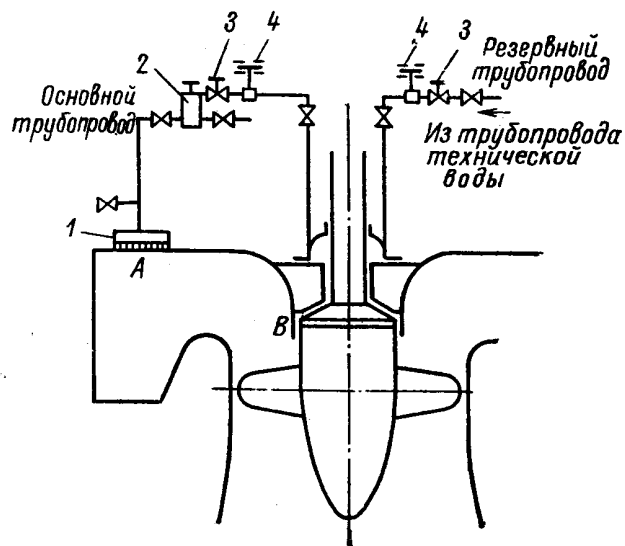


Рис. IX.15. Схема подачи воды в подшипник с водяной смазкой

К достоинствам резинового подшипника следует отнести и его способность уменьшать вибрации вала. Вследствие эластичности резины вал может вращаться вокруг своего центра тяжести, даже если он не расположен по линии, не совпадающей с геометрической осью вала. Опыт эксплуатации подшипников показал, что они работают надежно, особенно на чистой воде, когда количество взвешенных в воде частиц не превышает $0,1 \text{ г/л}$. Если же в воде имеются твердые частицы, то поверхность обливки вала может истираться. Особенно интенсивно истирание вала происходит в месте установки сальника, даже при чистой воде. Поэтому сальниковые уплотнения в последних конструкциях заменяют торцевым уплотнением.

Торцевые уплотнения показаны на рис. IX.16. Они состоят из двух колец: резинового 1, прикрепленного к корпусу ванны 2 над подшипником, и кольца 3 из нержавеющей стали, соединенного с валом 4 турбины.

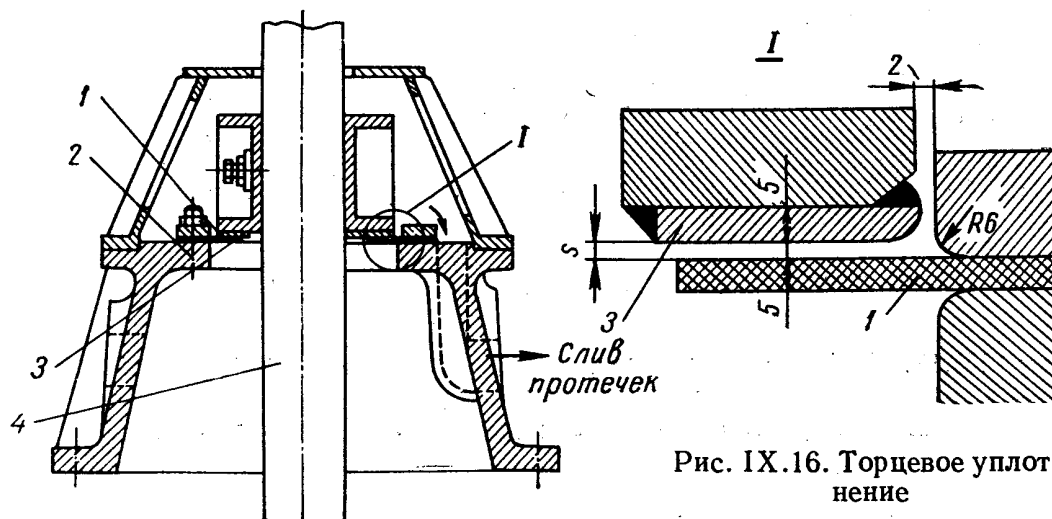


Рис. IX.16. Торцевое уплотнение

Вода, поступающая в зону торцевого уплотнения, прижимает резиновое кольцо к стальному и тем самым ликвидирует зазор. Опыт эксплуатации таких уплотнений показывает, что величина зазора s при холостом ходе (без нагрузки) должна быть около 5 мм . При полной нагрузке, когда кольцо опускается вместе с валом, зазор должен быть не менее $1\text{--}2 \text{ мм}$. Преимуществом торцевого уплотнения по сравнению с сальниковым является отсутствие износа рубашки вала, более продолжительные сроки службы уплотнения и нечувствительность к биению вала турбины. Впервые такая конструкция торцевого уплотнения была разработана ХТГЗ. В эксплуатации они показали надежную работу.

Длина подшипника ранее принималась сравнительно большой ($l = 1,5d$), в настоящее время признано достаточным принять $l = (0,6 \div 0,8) d$.

На рис. II.15; II.17; II.21; II.23; II.26 и II.29 можно видеть подшипники с водяной смазкой и резиновыми вкладышами в выполненных турбинах радиально-осевого и поворотлопастного типов.

Свойства резины как подшипникового материала

Для направляющих подшипников гидротурбин применяется специальный сорт резины. Если в состав резины входит натуральный каучук, ее физико-механические свойства характеризуются следующими показателями: сопротивление разрыву не менее 200 кг/см^2 ; относительное удлинение при разрыве не менее 400% ; деформация образца на сжатие при нагрузке 5 кг/см^2 не должна превышать 2% от толщины резинового слоя; твердость колеблется в пределах $8,3\text{--}12,6$ (испытание на твердость производится твердомером по ГОСТу 263—53).

5) Прочность сцепления резины с металлом (надлежащим образом обработанным) равна примерно 40 кг/см^2 при испытании на сдвиг.

6) Истираемость при сухом трении не должна превышать $700 \text{ см}^3/\text{квт} \cdot \text{ч}$ (ГОСТ 426—66). При этом замеряется количество стертого материала на 1 квт/ч , затраченной мощности электродвигателя.

7) При набухании в речной воде в течение 10 суток резина увеличивается в весе не более $0,15\%$.

8) Резина во вкладыше, охлажденном до -50°C , не изменяет своих физико-механических свойств после нагрева ее до комнатной температуры.

Эта резина при водяной смазке является хорошим антифрикционным материалом. Коэффициент трения резины по стали невелик и зависит от окружной скорости и удельного давления.

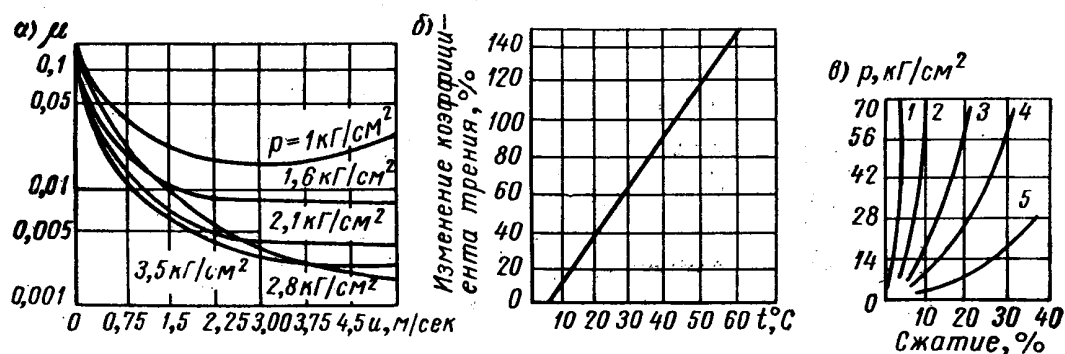


Рис. IX.17. Свойства резины как подшипникового материала при толщине образца:

1 — 6,3 мм; 2 — 12,7 мм; 3 — 19,0 мм; 4 — 25,4 мм; 5 — 25,4 мм

Опытами установлено, что при смазке водой с увеличением удельного давления и окружной скорости коэффициент трения резины по стали уменьшается. Зависит он также от качества обработки трущихся поверхностей. Минимальное значение коэффициента трения находится в пределах $\mu = 0,005 \div 0,01$ при скоростях $u = 1,5 \div 3,5 \text{ м/сек}$. Коэффициент трения резины с увеличением температуры возрастает. Резина обладает высокой эластичностью и может выдерживать значительные деформации, не допустимые для других материалов.

При проектировании подшипника с резиновым вкладышем зазоры необходимо выбирать с учетом возможных деформаций. Важно, чтобы они не превосходили зазоров в лабиринтных уплотнениях.

Для уменьшения абсолютных значений прогиба подшипника целесообразно принимать более тонкий слой резины.

На рис. IX.17 приведены полученные опытным путем кривые, характеризующие свойства резины как подшипникового материала. На рис. IX.17, а дана зависимость коэффициента трения μ от окружной скорости при нагрузках, меняющихся от 1,0 до 3,5 кг/см^2 и при температуре охлаждающей воды 43°C .

Из графика видно, что с увеличением нагрузки коэффициент трения уменьшается. При всех нагрузках с увеличением окружной скорости коэффициент трения вначале резко уменьшается, а в дальнейшем остается почти постоянным.

На рис. IX.17, б показана зависимость изменения коэффициента трения от температуры. С увеличением температуры коэффициент трения увеличивается, поэтому всегда желательно подводить большее количество воды, чтобы температура ее была небольшой.

На рис. IX.17, в показаны кривые сжатия резиновых образцов различной толщины при разных удельных давлениях, достигающих до 70 кг/см^2 .

Для ориентировочного определения коэффициента трения резины можно пользоваться следующей эмпирической зависимостью:

$$\mu = C \frac{\sqrt{u}}{p},$$

где u — окружная скорость в $м/сек$;

p — удельное давление в $кг/см^2$;

C — коэффициент, зависящий от окружной скорости.

u в $м/сек$	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0
C	0,25	0,2	0,16	0,15	0,13	0,125

Достоинством резины является ее малый износ в процессе эксплуатации. В случае попадания песка в подшипник песчинки вдавливаются в эластичную поверхность резины, перекатываясь по ней, доходят до ближайшей канавки и из нее смываются водой. Поэтому даже при наличии песка, износ подшипника получается небольшим.

Недостатком резины как материала является плохая ее стойкость по отношению к нефтепродуктам и минеральным маслам. При наличии в воде и попадании на резину масла они растворяются в резине, делают ее мягкой, липкой и непригодной для работы. Резина может храниться длительное время в темноте при температуре от 0 до $+20^{\circ}C$ в сырых опилках. При действии ярких солнечных лучей и тепла резина затвердевает и теряет упругость.

Характер трения резиновых подшипников — жидкостный. Об этом в известной мере свидетельствует уменьшение коэффициента трения с увеличением окружной скорости. Было также измерено распределение давления, возникающего в смазочном слое резинового подшипника при вращении вала в разные стороны. При этом характер изменения давлений в подшипнике был схожим с характером распределения давления в смазочном слое обычного металлического подшипника. Однако вследствие эластичности резины максимальное значение давления несколько сглаживается. Между валом и резиновым вкладышем в пределах пространства, ограниченного смазочными канавками, образуется смазочный клин, который поддерживает вал.

Вкладыш подшипника с резиновой облицовкой

Подшипники с резиновой облицовкой используются в судостроительной промышленности для опоры валов гребных винтов. Для гидротурбин такие подшипники применялись в США. В СССР подшипники с вкладышами, облицованными резиной, для гидротурбин средней и большой мощности начали применяться ЛМЗ в 1935 г. [29].

Для гидротурбин малых размеров с диаметрами валов 110—200 мм резиновые вкладыши представляют собой обычно цельную металлическую втулку, облицованную резиной, в которой имеются 8—14 продольных канавок для смазки и охлаждения водой.

Для турбин средних размеров с валами диаметром 300—500 мм резиновые вкладыши изготавливаются обычно из двух частей, которые прикрепляются винтами к корпусу подшипника турбины.

Для крупных гидротурбин при диаметре вала свыше 500 мм вкладыши собираются из 8—12 секторов. На рис. IX.18, б показан один сектор, представляющий собой стальную пластину 1, изогнутую по дуге окружности подшипника, с провулканизированной резиной 2. Стальные обремененные сегменты крепятся винтами через отверстия 3 к корпусу подшипника. Для лучшего соединения резины с цельной втулкой по всей ее длине

целесообразно изнутри нарезать мелкую резьбу. Наилучший в отношении сцепления с резиной материал — латунь. В крупных подшипниках со стальными секторами для лучшего соединения последние с резиной применяют латунированные поверхности, к которым привулканизируется резина.

Вулканизация сектора должна производиться в специальной пресс-форме. Обычно размеры и вес самой пресс-формы зависят от грузоподъемных средств завода резинотехнических изделий, производящего вулканизацию. Это является определяющим для выбора количества секторов крупных подшипников гидротурбины.

На рис. IX.18, а показано сечение пресс-формы для вулканизации сектора. Она состоит из двух частей: нижней 1 и верхней 2, между которыми находятся планки — левая 3 и правая 4, закрепленные втулкой 5 и коническим штифтом 6. В собранной пресс-форме создается замкнутый объем, в который вкладывается сектор вкладыша с приклеенными листами

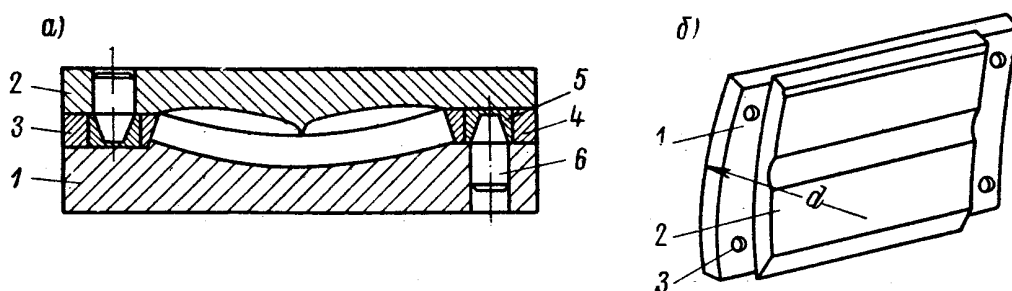


Рис. IX.18. Резиновый вкладыш

из сырой резины, и затем производится вулканизация под прессом. Обрезиненный таким образом сегмент обычно имеет припуск на обработку. На гидротурбинном заводе сегменты собираются в цельное кольцо, затем производится расточка их внутренней поверхности на карусельном станке. Канавки в подшипнике для протекаемой воды обычно применяют продольные. Форма канавки подшипника показана на рис. IX.19. Канавки служат для пропускания смазочной и охлаждающей воды и для удаления песка и ила, заносимого водой. Размер и форма канавки определяются эмпирически и зависят от размера подшипника. Глубина канавки принимается в пределах $h_1 = (0,4 \div 0,5) h_2$.

В практике гидротурбостроения известны случаи применения резиновых подшипников не с прямыми смазочными канавками, а с винтовыми. На поверхности таких подшипников располагались одна или две смазочные канавки полукруглого или трапецеидального поперечного сечения, идущие по винтовой линии по всей длине подшипника. При такой конструкции длина смазочной канавки получается большой, возрастает гидравлическое сопротивление и поэтому требуется большое давление смазывающей воды. Кроме того, такие смазочные канавки больше подвержены засорению. Подшипники с винтовыми канавками распространения в гидротурбостроении не получили.

Зазоры в направляющем подшипнике гидротурбины с резиновым вкладышем выбирают такими же или немного меньше, чем в металлических подшипниках, так как резина легче деформируется. В случае больших зазоров увеличивается амплитуда колебаний вала. Толщина смазывающей пленки у резиновых подшипников, очевидно, может быть меньше, чем у металлических, так как резина может приспособливаться к шероховатости вала. Известен случай успешного применения подшипников с натягом, т. е. внутренний диаметр подшипника был даже несколько меньше диаметра вала. При таком подшипнике достигается уменьшение

вибрации вала. Однако, в случае чрезмерного натяга, возможно возникновение сухого трения резины по металлу и пережог ее. Поэтому лучше предусматривать минимальный зазор в подшипнике, гарантирующий образование тончайшей водяной пленки.

Допускаемые нагрузки на направляющие резиновые подшипники зависят от числа оборотов вала и величины усилия. Последние определить трудно, так как вращающийся ротор турбины уравновешен и вода подводится к рабочему колесу равномерно со всех сторон. Однако практически всегда существует некоторая неуравновешенность массы ротора и несим-

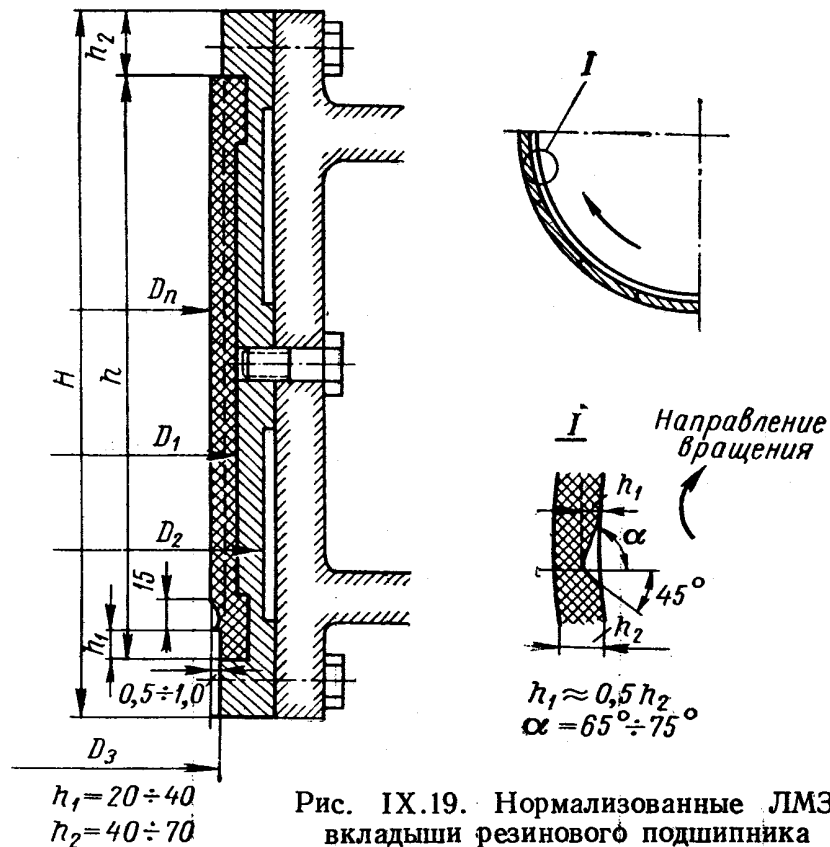


Рис. IX.19. Нормализованные ЛМЗ вкладыши резинового подшипника

метричность потока воды, поэтому существует и нагрузка на подшипник. Величину ее приходится определять косвенным путем из теплового расчета подшипника, который приведен ниже.

Зная нагрузку, можно определить удельное давление. Удельное давление на подшипник, полученное таким путем, сопоставляют с удельным давлением, принимаемым в прежних конструкциях и в судостроительной практике. При установлении величины допускаемого удельного давления на направляющий подшипник следует исходить из возможной деформации подшипника и скорости вращения. Необходимо иметь в виду, что окружная скорость, при которой слой водяной смазки еще не теряет своей несущей способности, не должна быть меньше 0,5 м/сек. При такой скорости нагрузка на резиновый подшипник не может превышать 3,5 кг/см². Резиновые подшипники гидротурбин обычно применяются при окружных скоростях от 1,5 до 12,0 м/сек. При этом допускают удельное давление до 5 кг/см².

В судостроительной практике [108] при горизонтальных валах удельное давление на резиновые подшипники допускают около 2,5 кг/см², при этом применяют относительно длинные подшипники.

Однако известно, что удельное давление на горизонтальный подшипник может быть увеличено даже до 50 кг/см². Для этого надо, чтобы нагрузка прикладывалась после достижения валом скорости 2,5 м/сек. Рас-

ход воды через подшипник должен быть настолько велик, чтобы обеспечить достаточно низкую температуру смазочной пленки, и, наконец, поверхность вала и подшипник должны быть очень гладкими. Диаметр трубопровода d для подвода воды к подшипнику обычно равен $d = (2,5 \div 3) \sqrt{D_1}$ мм, где D_1 — диаметр турбины в мм.

В СССР подшипники с резиновыми вкладышами эксплуатируются с 1937 г. на многих гидростанциях. Все турбины Волжских ГЭС оборудованы турбинами с резиновыми подшипниками диаметром $d = 1400$ мм. Они успешно эксплуатируются с 1955 г. Гидротурбины Братской ГЭС ($N = 235\,000$ квт) с резиновыми подшипниками $d = 1500$ мм и Красноярской ГЭС ($N = 500\,000$ квт) с диаметром $d = 2300$ мм тоже успешно эксплуатируются. На турбинах некоторых ГЭС было несколько случаев «сгорания» поверхности резиновых подшипников вследствие прекращения подачи воды для смазки. Турбина была остановлена не сразу, и подшипник работал при сухом трении. От сильного нагрева резина опла-

Т а б л и ц а IX.2

Основные размеры резинового подшипника

D_n	D_1	D_2	D_3	H	h	Количество	
						секторов	болтов
265	295	335	280	280	200	4	16
315	345	385	330	310	230	4	16
365	395	435	380	350	270	4	16
415	445	490	430	380	300	4	16
465	495	540	480	410	330	4	16
515	545	590	530	440	360	4	16
565	595	640	580	470	390	4	16
620	650	695	635	500	420	4	16
670	705	755	685	560	460	6	36
720	755	805	735	590	490	6	36
770	810	860	790	620	520	6	36
820	860	910	840	640	540	6	36
870	910	960	890	660	560	6	36
920	960	1010	940	680	580	6	36
970	1010	1060	990	700	600	6	36
1020	1060	1110	1040	720	620	6	36
1120	1160	1220	1140	770	650	8	64
1220	1260	1320	1240	820	700	8	64
1320	1360	1420	1340	870	750	8	64
1420	1460	1520	1440	920	800	8	64
1520	1560	1620	1540	960	840	8	64
1620	1660	1720	1640	1000	880	8	64
1720	1760	1830	1740	1050	910	12	96
1820	1860	1930	1840	1080	940	12	96
1920	1960	2030	1940	1120	980	12	96
2020	2060	2130	2040	1140	1060	12	96

вилась, облицовка вала из нержавеющей стали деформировалась и сорвала заварку и винты, которыми она крепилась к валу.

Известны также случаи прекращения подачи воды в подшипники вследствие замерзания водяного трубопровода.

На некоторых ГЭС после 8—10 лет эксплуатации подшипников наблюдалось в отдельных местах затвердевание резины и ее размягчение и отслоение. Эти дефекты носили местный характер и не являлись причиной прекращения эксплуатации подшипников.

Точных данных о степени износа резины вкладыша не имеется. Продолжительная работа резиновых подшипников на Днепрогэсе без всякого ремонта колеблется от 3 до 6 лет. На рис. IX.19 показана конструктивная схема резинового подшипника, а в табл. IX.2 — его основные размеры.

Подшипник с вкладышем из древопластиков

В отечественном гидротурбостроении применялись также направляющие подшипники с вкладышами из древопластиков (ДСП). Описание их конструкций приведено в первом издании монографии «Гидротурбины» (гл. IX). Однако вследствие склонности древопластиков к разбуханию и сравнительно быстрого разбивания поверхности их эксплуатация оказывается в ряде случаев ненадежной. Поэтому для подшипников крупных турбин их перестали применять.

Тепловой расчет направляющего подшипника с водяной смазкой

Вследствие плохой теплопроводимости резинового вкладыша можно считать, что все образующееся при трении в подшипнике тепло отводится водой.

Обычно вода подводится к подшипнику под давлением 0,5—2,0 кг/см² от двух независимых источников. При тепловом подшипнике надо учитывать источники, имеющие наименьший напор.

Если радиальная нагрузка на подшипник будет P , то в секунду в подшипнике выделяется следующее количество тепла:

$$A = \frac{P_{\text{цп}}}{427} \text{ ккал/сек}, \quad (\text{IX.18})$$

где u — окружная скорость вала в м/сек;

μ — коэффициент трения;

427 — механический эквивалент тепла.

Это количество тепла нагреет q литров воды, проходящих через направляющий подшипник, на $\Delta t^\circ \text{C}$. Следовательно,

$$q = \frac{A}{c\gamma\Delta t} = \frac{P_{\text{цп}}}{427c\gamma\Delta t} \text{ л/сек},$$

где c — теплоемкость воды в ккал/кг[°]С;

γ — удельный вес воды.

Откуда величина радиальной нагрузки будет равна

$$P = \frac{427qc\gamma\Delta t}{\mu} \text{ кг}. \quad (\text{IX.19})$$

Удельное давление на подшипник диаметром d и длиной l будет равно

$$p = \frac{P}{dl} = \frac{427qc\gamma\Delta t}{dl\mu} \text{ кг/см}^2. \quad (\text{IX.20})$$

Вода, протекающая через подшипник при проточной системе смазки, практически нагревается на $3-5^{\circ}\text{C}$, т. е.

$$\Delta t = t_1 - t_2 = 3 \div 5^{\circ}\text{C}, \quad (\text{IX.21})$$

где t_1 — температура воды на входе в подшипник;
 t_2 — температура воды на выходе из подшипника.

Величина расхода через подшипник q (л/сек) подсчитывается для выбранной конструкции подшипника с учетом сопротивления системы подвода воды и самого подшипника для существующего перепада давления от начала течения воды A (забор у спирали) до выхода воды в камеру рабочего колеса B (см. рис. IX.15).

По аналогии с формулой гл. VII для уплотнения обода рабочего колеса можно написать общую формулу для расхода воды через подшипник

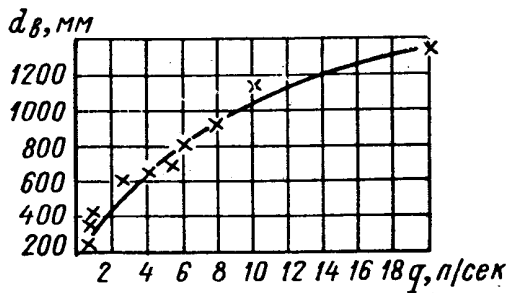


Рис. IX.20. Статическая зависимость расхода воды для смазки резинового подшипника от диаметра вала

$$q = \sqrt{\frac{2gh_w}{\sum \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{1}{f_i^2} + \zeta_i \frac{1}{f_i^2} \right)}}, \quad (\text{IX.22})$$

где h_w — срабатываемый напор на участке трубопровода от A до B ;

λ_i — коэффициент трения;

l_i, d_i — длина и диаметр соответствующих участков системы трубопровода;

f_i — площадь соответствующего сечения, где протекает вода;

ζ_i — коэффициент местных сопротивлений.

В практике гидротурбостроения значения ζ_i принимаются следующими:

Вход в трубопровод	0,76
Колено на 90°	0,29
» » 45°	0,29
Задвижка	0,2
Фильтр	3,0
Соленоидный клапан	5,0
Струйное реле	5,0
Вход в ванну подшипника	1,0

Подробный примерный расчет расхода воды через резиновый подшипник приведен Л. Г. Смоляровым [25].

На рис. IX.20 показана зависимость расхода воды для смазки и охлаждения резиновых подшипников от диаметра вала по данным длительной эксплуатации ряда турбин. Не следует принимать расход меньше данных кривой (рис. IX.20).

Зная расход q , можно подсчитать удельное давление p для нормальных и разгонных оборотов и сопоставить полученные величины с установленными практикой удельными давлениями в направляющих подшипниках, которые обычно не превосходят 5 кг/см^2 . Результаты сопоставления могут служить критерием надежности теплового расчета.

Нагрузку на направляющий подшипник от несимметричности потока можно ориентировочно определять, если задаться гидравлической неуравновешенностью ΔM . При гидравлической неуравновешенности от вели-

чины крутящего момента турбины в 2%, т. е. $\Delta M = 0,02 M$, где M — крутящий момент турбины,

$$M = 716,2 \frac{1,36N}{n} \text{ кг} \cdot \text{м} \text{ и } \Delta M = 19,48 \frac{N}{n} \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Сила, вызываемая появлением момента,

$$P = \frac{\Delta M}{r}.$$

Следовательно,

$$P = 19,48 \frac{N}{nr} \text{ (кг)}. \quad (\text{IX.23})$$

Величину r приближенно можно принимать равной среднему радиусу окружности, делящему проходное сечение колеса на равные площади. Значение P можно определить и по следующей ориентировочной формуле, полученной по данным замеров испытаний турбин на некоторых ГЭС

$$P = 0,01\pi D_0 b_0 H \gamma \text{ кг},$$

где D_0 , b_0 — диаметр и высота направляющего аппарата в м.

1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Гидротурбины малой и средней мощности применяются как с вертикальным, так и горизонтальным валом. Валы горизонтальных гидротурбин небольшой мощности соединяются с валом регенератора или со ступицей рабочего колеса с помощью фланца и с помощью шпоночного соединения. У крупных горизонтальных гидроагрегатов валы соединяются между собой с помощью жестких фланцев.

Горизонтальный вал нагружен весом вращающихся частей, вызывающих изгиб вала, и крутящим моментом, передающимся от турбины к генератору. Реакция воды вызывает, кроме того, осевую растягивающую нагрузку. Горизонтальный вал обычно устанавливается на двух опорных подшипниках.

Вертикальный вал нагружен осевой растягивающей силой и передает крутящий момент гидрогенератору. Осевая нагрузка состоит из веса вращающихся частей и осевого давления воды. Вал вертикальной гидротурбины может испытывать и боковые нагрузки, вызываемые небалансом вращающихся частей или несимметричным потоком воды. В процессе регулирования в вертикальных и горизонтальных валах могут возникнуть крутильные колебания. В зависимости от компоновки вал гидрогенератора может состоять из двух частей — турбинного вала и генераторного — или из трех частей — турбинного, промежуточного и генераторного валов.

В последнее время появились конструкции вертикальных гидрогенераторов с единым валом, что обеспечивает минимальные осевые размеры.

На рис. II.11 показаны компоновки существующих гидроагрегатов с различным количеством валов.

Применение цельного вала гидроагрегата удешевляет конструкцию, так как ликвидируется лишнее фланцевое соединение. Последнее обстоятельство гарантирует также от изломов линии вала, которые вредно влияют на эксплуатационные свойства гидроагрегата.

Однако, если единый вал имеет большую длину, приходится повышать отметку подкрановых путей, чтобы обеспечить возможность выема его из шахты турбины. Поэтому по условиям монтажа и демонтажа может быть целесообразным применение не единого, а составного из двух частей вала с фланцевым соединением.

Раньше валы выполнялись коваными из высококачественной углеродистой стали. В последнее время часто применяют сварные валы.

Валы крупных турбин всегда имеют внутри центральное отверстие, которое используется для контроля качества материала и в поворотно-лопастных турбинах для подачи масла к сервомотору рабочего колеса.

Спокойная и надежная работа турбины в значительной степени зависит от качества соединения валов между собой и сопрягаемыми деталями, соосности рабочих поверхностей вала с геометрической осью, величины

зазора между валом и подшипником турбины, соосности вала и рабочего колеса. Линия вала не должна иметь изломов, что зависит в основном от качества фланцевого соединения. При проектировании вала и его производстве на это надо обращать особое внимание.

2. КОНСТРУКЦИЯ ВАЛА

Мощные турбины, как правило, работают с малыми числами оборотов, поэтому крутящий момент в них достигает больших величин, что приводит к большому размеру вала турбины. Диаметр вала некоторых турбин достигает 1,5 м, а по фланцу — свыше 2 м; длина его более 6 м. Вес крупного вала в обработанном виде доходит до 70 т. Создание поковки такого вала, имеющего еще большие размеры и вес, требует больших процессов и соответствующей металлургической базы.

Вал вертикальной турбины обычно представляет собой цилиндрическую поковку с двумя фланцами на концах, с помощью которых он болтами

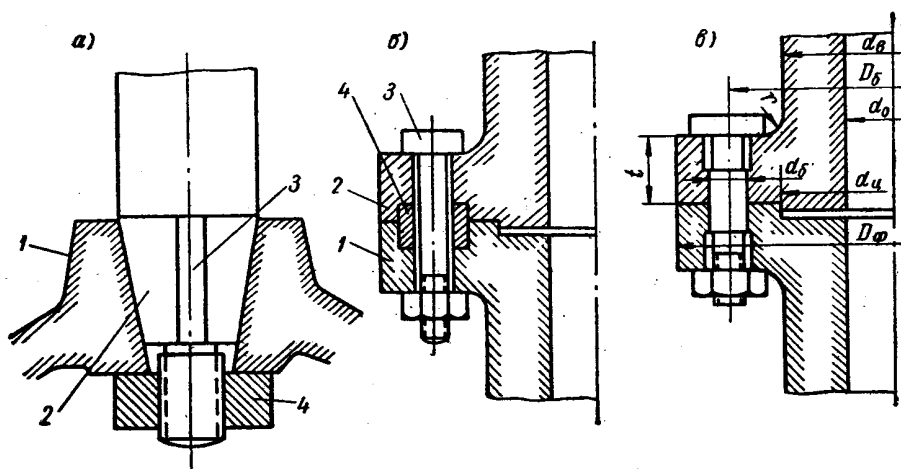


Рис. X.1. Конструкции соединения валов: а — шпоночное; б — болтами и срезными кольцами; в — приспособанными болтами

соединяется с рабочим колесом и фланцем вала генератора. Соединение вала с колесом возможно с помощью шпонки и гайки. Такие соединения применялись раньше даже в крупных турбинах.

На рис. X.1 показаны различные способы соединения вала турбины с рабочим колесом и валом генератора.

Вал без фланца (рис. X.1, а). Такая конструкция применяется иногда в соединении вала с колесом радиально осевой турбины. Ступица колеса 1 надевается на коническую шейку вала 2 и закрепляется на ней шпонкой 3 и гайкой 4. Осевые нагрузки воспринимаются гайкой, а крутящий момент передается шпонкой. При такой конструкции технологически сложно выполнить нарезку резьбы большого диаметра и точную обработку соприкасающихся конических поверхностей. Требуется большие пригоночные работы для осуществления надежного закрепления колеса на валу.

Соединения фланцев с помощью проходных болтов и срезных втулок (рис. X.1, б). В этой конструкции фланцы вала турбины 1 и генератора 2 соединяются между собой болтами 3, свободно вставленными в отверстие фланцев. Болты воспринимают только осевые усилия. Для передачи крутящего момента служат срезные кольца 4, плотно вставленные в отверстия фланцев. Такая конструкция принималась ранее в некоторых турбинах. Осуществление ее сложно в производстве и требует дополнительных деталей.

Фланцевое соединение валов и вала с рабочим колесом с помощью припасованных болтов, работающих на растяжение и срез, показаны на (рис. X.1, в). Этот вариант наиболее распространен во всех странах в различных конструкциях турбин. Болты в центральной части имеют точно обработанный шлифованный пояс, вставляемый в отверстие с небольшим минимальным зазором (0,02—0,04 мм). Такой зазор соответствует посадке A/D . Как показал опыт отечественного гидротурбостроения, такая конструкция обеспечивает надежность фланцевого соединения при условии точного центрирования фланцев сопрягаемых деталей с помощью буртика и выточки ($d_{\text{ц}}$). Для этого центрирующий буртик обычно обрабатывают с допуском, соответствующим плотной посадке P , но с учетом действительного диаметра выточки. Выточки обрабатываются по второму классу точности. Для плотного соединения припасованных болтов с фланцами отверстия в них окончательно надо обрабатывать совместно в двух сопрягаемых деталях с помощью разверток.

На торцевых сопрягаемых поверхностях фланцев не должно быть никаких выпуклостей. Вогнутость, определяемая с помощью щупа и контрольной линейки, допускается в пределах не более 0,03 мм для диаметров валов < 1 м, не более 0,03 мм на 1 м диаметра при диаметрах валов > 1 м.

Биение наружных торцевых плоскостей фланцев по периферии допускается для диаметра вала до 1500 мм не более 0,02 мм.

Диаметр фланца следует принимать по возможности малым, чтобы избежать возникновения изгибающих моментов. Большой диаметр фланца будет также вызывать затруднения при приготовлении поковки вала. При этом размер фланца должен быть достаточным для расположения болтов и осуществления плавного перехода к телу вала во избежание излишней концентрации напряжений. Практикой установлены следующие основные соотношения для фланцев цельнокованого вала вертикальной гидротурбины в соответствии с рис. X.1, в:

Диаметр фланца	$D_{\text{ф}} = (1,5 \div 1,85) d_{\text{в}}$
» окружности расположения болтов	$D_{\text{б}} = (1,30 \div 1,45) d_{\text{в}}$
Толщина фланца	$t = (0,2 \div 0,27) d_{\text{в}}$
Диаметр центрирующего буртика	$d_{\text{ц}} = (0,9 \div 1,0) d_{\text{в}}$
» отверстия вала поворотнолопастной турбины	$d_0 = 0,5d_{\text{в}}$
» отверстия вала радиально-осевой турбины	$d_0 = 0,3d_{\text{в}}$
Радиус закругления	$r = (0,07 \div 0,1) d_{\text{в}}$
Диаметр болта	$d_{\text{б}} = (0,10 \div 0,17) d_{\text{в}}$
Число болтов:	
$d_{\text{в}} = 250 \div 800$	$z_{\text{б}} = 10 \div 14$
$d_{\text{в}} = 750 \div 1600$	$z_{\text{б}} = 16 \div 22$

По этим соотношениям выбираются размеры фланца вала и болтового соединения, а затем расчетным путем проверяются напряжения. Для сварных валов больших размеров, имеющих более тонкие стенки, рекомендуются соотношения основных размеров фланца, приведенные в табл. X.1 (по данным ЛМЗ). Для уплотнения полости вала, когда в ней находится масло, между фланцами валов устанавливаются резиновые шнуры. На рис. X.2 и в табл. X.2 показаны размеры канавок для уплотнительного шнура.

На рис. X.3 показан вал мощной вертикальной гидротурбины в соединении с валом генератора и крышкой рабочего колеса.

Вал турбины 3 имеет диаметр $d_{\text{в}} = 1400$ мм и длину $l = 5195$ мм. Нижний фланец вала с помощью 18 припасованных болтов 1 диаметром $d_{\text{б}} = 165$, имеющих резьбу 1M160, присоединяется к крышке рабочего

Размеры фланца тонкостенного сварного вала
(по данным ЛМЗ)

$d_в$	$D_ф$	t	$D_б$	z	$d_б$	Болт
600	1000	150	820	12	85	1М80
650	1050	150	870	16	85	1М80
700	1100	160	920	16	85	1М80
750	1150	160	970	18	85	1М80
800	1230	170	1045	20	85	1М80
850	1300	170	1110	20	90	1М85
900	1360	180	1165	20	95	1М90
950	1490	195	1280	20	100	1М95
1000	1570	210	1350	20	105	1М100
1100	1650	225	1425	20	115	1М110
1200	1830	240	1575	20	125	1М120
1300	1940	250	1675	20	135	1М130
1400	2070	260	1800	20	145	1М140
1500	2160	270	1900	20	150	1М140
1600	2330	280	2030	20	170	1М160
1700	2450	290	2140	20	175	1М170
1800	2600	300	2280	20	180	1М175
1900	2710	310	2390	20	185	1М175
2000	2860	320	2515	20	195	1М190

колеса. Гайки болтов 2 выполнены восьмигранными. Головки болтов и гайки по условиям техники безопасности закрываются разъемными крышками 4, которые крепятся к болтам винтами 11. Вал направляется подшипниками с резиновым вкладышем.

Диаметральный зазор между валом и подшипником запроектирован 0,25—0,4 мм.

У центрирующего буртика во фланцевом соединении предусмотрен уплотнительный резиновый шнур 5, так как внутри вала находится подаваемое к рабочему колесу масло под давлением. Соединение фланца 6 вала генератора с фланцем вала турбины осуществляется такими же болтами. К концу вала генератора крепится наставка вала 10, которая используется для подвода масла от маслоприемника турбины.

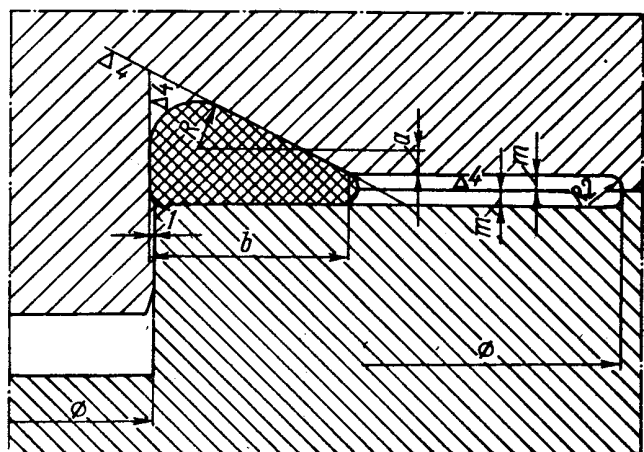
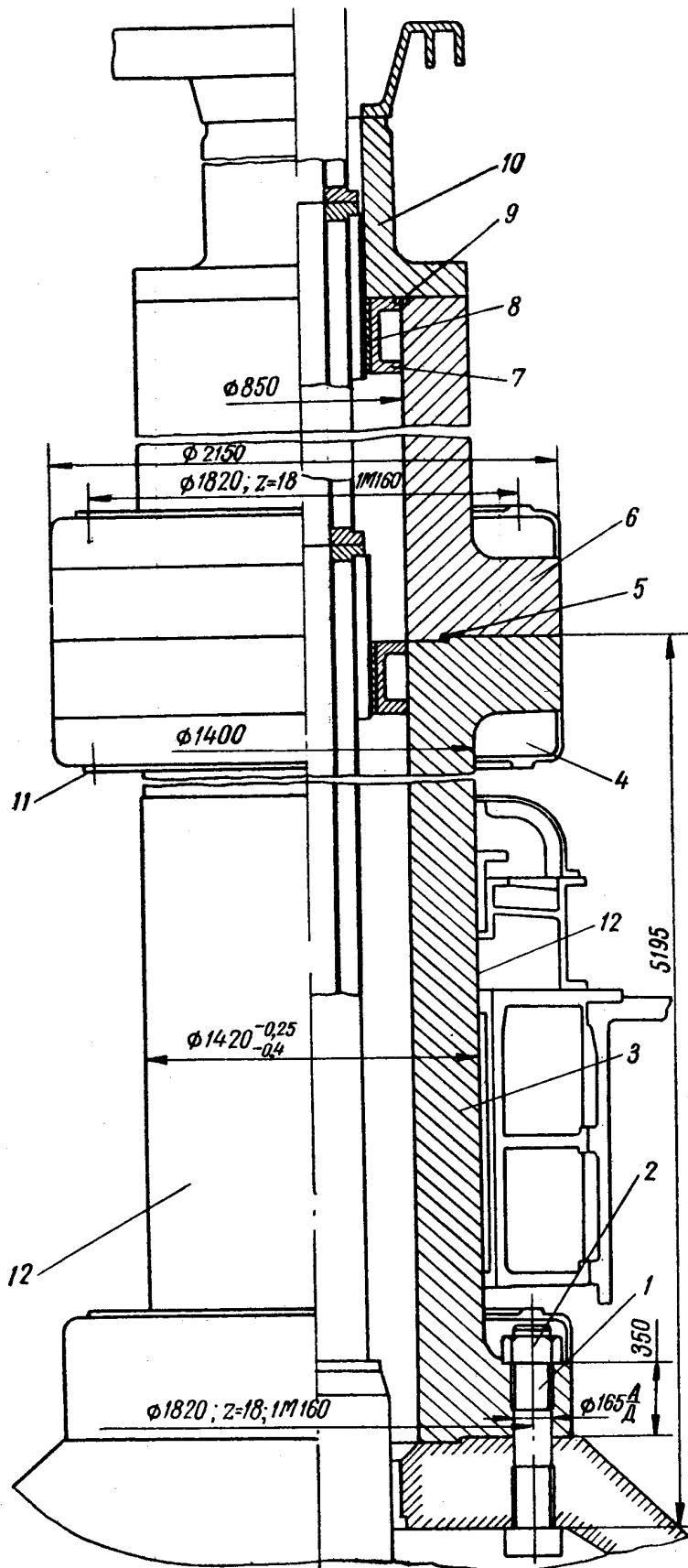


Рис. X.2. Резиновое уплотнение фланцев вала

В центральные отверстия турбинных и генераторных валов вставлены направляющие 7 с бронзовыми втулками 8. Втулки закреплены в валу стопорными винтами 9. Втулки служат для направления штанги, по которой подводится масло к сервомотору рабочего колеса. Вал турбины в месте

Размеры канавок для уплотнительного шнура

d_e	$d_{ш}$	b	a	R	m
600—900	8	18	2	4	0
950—110	12	18	2	4	2
1200—2000	16	24	3	6	2



соприкосновения с подшипником облицован листами 12 из нержавеющей стали. В данном случае сделана сплошная облицовка у подшипника и сальника. Более целесообразно облицовку около подшипника и сальника выполнять отдельно, что позволяет в случае необходимости их ремонтировать отдельно. Это важно, так как обычно облицовка у сальника изнашивается более интенсивно, чем у подшипника.

На рис. X.4 показан чертеж кованого турбинного вала со всеми размерами для турбин мощностью 200 000 квт. Этот вал имеет относительно тонкую стенку, что облегчает получение цельной поковки. Переход к фланцу, имеющему значительно большую толщину, выполнен коническим. Почти все поверхности вала, за исключением шейки у подшипника и сальника, обрабатываются под знак $\nabla 7$, поверхность, соприкасающаяся с вкладышем подшипника и сальника, — под знак $\nabla 8$. Заготовка крупного вала с двумя фланцами неудобна для производства поковки, требует много лишнего металла по концам вала. Чем больше размер диаметра

Рис. X.3. Вал турбины с соединенным валом генератора и крышкой рабочего колеса

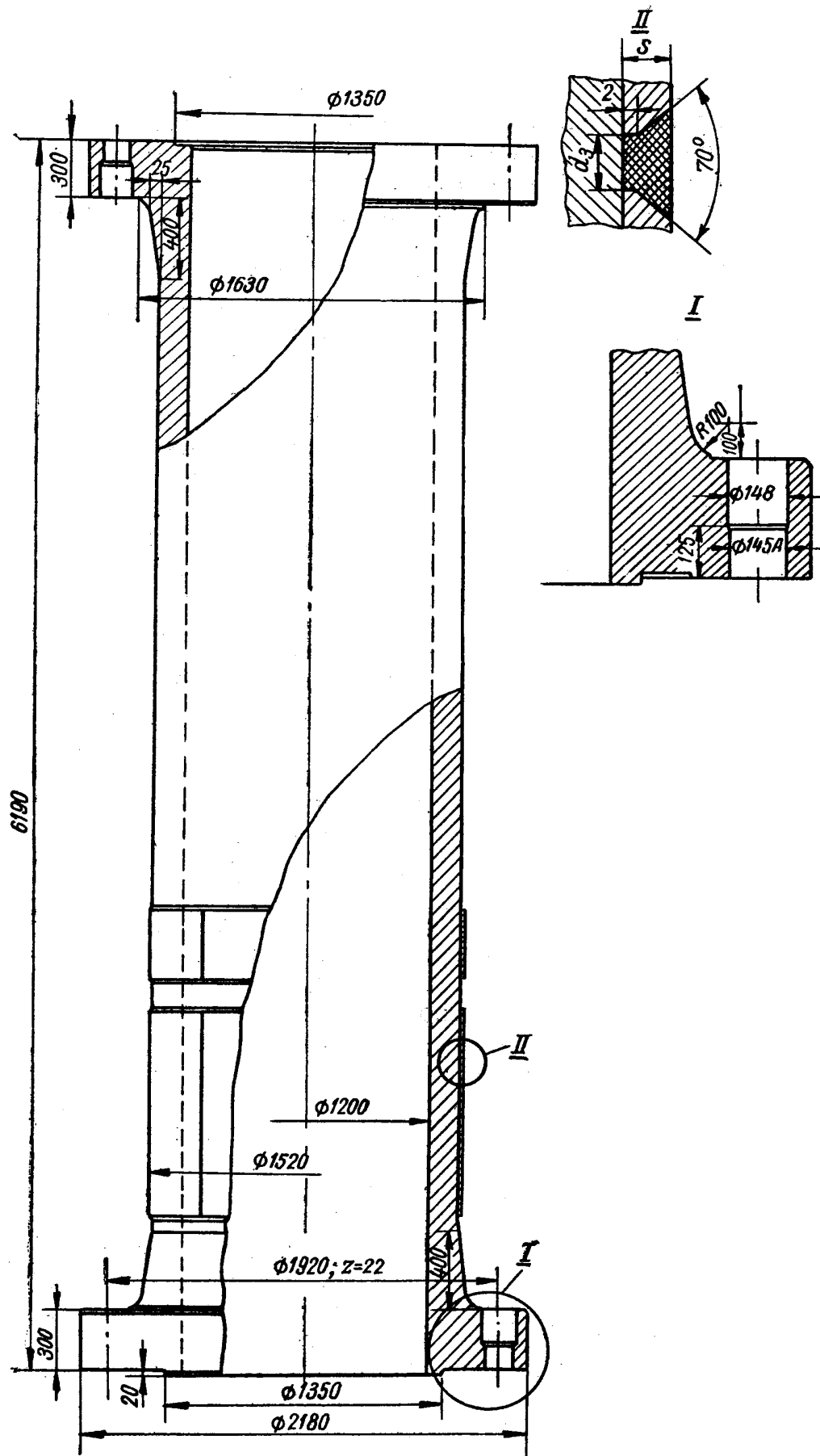


Рис. X.4. Кованый вал $d_s = 1500$ мм

фланца по отношению к диаметру вала, тем хуже проковывается металл фланца. Для получения конструкции с цельноковаными фланцами поковки вала должны иметь большой припуск на обработку.

С увеличением мощности турбин обычно значительно возрастают размеры и веса валов агрегата, а вместе с тем и трудности изготовления их в виде цельнокованой конструкции. Увеличение размеров кованого вала приводит к возрастанию веса слитка, необходимого для получения поковки. Но максимальный вес слитка ограничивается мощностью крупного прессового оборудования, емкостью сталеплавильных печей, а также грузоподъемностью кранового оборудования и возможностями внутризаводского транспорта. В крупной заготовке затруднена качественная поковка металла, особенно во фланцах. В результате внутри фланец может иметь

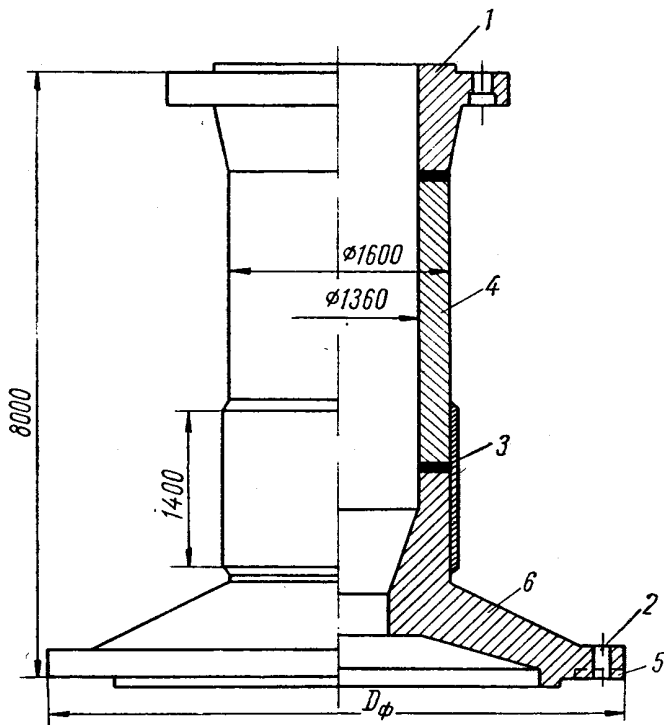


Рис. X.5. Сварной вал $d_s = 1600$ мм

даже литую структуру и соответственно более низкие механические свойства. Поэтому при крупных размерах целесообразно применение сварных валов из простых заготовок — трубы и двух фланцев.

На рис. X.5 показан сварной вал мощной турбины. Верхний фланец вала 1, отлитый из стали повышенного качества, например марганцевистокремнистой типа 20ГСЛ, с помощью электрошлаковой сварки приваривается к цилиндрической обечайке 4. Обечайка может быть кованой или же сваренной продольными швами из двух корыт из листовой стали. К обечайке снизу с помощью электрошлаковой сварки приваривается нижний фланец 6,

отлитый из той же стали. В данной конструкции нижний фланец более развит, чем верхний, и крепится прямо к цилиндру сервомотора рабочего колеса, заменяя крышку. Наружный диаметр фланца D_{cp} равен наружному диаметру цилиндра сервомотора рабочего колеса. При такой конструкции соединение фланца вала с крышкой сервомотора рабочего колеса ликвидируется, что дает существенную экономию металла и упрощает технологию производства. При кованых валах применение аналогичной конструкции ограничивалось возможностью получения поковки вала с фланцем большего диаметра. Такие валы применяются лишь для турбин средних размеров.

В сварных валах это ограничение отпадает. Применение сварных валов целесообразно и с экономической стороны. Так, например, сопоставление различных вариантов конструкции валов турбины Братской ГЭС — кованого (обычного и тонкостенного) и сварного — показало, что для изготовления обычного кованого вала диаметром 1500 мм требуется слиток весом 223 т, тонкостенный кованый вал требует слитка в 200 т, т. е. он более экономичен. Кованая труба для сварного вала потребует слитка весом только 105 т. Этот вариант по сравнению с цельноковаными аналогичных размеров дает сокращение расхода металла на 35%. Существенно снижается и стоимость изготовления. В случае применения сварной трубы вместо кованой трудоемкость механической обработки уменьшается на

25%. Это достигается за счет уменьшения припусков на трубе, сваренной из листов.

На рис. II.23 показан сварной вал с развитым нижним фланцем, примененный на поворотнлопастной турбине мощностью 29 000 квт с диаметром колеса $D = 5,0$ м. Вал турбины соединен с валом генератора с помощью припасованных болтов, входящих в отверстие, а с цилиндром сервомотора рабочего колеса — с помощью проходных болтов, свободно вставляемых в отверстие, и цилиндрических штифтов. Отверстия для штифтов разворачиваются одновременно во фланце и цилиндре сервомотора.

Облицовка вала

Облицовка тела вала в месте установки подшипника применяется при водяной смазке. Она предохраняет вал от коррозии, которая может быть особенно интенсивна при резиновых вкладышах. Находящиеся в резине органические соединения серы способствуют коррозии вала.

Облицовка вала может выполняться с помощью бронзовой рубашки и из нержавеющей стали. При облицовке из бронзы возможно химическое взаимодействие между ней и резиной, особенно если подшипник и облицовка не всегда погружены в воду.

В отечественных конструкциях, как правило, применяется облицовка из листов нержавеющей стали аустенитного класса марки 1X18H9T ($\sigma_s \approx 58$ кг/мм²); $\sigma_t \geq 20$ кг/мм² $\delta = 40\%$), которую можно сваривать без подогрева, приводящего обычно к внутренним напряжениям.

На рис. X.3 и X.4 показана облицовка вала из листов нержавеющей стали. Облицовка вала в зависимости от его диаметра состоит из нескольких сегментов, свариваемых встык. По длине она также может быть из цельных или стыкованных листов в зависимости от длины подшипника и размеров листов. Заготовка листов облицовки обычно имеет припуск по толщине для последующей обработки диаметра облицованного вала. Сегменты облицовки с помощью специальных скоб стягиваются на валу и в таком состоянии свариваются между собой электродом, обычно имеющим ту же марку металла, что и облицовка. Для лучшего прилегания к валу листы облицовки привариваются к валу с помощью электрозаклепок (рис. X.3, б). Шаг между заклепкой принимают равным примерно 200 мм. В табл. X.3 показаны толщины облицовки для разных размеров вала. Недостатком конструкции облицовки является то, что в случае износа, ремонт или замена ее требует сложных трудоемких работ.

В практике известен случай замены облицовки непосредственно на ГЭС. Новая облицовка была заранее изготовлена на заводе и пригнана к специальному барабану, заменяющему действительный вал турбины. Механическую обработку облицовки на барабане производили с учетом формулярных размеров, соответствующих изношенной облицовке. На вал облицовка устанавливалась и заваривалась на ГЭС. Поверхность швов и электрозаклепок зашлифовывалась вручную, а поверхность облицовки проверялась с помощью шаблонов и лекальной линейки. Операция прошла удачно, биение вала агрегата в зоне подшипника не превышало 0,1 мм. Применяются и другие конструкции облицовки вала.

Т а б л и ц а X.3

Размеры облицовок вала

Диаметр вала в мм	Толщина облицовки в мм		Диаметр электроза- клепки в мм
	После обработки	Заготовка	
250—400	5,5	10	10
450—580	6,5	10	15
600—2000	7,5	10	15

На рис. X.6, а показана схема съемной облицовки вала, применяемая фирмой «Эшер—Висс» для вала диаметром $d_s = 960$ мм. Облицовка состоит из двух половинок 1 и 2, соединяемых специальным замком 3 в виде клина, который допускает сборку, разборку и замену половины облицовки на валу. Толщина облицовки в этом варианте в чистом виде равна 35 мм.

На рис. X.6, б показана другая конструкция съемной облицовки для вала $d_s = 1100$ мм. В ней половинки облицовки 1 и 2 соединяются при помощи замка 3, имеющего форму ласточкина хвоста.

В продольном направлении предусматривается небольшой уклон, в стыках между половинками для облегчения сборки облицовки устанавливаются дубовые рейки 4. При сборке облицовки предварительно стягивают

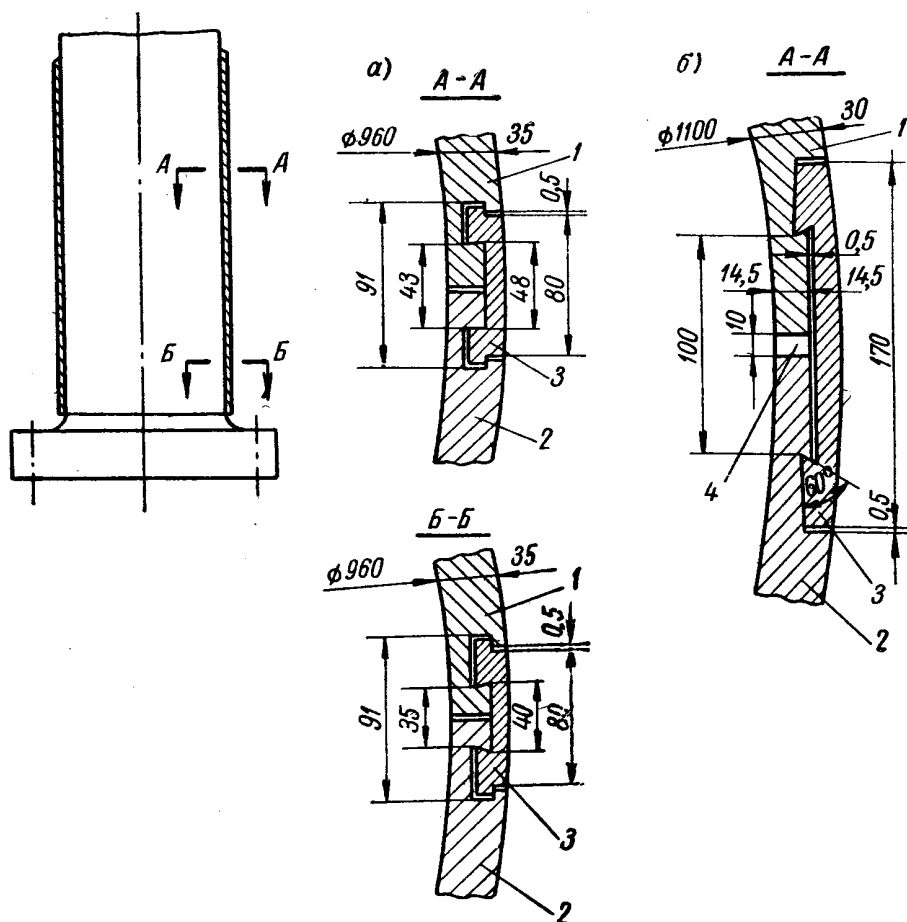


Рис. X.6. Съемные облицовки вала: а — вариант фирмы «Эшер — Висс»; б — вариант ЛМЗ

бандажами, затем на один стык надевают замок 3 в холодном состоянии, а на другой — предварительно нагретый до температуры 300—400° С. После остывания он создает затяг, обеспечивая плотное прижатие облицовки к валу. После установки облицовок все вертикальные стыки (шириной 0,5 мм) должны быть тщательно закатаны, так как выступающие кромки могут ухудшить работу подшипника и явиться причиной его преждевременного износа. Описанные конструкции съемных облицовок широкого применения не получили вследствие большой трудоемкости изготовления замкового соединения и наличия продольных стыков на облицовке вала, которые могут быть причиной износа вкладыша подшипника, несмотря на закатывание стыков.

На Уральском заводе гидромашин успешно применялась электрометаллизация валов малых и средних гидротурбин нержавеющей сталью. При электрометаллизации в электрической дуге плавится проволока из

нержавеющей стали марки ОХ18Н9 и с помощью струи сжатого воздуха распыленные частицы металла перебрасываются на поверхность вала. Металлизация осуществляется с помощью специального пистолета типа ЭМ-6 на токарно-винторезном станке.

3. РАСЧЕТ ВАЛА ВЕРТИКАЛЬНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Вал вертикальной гидротурбины испытывает совместное действие напряжений растяжения и кручения.

Обычно на заводах диаметр вала выбирается по номограмме, учитывающей напряжения кручения. Напряжения кручения допускают до $\tau_{\max} = 450 \text{ кг/см}^2$; что соответствует при учете растяжения приведенным напряжениям порядка $\sigma_{np} = 850 \div 900 \text{ кг/см}^2$. Затем вал проверяется с учетом растягивающих усилий на поперечные и крутильные колебания. Расчет вала на прочность производится на основании теории наибольших касательных напряжений: крутящий момент

$$M_{кр} = 97400 \frac{N}{n} \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где N — мощность, передаваемая валом, в квт;

n — число оборотов в минуту;

напряжение кручения в теле вала

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p},$$

где

$$W_p = \frac{\pi}{16d_s} (d_s^4 - d_o^4),$$

$$\tau = \frac{97400Nd_s16}{\pi n (d_s^4 - d_o^4)} \text{ кг/см}^2, \quad (\text{X.1})$$

где d_s — диаметр вала;

d_o — диаметр отверстия вала;

напряжение растяжения в теле вала

$$\sigma_z = \frac{P}{F} = \frac{4P}{\pi (d_s^2 - d_o^2)}, \quad (\text{X.2})$$

$$P = P_z + G,$$

где P_z — осевое давление воды;

G — вес рабочего колеса с валом;

приведенные напряжения

$$\sigma = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau^2}. \quad (\text{X.3})$$

При работе гидроагрегата возможен аварийный режим короткого замыкания в генераторе. При этом кратковременно значительно (в 4—5 раз) возрастает момент на генераторе.

А. Е. Жмудь занимался теоретическим исследованием увеличения напряжения в вале гидротурбины при коротком замыкании. Он установил, что дополнительное напряжение вала зависит от отношения $\mu = \frac{J_1}{J_2}$, где J_1 — момент инерции рабочего колеса турбины; J_2 — момент инерции ротора генератора.

В вертикальных гидроагрегатах обычно момент инерции ротора генератора значительно превосходит по своей величине момент инерции рабочего колеса турбины.

Значение μ колебаний в пределах $\mu = 0,02 \div 0,15$, большие значения μ соответствуют низкооборотным агрегатам с большим размером рабочего колеса. Поэтому большой момент инерции ротора генератора, действующий

шего как маховик, сглаживает колебания оборотов ротора при коротком замыкании, уменьшая его ускорение, а сравнительно малый момент инерции рабочего колеса не может вызвать значительного закручивания вала турбины, вследствие чего дополнительное напряжение вала турбины от момента короткого замыкания незначительно и при указанных значениях может не учитываться при расчете вала турбины.

Подсчеты дополнительного скручивающего момента вала при двухфазном коротком замыкании можно производить по формуле

$$M = M_n \frac{J_2}{J_1 + J_2} \left\{ \alpha_0 (1 - \cos \omega_1 t) - \left[\frac{\omega}{\omega_1} \cdot \frac{\alpha_1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2} + \frac{2\omega}{\omega_1} \cdot \frac{\alpha_2}{1 - \left(\frac{2\omega}{\omega_1}\right)^2} \right] \sin \omega_1 t - \frac{\alpha_1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2} \sin \omega t + \frac{\alpha_2}{1 - \left(\frac{2\omega}{\omega_1}\right)^2} \sin 2\omega t \right\},$$

где M_n — номинальный момент; $M_n = 0,974 \cdot 10^5 \frac{N}{n}$;
 J_1 — момент инерции ротора гидрогенератора;
 J_2 — момент инерции рабочего колеса турбины;
 ω_1 — собственная частота крутильных колебаний вала;
 ω — частота сети (314 1/сек);
 α_0, α_1 и α_2 — параметры, характеризующие обмотки гидрогенератора, [35];
 n — число оборотов в минуту;
 N — мощность в квт.

Фланец вала

Фланец вала гидротурбин рассчитывается по формулам, приведенным в гл. V. Фланец вала рассматривается как упругая кольцевая пластинка, сопряженная оболочкой по внутреннему краю и свободно деформирующаяся под действием равномерно распределенной по наружному краю нагрузки. Для валов, у которых толщина стенки больше толщины фланца, т. е. $g \geq t$ (рис. X.7) влиянием деформации шейки можно пренебречь. Расчет на прочность такого фланца следует производить только по радиальным напряжениям. Для этого случая формулы Waters и Taylor приводятся к следующему виду [116]:

радиальные напряжения

$$\sigma_r = \frac{P_p}{t^2} \cdot \frac{F_1}{F_2 A F_3}; \quad (X.4)$$

тангенциальные напряжения

$$\sigma_t = 0,3\sigma_r \left(1 + \frac{7}{3} A\right), \quad (X.5)$$

где расчетное усилие P_p равно

$$P_p = \frac{r_3 - r_{cp}}{r_1 - r_{cp}} (P_z + G), \quad (X.6)$$

F_1, F_2, F_3 — коэффициенты, определяемые графиком (рис. X.7);

$$A = 0,506 \left(\frac{t}{g}\right)^3 \sqrt{\frac{g}{r_{cp}}} z.$$

Здесь z — коэффициент, зависящий от длины и диаметра вала (рис. V.43), для валов турбин принимают $z = 1$;
 r_1, r_3, r_{cp}, t, g — размеры фланца в соответствии с рис. X.7.

При тонкостенном вале гидротурбин, когда $g \leq t$, наибольшими оказываются аксиальные напряжения σ_a , которые вычисляются по формуле

$$\sigma_a = \sigma_r \left(\frac{t}{g} \right)^2. \quad (X.7)$$

Эти аксиальные напряжения следует сложить с напряжениями растяжения σ_z . Следовательно, приведенные напряжения в валу в этом случае будут равны

$$\sigma_{np} = \sqrt{(\sigma_z + \sigma_a)^2 + 4\tau^2}. \quad (X.8)$$

Расчет фланца вала можно вести и по формуле С. П. Тимошенко, где фланец считается деформирующимся как жесткое кольцо, без искажения поперечного сечения. Наружный край кольца рассматривается свободно опертым, а внутренний край — сопряженным с тонкостенной оболочкой.

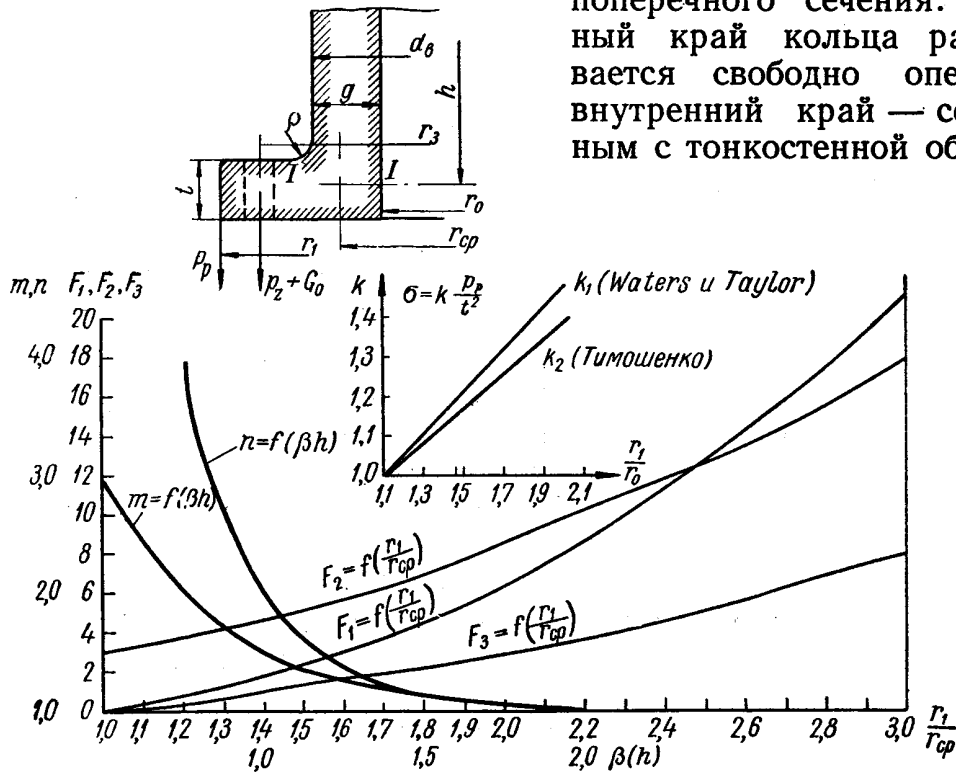


Рис. X.7. К расчету фланца вала

Напряжение изгиба в сечении I—I (рис. X.7)

$$\sigma_I = \frac{3P_p (r_1 - r_0)}{\pi r_0 g^2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{m}{2} \beta t + \frac{n}{2} \left(\frac{t}{g} \right)^3 \frac{\ln \left(\frac{r_1}{r_0} \right)}{\beta r_0}}. \quad (X.9)$$

Напряжение среза в сечении I—I

$$\tau_I = \frac{\beta P_p (r_1 - r_0)}{\pi r_0 g^2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{m}{2} \beta t + \frac{n}{2} \left(\frac{t}{g} \right)^3 \frac{\ln \left(\frac{r_1}{r_0} \right)}{\beta r_0}}. \quad (X.10)$$

Напряжение изгиба на внутреннем крае фланца (тангенциальное напряжение)

$$\sigma_{t_0} = \frac{3P_p (r_1 - r_0)}{\pi r_0 t^2 \ln \left(\frac{r_1}{r_0} \right)} \left[1 - \frac{1 + \frac{\beta t}{2}}{1 + \frac{m}{2} \beta t + \frac{n}{2} \left(\frac{t}{g} \right)^3 \frac{\ln \left(\frac{r_1}{r_0} \right)}{\beta r_0}} \right], \quad (X.11)$$

где

$$\beta = \frac{1,285}{\sqrt{gr_{cp}}};$$

m и n — постоянные, зависящие от произведения βh (h — длина оболочки вала);

$$P_p = \frac{r_3 - r_0}{r_1 - r_0} (P_z + G).$$

Л. С. Злотник сопоставил результаты подсчетов напряжений во фланце вала, подсчитанные по разным формулам. Для сопоставления формулы были представлены в следующем виде: Waters и Taylor

$$\sigma = k_1 \frac{P_p}{t^2};$$

С. П. Тимошенко

$$\sigma = k_2 \frac{P_p}{t^2}.$$

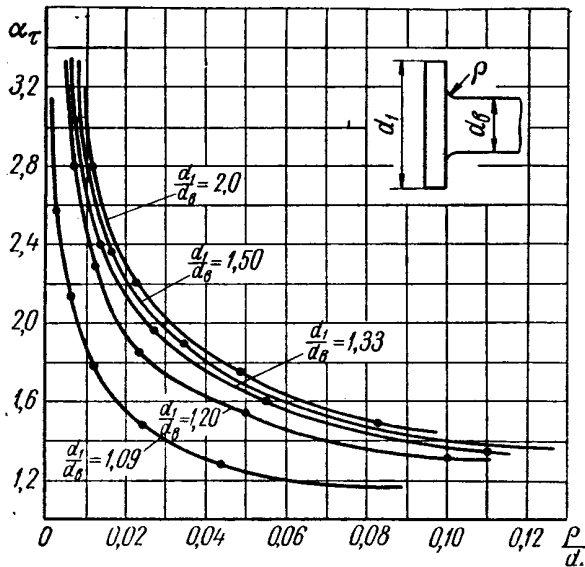


Рис. X.8. График коэффициентов концентрации

Значения k_1 и k_2 для разных отношений $\frac{r_1}{r_0}$ приведены на рис. X.7. Из этого графика видно, что расхождение между результатами подсчетов по обеим формулам не превосходит 7—8%. Причем подсчет С. П. Тимошенко дает меньшее значение напряжений. Качественная картина напряжений изгиба вдоль трубчатой части вала по обеим схемам получается одинаковой. В месте перехода фланца к валу по радиусу ρ концентрация будет увеличивать значение напряжений от кручения.

Максимальные касательные напряжения будут равны

$$\tau_1 = \alpha_\tau \tau, \quad (X.12)$$

где α_τ — коэффициент концентрации; он зависит от отношения диаметра фланца вала к радиусу закругления.

Значение коэффициента концентрации α_τ , надо брать по графику рис. X.8.

При расчете фланцев вала по указанным формулам не учитывают влияние болтов. Болтовые связи фланцев являются важными факторами ужесточающими фланцы и снижающими напряжения изгиба в месте сопряжения фланца с валом, так как болты, плотно стягивающие фланцы, препятствуют скручиванию меридионального сечения фланца. Это обстоятельство становится важным при расчете тонкостенных валов, у которых приведенные напряжения по описанным расчетным схемам получаются близкими к пределу текучести за счет высоких изгибных напряжений.

А. У. Бугов на ЛМЗ провел работу, уточняющую влияние болтового соединения (рис. X.9, а) на напряжения в нем [13]. Им были рассмотрены две расчетные схемы фланцевого соединения. В первой схеме (рис. X.9, б) болты были слабо затянуты, осевые нагрузки вала приводили к повороту меридионального сечения фланца на угол φ без искажения сечения за счет растяжения болтов и изгиба сечения $I-I$.

Во второй схеме (рис. X.9, в) болты фланцев вала со значительным предварительным затягом считают плотно расположенными по окружности фланца. Осевая нагрузка на вал приводит к деформации меридио-

нальных сечений фланца, поэтому он рассчитывается на изгиб как кольцевая пластинка, жестко защемленная по окружности болтов и сопряженная с оболочкой на внутреннем крае (рис. X.9, б).

При первой схеме изгибающий момент в сечении $I-I$, проходящийся на единицу длины срединной окружности вала, будет равен:

$$M_I = \frac{P}{2\pi} (k - 1) \frac{1 - F_1(F_2 - F_3)}{1 + F_4 + F_2F_5}, \quad (X.13)$$

где

$$k = \frac{r_3}{r_{cp}};$$

$$F_1 = \frac{\beta \mu g^2}{6r_{cp}(2 + \beta t)(k - 1)};$$

$$F_2 = \frac{1}{g^3} \left[t^3 \ln \left(\frac{r_1}{r_0} \right) + \frac{6F_5 n n (r_1 - r_3)^2}{\pi l} \right];$$

$$F_3 = \frac{\beta^2 t r_{cp}}{1 - \mu^2}; \quad F_4 = \frac{1 + \beta t}{2 + \beta t} \beta t;$$

$$F_5 = \frac{1 - \mu^2}{\beta r_{cp} (2 + \beta t)}.$$

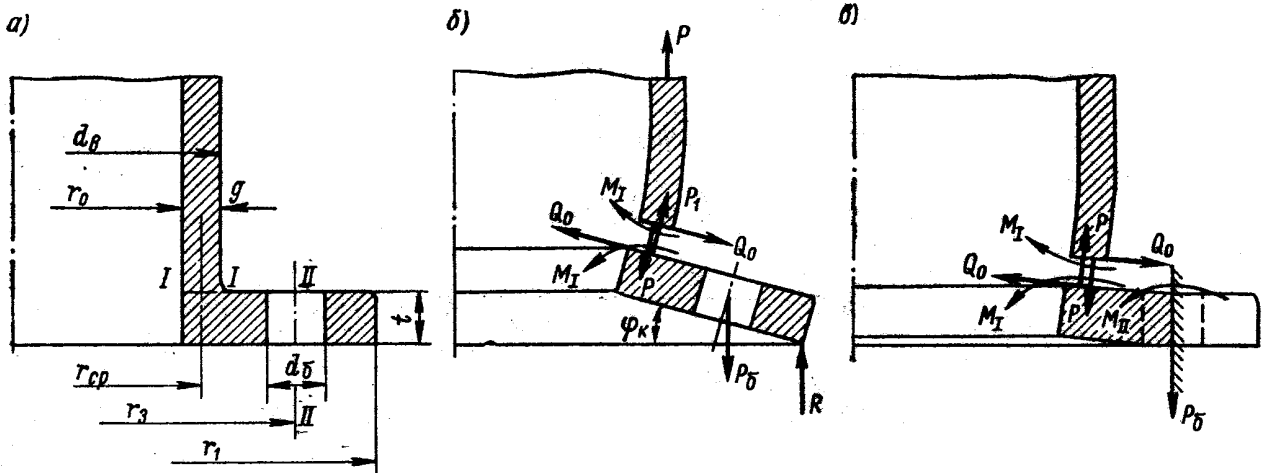


Рис. X.9. К расчету фланца вала с учетом болтового соединения: а — болты затянуты слабо, фланец свободно поворачивается; б — болты дают плотное соединение фланец деформируется

Изгибающие напряжения в сечении $I-I$ будут равны

$$\sigma_I = \frac{6M_I}{g^2}.$$

Изгибающий момент в цилиндрическом сечении $II-II$ фланца, ослабленного болтами, будет равен

$$M_{II} = F_6 (M_I + F_7 P), \quad (X.14)$$

где

$$F_6 = \frac{3\pi(1 - \mu^2)}{2\pi r_3 - d_0 n} \cdot \frac{d_0^2 n}{l} \cdot \frac{(r_1 - r_3)^2}{\beta g^3 (2 + \beta t)};$$

$$F_7 = \frac{\mu \beta^2 g^2}{12\pi(1 - \mu^2)};$$

P — осевая нагрузка на вал;

$\beta = \sqrt{\frac{3(1-\mu^2)}{r_{cp}^2 g^2}}$ — гибкость оболочки (вала);

μ — коэффициент Пуассона;

r_{cp} — радиус средней поверхности оболочки;

F_6 — площадь сечения болта;

n — количество болтов;

l — рабочая длина болтов;

d_6 — диаметр болта.

Остальные обозначения — размеры фланца вала — соответствуют рис. X.9, а.

Изгибающие напряжения в сечении II—II будут равны

$$\sigma_{II} = \frac{6M_{II} - k_2}{t^2}, \quad (X.15)$$

где

$$k_2 = \frac{2\pi r_3}{2\pi r_3 - d_6 n}.$$

Во второй схеме изгибающий момент в сечении I—I равен

$$M_I = \frac{P}{4\pi} f_1 \frac{f_2 - f_3 f_4}{\left(\frac{t}{g}\right)^3 f_4 + f_5}, \quad (X.16)$$

где

$$f_1 = \beta r_{cp} (2 + \beta t);$$

$$f_2 = k_2^2 - 1 + 2 \ln \frac{1}{k_1};$$

$$f_3 = \frac{\mu t^2}{3(1-\mu^2)g} \cdot \frac{\beta}{r_{cp}(2+\beta t)};$$

$$f_4 = k_1^2(1+\mu) + 1 - \mu;$$

$$f_5 = (1 - k_1^2)(2 + \beta t) \beta r_{cp};$$

$$k_1 = r_{cp}.$$

Момент в сечении II—II равен

$$M_{II} = \frac{P}{4\pi} + (f_6 + 2M_I) f_7, \quad (X.17)$$

где

$$f_6 = \frac{P}{2\pi} [\ln K_1(1+\mu) + 1];$$

$$f_7 = \frac{k_1^2}{k^2(1+\mu) + 1 - \mu}.$$

Для сопоставления результатов подсчетов по формулам Waters и Taylor, С. П. Тимошенко и по методу с учетом жесткости болтового крепления, предложенного А. У. Буговым, последний произвел подсчеты напряжений изгиба при толщине стенки вала $g = 50 \div 200$ мм для одной и той же осевой нагрузки $P = 900$ Т и $n = 20$ об/мин при следующих размерах фланца: $r_1 = 1400$ мм; $r_3 = 1250$ мм; $r_6 = 1050$ мм; $t = 200$ мм; $l = 400$ мм; $d_6 = 160$ мм.

Результаты расчетов представлены в виде графиков на рис. X.10. Кривая 1 — значения напряжений, подсчитанные по формулам Waters и Taylor; кривая 2 — по формуле С. П. Тимошенко; кривые 3 и 4 — с учетом жесткости болтового соединения по методу, предложенному А. У. Буговым (кривая 3 — для случая, когда болтовое соединение затянуто слабо, и кривая 4 — при плотно затянутых болтах). Из графиков следует, что кривые 1 и 2 дают значения напряжений, которые существенно зависят от толщины стенки вала, чем она меньше, тем больше напряжения.

Кривые 3 и 4 дают почти полную независимость изгибающих напряжений от толщины стенки вала. Кривые 1 и 2, с одной стороны, и кривые 3 и 4, с другой, значительно расходятся между собой. Это расхождение тем больше, чем меньше толщина стенки вала. Учет влияния болтового соединения уменьшает расчетную величину изгибных напряжений, особенно при тонкостенных валах.

В ЛПИ проводились экспериментальные исследования напряженного состояния моделей трубчатых валов при разных значениях коэффициента затяга болтов. Экспериментальные данные удовлетворительно совпадают с данными расчетов А. У. Бугова. Во фланце вала допускают радиальные и тангенциальные напряжения до 700—800 кг/см².

4. КОЛЕБАНИЯ ВАЛА

Поперечные колебания вала

Вращающийся вал при некоторых критических скоростях, при которых число оборотов вала в секунду равно частоте собственных колебаний вала, может стать динамически неустойчивым и начать сильно колебаться. Поперечные колебания могут возникать вследствие нарушений симметрии магнитной индукции ротора генератора, недостаточной балансировки вращающихся частей ротора агрегата или несимметричности подвода воды.

В гидротурбостроении при определении частоты основного типа колебаний сложной системы применяется приближенный метод С. П. Тимошенко, который приводит к формуле для частоты колебаний

$$p = \sqrt{\frac{g \sum P_i y_i}{\sum P_i y_i^2}}, \quad (\text{X.18})$$

следовательно,

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \sum P_i y_i}{\sum P_i y_i^2}} \quad (\text{X.19})$$

Из этой формулы видно, что для вычисления частоты необходимо знать статические прогибы y_i в точках прилегания сил P_i . Для подсчетов прогибов валов с разным количеством опор и сил на ЛМЗ были разработаны соответствующие нормали. Они приведены в первом издании монографии Н. Н. Ковалева «Гидротурбины».

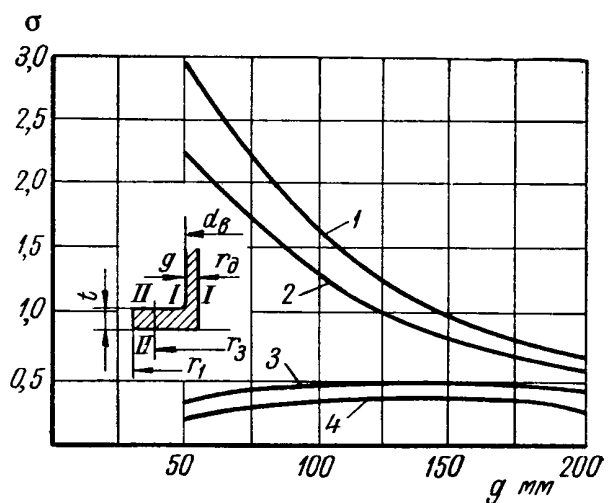
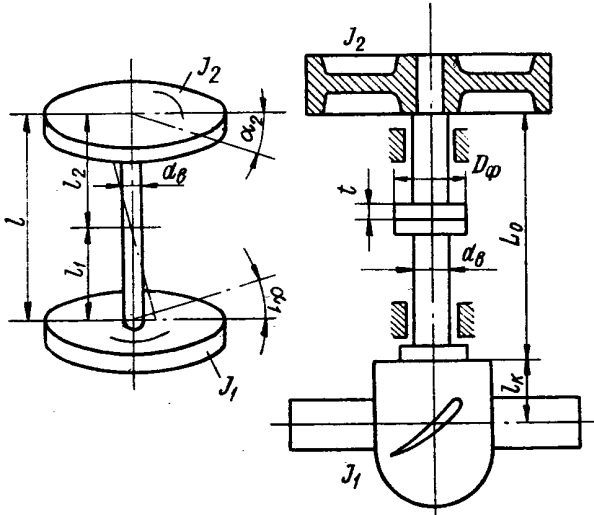


Рис. X.10. Напряжение изгиба в сечении I—I вала, подсчитанное разными способами

Крутильные колебания вала

Момент на валу в процессе регулирования может изменяться в зависимости от его нагрузки. Соответственно будет меняться величина угла закручивания вала. Периодическое изменение угла закручивания вала может вызвать крутильные колебания вала. Для простейшего случая стержня (вала), заделанного с одной стороны и имеющего массу с момента инерции J на другом конце, уравнение колебательного движения имеет вид

$$J \frac{d^2\varphi}{dt^2} + k_\varphi \varphi = 0, \quad (\text{X.20})$$



где φ — угол закручивания вала;
 k_φ — жесткость вала.

Период собственных колебаний T_0 равен

$$T_0 = 2\pi \sqrt{\frac{J}{k_\varphi}} = 2\pi \sqrt{\frac{Jl}{GJ_p}}, \quad (\text{X.21})$$

где l — длина вала;

G — модуль упругости вала при кручении;

J_p — полярный момент инерции вала.

Число колебаний в секунду равно

$$f_0 = \frac{1}{T_0} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{GJ_p}{Jl}}. \quad (\text{X.22})$$

Рис. X.11. К расчету вала на крутильные колебания

Для случая вала с двумя дисками на концах, что соответствует схеме гидроагрегата, имеющего на одном конце вала рабочее колесо и на другом ротор генератора, концы вала при колебательном движении будут закручиваться в разные стороны. На валу будет сечение — узел колебаний, которое при колебательном движении будет неподвижным (рис. X.11). Рассматривая узел как место заделки вала, и учитывая, что диск одновременно проходит через положение равновесия незакрученного вала и через положение его наибольшей деформации, получим равенство

$$2\pi \sqrt{\frac{J_1 l_1}{GJ_p}} = 2\pi \sqrt{\frac{J_2 l_2}{GJ_p}},$$

откуда

$$l_2 = \frac{J_1}{J_1 + J_2} l_1.$$

Следовательно, период одноугольного колебания системы вала с двумя дисками на концах будет равен

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_1 J_2 l}{(J_1 + J_2) GJ_p}}.$$

Число колебаний в секунду будет

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(J_1 + J_2) GJ_p}{J_1 J_2 l}}. \quad (\text{X.23})$$

Критическое число оборотов вала

$$n_{кр} = 60f = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{GJ_p (J_1 + J_2)}{J_1 J_2 l}}, \quad (X.24)$$

где J_1 — момент инерции рабочего колеса;
 J_2 — момент инерции ротора генератора;
 l — приведенная длина вала.

При определении критических оборотов вала гидроагрегата при крутильных колебаниях (рис. X.11) значение приведенной длины вала l будет равно

$$l = L_0 - zt \left(1 - \frac{d_s^4}{D_\phi^4} \right) + l_k \left(\frac{d_s}{2\rho} \right)^4, \quad (X.25)$$

где z — число фланцев;
 L_0 — длина вала;
 t — толщина фланца;
 d_s — диаметр вала;
 D_ϕ — диаметр фланца;
 l_k — длина корпуса колеса;
 ρ — радиус инерции вала

$$\rho = \sqrt{\frac{J_{1g}}{Q_{p.k}}}, \quad (X.26)$$

где $Q_{p.k}$ — вес рабочего колеса.

Момент инерции рабочего колеса поворотной лопасти турбины можно приближенно определить как сумму момента инерции цилиндра (втулки) и дискового кольца (лопастей)

$$J_{1 п.л} = J_{вт} + J_l = \frac{Q_{вт}}{g} \cdot \frac{r_{вт}^2}{2} + \frac{zQ_l}{g} r_{ц.т.л}^2 m \cdot м \cdot сек^2, \quad (X.27)$$

где $Q_{вт}$ — вес втулки;
 Q_l — вес лопастей;
 $r_{вт}$ — радиус втулки колеса;
 z — число лопастей;
 $r_{ц.т.л}$ — радиус центра тяжести лопасти.
 Момент инерции ротора генератора

$$J_2 = \frac{GD^2}{4g} m \cdot м \cdot сек^2, \quad (X.28)$$

где GD — маховой момент ротора генератора в $мм^2$.

Полярный момент инерции

$$J_p = \frac{\pi}{16} (d_s^4 - d_0^4).$$

Величина критических оборотов вала должна быть больше максимально возможных разгонных оборотов вала на 10—15%. При этом следует иметь в виду, что уточнение значения величины критических оборотов за счет учета податливости опор, гироскопического момента присоединенных масс воды может дать снижение максимальных оборотов на 20—25%.

Повышенные колебания вала могут вызвать поперечную вибрацию опор гидроагрегата.

Практикой установлены следующие допустимые для нормальной эксплуатации нормы вибраций опор гидроагрегатов в зависимости от числа оборотов и конструктивной схемы машины (табл. X.4).

В случае повышенных вибраций должны быть установлены и устранены их причины. Подшипники гидроагрегатов обеспечивают нормальную эксплуатацию лишь уравновешенного ротора без существенных возмущающих сил электрического или гидравлического происхождения. Выяснение причины повышенного боя вала и вибрации опор агрегата иногда представляет сложную задачу, которую приходится решать путем специальных исследований на работающем агрегате: на холостом ходу с водой, без воды при работе генератора синхронным мотором и, наконец, при работе генератора синхронным двигателем со снятым рабочим колесом. На правильную работу ротора агрегата существенное влияние оказывает качество прицентровки и спаривания фланцев валов генератора и турбины. Обычно после центровки линия вала проверяется с помощью специальных струн или с отвесами проворотом ротора агрегата. Во втором случае ротор поворачивают на 180° и замеряют соответствующие расстояния с помощью индикаторов. Такой метод более точен.

Т а б л и ц а X.4

Допустимая двойная амплитуда поперечной вибрации опор гидроагрегата

Скорость вращения в об/мин	Вертикальные гидроагрегаты			Горизонтальные гидроагрегаты
	Турбины	Генератор		
		зонтичного типа	подвесного типа	
62,5	0,090	0,090	0,125	—
83,3	0,075	0,075	0,115	—
100,0	0,070	0,070	0,110	—
150,0	0,060	0,060	0,095	—
187,5	0,050	0,050	0,090	—
214,0	0,045	0,045	0,085	0,085
300,0	0,040	0,040	0,075	0,075
375,0	0,035	0,035	0,070	0,070
500,0	0,030	0,030	0,065	0,065
600,0	—	—	—	0,060
750,0	—	—	—	0,055
1000,0	—	—	—	0,050

Для сравнительно тихоходных турбин статическая балансировка обычно является достаточной для нормальной работы агрегата. Если же оказывается, что вибрация опорных частей гидроагрегата является следствием неуравновешенности масс, приходится прибегать к динамической балансировке. Последнюю наиболее целесообразно производить методом трех пусков,

закключающимся в последовательном креплении к ротору пробного груза P_0 в трех точках, расположенных под углом 120° , и соответственных замерах двойной амплитуды вибраций μ . Способ основан на предположении, что амплитуда вибрации изменяется пропорционально величинам возмущающих сил. $Q, R_1, R_2, R_3, \mu, \mu_1, \mu_2, \mu_3$, где Q — возмущающая сила от неуравновешенности ротора, вызывающая вибрации амплитуды μ ; R_1, R_2, R_3 — возмущающие силы от пробного груза, последовательно приложенная к ротору в трех точках под углом 120° , во взаимодействии с силой Q вызывающие соответственно вибрации амплитуд μ_1, μ_2, μ_3 . Зная значение P_0 и замеряя величины μ_1, μ_2, μ_3 , практически определяют вектор небаланса, который дает направление и величину, необходимого балансировочного груза.

5. РАСЧЕТ БОЛТОВ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

В практике гидротурбостроения припасованные болты применяются из высокопрочной стали 40X. Они затягиваются обычно с такой силой, которая обеспечивает напряжения затяга в болтах $\sigma_0 = 1500 \div 1800 \text{ кг/см}^2$ и превосходит внешнюю рабочую нагрузку примерно в 2—3 раза. При этих условиях осевая нагрузка на вал не может привести к раскрытию стыка между фланцами. Для контроля необходимой затяжки болтов при-

меняют специальное измерительное устройство, показанное на рис. X.12, которое замеряет удлинение болтов индикаторами. В центральное отверстие болта 2 вставляется стержень 1, закрепленный на нижнем торце болта. На другом конце болта закреплен индикатор 3. Величина удлинения болта δ определяется по показателям индикатора до и после затяжки болта и устанавливается по формуле

$$\delta = \frac{l\sigma}{E} \text{ мм,}$$

где l — длина болта;
 σ — напряжение растяжения;
 E — модуль упругости.

Величина начального затяга может контролироваться и путем предложенного А. У. Буговым замера крутящего момента при завинчивании гайки при помощи специальных тарировочных ключей или замера угла поворота гайки.

Для фланцевого соединения вала с крышкой рабочего колеса поворотной лопастной турбины во избежание протечек масла из цилиндров сервомотора отверстие в болте следует делать не сквозным, а оставлять внизу небольшой неперсверленный участок и крепить к нему измерительный стержень.

При осевой нагрузке P , действующей на вал, осевое усилие, действующее на один болт, с учетом затяга равно

$$Q_0 = \frac{1,7P}{z},$$

где z — число болтов,
 1,7 — коэффициент, учитывающий затяг болтов.

Усилие, срезающее болт, равно

$$P_0 = \frac{2M_{кр}}{zD_6},$$

где D_6 — диаметр положения болтов.

Напряжение растяжения в ослабленном сечении болта

$$\sigma_{z1} = \frac{Q_0}{F_1} = \frac{1,7P \cdot 4}{z\pi d_1^2} = \frac{6,8P}{z\pi d_1^2}, \quad (\text{X.29})$$

где d_1 — диаметр ослабленного сечения.

Напряжение в припасованной части болта: растяжения

$$\sigma_{z2} = \frac{Q_0}{F_2} = \frac{1,7P \cdot 4}{z\pi d_6^2} = \frac{6,8P}{z\pi d_6^2},$$

где F_2 — площадь болта в припасованной части; среза

$$\tau = \frac{P_0}{F_2} = \frac{2M_{кр} \cdot 4}{zD_6\pi d_6^2} = \frac{8M_{кр}}{zD_6\pi d_6^2}; \quad (\text{X.30})$$

смятия

$$\sigma_d = \frac{P_0}{d_6 l} = \frac{2M_{кр}}{zD_6 l D_6}; \quad (\text{X.31})$$

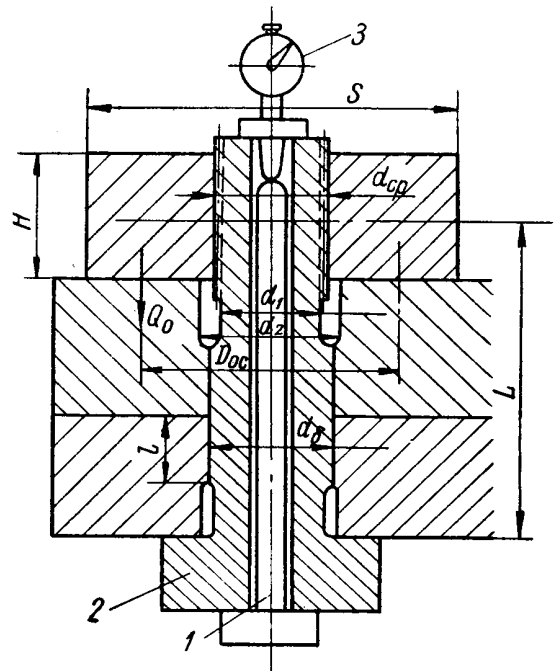


Рис. X.12. Приспособление для контроля степени затяга болтов

приведенные

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{z2}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\frac{6,8P}{\pi z d_6^2} + 4 \frac{8M_{кр}}{\pi z D_6 d_6^2}} \quad (X.32)$$

Допускаются следующие величины напряжений в болтах (в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$):

Приведенные	1000—1200
Растяжения	900—1000
Среза	400—450

Расчет гайки фланцевого соединения. Нагрузка, действующая на гайку, с учетом затяга, равна

$$Q_0 = \frac{1,7P}{z}.$$

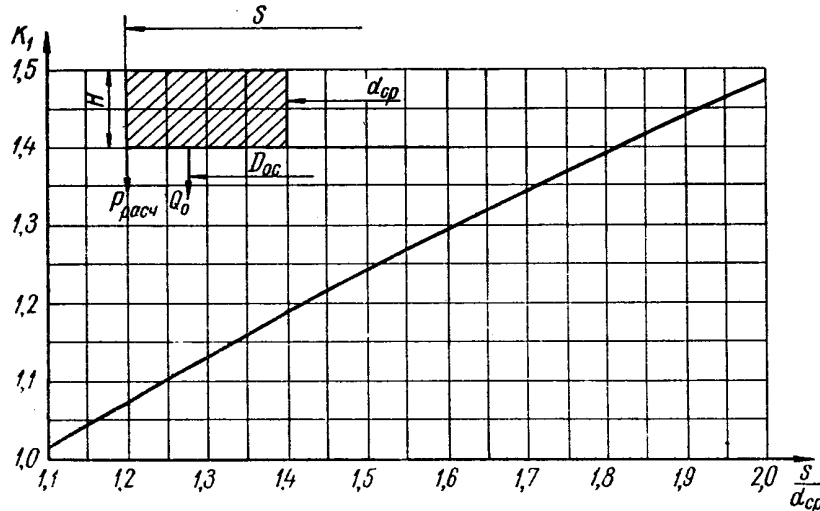


Рис. X.13. График зависимости коэффициента k_1 от отношения $\frac{s}{d_{cp}}$

Расчетное усилие, действующее на гайку,

$$P_{расч} = \frac{D_{oc} - d_{cp}}{S - d_{cp}} Q_0 = 1,7 \frac{(D_{oc} - d_{cp}) P}{(S - d_{cp}) z},$$

где d_{cp} — средний диаметр резьбы;

S — размер под ключ;

D_{oc} — диаметр окружности, по которой приложена осевая сила,

$$D_{oc} = \sqrt{\frac{S^2 + d_2^2}{2}}.$$

Здесь d_2 — диаметр отверстия во фланце.

Тангенциальные напряжения

$$\sigma_{t_0} = k_1 \frac{P_{расч}}{H^2} = 1,7 \frac{k_1 (D_{oc} - d_{cp}) P}{H^2 (s - d_{cp}) z}, \quad (X.33)$$

где H — высота гайки;

k_1 — коэффициент, зависящий от отношения $\frac{S}{d_{cp}}$ (рис. X.13).

Напряжение при смятии торца гайки (рис. X.12) равно

$$\sigma_d = \frac{Q_0}{\frac{\pi}{4} (S^2 - d_2^2)} = \frac{6,8P}{\pi (S^2 - d_2^2) z}. \quad (X.34)$$

Напряжения, возникающие в резьбе гайки, равны:
изгиба

$$\sigma_e = 0,9 \frac{Q_0}{Hd_1} = \frac{1,53P}{Hd_1z}; \quad (X.35)$$

среза

$$\tau = \frac{Q_0}{\pi Hd_1} = \frac{1,7P}{\pi Hd_1z}; \quad (X.36)$$

смятия

$$\sigma_d = \frac{Q_0}{\pi d_{cp} t a} = \frac{1,7P}{\pi d_{cp} t a z}, \quad (X.37)$$

где t — высота профиля резьбы;

$a = \frac{H}{S_1}$ — число ниток резьбы;

S_1 — шаг резьбы.

В гайке допускают напряжение на изгиб и смятие торца 700 кг/см^2 .

1. МАСЛОПРИЕМНИК И ШТАНГИ

Масло к сервомотору рабочего колеса поворотнлопастной турбины подается из маслонапорной установки через золотник, расположенный обычно в колонке управления регулятора или возле нее. Колонка управления регулятора устанавливается в машинном зале гидростанции. От золотника к вращающемуся сервомотору рабочего колеса масло под давлением подается через маслоприемник, который обычно располагается над генератором и охватывает вращающиеся трубчатые штанги, проходящие внутри полого вала к штоку сервомотора. Полости трубчатых штанг соединяются с соответствующими полостями цилиндра сервомотора. Через маслоприемник осуществляется отвод масла из сервомотора и протечек из полости рабочего колеса.

На рис. X.1 показана схема маслоприемника и штанги рабочего колеса турбины Волжской ГЭС им. Ленина. Маслоприемник представляет собой фасонный конический корпус 2, установленный на возбудителе генератора и разделенный на отдельные камеры для масла. Внутри него находятся направляющие для головки штанги 3, состоящей из двух концентричных труб, соединенных снизу общим фланцем. Сверху к головке штанги присоединяется траверса 1, с помощью которой осуществляется связь штанги с тросовой передачей выключателя и валиком привода специального генератора электрической связи с регулятором; штанги состоят из частей 5, 7 и 9, соединенных фланцами. Разъем штанг на три части необходим, так как вал агрегата тоже состоит из трех частей: двух валов (турбинного и генераторного) и надставки вала. В случае цельного вала штанга тоже может быть цельной.

Каждая часть штанги состоит из наружной стальной трубы 11 диаметром 426 мм и толщиной 14 мм, внутренней 12 диаметром 245 мм и толщиной 10 мм, приваренных к фланцам 8. Взаимное положение труб, кроме того, фиксируется винтами 10. К наружной трубе приварены цилиндрические направляющие 9, скользящие по бронзовым втулкам 6, установленным в валах возле плоскости разъема фланцев. Каждый фланец штанги имеет центральное отверстие и прорезь 4, обеспечивающие проход масла через фланцевое соединение.

После установки штанги в вале образуются три полости *a*, *b* и *c* для прохода масла.

Полость *a* между валом и наружной трубой штанги соединяется со сливной камерой маслоприемника и служит для разгрузки внутренней полости рабочего колеса. Полости *b* и *c*, образованные наружной и внутренней трубами штанги, служат для подвода масла в разные полости сервомотора. Наверху они соединяются с напорными камерами маслоприемника.

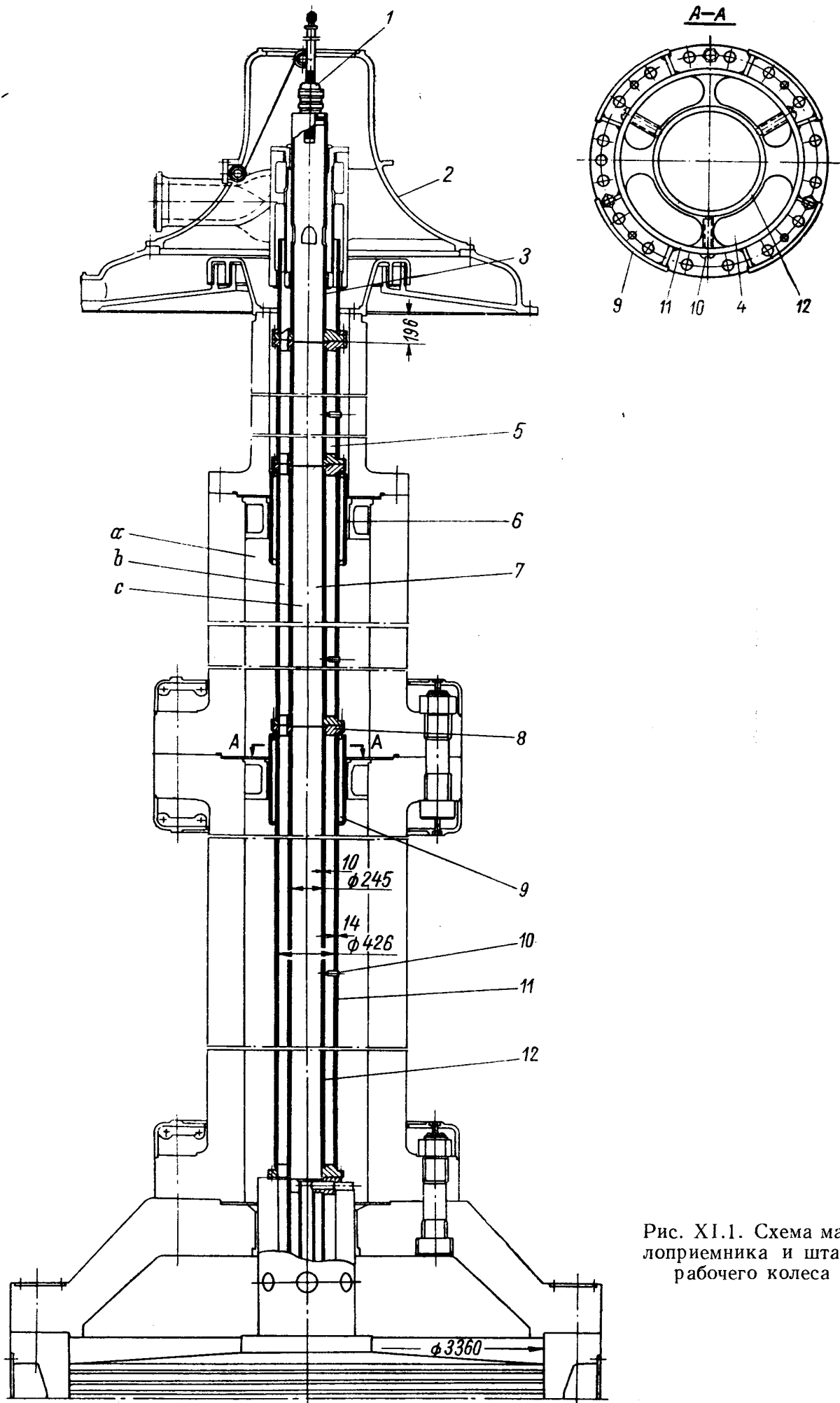


Рис. XI.1. Схема мас-
лоприемника и штанг
рабочего колеса

Конструкции маслоприемников

На рис. XI.2 показана ранее применявшаяся для крупных гидротурбин конструкция маслоприемника.

Маслоприемник состоит из основания 1, представляющего собой цилиндрический резервуар, являющийся сливной камерой конического корпуса 2 с двумя камерами давления, и надставки 3. Внутри камеры и надставки предусмотрены втулки, направляющие головки трубчатой штанги 6, которая вверху сочленяется с рычагом обратной связи 5. Сверху

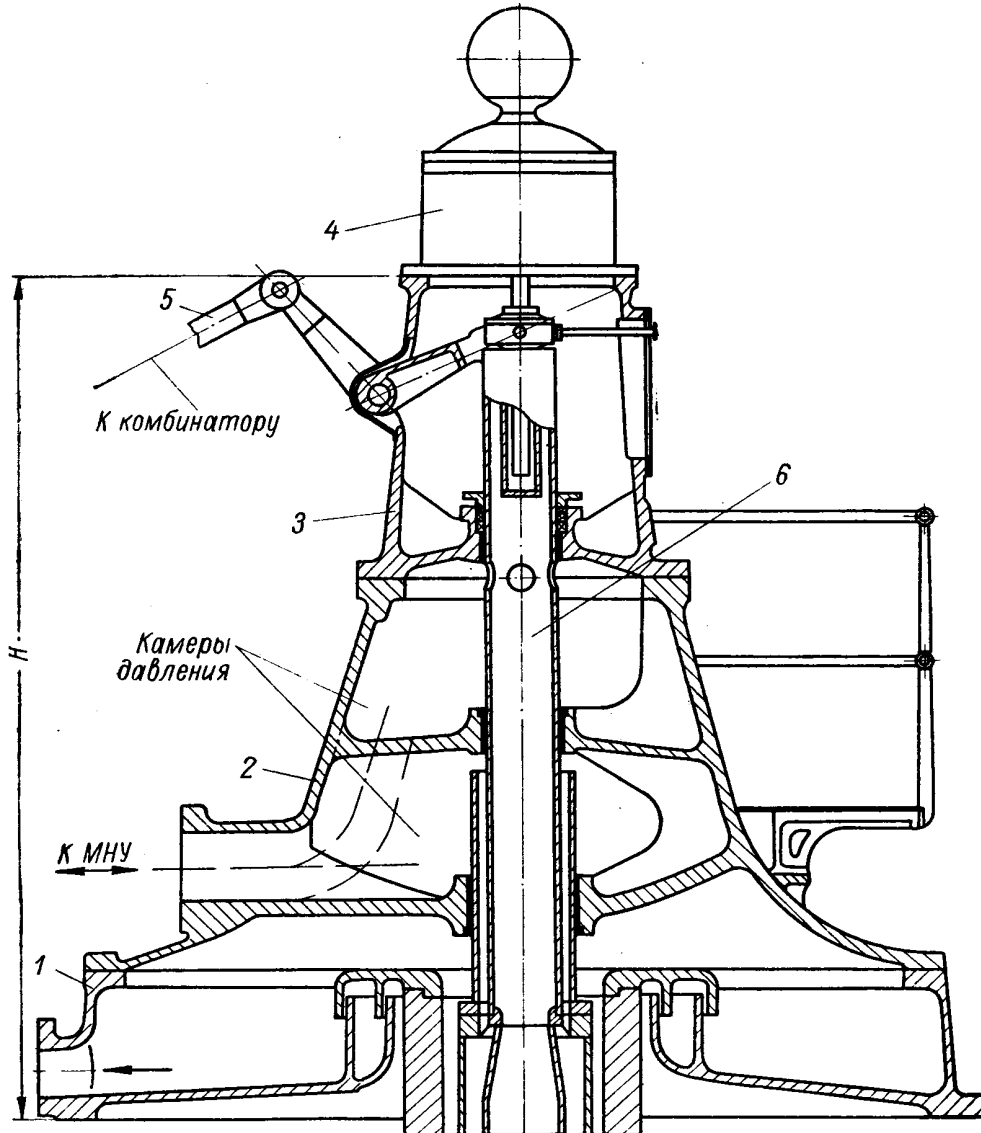


Рис. XI.2. Маслоприемник старой конструкции

надставки установлен генератор 4 электропривода к регулятору. Такой маслоприемник имеет большие габариты, особенно высоту H , из-за последовательно расположенных камер для подвода и отвода воды к сервомотору, имеющему большой ход.

Современная конструкция маслоприемника, имеющего меньшие габариты, показана на рис. XI.3. Маслоприемник состоит из нижней ванны 1, являющейся основанием, и корпуса 2, имеющего прилив для присоединения напорных труб, примыкающих к камерам b и c . На напорном патрубке предусмотрен манометр 3. Полость a соединена со сливным резервуаром маслонапорной установки и является безнапорной. Внутри нижней ванны имеется горловина, к которой подходит маслоотражательное кольцо 10, создающее лабиринтное уплотнение и предохраняющее от протечек масла

из резервуара на генератор. Внутри корпуса втулками 7 направляется головка штанги, состоящей из двух труб 6 и 9. Для обеспечения минимальных высотных размеров маслоприемника при существующем большом ходе штанги, жестко связанной со штоком сервомотора, в корпусе маслоприемника установлена труба 8, на конце которой имеется направляю-

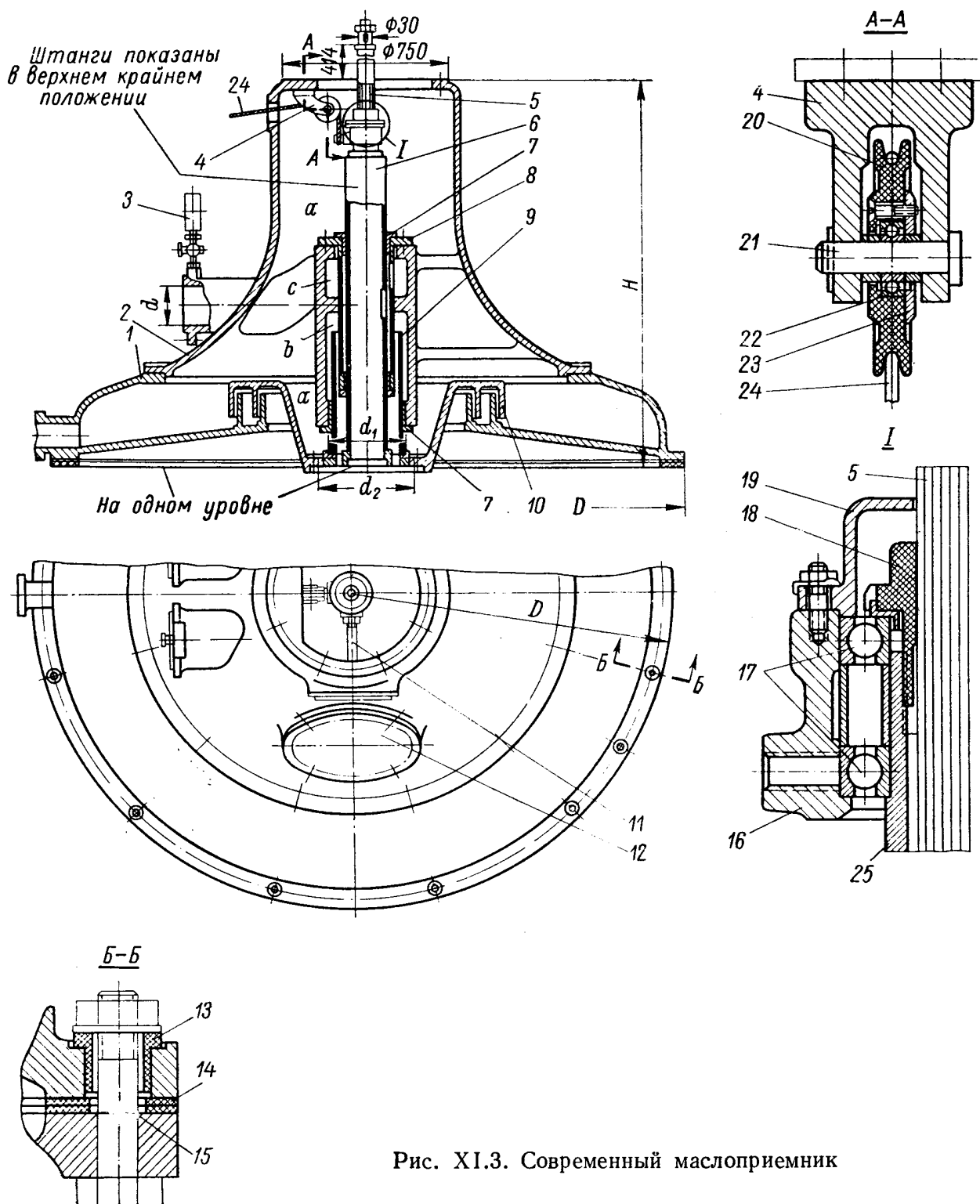


Рис. XI.3. Современный маслоприемник

щий буртик, охватывающий трубу 6 головки штанги и отделяющий камеру b от камеры c , которые в противном случае могли бы сообщаться через радиальные отверстия в головке штанги. Сверху к головке штанги прикреплен траверса 16 (узел I), которая соединяется с втулкой штанги 25 с помощью двух радиальных шарикоподшипников 17, закрепленных крышкой 19 и гайкой 18. Траверса, перемещаясь со штангами, служит для привода обратной связи с золотником, которая в данной конструкции

выполнена в виде тросовой передачи 24. Ролик передачи 20 (разрез по А—А) закреплен на оси 21, установленной в кронштейне 4. Ролик установлен на шарикоподшипнике 22 и фиксируется крышкой 23. К траверсе также крепится указатель 11, показывающий положение лопастей рабочего колеса. Внутри гайки 18 шарикоподшипниковой траверсы расположен валик 5 со шлицами. На него насаживается ротор специального генератора электропривода к регулятору турбины. При вращении штанги будет вращаться и валик с ротором генератора, отражая все колебания числа оборотов рабочего колеса турбины. Шлицевое соединение позволит головке штанги свободно перемещаться по валику при движении поршня сервомотора. Маслоприемник, штанги и маслопроводы представляют собой замкнутый электропроводящий виток, пересекающий статор генератора. Поэтому в этих деталях будут индуцироваться блуждающие токи, вызывающие коррозию деталей. В связи с этим в конструкции и соединении с маслопроводами и передачами предусматривается установка изоляционных прокладок и втулок.

В разрезе Б—Б показаны прокладки 14 и втулки 13 из текстолита у шпилек 15 основания маслоприемника. В корпусе маслоприемника предусматривается съемный люк, закрытый крышкой 12.

Описанная конструкция маслоприемника на ЛМЗ нормализована (табл. XI.1).

Т а б л и ц а X I . 1

Основные размеры маслоприемника в мм

Диаметр напорной трубы	Диаметр штанги	Ход поршня сервомотора	Диаметр основания	Высота маслоприемника	Диаметр отверстия вала
100	159	205	1450	1205	230
150	245	275	1750—2400	1445	340
200	325	360	2900	1825	430
250	426	460	3200	2155	550

Выбор маслоприемника производят по величине скорости масла в подводящем трубопроводе d

$$v = \frac{FS}{tF_1}, \quad (XI,1)$$

где F — рабочая площадь сервомотора рабочего колеса;

s — ход поршня;

t — время открытия турбины;

F_1 — площадь сечения подводящего трубопровода.

Скорость v принимается 5—7 м/сек.

В связи с применением в последнее время компоновок гидростанции открытого типа без генераторного зала появилась необходимость в использовании маслоприемника с еще меньшими высотными размерами для подвода масла через верхний конец вала. Установившихся конструкций таких маслоприемников, проведенных опытом эксплуатации, пока нет. В качестве примера возможных конструктивных решений в этом направлении приведен рис. XI.4, где показан маслоприемник конструкции, аналогичной нормализованной, но имеющей значительно меньшие высотные габариты. Эта конструкция разработана ХТГЗ для напорного трубопровода $d = 250$ мм и наружного диаметра штанги $d_{ш} = 426$ мм. Высота маслоприемника над опорным фланцем составляет всего $H = 700$ мм

вместо высоты у нормализованной конструкции $H = 2155 \text{ мм}$, т. е. более чем в 3 раза меньше. Этого удается достичь за счет вынесения внутренней части маслоприемника вниз, в полость вала. Маслоприемник расположен на крестовине генератора.

Для такой конструкции отверстие в вале понадобится больше, чем для нормализованной конструкции, чтобы можно было разместить в нем патрубок с напорными камерами b и c . В данной конструкции вверху головки штанги необходимо крепление лишь для привода обратной связи. Генератор электропривода регулятора должен располагаться где-нибудь ниже, на валу. Хотя маслоприемник и является простым по конструкции, однако он выполняет очень важные функции, обеспечивая подачу масла к рабочему колесу.

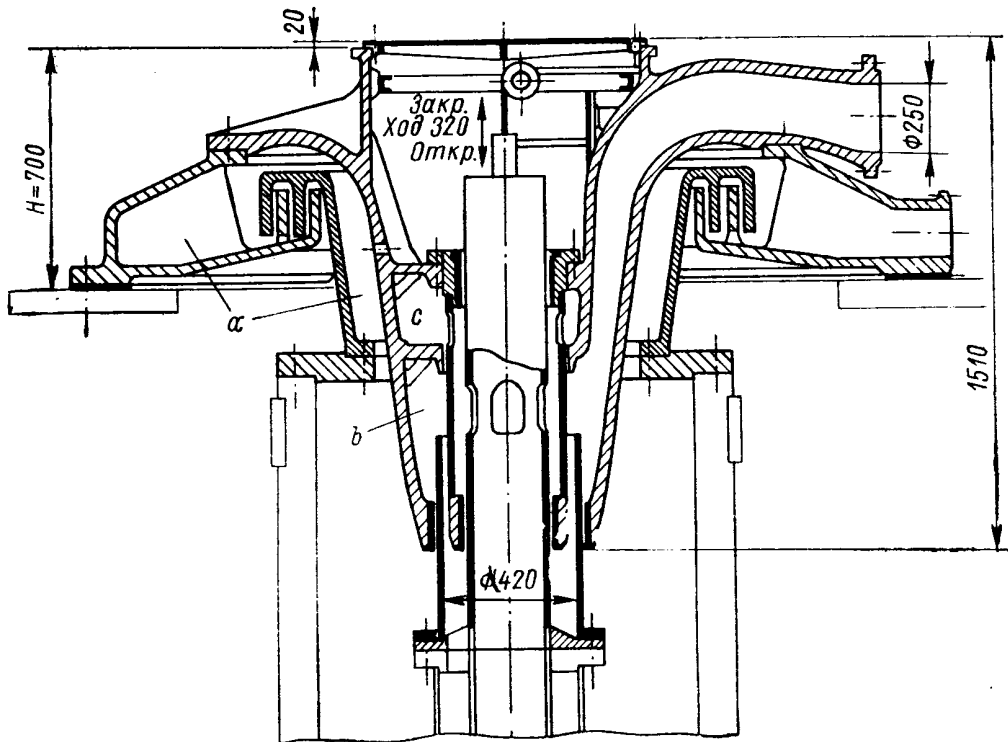


Рис. XI.4. Маслоприемник уменьшенных габаритов с частичным расположением в валу

Штанги в маслоприемнике одновременно вращаются и перемещаются в осевом направлении. Поэтому необходимо при монтаже очень тщательно центровать маслоприемник относительно штанги. Недопустимы искривления и изломы оси штанги, чтобы не возникали боковые усилия в ее направляющих. Втулки маслоприемника являются не только направляющими головками штанги, но и служат для уплотнения и предохраняют от чрезмерных протечек масла из камер b и c в зону a . Поэтому особенно большие зазоры в них не рекомендуются.

Расчет штанги

Штанги рабочего колеса рассчитываются на прочность, устойчивость и поперечные колебания.

Расчет на прочность. Тангенциальные напряжения во внутренних и наружных трубах

$$\sigma_{t1} = \frac{\rho D_1}{2\delta_1}; \quad \sigma_{t2} = \frac{\rho D_2}{2\delta_2}, \quad (\text{XI.2})$$

где D_1 и D_2 — наружный диаметр внутренней и наружной труб;
 δ_1 и δ_2 — толщина внутренней и наружной труб.

Аксиальные напряжения

$$\sigma_{a1} = \frac{pD_1}{4\delta_1}; \quad \sigma_{a2} = \frac{pD_2}{4\delta_2}. \quad (\text{XI.3})$$

Напряжения в шпильке при подаче давления в наружную трубу штанги

$$\sigma = \frac{1,3Q}{F} = \frac{1,3 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{2a}^2) p}{z \frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{1,3p}{z} \cdot \frac{D_2^2 - D_{2a}^2}{d_1^2}, \quad (\text{XI.4})$$

где D_{2a} — внутренний диаметр наружной трубы;
 d_1 — внутренний диаметр резьбы шпильки.

Расчет на устойчивость. На устойчивость рассчитывается внутренняя труба, находящаяся под действием внешнего давления. Если длина штанги l имеет соотношение

$$l \geq 1,73D_1 \sqrt{\frac{D_1}{\delta_1}}, \quad (\text{XI.5})$$

то критическое давление для случая потери устойчивости в пределах пропорциональности ($\sigma_{кр} < \sigma_p$) определяется формулой

$$p_{кр} = \frac{E\delta_1^3}{4(1-\mu^2) \left(\frac{D_1}{2}\right)^3}. \quad (\text{XI.6})$$

При значении коэффициента Пуассона $\mu = 0,3$ значение критического давления будет равно

$$p_{кр} = 2,2E \left(\frac{\delta_1}{D_1}\right)^3. \quad (\text{XI.7})$$

Критическое давление для случая потери устойчивости за пределом пропорциональности ($\sigma_{кр} > \sigma_p$) определяется по формуле Саусвелла

$$p_{кр} = \frac{2\delta_1}{D_1} \cdot \frac{\sigma_p}{1 + \frac{\sigma_p}{E} \left(\frac{D_1}{\delta_1}\right)^2}. \quad (\text{XI.8})$$

Коэффициент запаса к рабочему давлению

$$k = \frac{P_{кр}}{p} > 4,0.$$

Расчет на поперечные колебания. Штанги представляют собой весьма длинные и сравнительно тонкие трубы и могут сильно вибрировать при приближении частоты их собственных упругих колебаний к числу оборотов рабочего колеса в секунду.

При расчете на поперечные колебания можно предполагать, что внутренняя и наружная трубы штанг не связаны между собой и работают отдельно, что уменьшает критическое число оборотов и таким образом увеличивает запас.

Штанги рассчитываются как балки с равными пролетами, с опертыми либо закругленными краями, нагруженные равномерно распределенной по длине нагрузкой от собственного веса и веса заключенного в них масла. Вес и жесткость фланца и скрепляющих секторов в расчет не принимаются. Если штанга имеет неодинаковые пролеты, то в расчет принимают наибольший пролет. Это тоже увеличивает запас.

Определение критических чисел оборотов производится энергетическим методом. Критическое число оборотов определяется формулой

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{\int_0^l q(x) y(x) dx}{\int_0^l \rho(x) y^2(x) dx}}, \quad (XI.9)$$

где $q(x)$ — равномерно распределенная нагрузка;

$\rho(x)$ — погонная масса стержня;

$y(x)$ — ординаты прогибов упругой линии стержня под действие статически приложенной распределенной нагрузки $q(x)$.

Для трубы постоянного сечения, нагруженной весовой нагрузкой,

$$q(x) = q = \text{const}; \quad \rho(x) = \rho = \frac{q}{g} = \text{const}.$$

Поэтому критическое число оборотов будет равно

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \int_0^l g dx}{\int_0^l y^2 dx}}. \quad (XI.10)$$

Уравнение упругой линии балки, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой, имеет вид

$$y = \frac{ql^4}{EJ} f\left(\frac{x}{l}\right). \quad (XI.11)$$

Вид функций $f\left(\frac{x}{l}\right)$ зависит от граничных условий. Значение интегралов, входящих в формулу для критического числа оборотов, будет

$$\int_0^l y dx = B_1 \frac{ql^5}{EJ};$$

$$\int_0^l y^2 dx = B_2 \frac{q^2 l^9}{(EJ)^2},$$

где B_1 и B_2 — безразмерные коэффициенты, зависящие от граничных условий балки,

тогда

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{B_1 EJg}{B_2 ql^4}}. \quad (XI.12)$$

Весовая нагрузка на единицу длины внутренней трубы

$$q_1 = f_1 \gamma_1 + f_{m1} \gamma_2; \quad (XI.13)$$

весовая нагрузка на единицу длины наружной трубы

$$q_2 = (f_1 + f_2) \gamma_1 + (f_{m1} + f_{m2}) \gamma_2, \quad (XI.14)$$

где f_1 и f_2 — площадь поперечного сечения внутренней и наружной труб;

f_{m1} и f_{m2} — площадь сечения слоя масла во внутренней и наружной трубах;

γ_1 и γ_2 — удельный вес стали и масла.

Значение безразмерных коэффициентов B_1 и B_2 можно определить, представив трубы штанг в виде балок, нагруженных равномерно распределенной нагрузкой.

1. Для балки с опертими краями, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой,

$$\left. \begin{aligned} \int_0^l y dx &= \frac{1}{5} \cdot \frac{ql^5}{24EJ}; \\ \int_0^l y^2 dx &= \frac{31}{630} \cdot \frac{q^2 l^9}{(24EJ)^2}, \end{aligned} \right\} \quad (XI.15)$$

тогда

$$B_1 = \frac{1}{120}; \quad B_2 = \frac{31}{362\,880}.$$

2. Для двухпролетной симметричной балки, защемленной по краям и опертой посередине и нагруженной равномерно распределенной нагрузкой, для каждого пролета балки:

$$\left. \begin{aligned} \int_0^l y dx &= \frac{3}{40} \cdot \frac{ql^5}{24EJ}; \\ \int_0^l y^2 dx &= \frac{754}{1000} \cdot \frac{q^2 l^9}{(24EJ)^2}, \end{aligned} \right\} \quad (XI.16)$$

тогда

$$B_1 = \frac{3}{960}; \quad B_2 = \frac{754}{576\,000}.$$

2. ПЕРЕДАЧИ И ТРУБОПРОВОДЫ

Механизмы системы регулирования гидротурбин, располагающихся в разных местах гидроэлектростанций, связываются между собой масляными трубопроводами и передачами обратной связи. Поэтому гидротурбинное оборудование надо так располагать в здании гидроэлектростанции, чтобы обеспечить наиболее простые трассы маслопроводов и передач. Обычно сервомоторы направляющего аппарата располагаются в шахте турбины, а регулятор и маслonaпорная установка — в машинном зале гидроэлектростанции на более высокой отметке. Для упрощения связей их следует располагать по возможности непосредственно один над другим. В старых конструкциях обратные связи осуществлялись тягами и рычагами, соединенными между собой цилиндрическими шарнирами во втулках. Большое количество шарниров с неизбежным конструктивным зазором приводило к значительному мертвому ходу всей системы передач, что отрицательно сказывалось на работе системы регулирования, приводило к колебаниям и нечувствительности. Поэтому в дальнейшем вместо втулок в цилиндрических шарнирах стали применять шарикоподшипники, которые свели к минимуму мертвые хода.

Для уменьшения упругих деформаций в длинных тягах их стали делать из тонкостенных относительно большего диаметра стальных труб. В последнее время получили широкое применение тросовые передачи, при которых от поршня сервомотора к соответствующему рычагу в регуляторе протягивается стальной трос диаметром 5—6 мм, состоящий из большого

числа тонких проволок. По своей трассе трос направляется роликами, чтобы он всегда поддерживался в натянутом состоянии; в месте присоединения его к регулятору подвешивается груз. Для защиты от коррозии и случайного задевания троса посторонними предметами его закрывают кожухом из труб, набитым густой смазкой.

Связь вращающегося ротора агрегата с чувствительным элементом регулятора — маятником — в механических регуляторах скорости раньше осуществлялась с помощью ременной передачи. В настоящее время для этих целей применяют электрическую передачу. Она состоит из синхронного генератора, установленного на валу агрегата, и электрически связанного с ним электродвигателя, установленного в колонке регулятора для вращения маятника. Такая передача проста по конструкции, надежна в эксплуатации. В электрогидравлических регуляторах (ЭГР) применяется аналогичная система связи, в которой питание вывешиваемых устройств ЭГР в виде соответствующего напряжения и частоты электрического тока подается от генератора, установленного на валу агрегата.

Масляный трубопровод поворотнолопастной турбины обычно состоит из трех частей. Участок от маслоприемника к регулятору включает две напорные трубы, связывающие напорные камеры маслоприемника, штанг и сервомотора с золотником рабочего колеса, и одной сливной трубы из маслоприемника к сливному баку маслонапорной установки. Второй участок состоит из двух труб, соединяющих золотники регулятора с напорным котлом и сливным баком. Третий участок трубопровода идет от золотника регулятора к сервомотору направляющего аппарата. Он состоит из двух напорных труб, разветвляющихся в шахте турбины на четыре трубопровода, к двум сервомоторам.

3. ХОЛОСТОЙ ВЫПУСК

Конструкция холостого выпуска

Холостые выпуски применяются для высоконапорных гидротурбин (свыше 100—150 м), имеющих длинные трубопроводы. Они устанавливаются в начале спиральной камеры и служат для ограничения повышения давления в трубопроводе. При быстром закрытии направляющего аппарата клапан холостого выпуска быстро открывается, а затем медленно закрывается. Таким образом, при резком уменьшении расхода через направляющий аппарат суммарный расход через турбину и холостой выпуск, т. е. напорный трубопровод, изменяется сравнительно медленно и повышение давления будет небольшим. Обычно холостые выпуски не допускают повышения давления в трубопроводе более чем на 15—20% от статического напора. Холостой выпуск снабжается масляным катарактом, который обеспечивает его открытие только при быстром движении направляющего аппарата, когда возможно существенное повышение давления. При медленном движении направляющего аппарата катаракт неподвижен и холостой выпуск не открывается. Устройство катаракта показано на рис. XI.5. Цилиндр 1, в который налито масло, в точке В жестко связан с проводом холостого выпуска. Точка А штока 4 соединена с поршнем 7 и связана передачей (не показанной на схеме) с сервомотором направляющего аппарата. Полости по обе стороны поршня 7 соединены между собой отверстиями с дросселирующим устройством 8. При быстром перемещении штока (точка А) с поршнем вниз, что будет соответствовать закрытию направляющего аппарата турбины, масло из-под поршня не успеет перетечь через дроссельное отверстие вверх. Под поршнем давление повысится, и цилиндр 1 переместится вниз вместе с точкой В, воздействуя на открытие

холостого выпуска и сжимая пружину 2. Упругие силы пружины будут заставлять протекать масло через дроссельное отверстие, возвращать цилиндр (с точкой *B*) в прежнее положение и закрывать клапан холодого выпуска. Обратный клапан 6 открывается при перемещении поршня вверх. Корпус 3 катаракта обычно монтируется над холодным выпуском с ручным управлением 5. Основными элементами холодого выпуска является его проточная часть, определяющая пропускную способность и привод клапана, управляющий его движением. Различные схемы проточной части холодого выпуска и характерные пропускные способности показаны на рис. XI.6. Холостой выпуск с игольчатым клапаном показан на рис. XI.6, *a*.

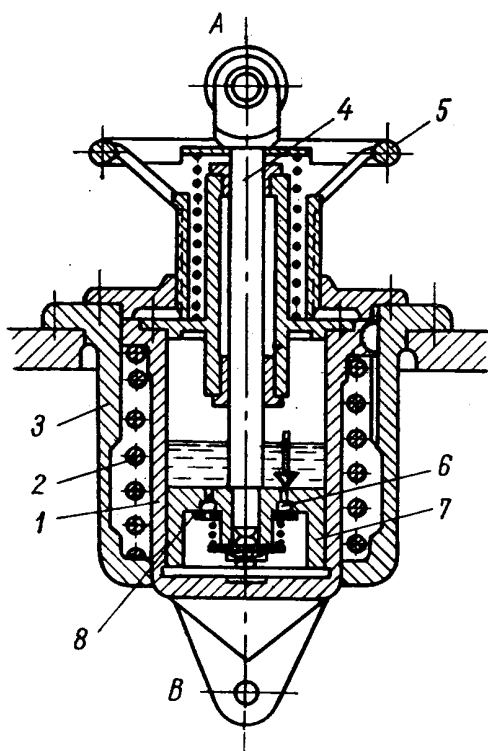


Рис. XI.5. Катаракт

В этой конструкции в шаровом кожухе 1 размещается игольчатый клапан 4. Направление движения иглы фиксируется развитым штоком 2 в направляющей 3 кожуха и втулкой 5, установленной в патрубке 6, в которую входит наконечник клапана. Холостые выпуски такой конструкции применяются некоторыми европейскими фирмами.

ЛМЗ применялись такие холодые выпуски в прежних конструкциях турбин небольших мощностей. На рис. II.13 показан такой холодый выпуск, установленный на турбины мощностью $N = 12\,800$ квт при напоре $H = 60$ м.

Характерным недостатком такой схемы является верхнее расположение клапана. В случае каких-либо неисправностей в системе привода он будет прижат к седлу давлением воды и давление в трубопроводе повысится. Схемы проточной части, показанные на рис. XI.6, *б* и *в*, свободны от этого недостатка. Клапаны у них расположены снизу. В случае неисправности

в приводе клапана он под давлением воды откроется и, следовательно, будет предотвращено опасное повышение давления в трубопроводе.

Тарельчатый (рис. XI.6, *б*) и конический (рис. XI.6, *в*) клапаны 4 закрепляются снизу на штоке 1, движение которого направляется втулкой 2 изогнутого кожуха 3 и направляющей 5, установленной в патрубке 6.

Форма клапана оказывает влияние на пропускную способность холодого выпуска. В. П. Гурьев [27] экспериментально определил характеристику пропускной способности холодого выпуска при формах клапана (рис. XI.6, *г*). Холостой выпуск с коническим клапаном обладает пропускной способностью примерно на 10% большей, чем тарельчатый клапан. При полном открытии тарельчатый клапан пропускает $Q'_1 = 2300$ л/сек, а конический $Q'_1 = 2500$ л/сек. В закрытом положении клапан удерживается поршнем гидравлического сервомотора, создающего усилие P_c прижатия клапана к седлу. Рабочей жидкостью может быть масло из напорной установки системы регулирования либо вода из напорного трубопровода.

Для открытия небольшого холодого выпуска применяется механический привод от сервомотора направляющего аппарата. Поршень сервомотора связывается рычагами и тягами с поршнем катаракта, установленного на холодом выпуске. При быстром перемещении сервомотора на-

правляющего аппарата также быстро перемещается поршень катаракта. Масло не успевает перетечь через дроссельную иглу и создается добавочное усилие P_k , с которым цилиндр катаракта, жестко связанный со штоком клапана, будет на него воздействовать. Усилие P_k вместе с давлением воды N_x откроет клапан. Следовательно, в закрытом положении клапана усилие сервомотора холостого выпуска должно быть больше усилия от давления воды на его клапан

$$P_c > N_x. \quad (X.17)$$

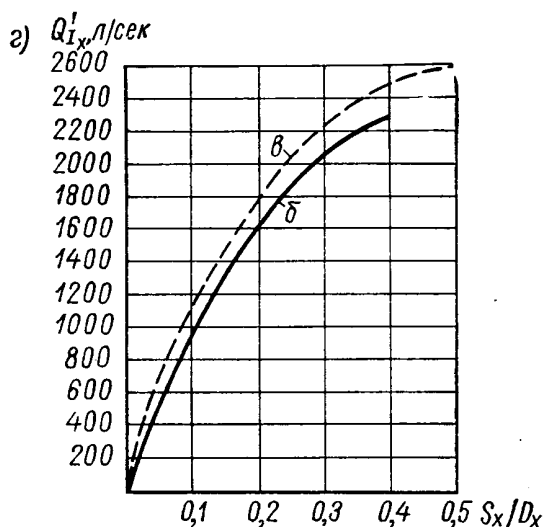
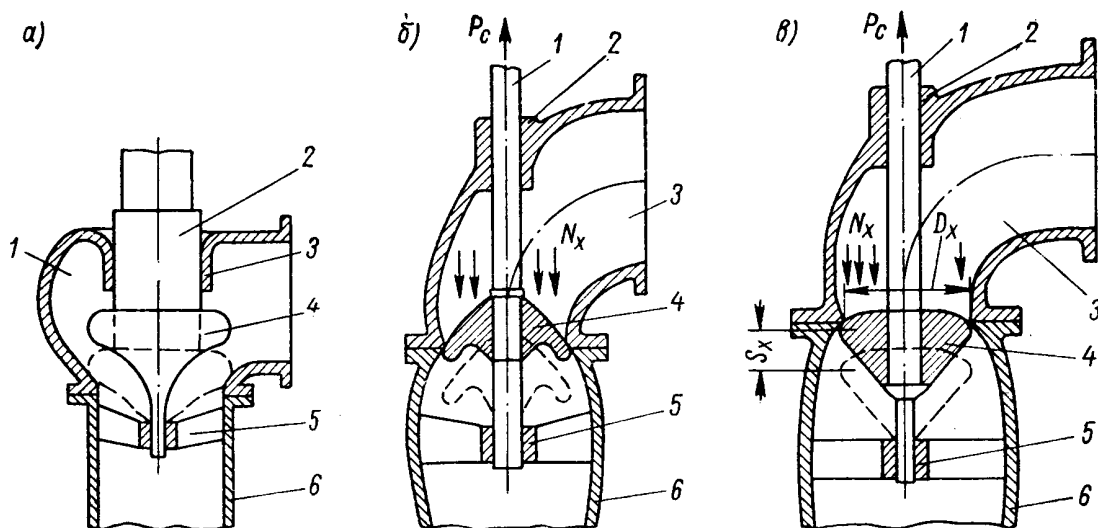


Рис. XI.6. Схема холостого выпуска и характеристика пропускной способности

Для открытия клапана необходимо, чтобы усилие сервомотора было меньше суммарной величины давления воды на клапан и масла на цилиндр катаракта, т. е.

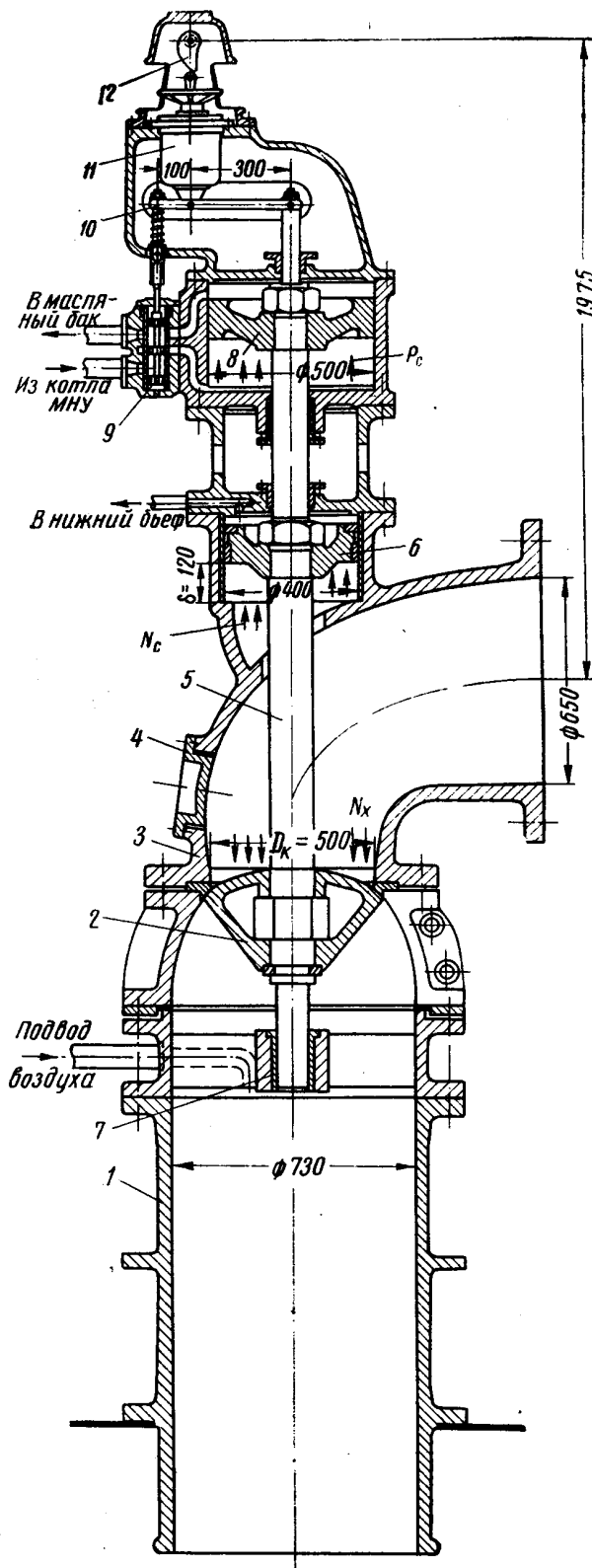
$$P < N_x + P_k. \quad (X.19)$$

На усилие P_k , которое создает катаракт, должна быть рассчитана передача от сервомотора к холостому выпуску, и это усилие должно быть учтено при выборе размеров сервомотора направляющего аппарата. Для холостых выпусков крупных турбин применяют гидравлический привод, при котором передача от сервомотора направляющего аппарата воздействует на иглу золотника сервомотора холостого выпуска. Золотник управляет холостым выпуском, подавая масло в соответствующую полость цилиндра на открытие или закрытие клапана.

В передаче к золотнику также предусматривается катаракт, чтобы золотник перемещался лишь при быстром движении направляющего

аппарата. Если сервомотор холостого выпуска работает с помощью масла, это должно учитываться при выборе объема маслонапорной установки.

На рис. XI.7 показан современный холостой выпуск конструкции ЛМЗ, установленный на турбине мощностью $N = 55\ 000\ \text{квт}$, работающей при напоре $H = 300\ \text{м}$.



Колено 3 холостого выпуска с помощью фланца входного патрубка диаметром 650 мм крепится к спиральной камере. В колене предусмотрен люк 4. Сверху колена имеется цилиндр, в котором расположен вспомогательный поршень 6 диаметром 400 мм водяного сервомотора. Поршень закреплен на штоке 5, еще выше расположен поршень 8 диаметром 500 мм масляного сервомотора. Рядом с масляным сервомотором расположен его золотник 9, игла которого с помощью передачи 10 связана с катарактом 11. Снизу на штоке закреплен конический клапан 2 диаметром 500 мм и установлена направляющая втулка 7 для штока. Выходной цилиндрический патрубок 1 имеет диаметр 730 мм. В данной конструкции осуществлен гидравлический привод. В случае быстрого движения сервомотора направляющего аппарата на закрытие сработает катаракт. Он передаст игле золотника движение вниз, и нижняя напорная камера масляного сервомотора сообщается со сливным резервуаром, а клапан за счет давления воды откроется, так как диаметр клапана больше, чем диаметр вспомогательного поршня. Под действием масляного катаракта и обратной связи от поршня сервомотора золотник переместится вверх и свяжет нижнюю полость цилиндра с напорным трубопроводом от котла напорной установки. За счет давления на поршень создается усилие, направленное вверх, и клапан будет закрываться. Следовательно, положение клапана зависит от сил, действующих на него. В закрытом положении клапана сумма усилий поршня масляного сервомотора и поршня вспомогательного водяного сервомотора больше давления воды на его

Рис. XI.7. Холостой выпуск диаметром 500 мм

клапан. Результирующая сила направлена вверх $P_c + N_c > N_x$. При открытом клапане, когда усилие поршня масляного сервомотора отсутствует, давление на клапан больше усилия, создаваемого поршнем вспомогательного сервомотора. Результирующая сила направлена вниз $N < N_x$.

Особенностью привода данной конструкции является наличие кулачка 12, профиль которого подобран так, что определяет программное перемещение клапана, дающее наиболее выгодное изменение расхода воды в трубопроводе и соответствующее соотношению между повышением давления в спиральной камере турбины и числом оборотов рабочего колеса.

Выбор размеров холостого выпуска

Определяющим размерами холостого выпуска является диаметр проходного отверстия его клапана D_x . Ход клапана обычно принимают $s = (0,25 \div 0,3) D_x$. По характеристике холостого выпуска (рис. X.7, б) в соответствии с принятой формой клапана можно выбрать Q'_{1x} . Следует иметь в виду, что выход воды из холостого выпуска под уровень нижнего бьефа увеличивает расход Q'_{1x} на 3—5%. Наличие колена на выходе из холостого выпуска уменьшает расход Q'_{1x} на 5—10%.

Действительный расход через холостой выпуск равен

$$Q_x = Q'_{1x} D_x^2 \sqrt{H_0 (1 + \xi)}, \quad (\text{XI.19})$$

где ξ — относительное повышение давления в трубопроводе; обычно принимают $\xi = 0,15 \div 0,2$;

H_0 — номинальный напор.

Максимальный расход Q_x , который должен пропускать холостой выпуск, определяется по формуле

$$Q_x = Q_0 \left(1 - \frac{T_s}{T} \right), \quad (\text{X.20})$$

где Q_0 — максимальный расход через турбину;

T_s — время закрытия направляющего аппарата турбины, обеспечивающее при наличии холостого выпуска допустимое повышение давления и числа оборотов;

T — время закрытия направляющего аппарата турбины, которое обеспечило бы ту же величину повышения давления при отсутствии холостого выпуска.

Время T определяется по формуле непрямого гидравлического удара

$$T = \frac{\sum Lv}{gH_0\sigma}, \quad (\text{XI.21})$$

где $\sum Lv$ — сумма произведений длин участков трубопровода на скорость воды в них;

H_0 — нормальный напор;

σ — характеристика трубопровода

$$\sigma = \frac{\xi}{V \sqrt{1 + \xi}},$$

тогда диаметр холостого выпуска будет равен

$$D_x = \sqrt{\frac{Q_x}{Q'_{1x} V \sqrt{H_0 (1 + \xi)}}}. \quad (\text{XI.22})$$

После определения диаметра холостого выпуска производят и уточняют расчет регулирования с учетом характеристик холостого выпуска и турбины.

Применение программного управления движением холостого выпуска, предложенного А. Е. Жмудь, может уменьшить размеры холостого выпуска. При программном управлении в начале закрытия открытого

направляющего аппарата холостой выпуск открывается относительно больше. Получается экономия времени закрытия турбины, а следовательно, повышается число оборотов при данном повышении давления в трубопроводе.

При проектировании холостых выпусков надо предусматривать возможность подачи воздуха под клапан для предотвращения кавитации и применять гасители энергии вытекающей воды. Количество воздуха по объему должно составлять 5—10% от расхода воды.

4. ЗАТВОРЫ

На напорных трубопроводах в качестве запорных устройств, прекращающих течение воды в трубопроводе, обычно устанавливаются затворы.

При длинных трубопроводах на высоконапорных ГЭС, как правило, устанавливаются два затвора — один в начале трубопровода, а другой — перед турбиной у спиральной камеры. Первый затвор используется при ревизиях и ремонтах, второй, называемый турбинным, позволяет производить ревизию и ремонт турбины без опорожнения трубопровода и в случае необходимости аварийно останавливать турбину. При длительных остановках турбин закрытый затвор уменьшает протечку воды.

В низко- и средненапорных установках обычно применяются один затвор в начале трубопровода.

Затворы, устанавливаемые на круглых металлических трубопроводах перед турбиной, относятся к ее вспомогательному оборудованию, входят в ее комплект и поставляются турбинными заводами.

Схема затворов

Для крупных гидротурбин применяются дисковые или шаровые затворы. Схема этих затворов показана на рис. XI.8. Наиболее простой по конструкции дисковый (рис. XI.8, а) затвор состоит из диска 1 и корпуса 2. Диск направляется в корпусе двумя цапфами. В открытом положении плоскость симметрии диска проходит через ось трубопровода, и вода,

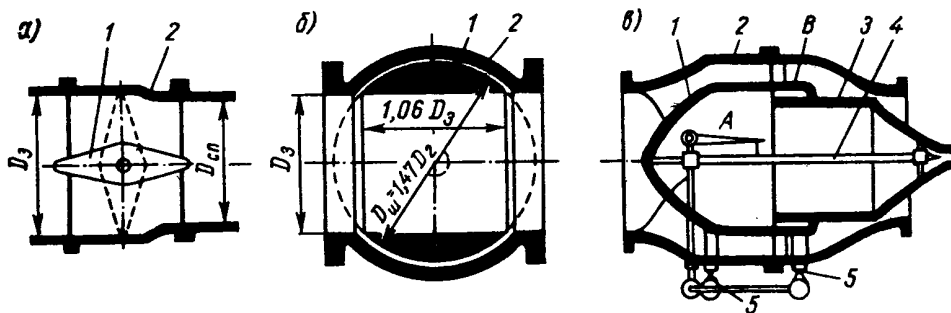


Рис. XI.8. Схемы затворов: а — дисковый; б — шаровой; в — игольчатый

обтекая его, проходит к турбине. Для уменьшения пульсаций потока выходной диаметр корпуса затвора делают меньше входного. Таким образом, скорость воды в затворе вначале будет немного увеличиваться за счет стеснения проходного сечения трубопровода телом диска, затем вследствие уменьшения диаметра корпуса затвора в выходной части в соответствии с уменьшающимся сечением диска скорость будет сохраняться постоянной.

Обычно диск поворачивается на 90° , но известны конструкции и с меньшим углом поворота ($75\text{—}80^\circ$). В последнем случае уплотнение диска достигается пригонкой периферийного сечения диска к корпусу затвора

и плотным его прижатием за счет усилия сервомотора. Иногда с этой целью применяются специальные металлические уплотнительные кольца.

Недостатком такого уплотнения является то, что диск плотно прижимается к корпусу только одной стороной. Возможна также деформация корпуса. Кроме того, трудно уплотнить зазоры в сечениях, близких к цапфе диска. Поэтому более распространенной является схема с углом поворота 90° , при этом уплотнение достигается за счет применения толстостенной резиновой трубы специального профиля, закладываемой в корпус затвора или в диск. В трубу подводится сжатый воздух, превышающий на 5—6 атм давление воды в трубопроводе.

Дисковые затворы являются наиболее простыми по конструкции и наиболее дешевыми, но имеют следующие недостатки: диск затвора создает сопротивление потоку воды и способствует кавитационному явлению; потери возрастают с увеличением напора, так как относительная толщина диска и скорость потока увеличивается. Поэтому, применение дисковых затворов ограничивается напором до 200 м. Известно всего несколько случаев применения дисковых затворов на более высокие напоры. Диаметры дисковых затворов доходят до 8,5 м.

Шаровые затворы (рис. XXI.8, б) свободны от указанного недостатка, они не стесняют потока воды в открытом положении и поэтому широко используются для высоконапорных турбин. Для перекрытия течения ротор 1 затвора с помощью сервомотора поворачивается на 90° вокруг цапф, установленных в корпусе 2. Уплотнение достигается с помощью специальных подвижных уплотнительных колец, показанных на рис. XI.12.

Конструкция шарового затвора более сложна, чем дискового. Он имеет больший вес и стоимость, так как шаровые затворы применяются только для высоконапорных турбин, имеющих небольшие габариты; диаметр затворов их невелик. Дисковый и шаровой затворы работают лишь при конечных положениях диска или ротора при полном открытии или закрытии. В промежуточных положениях они плохо обтекаемы и вызывают большие возмущения потока.

На рис. XI.8, в показан также игольчатый затвор, который применяется на трубопроводах, имеющих ответвления для отвода воды помимо турбины. Затвор состоит из корпуса 2, внутри которого расположен обтекатель 1, соединенный с корпусом ребрами. Внутри обтекателя располагается подвижный плунжер 3, который в правой части имеет форму игольчатого клапана. Плунжер с клапаном, перемещаясь, закрывает или открывает отверстие в корпусе затвора. Перемещается клапан под давлением воды, которое создается в камере А или В от проходящего потока с помощью задвижек 5 и иглы управления 4.

Игольчатый затвор обладает хорошими гидравлическими качествами, хорошо обтекается потоком, он легко уплотняется прижатием клапана к седлу и легко управляется. Клапан может работать и при частичных открытиях, регулируя расход воды. Недостатком затвора являются его большие габариты и большой вес. Вес дисковых, шаровых и игольчатых затворов относятся друг к другу примерно как 1 : 2 : 3.

Схемы приводов затворов

Для управления крупных затворов применяются обычно гидравлические приводы. Для небольших затворов используются ручные и электрические приводы с червячной передачей. На рис. XI.9 показаны схемы различных гидравлических приводов.

На рис. XI.9, а показана схема с плунжерным сервомотором, установленным на корпусе затвора. Такая схема используется для затворов средних размеров при небольшой и средней мощности гидравлического

привода. Иногда плунжер соединяется с рычагом не шарнирно через серьгу, а зубчатой передачей. При такой схеме привода сервомотор создает радиальную составляющую, изгибающую цапфу диска.

На схеме XI.9, б показан привод с крыльчатим сервомотором, установленным тоже на корпусе затвора. Достоинством этой схемы является компактность сервомотора и отсутствие дополнительных радиальных нагрузок на верхнюю цапфу. Недостатком ее является сложность конструкции уплотнения между ротором и цилиндром. Усилия от сервомоторов в обеих рассмотренных схемах являются внутренними силами установки, не нагружающими корпус затвора извне. Это является преимуществом этих схем.

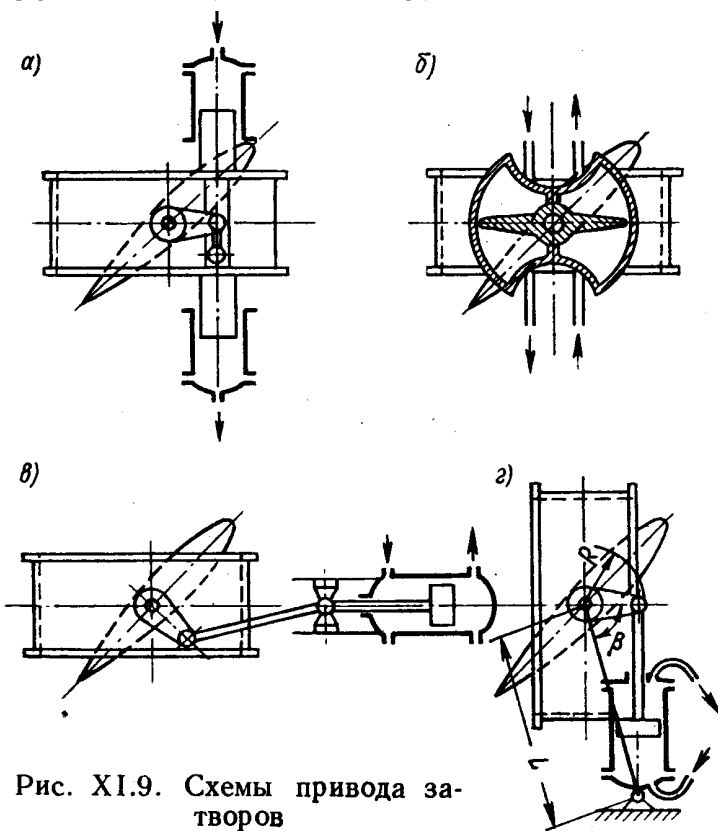


Рис. XI.9. Схемы привода затворов

тора к рычагу осуществляется с помощью промежуточного шатуна; предусмотрен также направляющий кресткопф.

На схеме (рис. XI.9, г) показан привод с качающимся цилиндром сервомотора, связанного с фундаментом с помощью цилиндрического шарнира. Подвод масла к качающимся сервомоторам надо осуществлять либо с помощью гибких шлангов из маслостойкой резины, либо через неподвижную ось. Схема с качающимся сервомотором (рис. XI.9, г) получила распространение в отечественной практике. Ось поворота целесообразно располагать горизонтально. При этом цапфа меньше подвергается загрязнению и износу, а также лучше и удобнее осуществлять привод двумя сервомоторами.

Конструкции дискового затвора

Применяемые формы сечений дисковых затворов показаны на рис. XI.10. Затворы со сферическим диском в виде двояковыпуклой линзы применяются за рубежом, плоскокошенные в СССР. По исследованиям Б. И. Яншина они имеют наименьшие сопротивления потоку воды в открытом положении. Затворы с плоскими дисками должны снабжаться специальными обтекаемыми кожухами для уменьшения сопротивления в открытом положении.

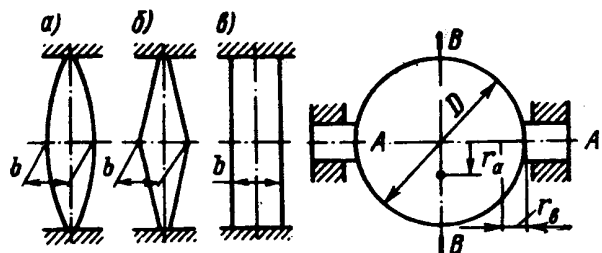


Рис. XI.10. Форма сечения дисков затворов: а — со сферической поверхностью; б — плоскокошенный; в — плоский

В схемах, изображенных на рис. XI.9, в и г, сервомоторы расположены вне затвора на отдельном фундаменте. Такие схемы применяют для крупных затворов с мощными сервомоторами. Усилия сервомоторов дополнительно нагружают затвор, поэтому при расчете его крепления надо учитывать эти силы.

В схеме XI.9, в передача от штока поршня сервомотора к рычагу осуществляется с помощью промежуточного шатуна; предусмотрен также направляющий кресткопф.

В схеме XI.9, в передача от штока поршня сервомотора

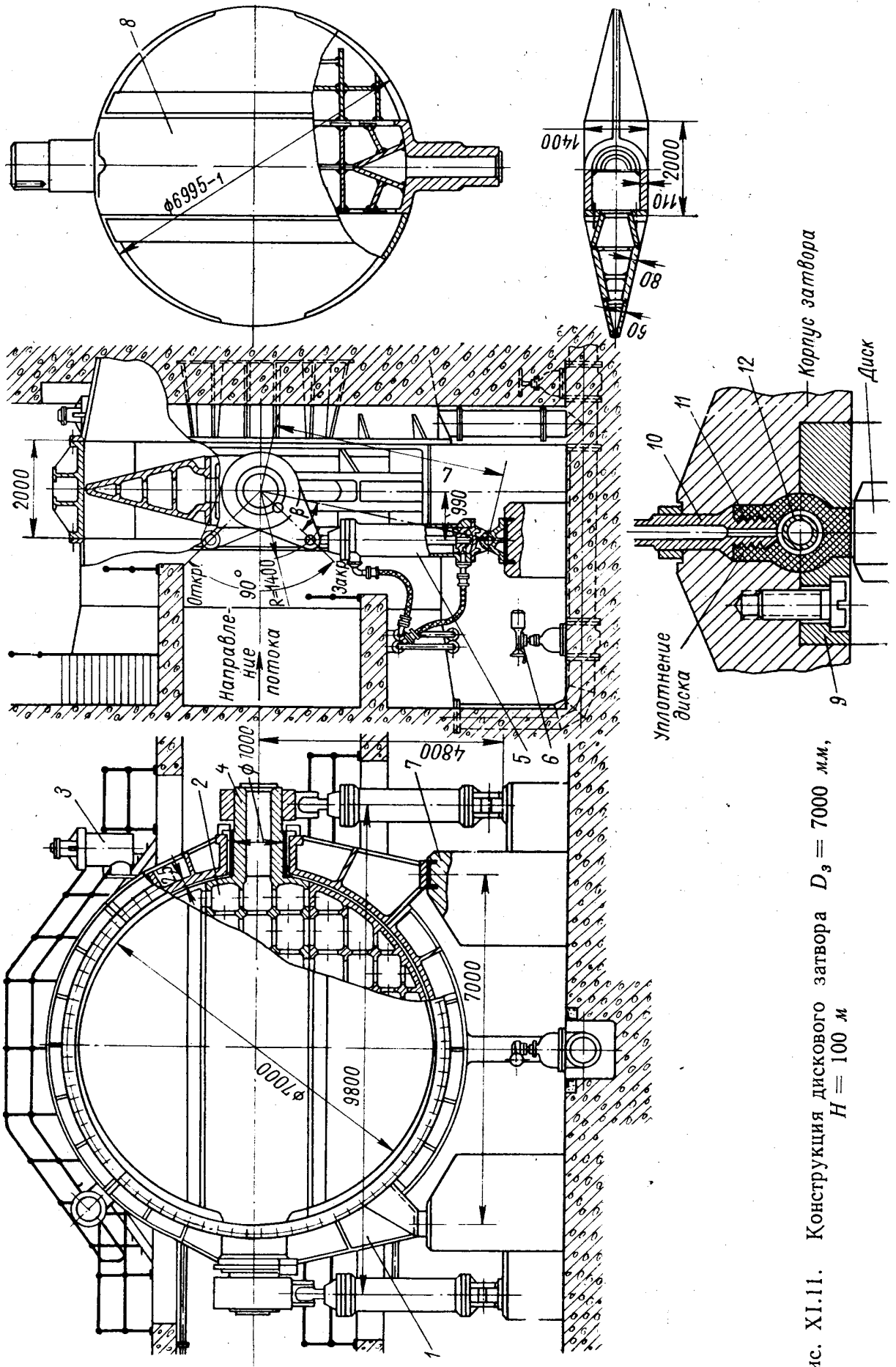
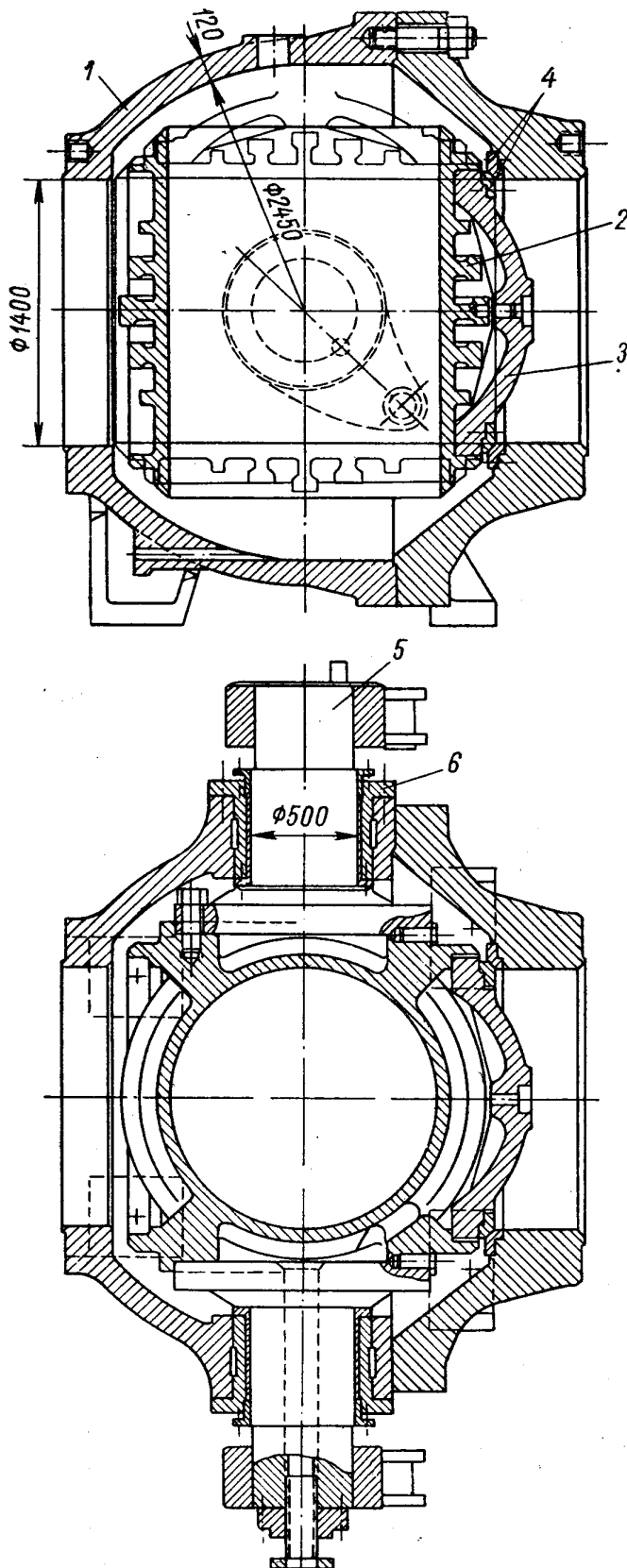


Рис. XI.11. Конструкция дискового затвора $D_3 = 7000$ мм, $H = 100$ м

На рис. XI.11 показана современная конструкция крупного дискового затвора с входным диаметром $D = 7000$ м для напора $H = 100$ м и с двумя сервомоторами 5. Стальной корпус затвора 1, литой или сварной, выполняется разъемным с большим количеством ребер. В данном случае он состоит из четырех частей: две боковые части с приливами, в которых установлены втулки подшипников цапф 4 диска. Снизу боковые части имеют лапы, которыми они устанавливаются на фундамент 7 установки. Диск



затвора показан в двух вариантах: литой конструкции 2 и сварной 8. В обоих вариантах диск состоит из трех частей: центральной части с цапфами и двух симметричных частей, прикрепленных к центральной части болтами. На корпусе затвора сверху установлен воздушный клапан (вантуз) 3 для впуска воздуха при опорожнении трубопровода или турбинной камеры. Вантуз предотвращает также образование вакуума ниже затвора, что уменьшает вращающий момент давления воды, действующей на диск. Внизу затвора предусмотрен байпас — обводный трубопровод — с электрозадвижкой 6, служащий для заполнения водой спиральной камеры перед открытием затвора. Это обеспечивает уравнивание давления воды на диск с обеих сторон.

На рис. XI.11 показано уплотнение диска с помощью резинового кольца 11, вставленного в гнездо корпуса затвора и прижимаемого кольцом 9. Резиновое кольцо имеет отросток, в который вставлен ниппель 10, соединенный с воздухопроводом. Внутри резинового кольца вставлена спиральная пружина 12, с помощью которой сохраняется круглая форма резинового кольца. После закрытия диска в резиновое кольцо подается воздух и зазор между ним и диском уплотняется.

Конструкции шарового затвора

Шаровой затвор диаметром 1400 мм для напора $H = 680$ м показан на рис. XI.12. Основным узлом затвора является

Рис. XI.12. Конструкция шарового затвора
 $D_з = 1400$ мм, $H = 680$ м

стальной корпус 1. Корпус состоит из двух полушарий, соединяемых болтами. Внутри корпуса расположен стальной ротор затвора 2, имеющий форму цилиндра с центральным отверстием. К ротору крепятся болтами две цапфы 5, направляемые втулками 6, установленными в корпусе. Ротор затвора со стороны, обращенной при закрытом положении к нижнему бьефу, несет на себе уплотнительный диск 3, прижимаемый давлением воды к корпусу. Уплотняющий диск и корпус соприкасаются друг с другом через уплотнительные кольца 4, выполненные из нержавеющей стали. Перемещение уплотнительного диска после закрытия и усиление, прижимающее его к корпусу, создается давлением воды, которая подводится в камеру между диском и ротором. Для открытия уплотнения эта полость сообщается с атмосферой, и диск перемещается под давлением на наружный буртик. Ход уплотнительного диска обычно равен 12—15 мм. В последнее время принимают конструкцию с двойным уплотнением — с напорной части затвора и со стороны нижнего бьефа. Это дает возможность ремонта нижнего уплотнения, являющегося обычно основным рабочим уплотнением.

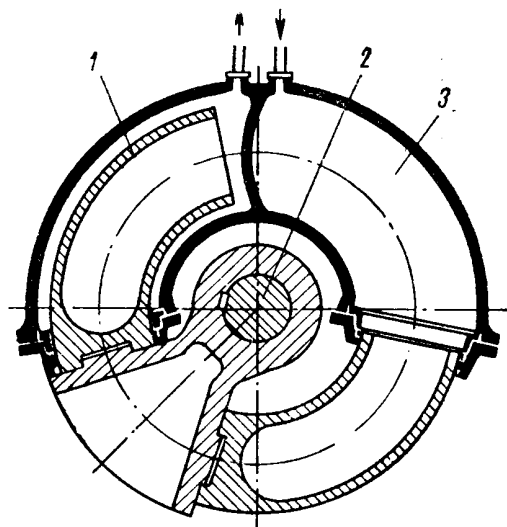


Рис. XI.13. Кольцевой плунжерный сервомотор

В конструкции затвора (рис. XI.12) разъем корпуса смещен в сторону. Это позволяет располагать цапфы вне разъема, что является достоинством конструкции. Детали затвора приходится выполнять толстостенными, так как они работают при высоком напоре.

Поворот шарового затвора может осуществляться с помощью сервомоторов, выполненных по одной из схем, показанных на рис. XI.9.

На рис. XI.13 показана конструкция, успешно применяющаяся для затворов кольцевого плунжерного сервомотора. Два кольцевых плунжера 1, соединенных с цапфой 2 ротора затвора, перемещаются в дуговых цилиндрах 3 сервомотора, к которым попеременно подводится и отводится масло. Технологические трудности составляет обточка наружной поверхности плунжера торообразной формы с круговым поперечным сечением. Фирма «Аллис—Чалмерс» для таких сервомоторов применяла не круговое поперечное сечение, а квадратное со скругленными углами, обработка которых более проста.

Схема управления затвором

Схема гидравлического управления затвором зависит от его конструкции, конструкции привода и назначения затвора: закрывается ли он только при остановке турбины либо должен закрываться в текущей воде; при нормальной скорости потока либо в случае аварий с трубопроводом. На рис. XI.14 в качестве примера приведена схема управления шаровым затвором диаметром 1700 м конструкции ЛМЗ, установленным на турбине, работающей при напоре $H = 290$ м. Положение механизмов показано для закрытого затвора. Два качающихся сервомотора 16, каждый диаметром 400 мм, присоединенные к рычагу 15 затвора, с помощью масла, подводимого из маслонасосной установки 1 под давлением 25 кг/см^2 , создают усилие, необходимое для поворота затвора в аварийных условиях, когда направляющий аппарат и холостой выпуск по каким-либо причинам не могут быть закрыты. Предусмотрен также запасной трубопровод и от маслонпорной установки с обратным клапаном 2.

Суммарный расход через трубопровод турбины будет равен $33 \text{ м}^3/\text{сек}$, а скорость воды в трубопроводе $\sim 15 \text{ м}/\text{сек}$. Максимальный напор с учетом повышения давления составляет $H_{\text{max}} = 374 \text{ м}$. Масло от насоса поступает к главному распределительному золотнику 3, который может подавать его в полость сервомотора на закрытие и маслослужащему блокировочному золотнику. Вода из полости А корпуса затвора 10, попадая через кольце-

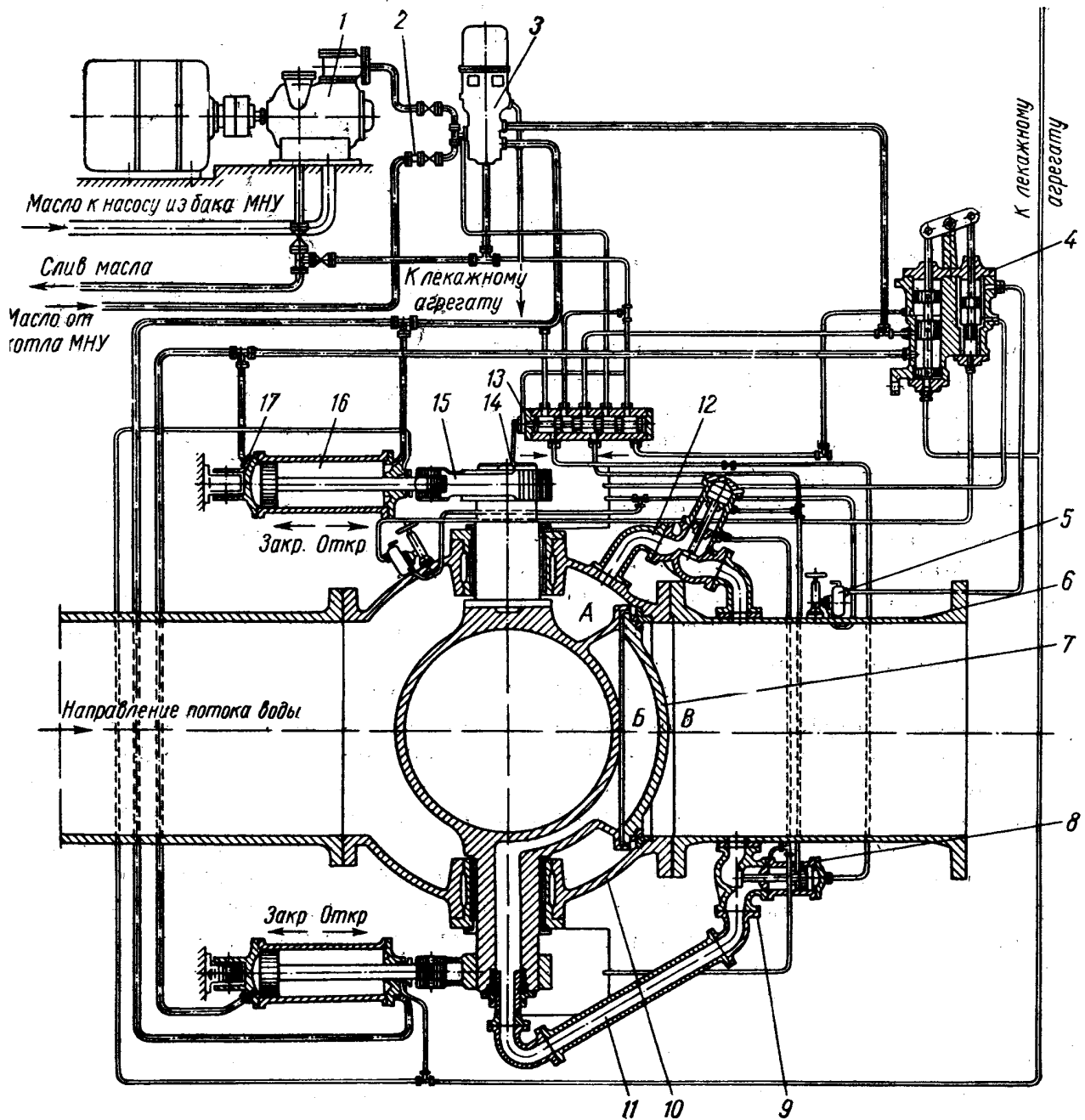


Рис. XI.14. Схема управления шаровым затвором

вой зазор в полость Б, прижимает уплотнительный диск 7 к уплотнительному кольцу корпуса затвора. Для открытия затвора надо переместить вверх золотник 3 с помощью электромагнита с защелкой. Масло под давлением поступает к блокировочному золотнику 13 и далее к сервомоторным задвижкам от водяного 12 и разгрузочного трубопроводов. Последние открываются, и патрубок спиральной камеры вместе с соединительным патрубком 6 начнет заполняться водой при закрытом направляющем аппарате. Полость Б между ротором и уплотнительным диском с помощью разгрузочного трубопровода 11 соединяется с патрубком В перед спиралью, после чего открывается гидроклапан 9. Давление в полости Б резко сни-

жается, и давление воды на наружный буртик уплотнительного диска из камеры *A* отжимает уплотнительный диск от корпуса. Через образовавшуюся щель вода также будет поступать в патрубок *B* и спиральную камеру турбины.

При повышении давления в патрубке спирали сработает маслосводяной золотник *4*, подаст масло на открытие сервомотора *16*, после чего затвор откроется.

Для закрытия затвора золотник *3* перемещается в нижнее положение под действием электромагнита. Масло поступает в цилиндр сервомотора, и затвор закрывается. При этом возникает гидравлический момент, действующий на ротор затвора в сторону закрытия. Для восприятия этого момента на маслопроводах к сервомоторам установлены дросселирующие шайбы *17*. Аналогичные устройства *8* установлены на маслопроводах сервомоторов запорных клапанов. Во избежание засорения водяного цилиндра маслосводяного золотника на водяных трубопроводах предусматриваются фильтры *5*.

Блокировочные и дроссельные устройства обеспечивают последовательность действий механизмов управления. Блокировочный золотник связан с затвором рычагом *14*.

Выбор параметров затворов и их расчет

Ниже даются основные положения расчета затворов, разработанного А. Е. Жмудь [32].

При проектировании затвора необходимо стремиться к тому, чтобы потери напора в нем при нормальной работе турбины были бы минимальными. Потери определяются формулой

$$h_N = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (\text{XI.23})$$

где ζ — коэффициент сопротивления затвора.

Но

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

Следовательно,

$$h_N = 0,0827 \zeta \frac{Q^2}{D^4}. \quad (\text{XI.24})$$

Для шаровых затворов при полном открытии $\zeta = 0$.

Основные соотношения для шарового затвора приведены на рис. XI.8, б.

Для дисковых затворов величина ζ зависит от относительной толщины диска $\frac{b}{D}$ и его формы.

Б. И. Яншин [113] установил, что наиболее целесообразной является плоскоскошенная форма диска (рис. XI.15). Она дает наименьшее

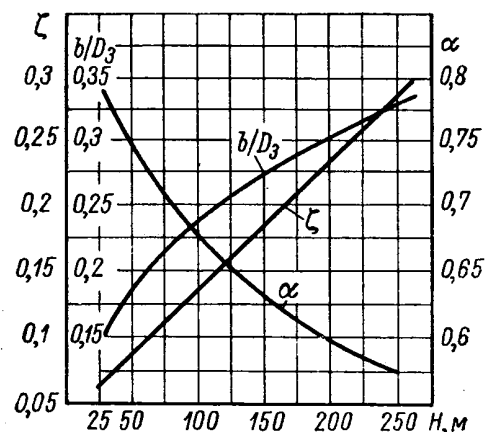
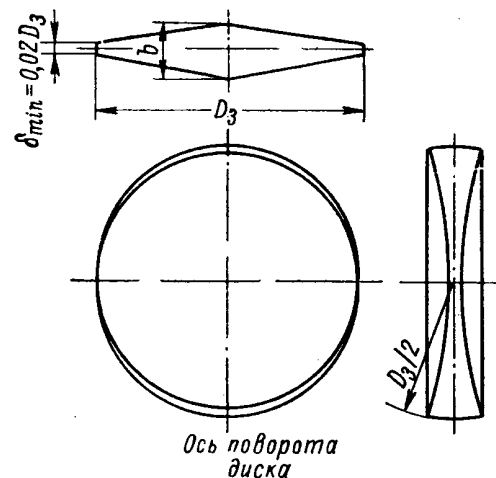


Рис. XI.15. Плоскоскошенный диск и его характеристика

гидравлическое сопротивление и наименьший гидравлический момент при повороте диска. Диаметр дискового затвора следует определять с учетом стеснения живого сечения трубопровода диском.

Стеснение живого сечения учитывается коэффициентом α

$$\alpha = \frac{4F_0}{\pi D_3^2}, \quad (\text{XI.25})$$

где F_0 — площадь сечения в пределах затвора.

При входном диаметре спирали d диаметр затвора будет равен

$$D_3 = \frac{d}{\sqrt{\alpha}}.$$

Применяется следующий ряд диаметров:

для дисковых затворов — 1200; 1600; 2000; 2500; 3200; 4000; 4500; 5000; 5600; 6000; 6500; 7000; 7500 и 8000 мм.

для шаровых затворов — 700; 800; 1200; 1600; 2000; 2500; 3200 мм.

Толщина диска зависит от напора; при больших напорах и, следовательно, больших нагрузках приходится принимать большую толщину. Для выполненных заводами затворов зависимость толщины диска от напора определяется формулой

$$\frac{b}{D_3} \approx 0,054 \sqrt[3]{H_{\max}}, \quad (\text{XI.26})$$

где H_{\max} — наибольший статистический напор (с учетом гидравлического удара) в м.

Б. И. Яншин дает следующие значения коэффициента сопротивления плоскоскошенного диска для разных относительных толщин при полном открытии затвора:

Отношение $\frac{b}{D}$	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Коэффициент сопротивления ζ	0,031	0,044	0,065	0,096	0,147	0,222

Зависимость относительной толщины диска и коэффициентов ζ и α дисковых затворов от напора приведена на рис. XI.14.

При проектировании затвора и определения сил и моментов, действующих на него, обычно пользуются данными модельных испытаний затворов. Силы и моменты, возникающие в затворе от воздействия потока, пропорциональны квадрату его скорости:

$$\left. \begin{aligned} P_i &= \lambda_i(\alpha) D_3^2 v^2; \\ M_i &= \mu_i(\alpha) D_3^3 v^2, \end{aligned} \right\} \quad (\text{XI.27})$$

где α — угол, определяющий положение рабочего органа затвора в потоке.

$\lambda_i(\alpha)$ и $\mu_i(\alpha)$ — опытные коэффициенты, зависящие от формы затвора.

Скорость воды в отверстии затвора при разном положении его рабочего органа зависит от гидравлических сопротивлений. Поэтому при испытании моделей определяют величину потери напора

$$\Delta H = \varepsilon(\alpha) \frac{v^2}{2g}, \quad (\text{XI.28})$$

где $\varepsilon(\alpha)$ — опытный коэффициент, зависящий от формы затвора.

Значения скорости определяются выражением

$$v = \sqrt{\frac{2gH_0}{[\varepsilon(\alpha) - \varepsilon(0)] + \frac{2gH_0}{v_0^2}}}, \quad (XI.29)$$

где v_0 и $\varepsilon(0)$ — скорость и потери при полностью открытом затворе.

Тогда усилие будет равно

$$P_i = \frac{2g\lambda_i(\alpha)}{[\varepsilon(\alpha) - \varepsilon(0)] + \frac{2gH_0}{v_0^2}} H_0 D_3^2. \quad (XI.30)$$

Момент будет равен

$$M_i = \frac{2g\mu_i(\alpha)}{[\varepsilon(\alpha) - \varepsilon(0)] + \frac{2gH_0}{v_0^2}} H_0 D_3^3. \quad (XI.31)$$

На рис. XI.16 показано действие сил и моментов на диск затвора при обтекании его потоком воды в двух случаях:

а) когда нижняя кромка диска при открытии движется по потоку;

б) когда нижняя кромка диска при открытии движется навстречу потоку.

Испытания показывают, что горизонтальное усилие на диск всегда направлено по скорости v , вертикальное усилие направлено вверх (рис. XI.16, а) и вниз (рис. XI.16, б), а гидравлический момент стремится повернуть диск на закрытие.

При полностью закрытом диске затворов ($\alpha = 90^\circ$):

1) горизонтальное усилие будет равно

$$P_s(90) = \gamma \frac{\pi D^2}{4} \Delta H, \quad (XI.32)$$

где ΔH — перепад давления в м вод. ст. на обе стороны диска;

2) вертикальное усилие $P_v(90) = 0$;

3) момент гидравлический при вертикальном расположении оси поворота

$$M(90) = 0.$$

4) при горизонтальном расположении оси на диске действует гидростатический момент

$$M = \frac{\pi \gamma D_3^4}{64}. \quad (XI.33)$$

В качестве примера, характеризующего закон изменения значения скорости, гидравлического момента и сил, действующих на диск при раз-

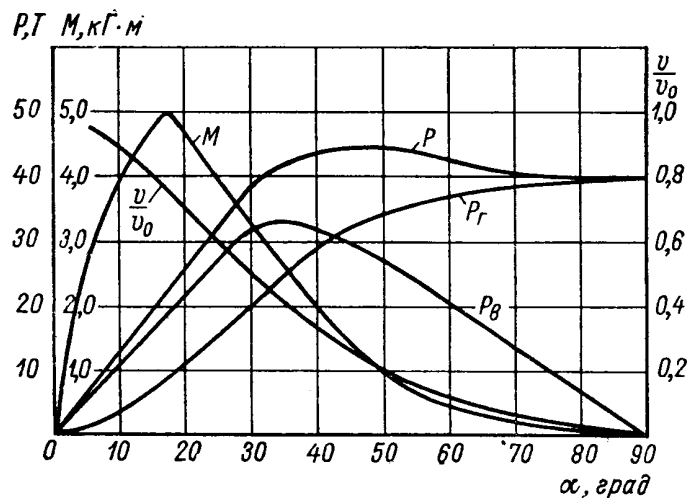
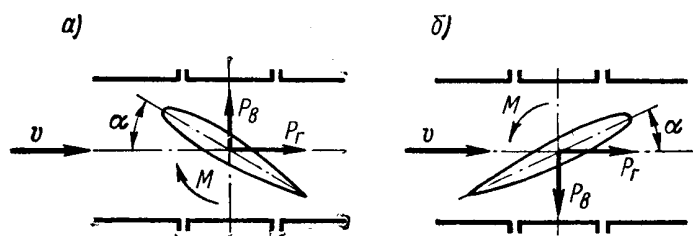


Рис. XI.16. Силы и моменты, действующие на диск затвора

ных его положениях, на рис. XI.16 приведены соответствующие графики, по данным испытаний Б. И. Яншина. Значения даны для определенной величины приведенного гидравлического сопротивления $\varepsilon_{np} = 1$.

При изменении этой величины характер кривых v и M изменяется. Характер кривой $v = f(\alpha)$ играет существенную роль при расчете гидравлического удара.

При определении момента сервомотора, потребного для передвижения затвора, необходимо учитывать помимо гидравлического момента также момент трения, который будет возникать в цапфах затвора. Момент трения будет зависеть от реакций R_y , которые определяются по давлению воды P и усилию сервомотора P_c ,

$$M_{mp} = f \sum r_u R_y, \quad (XI.34)$$

где f — коэффициент трения;

r_u — радиус цапфы.

Для наиболее часто применяющейся схемы привода затвора с качающимся сервомотором в соответствии со схемами рис. XI.9 и XI.11 усилие сервомотора P_c будет равно

$$P_c = \frac{(M + M_{mp}) \sqrt{R^2 + L^2 - 2RL \cos \beta}}{zRL \sin \beta}, \quad (XI.35)$$

где R — радиус рычага затвора;

L — расстояние от оси поворота рычага до оси поворота сервомотора;

β — угол между рычагом и линией, соединяющей оси вращения рычага и сервомотора. Этот угол будет изменяться с изменением угла поворота затвора;

z — число сервомоторов.

При расчете на прочность и определении толщины диска его рассматривают в закрытом положении. Давление, действующее на диск затвора, изгибает его в двух плоскостях, совпадающей с осью цапф и перпендикулярной к ней (рис. XI.10).

Изгибающий момент в сечении, совпадающем с осью цапф (M_A), будет равен

$$M_A = \gamma H F r_a,$$

где $F = \frac{\pi D^2}{8}$ — площадь полудиска;

$r_a = \frac{2D}{3\pi}$ — расстояние от центра тяжести площади полудиска до оси поворота диска.

Следовательно,

$$M_A = \gamma H \frac{D^3}{12}. \quad (XI.36)$$

Изгибающий момент (M_B) в сечении, перпендикулярном оси цапф, равен

$$M_B = \gamma H F r_b,$$

но $r_a + r_b = \frac{D}{2}$, следовательно, $r_b = D \left(\frac{1}{2} - \frac{2}{3\pi} \right)$.

Подставляя, получим

$$M_B = 1,36 \gamma H \frac{D^3}{12}. \quad (XI.37)$$

Следовательно, изгибающий момент M_B в среднем, перпендикулярном оси поворота, сечении диска затвора в 1,36 раз больше изгибающего момента M_A относительно оси поворота.

Напряжения в диске равны

$$\sigma = \frac{M_B}{W}. \quad (\text{XI.38})$$

Конструкция игольчатого затвора

Игольчатые затворы получили широкое распространение в мировой практике в качестве сбросных затворов на водохранилищах ГЭС и ирригационных сооружениях при высоких напорах (порядка 100—200 м). Преимуществом игольчатых затворов является возможность точного регулирования расхода от нуля до максимума, незначительная кавитация

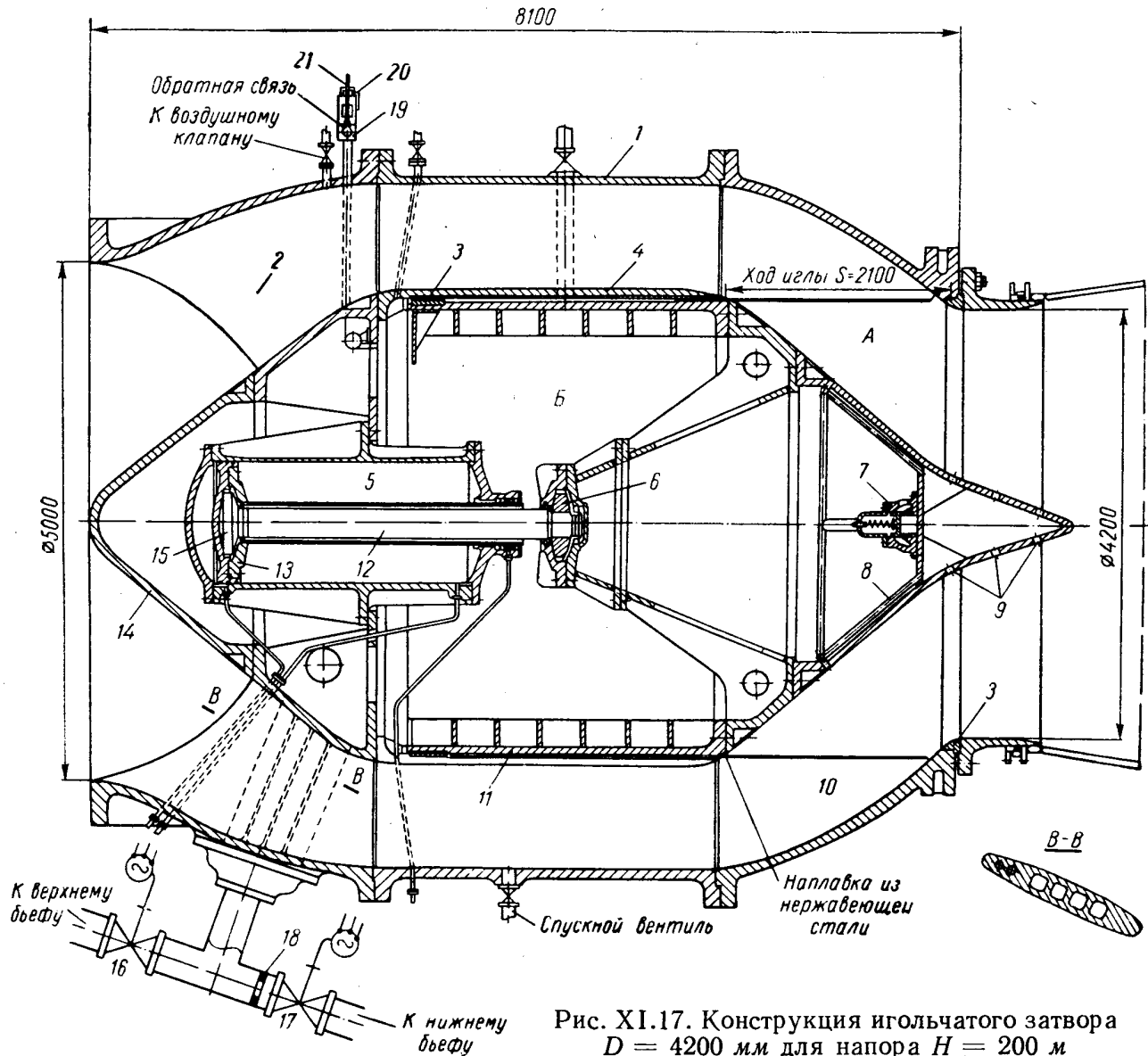


Рис. XI.17. Конструкция игольчатого затвора $D = 4200$ мм для напора $H = 200$ м

при работе с полным открытием и значительно меньшая кавитация при работе на частичных открытиях, чем у затворов других типов.

Привод игольчатого затвора может быть выполнен как гидравлическим (давлением воды из напорного трубопровода), так и посредством отдельного сервомотора, действующего от давления масла. Последняя конструкция игольчатого затвора в ряде случаев может получиться более простой и технологичной, чем конструкция затвора с водяным приводом.

На рис. XI.17 показана конструктивная схема затвора с масляным приводом, разработанная ЦКТИ им. Ползунова на параметры: диаметр $D = 4200$ мм, напор $H = 200$ м.

Затвор состоит из яйцеобразного корпуса 1, внутри которого при помощи ребер 2 жестко укреплен внутренний цилиндр 4 с обтекаемой крышкой 14. Внутри цилиндра 4 размещена подвижная игла 11 затвора, цилиндрическая часть которой уплотняется относительно корпуса 1 кольцом 3. Цилиндрическая часть иглы 11 перемещается внутри цилиндра 4 в пределах своего хода s и направляется при этом кольцом 3 и ребрами 10, расположенными в сужающейся конической части корпуса 1.

Привод подвижной иглы 11 затвора осуществляется от отдельного сервомотора 5, поршень которого 13 соединен посредством штока 12, имеющего сферические шарниры 15 и 6 на концах. Эти сферические шарниры обеспечивают разгрузку сервомотора 5 от радиальных усилий, могущих возникнуть при перемещении иглы между ней и корпусом 1. В отличие от существующих конструкций затворов с масляным приводом, где прижатие иглы к корпусу затвора производится давлением масла в сервомоторе, в настоящем проекте разработана принципиально новая конструкция игольчатого затвора. Она отличается от существующих тем, что при ходе иглы сервомотор на закрытие сервомотор используется только для перемещения иглы и преодолевает остающуюся неуравновешенность гидравлических усилий на разгруженную иглу затвора и силы трения. Прижатие же иглы к корпусу затвора производится давлением воды с верхнего бьефа, подаваемой во внутреннюю полость затвора.

При этом вследствие значительного диаметра иглы затвора имеет место весьма большое гидравлическое усилие на иглу, обеспечивающее весьма плотное прижатие иглы к корпусу затвора, много превосходящее то усилие прижатия, которое могло бы быть обеспечено сервомотором 5.

Гидравлическая разгрузка иглы 11 производится через отверстия 9 и трубки 8, посредством которых зона A потока сообщается через один или несколько клапанов 7 с внутренней полостью иглы 11 затвора. Гидравлическая разгрузка иглы затвора при высоких напорах (порядка 200—300 м) является необходимой для снижения реакции потока на иглу при ходе ее на закрытие, а следовательно, и уменьшения требуемого усилия сервомотора. При отсутствии разгрузки при давлении 40 кг/см^2 , обычно применяемом в системе регулирования гидротурбин, диаметр сервомотора возрастает настолько, что не может разместиться в корпусе затвора. Повышение же давления сервомотора до нескольких сот атмосфер, требуя специальных насосов и арматуры, делает игольчатый затвор менее надежным в эксплуатации.

Для запирания затвора служит ventиль или клапан 16, соединяющий полость B с верхним бьефом. Для снятия давления из полости B она соединяется с нижним бьефом посредством ventиля или клапана 17. При этом открытие затвора осуществляется в основном за счет усилия сервомотора и отчасти реакции потока на иглу. Уравнительная шайба 18 служит для подгонки оптимального режима гидравлической разгрузки. Обратная связь осуществляется посредством троса 19, связанного с иглой и с проходящим через сальник 20 стержнем или трубкой 21.

Для открытия затвора ventиль 16 (к верхнему бьефу) закрывается, а ventиль 17 (к нижнему бьефу) открывается. Давление в полости B падает, после чего перемещение иглы 11 до требуемого положения открытия производится при помощи штока 12 сервомотора, после чего ventиль 17 закрывается.

При этом давление на внешней части иглы, обтекаемой потоком, и внутри нее уравнивается через разгрузочные отверстия 9 трубки 8 и клапан 7, а гидравлическое усилие, передаваемое от иглы 11 к сервомотору 5, значительно уменьшается.

Закрытие затвора производится с помощью сервомотора 5 при закрытых вентилях 16 и 17 и разгруженной от реакции потока игле 11. Когда сервомотор 5 закрывается полностью, клапан 7 открывается и давление воды с верхнего бьефа плотно прижимает иглу затвора к седлу корпуса; разгрузочный клапан 7 при этом закрыт.

После открытия вентиля 16 давление в сервомоторе 8 снимается.

При частичном открытии затвора клапаны 16 и 17 закрыты и давление воды на иглу 11 в основном уравновешено. Золотник управления (на чертеже не показан) сервомотором 5 находится в среднем положении от открытия маслом, заполняющим сервомотор 5.

Вследствие того, что полной гидравлической уравновешенности иглы 11 достигнуть нельзя, а сервомотор 5 будет иметь неизбежные протечки в зазорах поршня 13 и золотника, игла будет медленно отходить от заданного положения.

Возврат иглы 11 в прежнее положение производится при помощи следующего устройства (на чертеже показано), действующего от стержня 21 обратной связи. Это устройство периодически включает электродвигатель насоса сервомотора 8 и перемещает золотник управления сервомотором в положение, требуемое для возврата иглы на величину прежнего открытия затвора.

При профилировании проточной части игольчатого затвора главным является создание такого профиля, который при наибольшей пропускной способности обладал бы также и хорошими кавитационными качествами. В данном случае кавитация является опасной главным образом как источник вибраций затвора. Явления коррозии в данном случае оказываются второстепенными, так как игольчатый затвор работает сравнительно редко главным образом в период паводков.

Для уменьшения пульсаций потока в затворе, вызываемых кавитацией, практикуется подвод воздуха в проточную часть затвора.

Пропускная способность затвора может быть определена по формуле:

$$Q = vF\mu,$$

где v — скорость течения воды в затворе в м/сек;

F — площадь выходного сечения затвора в м²;

μ — коэффициент расхода, учитывающий также стеснение выходного сечения затвора концом иглы. Для предварительных подсчетов можно принимать $\mu = 0,78$.

Коэффициент сопротивления игольчатого затвора относительно невелик и может быть определен по формуле

$$\zeta = \frac{0,123}{\sqrt{D_2}},$$

где D_2 — выходной диаметр затвора в м.

5. КЛАПАНЫ СРЫВА ВАКУУМА

На гидротурбинах в ее крышке устанавливаются клапаны срыва вакуума. Они предназначены для впуска атмосферного воздуха в полость под крышку турбины, в которой вследствие быстрого закрытия направляющего аппарата при сбросе нагрузки может возникнуть значительный вакуум. Величина этого вакуума зависит от параметров гидроагрегата, напора и расхода воды, высоты отсасывания, скорости вращения, скорости и характера движения направляющего аппарата и т. п. Благодаря срыву вакуума крышка турбины предохраняется от действия обрат-

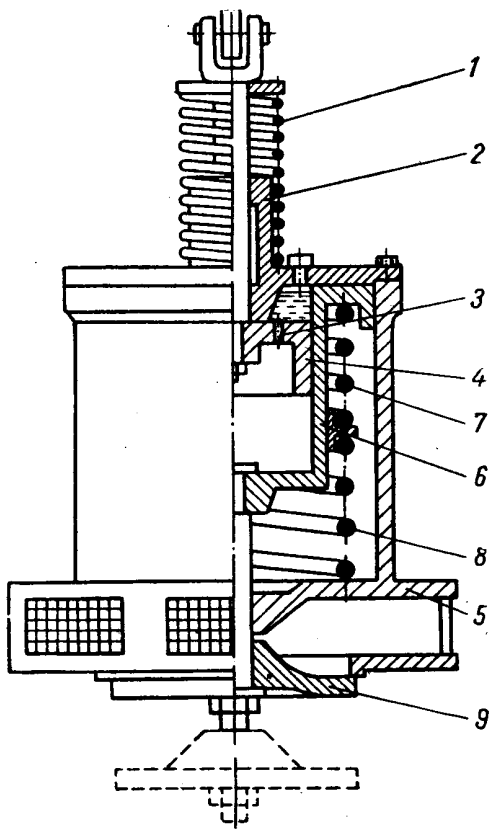


Рис. XI.18. Клапан срыва вакуума с принудительным приводом

D в мм	140	200	250	300	400
H в мм	360	460	555	665	815
P в кг	48	80	150	200	330

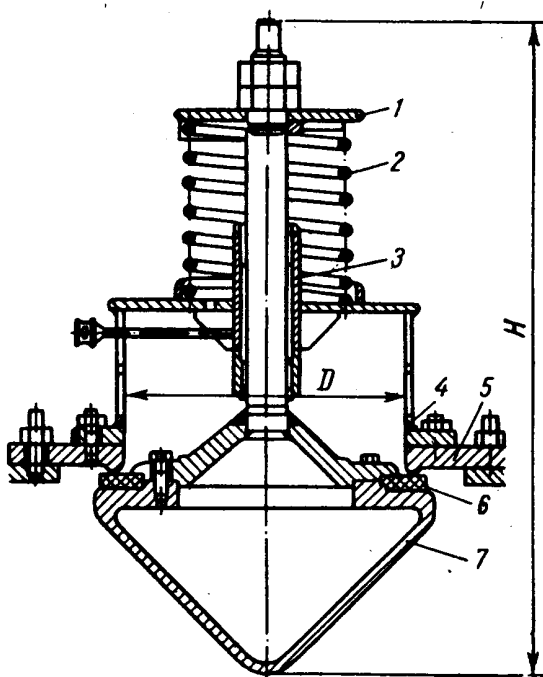


Рис. XI.19. Клапан срыва вакуума, без привода

ного гидравлического удара, который иногда возникает при разрыве сплошности потока над рабочим колесом в процессе регулирования.

Благодаря действию клапанов срыва вакуума также снижается напор, создаваемый рабочим колесом при возможном насосном режиме работы колеса, что уменьшает величину осевой реакции воды. В таком режиме осевые реакции на лопастях колеса направлены снизу вверх. При неблагоприятных обстоятельствах реакция может превысить вес ротора агрегата и подбросить его вверх. В некоторых случаях при работе турбины на холостом ходу наблюдается беспокойная работа и повышение вибрации частей агрегата. Для устранения этих явлений выпускают воздух под крышку турбины через воздушные клапаны.

На рис. XI.18 показан применяемый в гидротурбостроении клапан срыва вакуума с принудительным приводом от регулирующего кольца с масляным катраком. Привод от регулирующего кольца воздействует на шток с поршнем 4, который расположен в цилиндре 6. Шток проходит в крышке 2 и поддерживается в верхнем положении вместе с поршнем пружиной 1. Цилиндр 6 через шток соединен с тарелкой 9 клапана. Пружинами 7, 8 цилиндр с тарелкой прижимается к корпусу 5, закрывая отверстие для прохода воздуха.

При быстром перемещении регулирующего кольца и, следовательно, быстром перемещении привода с поршнем 4 масло, расположенное в цилиндре, не успеет перетечь через отверстия 3 в поршне и создаст давление, которое преодолет усилие пружин 7, 8. Тогда цилиндр с тарелкой клапана опустится вниз и воздух сможет проходить через клапан в полость турбины. При медленном перемещении регулирующего кольца и поршня масло успеет перетечь в верхнюю часть цилиндра и клапан останется закрытым.

Опыт эксплуатации таких клапанов свидетельствует, что связь действия клапана с регулирующим кольцом не дает возможности их использования для упорядочения потока при нагрузках, меньших 50%, когда наблюдается вибрация. Поэтому в последнее время

применяют новую конструкцию клапана срыва вакуума без привода от регулирующего кольца и без масляного катаракта (рис. XI.19). Тарелка клапана 7 прижимается к фланцу 5 корпуса 4 за счет усилия пружины 2, действующей через шайбу 1 и шток 3 на клапан. Предусмотрено уплотнительное резиновое кольцо 6. Примерные габариты и усилия пружины указаны на рис. XI.19.

В этом клапане включение и выключение из работы происходит в зависимости от величины вакуума под клапаном. Эксплуатация таких клапанов показала их надежную работу не только при сбросах нагрузки, но и при работе на холостом ходу.

Сечение клапана F выбирается в зависимости от максимального расхода воды Q турбины

$$F = \left(\frac{1}{2500} - \frac{1}{1430} \right) Q \text{ м}^2.$$

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКЦИИ РЕГУЛЯТОРОВ ГИДРОТУРБИН

1. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РЕГУЛЯТОР

Движение ротора гидроагрегата определяется основным уравнением машины

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\partial} - M_c,$$

где J — момент инерции вращающейся части агрегата;

ω — угловая скорость агрегата;

M_c — момент сил сопротивления (внешняя нагрузка на генератор);

M_{∂} — момент движущих сил, развиваемый турбиной.

Частота электрического тока, вырабатываемого генератором, должна быть практически постоянной. Так как частота пропорциональна угловой скорости агрегата, необходимо чтобы ускорение $\frac{d\omega}{dt} = 0$, что имеет место, если момент движущих сил равнялся моменту сил сопротивления

$$M_{\partial} = M_c.$$

Таким образом, для поддержания постоянной частоты электрического тока при изменении нагрузки генератора необходимо соответственно изменять момент движущих сил, создаваемый турбиной. Но

$$M_{\partial} = \frac{\gamma Q H \eta}{\omega}$$

и изменять момент движущих сил удобнее путем изменения расхода воды, протекающей через турбину. Регулирование расхода в радиально-осевых турбинах осуществляется лопатками направляющего аппарата, а в поворотнолопастных — совместно лопатками направляющего аппарата и лопастями рабочего колеса.

В гидротурбинах применяется главным образом регулирование по скорости, т. е. командой для действия системы регулирования является отклонение угловой скорости.

Общая теория регулирования машин подробно рассмотрена во многих работах. Применительно к гидротурбинам вопросами регулирования занимался И. Н. Вознесенский [16].

Дальнейшие вопросы регулирования получили развитие на ЛМЗ при создании регуляторов для мощных гидротурбин.

Конструкции и теория современных регуляторов гидротурбин подробно изложены в монографиях Ю. И. Гаркави и М. О. Смирнова [18], Н. К. Баркова [3], Г. И. Кривченко [56], Н. П. Полушкина [74].

Регуляторы автоматически поддерживают постоянное число оборотов путем приведения момента турбины M_{∂} в соответствие с моментом генератора M_c , работающего в условиях произвольной изменяющейся внешней нагрузки.

Для поворота регулирующих органов, лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса необходимы большие усилия, измеряемые сотнями и тысячами тонн. Усилия создаются главными сервомоторами турбины, которые являются исполнительными органами системы регулирования. Исполнительные органы связаны с маятником регулятора, который реагирует на малейшие изменения скорости и оказывает воздействие на другие элементы системы регулирования, перемещающиеся в соответствии с этим в том или ином направлении.

По принципу действия маятники различаются на центробежные, гидравлические и электрические. В гидротурбостроении наиболее широкое распространение имеет центробежный маятник, в котором изменение скорости приводит к изменениям центробежной силы вращения грузов и соответствующему перемещению последних. Перемещение грузов передается на исполнительный орган—штифт или муфту маятника, которые непосредственно связаны с распределительным устройством, подающим масло под давлением к сервомоторам системы регулирования.

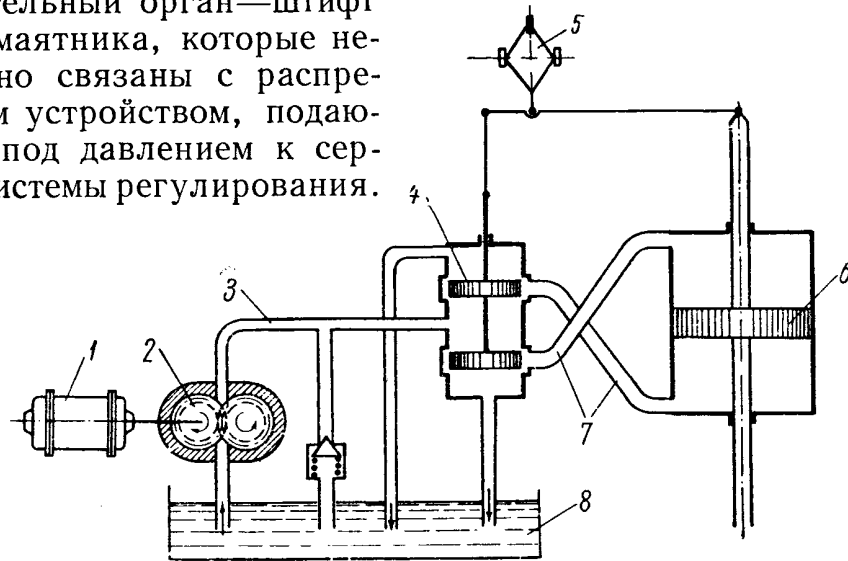


Рис. XII.1. Принципиальная схема проточного регулятора

Центробежные маятники выполняются с различной конструкцией упругой связи грузов (эвольвентные и ленточные) и с грузами, подвешенными на лентах. Последние получили широкое применение вследствие простоты конструкции и высокой чувствительности. В гидравлическом маятнике насос подает жидкость под давлением, пропорциональным числу оборотов турбины, в цилиндр с поршнем. Поршень, поддерживаемый пружиной, в соответствии с величиной давления изменяет свое положение, воздействуя на элементы регулирования, аналогично штифту маятника.

Электрический маятник описывается ниже при рассмотрении электрогидравлического регулятора.

Принципиальная схема проточного регулятора показана на рис. XII.1. Насос 2 регулятора непрерывно вращается от электромотора 1 или ременного привода от вала турбины. Масло, засасываемое из сливного резервуара 8, подается по трубке 3 к золотнику 4. От золотника масло поступает по трубкам 7 к сервомотору 6. Когда золотник находится в среднем положении, масло проходит через щели между телом и окнами золотника в сливной резервуар. Если золотник под воздействием центробежного маятника 5 переместится из среднего положения, масло будет подаваться в соответствующую полость цилиндра сервомотора и создавать необходимое усилие.

Конструктивно регулятор проточного типа обычно выполнялся в виде цилиндрической колонки, внутри которой располагался сливной резервуар. На колонке монтировались: масляный зубчатый насос и горизон-

тально расположенный сервомотор с золотником и маятником. Усилие и время пологого хода сервомотора регулятора проточного типа зависят от производительности насоса. При выходе из строя насоса или его привода такой регулятор не обеспечивает возможности управления турбиной. При таком регуляторе затруднена также автоматизация турбины. Поэтому регуляторы проточного типа применяются лишь для малых турбин [88]. В регуляторах котельного типа (рис. XII.2) масло поступает к золотнику 3 из масловоздушного котла 9, который представляет собой аккумулятор энергии, расходуемый в процессе регулирования. Уровень и давление масла в котле поддерживается насосом 6, снабженным клапанами,

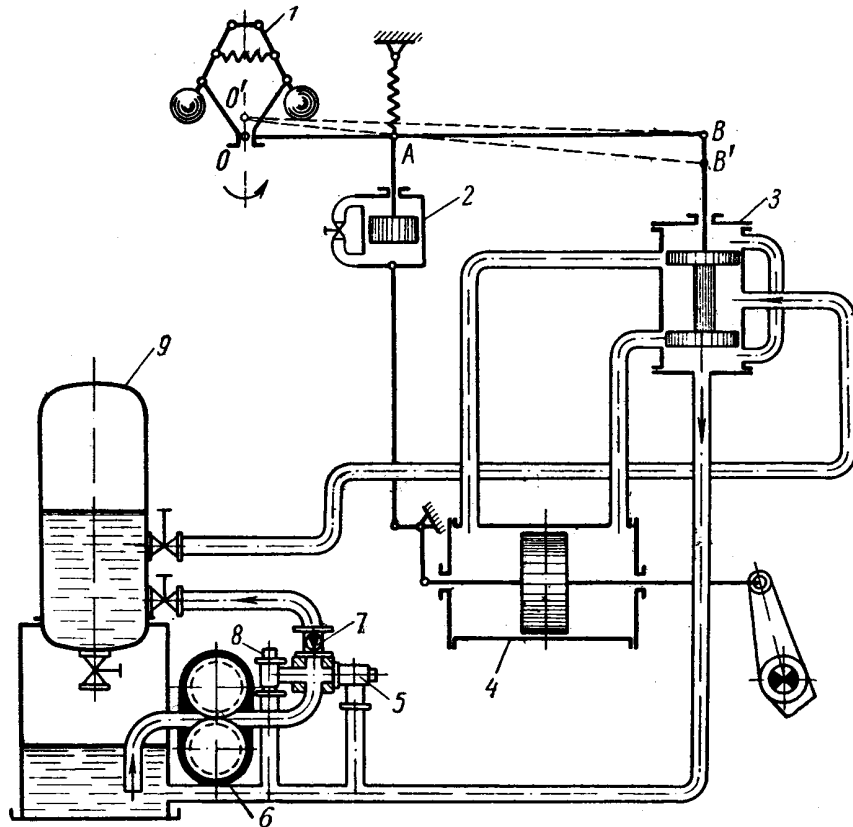


Рис. XII.2. Принципиальная схема регулятора котельного типа

предохранительным 5, перепускным 8 и обратным 7, соответствующей арматурой, манометром и др. Необходимое количество сжатого воздуха нагнетается в котел компрессором. Сжатый воздух в котле обеспечивает запас энергии, достаточный для управления турбиной в течение некоторого времени после выхода из строя масляного насоса.

Распределительный золотник 3 котельного регулятора имеет положительные перекрытия, т. е. при среднем положении золотника полностью перекрывает рабочие окна в корпусе. Благодаря этому, при среднем положении золотника расходуется небольшое количество масла лишь для компенсации протечек в системе регулирования.

В процессе регулирования, когда распределительный золотник регулятора перемещается в ту или другую сторону, масло под давлением поступает из напорного котла через открытые рабочие окна в корпусе золотника в цилиндр сервомотора 4 и создает усилие, необходимое для поворота лопаток направляющего аппарата турбины.

В поворотлопастных турбинах масло одновременно поступает и в сервомотор рабочего колеса через его золотник, который управляется специальным комбинаторным устройством, обеспечивающим необходимую синхронизацию поворота лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата.

Регулирование гидротурбин имеет ряд особенностей по сравнению с регулированием других двигателей. Изменение скорости потока воды в процессе регулирования сопровождается гидравлическим ударом, и соответствующим изменением напора, при котором работает турбина. При медленных и малых колебаниях системы регулирования явления гидравлического удара ухудшают условия устойчивости регулирования.

Для генератора, вырабатывающего электрический ток определенной частоты, необходимо, чтобы регулятор турбины обеспечивал по окончании процесса регулирования практически такую же угловую скорость агрегата, как и до начала регулирования, т. е. его характеристика должна быть суммой остающейся неравномерности. Остающейся неравномерностью называют отношение разности между угловой скоростью при холостом ходе и угловой скоростью при максимальной нагрузке агрегата к нормальной угловой скорости. Этому требованию отвечает схема регуляторов непрямого действия с изодромом (рис. XII.2).

Получение такой же угловой скорости агрегата, как и до начала регулирования, достигается применением изодромной обратной связи 2 между передачей к золотнику 3 и поршнем сервомотора 4. Изодромное устройство здесь выполнено в виде масляного катаракта с пружиной. Катаракт состоит из цилиндра и поршня, залитого маслом. Полости цилиндра сообщаются между собой через трубопровод с дроссельным отверстием. Цилиндр катаракта жестко связан рычажной передачей с поршнем сервомотора, а поршень катаракта — с передачей от маятника 1 к золотнику 3. Регулирование с изодромом осуществляется в следующем порядке. При установившемся режиме агрегата его угловая скорость будет постоянной. Муфта центробежного маятника 1, рычаг OAB и золотник 3 будут находиться в среднем положении. Поршень сервомотора, уравновешенный давлением масла и сопротивлением регулирующего органа, будет находиться в положении, соответствующем равновесному состоянию агрегата.

При изменении нагрузки на генератор, (например уменьшении ее, угловая скорость агрегата будет увеличиваться, повысится также угловая скорость центробежного маятника, что вызовет перемещение его муфты вверх. Рычаг OAB при этом повернется вокруг точки A , заняв новое положение $O'AB'$. Конец рычага опустится в точку B и сдвинет вниз золотник. Масло поступит в правую полость сервомотора, поршень передвинется влево, воздействуя на регулирующий орган, который, закрываясь, уменьшит подвод воды.

Одновременно поршень через масляный катаракт, который в первый момент будет работать как жесткая связь, так как масло не успеет перетечь через дроссельное отверстие, начнет перемещать вверх точку A рычага. Рычаг $O'AB'$, поворачиваясь вокруг точки O' , будет сжимать пружину катаракта и возвращать золотник вверх, к среднему положению. Рычаг займет новое положение $O'B$. Но пружина катаракта будет стремиться занять свое первоначальное положение, возвращая точку A вместе с поршнем катаракта в среднее положение.

При движении точки A вниз рычаг будет поворачиваться вокруг муфты маятника и перемещать распределительный золотник снова вниз, на закрытие регулирующего органа. Процесс регулирования завершится только тогда, когда поршень сервомотора перестанет перемещаться. При этом регулирующий орган займет новое положение, при котором момент движущих сил будет соответствовать новой нагрузке генератора.

Для устойчивости работы агрегата в сети вместе с другими агрегатами, а также для удовлетворения различных эксплуатационных требований система регулирования гидротурбин снабжается дополнительными

механизмами управления: механизмом остающейся неравномерности и механизмом изменения числа оборотов.

В этом случае передача от маятника 1 к золотнику 3 (рис. XII.3) имеет в точке А, кроме обычно изодромной обратной связи от поршня сервомотора 4 через катаракт 2, вторую обратную связь через механизм остающейся неравномерности и тягу 5.

По окончании процесса регулирования, когда точка В будет находиться в среднем положении, точка А, связанная с рычагом, отклонится от среднего положения в результате действия на нее обратной связи через механизм остающейся неравномерности. Тогда муфта маятника, связанная с рычагом ОАВ, также отклонится в точке О от среднего положения соответствующего нормальной угловой скорости. Установится новое

равновесное состояние агрегата при новой величине угловой скорости, отличающейся от нормальной.

Так как положение точки А меняется в соответствии с положением поршня сервомотора, то будет устанавливаться различная угловая скорость в зависимости от нагрузки агрегата.

Механизм изменения числа оборотов необходим для точной синхронизации работы нескольких агрегатов системы регулирования с распределением между ними нагрузок в желаемых пределах от нуля до N_{max} при нормальной частоте. Изменение статической характеристики регулятора производится механизмом 6, который перемещает точку С. В результате

установившийся режим наступает при другом положении муфты маятника, соответствующем новой угловой скорости. При перемещении точки С вверх установится более высокое число оборотов, и наоборот.

Помимо перечисленных устройств, в регуляторе имеется также устройство для автоматического пуска и остановки турбины, механизм ограничения открытия и другие вспомогательные устройства.

Для регуляторов поворотлопастных турбин предусматривается механизм комбинатора, управляющий поворотом лопастей.

Схема простейшего механического привода механизма поворота лопастей изображена на рис. XII.4. Она применялась раньше многими фирмами, изготавливающими турбины с поворотными лопастями. Усилие, необходимое для поворота лопастей, передавалось механической передачей 1 от сервомотора регулятора 4 направляющему аппарату через регулирующий вал 5 и лопастям рабочего колеса через механизм поворота 3. На валу располагалась специальная двусторонняя пята 2. Эта схема, применимая и целесообразная для турбин небольшой мощности, становится неудобной для средних и мощных турбин, так как значительные перестановочные силы требуют соответственно увеличения звеньев передачи: тяг, рычагов, шарниров. Указанная схема в дальнейшем была вытеснена схемой гидравлического привода с вращающимся сервомотором.

Принципиальная схема двойного регулирования гидротурбин с гидравлическим приводом представлена на рис. II.2.

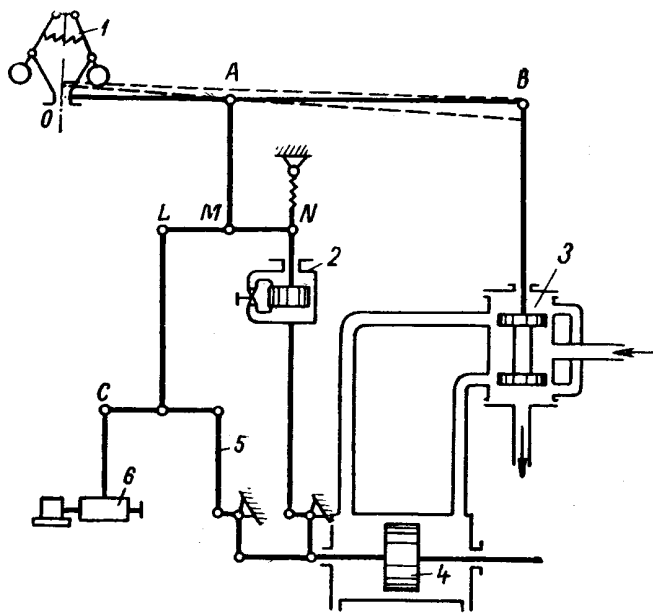


Рис. XII.3. Схема регулятора с дополнительным механизмом изменения остающейся неравномерности

Здесь лопатки направляющего аппарата 5 при помощи масляного сервомотора 4 устанавливаются на необходимое открытие. Масло сервомотору направляющего аппарата подается через золотник 1, перемещающийся от центробежного маятника 7, связанного электрической передачей с валом турбины.

Одновременно с поворотом лопаток направляющего аппарата происходит поворот лопастей рабочего колеса 6. Усилие, необходимое для их поворота, создается масляным сервомотором 3, управляемым золотником 1 рабочего колеса. Золотник рабочего колеса при помощи системы тяг, рычагов и комбинатора 2 связан с приводом направляющего аппарата.

Применялись различные схемы расположения основных элементов привода лопастей рабочего колеса.

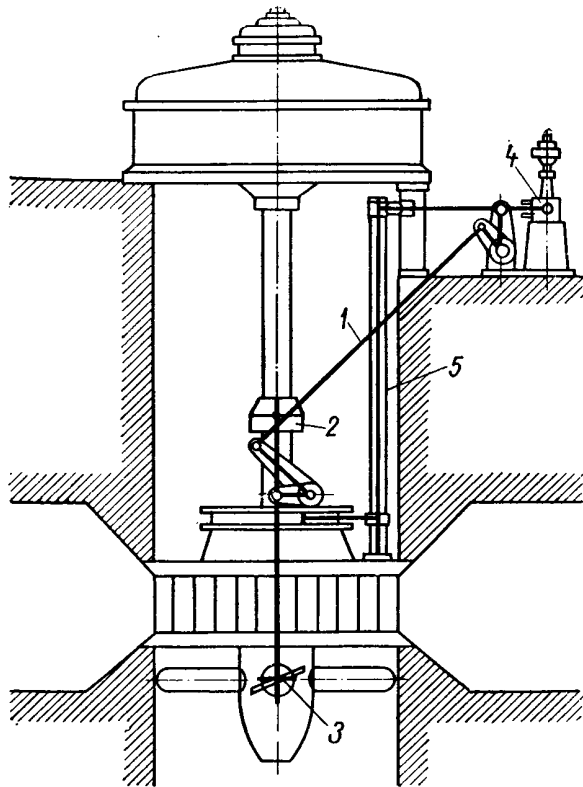


Рис. XII.4. Схема механического привода механизма поворота лопастей

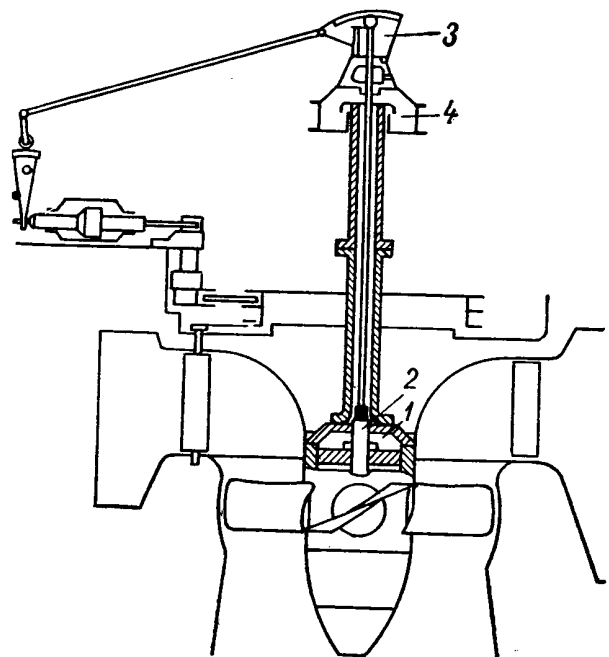


Рис. XII.5. Схема гидравлического привода для поворота лопастей завод Веркстаден-Кристинегамн (Швеция)

Рассмотрим главнейшие из них.

1. Схема завода Веркстаден - Кристинегамн (Швеция) представлена на рис. XII.5. Здесь сервомотор 1 расположен в верхней части рабочего колеса, золотник 2 расположен тоже во втулке внутри штока рабочего колеса, комбинатор 3 установлен на верхнем конце вала над маслоприемником 4.

В данной конструкции осуществлен принцип гидравлического выключения золотника. Положительная сторона этой схемы — малое расстояние сервомотора и золотника от механизма поворота, что дает минимальную длину штока. К недостаткам конструкции следует отнести большие линейные размеры золотника из-за того, что ход совпадает с ходом сервомотора, а также недоступность при эксплуатации. При заедании золотника требуется трудоемкий демонтаж рабочего колеса. В этой схеме трудно осуществить дистанционный указатель положения лопастей.

2. Схема завода Фойта (ФРГ) представлена на рис. XII.6. В этой схеме сервомотор 1 рабочего колеса расположен вне втулки рабочего колеса — между фланцами валов, золотник с комбинатором находится в колонке управления регулятора 2 в машинном зале. Золотник с сервомотором рабочего колеса связан выключающей передачей 3.

Недостаток этой схемы — отдельное расположение сервомотора от механизма поворота, из-за чего длина штока сервомотора достигает большой величины. К преимуществам схемы следует отнести легкую доступность золотника при эксплуатации и независимость его хода от перемещения сервомотора.

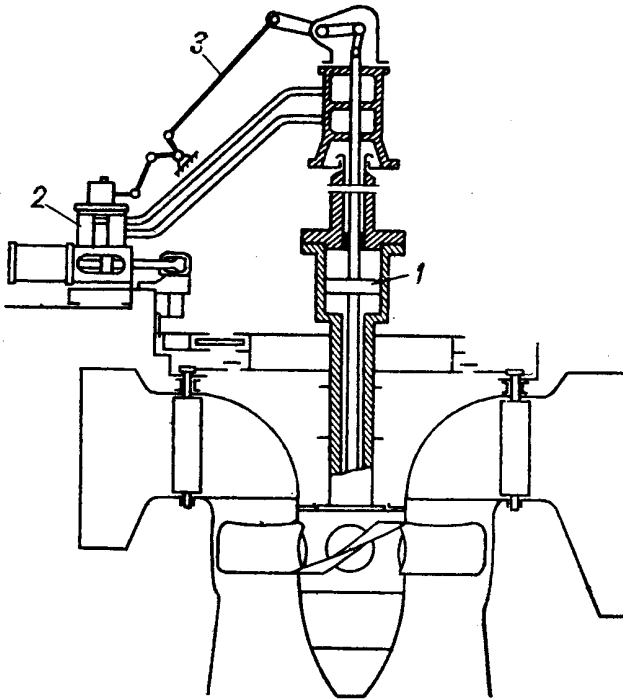


Рис. XII.6. Схема гидравлического привода лопасти завода Фойта (ФРГ)

3. Схема завода ЛМЗ для турбин небольших и средних размеров приведена на рис. XII.7. В этой схеме сервомотор 1 расположен во втулке рабочего колеса, что дает минимальную длину штока, золотник 4 вынесен на верхний конец вала и помещен в маслоприемник. Выключение сервомотора гидравлическое — штангой 2, жестко связанной с поршнем сервомотора.

Комбинатор 6 вынесен в комбинаторную колонку 5, в которой расположен вспомогательный сервомотор с малым золотником, т. е. по существу, применен двойной золотник. Благодаря этому передача от колонки комбинатора до сервомотора направляющего аппарата разгружена от больших усилий, так как в этом случае клину комбинатора необходимо перемещать только малый золотник.

По этой схеме на ЛМЗ изготовлен ряд турбин и они себя полностью оправдали в эксплуатации.

Характерным для этой схемы является расположение трубчатого золотника 4 в специальном корпусе 3 над генератором; он охватывает наконечник выключающей штанги, по которой одновременно подводится масло к сервомотору. В конструкции осуществлен указатель положения лопастей рабочего колеса. Впервые такая конструкция была предложена В. А. Тиме [93, 94].

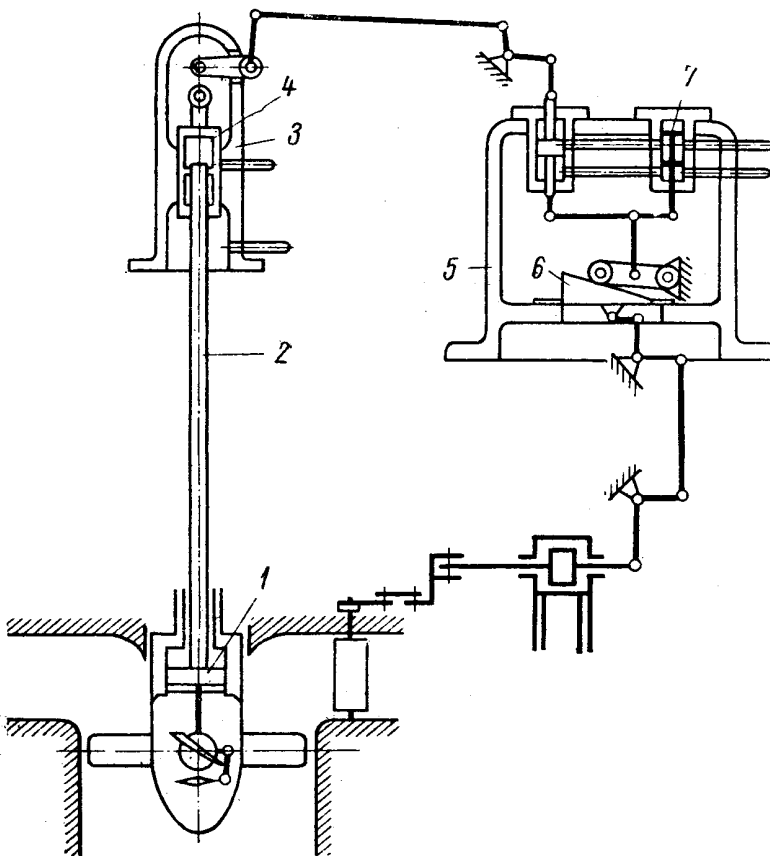


Рис. XII.7. Схема гидравлического привода лопастей, применявшихся ЛМЗ для средних турбин

В колонке 5 комбинатора, устанавливаемой в машинном зале гидростанции, помимо клина комбинатора 6 и вспомогательного золотника 7, расположены механизм ручного управления золотником рабочего колеса и механизм ручного пере-

мещения клина на различные комбинаторные зависимости, что особенно важно при переменном напоре.

Для турбин больших размеров и мощностей эти схемы оказались нерациональными, так как золотник рабочего колеса, расположенный на одной оси с сервомотором, имеет такой же ход. Золотник получается больших размеров, в связи с чем возникает необходимость применения двойных и тройных золотников, что влечет за собой усложнение схемы. Поэтому для мощных турбин на ЛМЗ Н. Н. Ковалевым и С. А. Гранов-

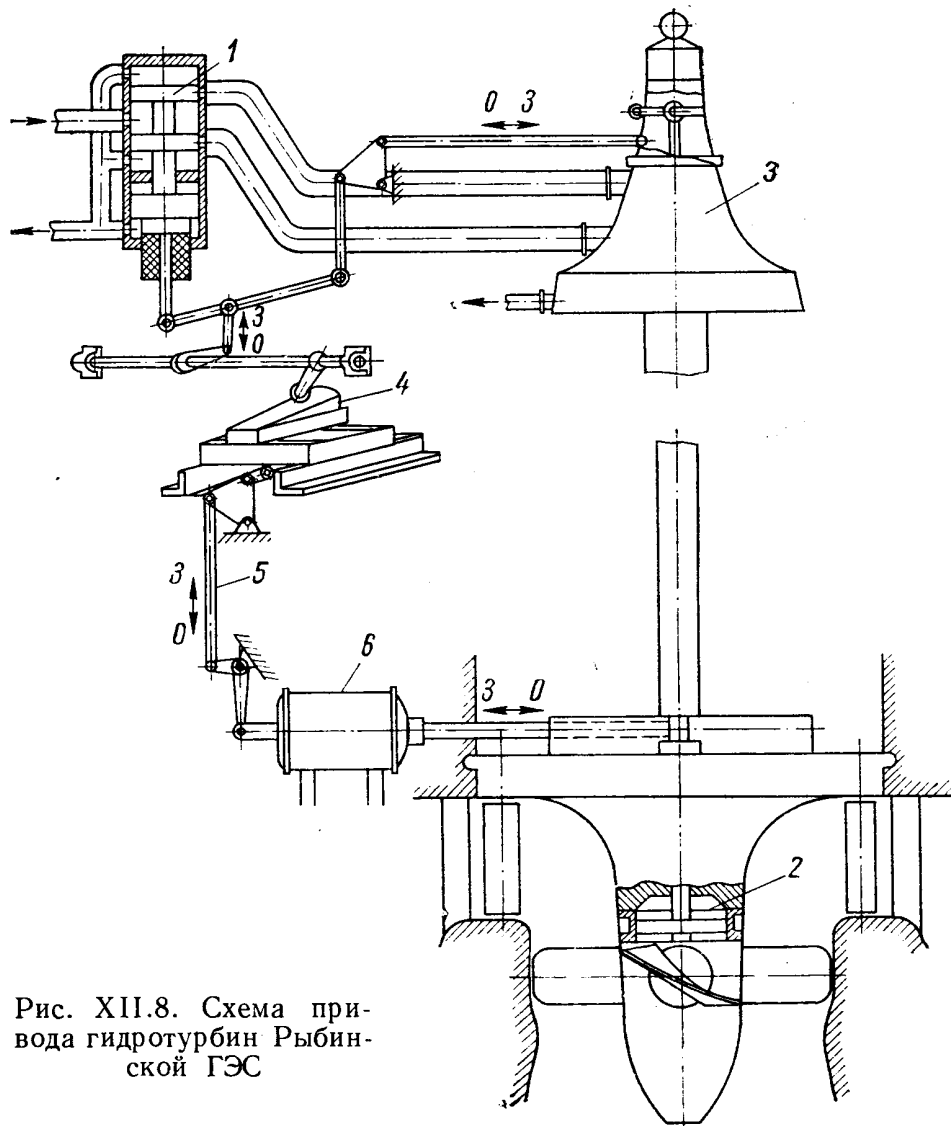
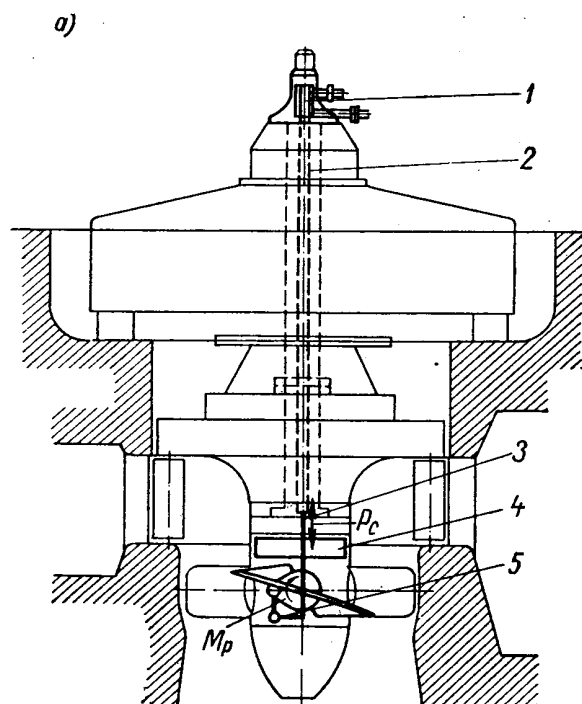


Рис. XII.8. Схема привода гидротурбин Рыбинской ГЭС

ским была создана схема, изображенная на рис. XII.8. Эта схема отличается тем, что двойной золотник 1 вынесен в колонку комбинатора, находящуюся в машинном зале, масло к сервомотору 2 рабочего колеса от золотника подается через маслоприемник 3, расположенный над генератором. Игла золотника перемещается при движении пространственного клина 4, связанного передачей 5 с сервомотором направляющего аппарата 6. Эта схема аналогична схеме, изображенной на рис. XII.6, только в ней сервомотор рабочего колеса находится во втулке рабочего колеса, а золотник его вынесен в отдельную колонку комбинатора.

В колонке комбинатора, помимо золотника и пространственного клина, помещен механизм ручного и дистанционного управления золотником рабочего колеса и клином комбинатора на различные напоры. Кроме того, в колонке комбинатора расположены механизмы механического перемещения клина при изменениях напора и все необходимые указатели.

Использование отдельной колонки комбинатора, во-первых, давало возможность осуществления пространственного клина с регулированием по напорам и, во-вторых, позволило компактно расположить механизмы ручного и автоматического управления лопастям рабочего колеса со всеми необходимыми указателями.



Применяемые тарельчатые золотники просты по своей форме. Подвод масла к сервомотору рабочего колеса осуществляется через осевое отверстие к валу по трубам. Масло подводится через маслоприемник, располагаемый на верхнем конце вала над генератором.

В дальнейшем была разработана новая конструкция пространственного вращающегося кулачка вместо пространственного клина. Упростились также конструкция маслоприемника. В современных конструкциях турбины ЛМЗ колонка комбинатора объединяется с колонкой управления регулятора в единую конструкцию, расположенную в общей колонке управления типа РКО.

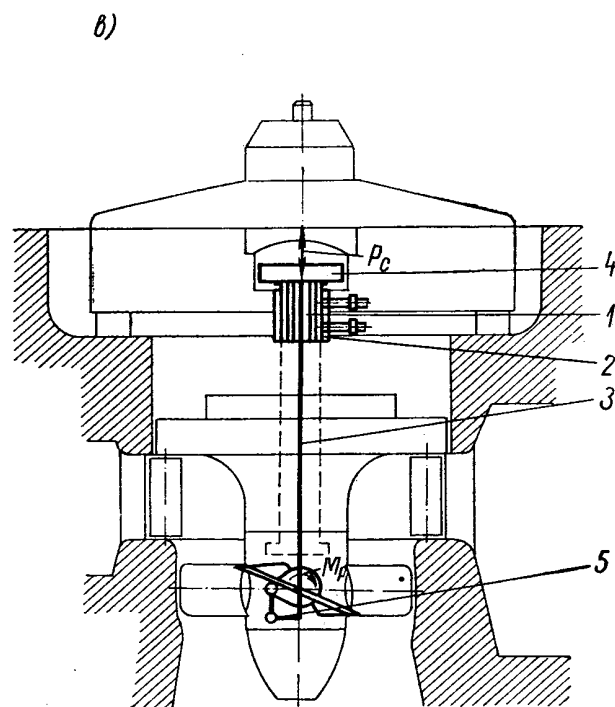
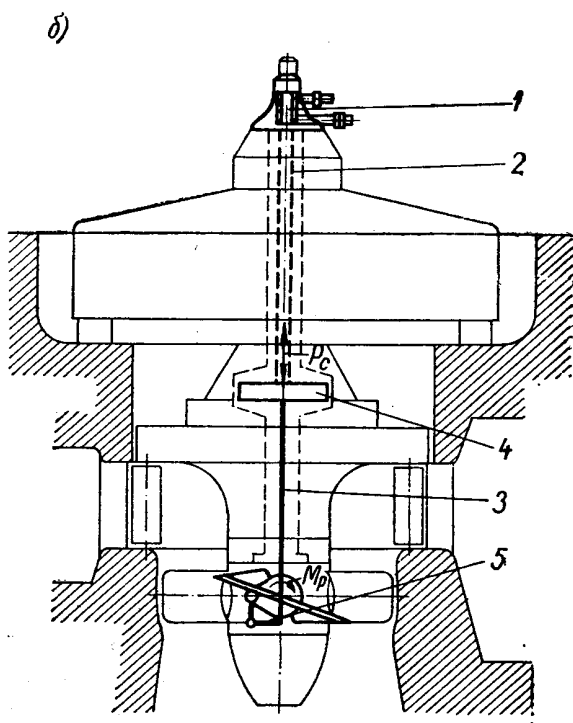


Рис. XII.9. Различные схемы взаимного расположения сервомотора, маслоприемника и механизма поворота

Применяемые в настоящее время различными заводами схемы расположения сервомоторов рабочего колеса, маслоприемника и механизмов поворота показаны на рис. XII.9, а, б и в.

В варианте рис. XII.9, а, применяемом ЛМЗ и ХТГЗ, масло подводится через маслоприемник, расположенный над генератором, по трубчатым штангам 2, проходящим внутри вала к сервомотору 4 рабочего колеса, установленному внутри втулки рабочего колеса. Поршень сервомотора

создает необходимое усилие P_c и через шток 3 и механизм поворота 5 передает его в виде поворотного момента M_p лопастям. Такое расположение сервомотора наиболее рационально. Оно дает минимальные размеры для нагруженного штока сервомотора, передающего большое усилие от поршня к рычагам лопастей.

В варианте рис. XII.9, б, применяемом некоторыми зарубежными фирмами, маслоприемник 1 расположен, аналогично рис. XII.9, а, над генератором и масло подводится по трубчатым штангам 2 к сервомотору 4 рабочего колеса, находящемуся между фланцами валов. Усилие P , развиваемое сервомотором, передается через длинный шток 3 и кривошипный механизм 5 в виде поворотного момента лопастям. Такая конструкция, по

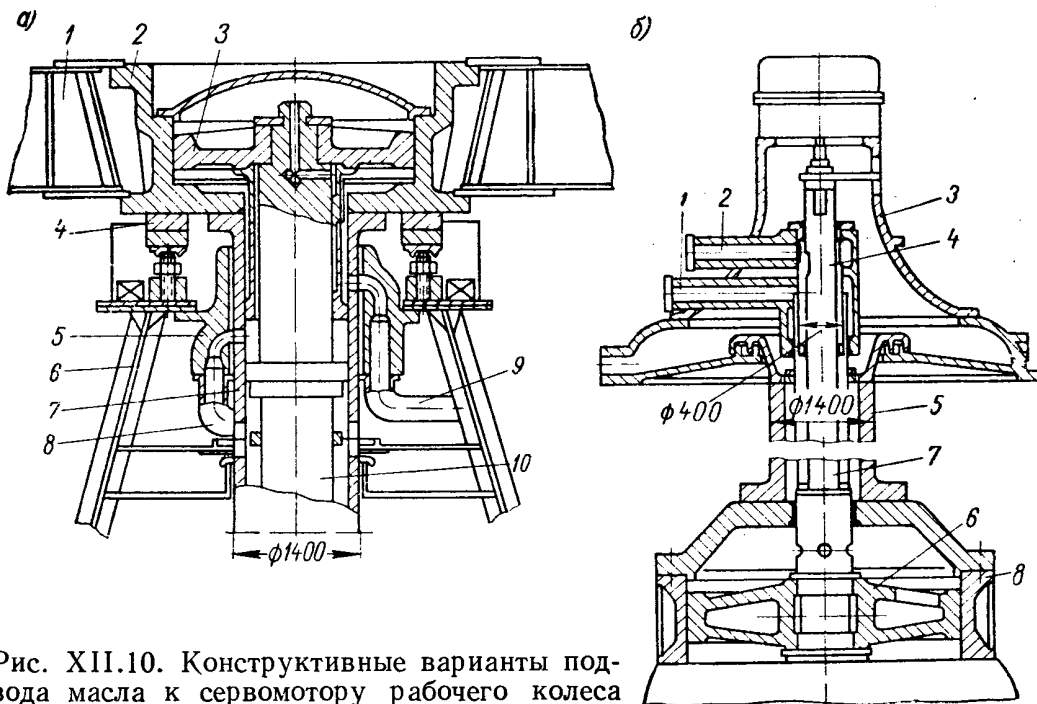


Рис. XII.10. Конструктивные варианты подвода масла к сервомотору рабочего колеса

нашему мнению, менее целесообразна, так как требует более длинного штока для передачи усилий (7—10 м). В такой конструкции будут большими упругие деформации штока.

В связи с применением в последние годы компоновок гидростанций без машинного зала возникла необходимость ликвидации маслоприемника над генератором. Поэтому появились конструкции некоторых фирм с подводом масла через вал у подшипника. Такая схема показана на рис. XII.9, в.

Маслоприемник 1 объединен с генераторным подшипником 2: здесь же расположен и сервомотор 4 рабочего колеса. Усилие P , которое развивается поршнем сервомотора, передается через длинный шток 3 и механизм поворота 5 лопастям. Такая схема в целом получается более сложной и менее надежной в эксплуатации. Это видно из рис. XII.10, где показаны конструктивные варианты подвода масла к сервомотору рабочего колеса через генераторный подшипник (рис. XII.10, а) и через маслоприемник, расположенный над генератором (рис. XII.10, б).

В варианте рис. XII.10, а сервомотор расположен у генератора, цилиндр 2 сервомотора является ступицей пяты 4 и ротора генератора 1, подшипник 5 генератора закрепляется на опоре подшипника 6. В подшипнике предусмотрены каналы с трубопроводами 8 и 9 и соответствующие отверстия в вале турбины 7, которые служат для подачи масла через внутренние полости вала к цилиндру сервомотора. Под действием масла поршень 3 сервомотора перемещает через шток 10 и механизм поворота

лопасти рабочего колеса, следовательно, в данной конструкции подшипник является и маслоприемником; подвод масла осуществляется через вал диаметром 1400 мм. Эксплуатация вертикального гидроагрегата показывает, что вал агрегата всегда имеет во время работы колебания в пределах зазора подшипника. Они зависят от режима работы турбины. Поэтому в маслоприемнике, объединенном с подшипником, должны предусматриваться соответствующие уплотнительные устройства больших размеров, чтобы не было протечек масла, подаваемого под высоким давлением ($p = 20 \div 40 \text{ кг/см}^2$) в сервомотор рабочего колеса. Такие уплотнения будут сложны и ухудшат длительную эксплуатационную надежность турбины.

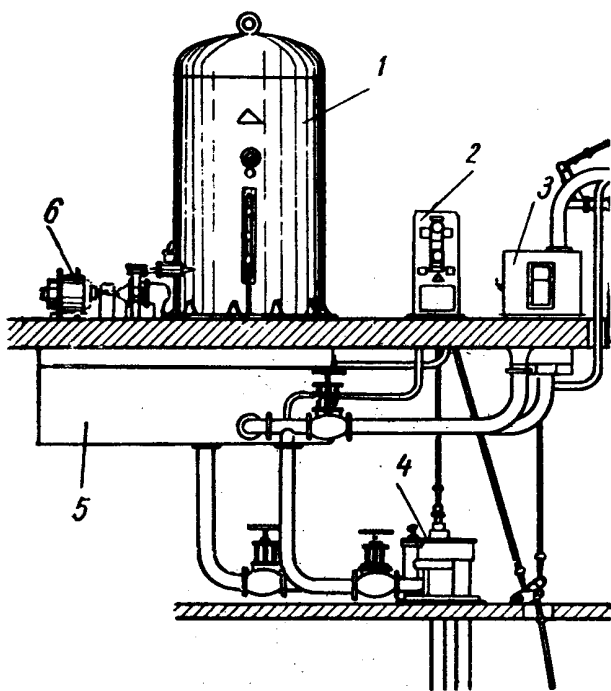


Рис. XII.11. Схема установки оборудования системы регулирования турбины Угличской ГЭС

В варианте рис. XII.10, б, когда корпус 3 маслоприемника располагается над генератором и подает масло через торец вала, сам маслоприемник 4 может быть выполнен значительно меньших размеров; в данном случае его диаметр равен только 400 мм. Масло подводится к сервомотору рабочего колеса по трубам 1 и 2 корпуса маслоприемника и далее через маслоприемник 4 и штанги 7, проходящие внутри вала 5 диаметром 1400 мм. Масло попадает в цилиндр сервомотора 8 и перемещает поршень 6 с коротким штоком. Описываемый маслоприемник не связан с валом турбины и, следовательно, он не будет подвержен колебаниям вала, поэтому конструкция уплотнений его зазоров более проста и надежнее в эксплуатации.

Конструктивно котельные регуляторы оформляются в виде отдельной маслонапорной установки, состоящей из сливного бака, напорного котла и масляных насосов с арматурой и колонки управления регулятора, в которой располагаются маятник, механизм управления и золотники. Сервомотор монтируется непосредственно у турбины, с колонкой регулятора он связывается трубопроводами и передачей в виде тяг и рычагов и тросами.

На рис. XII.11 показана схема установки регуляторного оборудования турбины Угличской ГЭС, созданной ЛМЗ в предвоенные годы. Маслонапорная установка 1 состояла из двух напорных котлов, снабженных каждый двумя зубчатыми насосами 6, установленными на общем сливном резервуаре 5, колонки управления регулятора 2 и колонки комбинатора 3, располагающихся в генераторном зале.

Регулятор типа К-350 имеет золотник диаметром 350 мм. Привод к центробежному маятнику осуществляется электрической связью с помощью синхронного генератора, установленного на валу турбины и мотор на валике маятника. Золотник 4, имеющий большие габариты, вынесен в отдельный узел и размещен под колонкой управления регулятора. Золотник рабочего колеса, комбинатор и механизм его управления сосредоточены в отдельной колонке комбинатора 3.

В послевоенные годы ЛМЗ были последовательно созданы новые усовершенствованные конструкции регуляторов гидротурбин типа УК, РК, РКО и РО.

Регулятор УК начали применять с 1946 г. в трех вариантах: УК-100, УК-150 и УК-250 с диаметром главных золотников соответственно 100, 150 и 250 мм. В этом регуляторе впервые был применен ленточный центробежный маятник без шарнирных опор и связей, отличающийся большой чувствительностью. Маслонапорные установки применялись с более надежными винтовыми насосами вместо зубчатых. Для поворотных-лопастных турбин в 1950 г. был создан комплексный регулятор РК, объединя-

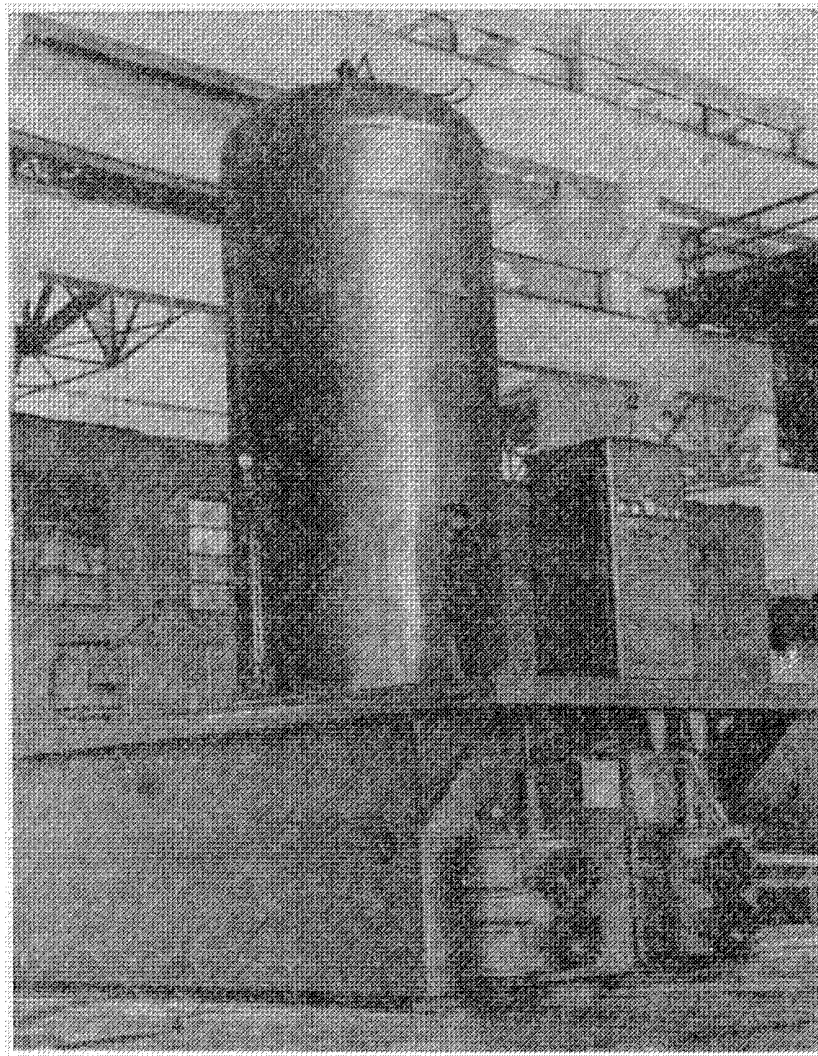


Рис. XII.12. Регулятор типа РКО-250

ющий в единый комплекс механизмы управления лопатками направляющего аппарата и лопастями рабочего колеса в трех вариантах: РК-100, РК-150 и РК-250, отличающихся размерами золотника (100, 150 и 250 мм).

Для турбин Волжских ГЭС им. В. И. Ленина и им. XII съезда КПСС ЛМЗ был создан в 1953 г. специальный регулятор типа РКО, объединенный с маслонапорной установкой в один общий блок. Общий вид регулятора показан на рис. XII.12. Напорный котел 1 и колонка управления 2 устанавливаются на сливной резервуар 4, к стенке которого крепятся главные золотники 3 сервомоторов направляющего аппарата и рабочего колеса. Вертикальные винтовые насосы расположены внутри сливного бака [31]. На верх бака выведены их электродвигатели 5. Вся система регулирования удовлетворяла требованиям автоматического управления энергосистем.

2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Современные регуляторы обеспечивают полную автоматизацию турбины с возможностью дистанционного управления. Электрические и гидравлические схемы их блокировки предусматривают контроль нормальной и аварийной работы гидроагрегата, автоматически обеспечивают необходимую последовательность операций и действий механизмов агрегата при нормальных пуске и остановке и аварийной остановке.

Схема автоматического управления гидроагрегата обычно разрабатывается, исходя из следующих положений [20].

1. Обслуживающий персонал в машинном зале станции ведет лишь наблюдение за автоматически работающими агрегатами.

2. Автоматический пуск и остановка агрегата производится от одного командного импульса, после чего механизмы агрегата приходят в действие в нужной последовательности.

3. Правильность работы агрегата и его узлов контролируется рядом механических и электрических реле: давления, уровня, оборотов и др. При нарушении нормального состояния механизмов агрегата, если еще возможна его работа в течение некоторого времени, подается предупредительный сигнал. Если же дальнейшая работа машины недопустима, производится автоматическая остановка агрегата.

4. Аварийная остановка агрегата осуществляется автоматически.

5. Для опробования и наладки работы агрегата предусматривается возможность ручного управления турбиной и отдельными ее механизмами.

6. Наиболее ответственные элементы системы управления агрегатов, например маслонасосы МНУ, автоматически резервируются.

Согласно вышеуказанным положениям, гидротурбинное оборудование проектируется так, чтобы обеспечивались следующие автоматические режимы работы агрегатов.

1. Пуск, в процессе которого механизмы гидроагрегата после получения пускового импульса приходят в действие в нужной последовательности; открывается направляющий аппарат, агрегат разворачивается, синхронизируется и подключается к сети.

2. Регулирование скорости вращения при изменении нагрузки.

3. Пополнение маслом котла маслонапорной установки (включение основного маслонасоса).

4. Включение резервного маслонасоса при падении давления в котле МНУ ниже определенной величины.

5. Подкачка воздуха в котел МНУ при повышении уровня масла в котел выше нормального.

6. Включение насоса при повышении уровня масла в баке лекажного агрегата.

7. Включение эжектора при повышении уровня воды в крышке турбины с одновременной подачей сигнала на пульт (в случае установки эжектора).

8. Резервирование смазки направляющего подшипника турбины.

9. Управление клапаном впуска воздуха через внутреннее отверстие вала под рабочее колесо турбины при работе агрегата в режимах с нестационарным потоком.

10. Впуск сжатого воздуха в область рабочего колеса при работе агрегата в режиме синхронного компенсатора.

11. Нормальная автоматическая остановка, в процессе которой после получения командного импульса происходит разгрузка генератора (путем закрытия направляющего аппарата турбины и отключения его от сети при открытии холостого хода), торможения агрегата, начиная от заданных

оборотов и до полной остановки. После остановки агрегата все механизмы его автоматически приходят в состояние готовности к последующему пуску.

12. Аварийная автоматическая остановка турбины осуществляется:

- а) воздействием на пускоостанавливающее устройство регулятора;
- б) аварийным золотником, подающим масло под давлением из МНУ непосредственно в сервомоторы направляющего аппарата при срабатывании реле противоразгонной защиты;
- в) быстродействующими щитами, расположенными на верхнем водозаборе или затворами перед турбиной.

13. Автоматический перевод агрегата из генераторного режима в режим синхронного компенсатора, в процессе которого после получения командного импульса закрывается направляющий аппарат турбины и отжимается вода в камере рабочего колеса до заданной отметки.

Для обеспечения автоматической работы агрегата в конструкции гидромеханического оборудования предусматриваются различные элементы автоматики.

В том числе:

- 1) реле давления — контролирует давление жидкости или сжатого воздуха и срабатывает при определенных значениях давления;
- 2) реле времени — переключает контакты через заданный промежуток времени;
- 3) температурное реле — срабатывает при достижении определенной температуры;
- 4) струйное реле — срабатывает при определенной скорости течения жидкости;
- 5) реле оборотов — срабатывает при определенных значениях чисел оборотов;
- 6) реле уровня — срабатывает при определенных значениях уровней жидкости.

К аппаратуре автоматики также относятся различные золотники с электромагнитами с дистанционным управлением; соленоидные клапаны, клапаны с гидроприводом и т. п.

3. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

На рис. XII.13 показана принципиальная схема регулятора типа РКО-250, примененного на агрегатах Волжских ГЭС им. В. И. Ленина и XXII съезда КПСС. На этой схеме позициями 1—10 обозначены механизмы и устройства, входящие в состав маслонапорной установки, 11—43 — механизмы и устройства, расположенные в колонке управления регулятора и главные золотники сервомоторов, 44—74 — узлы и механизмы, относящиеся к сервомотору, маслоприемнику и самой турбине. Проследим по этой схеме взаимодействие основных механизмов системы регулирования при сбросе нагрузки с генератора. Сбросу нагрузки предшествовал установившийся режим работы. После сброса нагрузки мощность турбины и, следовательно, расход воды, проходящей через турбину, будут больше, чем требуется для генератора. Избыток мощности турбины будет расходоваться на увеличение числа оборотов генератора. Возрастает также число оборотов генератора 58 электропривода к маятнику, и вместе с ним увеличится и число оборотов синхронного мотора 15, который вращает центробежный маятник 16 регулятора. Увеличившиеся центробежные силы маятника раздвинут его грузы, вместе с ними переместится вверх относительно иглы подвижная букса золотника и обеспечит подачу масла к вспомогательному сервомотору 28. Поршень вспомогательного

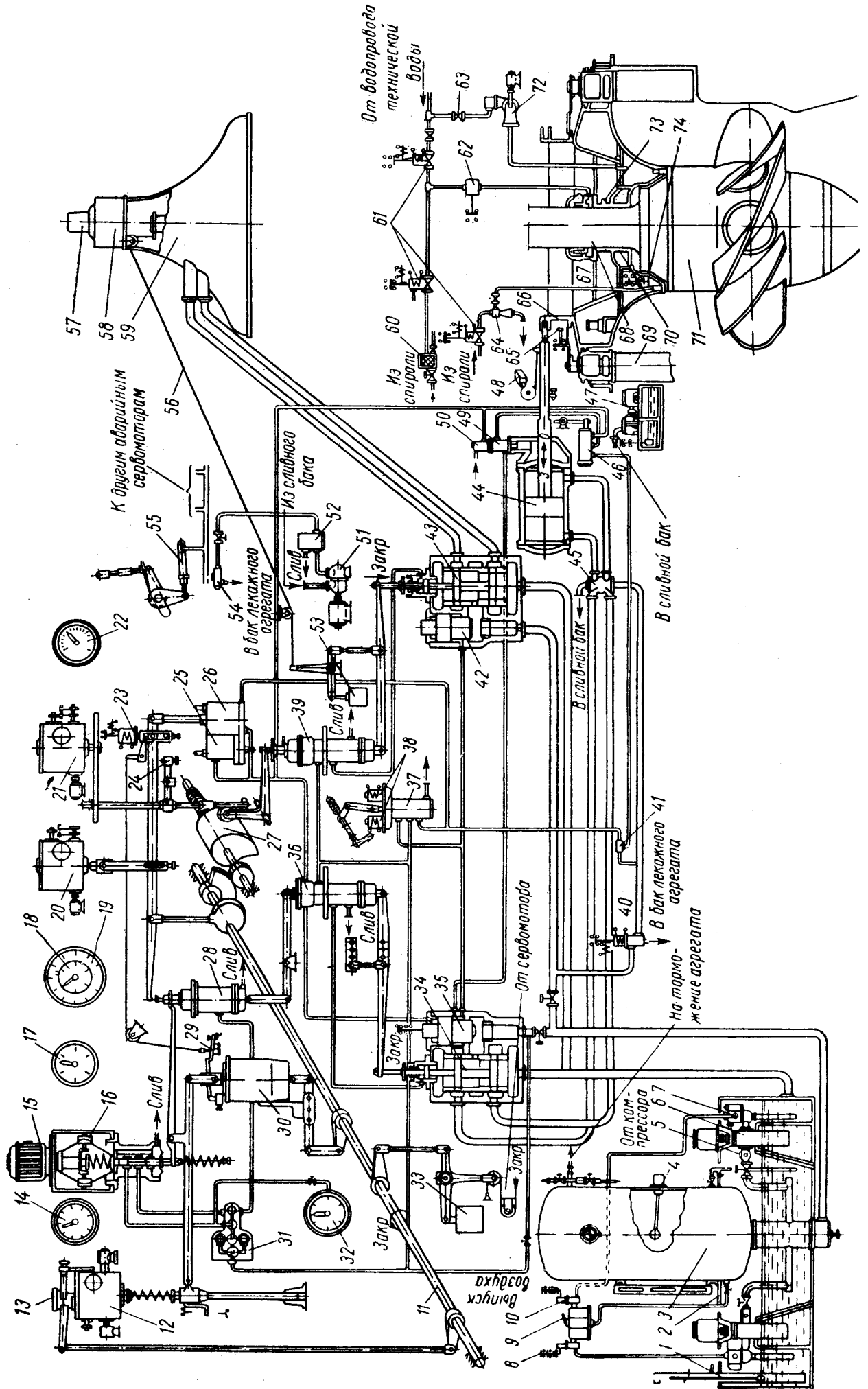


Рис. XII.13. Принципиальная схема регулятора типа РКО-250:

1 — указатель уровня масла в баке; 2 — сливной бак; 3 — масловоздушный котел; 4 — реле уровня масла в котле; 5 — обратный клапан; 6 — масляный винтовой насос с электродвигателем; 7 — перепускной предохранительный клапан; 8 — реле давления включения резервного насоса; 9 — масляный фильтр; 10 — аварийное реле давления; 11 — вал выключателя; 12 — механизм изменения числа оборотов; 13 — механизм остающейся неравномерности; 14 — указатель неравномерности; 15 — электродвигатель маятника; 16 — центробежный маятник; 17 — электротахометр; 18 — указатель положения лопастей рабочего колеса; 19 — указатель ограничителя и открытия направляющего аппарата; 20 — механизм ограничения открытия; 21 — механизм настройки по напору; 22 — указатель настройки комбинатора по напору; 23 — быстрый ограничитель; 24 — ограничитель по напору; 25 — пусковое устройство комбинатора; 26 — пусковое устройство регулятора; 27 — кулачок комбинатора; 28 — вспомогательный сервомотор; 29 — механизм отключения катаракта; 30 — катаракт; 31 — масляный фильтр; 32 — манометр; 33 — обратный тросовой передачи; 34 — главный золотник направляющего аппарата; 35 — гидроклапан регулятора; 36 — побудительный золотник регулятора; 37 — пусковой золотник; 38 — электромагниты пуска и остановки; 39 — побудительный золотник комбинатора; 40 — специальный клапан; 41 — аварийный золотник стопора; 42 — гидроклапан комбинатора; 43 — главный золотник рабочего колеса; 44 — сервомотор направляющего аппарата; 45 — аварийный золотник; 46 — блокировочный золотник давления; 47 — лекажный агрегат; 48 — командоаппарат; 49 — стопор сервомотора; 50 — блокировочный золотник стопора; 51 — насос высокого давления; 52 — предохранительный клапан; 53 — груз обратный; 54 — клапан специальный; 55 — индивидуальный сервомотор аварийного закрытия; 56 — трос; 57 — реле оборотов; 58 — педель-генератор; 59 — маслоприемник; 60 — фильтр; 61 — клапан, с дистанционным приводом; 62 — струйное реле; 63 — вентиль залишки насоса; 64 — эжектор; 65 — контакты разрывных прислособлений; 66 — регулирующее кольцо; 67 — сальник турбины; 68 — вал турбины; 69 — направляющий аппарат; 70 — подшипник турбины; 71 — рабочее колесо; 72 — дренажный насос; 73 — электротермометр; 74 — поплавковое реле

сервомотора опустится вниз и переместит вверх иглу побудительного золотника 36, что вызовет смещение вниз тела главного золотника 34 направляющего аппарата. Масло под давлением от напорного котла 3 поступает к золотнику через гидроклапан 35 далее к сервомотору направляющего аппарата 44 в полость цилиндра «к закрытию», а масло с противоположной его полости передается в сливной бак 2. Давление масла на поршень сервомотора создает необходимое усилие, и направляющий аппарат турбины переместится на закрытие, прикроются лопатки направляющего аппарата 69, уменьшится расход воды, протекающий через турбину, и, следовательно, снизится мощность, развиваемая турбиной. Поршень сервомотора при своем движении будет перемещать через тросовую передачу (не показанную на схеме) вал выключателя 11, который заставит поворачиваться кулачок комбинатора 27. При этом ролик рычага, постоянно прижимаемого к кулачку, переместится и воздействует на побудительный золотник 39 рабочего колеса. Побудительный золотник опустит вниз тело главного золотника 43 рабочего колеса, который подаст масло, поступающее к нему от напорной установки через гидроклапан 42 к маслоприемнику 59 и далее по штангам в соответствующую полость цилиндра сервомотора рабочего колеса. Масло из сливной полости цилиндра сервомотора по другой полости штанги поступит в сливную камеру маслоприемника и далее через трубу и золотник в сливной резервуар маслоприемной установки. Под давлением масла поршень сервомотора рабочего колеса переместится и вместе с ним шток со штангой. Осевое перемещение штанги через траверсу, рычаг и тросовую связь 56 передается к игле и золотнику рабочего колеса, приводя к среднему положению. Лопасты рабочего колеса прикроются и установятся на новый угол, соответствующий новому положению направляющего аппарата. Вал выключателя 11, поворачиваясь, воздействует через рычаг на стакан катаракта 30 вверх. При быстром смещении стакана катаракта за ним вверх сместится и его поршень, находящийся внутри стакана, который через передачу сдвинет вспомогательный сервомотор 28 к среднему положению, что повлечет перемещение к среднему положению и главного золотника сервомотора направляющего аппарата. При смещении поршня катаракта с ним будет перемещаться и игла золотника маятника к среднему положению, соответствующему нормальному числу оборотов. Поршень катаракта под воздействием пружины, заставляющей перетекать масло из одной полости в другую, тоже вернется в среднее положение.

Процесс регулирования имеет характер затухающих колебаний и заканчивается при новом положении направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса. Число оборотов агрегата устанавливается в соответствии с принятой степенью остающейся неравномерности регулирования.

При наборе нагрузки, в процессе регулирования, перемещение золотников и сервомоторов будет проходить аналогично, но в обратном направлении.

В реальных условиях действие основных механизмов системы регулирования имеет еще более сложный характер из-за ряда вспомогательных устройств и механизмов.

Изменение равновесного числа оборотов, которое поддерживает регулятор, достигается с помощью механизма изменения числа оборотов 12, состоящего из электродвигателя и редуктора, который может перемещать левый конец рычага, идущего к катаракту 30. Если, например, левый конец рычага сместится вниз, тогда рычаг повернется относительно правой точки, связанной со штоком катаракта, одновременно переместится и второй рычаг, связывающий маятник со вспомогательным сервомотором 28, и главный золотник регулятора вызовет движение поршня сервомотора 44 на открытие. Число оборотов турбины повысится. Вместе с поршнем сервомотора придет в движение передача обратной связи, вал выключателя 11 катаракта и т. д. Произойдет процесс регулирования, в результате которого система придет к новому равновесному состоянию при более высоком числе оборотов. При движении механизма изменения числа оборотов в другую сторону и перемещения левой точки рычага вверх система регулирования сработает в обратном направлении и ее равновесное положение установится при более низком числе оборотов.

Изменение степени остающейся неравномерности в пределах от 0 до 6% достигается с помощью механизма остающейся неравномерности 13, связанного с валом выключателя и воздействующего, как показано на схеме рис. XII.3, на левый конец того же рычага, на который действует механизм изменения числа оборотов. Комбинатор в данной схеме действует следующим образом. От вала выключателя 11 через ускорительную зубчатую передачу поворачивается кулачок комбинатора 27. К кулачку комбинатора силой давления масла, действующего снизу от иглы побудителя, золотник 39 прижимает ролик рычага. Если направляющий аппарат закрывается, кулачок поворачивается так, что побудительный золотник 39 и далее главный золотник рабочего колеса 43 срабатывает, и сервомотор рабочего колеса закрывает лопасти.

При движении поршня сервомотора рабочего колеса через штанги и трос обратной связи 56 золотник рабочего колеса возвратится в исходное среднее положение, при котором сервомотор рабочего колеса будет неподвижным.

Для возможности настройки комбинатора соответственно действующему на ГЭС напору поверхность кулачка комбинатора выполнена двойкой кривизны. Настройка по напору осуществляется посредством планетарного редуктора 21, имеющего ручной и дистанционный (от электродвигателя) привод.

Механизм ограничения открытия 20 имеет два независимых привода: ручной и дистанционный от электродвигателя. Оба привода воздействуют на рычаг, левый конец которого ограничивает перемещение на открытие вверх иглы вспомогательного сервомотора 28.

Действие масла напорной установки заключается в следующем. Вертикальный масляный насос 6, приводимый во вращение электродвигателем, засасывает масло из сливного бака и нагнетает его через обратный клапан 5 и запорный клапан

в напорный котел 3. Из котла масло под давлением поступает в напорный трубопровод для питания системы регулирования, откуда возвращается по сливному трубопроводу 2 в сливной бак. Когда давление в котле достигает нужного уровня, открывается перепускной клапан 7, через который масло от насоса поступает обратно в сливной бак. При этом обратный клапан 5 давлением масла из котла закрывается, препятствуя обратному потоку масла. Перепускной клапан управляется давлением масла из котла. При неисправности перепускного клапана возможно повышение давления масла в напорной области насоса. Поэтому, кроме того, предусматривается предохранительный клапан, предотвращающий повышение давления в котле. Указанный порядок работы основного насоса через перепускной клапан называется непрерывным режимом работы насоса. Однако получил распространение и прерывистый режим работы насоса, когда он управляется специальным реле давления, включающим электродвигатель насоса в сеть при понижении давления масла в котле до определенного предела и отключающим его при нормальном давлении в котле.

На двойном фильтре 9 установлены два реле давления, к которым поступает очищенное в фильтре масло. Реле давления 8 служит для включения резервного насоса при снижении в котле давления масла примерно на 20% от нормального. При помощи ключей управления оба масляных насоса работают как в качестве основного, так и резервного.

Реле минимального давления 10 служит для аварийной остановки турбины при снижении в котле давления масла до некоторой минимальной величины, при которой еще возможно закрытие направляющего аппарата турбины.

Для контроля уровня масла в сливном баке предусмотрен указатель уровня 1, имеющий контакты, сигнализирующие о минимальном и максимальном уровне масла. Для контроля уровня масла служит маслоуказатель и реле уровня 4.

Автоматизация работы и процесса управления турбиной требуют дополнительных устройств, которые предъявляют новые требования к механизмам турбины и регулятора, в основном касающиеся необходимости выполнения строгой последовательности операций. Для гидротурбин с регулятором РКО-250 при рабочем состоянии маслonaпорной установки при нормальном пуске и остановке имеет место следующая последовательность операций.

Пуск турбины. 1. На пульте ГЭС дежурный поворачивает ключ управления агрегатов в положение «пуск».

2. Электромагнит с защелкой смещает золотник управления гидроклапана водопровода смазки подшипника турбины 61. Электромагнит ставится на защелку и обесточивается. Гидроклапан открывается, вода поступает в подшипник турбины 70, срабатываетстрое реле 62 смазки и замыкает контакты для последующих операций.

3. Включается пусковой золотник 37. Открываются гидроклапаны регулятора 35 и 42. Сервомотор направляющего аппарата подтягивается на закрытие, смещается золотник блокировки стопора 46 и включается стопор 49.

4. Смещается золотник дистанционного управления 37. Направляющий аппарат открывается до пускового открытия. Агрегат начинает вращаться. Пусковое устройство 26 постепенно открывает направляющий аппарат и соответственно увеличивает скорость вращения. Лопастивстаиваются в рабочее положение.

5. При приближении к нормальным скоростям вступает в действие маятник 16, начинается автоматическое регулирование скорости. Регулятор уменьшает открытие направляющего аппарата до открытия холостого хода.

6. После достижения нормальной скорости вращения агрегат готов к синхронизации и включению в сеть.

Остановка агрегата. 1. Ключ управления поворачивается в положение «остановка». С агрегата снимается нагрузка, генератор отключается от сети после достижения направляющим аппаратом положения холостого хода. Срабатывает ряд реле, необходимых для остановки турбины и регулятора.

2. Включается электромагнит остановки, который перемещает золотник дистанционного управления. Главный золотник регулятора приводит к закрытию направляющего аппарата и остается в смещенном на закрытие положении, обеспечивая натяг между лопатками направляющего аппарата. Включается стопор сервомотора.

3. При снижении оборотов агрегата до 35% от нормальных срабатывает реле оборотов, включающее торможение ротора генератора.

4. После остановки ротора агрегата прекращается подача воды к подшипнику. Закрывается гидроклапан на водяном трубопроводе. Лопастные колеса устанавливаются в пусковое положение.

Аварийная остановка. Автоматическая аварийная остановка турбины происходит в случае неисправностей, грозящих аварией. При этом производится включение реле остановки от замыкания контактов в одном из следующих устройств:

- а) кнопки ручной аварийной остановки;
- б) реле при прекращении подачи воды к подшипнику;
- в) реле давления при аварийном снижении давления масла в котле;
- г) реле оборотов при разгоне агрегата.

Дальнейшая последовательность операций остановки турбины происходит аналогично нормальной остановке.

Описанная последовательность операций справедлива для регулятора типа РКО-250. Для других используемых в настоящее время регуляторов она будет иной, так как у них не применяется гидравлическое пускоостановочное устройство.

Пуск и остановка осуществляется механизмом ограничения открытия. Отсутствует также гидроклапан. Стопор имеет только ручное управление.

Современные гидромеханические регуляторы скорости гидротурбин достигли высокого совершенства в отношении надежности, чувствительности и устойчивости регулирования.

Однако изодромная схема регулятора с воздействием по скорости приводит к сравнительно медленному действию регулятора при малых изменениях режима или воздействия на механизм изменения оборотов. Устранение этого недостатка и получение нужного быстродействия регулятора достигается уменьшением времени издрома или полного отключения издрома при работе агрегата на мощную сеть.

Основным недостатком существующих гидродинамических регуляторов при современном требовании является то, что они не обеспечивают группового регулирования и требуют применения вторичных регуляторов частоты и т. п. устройств.

В последнее время появились специальные устройства в виде электромагнитных корректоров, которыми дополняются гидромеханические регуляторы, при этом оказывается возможным осуществить групповое регулирование агрегата. Однако это устройство имеет ряд недостатков. Поэтому в последнее время для решения задачи группового регулирования агрегатов оказалось целесообразным применение электрогидравлического регулятора (ЭГР).

4. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕГУЛЯТОР

Рост энергосистем в отношении установленных мощностей, протяженности и разветвленности линий передач, а также максимальная автоматизация управления отдельными станциями и целыми энергосистемами выдвинули новые задачи и требования к регулированию гидроагрегатов.

Раньше считалось достаточным обеспечить устойчивое регулирование скорости гидроагрегата в случае работы его на изолированную нагрузку и иметь возможность менять величину остающейся неравномерности в пределах от 0 до 6—8%, чем обеспечивалась устойчивая параллельная работа гидроагрегатов с распределением нагрузки между ними в соответствии со статическими характеристиками. С этой задачей вполне справлялись гидромеханические регуляторы.

В настоящее время крупные гидроагрегаты практически работают только параллельно с другими агрегатами в общую сеть, а распределение нагрузки в мощных энергосистемах между отдельными агрегатами в соответствии со статическими характеристиками их гидромеханических регуляторов приводит к ряду неудобств, основными из которых являются следующие.

1. Нагрузка распределяется не по закону, задаваемому экономическими предпосылками, а по статическим характеристикам отдельных гидроагрегатов, которые могут изменяться только путем ручного воздействия.

2. При значительных колебаниях нагрузки в сети для поддержания постоянства частоты возникает необходимость применения вторичных регуляторов частоты, что усложняет систему регулирования.

3. Для регулирования частоты в мощной энергосистеме по астатической характеристике (с нулевой неравномерностью) или близкой к ней мощность одного даже очень мощного агрегата обычно недостаточна. Многоагрегатные ГЭС с мощными агрегатами дают возможность поддержания частоты в системе мощностью всей станции только в том случае, если при этом обеспечена устойчивая параллельная работа агрегатов по астатической характеристике.

4. На многоагрегатных ГЭС создается неудобство управления отдельными агрегатами. При изменении числа работающих машин, что может осуществляться автооператорами, исходя из экономических предпосылок, оказывается необходимым производить перераспределение нагрузки между агрегатами, воздействуя на регуляторы агрегатов. Также требуется воздействие на регуляторы агрегатов, когда требуется изменить нагрузку гидростанции при сохранении постоянной частоты в сети. Поэтому целесообразно групповое регулирование агрегатов ГЭС, система которого должна обеспечивать:

а) управление любым числом агрегатов данной ГЭС, как единым агрегатом;

б) распределение поровну нагрузки между отдельными агрегатами или поддержание равенства открытий направляющих аппаратов;

в) автоматическое изменение нагрузки ГЭС в соответствии с положением специального задатчика мощности;

г) возможность работы всей ГЭС с остающейся неравномерностью, величина которой может изменяться с пульта ГЭС;

д) обеспечивать возможность с помощью задатчика мощности реализации воздействия различных системных регуляторов, учитывающих различные экономические факторы, перетоки мощности по линиям передач и т. п. Следовательно, при групповом регулировании задача управления гидротурбин видоизменяется и расширяется.

Электрогидравлический регулятор конструкции ЛМЗ состоит из гидромеханической колонки управления и шкафа электрооборудования, которые устанавливаются в машинном зале. Внутри шкафа расположена только электрическая часть регулятора, а внутри колонки управления — гидромеханические устройства. Регулятор обеспечивает автоматическую работу гидроагрегата в режимах: холостого хода, изолированной работы, работы на общую сеть и группового регулирования.

От специального тахогенератора мощностью около 100 *ва*, связанного с валом агрегата, на измерительные электрические цепи регулятора подается переменный ток с частотой 50 *пер/сек*. При изменении скорости вращения агрегата изменяется частота тахогенератора, вследствие чего специальное электрическое выявительное устройство, реагирующее на колебание частоты, выдает электрический сигнал соответствующего знака. После формирования и усиления этот сигнал поступает в электромеханический исполнитель, где преобразуется в механическое перемещение, передающееся через систему рычагов побудительного золотника к главному золотнику регулятора. Перемещаясь из среднего положения на величину, пропорциональную величине электрического сигнала выявителя, главный золотник перепускает масло под давлением в полости сервомотора направляющего аппарата турбины. Лопатки направляющего аппарата поворачиваются в ту или другую сторону в зависимости от знака электрического сигнала выявителя.

Механическая обратная связь передает движение поршня сервомотора на вал выключателя, расположенного в регуляторе. От вала выключателя движение передается на электрические датчики (потенциометры), которые обеспечивают действие следующих электрических элементов системы регулятора:

1) изодромного механизма, допускающего изменение времени изодрома и интенсивности его действия в широких пределах и автоматически перенастраивающегося при переходе с режима холостого хода на режим работы под нагрузкой, и наоборот;

2) механизма остающейся неравномерности, величина которой может изменяться в пределах от 0 до 10%.

3) механизма изменения числа оборотов, позволяющего управлять величиной нагрузки агрегата, а также синхронизировать его при включении в сеть;

4) системы управления мощностью или открытия турбин при групповом регулировании.

С валом выключателя регулятора связан механизм ограничения открытия направляющего аппарата турбины. Релейная электрическая часть регулятора обеспечивает быструю его перенастройку при изменении режимов работы агрегата. Электропитание релейной части осуществляется от сетей 220 *в* постоянного и переменного тока.

Пуск, остановка, ручное управление и ограничение открытия агрегата осуществляются дистанционно или вручную механизмом ограничения открытия.

В шкафу электрооборудования электрогидравлического регулятора типа ЭГР и ЭГРК размещены следующие электрические устройства: блок выявителя, механизм изменения числа оборотов, блок реле, блок защиты, блок трансформаторов, а также задатчик мощности — устройство для группового регулирования. Шкаф электрооборудования связан электрическими кабелями с колонкой управления регулятора, а также со щитами и пультом управления ГЭС.

В блок выявителя входят: устройство для измерения скорости вращения агрегата, электрический изодром, фазочувствительный выпрямитель,

электронный усилитель, трансформаторы для ввода и суммирования электрических сигналов, устройство задания остающейся неравномерности, устройство для осуществления группового регулирования и др. Блок выявителя вырабатывает электрический сигнал регулирования (рассогласования токов), пропорциональный по величине и направлению перемещения золотника регулятора.

Блок реле и блок защиты состоит из электромагнитных реле, обеспечивающих все автоматические операции управления гидроагрегатом при пуске, остановке и изменении режима работы и защиту его в случае нарушений нормальной работы.

Блок трансформаторов содержит ряд трансформаторов, необходимых для разделения цепей электропитания электрической схемы и получения определенных величин напряжения.

В электрогидравлическом регуляторе, в отличие от обычных механических регуляторов с центробежным маятником, все функции, связанные с изменением скорости вращения агрегата, созданием изодромной жесткой обратной связи, воздействием механизма изменения оборотов и суммированием сигналов регулирования, выполняются электрическими устройствами.

Суммарный электрический сигнал в виде рассогласования двух токов воздействует на электромеханические исполнительные устройства (исполнитель), где он преобразуется в пропорциональное механическое перемещение выходного штока исполнителя. Затем это перемещение с помощью нескольких ступеней гидравлического усиления (золотник—сервомотор) усиливается до величины, необходимой для перемещения направляющего аппарата турбины.

Основным достоинством электрогидравлического регулятора является то, что его сигналы регулирования (от измерителя скорости, изодромного устройства, остающейся неравномерности, механизма изменения числа оборотов и др.): получаемые в виде электрических напряжений, очень удобно суммировать в любой пропорции между собой и с другими электрическими сигналами; от устройства группового регулирования ГЭС, измерителей параметров водотока, перетока мощности по линиям электропередач и других системных регуляторов, находящихся вне электрогидравлического регулятора.

На рис. XII.14 показана электрическая схема механизмов выявителя регулятора, тахогенератора и исполнителя.

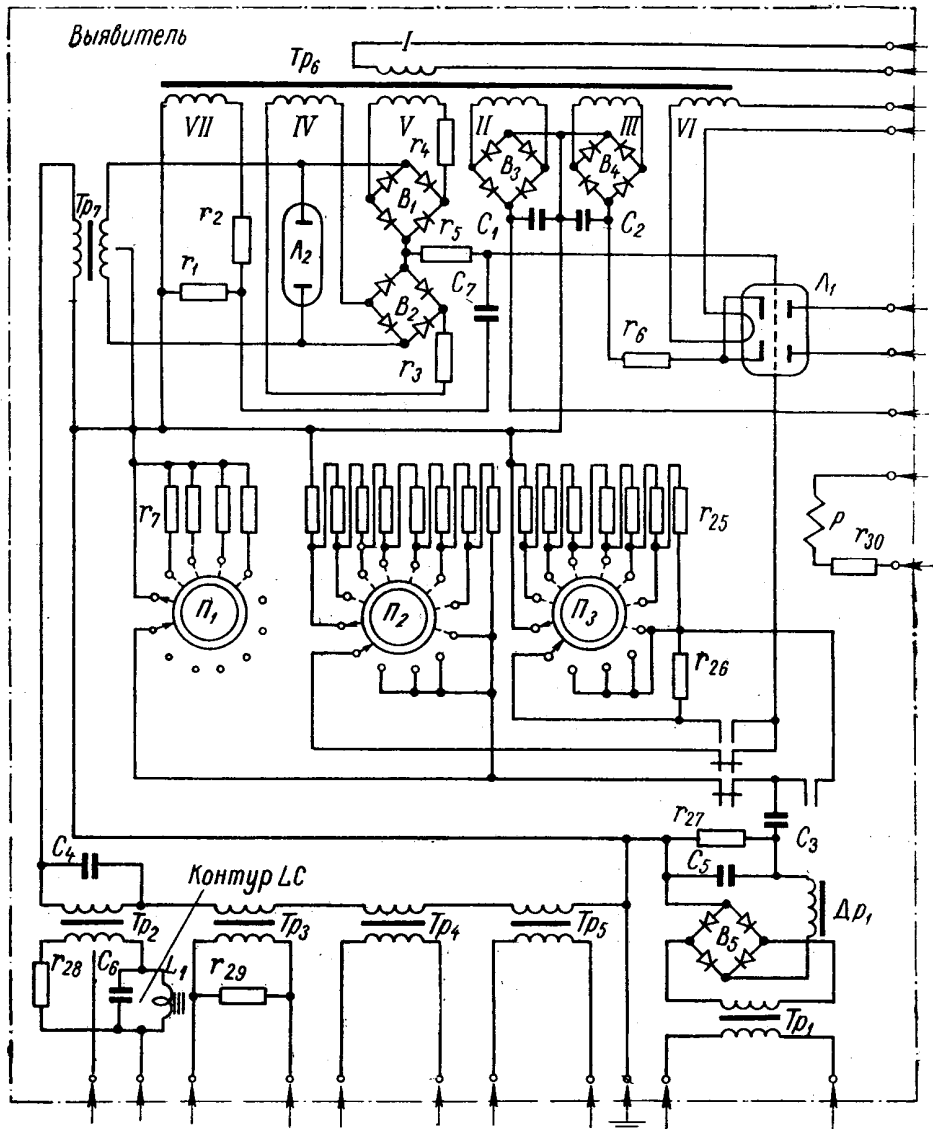
Измеритель скорости вращения. Действия измерителя скорости вращения гидроагрегата основано на изменении сопротивления переменному току контура LC (соединенных параллельно конденсатора C_6 и дросселя L_1) в зависимости от частоты этого тока.

В связи с тем, что тахогенератор, создающий ток в цепи контура LC , связан с валом гидроагрегата, его частота пропорциональна скорости вращения. Величины C_6 и L_1 выбраны так, что при частоте 50 *гц*, соответствующей нормальной скорости вращения, в контуре наступает резонанс. В режиме резонанса сопротивление контура резко возрастает (в идеальном случае — до бесконечности) и ток через него практически не проходит.

При увеличении или уменьшении скорости вращения контур пропускает соответственно емкостный или индуктивный ток, пропорциональный по величине отклонению скорости. Этот ток затем суммируется с другими сигналами регулирования, выпрямляется фазочувствительным выпрямителем, усиливается и подается на исполнитель.

Выходной шток исполнителя смещается в соответствующую сторону и посредством гидромеханической части ЭГР производит изменение открытия турбины.

Электрический изодром. Действие электрического изодрома основано на свойстве цепи rC (соединенных последовательно конденсатора C_3 и набора сопротивлений r_7-r_{26}) пропускать зарядный или разрядный ток, который после изменения приложенного напряжения постепенно умень-



Тахогенератор Исполнитель

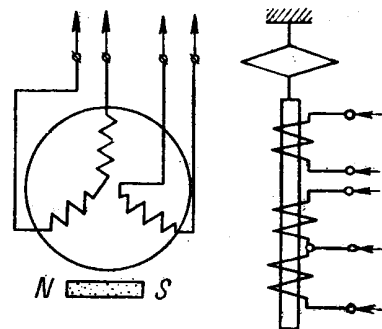


Рис. XII.14. Электрическая схема выявителя, тахогенератора и исполнителя электрогидравлического регулятора

шается до нуля подобно тому, как возвращается в среднее положение поршень масляного катаракта после изменения положения его стакана.

Напряжение, подводимое к цепи rC от потенциометра (не показан на схеме), изменяется в соответствии с изменением открытия турбины, так как потенциометр связан с валом выключателя регулятора.

Фазочувствительный выпрямитель. Фазочувствительный выпрямитель служит для преобразования сигналов переменного тока, получаемых

от измерителя скорости вращения (контур LC) потенциометров остающейся неравномерности, механизма изменения числа оборотов и др., в сигналы постоянного тока соответствующей величины и направления. Эти сигналы постоянного тока затем усиливаются электронным усилителем. Фазочувствительный выпрямитель состоит из выпрямительных мостиков B_1 и B_2 , собранных из кристаллических диодов ДГ-Ц27 (Д7Ж) и выходного трансформатора Tr_7 . Опорное напряжение подается от специальных обмоток трансформатора Tr_6 . В цепи этих обмоток включены сопротивления r_3 и r_4 , ограничивающие ток через диоды. Сигнал переменного тока, подводимый к первичной обмотке трансформатора Tr_7 , создает между средней точкой вторичной обмотки трансформатора Tr_7 и общей точкой обоих выпрямительных мостов соответствующее напряжение постоянного тока (выпрямительный сигнал). Выпрямительный сигнал подается на вход электронного усилителя (на одну из сеток электронной лампы).

Электронный усилитель. Усилитель служит для получения достаточного электрического сигнала (рассогласование токов) на выходе вычитателя. Усилитель собран по дифференциальной схеме на лампе (двойной триод) L_1 . Последние конструкции ЭГР, например, ЭГРМ — работают на магнитных усилителях.

Устройство остающейся неравномерности. Для возможности работы гидроагрегата по статической характеристике в ЭГР имеется устройство, состоящее из трех потенциометров. Ползунок одного потенциометра связан с поршнем главного сервомотора. Напряжение на концах другого потенциометра пропорционально ходу этого поршня и он также служит делителем напряжения, с помощью которого можно изменять величину остающейся неравномерности от нуля до максимума. Напряжение, снимаемое с делителя, пропорционально действию остающейся неравномерности, далее суммируется с другими сигналами регулирования, усиливается и оказывает соответствующее воздействие на ЭГР.

Механизм изменения числа оборотов. Механизм изменения числа оборотов изменяет открытие направляющего аппарата турбины с помощью специального потенциометра, который снабжен электромоторным и сельсиновым приводом и электромагнитной муфтой для их переключения.

При работе гидроагрегата в режиме индивидуального регулирования потенциометр связан с электромоторным приводом и приводится в действие с помощью кнопок, расположенных на пульте управления ГЭС.

В режиме группового регулирования муфта автоматически отключает электромоторный привод и подключает сельсинный привод (сельсин-приемник), с помощью которого потенциометр следит за открытием турбины, так как сельсин-датчик связан с валом выключателя.

Исполнитель. Исполнитель является элементом сопряжения электрической и гидромеханической части ЭГР. Электрическая часть исполнителя представляет собой магнитоэлектрическую лампу, действие которой основано на выталкивании катушки, обтекаемой электрическим током, из магнитного поля, создаваемого постоянным магнитом. Перемещение катушки вызовет перемещение колпачка небольшого гидравлического золотника и выходного штока исполнителя.

Гидромеханическая часть описываемого регулятора показана на схеме рис. XII.15.

Элементы схемы изображены в положениях, соответствующих случаю установившегося режима при автоматическом управлении агрегатом, которое осуществляется через исполнитель 33 и 41. Рукоятка 35 отключения исполнителя повернута в положение «автомат». В этом случае масло под давлением от напорного патрубка главного золотника 9 через вентиль 27

и фильтр 28 поступает в полость под поршень 34 и, пройдя через дроссель, поступает также в полость над поршнем 34.

Величина давления в полости над поршнем 34 зависит от положения колпачка 42 относительно головки штока поршня 34 исполнителя, так как колпачок перекрывает радиальное отверстие в штоке, по которому

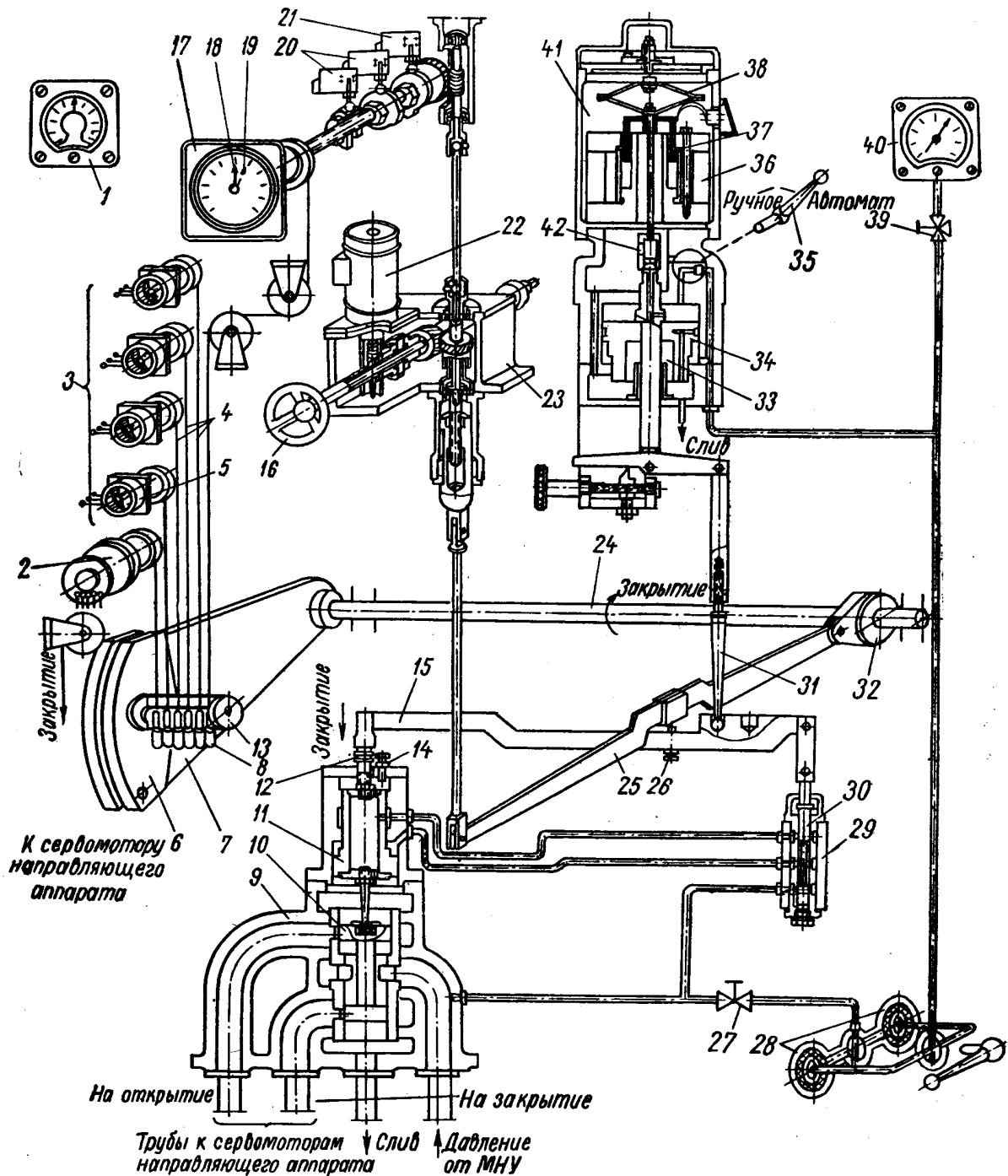


Рис. XII.15. Гидромеханическая схема электрогидравлического регулятора

масло из полости над поршнем протекает на слив. Поршень 34 дифференциальный, поэтому силы, действующие на поршень, уравниваются тогда, когда величины давлений сверху и снизу поршня обратно пропорциональны его площадям.

При подъеме или опускании колпачка 42 будет соответственно подниматься или опускаться поршень 34. Колпачок 42 жестко связан с электромагнитной катушкой 37 магнитоэлектрического преобразователя 36, подвешенной на рессоре 38. Катушка 37 находится в постоянном магнитном поле, поэтому при прохождении электрического тока (сигнал

регулирования от выявителя) в ее обмотках она будет перемещаться вместе с колпачком, за ними будет следовать шток поршня и через рычаг и распор 31 будет перемещаться игла побудительного золотника 30. Побудительный золотник 29 подает масло к поршню 11 вспомогательного сервомотора, связанного с главным золотником 10, и переместит последний на открытие или закрытие. Время хода сервомотора направляющего аппарата на закрытие и открытие, величина ходов главного золотника 10 регулируются гайкой 12 вниз — на закрытие и болтом 14 вверх — на открытие.

Последовательность действия регулятора. Если, например, произойдет сброс нагрузки и момент движущих сил турбины окажется больше момента сил полезного сопротивления генератора, скорость вращения агрегата начнет возрастать. Изменится частота тока тахогенератора жестко связанного с ротором агрегата. Электрическая часть регулятора соответственно изменит ток в катушке исполнителя и вызовет ее перемещение вниз. Переместится вниз и поршень вспомогательного сервомотора исполнителя. При этом правый конец рычага опустится и через распор 31 повернет рычаг 15 вокруг левого шарнира. Игла 30 побудительного золотника тоже опустится и подаст масло в полость поршня сервомотора 11, который сместит вниз тело золотника. Одновременно будет опускаться левый конец рычага 15, который поворачиваясь вокруг нижнего конца распора, вернет иглу 30 в среднее положение, при этом прекратится подача масла под давлением к вспомогательному сервомотору 11. Движение тела золотника вниз прекратится. Через окна в буксе главного золотника 9 масло поступит в полость сервомотора на закрытие направляющего аппарата. При движении направляющего аппарата на закрытие с ним повернутся через обратную связь 24 на некоторый угол рычаги 6 и 7. Вместе с ним переместится рычаг 13 и через натянутые тросы 8 и 4 повернутся ползунки потенциометра 5 механизма обратной связи 2 и 3. При этом электрические сигналы от потенциометра 5 направляются к выявителю, откуда после суммирования, формирования и усиления поступают на катушку исполнителя 37, перемещая ее вверх, что приводит к перемещению вверх иглы побудительного золотника. При этом полость над поршнем вспомогательного сервомотора 11 соединится со сливом и тело золотника 10 поднимается, перекрывая доступ масла под давлением к полости сервомоторов направляющего аппарата, и его движение прекратится. Регулирующий орган турбины придет в соответствие с новой нагрузкой на агрегат. В последних конструкциях ЭГР вместо потенциометров 5 применяются сельсины.

Действие механизма ограничения открытия. Механизмом 23 пользуются при необходимости ограничения мощности турбины. Для этого устанавливают в соответствующее положение механизм ограничения открытия, управления которым осуществляется вручную маховичком 16 либо дистанционно через электродвигатель 22.

Вращение валика через спиральную зубчатую пару передается на винт, который вращаясь, переместит вверх или вниз гайку, направляемую шпонкой. Перемещение гайки соответственно изменит положение левого конца рычага 25. При действии механизма ограничения открытия, например, на уменьшение открытия направляющего аппарата, левый конец рычага 25 опустится, при этом опустится и средняя точка над регулирующим винтом 26, и тем самым будет ограничено перемещение иглы 30 побудительного золотника на открытие. Механизмом ограничения открытия можно полностью закрыть направляющий аппарат, для этого надо левый конец рычага 25 опустить вниз на максимальную величину, при этом средняя точка рычага 25 через винт 26 опустится правый конец рычага 15 и сместит иглу 30 побудительного золотника вниз на закрытие.

Степень закрытия направляющего аппарата зависит от величины опускания левого конца рычага 25. Опустившись на некоторую величину, игла 30 заставит опуститься на соответствующую величину и тело золотника 10. Это приведет к движению направляющего аппарата на закрытие, вследствие чего повернутся в сторону закрытия вал выключателя и рычаг 32, игла 30 поднимется и вернет тело золотника 10 в среднее положение.

Показанные на схеме конечный выключатель 20 и путевой переключатель 21 служат для выключения электродвигателя 22 при пусках и остановках турбины.

В данной конструкции регулятора механизм ограничения открытия используется как пускоостанавливающее устройство.

Механизм ограничения открытия имеет стрелку 19, которая выведена на главный указатель и показывает величину допускаемого открытия направляющего аппарата. Главный указатель 17 связан с валом выключателя тросом 4. Поэтому стрелка 18 показывает фактическое открытие направляющего аппарата. На схеме показан электротахометр 1 и манометры 39, 40.

5. МАСЛОНАПОРНАЯ УСТАНОВКА И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Маслонапорная установка системы регулирования (МНУ) служит для обеспечения ее маслом под давлением, необходимым для питания сервомотора направляющего аппарата, рабочего колеса и вспомогательного оборудования. Количество и давление масла в установке должно обеспечить полное регулирование агрегата в самых неблагоприятных случаях

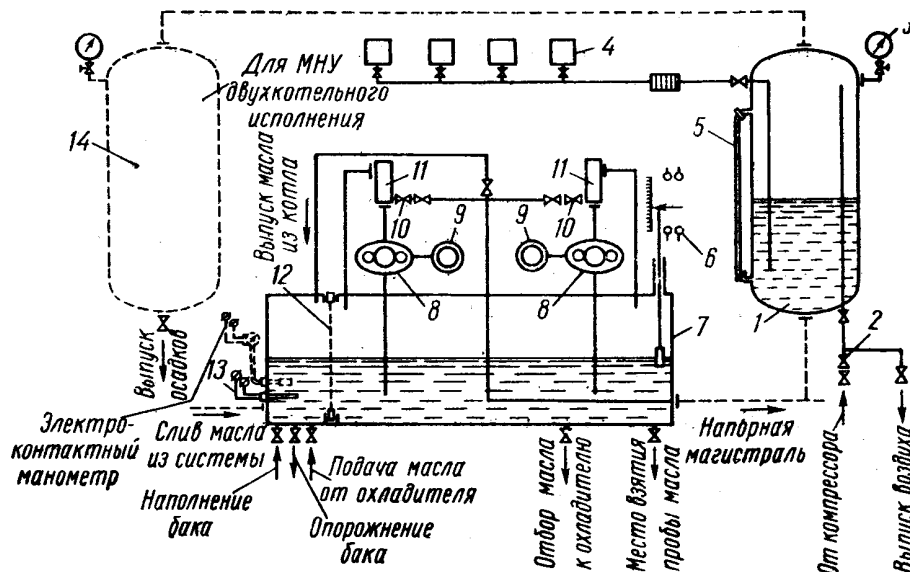


Рис. XII.16. Гидромеханическая схема маслонапорной установки МНУ

(полный сброс и наброс нагрузки) и непосредственное вслед за этим следующее закрытие регулирующих органов турбины, что может потребоваться в случае какой-либо аварии. Маслонапорные установки обычно строятся по одной схеме и отличаются лишь размерами [30].

В п. 3 при рассмотрении взаимодействия основных элементов системы регулирования описано действие маслонапорной установки.

Гидромеханическая схема современной маслонапорной установки приведена на рис. XII.16. В этой схеме масловоздушный котел 1 установки под давлением, служащий аккумулятором, заполнен маслом и сжатым

воздухом, энергия которого обеспечивает работу силовых органов турбины. Для крупных гидротурбин с большим объемом масла в системе регулирования применяется котел 14, заполненный воздухом под давлением. Обратный воздушный клапан 2 установлен на трубопроводе от компрессора. На котле смонтирован манометр 3 и различные приборы автоматики 4. Указатель уровня масла в котле 5 установлен в баке 7, являющимся резервуаром для масла. Масло из него подается в систему регулирования и от нее возвращается в бак. На баке также установлены два масловинтовых насоса 8 и электродвигатели 9. У насоса располагаются: клапан обратный 10, клапаны предохранительный и разгрузочный 11, фильтр бака 12 и термометр сопротивления 13 для уровня масла 6.

Масляные винтовые насосы восстанавливают объем и давление масла аккумулятора. В восстановительном процессе нормально участвует один рабочий насос, другой является резервным.

Маслонапорные установки конструктивно обычно выполняются в виде единого агрегата, в котором на масляном баке монтируется масловоздушный котел и насосный агрегат с арматурой.

В последнее время единую маслонапорную установку разделяют на аккумулятор давления (масловоздушный котел) и маслонасосный агрегат (масляный бак с насосными установками). Такое разделение МНУ позволяет более удобно устанавливать оборудование системы регулирования на гидростанции: рядом, в отдалении друг от друга и на различных отметках. В качестве рабочей жидкости в МНУ применяется турбинное масло 30 (ГОСТ 32—53), нормальный температурный режим работы в пределах 10—50° С.

Маслонапорная установка обычно полностью автоматизирована. Управление насосами осуществляется в прерывистом режиме посредством реле давления, которое контролирует давление в аккумуляторе, и в соответствии с заданными установками выдают электрические импульсы на пуск и установку любого из насосов.

В случае снижения давления, при котором эксплуатация гидротурбины невозможна, устанавливается реле давления, дающее сигнал на аварийную остановку турбины.

На рис. XII.17 и в табл. XII.1 показаны основные данные и габариты МНУ конструкции ЛМЗ.

Выбор регулятора. Размер регулятора определяется диаметром его главного распределительного золотника. Диаметр золотника обычно принимают равным диаметру трубопровода, подающего масло к сервомотору регулирующего органа. При этом в процессе регулирования должна быть обеспечена необходимая скорость движения регулирующего органа. Расход масла через главный золотник регулятора определяется формулой

$$Q_s = \frac{V_{c.n}}{T_s}, \quad (\text{XII.1})$$

где $V_{c.n} = V_{c.n1} + V_{c.n2}$ — суммарный объем двух сервомоторов направляющего аппарата;

T_s — время полного хода сервомотора, которое определяется по условиям гарантий регулирования.

Диаметр трубопровода от главного золотника к сервомотору вычисляется по формуле

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4Q_s}{\pi v_m}}, \quad (\text{XII.2})$$

где v_m — скорость масла в трубопроводе.

Обычно скорость масла принимают в пределах $v_m = 4 \div 8$ м/сек.

Скорость поршня сервомотора определяют из соотношения

$$v_c = \sqrt{\frac{\Delta p 2g}{A_n \gamma}}, \quad (\text{XII.3})$$

где Δp — сумма потерь давления масла на пути движения от котла маслonaпорной установки к полостям сервомотора;

A_n — приведенные к площади поршня сервомотора коэффициенты сопротивления системы.

Потерю давления масла можно принимать в пределах

$$\Delta p = (0,3 \div 0,5) p_0,$$

где p_0 — давление масла, которое принимают на 2 ат ниже номинального давления в котле маслonaпорной установки.

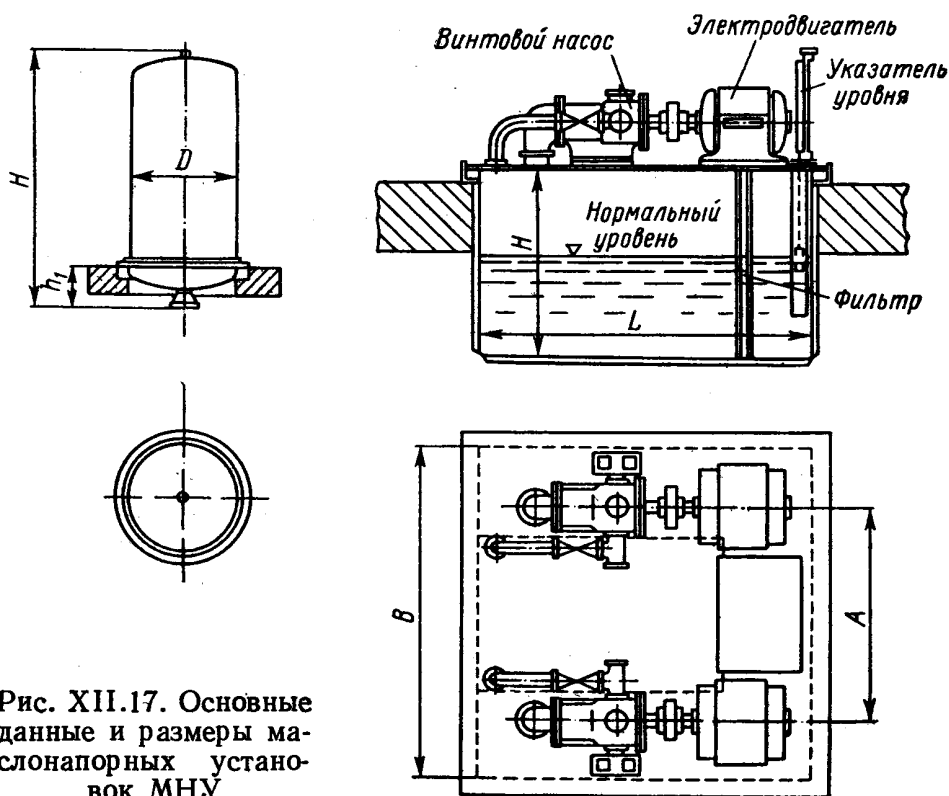


Рис. XII.17. Основные данные и размеры маслonaпорных установок МНУ

Приведенный коэффициент сопротивления системы будет равен

$$A_n = A_{n.м} + A_{n.з} + A_{n.к}, \quad (\text{XII.4})$$

где $A_{n.м}$ — приведенный коэффициент сопротивления маслопровода;

$A_{n.з}$ — приведенный коэффициент сопротивления каналов золотника;

$A_{n.к}$ — приведенный коэффициент сопротивления отсекающих кромок золотника

$$A_{n.м} = \sum \zeta_i \left(\frac{F_n}{F_i} \right)^2, \quad (\text{XII.5})$$

где ζ_i — коэффициент сопротивления участков маслопроводов;

F_n — площадь поршня сервомотора;

F_i — площадь поперечных сечений участков маслопровода.

Для золотников, применяемых в системах регулирования гидротурбин, коэффициент $A_{n.з}$ принимают равным

$$A_{n.з} \approx 20 \left(\frac{F_n}{F_s} \right)^2, \quad (\text{XII.6})$$

где $F_s = \frac{\pi d_s^2}{4}$;

d_s — диаметр золотника.

Основные данные и размеры МНУ

Тип МНУ	Объем V аккумуляторов в м ³	Исполнение	Объем в м ³		Винтовой насос			Условный проход напор- ных патрубков в мм	Основные размеры в мм и вес в т											
			Масловоздушного котла	Бака	подача в л/сек	потребляемая мощ- ность в кВт	скорость вращения в об/мин		котла			бака								
									H	D	h ₁	G	H	L	B	A	G			
МНУ1—1/40	1,0	Однокотельное	1,0	2,5	3,5	19	2930	50	1980	960	350	1,5	990	1600	1800	1250	2,8			
	1,6		1,6	3,5	19	2930	2460		1040	385	1,7	1150	1800	2200	1420	3,8				
МНУ2,5—1/40	2,5		2,5	6,0	33	2940	70	3100	1148	440	2,2	1300	1800	2500	1600	2500	1600	6,0		
	4,0		4,0	6,0	33	2940		3470	1356	450	3,7	1300	1800	2500	1600	2500	1600	6,0		
МНУ5,6—1/40	5,6		Двухкотельное	5,6	8,0	8,9	53	1470	80	3670	1560	500	4,6	1600	2800	2800	1800	8,2		
	8,0			8,0	8,9	53	1470	3670		1860	580	5,5	1600	2800	3000	2000	3000	2000	9,7	
МНУ10—1/40	10,0			10,0	12,5	75	1480	80	3790	2064	650	7,0	2000	3300	3300	3000	2000	9,7		
	12,5			12,5	13,5	75	1480		3950	2280	720	9,0	2000	3300	3300	3000	2000	2000	9,7	
МНУ16—2/40	16,0			Двухкотельное	8,0	20,0	18,5	100	1480	80	3700	1860	610	11,4	2000	4000	3000	3000	1900	12,8
	20,0				10,0	18,5	100	1480	3820		2064	675	13,6	2500	4000	3000	3000	1900	12,8	
МНУ25—2/40	25,0	12,5			30,0	25	1470	100	3970	2280	765	17,8	2500	4000	3000	3000	1900	12,8		
	30,0	15,0			30,0	25	1470		4045	2480	820	21,2	2500	4000	3000	3000	1900	12,8		

Для прямоугольных отсекающих кромок золотника $A_{н.к}$ принимают равным

$$A_{н.к} \approx 0,9 \left(\frac{F_n}{d_s s} \right)^3, \quad (\text{XII.7})$$

где s — максимально используемый ход золотника.

В практике гидротурбостроения принимают: для золотников направляющих аппаратов

$$s_n = 0,1d_s;$$

для золотников рабочих колес

$$s_p = 0,15d_s.$$

Расчет гарантий регулирования позволяет определить необходимое время закрытия сервомотора направляющего аппарата T_s после сброса нагрузки. Величина T_s оказывает влияние на степень повышения числа оборотов ротора агрегата, на величину возрастания давления воды в напорной части трубопровода и понижение давления в отводящем трубопроводе турбины от возможного гидравлического удара. Малое время закрытия турбины будет вызывать небольшое возрастание числа оборотов после сброса нагрузки, но зато приведет к значительному увеличению давления в спиральной камере турбины. Если же взять слишком большое время закрытия направляющего аппарата, то давление в спиральной камере будет небольшим, но число оборотов может достичь недопустимой величины.

Расчетом гарантий регулирования определяют величину T_s и значение махового момента ротора агрегата GD^2 , обеспечивающее получение допустимых величин числа оборотов и повышение давления в процессе регулирования после сброса нагрузки.

Обычно в практике гидротурбостроения допускают повышение числа оборотов $\beta_{\max} = 35 \div 45\%$.

Повышение давления $\xi = \frac{H_{\max} - H_0}{H_0}$ допускают:

для высоконапорных турбин $H > 100$ м

$$\xi = 0,15 \div 0,3;$$

для средненапорных турбин $H = 100 \div 40$ м

$$\xi = 0,3 \div 0,5;$$

для низконапорных турбин $H < 40$ м

$$\xi = 0,5 \div 0,7.$$

Зависимость между величиной повышения числа оборотов при полном сбросе нагрузки и маховым моментом с достаточной точностью определяется приближенной формулой

$$\beta = \sqrt{1 - \frac{364NT_{s1}f}{GD^2n_0^2}} - 1, \quad (\text{XII.8})$$

где N — мощность на валу турбины;

T_{s1} — время закрытия направляющего аппарата от полного открытия до открытия холостого хода; оно обычно измеряется несколькими секундами;

f — коэффициент, учитывающий влияние изменения действующего напора при гидравлическом ударе; он зависит от характеристики трубопровода; $f = 1,0 \div 1,7$;

n_0 — число оборотов в минуту до изменения нагрузки.

Для 100% сброса нагрузки:
для радиально-осевых турбин

$$T_{s1} = 0,9T_s;$$

для поворотнолопастных турбин

$$T_{s1} = 0,7T_s.$$

Точный расчет гарантий регулирования позволяет учесть влияние параметров закона движения сервомотора, изменение к. п. д., кинематическую связь направляющего аппарата с сервомотором, универсальную характеристику турбины. Такой расчет производится обычно при техническом проектировании конкретной машины.

Для устойчивой работы гидроагрегата, особенно в процессе регулирования, важное значение имеет величина махового момента агрегата.

Величина махового момента агрегата определяется в основном маховым моментом генератора, так как маховой момент турбины имеет небольшую величину (примерно 10% махового момента генератора). Обычно значения махового момента генератора определяются заводом-изготовителем генератора, устанавливающим время закрытия турбины.

Необходимый по условиям регулирования маховой момент агрегата зависит от мощности и скорости вращения, времени закрытия направляющего аппарата турбины и повышения действующего напора. Эти величины взаимосвязаны и определяются при расчете устойчивости регулирования.

Приближенно величину махового момента генератора можно определить по формуле

$$GD^2 = 3 (D_{e_n}^4 - D_{e_o}^4) l_2 \text{ м} \cdot \text{м}^2 \quad (\text{XII.9})$$

где D_{e_n} — наружный диаметр ротора в м;

l_2 — длина пакета активной стали в м;

D_{e_o} — внутренний диаметр обода ротора в м.

Величина внутреннего диаметра обода определяется зависимостью

$$D_{e_o} = D_{e_n} - 2h_p - 2h_o,$$

где h_p — высота полюсов;

h_o — ширина обода.

К полученному значению махового момента следует прибавить 10% для учета махового момента ротора и якорей возбуждителя.

Определение размеров маслонапорной установки. Маслонапорная установка характеризуется объемом напорного котла, заполненного маслом и воздухом.

Для выбора объема котла нужно знать количество масла, необходимое одновременно для регулирования. При этом исходят из наиболее неблагоприятных режимов работы сервомотора, в которые подается масло, и учитывают протечки. При расходовании масла давление в котле будет уменьшаться, так как производительность масляного насоса не компенсирует возможного максимального расхода масла из котла.

Воздушный объем котла должен обеспечить после израсходования масла на процесс регулирования минимальное давление, достаточное для закрытия турбины или затвора установки. Падение давления в маслонапорной установке будет тем больше (при одном и том же объеме израсходованного масла), чем меньше в начальный момент весовое количество воздуха и чем ниже начальное давление.

Полный объем напорного котла будет равен

$$V_{\kappa} = V_{\kappa} + \Delta V + V_{\text{зан}}, \quad (\text{XII.10})$$

где V_{κ} — необходимый воздушный объем котла в начальный момент;
 ΔV — максимальный объем израсходованного из котла масла;
 $V_{\text{зан}}$ — запасной объем масла в котле, принимаемый по конструктивным соображениям.

Опытом установлено, что процесс в котле имеет адиабатический характер. Для любого момента времени воздушный объем котла V и давление в нем p связаны следующим уравнением:

$$pV^k = \text{const}, \quad (\text{XII.11})$$

где $k = 1,41$ — показатель адиабаты.

Между величиной воздушного объема котла в начальный момент времени (U_{κ}, p_{κ}) и после расходования из котла объема масла (V_1, p_1) существует зависимость

$$p_{\kappa}V_{\kappa}^k = p_1V_1^k. \quad (\text{XII.12})$$

В конце процесса регулирования и последовавшего аварийного закрытия из котла будет израсходован максимальный объем масла. При этом воздушный объем котла и давление в нем будут

$$\left. \begin{aligned} V_1 &= V_{\kappa} + \Delta V; \\ p_1 &= p_{\text{min}}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{XII.13})$$

где p_{min} — минимальное давление в котле, необходимое для закрытия направляющего аппарата турбины.

Следовательно, из уравнений (XII.12) и (XII.13) значение необходимого воздушного объема котла будет равно

$$V_{\kappa} = \frac{\Delta V}{\sqrt[k]{\frac{p_{\kappa}}{p_{\text{min}}} - 1}}. \quad (\text{XII.14})$$

Максимальный расход израсходованного из котла масла будет складываться из двух объемов

$$\Delta V = \Delta V_p + \Delta V_{\text{ав}}, \quad (\text{XII.15})$$

где ΔV_p — максимальный объем масла, израсходованный на регулирование;

$\Delta V_{\text{ав}}$ — объем масла, израсходованного на аварийное закрытие.

Следовательно, из уравнений (XII.10), (XII.14) и (XII.15) будем иметь:

$$V_{\kappa} = (\Delta V_p + \Delta V_{\text{ав}}) \left(\frac{1}{\sqrt[k]{\frac{p_{\kappa}}{p_{\text{min}}} - 1}} + 1 \right) + V_{\text{зан}}. \quad (\text{XII.16})$$

Величины ΔV_p , $\Delta V_{\text{ав}}$, входящие в эту формулу, подсчитывают исходя из следующих соображений.

Максимальный объем масла (ΔV_p), расходуемый из котла, определяется обычно из условий самого неблагоприятного процесса регулирования, который может когда-либо быть в эксплуатации.

При этом процесс регулирования происходит при полном сбросе нагрузки, который сопровождается у поворотлопастных турбин полным закрытием сервомотора рабочего колеса и несколькими колебаниями сервомотора направляющего аппарата. Вслед за этим агрегат повторно

включается в сеть и набирает полную нагрузку, что вызывает полное открытие сервомотора рабочего колеса и полное открытие сервомотора направляющего аппарата (этот процесс обычно протекает без колебаний). После указанного процесса возникает минимальное давление, вызывающее аварийное закрытие направляющего аппарата.

Для поворотнолопастных турбин максимальный объем масла, израсходованный из котла маслонапорной установки в процессе регулирования, будет равен

$$\Delta V_p = (\alpha + 1) V_{н.а} + 2V_{р.к} - (T_{р.к.з} + T_{р.к.о}) (\sum Q_n - q), \quad (\text{XII.17})$$

где

$V_{н.а}$ — объем сервомоторов направляющего аппарата;
 $V_{р.к}$ — объем сервомотора рабочего колеса;
 $\alpha = (1,5 \div 2)$ — число ходов, совершаемых сервомотором направляющего аппарата при движении рабочего колеса на закрытие;

$T_{р.к.з}$ и $T_{р.к.о}$ — время закрытия и открытия рабочего колеса;

q — протечки масла в системе регулирования;

$\sum Q_n$ — суммарная производительность насосов в процессе регулирования.

Объем масла, израсходованного из котла на аварийное закрытие, будет равен

$$\Delta V_{ав} = V_{н.а} + \frac{T_{н.а}}{T_{р.к.з}} V_{р.к} + T_{н.а} q, \quad (\text{XII.18})$$

где $T_{н.а}$ — время закрытия направляющего аппарата.

Для радиально-осевой турбины максимальный объем масла, израсходованного из котла на регулирование и аварийное закрытие, будет определяться по формулам

$$\Delta V_p = (\alpha + 1) [V_{н.а} - T_{н.а} (\sum Q_n - q)]; \quad (\text{XII.19})$$

$$\Delta V_{ав} = V_{н.а} + T_{н.а} q. \quad (\text{XII.20})$$

Следовательно, полный объем напорного котла с учетом выражений (XII.16)—(XII.20) будет определяться формулами:

для поворотнолопастных турбин

$$V_k = [(\alpha + 2) V_{н.а} + (2 + \frac{T_{н.а}}{T_{р.к.з}}) V_{р.к} - (T_{р.к.з} + T_{р.к.о}) \times \\ \times (\sum Q_n - q) + T_{н.а} q] \left(\frac{1}{\sqrt{\frac{\rho_n}{\rho_{\min}} - 1}} + 1 \right) + V_{зан}; \quad (\text{XII.21})$$

для радиально-осевых турбин

$$V_k = [(\alpha + 2) V_{н.а} + T_{н.а} (\sum Q_n - q) (\alpha + 1) + \\ + T_{н.а} q] \left(\frac{1}{\sqrt{\frac{\rho_n}{\rho_{\min}} - 1}} + 1 \right) + V_{зан}. \quad (\text{XII.22})$$

Соотношение между временем движения сервомотора направляющего аппарата и сервомотора рабочего колеса принимается:

для движения на закрытие

$$T_{p.к.з} = 6T_{н.а},$$

для движения на открытие

$$T_{p.к.о} = 3T_{н.а}.$$

Начальное давление в котле будет равно

$$p_H = p_v - \Delta p_H,$$

где p_v — верхний предел нормального давления в котле;

$\Delta p_H = 1,5 \div 2,0 \text{ кг/см}^2$ — перепад давления, создаваемого перепускным клапаном насоса.

Минимальное давление в котле

$$p_{\min} = p_{\text{ном}} + \Delta p,$$

где $p_{\text{ном}}$ — минимальное потребное давление в сервомоторе, которое определяется из расчета силовой схемы направляющего аппарата;

$\Delta p = 0,5 \div 1,0 \text{ кг/см}^2$ — запас давления.

Производительность насоса Q_H определяется из условия восстановления работы насосов в течение времени T_0 израсходованного из котла в процессе регулирования объема масла. С учетом уравнений (XII.17) и (XII.19) будем иметь:

для поворотнолопастных турбин

$$Q_H = \frac{(\alpha + 1) V_{н.а} + 2V_{p.к}}{\beta (T_0 + T_{p.к.з} + T_{p.к.о})} + \frac{q}{\beta}; \quad (\text{XII.23})$$

для радиально-осевых турбин

$$Q_H = \frac{(\alpha + 1) V_{н.а}}{\beta (T_0 + \alpha T_{н.а})} + \frac{q}{\beta}, \quad (\text{XII.24})$$

где β — коэффициент работы насосов.

Для восстановления T_0 практически принимается:

для средних турбин

$$T_0 = 80 \div 140 \text{ сек};$$

для крупных турбин

$$T_0 = 140 \div 200 \text{ сек}.$$

При определении суммарной производительности насосов считают, что один насос нагнетает масло в котел во все время протекания процесса, а второй нагнетает только часть этого времени, т. е.

$$\sum Q_H = \beta Q_H,$$

где $\beta = 1,8$ — коэффициент работы насосов.

Приближенное соотношение между объемом котла и объемами сервомоторов для различных типов турбин принимают:

для поворотнолопастных турбин

$$V_K \approx (18 \div 20) V_{н.а} + (3 \div 4) V_{p.к}; \quad (\text{XII.25})$$

для радиально-осевых турбин с холостым выпуском и затвором, если последние управляются маслом из маслонапорной установки,

$$V_K \approx (18 \div 20) V_{н.а} + 3V_z + (9 \div 10) V_K, \quad (\text{XII.26})$$

где V_z и V_K — объемы сервомоторов затвора и холостого выпуска.

Соотношение между объемами воздуха $V_{\text{в}}$ и масла $V_{\text{м}}$ в котле при нормальном состоянии обычно принимается:

$$V_{\text{в}} = (0,6 \div 0,7) V_{\text{к}}; \quad (\text{XII.27})$$

$$V_{\text{м}} = (0,3 \div 0,4) V_{\text{к}}. \quad (\text{XII.28})$$

Основные размеры напорного котла принимают, исходя из полного объема, чтобы выдерживалось следующее соотношение между высотой котла H и диаметром D :

$$H = (2 \div 3) D. \quad (\text{XII.29})$$

Толщину стенок напорного котла определяют в соответствии с нормами котлонадзора по формуле:

для барабана котла

$$s_{\text{б}} = \frac{pD_{\text{в}}}{\left(230 \frac{\sigma_{\text{в}}}{n} - p\right) \varphi} + c_{\text{б}}; \quad (\text{XII.30})$$

для днища

$$s_{\text{д}} = \frac{pD_{\text{н}}y}{200 \frac{\sigma_{\text{в}}}{n}} + c_{\text{д}}, \quad (\text{XII.31})$$

где p — расчетное давление в $\text{кг}/\text{см}^2$;
 $D_{\text{в}}$ — внутренний диаметр котла в мм ;
 $D_{\text{н}}$ — наружный диаметр днища в мм ;
 $\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности в $\text{кг}/\text{мм}^2$;
 n — запас прочности;
 φ — коэффициент прочности сварных швов;
 y — коэффициент, учитывающий форму днища;
 $c_{\text{в}}$ и $c_{\text{д}}$ — прибавка (в мм) на разностенность прокатных листов и на их коррозию.

При расчетах котлов принимаются:

$\sigma_{\text{в}} = 41 \text{ кг}/\text{см}^2$ для материала сталь 20К; $n = 4,35$; $\varphi = 0,95$; $c_{\text{в}} = 1 \div 2 \text{ мм}$, $c_{\text{д}} = 2 \div 3 \text{ мм}$.

1. Алексеев А. Е. Конструкции электрических машин. Госэнергоиздат, 1949.
2. Аронсон А. Я., Бугов А. У., Малышев В. М. и др. Расчет на прочность деталей гидротурбин. М. — Л., изд-во «Машиностроение», 1965.
3. Барков Н. К. Автоматическое регулирование скорости гидротурбин. Госэнергоиздат, 1947.
4. Беляев Н. М. Сопrotивление материалов, ГИТЛ, 1950.
5. Беркман Б. А., Бронштейн Л. Я. Анализ схем механизмов поворота лопастей диагональных турбин. Труды ЦКТИ, № 88, 1968.
6. Беркман Б. А. Деформация замкнутой рамы. — «Энергомашиностроение», 1965, № 1.
7. Беркман Б. А. Расчет регулирующего кольца. Труды ЦКТИ, № 72, 1968.
8. Бернштейн Л. Б. Приливные электростанции в современной энергетике. Госэнергоиздат, 1961.
9. Биргер И. А. и др. Расчет на прочность деталей машин. М.—Л., изд-во «Машиностроение,» 1966.
10. Биргер И. А. Расчет резьбовых соединений. Оборонгиз, 1959.
11. Блейх Ф. Теория и расчет железных мостов. Гострансиздат, 1931.
12. Броновский Г. А., Гамзе З. М. и Гольдшер А. Я. Технологический анализ конструкций гидротурбин. — «Гидротурбостроение», 1957, № 4.
13. Бугов А. У. К расчету на прочность фланцев валов крупных гидротурбин. — «Гидротурбостроение», 1957, № 4.
14. Васильев А. А. Напряжение в лопасти поворотнoлопастной турбины. Проблемы прочности в машиностроении. Изд. АН СССР, 1959.
15. Власов В. З. Тонкостенные упругие стержни. Физматгиз, 1959.
16. Вознесенский И. Н. Жизнь и деятельность. М. — Л., Машгиз, 1952.
17. Гамзе З. М. и Гольдшер А. Я. Технология производства гидротурбин. М. — Л., Машгиз, 1950.
18. Гаркави Ю. Е. и Смирнов М. О. Регулирование гидротурбин. М. — Л., Машгиз, 1954.
19. Гвоздев В. С., Вахрамеев Б. А. и др. Оборудование сельских гидроэлектростанций. Москва — Свердловск, Машгиз, 1957.
20. Герман А. Н. Автоматизация гидротурбин. — Автоматика и телемеханика, 1950.
21. Герман А. Л., Пунгер А. С. и др. Технология производства малых гидротурбин. Москва — Свердловск, Машгиз, 1954.
22. Сб. «Гидротурбостроение». Вып. I, IV, VIII, X. М. — Л., Машгиз, 1955, 1957, 1961, 1964.
23. Сб. «Гидротурбостроение». (Сызранский з-д). М. — Л., Машгиз, 1956.
24. Гольдин В. Е. Типизация гидротурбин. ВНИТОЭ, 1946.
25. Грановский С. А., Смоляров Л. Г., Орго В. М. Конструкции гидротурбин и расчет их деталей. М. — Л., Машгиз, 1957.
26. Губин Ф. Ф. Гидроэлектрические станции. Госэнергоиздат, 1949.
27. Гурьев В. П. Испытания гидравлических машин. Госэнергоиздат, 1953.
28. Гущин М. В. и Макаров В. Д. Метод определения силовых характеристик рабочих колес поворотнoлопастных гидротурбин. — Гидротурбостроение № 1. М. — Л., Машгиз, 1955.
29. Давыдов А. П. Резиновые подшипники в машиностроении. Л., изд-во «Машиностроение», 1968.

30. Евдокимов А. А. Маслонапорная установка, Госэнергоиздат, 1950.
31. Жмудь А. Е. Винтовые насосы. М. — Л., Машгиз, 1948.
32. Жмудь А. Е. Гидравлический удар в гидротурбинных установках. Госэнергоиздат, 1953.
33. Зиндман А. П. Численный метод расчета оболочек вращения. Труды ЦКТИ, № 72, 1961.
34. Золотарев Т. Л. Гидросиловые установки. Госэнергоиздат, 1944.
35. Иванов Н. П. и Лютер Р. А. Турбогенераторы. Л., изд-во «Энергия», 1967.
36. Качанов Л. М. Вопросы прочности лопасти водяной турбины. ЛГУ им. Жданова, 1954.
37. Кац А. М. Теория упругости. ГТТИ, 1956.
38. Квятковский В. С., Котенев И. В., Щапов Н. М. Малые гидротурбины. М. — Л., Машгиз, 1950.
39. Квятковский В. С. Воздействие потока на камеру рабочего колеса. — «Гидротехническое строительство». 1954, № 6.
40. Квятковский В. С. Рабочий процесс осевой турбины. Ч. I и II. Труды ВИГМ, 1951—1952.
41. Квятковский В. С. Сравнение процессов регулирования расхода реактивных гидротурбин различных систем. — «Энергомашиностроение», 1967, № 12.
42. Ковалев Н. Н. Гидротурбины (конструкции и вопросы проектирования). М. — Л., Машгиз, 1961.
43. Ковалев Н. Н. Пути развития гидротурбостроения в нашей стране. — «Гидротехническое строительство». 1958, № 11.
44. Ковалев Н. Н. Сварные конструкции гидротурбин. — «Сварочное производство». 1956, № 2.
45. Ковалев Н. Н. Гидротурбина Куйбышевской ГЭС. — «Энергомашиностроение». 1956, № 4.
46. Ковалев Н. Н., Грановский С. А. и др. Новые турбины Днепрогэс. М — Л., Машгиз, 1951.
47. Ковалев Н. Н. и Квятковский В. С. Гидротурбостроение в СССР. Госэнергоиздат, 1957.
48. Ковалев Н. Н. Комплексное решение вопросов технологии и конструирование гидротурбин. — Передовая технология машиностроения. Изд. АН СССР, 1956.
49. Ковалев Н. Н. и Беркман Б. А. Исследование механизма поворота лопастей поворотлопастных турбин. — «Энергомашиностроение», 1965, № 2.
50. Ковалев Н. Н. и Бронштейн Л. Я. Проблемы проектирования диагональных турбин. — «Энергомашиностроение», 1968, № 7.
51. Ковалев Н. Н. Научные проблемы создания гидротурбин. — Вестник АН СССР, 1964, № 11.
52. Ковалев Н. Н. Гидротурбостроение за 50 лет. — Энергомашиностроение 1917—1967. Л., изд-во «Машиностроение», 1967.
53. Ковалев Н. Н. и Этинберг И. Э. Достижения в развитии теории гидромашин и развитие научных проблем создания гидротурбин. — Изв. АН СССР. — «Энергомашиностроение и транспорт». 1967, № 5.
54. Колтон А. Ю. и Этинберг И. Э. Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин. М. — Л., Машгиз, 1958.
55. Котенев И. В. Влияние формы камеры рабочего колеса турбины на ее характеристики. — «Вестник машиностроения», 1954, № 8.
56. Кривченко Г. И. Автоматическое регулирование гидротурбин. Л., изд-во «Энергия», 1964.
57. Крянин И. Р. Лопасты гидротурбин. М., Машгиз, 1958.
58. Лифшиц П. З. О расчете на плотность фланцевых соединений компрессоров и воздуходувок низкого давления. Труды ЛХФТИ, № 4, 1958.
59. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. ГТТИ, 1957.
60. Лурье А. И. и Кац А. М. Теория упругости, ЛПИ, 1938.
61. Малышев В. М. Разворот рабочих лопастей поворотлопастных турбин в условиях разгона. — «Гидротурбостроение», Л., 1955, № 1.
62. Меловцев А. А. Горизонтальные поворотлопастные гидротурбины. — «Энергомашиностроение», 1965, № 3.
63. Михановский Ш. П. Колесо с двухперовыми лопастями. — «Энергомашиностроение», 1957, № 8.

64. Морозов А. А., Аносов Ф. В., Ковалев Н. Н. и др. Турбинное оборудование гидроэлектростанций. Госэнергоиздат, 1958.
65. Напряжения и деформации в деталях и узлах машин. Под ред. Пригоровского Н. И., М., Машгиз, 1961.
66. Никольский П. Н. Измерение усилий, действующих на лопатки направляющего аппарата. — «Гидротурбостроение», Машгиз, 1955, № 1.
67. Новожилов В. В. Теория тонких оболочек. Судпромгиз. 1962.
68. Окерблом И. О. Комбинированные сварные конструкции. Судпромгиз. 1962.
69. Орахелашвили М. М. Износостойкость реактивных гидротурбин. Госэнергоиздат. 1960.
70. Перник А. Д. Проблемы кавитации. Судпромгиз, 1963.
71. Петров Л. Н. и Есин Л. Д. О конструктивных особенностях поворотлопастных турбин на высокие напоры. — «Энергомашиностроение», 1957, № 5.
72. Повх И. Л. Моделирование гидравлических турбин в воздушном потоке, Госэнергоиздат, 1955.
73. Полушкин К. П. Монтаж гидроагрегатов. Госэнергоиздат, 1963.
74. Полушкин Н. П. Автоматическое регулирование гидротурбин. Л., изд-во «Энергия», 1967.
75. Постоев В. С. и Михеев В. И. Исследование прочности статора и спиральной камеры для мощных высоконапорных гидротурбин. Труды ЦКТИ. 1964.
76. Постоев В. С. Приближенный метод оценки напряженного состояния для оребренных спиральных камер гидротурбин. Труды ЦКТИ, № 72, 1966.
77. Постоев В. С. Решение некоторых задач теории тонких упругих оболочек и их приложении в гидротурбостроении. Автореф. докт. дисс. ЦКТИ, 1966.
78. Постоев В. С. Бандажированная спиральная камера для мощных гидротурбин (конструкция и расчет). Труды ЦКТИ, № 72, 1966.
79. Пригоровский Н. И. и Преис А. Н. Исследование напряжений и жесткости деталей машин на тензометрических моделях. Изд. АН СССР, 1958.
80. Пригоровский Н. И. Пластинки и сосуды. М., Машгиз, 1947.
81. Пригоровский Н. И. Сопrotивление материалов. М., Машгиз, 1955.
82. Пылаев Н. И. О кавитации и эрозии радиально-осевых гидротурбин. Гидротурбостроение, № 10, М. — Л., изд-во «Машиностроение», 1964.
83. Робук Н. Н. Развитие гидротурбостроения на ХТГЗ им. Кирова. — Вопросы гидроагрегатостроения. Госэнергоиздат, 1961.
84. Рудашевский Г. Е. Вопросы многоточечных измерений деформаций, давлений и вибрации на гидротурбинах в эксплуатационных условиях. Институт машиноведения АН СССР, 1959.
85. Савин Г. Н. Концентрация напряжений около отверстий. ГТТИ, 1951.
86. Смелков Л. Л. и Беркман Б. А. Расчет горизонтального капсульного гидроагрегата на крутильные колебания. Труды ЦКТИ, № 46, 1964.
87. Смирнов И. Н. Гидравлические турбины. Госэнергоиздат, 1956.
88. Смирнов М. О. Автоматические регуляторы проточного типа. Каталогиздат. 1959.
89. Снеддон. Преобразования Фурье. Изд-во иностр. лит., 1955.
90. Справочник по расчету самолетов на прочность. Оборонгиз. 1954.
91. Справочник машиностроителя. Т. 3. М., Машгиз, 1955.
92. Страхович К. И. Центробежные и компрессорные машины. М. — Л., Машгиз, 1940.
93. Тиме В. А. Гидротурбины конструкции ЛМЗ. ВКТО № 5—6, 1932.
94. Тиме В. А. Техничко-экономические обоснования унификации гидротурбин. Труды ЦКТИ, № 6, 1965.
95. Тимошенко С. П. Пластинки и оболочки. Гостехиздат, 1948.
96. Тимошенко С. П. Сопrotивление материалов. Физматгиз, 1960.
97. Товстолес Ф. П., Ковалев Н. Н. и др. Эксплуатация гидротурбин. Госэнергоиздат, 1941.
98. Сб. «Гидротурбостроение». Труды ЦКТИ, № 46, 61, 72, 79, 88, 1964, 1965, 1966, 1968.
99. Умиков И. Н. Весовые показатели гидротурбин. — Гидротурбостроение, ЦКТИ, № 1, 1955.
100. Фитерман Я. Ф. Монтаж гидротурбин. Госэнергоиздат, 1952.
101. Франк-Каменецкий Г. Х. Применение теории анизотропных пластин к расчету крышки турбин. — Гидротурбостроение. № 10, М. — Л., изд-во «Машиностроение», 1964.
102. Франк-Каменецкий Г. Х. Расчет деформаций кольцевых деталей. — Гидротурбостроение, № 4, М. — Л., Машгиз, 1957.

103. Ч и с т я к о в А. М. К вопросу изучения проблемы масштабного эффекта в гидротурбинах. Изв. ВНИИГ, 1954.
104. Ш а п и р о Г. С. О распределении напряжений в пограничном слое. Т. VIII, ГММ, 1944.
105. Щ а п о в А. М. Турбинное оборудование гидроэлектростанций. Госэнергоиздат, 1955.
106. Щ е г о л е в Г. С. и Г а р к а в и Ю. Е. Гидротурбины и их регулирование.
107. Щ е г о л е в Г. С. Гидротурбостроение на ЛМЗ и перспективы его развития. — Вопросы гидроагрегатостроения. Госэнергоиздат. 1961.
108. Ш а н н и к о в В. М. Резиновые подшипники в судостроении. Судпромгиз, 1940.
109. Энциклопедический справочник. «Машиностроение». Т. 12, М., Машгиз, 1949.
110. Э д е л ь Ю. У. и С т е п а н о в А. П. О влиянии геометрических параметров лопасти гидротурбины на частоту ее собственных колебаний. — Гидротурбостроение. № 1, М. — Л., Машгиз, 1955.
111. Э д е л ь Ю. У. Ковшовые турбины. М. — Л., Машгиз, 1963.
112. Э т и н б е р г И. Э. Теория и расчет проточной части поворотнолопастных гидротурбин. М. — Л., изд-во «Машиностроение», 1967.
113. Я н ш и н Б. И. Гидродинамические характеристики дисковых затворов и элементов трубопроводов. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
114. D e r i a z P. and W a r n o c k G. Reversible pump turbines for sir Adam Beck-Niagara pumping. Generating Station, 1959, XII, № 4.
115. N e c h l e b a M. Vodni turbiny jejich konstrukce a prislusentvi. Praha, 1954.
116. W a t e r s, T a y l o r. The strength of pipe flanges. — «Mechanical Engineering», May, 1927.
-

Предисловие	3
Глава I. Основные положения теории гидротурбин	5
1. Мощность гидротурбин	—
2. Классификация гидротурбин	7
3. Основное уравнение турбины	9
4. Закон подобия и приведенные величины	12
5. Коэффициент быстроходности	14
6. Кавитационный коэффициент и высота отсасывания	16
7. Потери энергии и к. п. д. подобных турбин	21
8. Разгонные обороты	27
9. Испытание моделей и характеристики турбин	31
10. Номенклатура гидротурбин	39
Глава II. Конструкции гидротурбин	49
1. Конструктивные схемы гидротурбин	—
2. Конструктивные схемы гидрогенераторов	54
3. Компоновка гидроагрегатов	56
4. Конструкции радиально-осевых гидротурбин	59
5. Конструкции вертикальных поворотнолопастных гидротурбин	71
6. Конструкции горизонтальных капсульных гидроагрегатов	84
7. Конструкции диагональных гидроагрегатов	90
8. Обратимые гидроагрегаты	98
Глава III. Особенности и порядок проектирования гидротурбин	102
1. Технические условия на создание гидротурбин	—
2. Последовательность проектирования гидротурбин	103
3. Технологичность конструкции и весовые показатели гидротурбин	110
4. Выбор параметров турбины по универсальной характеристике	121
5. Выбор размеров мощных гидротурбин	126
6. Экспериментальные исследования напряженного состояния деталей гидротурбин	131
7. Материалы применяющиеся в гидротурбостроении	139
8. Выбор величины разгонных оборотов	144
Глава IV. Проектирование проточной части	148
1. Конструкции спиральных турбинных камер	—
2. Гидромеханический расчет спиральной камеры	158
3. Статор турбины	163
4. Расчет на прочность статора при бетонной спиральной камере	168
5. Расчет на прочность спиральной камеры и статора	172
6. Расчет предварительно напряженной бандажированной спиральной камеры	181
7. Замечания о параметрах рабочих колес реактивных турбин	186
8. Камера рабочего колеса турбины с поворотными лопастями	190
9. Отсасывающие трубы	194
Глава V. Направляющий аппарат	208
1. Типы конструкций направляющих аппаратов	—
2. Системы приводов направляющих аппаратов	216

3. Направляющие лопатки	223
4. Построение направляющего аппарата	230
5. Нагрузки в направляющем аппарате	237
6. Определение потребного усилия и параметров сервомотора	246
7. Расчет на прочность лопатки направляющего аппарата	254
8. Последовательность расчета направляющего аппарата	260
9. Детали привода направляющего аппарата	264
10. Регулирующее кольцо	268
11. Сервомотор направляющего аппарата	280
12. Замечания о расчете на прочность лопатки конического и осевого направляющих аппаратов	293
Г л а в а VI. Кольцевые детали гидротурбин	295
1. Конструкции верхних колец направляющего аппарата и крышек гидротурбин	—
2. Выбор расчетной схемы кольцевых деталей с осесимметричной нагрузкой	298
3. Формулы для расчета кольца	299
4. Определение перемещений и тангенциальных напряжений в крышке и верхнем кольце направляющего аппарата	302
5. Расчет ребер и фланцев крышки	307
6. Расчет сварных швов	311
7. Расчет стыковых соединений при пространственном изгибе стыка	312
8. Об учете влияния фланцевых соединений при расчете крышки и верхнего кольца	320
9. О рациональном проектировании крышек гидротурбин	326
Г л а в а VII. Рабочие колеса радиально-осевого типа	329
1. Конструкции рабочих колес	—
2. Осевое давление воды на колесо радиально-осевого типа	343
3. Приближенный расчет рабочего колеса на прочность	348
4. Уточненный расчет на прочность средненапорных рабочих колес	354
5. Расчет высоконапорных рабочих колес	363
6. Уплотнения обода рабочего колеса	370
Г л а в а VIII. Рабочие колеса поворотнлопастного типа	381
1. Конструкции механизма поворота лопастей рабочих колес	—
2. Силовые характеристики рабочего колеса	398
3. Определение усилия сервомотора рабочего колеса	407
4. Конструкции и расчет деталей механизма поворота лопастей рабочего колеса	415
5. Лопасть рабочего колеса	426
6. Корпус втулки рабочего колеса	445
7. Цилиндр и крышка сервомотора рабочего колеса	455
Г л а в а IX. Подшипники гидротурбин	460
1. Общие замечания	—
2. Краткие сведения об опорных подшипниках	—
3. Краткие сведения о подпятниках гидроагрегатов	466
4. Направляющие подшипники гидротурбин с масляной смазкой	472
5. Уплотнения направляющих подшипников	477
6. Направляющие подшипники с водяной смазкой	479
Г л а в а X. Вали гидротурбин	490
1. Общие замечания	—
2. Конструкция вала	491
3. Расчет вала вертикальной гидротурбины	499
4. Колебания вала	505
5. Расчет болтов фланцевого соединения	508
Г л а в а XI. Вспомогательное оборудование	512
1. Маслоприемник и штанги	—
2. Передачи и трубопроводы	520
	583

3. Холостой выпуск	521
4. Затворы	526
5. Клапаны срыва вакуума	539
Г л а в а XII. Краткие сведения о конструкции регуляторов гидротурбин	542
1. Гидромеханический регулятор	—
2. Основные положения автоматического регулирования	554
3. Взаимодействия основных элементов системы регулирования	555
4. Электрогидравлический регулятор	561
5. Маслонапорная установка и выбор основных параметров системы регулирования	568
Литература	578

Николай Николаевич Ковалев

ГИДРОТУРБИНЫ

КОНСТРУКЦИИ

И ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Редакторы издательства:

В. П. Васильева и Г. Н. Павлова

Переплет **В. А. Громова**

Технический редактор **А. А. Бардина**

Корректор **Р. М. Беликова**

Сдано в производство 28/1 1970 г. Подписано к печати 5/XI 1970 г. М-51592

Формат бумаги 70×108^{1/16}. Привед. печ. л. 51,1 Уч.-изд. л. 46,3

Тираж 3000 экз. Зак. № 486 Цена 5 р. 03 к.

Ленинградское отделение издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Ленинград, Д-65, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 Главполиграфпрома

Комитета по печати при Совете Министров СССР

Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10