

Г. А. КУЗЬМИН

КОНСТРУКЦИЯ
АВИАЦИОННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ

ОБОРОНТРИС-1962

Г. А. КУЗЬМИН

КОНСТРУКЦИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Допущено

*Министерством высшего и среднего специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для авиационных техникумов*

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ОБОРОНГИЗ
Москва 1962

Книга представляет собой курс конструкции современных авиационных двигателей (газотурбинных и поршневых). В ней кратко описаны типовые конструкции основных узлов этих двигателей (компрессоров, турбин, камер сгорания, кривошипно-шатунного механизма и пр.), изложены их конструктивные особенности, методы расчета на прочность, а также способы уравнивания вращающихся узлов.

Книга является учебным пособием для студентов авиационных техникумов; вместе с тем она будет полезна инженерам и техникам промышленности.

Рецензенты: предметная комиссия авиационного техникума и инж. **В. А. Гютюнов**

Редактор: инж. **И. Л. Яновский**

Зав. редакцией инж. **С. Д. Красильников**

ПРЕДИСЛОВИЕ

Книга знакомит читателя с конструкциями современных авиационных двигателей и их агрегатов.

Основное внимание в ней уделено конструкциям газотурбинных двигателей (турбореактивных и турбовинтовых), широко применяющихся на современных скоростных самолетах. Конструкции поршневых двигателей представлены в книге менее полно, поскольку в современной авиации применение двигателя этого типа ограничено.

При рассмотрении того или иного типа двигателя автор не ограничивается описанием конструкции его агрегатов и полагает целесообразным приводить условия их работы, испытываемые ими нагрузки, методы расчета на прочность и материалы, из которых они изготовлены. Комплекс таких сведений дает возможность полнее изучать двигатель и оценивать совершенство его конструкции. Хорошо подобранный иллюстративный материал, помещенный в книгу, также способствует лучшему изучению конструкции двигателей.

Автор, будучи строго связан с заданным объемом книги, вынужден был при рассмотрении конструкций авиационных двигателей ограничиться минимальным количеством примеров. В частности, по этой причине ограничено использованы примеры из отечественных газотурбинных двигателей. По той же причине материалы по прочности конструкций приводятся также с необходимым сокращением. Учитывая ограниченность объема книги, автор стремился по возможности полнее изложить только основные вопросы, характеризующие конструкцию двигателя и методы расчета их на прочность. Несмотря на указанные сокращения, изложенный в книге материал является достаточным для того, чтобы читатель мог получить ясное представление о конструкции и методах расчета на прочность авиационных двигателей.

Книга состоит из двух частей. Первая часть посвящена газотурбинным двигателям, вторая часть — поршневым.

Во введении дается общая характеристика авиационных двигателей, приводятся удельные их параметры и кратко излагается история развития и современное состояние авиационных двигателей.

В первой части книги приводится классификация газотурбинных двигателей по их конструктивным признакам, описываются конструкции основных их узлов и деталей, конструкции агрегатов масляной и топливной систем и рассматриваются методы регулирования двигателя. Наряду с этим в ней описываются колебания лопаток, дисков и валов, возникающие во время работы двигателя, способы уравнивания вращающихся масс и приводятся методы расчета на прочность и жесткость основных элементов конструкции двигателей с численными примерами. В необходимых случаях указываются технологические особенности конструкции и особенности протекающих в различных частях двигателя процессов.

Вторая часть меньше первой по объему и посвящена, как уже указывалось выше, поршневым двигателям. В ней излагается кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма, порядок зажигания и способы уравнивания двигателя, описываются конструкции основных узлов и методы расчета их на прочность.

Книга является учебным пособием для учащихся авиационных техникумов и написана в соответствии с программой курса по авиационным двигателям. Автор полагает, что книга будет полезной также для инженеров и техников промышленности, интересующихся конструкцией авиационных двигателей и для студентов соответствующей специальности авиационных ВУЗов технологического профиля.

При написании книги автор предполагал знакомство читателей с основами теории авиационных двигателей.

Автор выражает благодарность сотрудникам кафедры конструкции авиационных двигателей Казанского авиационного института Алатской Е. А. и Никифоровой Н. М. за помощь, оказанную в подготовке иллюстрационного материала и в оформлении рукописи, а также рецензентам — предметной комиссии авиационного техникума и инж. Тютюнову В. А. за ценные замечания, способствовавшие повышению качества рукописи.

Все замечания по содержанию книги автор просит направлять по адресу: Москва И-51, Петровка 24, Оборонгиз.

ВВЕДЕНИЕ

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

На современных летательных аппаратах применяются тепловые двигатели, которые подразделяются на газотурбинные (ГТД), поршневые (ПД), прямоточные воздушно-реактивные (ПВРД) и ракетные (РкД).

Газотурбинные двигатели в свою очередь подразделяются на одноконтурные турбореактивные (обычно их называют просто турбореактивными двигателями ТРД), двухконтурные турбореактивные (ДТРД) и турбовинтовые (ТВД).

Ракетные двигатели, получившие свое название благодаря преимущественному применению их на ракетах, подразделяются на жидкостные (ЖРД) и твердого топлива (РДТТ).

По способу получения тяги двигатели летательных аппаратов можно разделить на реактивные, винтовые и комбинированные (винтовые и реактивные).

К реактивным двигателям относятся турбореактивные (ТРД и ДТРД), прямоточные (ПВРД) и ракетные (ЖРД и РДТТ). Тяга этих двигателей создается за счет реакции истечения масс рабочих газов из выходного сопла.

Турбовинтовые двигатели (ТВД) нормальной схемы относятся к комбинированным двигателям. Основная тяга создается у них вращающимся воздушным винтом, а дополнительная — за счет реакции истечения отработанных газов. Дополнительная тяга составляет 8—12% от общей тяги двигателя.

Поршневые двигатели относят к винтовым двигателям, хотя реакцию истечения выхлопных газов у них также часто используют для получения дополнительной тяги. Но последняя составляет не более 2—3% от общей тяги двигателя.

2. ОСНОВНЫЕ УДЕЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Авиационный двигатель должен иметь определенную тягу или мощность, малые габаритные размеры, малый вес, высокую экономичность и надежность, достаточный ресурс работы и пр. Эти требования обусловлены его назначением. Кроме того, конструкция двигателя должна быть простой и технологичной.

Качество авиационного двигателя обычно оценивается следующими основными удельными параметрами: удельной тягой или

мощностью, удельной лобовой тягой или мощностью, удельным весом и удельным расходом топлива. Эти удельные параметры определяются следующими соотношениями:

удельная тяга или мощность

$$P_{уд} = \frac{P}{G_B} \text{ кг тяги/кг}; \quad N_{уд} = \frac{N_e}{G_B} \text{ л.с./кг},$$

где P и N_e — соответственно сила тяги и мощность, полученные при стендовых испытаниях двигателя в условиях стандартной атмосферы;

G_B — секундный расход воздуха через двигатель;
удельная лобовая тяга или мощность

$$P_{лоб} = \frac{P}{F_{лоб}} \text{ кг/м}^2; \quad N_{лоб} = \frac{N_e}{F_{лоб}} \text{ л.с./м}^2,$$

где $F_{лоб}$ — площадь лобовой поверхности (миделевого сечения) двигателя;

удельный вес

$$\gamma_{дв} = \frac{G_{дв}}{P} \text{ кг/кг тяги}; \quad \gamma_{дв} = \frac{G_{дв}}{N_e} \text{ кг/л.с.},$$

где $G_{дв}$ — вес двигателя;
удельный расход топлива

$$C_{уд} = \frac{G_m}{P} \text{ кг/кг тяги} \cdot \text{час}; \quad C_e = \frac{G_m}{N_e} \text{ кг/л.с. час},$$

где G_m — часовой расход топлива.

Удельная тяга или удельная мощность характеризуют эффективность использования воздуха в двигателе. Удельная лобовая тяга или удельная лобовая мощность дают сравнительную оценку качества по габаритным размерам двигателя — его лобовой поверхности. Удельный вес определяет весовые качества двигателя, а удельный расход топлива — его экономичность.

Более совершенный двигатель имеет большие удельную тягу и удельную лобовую тягу или соответственно большие удельную мощность и удельную лобовую мощность, а также меньшие удельный вес и удельный расход топлива.

Авиационные двигатели в своем развитии непрерывно совершенствуются и удельные параметры их улучшаются. Общее усовершенствование авиационных двигателей обеспечивается повышением параметров рабочего процесса, а также улучшением их конструкции, материалов и технологии производства. Высокая тепловая и механическая напряженность ограничивает ресурс авиационных двигателей до их переборки сотнями и реже тысячами часов работы.

3. КРАТКИЙ ОБЗОР РАЗВИТИЯ И СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

На первом в мире самолете, построенном в 1882 г. нашим замечательным соотечественником А. Ф. Можайским, были установлены две паровые машины, которые вращали воздушные винты. Силовая установка с паровыми машинами благодаря большому весу в дальнейшем не получила применения в авиации. Однако Можайский впервые практически доказал возможность полетов на летательных аппаратах тяжелее воздуха.

Практическое развитие авиация получила вначале XX века на базе изобретенного к тому времени бензинового двигателя внутреннего сгорания — поршневого двигателя (ПД). На самолете с этими двигателями в 1903 году был осуществлен в США полет братьев Райт. Вплоть до второй мировой войны поршневой двигатель являлся единственным типом авиационного двигателя. За это время он получил широкое развитие, обеспечивая непрерывный рост скорости полета самолетов. Развитие авиации всегда определялось стремлением летать быстрее, выше и дальше. В соответствии с этим шло и развитие авиационных двигателей: увеличение их абсолютной и удельной мощности, а также удельной лобовой мощности, уменьшение удельного веса и повышение экономичности.

Первые образцы авиационных поршневых двигателей имели мощность в несколько десятков л. с. и удельный вес $3 \div 4$ кг/л. с. при малой удельной лобовой мощности и низкой экономичности. Во вторую мировую войну мощность поршневых двигателей достигала 2000—3000 л. с. и выше, при удельной лобовой мощности $1200 \div 2000$ л. с./м², удельном весе $0,4 \div 0,6$ кг/л. с. и удельном расходе топлива $0,24 \div 0,32$ кг/л. с. час. В предвоенные годы и в годы Великой Отечественной войны советская авиация развивалась на базе поршневых двигателей конструкции А. А. Микулина, В. Я. Климова и А. Д. Швецова. С этими двигателями самолеты-истребители развивали скорость полета $600 \div 700$ км/час. Дальнейшее повышение скорости полета требовало в свою очередь дальнейшего увеличения мощности силовой установки самолетов. ПД обеспечить этого не мог из-за чрезмерного увеличения веса и габаритов. К тому же с ростом скорости полета тяга воздушного винта резко падает.

Значительное увеличение скорости полета самолетов было достигнуто с помощью реактивного двигателя, у которого сила тяги создается реакцией газового потока, выходящего из сопла двигателя с большой скоростью. Основоположником и творцом современной реактивной техники является великий русский ученый К. Э. Циолковский. Первый в мире полет на реактивном самолете был совершен в 1942 г. советским летчиком Г. Я. Бахчиванджи. Этот самолет конструкции В. Ф. Болховитинова имел ЖРД.

Турбореактивные двигатели начали появляться в конце второй мировой войны. Однако широкое практическое применение ТРД

получил только после войны и в современной скоростной авиации он стал основным типом двигателя. В настоящее время ТРД строят с тягой от нескольких сот до 10 000 кг и выше. Удельная тяга их достигает 70 кг тяги/кг, а удельная лобовая тяга $8000 \div 10\,000$ кг/м² при удельном весе $0,2 \div 0,3$ кг/кг тяги и удельном расходе топлива $0,75 \div 0,9$ кг/кг тяги · час.

На современных больших скоростях полета ТРД является самым экономичным двигателем. Однако на малых и средних скоростях полета (примерно до 900 км/час) ТРД по экономичности уступает двигателям с воздушным винтом, который на этих режимах имеет высокий к. п. д. Двигатели с винтом позволяют также получать на взлете большую тягу, а при посадке создавать винтом отрицательную (тормозную) тягу, что уменьшает разбег самолета при взлете и его пробег при посадке. Поэтому в настоящее время в гражданской авиации наряду с ТРД широко применяют ТВД и отчасти ПД.

В настоящее время ТВД строят мощностью от нескольких сот до 10 000 л. с. и выше. Удельная тяга их достигает 250 л. с/кг, а удельная лобовая мощность $5000 \div 7500$ л. с/м² при удельном весе $0,15 \div 0,3$ кг/л. с. и удельном расходе топлива $0,2 \div 0,3$ кг/л. с. час и ниже. Таким образом ТВД в сравнении с ПД могут иметь значительно большую мощность и стоят выше по основным удельным параметрам. ДТРД по своим характеристикам занимают среднее положение между ТВД и ТРД.

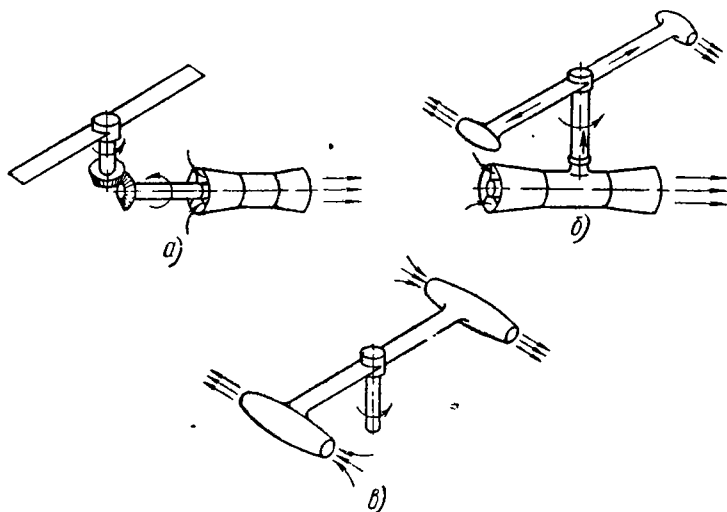
Современная авиация обеспечивается газотурбинными двигателями (ТРД, ДТРД и ТВД) и отчасти поршневыми двигателями. Прямоточные двигатели (ПВРД) и ракетные двигатели (РкД) на современных скоростях полета имеют низкую экономичность и в будущем вероятно найдут более широкое применение. *

Газотурбинные (ГТД), прямоточные (ПВРД) и поршневые (ПД) двигатели имеют определенные ограничения по высоте полета из-за высокой разреженности атмосферы на больших высотах. Полет на больших высотах может быть осуществлен на летательных аппаратах с ракетными двигателями, работа которых не зависит от земной атмосферы. Поэтому они применяются на космических кораблях.

Советскому Союзу принадлежит много мировых рекордов в области авиации — по высоте и скорости полета, по дальности полета и по поднятию грузов на высоту. Так, например, в 1961 г. советский летчик — испытатель Г. К. Мосолов на самолете Е-66 достиг рекордной высоты полета более 34 км, а в 1962 г. он же на самолете Е-166 установил рекордную скорость полета 2678,5 км/час. В октябре 1957 г. Советский Союз осуществил запуск первого в мире искусственного спутника земли с ракетным двигателем, а 12 апреля 1961 г. весь мир стал свидетелем первого в мире полета в космическое пространство на корабле-спутнике «Восток» советского пилота-космонавта майора Ю. А. Гагарина. Второй более продолжительный полет вокруг Земли был осуществ-

влен 6--7 августа того же года советским космонавтом майором Г. С. Титовым на корабле-спутнике «Восток-2». Наконец, 11--15 августа 1962 г. советскими космонавтами майором А. Г. Николаевым и подполковником П. Р. Поповичем на кораблях-спутниках «Восток-3» и «Восток-4» был совершен вокруг Земли многодневный групповой полет.

Наряду с самолетами в авиации находят применения и вертолеты. Привод к несущему винту вертолета может быть механическим или реактивным (фиг. 0.1). Механический привод осуществляется от поршневого или газотурбинного двигателя с передачей вращения несущему винту через трансмиссионный вал и редуктор



Фиг. 0.1. Приводы к несущему винту вертолета.

На фиг. 0.1, *а* показан привод несущего винта от ГТД, а на фиг. 0.1, *б* — реактивный привод с использованием сжатого воздуха. От турбокомпрессора, установленного в фюзеляже вертолета, через каналы вала и лопастей винта сжатый воздух подается к реактивным соплам, расположенным на концах лопастей несущего винта. На фиг. 0.1, *в* показан реактивный привод с ТРД или ПВРД, установленными на концах лопастей несущего винта.

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

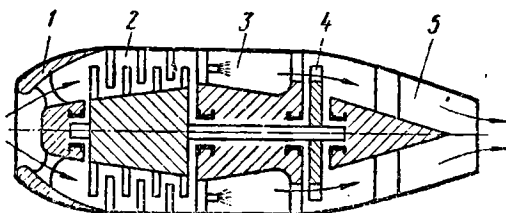
АВИАЦИОННЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Глава I

ТИПЫ ГТД И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

К авиационным газотурбинным двигателям (ГТД) относятся: *турбореактивные (ТРД), турбовинтовые (ТВД) и двухконтурные турбореактивные* двигатели (ДТРД). Каждому из этих типов двигателей присущи свои особенности.

Основными типами ГТД, применяемыми в современной авиации являются ТРД и ТВД, которые в свою очередь различают по конструктивным особенностям отдельных узлов.



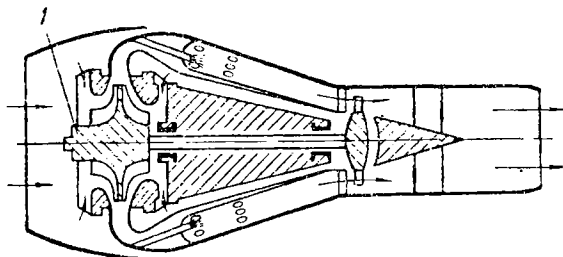
Фиг. 1.1. Схема ТРД с осевым компрессором.

ТРД классифицируют:

- по типу компрессора — с осевым или центробежным компрессором,
- по типу выходного сопла — с регулируемым или нерегулируемым соплом,
- по наличию форсажных устройств — с форсажной камерой или без нее,
- по системе роторов — одновальные или двухвальные,
- по системе проточной части — с прямоточной или пеглевой проточной частью и т. д.

На фиг. 1.1 показана простейшая схема ТРД, которая состоит из входного устройства 1, осевого компрессора 2, камеры сгорания 3, турбины 4 и нерегулируемого выходного сопла 5. Схема ТРД с центробежным компрессором 1 показана на фиг. 1.2. Осе-

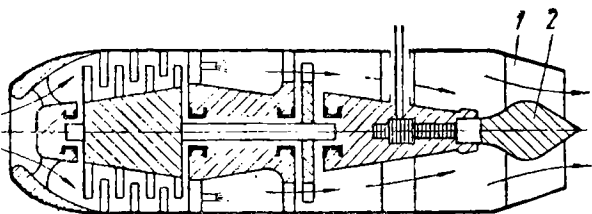
вые компрессоры более широко применяют, чем центробежные, так как они обеспечивают лучшую экономичность двигателя, при меньших диаметральных габаритах допускают большие расходы воздуха и высокие степени повышения давления. Однако центробежные компрессоры конструктивно более просты, имеют меньший вес, так как в одной ступени обеспечивают большую степень повышения давления. Они применяются у ГТД с небольшой тягой.



Фиг. 1.2. Схема ТРД с центробежным компрессором.

У ТРД область применения центробежных компрессоров обычно ограничивается тягой в 3000 кг.

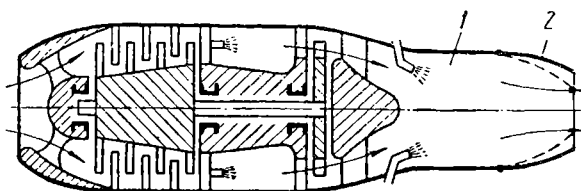
На фиг. 1.3 показана схема ТРД с регулируемым выходным соплом. Основное регулирование у ТРД осуществляется изменением количества топлива, подаваемого в камеры сгорания двигателя. Наличие регулируемого сопла дает возможность дополни-



Фиг. 1.3. Схема ТРД с регулируемым выходным соплом.

тельного регулирования за счет изменения площади его проходного сечения. В представленной схеме регулирование осуществляется с помощью передвижения центрального тела — иглы 2, установленной в выходном сопле 1. Для простейшей схемы ТРД регулирование выходного сопла обычно дает небольшие преимущества, которые не оправдывают связанное с этим усложнение конструкции двигателя. Поэтому большинство ТРД, не имеющих форсажных устройств, строят с нерегулируемым выходным соплом.

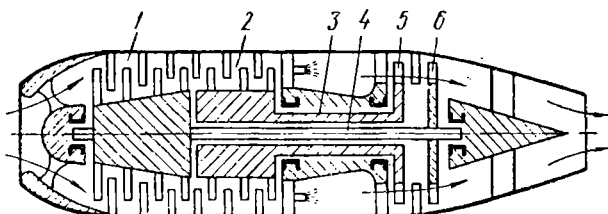
Для форсирования тяги на взлете и для получения максимальной скорости полета у ТРД за турбиной устанавливают форсажную камеру 1 (фиг. 1.4). За счет сжигания в форсажной камере дополнительного топлива температура газов перед выходным соплом возрастает и тяга двигателя увеличивается. При форсировании требуется увеличение площади проходного сечения выходного сопла, поэтому у ТРД с форсажными камерами применяют регулируемое сопло с изменяющимся проходным сечением. Регулиро-



Фиг. 1.4. Схема ТРД с форсажной камерой.

вание сопла обычно осуществляют поворотными створками 2. Регулируемое сопло в этом случае используется также для улучшения характеристик и приемистости двигателя и на нефорсированных режимах.

На схемах фиг. 1.1—1.4 показаны одновальные ТРД, у которых ротор турбины в соединении с ротором компрессора образуют единый ротор двигателя.



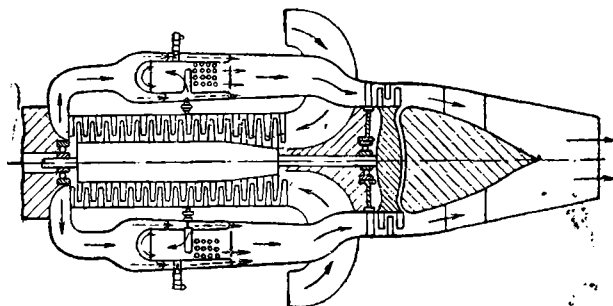
Фиг. 1.5. Схема двухвального ТРД.

На фиг. 1.5 показана схема двухвального ТРД, имеющего компрессор с двумя каскадами, расположенными последовательно: первый каскад — компрессор низкого давления 1 и второй каскад — компрессор высокого давления 2. Турбина двигателя состоит также из двух отдельных турбин — турбины высокого давления 5 и турбины низкого давления 6.

Турбина и компрессор высокого давления соединены пустотелым валом 3, образуя один ротор двигателя, а турбина и компрессор низкого давления — длинным валом 4 (проходящим внутри вала 3), образуя другой ротор двигателя. Оба эти ротора между собой механически не связаны.

Двухвальные схемы находят применение у ТРД с высоконапорными компрессорами для улучшения их характеристик. Такая схема облегчает также запуск и разгон двигателя, так как от пускового стартера раскручивается только один ротор (обычно ротор высокого давления), на что требуется меньшая мощность. Однако конструкция двухвального двигателя получается более сложной и тяжелой, чем одновального.

На предыдущих схемах были показаны ТРД с прямоточным газовым трактом, у которых направление движения газов в проточной части двигателя остается все время неизменным. При петлевом газовом тракте, например при расположении камер сго-



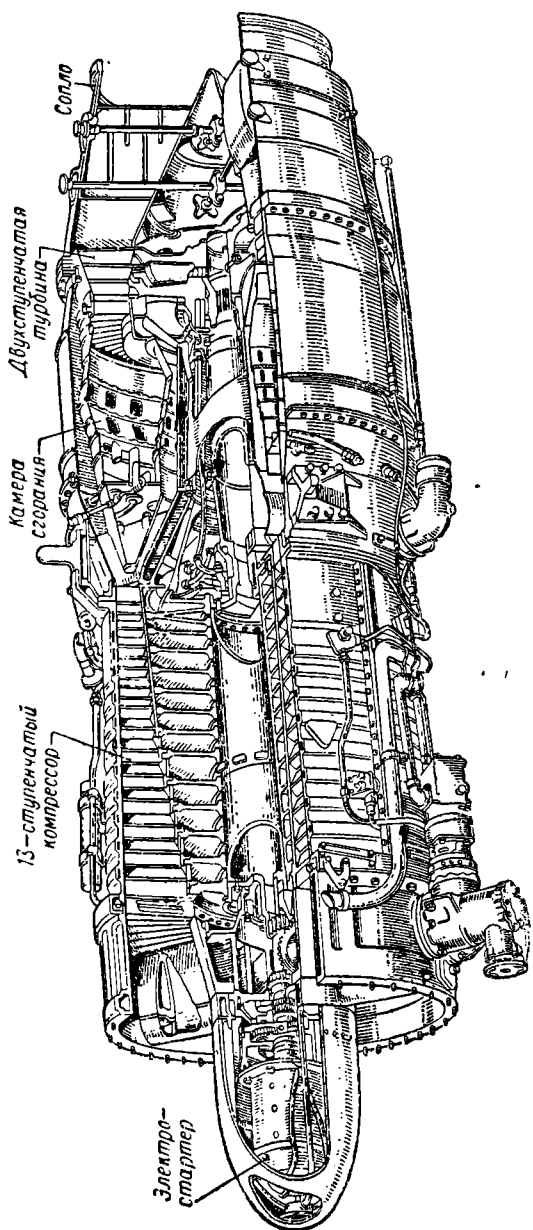
Фиг. 1.6. Схема ТРД с петлевым движением воздуха.

рания над компрессором (фиг. 1.6), направление движения газов меняется. При таком тракте длина двигателя будет меньше, а диаметральные размеры его и гидравлические потери в газоздушном тракте получатся значительно большими, чем у прямоточных. Поэтому в настоящее время преимущественно применяют ТРД с прямоточной системой газоздушного тракта.

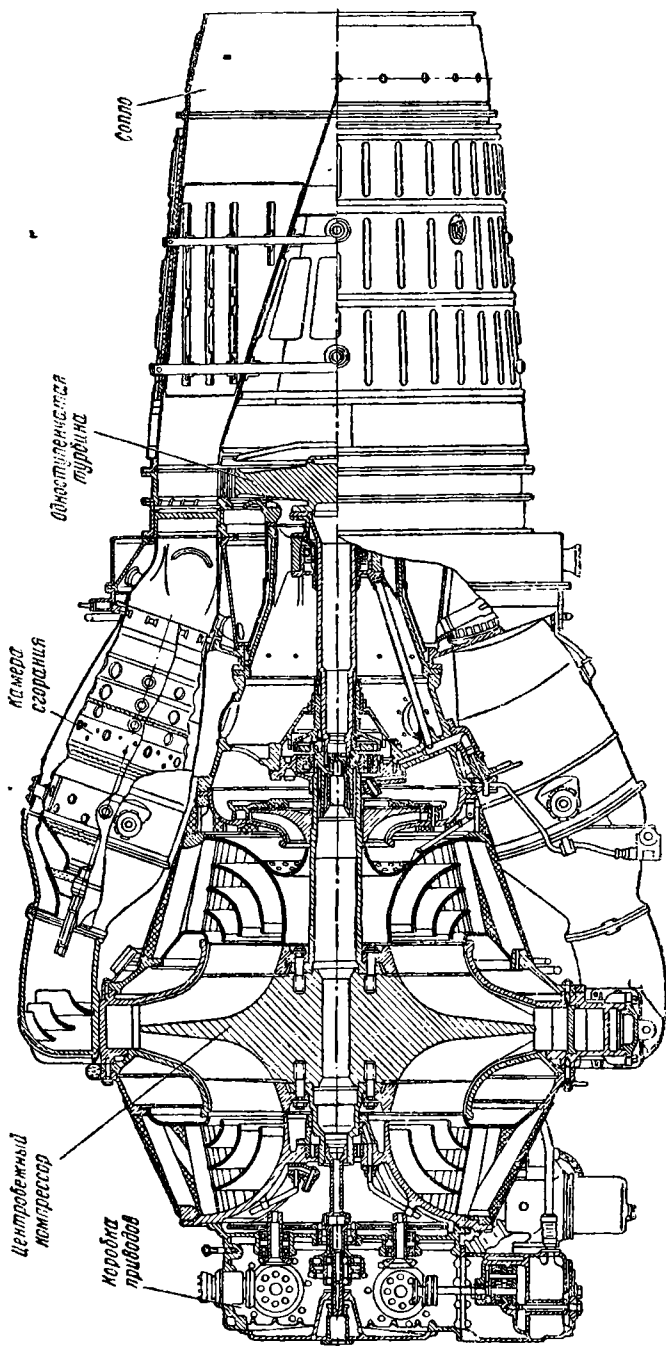
В качестве примера на фиг. 1.7 показан зарубежный одновальный ТРД с 13-ступенчатым осевым компрессором и двухступенчатой турбиной. Двигатель имеет прямоточную проточную часть и нерегулируемое выходное сопло. Форсажной камеры двигатель не имеет. На фиг. 1.8 показан продольный разрез одновального ТРД ВК-1 с центробежным компрессором и одноступенчатой турбиной. Двигатель форсажной камеры не имеет и выходное сопло у него нерегулируемое. На фиг. 1.9 показан общий вид зарубежного ТРД с форсажной камерой и регулируемым выходным соплом.

ТВД классифицируют:

- по типу компрессора — с осевым или центробежным компрессором,
- по системе роторов — одновальные и двухвальные,
- по системе проточной части — с прямоточной или с петлевой проточной частью,
- по числу воздушных винтов — с одним или двумя воздушными винтами, и т. д.

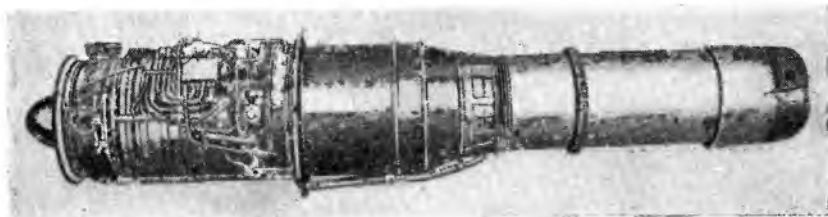


Фиг. 1. 7. ТРД с осевым компрессором.



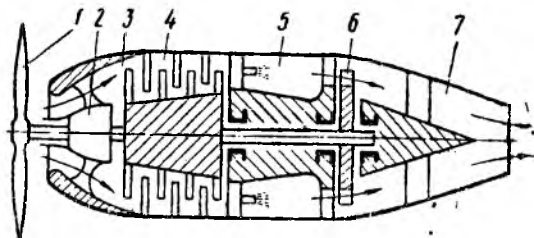
Фиг. 1. 8. ТРД с центробежным компрессором.

На фиг. 1. 10 показана простейшая схема одновального ТВД состоящая из воздушного винта 1, редуктора 2, входного устройства 3, осевого компрессора 4, камер сгорания 5, турбины 6 выходного устройства 7. В отличие от ТРД в турбине ТВД сра



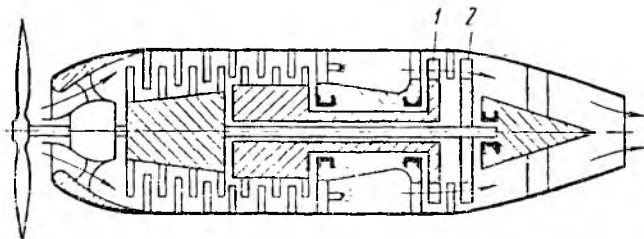
Фиг. 1. 9. ТРД с форсажной камерой.

батывается почти весь располагаемый теплоперепад и избыточная мощность передается воздушному винту. Так как число оборотов турбины превышает потребное число оборотов воздушного винта,



Фиг. 1. 10. Схема одновального ТВД.

то в приводе к последнему устанавливают редуктор, понижающий число оборотов. Схема двухвального ТВД (фиг. 1. 11), обладающая теми же достоинствами, что и схема двухвального ТРД, позво-

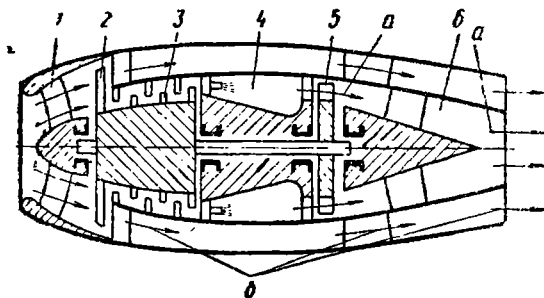


Фиг. 1. 11. Схема двухвального ТВД.

ляет получить число оборотов у турбины низкого давления 2 ниже, чем у турбины высокого давления 1. При этом конструкция редуктора упрощается. Однако конструкция двухвального ТВД получается более сложной и тяжелой, чем одновального. У ТВД

большой мощности устанавливают два соосных воздушных винта, вращающихся в разные стороны.

На фиг. 1. 12 показана простейшая схема ДТРД, состоящая из входного устройства 1, вентилятора 2, осевого компрессора 3, камер сгорания 4, турбины 5 и выходного устройства 6. ДТРД имеет два обособленных контура газозвоздушного тракта: *a* — внутрен-



Фиг. 1. 12. Схема одновального ДТРД.

ний и *б* — наружный. В турбине внутреннего контура срабатывает почти весь располагаемый теплоперепад и избыточная мощность ее передается для привода вентилятора 2. ДТРД может быть одновальным и двухвальным. В наружном контуре его может быть установлена форсажная камера.

Глава II

ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

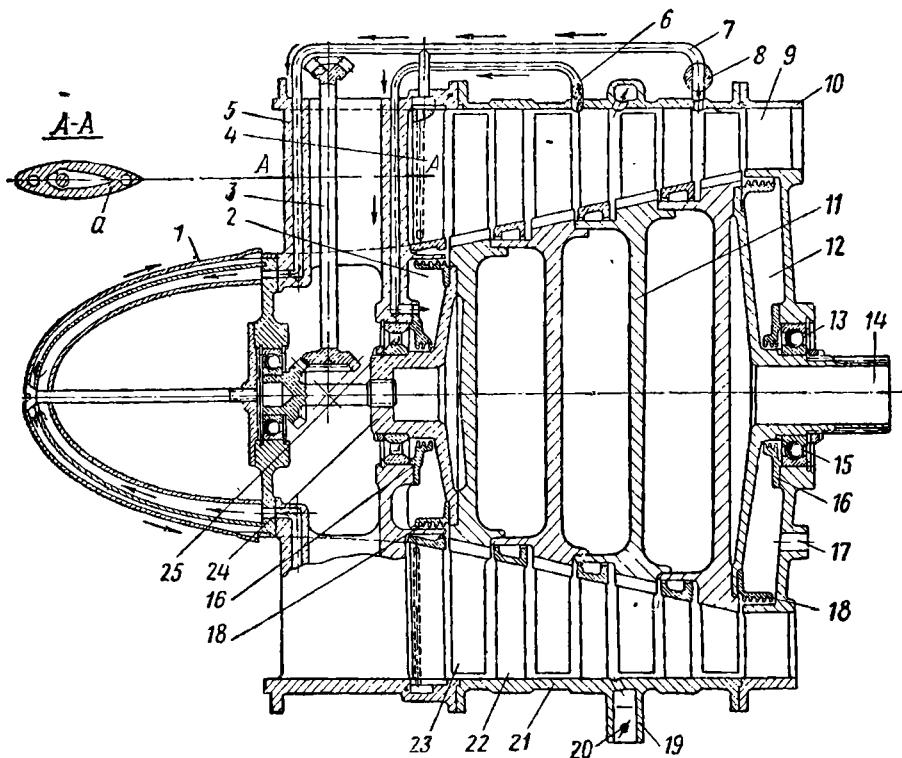
У ГТД компрессоры служат для сжатия воздуха. На фиг. 2. 1 показана конструктивная схема 4-ступенчатого осевого компрессора. Основными частями его являются ротор и статор.

Ротор состоит из отдельных дисков 11, носка 24 и хвостовика 14, образующих в соединении жесткий барабан. На дисках 11 по окружности укреплены рабочие лопатки 23. Каждый кольцевой ряд рабочих лопаток вместе с несущим их элементом — диском или частью барабана — называют рабочим колесом. С помощью носка 24 и хвостовика 14 ротор установлен в статоре на подшипниках качения 13 и 25.

Статор состоит из корпуса 21 компрессора, корпуса 5 переднего подшипника ротора и корпуса 10 заднего подшипника ротора с укрепленными в них неподвижно лопатками 4, 9 и 22. Лопатки 4, укрепленные в корпусе 5, называют направляющими. Кольцевой ряд их образует входной направляющий аппарат компрессора. Лопатки 9 и 22, укрепленные в корпусах 10 и 21, назы-

вают *спрямляющими*. Каждый кольцевой ряд спрямляющих лопаток с несущими их элементами образует *спрямляющий аппарат*.

Совокупность рабочего колеса с расположенным за ним спрямляющим аппаратом называют *ступенью компрессора*. Входной направляющий аппарат расположен перед первой ступенью ком-



Фиг. 2.1. Конструктивная схема осевого компрессора.

1—обтекатель, 2—передняя разгрузочная камера, 3—валик привода агрегатов, 4—лопатки входного направляющего аппарата, 5—корпус переднего подшипника, 6—канал подвода воздуха в переднюю разгрузочную камеру, 7—канал отбора воздуха для обогрева, 8—клапан отбора воздуха, 9 и 22—лопатки спрямляющих аппаратов, 10—корпус заднего подшипника, 11—диски ротора, 12—задняя разгрузочная камера, 13—задний подшипник ротора, 14—хвостик ротора, 15—регулирующее кольцо, 16 и 18—лабиринтные уплотнения, 17—суфлирующее отверстие, 19—патрубок перепуска воздуха, 20—дрозсель перепуска воздуха, 21—корпус компрессора, 23—рабочая лопатка, 24—носок ротора, 25—передний подшипник ротора

прессора. В состав ступени он не входит и в некоторых конструкциях компрессоров отсутствует.

Корпус 5 переднего подшипника образует у компрессора входной кольцевой канал, разделенный пустотелыми стойками *a*. Последние связывают наружную стенку корпуса с центральной его частью, где располагаются передний подшипник 25 ротора и механизм передачи к приводам агрегатов от ротора компрессора. Валики приводов 3 проходят внутри пустотелых стоек *a*. В центральной части корпуса укреплен обтекатель 1, обеспечивающий плавный подвод воздуха во входной кольцевой канал компрессора.

Корпус 10 заднего подшипника ротора образует выходной кольцевой канал у компрессора. На схеме наружная стенка корпуса соединена с его центральной частью с помощью лопаток 9 спрямляющего аппарата последней ступени. В центральной части корпуса располагается задний подшипник ротора.

Проточная часть компрессора. При прохождении через компрессор воздух сжимается и объем его уменьшается. Соответственно этому длина лопаток от ступени к ступени также уменьшается. Проточная часть компрессора при этом может выполняться (фиг. 2. 2):

с постоянным наружным диаметром D ,

с постоянным средним диаметром $D_{\text{ср}}$,

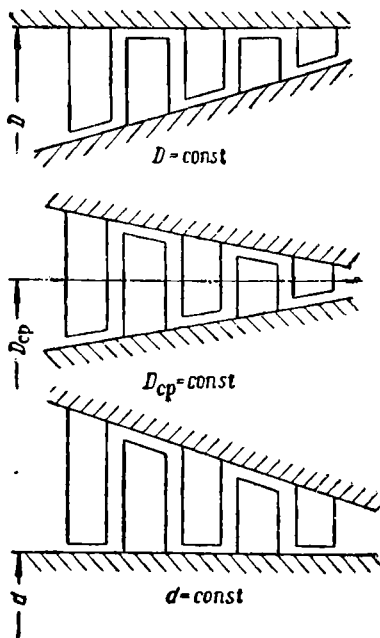
с постоянным внутренним диаметром d , который принято называть *диаметром втулки*.

При $D = \text{const}$ напорность компрессора получается несколько больше за счет более высокой окружной скорости у рабочих лопаток последних ступеней. Однако при $d = \text{const}$ лопатки последних ступеней получаются более длинными и потому отрицательное влияние на к. п. д. потерь от перетекания воздуха через радиальные зазоры получается меньше. При одном и том же числе ступеней вес компрессора с проточной частью, выполненной при $d = \text{const}$, получается также меньше. Отдельные участки проточной части компрессора часто выполняют различной формы, а в некоторых конструкциях компрессоров все три диаметра D , d и $D_{\text{ср}}$ по длине проточной части выполнены переменными.

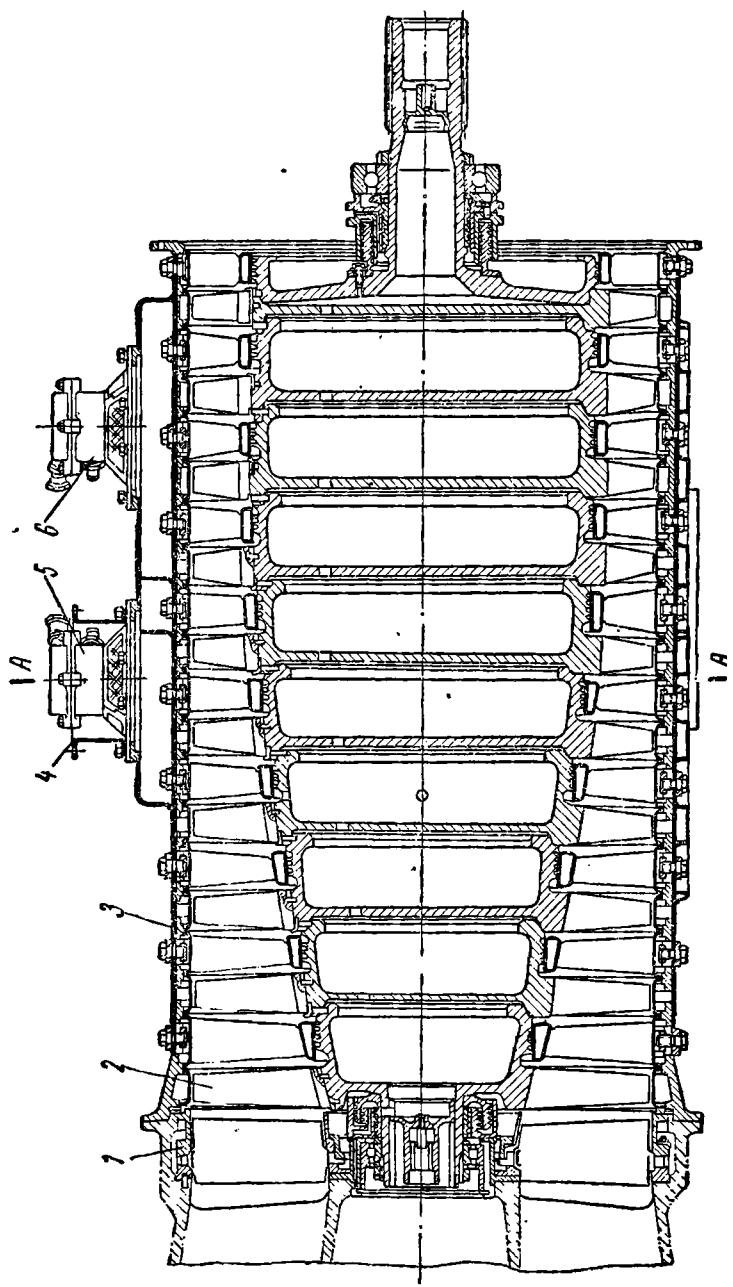
К л а с с и ф и к а ц и я осевых компрессоров. Осевые компрессоры различают по числу ступеней, по числу роторов, по скорости воздуха в проточной части и по другим признакам.

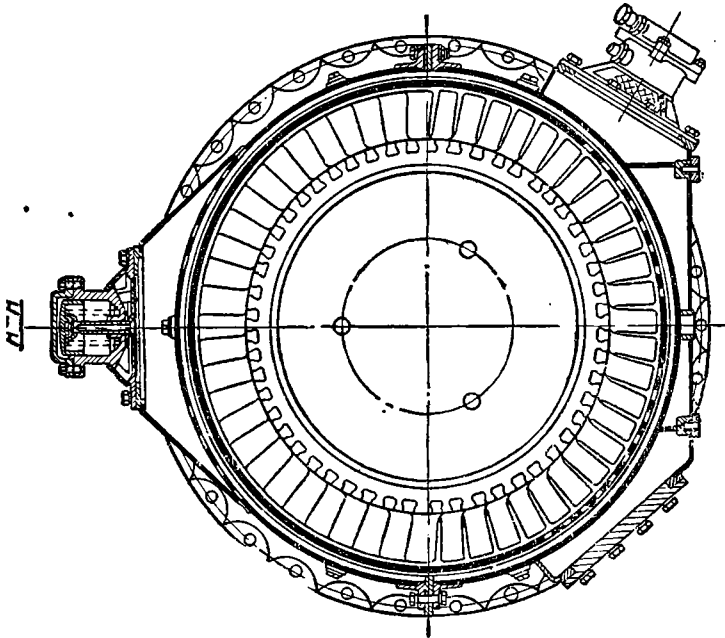
Число ступеней компрессора определяется степенью повышения давления и эффективностью работы отдельных ступеней. У современных иностранных ГТД с высокой степенью повышения давления число ступеней компрессора доходит до 17. В качестве примера на фиг. 2. 3 показан десятиступенчатый компрессор двигателя АИ-20.

По числу роторов (каскадов) компрессоры различают одно-роторные (однокаскадные) и двухроторные (двухкаскадные).



Фиг. 2. 2. Формы проточной части компрессора.



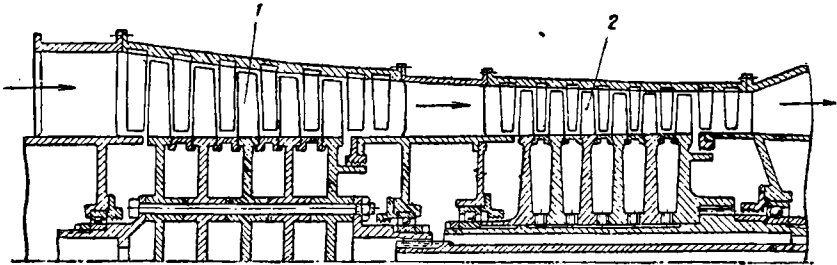


Фиг. 2. 3. Компрессор двигателя АИ-20.

1—входной направляющий аппарат, 2—ротор компрессора,
3—корпус компрессора, 4—кожух отвода воздуха из клапана
перепуска, 5 и 6—клапаны перепуска воздуха.

В последнем случае первый каскад образует компрессор низкого давления 1, а второй — компрессор высокого давления 2, при этом оба каскада устанавливаются последовательно (фиг. 2.4).

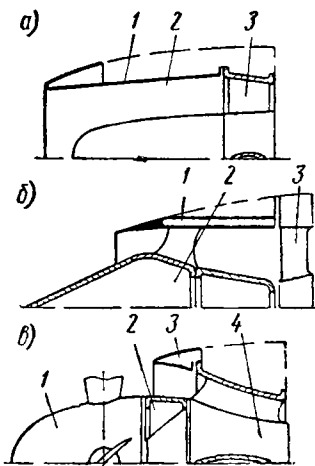
По величине скорости воздуха различают компрессоры *дозвуковые* и *сверхзвуковые*. У первых все ступени дозвуковые, а у вторых первая или несколько первых ступеней *сверхзвуковые*, остальные — *дозвуковые*. Напорность сверхзвуковых ступеней выше до-



Фиг. 2.4. Схема двухроторного компрессора.

звуковых, однако потери у них больше. Поэтому в случае применения сверхзвуковых ступеней общее число ступеней у компрессора меньше, но к. п. д. его ниже, чем у дозвукового компрессора.

Входное устройство представляет собой канал, подводящий воздух к компрессору с минимальными сопротивлениями, равномерным полем скоростей и давлений. На фиг. 2.5 показаны типовые схемы входных устройств ТРД и ТВД.



Фиг. 2.5. Схемы входных устройств.

Схема *а* представляет входное устройство ТРД, рассчитанное на средние скорости полета. Входное устройство состоит из воздухозаборника 1 и внутреннего обтекателя 2, прикрепленного к корпусу переднего подшипника 3. Форма входной кромки воздухозаборника и обтекателя, а также форма канала, образованного ими, соответствуют требованиям аэродинамики дозвуковых скоростей.

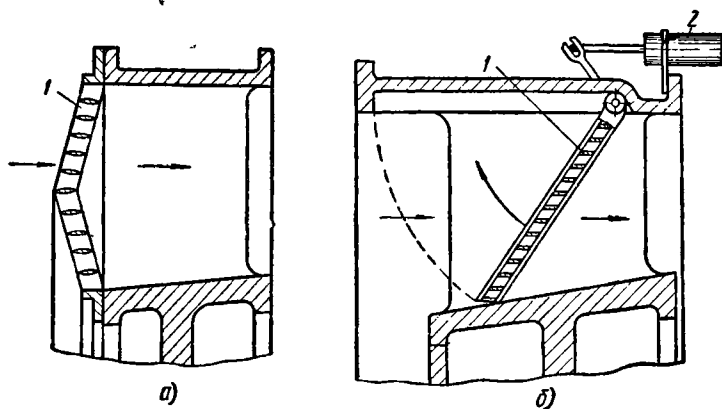
Воздухозаборник обычно входит в конструкцию самолета.

Схема *б* представляет входное устройство ТРД, рассчитанное на высокие скорости полета. Здесь в соответствии с аэродинамикой высоких

скоростей входная кромка у воздухозаборника 1 выполняется острой, а внутренний обтекатель 2 — в виде иглы. При этом переход сверхзвукового потока в дозвуковой обеспечивается формой канала.

Схема *в* представляет входное устройство ТВД. Кольцевой вход в компрессор располагают над корпусом редуктора 4, к которому прикрепляют внешний 3 и внутренний 2 кольцеобразные короткие обтекатели. Воздушный винт имеет обтекатель 1, обеспечивающий плавный подход воздушного потока к компрессору.

Для предотвращения попадания в компрессор посторонних предметов, которые могут привести к его разрушению, во входных устройствах иногда устанавливают защитные сетки или решетки. На схеме *а* фиг. 2.6 показана кольцевая решетка 1, установленная у кольцевого канала корпуса переднего подшипника.



Фиг. 2.6. Защитные сетки (решетки) на входе в компрессор.

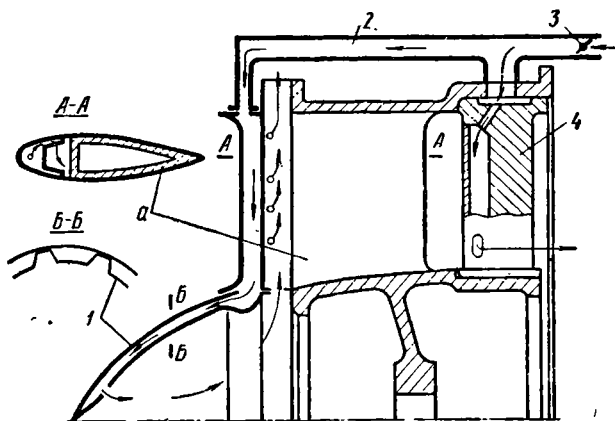
Однако защитные сетки и решетки создают дополнительное сопротивление на входе в компрессор, что снижает тягу двигателя и повышает удельный расход топлива. Кроме того, сетки и решетки требуют обогрева против обледенения. Попадание посторонних предметов в компрессор возможно только при работе в земных условиях (например, при взлете и посадке самолета), поэтому предохранительные решетки могут выполняться убирающимися в полете, как показано на схеме *б*. В этом случае решетка 1 выполнена в виде набора кольцевых секторов, которые шарнирно укрепляют в корпусе. Выпуск решетки и ее уборка осуществляется с помощью гидропривода 2.

Противообледенительная система. При температуре наружного воздуха около 0°C и при повышенной влажности его на входе у работающего компрессора наблюдается обледенение стенок, стоек и лопаток входного направляющего аппарата. При этом проходные сечения на входе в компрессор уменьшаются, что приводит к уменьшению тяги (мощности) двигателя и вызывает помпаж компрессора. При сильном обледенении двигатель может заглохнуть. Наконец, оторвавшиеся кусочки льда могут вызвать повреждение лопаток и вывести компрессор из строя.

Для предохранения от обледенения применяют обогрев входного устройства или впрыск в него антиобледенительной жидкости.

Обогрев входного устройства более эффективен и потому получил широкое применение. Он может быть осуществлен электрическим способом, горячими газами (продуктами сгорания) или нагретым воздухом. У ТВД обогрев стоек корпуса 5 (см. фиг. 2. 1) часто осуществляется отработанным горячим маслом.

В случае электрообогрева внутри отдельных частей входного устройства помещают нагревательные элементы, через которые пропускается ток. Недостатком электрообогрева является большая затрата электроэнергии.



Фиг. 2.7. Схема обогрева входного устройства горячим воздухом.

Для обогрева газом или воздухом отдельные части входного устройства выполняют полыми (двустенной конструкции). Горячие газы можно отбирать из выхлопного устройства двигателя или из основных камер сгорания. Для той же цели можно применять и специальные камеры сгорания, питаемые воздухом из промежуточных ступеней компрессора. Однако обогрев горячими газами приводит к громоздким коммуникациям и увеличивает пожарную опасность. Поэтому наиболее широко применяют обогрев входного устройства умеренно нагретым воздухом, который отбирается за последними ступенями компрессора. Этот способ обогрева представлен на общей схеме компрессора (см. фиг. 2. 1), а также отдельно на фиг. 2. 7.

При открытии заслонки 3 горячий воздух при температуре 200—250° С проходит по каналу 2 на обогрев пустотелых лопаток входного направляющего аппарата 4, стоек корпуса переднего подшипника а и обтекателя 1. Расход воздуха дозируется заслонкой 3 и калиброванными отверстиями в различных частях системы обогрева. При этом обогреваемые стенки нагреваются до 20÷40° С. При выходе из системы обогрева горячий воздух смешивается с основным воздухом, поступающим в компрессор, или отводится в атмосферу.

Обогрев включается только в случае возникновения опасности обледенения, так как при обогреве тяга (мощность) двигателя несколько падает. Включение и выключение обогрева может осуществляться автоматически.

Противопомпажные устройства. При изменении режима работы ГТД у компрессора изменяются расход воздуха и степень повышения давления. Вместе с этим изменяется распределение скоростей и давлений вдоль воздушного потока. При большом отклонении от расчетного режима площади проходных сечений и углы установки лопаток перестают соответствовать данному режиму работы, возникают срывы потока с образованием местных вихрей. Эти вихревые потоки неустойчивы. Распространяясь, они заполняют межлопаточные каналы, частично их закупоривают и затем срываются. Компрессор начинает работать неустойчиво, с пульсирующей подачей воздуха. Это явление называют помпажем. При помпаже тяга двигателя падает и экономичность его ухудшается. Возникают сильные вибрации, которые могут привести к поломкам лопаток и к выходу двигателя из строя. Поэтому работа двигателя при помпаже является недопустимой. Помпаж проявляется тем сильнее, чем больше данный режим отличается от расчетного и чем выше степень повышения давления компрессора.

Помпаж на режимах ниже расчетных обычно возникает в первых ступенях компрессора; помпаж в этом случае устраняется:

- а) перепуском 10—20% воздуха из одной или нескольких средних ступеней в атмосферу,
- б) поворотом лопаток направляющего и спрямляющих аппаратов первых ступеней.

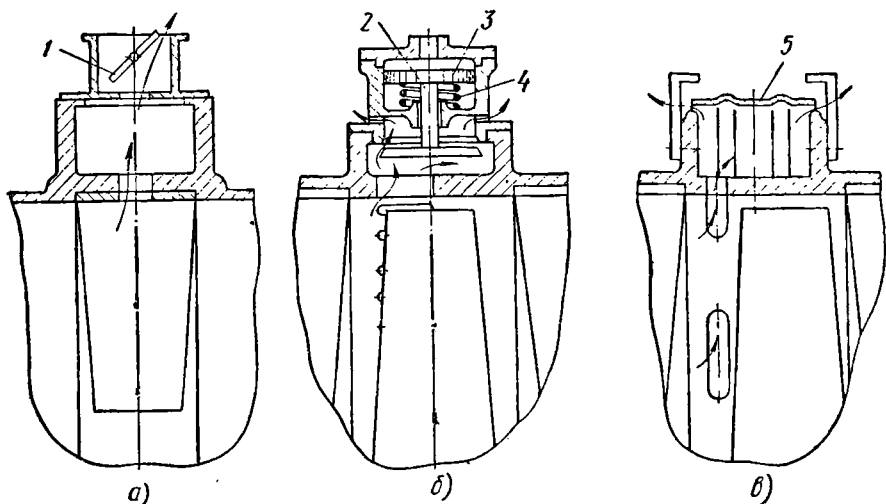
При перепуске воздуха увеличивается его расход и соответственно осевая скорость у первых ступеней. При повороте лопаток изменяется закрутка воздушного потока. В том и другом случае изменяются треугольники скоростей воздушного потока, приближаясь по подобию к расчетным. При этом обтекание профилей лопаток у первых ступеней улучшается и помпаж устраняется.

На фиг. 2.8 показаны схемы устройств для перепуска воздуха: а—с дроссельной заслонкой 1, б—с клапанным механизмом 2 и в—со стальной упругой лентой 5, которая обхватывает корпус компрессора и перекрывает окна, расположенные равномерно по его окружности. На фиг. 2.1 перепуск воздуха осуществляется дроссельной заслонкой 20 через патрубок 19.

Управление перепускными устройствами выполняется автоматически с помощью гидро- и пневмоприводов. На схеме б, например, открытие клапана 2 осуществляется поршнем 3, к которому под давлением подводится масло или воздух. После выхода компрессора на устойчивые режимы работы подачу масла или воздуха к поршню отключают и клапан под действием пружины 4 закрывается.

Поворотные лопатки устанавливают в направляющих и спрямляющих аппаратах на осях, допускающих их поворот. Примеры их выполнения показаны на фиг. 2. 25. Угол поворота лопаток в зависимости от режима работы двигателя регулируется автоматически.

Перепуском воздуха и поворотом лопаток первых ступеней пользуются также для облегчения запуска двигателя. В первом случае уменьшается расход воздуха через последние ступени компрессора, а во втором — уменьшается поступление воз-



Фиг. 2. 8. Схемы устройств перепуска воздуха.

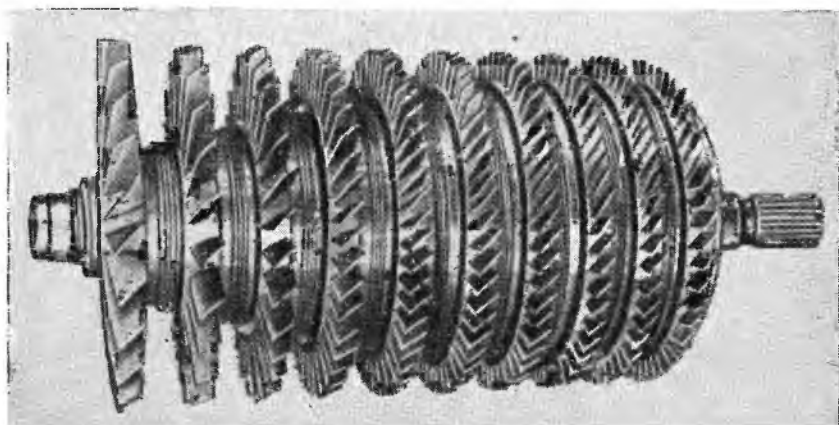
духа в компрессор. За счет этого снижается потребная мощность пусковых устройств для раскрутки ротора.

Разгрузочные камеры. Давление воздуха, проходящего через компрессор, от ступени к ступени возрастает, благодаря чему ротор нагружается осевым усилием, направленным в сторону входа — против потока воздуха. При этом может возникнуть значительная осевая нагрузка на упорно-опорный подшипник 13 (см. фиг. 2. 1). Для уменьшения ее у компрессоров часто применяют разгрузочные камеры 2 и 12, которые со стороны проточной части компрессора и подшипников ротора изолируют лабиринтными уплотнениями 16 и 18. Передняя камера 2 через канал 6 сообщается с одной из промежуточных ступеней компрессора, а задняя камера 12 сообщается через отверстие 17 и канал с атмосферой. Так как в камере 2 давление установится более высокое, чем в камере 12, то на ротор со стороны разгрузочных камер будет действовать осевое усилие, направленное в сторону выхода из компрессора. Благодаря этому результирующая осевая нагрузка на подшипник 13 уменьшится.

2.2. КОНСТРУКЦИЯ РОТОРА

На фиг. 2.9 показан ротор компрессора двигателя АИ-20 с десятью рядами рабочих лопаток.

Рабочие лопатки (фиг. 2.10) относятся к основным рабочим элементам компрессора. У лопатки различают рабочую (профильную) часть или перо 1 и ножку 2: При помощи последней лопатки крепят к ободу диска или к барабану ротора. У рабочего колеса лопатки образуют венец с криволинейными межлопаточными каналами. Для дозвуковых скоростей эти каналы выполняют



Фиг. 2.9. Ротор компрессора двигателя АИ-20.

расширяющимися — в форме диффузора, а для сверхзвуковых скоростей — более сложной формы, обеспечивающей переход сверхзвукового потока в дозвуковой.

Поперечные сечения пера лопаток имеют несколько изогнутый аэродинамический профиль. Кривизна профиля и угловое положение его у лопаток обычно выполняются переменными от периферийного сечения к корневому в соответствии с изменением треугольников скоростей у набегающего воздушного потока. Перо лопатки получается по длине как бы закрученным по винтовой линии. У коротких лопаток закрутку по длине часто не делают.

У выполненных конструкций компрессоров длина лопаток первых ступеней достигает 200—250 мм. Длину лопаток последних ступеней стремятся ограничить величиной не менее 25÷30 мм, так как при коротких лопатках относительные потери от перетекания воздуха через радиальные зазоры заметно возрастают и КПД понижается.

Хорда b профиля лопатки и шаг t лопаток у рабочего колеса связаны между собой и определяются густотой решетки лопаточного венца b/t . Густоту решеток выбирают по экспериментальным данным их продувок.

При работе лопатки находятся под действием центробежных и аэродинамических сил, которые вызывают растяжение, изгиб и скручивание их. При неравномерном воздушном потоке могут возникать также колебания лопаток. По условиям прочности толщину профиля лопаток делают переменной, с увеличением ее от периферийного к корневому сечению.

Лопатки компрессоров работают при умеренных температурах. Изготавливают их чаще всего из высокопрочных алюминиевых сплавов и из легированной стали. Применение алюминиевых лопаток ограничивается рабочей температурой не более 250°C . Стальные лопатки могут работать при температуре до $500 \div 550^{\circ}\text{C}$. Они имеют более высокую вибропрочность и лучше противостоят разрушению при попадании в компрессор посторонних предметов.

Наиболее прогрессивным методом изготовления лопаток является их штамповка с последующей чеканкой пера. Профильная часть лопаток выполняется с точностью: по линейным размерам $\pm 0,1 \text{ мм}$ и по угловым $\pm 15'$. Высокая чистота обработки (полирование) повышает вибропрочность лопаток, так как наличие мелких рисок может привести к образованию у них усталостных трещин.

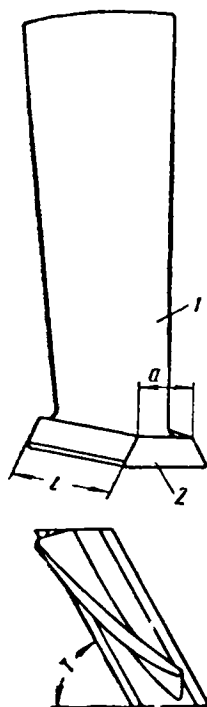
Для облегчения балансировки ротора рабочие лопатки комплектуются по весу. Разновес для каждого лопаточного венца допускается в пределах не более $5 \div 6 \text{ г}$.

Замки рабочих лопаток. Рабочие лопатки крепят к ротору при помощи замков.

На фиг. 2. 11 показаны некоторые типы этих замков: *а* — штифтовый, *б* — трапециевидный типа «ласточкин хвост», *в* — цилиндрический и *г* — типа «елочка».

У компрессоров широкое применение получил замок типа «ласточкин хвост», который отличается относительной простотой конструкции, малым весом и малыми геометрическими размерами. Этот замок имеет форму равнобокой трапеции с углом α между рабочими поверхностями порядка 40° .

Длина l и толщина a ножки лопатки определяются обычно условием, чтобы корневое сечение пера вписывалось в контур ножки (см. фиг. 2. 10). Замковые пазы на дисках могут располагаться параллельно оси ротора или под углом к ней в поперечном (окружном) направлении (см. фиг. 2. 12 *б* и *а*). Расположение пазов под углом γ в окружном направлении (косые пазы) позволяют сделать ножку лопатки более тонкой и легкой, а также разместить большее число лопаток на диске.

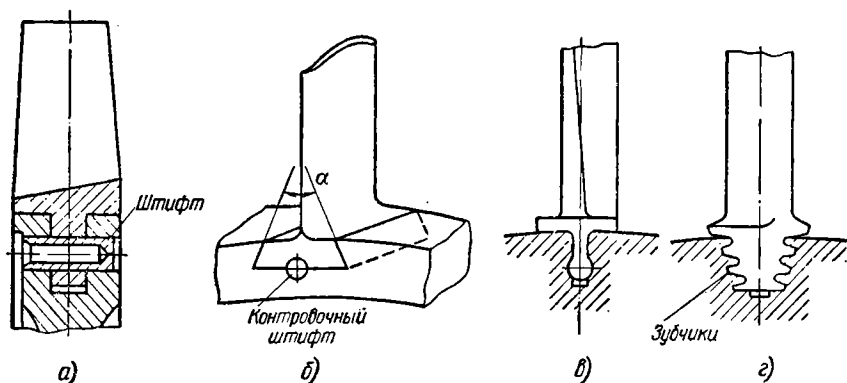


Фиг. 2. 10. Рабочая лопатка компрессора.

При переменном диаметре втулки d у проточной части компрессора (см. фиг. 2. 2) пазы выполняются под углом также и в продольном направлении. Примером этого могут служить лопатки первых ступеней ротора, представленного на фиг. 2. 12, в и 2. 17.

Посадку лопаток в замке типа ласточкин хвост осуществляют либо плотную — с натягом $0,01 \div 0,03$ мм, либо свободную — с зазором $0,01 \div 0,03$ мм. Свободная посадка облегчает замену лопаток и их подбор при балансировке роторов.

Елочный замок имеет малые габариты и способен воспринимать большие нагрузки, но в изготовлении он более сложен, чем трапециевидный замок.



Фиг. 2. 11. Крепление рабочих лопаток.

Елочный замок находит иногда применение для высоконагруженных лопаток. Посадку лопаток в елочном замке осуществляют обычно свободной.

Штифтовый и цилиндрический замки получаются тяжелее трапециевидных и потому имеют ограниченное применение.

Рабочие лопатки в замковых пазах обычно фиксируют резьбовыми или гладкими штифтами, пластинчатыми стопорами, специальными упорами и пр.

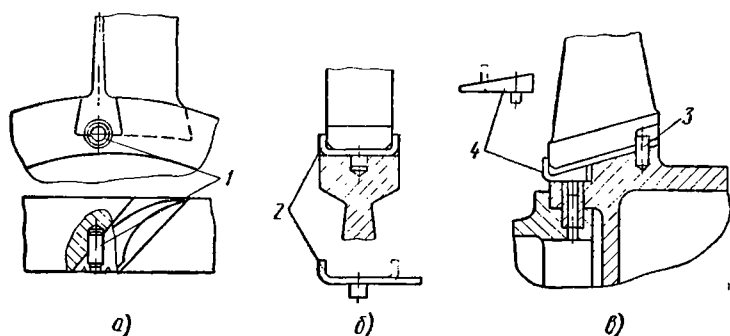
На фиг. 2. 12 показаны примеры фиксирования лопаток в замковых пазах:

а — фиксирование лопатки гладким штифтом 1, который запрессовывают в отверстие, расположенное под углом к пазу в стыке лопатки с диском. После запрессовки штифта отверстие зачеканивают;

б — фиксирование лопатки пластинчатым стопором 2. Последний своим выступом предварительно устанавливают в гнездо, выполненное в пазу диска. После этого в замковый паз до упора в загнутый конец стопора заводят лопатку и свободный конец стопора отгибают на ее ножку;

в — фиксирование лопатки упорным штифтом 3 и пластинчатым замком 4. На фиг. 2. 13 показана установка лопатки с таким фиксированием на диске.

Фиксирование штифтами (см. фиг. 2.12, а) применяют при плотной посадке лопаток в замке. Пластинчатые стопоры удобны при свободной посадке лопаток в замке; они обеспечивают легкость замены лопаток. Однако пластинчатые замки не допускают больших нагрузок со стороны лопаток. Последние возникают под действием центробежной силы лопатки, если паз замка имеет уклон в продольном направлении (см. фиг. 2.12, в). В этом случае применяют упоры для восприятия нагрузки. Пластинчатый же стопор, установленный с другой стороны лопатки, нагрузки не воспринимает.



Фиг. 2.12. Фиксирование лопаток в замковых пазах.

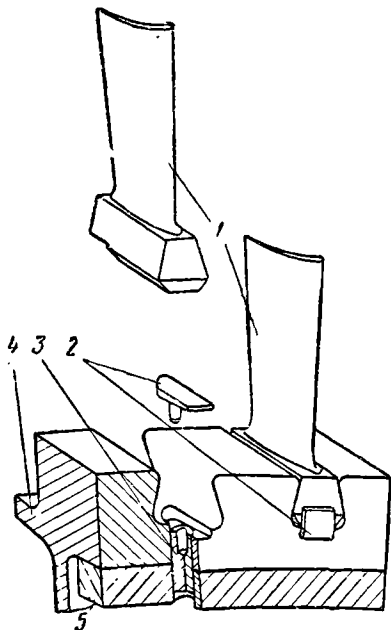
Роторы компрессоров (фиг. 2.14) различают трех типов: а—барабанного, б—дискового и в—смешанного (диско-барабанного).

Ротор барабанного типа представляет собой тонкостенный барабан, к торцам которого крепят опорные цапфы. На наружной поверхности барабана имеются продольные или поперечные (кольцевые) профильные пазы для крепления лопаток. При большом числе ступеней барабаны можно делать составными. Роторы барабанного типа обладают высокой изгибной жесткостью и отличаются простотой конструкции. Однако по условиям прочности они допускают на внешней поверхности окружные скорости вращения не более $180 \div 200$ м/сек.

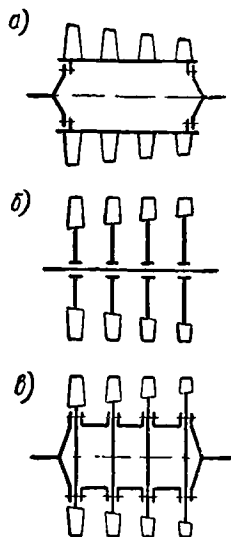
Ротор дискового типа представляет собой вал с насаженными на нем дисками. Диски обладают большей прочностью, чем барабан и допускают окружные скорости порядка $340 \div 400$ м/сек. Однако роторы дискового типа обладают меньшей изгибной жесткостью и потому валы у них приходится делать массивными.

Роторы смешанного типа состоят из отдельных дисков, соединенных в барабан с помощью промежуточных тонкостенных колец, либо посредством развитых буртов у дисков. Они обладают достоинствами роторов барабанного и дискового типов и потому получили широкое применение.

На фиг. 2. 15 показаны формы профилей дисков: *а* — диск постоянной толщины, *б* — диск конический и *в* — диск сложной формы. Два последних, в сравнении с диском постоянной толщины, имеют меньший вес. На схеме *г* показан диск с центральным отверстием.



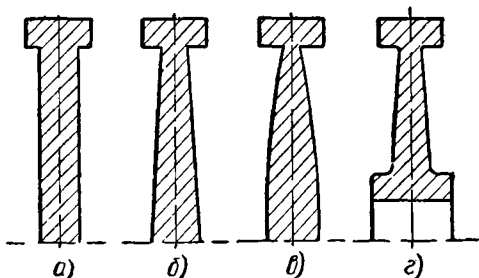
Фиг. 2.13. Установка рабочей лопатки на роторе двигателя АИ-20. 1—рабочая лопатка, 2—замок, 3—штифт, соединяющий диски, 4 и 5—диски ротора.



Фиг. 2.14. Типы роторов.

Отверстие ослабляет диск. Поэтому для увеличения прочности такой диск делают с развитой ступицей. Толщину дисков определяют из условий прочности. В периферийной части диски имеют развитый обод, на котором располагают пазы для крепления лопаток.

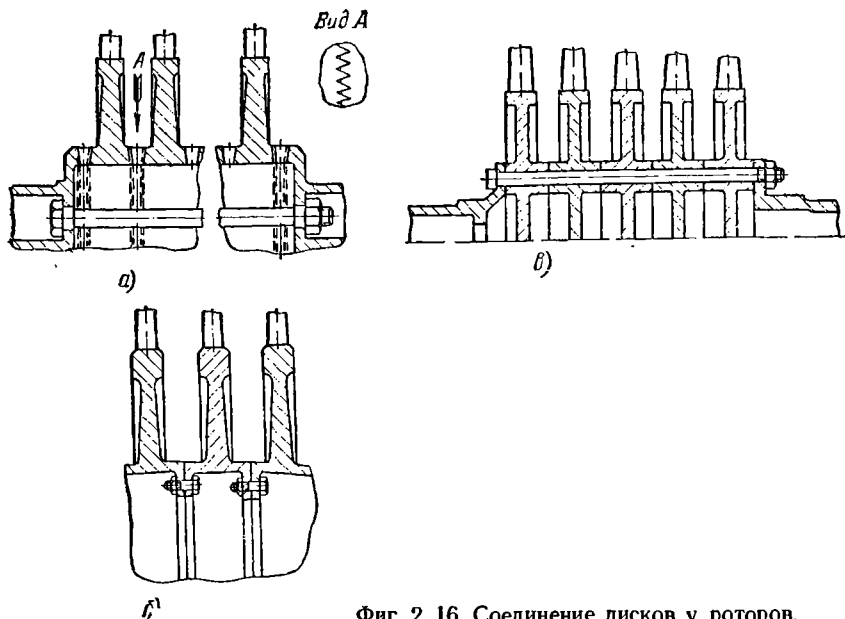
Способы соединений дисков друг с другом, а также с валами и опорными цапфами у роторов смешанного типа весьма разнообразны. Эти соединения должны обеспечивать надежное центрирование дисков и валов, высокую прочность, достаточную изгибную жесткость, малый вес и удобство монтажа.



Фиг. 2.15. Формы профилей у дисков.

достаточную изгибную жесткость, малый вес и удобство монтажа.

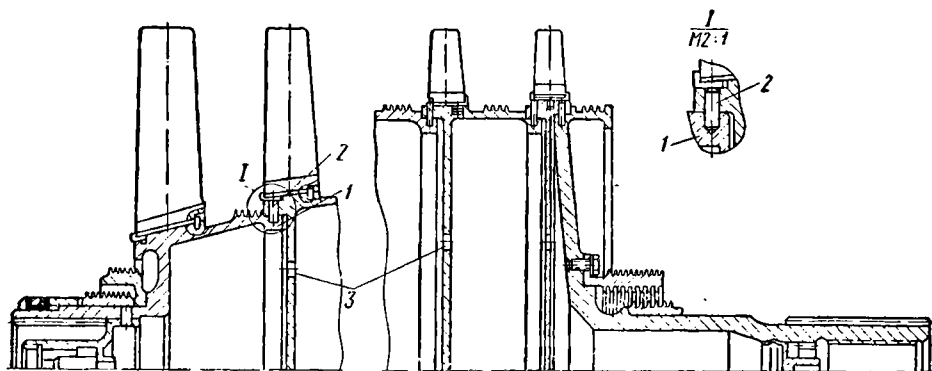
На фиг. 2. 16 показаны следующие примеры соединений у роторов компрессора: *а* — с помощью торцевых треугольных шлицев и центрального стяжного болта, *б* — фланцевое соединение с по-



Фиг. 2. 16. Соединение дисков у роторов.

мощью коротких болтов и *в* — фланцевое соединение с помощью длинных стяжных болтов.

На фиг. 2. 17 показан ротор смешанного типа, у которого соединение осуществлено радиальными штифтами 2 с прессовой



Фиг. 2. 17. Ротор компрессора двигателя АИ-20 с дисками, соединенными радиальными штифтами.

посадкой дисков на буртики 1. Штифты запрессованы в отверстиях, расположенных в пазах под лопатками. Этим предохраняют штифты от выпадания под действием центробежных сил.

Для выравнивания давления в полости ротора в дисках сделаны отверстия 3. Суфлирующие отверстия имеются также в одном поясе у стенки барабана.

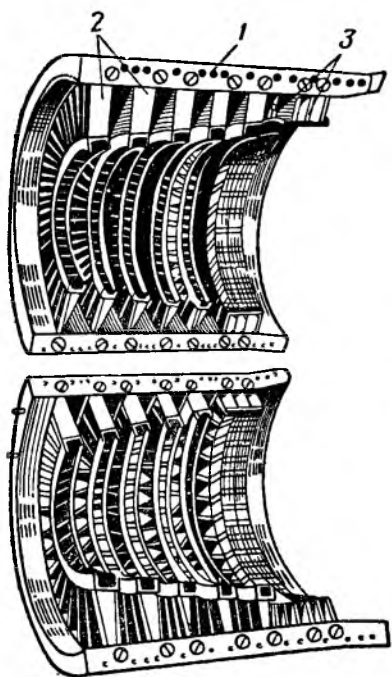
Роторы компрессоров при работе нагружаются значительными инерционными и газовыми силами, крутящим и изгибающим моментами.

Диски компрессоров изготовляют из высокопрочных алюминиевых и титановых сплавов и из легированной стали.

2.3. КОНСТРУКЦИЯ СТАТОРА

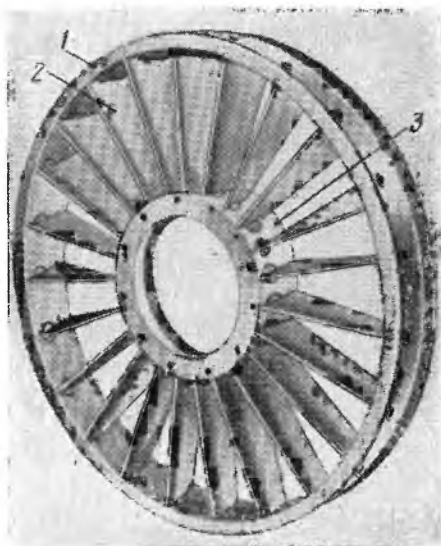
На фиг. 2. 18 показан корпус со спрямляющими аппаратами.

Направляющие и спрямляющие аппараты компрессора образуются кольцевым набором неподвижных лопаток и несущими их элементами. Последними служат кольца в виде



Фиг. 2. 18. Разъемный корпус компрессора.

1—корпус компрессора, 2 и 3—спрямляющие аппараты.



Фиг. 2. 19. Входной направляющий аппарат двигателя АИ-20.

1—наружное кольцо, 2—направляющие лопатки, 3—внутреннее кольцо.

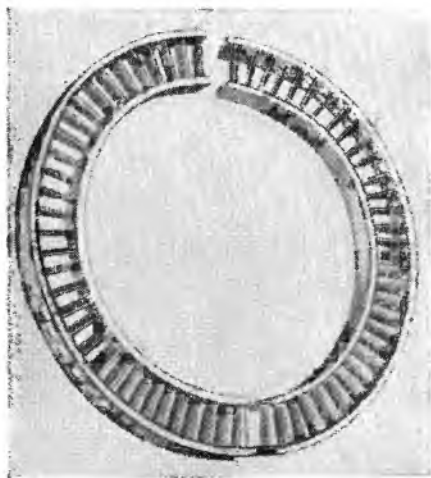
бандажей или непосредственно сам корпус компрессора. Для примера на фиг. 2. 19 и 2. 20 изображены входной направляющий и спрямляющий аппараты двигателя АИ-20.

Направляющие и спрямляющие лопатки, как и рабочие, относятся к основным рабочим элементам компрессора. В поперечных

сечений они имеют несколько изогнутый аэродинамический профиль. По длине направляющие и спрямляющие лопатки выполняют часто с постоянной толщиной профиля.

Длину, хорду, кривизну профильной части лопаток, а также число лопаток определяют газодинамическим расчетом. При этом густоту решетки профилей выбирают на основании экспериментальных данных продувок.

При работе направляющие и спрямляющие лопатки подвергаются изгибу и скручиванию под действием аэродинамических сил. Кроме того, при неравномерном потоке могут возникать колебания лопаток.



Фиг. 2.20. Спрямляющий аппарат двигателя АИ-20.

Лопатки изготовляют из высокопрочных алюминиевых сплавов или из стали точной штамповкой, прецизионным литьем или из катаной профилированной ленты. Профильную часть лопаток тщательно полируют. Точность изготовления ее такая же, как и рабочих лопаток.

Для обогрева лопатки входного направляющего аппарата вдоль входной кромки делают полыми, как показано на фиг. 2.21. У лопаток *а* и *б* полости выполнены фрезерованием с последующей приваркой кромки или ее заваркой. У лопатки *в* — пустотелую

входную кромку выполняют из листовой стали и приваривают точечной сваркой к стальным пробкам, запрессованным в тело алюминиевой лопатки.

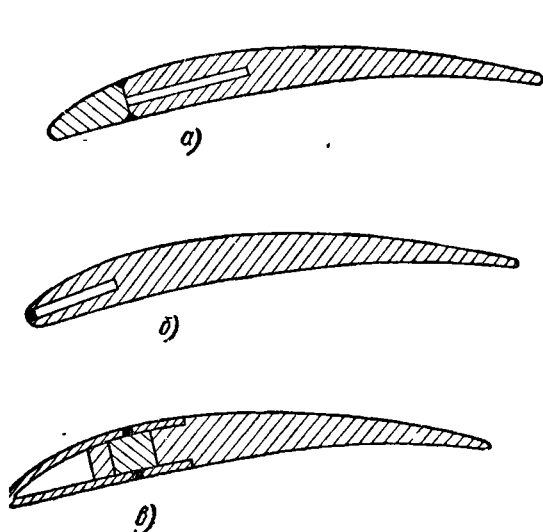
По конструкции направляющие и спрямляющие аппараты различают:

- а) с консольным и двухопорным креплением лопаток;
- б) разъемные и неразъемные в осевой плоскости компрессора;
- в) разборные и неразборные;
- г) с поворотными и неповоротными лопатками.

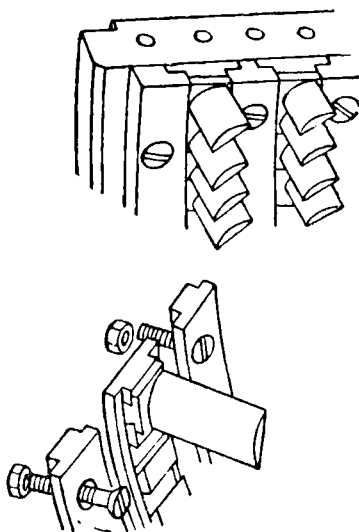
На фиг. 2.22 показано консольное крепление спрямляющих лопаток. Лопатки укрепляют в продольных профильных пазах полукольца с помощью замков типа ласточкин хвост. Полукольца, несущие лопатки, в свою очередь укрепляют в корпусе компрессора с помощью накладных промежуточных полуколец и болтов, имеющих потайные круглые головки. При консольном креплении лопаток внутреннее опорное кольцо аппарата отсутствует и внутренний контур проточной части образуется стенкой ротора.

Лопатки с консольным креплением имеют большую склонность к вибрациям, чем двухпорные, и потому выполняются более толстыми.

На фиг. 2. 20 и 2. 23 показан разъемный, неразборный спрямляющий аппарат с двухпорными неповоротными лопатками. Аппарат сварной конструкции имеет разъем в осевой плоскости компрессора. Каждая часть спрямляющего аппарата состоит из наружного 2 и внутреннего 4 полуколец П-образного сечения, изготовленных прокаткой из 1,5 мм стали, и стальных лопаток 3,



Фиг. 2. 21. Обогреваемые лопатки входного направляющего аппарата.



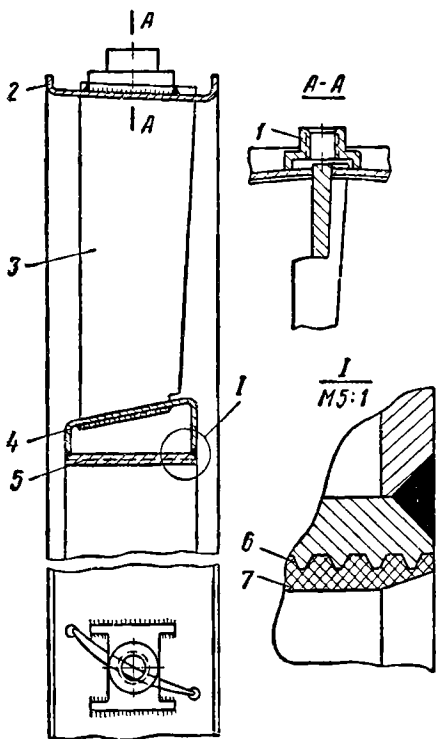
Фиг. 2. 22. Консольное крепление спрямляющих лопаток.

изготовленных методом точного литья с последующим полированием. Полукольца имеют профильные просечки, в которые вставляют лопатки и заваривают их с торцов электродуговой сваркой. К внутреннему полукольцу 4 электродуговой сваркой приварено лабиринтное стальное полукольцо 5, образующее с гребешками ротора воздушное уплотнение. Последнее препятствует перетеканию воздуха с выходной стороны спрямляющего аппарата на входную его сторону. На полукольце 5 методом металлизации наносят мягкий слой 7 толщиной 0,7 мм, состоящий из алюминиевой пудры и графита. Для лучшего сцепления слоя 7 с лабиринтным полукольцом 5 на последнем выполнена резьба 6.

С помощью отбуртовок у наружных полуколец спрямляющие аппараты устанавливают в корпусе компрессора и закрепляют болтами. Болты ввертывают в бобышки 1, приваренные к наружным полукольцам аппаратов.

На фиг. 2. 19 и 2. 24 показан входной направляющий аппарат и направляющая лопатка. Аппарат является неразъемным, разборным с двухпорными неподвижными лопатками.

Лопатки 1 стальные, выполнены методом точного литья; по концам они имеют цапфы а и б, которыми устанавливаются в кольцах аппарата. Цапфа б имеет лыску для фиксирования. Для обогрева у лопаток выфрезерованы канавки в, которые затем со стороны передней кромки и верхнего торца завариваются электродуговой или аргоно-дуговой сваркой. Верхняя цапфа а выполнена пустотелой и имеет два сверления, сообщающиеся с помощью паза г с канавкой в. Паз лопатки выполняют электроэрозийным способом.



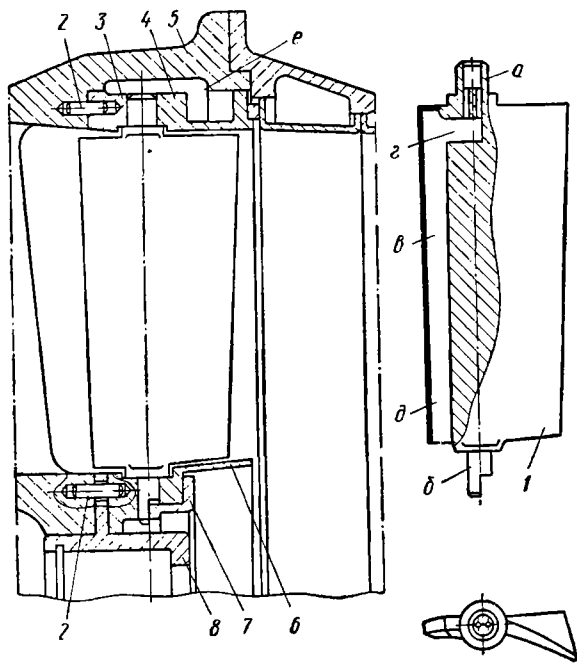
Фиг. 2. 23. Спрямляющий аппарат двигателя АИ-20.

Входной направляющий аппарат устанавливается в корпусе 5 переднего подшипника. При этом наружные кольца 3 и 4 центрируют в проточках корпуса 5, а внутреннее кольцо 6 — по стакану переднего подшипника 8. Фиксируют их штифтами 2 и закрепляют шпильками.

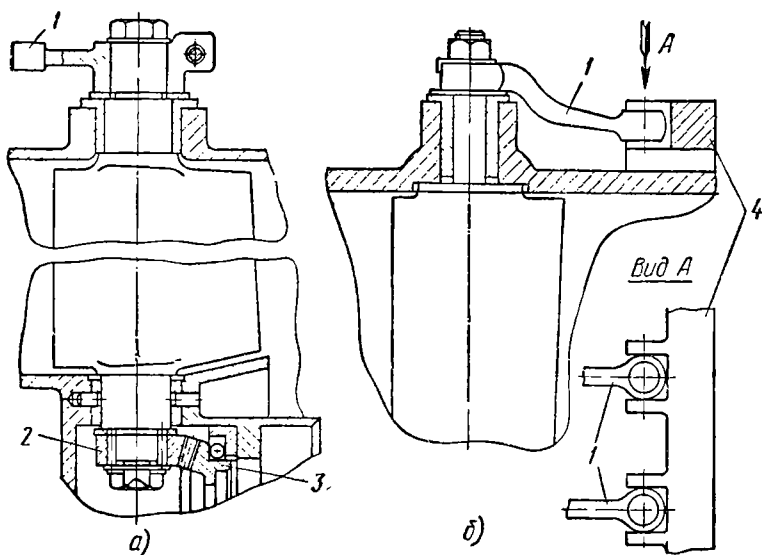
Угловое положение лопаток фиксируют стопорной шайбой 7. В кольцевую полость корпуса 5 из последней ступени компрессора подводится горячий воздух, который через отверстия в цапфах а проходит в канавки в, обогревает лопатки и выходит с нижнего торца лопаток д, смешиваясь с общим потоком воздуха на входе в компрессор.

На фиг. 2. 25 показано устройство поворотных лопаток направляющих и спрямляющих аппаратов. Своими цапфами лопатки установлены подвижно во втулках (подшипниках). У аппарата а лопатки соединены с помощью зубчатых секторов 2 с центральной конической шестерней 3, установленной подвижно внутри корпуса. На одной из лопаток установлен рычаг управления 1, которым можно изменять угловое положение лопаток аппарата.

У аппарата б лопатки соединены с помощью рычагов 1 и кольца 4. Кольцо подвижно установлено снаружи на корпус компрессора. В его пазы входят головки рычагов 1, установленные



Фиг. 2.24. Входной направляющий аппарат двигателя АИ-20.



Фиг. 2.25. Устройство поворотных лопаток спрямляющих и направляющих аппаратов.

на всех лопатках. Поворотом кольца изменяют угловое положение лопаток аппарата.

Корпус компрессора в зависимости от формы проточной части может иметь форму цилиндра, усеченного конуса или более сложную форму. С внутренней стороны в корпусе укрепляют спрямляющие аппараты (см. фиг. 2. 18), а со стороны торцов к нему крепят корпуса подшипников ротора, образующие также вход и выход воздуха у компрессора.

Корпус компрессора входит в силовую систему двигателя. Он воспринимает скручивающие моменты от спрямляющих аппаратов и изгибающие моменты от сил веса и сил инерций. С внутренней стороны он находится под повышенным давлением воздуха. Обычно на корпусе компрессора располагаются узлы крепления двигателя к самолету и через него передается усилие тяги двигателя.

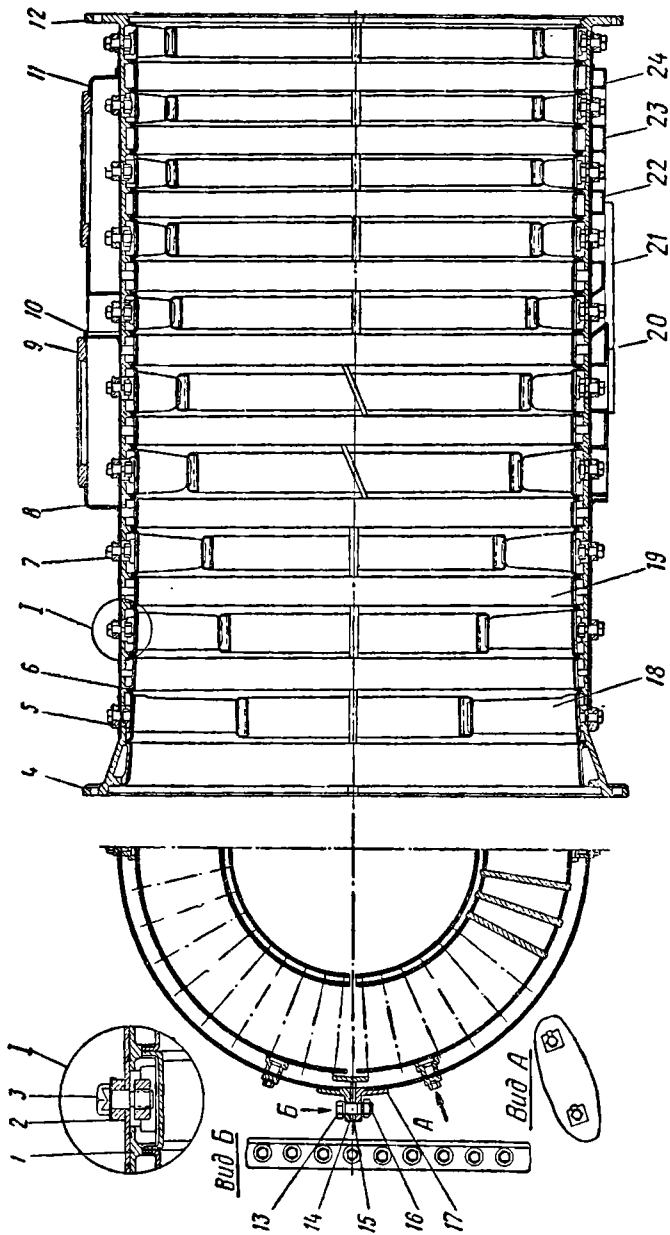
Корпус компрессора выполняют в виде тонкостенной отливки из легких сплавов или сварной конструкции из листовой стали. Для обеспечения прочности и жесткости у стенок корпуса делают продольные и поперечные ребра.

Корпус компрессора может быть разъемным и неразъемным. Разъемный корпус имеет продольный монтажный разъем, как показано на фиг. 2. 18. Неразъемный корпус выполняют в виде целого барабана. В этом случае при сборке ротор предварительно собирают со спрямляющими аппаратами, а затем заводят в корпус со стороны его торца. После этого спрямляющие аппараты закрепляют в корпусе.

На фиг. 2. 26 показан корпус компрессора двигателя АИ-20 с установленными в нем спрямляющими аппаратами. Корпус цилиндрической формы, разъемный, стальной, сварной конструкции. Разъем выполнен в горизонтальной плоскости. К стенкам корпуса приварены поперечные 4 и 12 и продольные 14 и 17 фланцы. Поперечные фланцы служат для крепления корпусов подшипников ротора, а продольные — для соединения частей корпуса. Для уплотнения стыка между продольными фланцами поставлена алюминиевая прокладка 15.

С внутренней стороны к каждой части корпуса приварены по 12 Т-образных 1 и по три П-образных 24 полукольца жесткости. Одновременно они служат для установки спрямляющих аппаратов 18. На наружной поверхности корпуса приварены бобышки 5 и 7 для болтов 3, крепящих спрямляющие аппараты.

Рабочие кольца 19 установлены в корпусе между соседними спрямляющими аппаратами и образуют радиальный зазор у рабочих колес ротора. На фиг. 2. 27 отдельно показано рабочее кольцо. Кольцо неразъемное, выполнено из стали и имеет П-образное сечение. На внутренней его поверхности наносится мягкое покрытие, на внешней его поверхности имеется упор 1. При монтаже рабочие кольца устанавливают на рабочих лопатках ротора, после чего последний накрывают корпусом. От проворачивания



Фиг. 2.26. Корпус компрессора двигателя АИ-20.

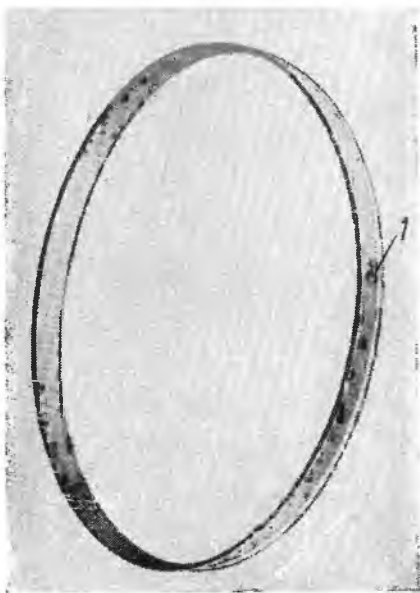
1—полукольцо жесткости, 2—контрольный замок, 3—болт крепления спрямляющего аппарата, 4—передний фланец, 5 и 7—бобышки спрямляющих аппаратов под болты 3, 6—стенка корпуса, 8 и 11—ресиверы, 9—фланец, 10—задний жесткости,

12—полукольцо жесткости, 13—шайба, 14 и 17—продольные фланцы, 15—прокладка, 16—болт, 18—спрямляющий аппарат, 19—рабочее кольцо, 20 и 23—ресиверы, 21—планка, 22—стаканчик, 24—полукольцо жесткости.

рабочие кольца фиксируются своим упором с помощью прокладки 15 (см. фиг. 2. 26).

Перепуск воздуха у компрессора АИ-20 осуществляется за V и VIII ступенями с помощью четырех клапанов 5 и 6, расположенных по два на верхней и нижней частях корпуса (см. фиг. 2. 3). Для отбора воздуха из компрессора к корпусу приварены четыре ресивера коробчатой формы 8 и 11 на верхней части и 20

и 23 на нижней части корпуса (см. фиг. 2. 26). Из компрессора воздух проходит в ресиверы через 64 отверстия, выполняемые в стенках корпуса за V и VIII ступенями и поступает к клапанам перепуска, установленным на фланце 9 каждого ресивера. Стаканчики 10, вваренные в ресиверы, служат для доступа к болтам 3 крепления спрямляющих аппаратов.



Фиг. 2. 27. Рабочее кольцо

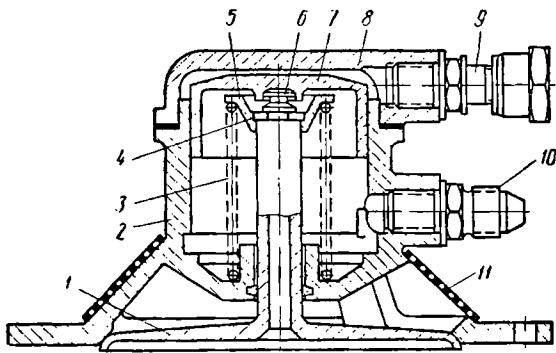
На фиг. 2. 28 показан клапан перепуска с гидравлическим управлением. Клапан выполнен по схеме б фиг. 2. 8 и состоит из корпуса 2, крышки 8, клапана 1 и поршня 7. Корпус и крышка отлиты из магниевого сплава. В центральной части корпуса расположена направляющая бобышка для штока клапана 1, а над нею — цилиндр для поршня 7. Шту-

цер 10 служит для слива масла, просочившегося через поршень. В нижней части боковых стенок корпуса выполнены три окна, закрытые сетками 11. Через них воздух отводится в атмосферу.

Клапан 1 стальной. В закрытом положении он поддерживается пружиной 3, которая опирается верхним своим концом на тарелку 5. Тарелка укреплена на штоке клапана с помощью разрезной шайбы 4, заложенной в проточку штока клапана. Поршень 7 выполнен из алюминиевого сплава. С помощью пяты 6 он упирается в шток клапана. На крышке 8 установлен штуцер 9 для подвода масла в рабочую полость гидропоршня.

При включении перепуска воздуха из компрессора через штуцер 9 подводится под давлением масло к поршню 7. Поршень, перемещаясь вниз, преодолевает упругость пружины 3 и открывает клапан 1. Для прекращения перепуска гидроцилиндр отключается от масломагистрали и клапан под действием пружины закрывается. Масло при этом из полости поршня идет на слив.

Управление клапанами перепуска осуществляется автоматически. При запуске двигателя клапаны 5 и 6 (см. фиг. 2.3) открываются. При достижении ротором 8600 об/мин закрываются кла-



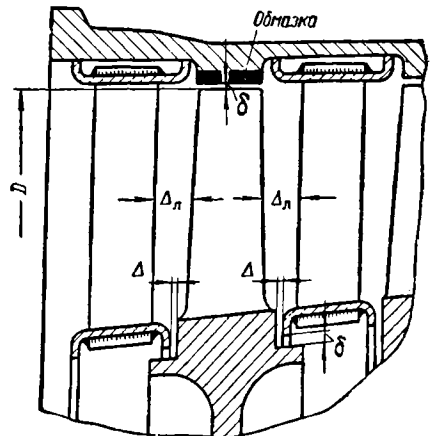
Фиг. 2.28. Клапан перепуска воздуха двигателя АИ-20.

паны 6 (за VIII ступенью), а при достижении 11 000 об/мин — клапаны 5 (за V ступенью). На расчетных режимах работы двигателя клапаны закрыты.

2.4. ЗАЗОРЫ И УПЛОТНЕНИЯ РОТОРА КОМПРЕССОРА

Для свободного вращения ротора без заклинивания его в статоре из-за температурных расширений, упругих деформаций, несоосности и перекосов в подшипниках и т. п. между статором и ротором компрессора создают радиальные δ и осевые Δ зазоры (фиг. 2.29). Радиальные зазоры стремятся делать возможно меньшими, так как через них происходит перетекание воздуха, которое снижает КПД компрессора

Радиальные зазоры могут быть уменьшены наложением на стенку статора слоя мягкой обмазки из специальной пасты толщиной до 2÷3 мм. Для лучшего сцепления обмазки со стенкой статора на последней протачивают винтовую нарезку 6 (см. фиг. 2.23). В случае задевания ротора о статор паста легко счищается, образуя зазор.



Фиг. 2.29. Зазоры в рабочем колесе.

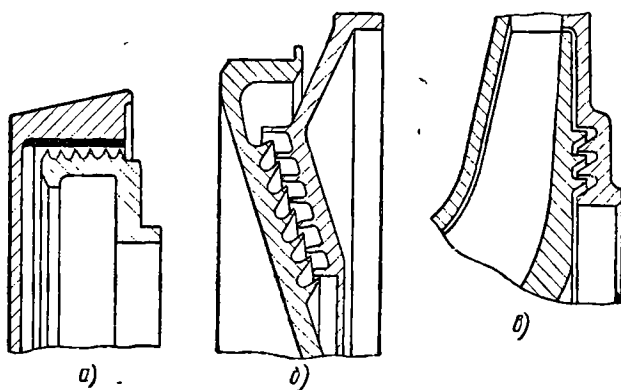
1152

Относительный радиальный зазор у компрессоров устанавливают в пределах

$$\frac{2\delta}{D} = 0,002 \div 0,005,$$

где D — диаметр, от которого назначен зазор.

Осевые зазоры Δ между ротором и статором обеспечивают при сборке специальными регулировочными кольцами 15, установленными в узле упорно-опорного подшипника (см. фиг. 2. 1). Осе-



Фиг. 2. 30. Виды лабиринтных уплотнений.

вой зазор между рабочими лопатками и лопатками спрямляющих аппаратов устанавливается в пределах

$$\Delta_{\text{л}} = (0,15 \div 0,4) b,$$

где b — длина хорды у лопатки.

Увеличение зазора $\Delta_{\text{л}}$ благоприятно сказывается на выравнивании скоростей у воздушного потока. При этом опасность вибраций у лопаток уменьшается. Однако с увеличением $\Delta_{\text{л}}$ длинные размеры компрессора и его вес увеличиваются.

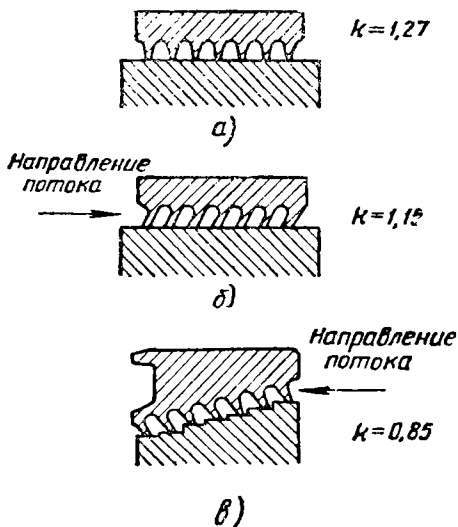
Лабиринтное уплотнение. Для уменьшения перетекания воздуха через зазоры между внутренними кольцами спрямляющих аппаратов и ротором, а также по концам ротора устанавливают лабиринтные уплотнения. Последние состоят из ряда кольцевых канавок — расширительных камер, отделенных друг от друга гребешками.

На фиг. 2. 30 показаны три вида лабиринтных уплотнений ГТД: a — на цилиндрической стенке, b — на конической стенке и v — на вертикальной стенке. В последних двух случаях лабиринтные гребешки обычно выполняют у двух смежных деталей с образованием между ними кольцевых расширительных камер.

При протекании через лабиринтное уплотнение воздух в малых зазорах, образованных гребешками, приобретает скорость, которая затем в расширительных камерах частично теряется с переходом кинетической энергии в тепло.

Это явление в теплотехнике называется мятием. В каждой камере устанавливается свое давление, постепенно понижающееся от первой к последней камере. Чем больше гребешков имеет лабиринтное уплотнение, тем больше его сопротивление и тем меньше утечка воздуха через него. При расположении гребешков лабиринтного уплотнения на конической и вертикальной стенках эффективность уплотнения повышается за счет изменения направления движения воздуха.

Величину утечки воздуха или газов через лабиринтное уплотнение можно приближенно определить по формуле Стодолы:



Фиг. 2.31. Поправочный коэффициент k [см. формулу (2.1)] у лабиринтных уплотнений.

$$G_{\text{ут}} = kf \sqrt{\frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{z p_1 v_1}} \text{ кг/сек}, \quad (2.1)$$

где p_1 и p_2 — давления соответственно перед уплотнением и за ним;

v_1 — удельный объем воздуха или газа перед уплотнением;

z — число гребешков в уплотнении;

g — ускорение силы тяжести;

f — проходная площадь зазора;

k — поправочный коэффициент.

На фиг. 2.31 даны значения поправочного коэффициента k с учетом конструкции лабиринтного уплотнения.

Пример. Определить утечку воздуха через лабиринтное уплотнение типа *a* (см. фиг. 2.31) у передней разгрузочной камеры 2 (см. фиг. 2.1).

Дано: $p_1 = 5$ атм. абс.; $p_2 = 1$ атм. абс.; $v_1 = 0,264$ м³/кг; $f = 645 \cdot 10^{-6}$ м²; $z = 6$; $k = 1,27$.

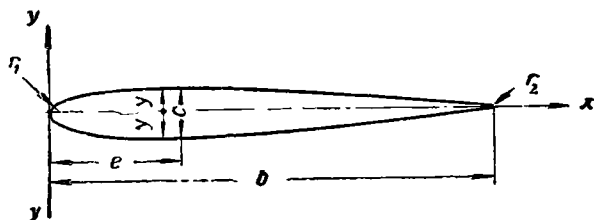
Утечка воздуха по формуле (2.1) равна:

$$G_{\text{ут}} = 1,27 \cdot 645 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{9,81(50\,000^2 - 10\,000^2)}{6 \cdot 50\,000 \cdot 0,264}} = 0,45 \text{ кг/сек.}$$

2.5. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА

В качестве исходного профиля при профилировании лопаток осевого компрессора чаще всего применяют симметричный профиль, координаты которого приведены на фиг. 2.32 в % от длины хорды b и от наибольшей толщины профиля c .

Толщина профиля c обычно выражается через длину хорды b . У рабочих лопаток толщина профиля по длине меняется. При



Фиг. 2.32. Симметричный компрессорный профиль $c-4$.

	$c=0,1b$	$r_1=0,12c$	$r_2=0,06c$	$e=0,3b$					
$x\%b$	0	1,25	2,5	5,0	7,5	10	15	20	30
$y\%c$	0	1,65	22,7	30,8	36,2	40,2	45,5	48,3	50,0
$x\%b$	40	50	60	70	80	90	95	100	
$y\%c$	48,9	45,7	40,5	33,7	25,4	16,0	10,6	0	

этом для корневого сечения, обычно принимают $c=(0,1\div 0,12)b$, а для периферийного сечения $c=0,04b$. У направляющих и спрямляющих лопаток толщина профиля по длине лопаток делается часто постоянной.

Построение профиля начинают с его средней линии ABC (фиг. 2.33). Длину хорды b изогнутого профиля определяют обычно при газодинамическом расчете.

У дозвуковых ступеней она составляет:
у первых ступеней

$$b=(0,22\div 0,3)L;$$

у последних ступеней

$$b=(0,4\div 0,55)L,$$

где L — длина лопатки.

Длина хорды по длине лопатки либо сохраняется постоянной, либо несколько изменяется.

Кривизна профиля θ получается из газодинамического расчета:

$$\theta=\chi_1+\chi_2,$$

где χ_1 и χ_2 — углы входной и выходной кромок профиля. Угол χ_1 составляет обычно около 60% от θ . Положение точки B — максимальной вогнутости профиля задается размером $a=(0,4\div 0,45)b$.

Кривая средней линии профиля ABC описывается либо дугами двух окружностей, либо дугой параболы. В первом случае радиусы ρ_1 и ρ_2 сопряженных дуг окружностей находят из выражений

$$\rho_1 = \frac{a}{\sin \chi_1} \quad \text{и} \quad \rho_2 = \frac{b-a}{\sin \chi_2}.$$

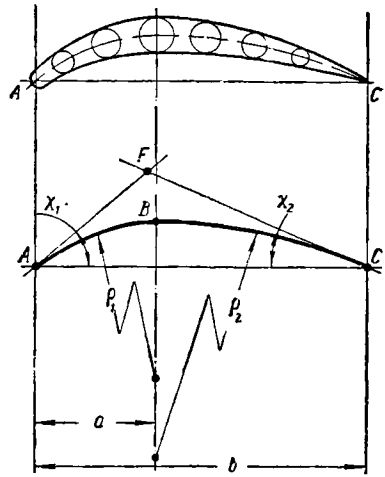
Центры окружностей ρ_1 и ρ_2 располагают на одной прямой; дуги окружностей проходят через точки A и C и сопрягаются в точке B . Длину средней линии профиля ABC определяют по формуле

$$l = \rho_1 \chi_1 + \rho_2 \chi_2.$$

Здесь углы χ_1 и χ_2 взяты в радианах. Длина l соответствует длине хорды b исходного профиля.

Пользуясь табличными данными исходного профиля, на средней линии изогнутого профиля ABC откладывают точки x , из которых радиусом y проводят окружности. Огибающие их сопрягаются радиусами r_1 и r_2 входной и выходной кромок (см. фиг. 2.33).

Полученный таким образом профиль сечения располагают у лопатки под определенным углом, который находят из газодинамического расчета.



Фиг. 2.33. Построение профиля лопатки.

2.6. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет лопаток по профильной части

Рабочие лопатки осевых компрессоров находятся при работе под действием центробежных и газовых сил. Первые вызывают у них напряжение растяжения, а вторые — изгиба.

Расчет лопаток на растяжение

При вращении ротора у элемента лопатки dr , расположенного на радиусе r (фиг. 2.34), возникает центробежная сила

$$dC = \frac{\gamma}{g} F \omega^2 r dr,$$

где γ — удельный вес лопатки;

g — ускорение силы тяжести;

F — площадь сечения лопатки на радиусе r ;

ω — угловая скорость вращения.

Для части лопатки, расположенной выше радиуса R , центробежная сила

$$C = \frac{\gamma \omega^2}{g} \int_R^{R_0} Fr \, dr, \quad (2.2)$$

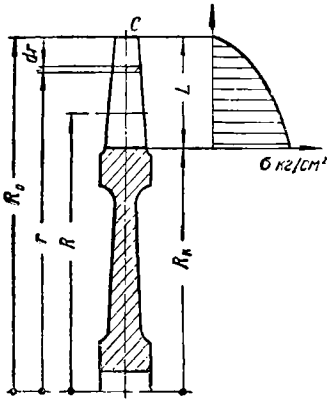
где R_0 — радиус периферийного сечения.

Если лопатка имеет по длине постоянное сечение ($F = \text{const}$), то центробежная сила

$$C = \frac{\gamma \omega^2}{2g} F (R_0^2 - R^2)$$

и напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{C}{F} = \frac{\gamma \omega^2}{2g} (R_0^2 - R^2). \quad (2.3)$$



Фиг. 2.34. К расчету лопатки на растяжение.

$$\sigma_p = \frac{\gamma \omega^2}{2g} (R_0^2 - R_k^2) = \frac{\gamma \omega^2}{g} L R_{cp}, \quad (2.4)$$

где $L = R_0 - R_k$ — длина лопатки.

$R_{cp} = \frac{R_0 + R_k}{2}$ — средний радиус пера лопатки.

Для снижения напряжений толщину профиля рабочих лопаток уменьшают по длине от корня к периферии. При этом площадь сечения F рабочих лопаток компрессоров обычно меняется по линейному закону

$$F = F_k - (F_k - F_0) \frac{r - R_k}{L}, \quad (2.5)$$

где F_k и F_0 — площади корневого и периферийного сечений.

Подставив выражение (2.5) в (2.2) и взяв интеграл в пределах от R_k до R_0 , получим центробежную силу для корневого сечения лопатки:

$$C_k = \frac{\gamma \omega^2}{2g} F_k (R_0^2 - R_k^2) \left[1 - \frac{1}{3} \left(1 - \frac{F_0}{F_k} \right) \left(1 + \frac{R_0}{R_0 + R_k} \right) \right]$$

или приняв во внимание, что $R_0 = R_k + L$, получим

$$C_k = \frac{\gamma \omega^2}{2g} (F_k + F_0) L R_{cp}, \quad (2.6)$$

где $R_{ц}$ — радиус расположения центра тяжести пера лопатки,

$$R_{ц} = R_{к} + \frac{L}{3} \left(1 + \frac{1}{\frac{F_{к}}{F_0} + 1} \right). \quad (2.7)$$

Напряжение растяжения в корневом сечении лопатки

$$\sigma_p = \frac{C_{к}}{F_{к}} = \frac{\gamma \omega^2}{2g} \left(1 + \frac{F_0}{F_{к}} \right) L R_{ц}, \quad (2.8)$$

Напряжение растяжения у рабочих лопаток первых ступеней компрессора допускают — для лопаток из алюминиевого сплава до 1300 кг/см^2 , а для стальных лопаток до 3500 кг/см^2 . У последних ступеней компрессора для стальных лопаток напряжение растяжения допускают до 1500 кг/см^2 .

Пример. Определить напряжение растяжения от центробежной силы у корневого сечения рабочей лопатки осевого компрессора.

Дано: $R_{ц} = 50,2 \text{ см}$; $\gamma = 2,85 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^3$;

$F_{к} = 6,35 \text{ см}^2$; $\omega = 487 \text{ 1/сек}$;

$L = 18,85 \text{ см}$; $F_0 = 2,49 \text{ см}^2$.

Напряжение в корневом сечении у лопатки по формуле (2.8) равно:

$$\sigma_p = \frac{2,85 \cdot 10^{-3} \cdot 487^2}{2 \cdot 981} \left(1 + \frac{2,49}{6,35} \right) 18,85 \cdot 50,2 = 455 \text{ кг/см}^2.$$

Расчет лопаток на изгиб

Моменты от газовых сил изгибают рабочую лопатку, которая представляет собой консольную балку. Действие газовых сил (фиг. 2.35) рассматривают в плоскости вращения (окружная нагрузка) и в осевой плоскости (осевая нагрузка).

Окружная сила P_u возникает от динамического воздействия потока на лопатку. Интенсивность окружной нагрузки (нагрузка на единицу длины лопатки) определяется по мощности, затрачиваемой на вращение рабочего колеса, или по изменению количества движения у потока воздуха в окружном направлении при проходе его через лопаточный венец:

$$\left. \begin{aligned} \text{или} \quad q_u &= \frac{71620 N}{n R_{ср} z L}, \\ q_u &= \frac{G_v (c_{1u} - c_{2u})}{g z L}, \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

где N — мощность, потребляемая рабочим колесом;

n — число оборотов;

$R_{ср}$ — средний радиус лопаточного венца;

z — число лопаток;

L — длина лопатки;

G_v — секундный расход воздуха;

g — ускорение силы тяжести;
 c_{1u} и c_{2u} — окружные скорости воздуха соответственно на входе и на выходе лопаточного венца.

Условимся направление скорости c_{1u} принимать за положительное. Окружная нагрузка от газовых сил на лопатку компрессора действует в направлении против вращения колеса.

Осевая сила P_a возникает от статического и динамического воздействия потока на лопатку. Интенсивность осевой нагрузки определяется разностью статических давлений p_1 и p_2 , действующих по обе стороны лопаточного венца, и изменением количества движения у потока воздуха в осевом направлении, при прохождении его через лопаточный венец:

$$q_a = \frac{(p_1 - p_2) 2\pi R_{cp}}{z} + \frac{G_B (c_{1a} - c_{2a})}{gzL}, \quad (2.10)$$

где p_1 и p_2 — статические давления перед лопаточным венцом и за ним;

c_{1a} и c_{2a} — осевые скорости воздуха соответственно на входе и на выходе лопаточного венца.

У осевых компрессоров $p_1 < p_2$ и $c_{1a} \geq c_{2a}$. Знак минус, который получается у q_a при определении по формуле (2.10), указывает на то, что осевая нагрузка от газовых сил действует против потока воздуха — в сторону входа. Интенсивность окружной и осевой нагрузок по длине лопаток принимаем постоянной.

Примем при определении изгибающих нагрузок у лопатки основную систему координат XUr (фиг. 2.36), где

Фиг. 2.35. Силы давления газов, действующие на лопатки.

ось OY совпадает с осью вращения ротора, ось Or проходит через центр тяжести корневого сечения лопатки, которое у нее является расчетным, а ось OX располагается в плоскости вращения.

За положительные направления осей принимаем:

у оси OY — по потоку воздуха (газов);

у оси Or — от оси вращения к концу лопатки;

у оси OX — то направление, при котором совмещение положительных полуосей OX и Or достигается поворотом полуоси Ox в направлении вращения ротора на угол 90° .

Для лопатки имеем случай изгиба консольной балки с равномерно распределенной нагрузкой от газовых сил. У корневого сечения лопатки изгибающие моменты имеют наибольшие значения

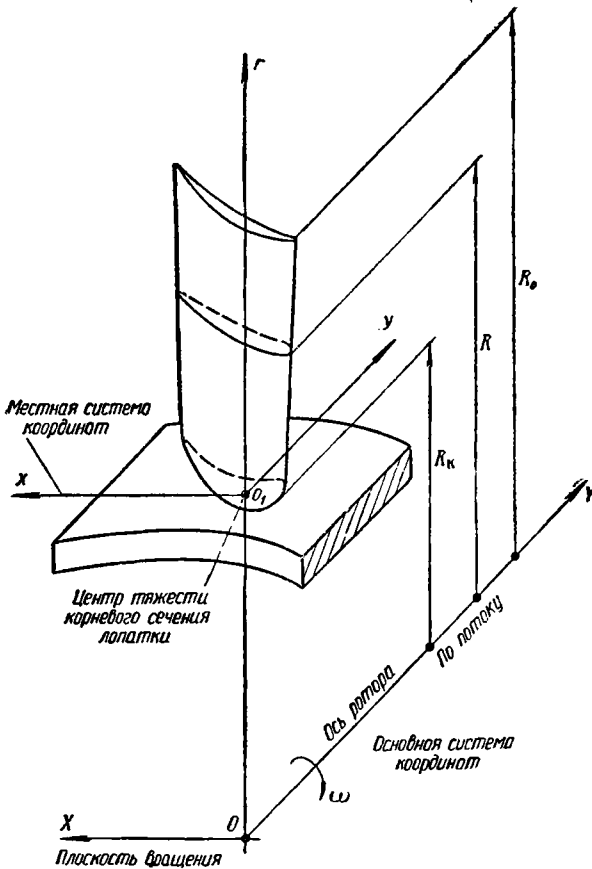
Изгибающие моменты от газовых сил в плоскости вращения XOr и в осевой плоскости YOr будут:

для текущего сечения, расположенного на радиусе R

$$M_y = q_a \frac{(R_0 - R)^2}{2} \quad \text{и} \quad M_x = q_a \frac{(R_0 - R)^2}{2} \quad (2.11)$$

и для расчетного корневого сечения на радиусе R_k

$$M_{yк} = q_a \frac{L^2}{2} \quad \text{и} \quad M_{xк} = q_a \frac{L^2}{2}. \quad (2.12)$$



Фиг. 2. 36. К расчету на прочность лопаток на изгиб.

Пример. Определить изгибающие моменты от газовых сил у корневого сечения лопатки осевого компрессора.

Дано: $G_B = 148 \text{ кг/сек}$; $z = 35$; $c_{1a} - c_{2a} = 10 \text{ м/сек}$; $R_{ср} = 51,57 \text{ см}$; $c_{1u} - c_{2u} = 121 \text{ м/сек}$; $p_2 - p_1 = 0,206 \text{ кг/см}^2$; $L = 18,85 \text{ см}$.

Интенсивность окружной нагрузки по формуле (2.9)

$$q_u = \frac{148 \cdot 12100}{981 \cdot 35 \cdot 18,85} = 2,77 \text{ кг/см.}$$

Интенсивность осевой нагрузки по формуле (2.10)

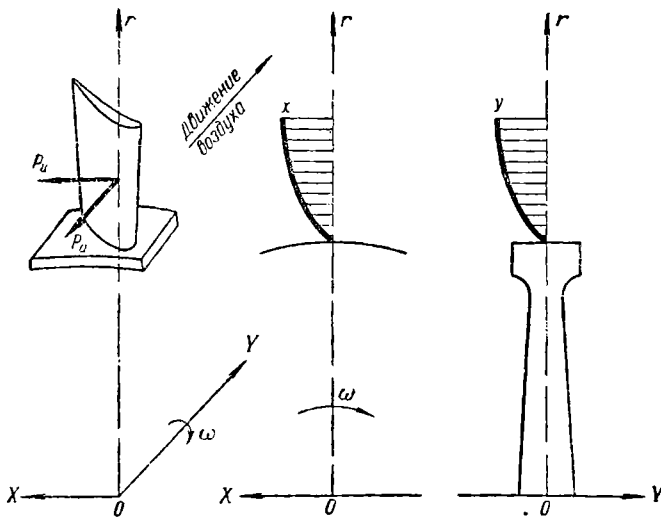
$$q_a = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 51,57 \cdot 0,206}{35} - \frac{148 \cdot 1000}{981 \cdot 35 \cdot 18,85} = 1,68 \text{ кг/см.}$$

Окружной и осевой изгибающие моменты в корневом сечении по формулам (2.12)

$$M_{yк} = 2,77 \frac{18,85^2}{2} = 492 \text{ кг·см;}$$

$$M_{xк} = 1,68 \frac{18,85^2}{2} = 299 \text{ кг·см.}$$

Выносы сечений у лопатки. Ось лопатки проходит через центры тяжести ее поперечных сечений. Отклонение оси ло



Фиг. 2.37. Выносы сечений у лопатки компрессора.

патки от оси Or основной системы координат (фиг. 2.37) называют *выносом сечений*. Выносы сечений лопатки делают в плоскости вращения ротора XOr и в осевой плоскости YOr . Обычно выносы сечений задают координатами их центров тяжести x и y .

Так как в случае выносов сечений центры тяжести их не будут лежать на оси Or , то под действием центробежной силы в плоскостях выносов XOr и YOr у лопатки возникнут изгибающие моменты m_y и m_x .

Выносы сечений у лопаток делают для разгрузки их от изгиба газовыми силами. Поэтому направления действия изгибающих моментов от центробежных сил m_y и m_x и от газовых сил — M_y и M_x должны быть противоположными. На фиг. 2.37 показаны выносы сечений лопатки в плоскостях XOr и YOr , при которых

происходит разгрузка ее от изгиба газовыми силами. Направление вращения ротора в этом случае принято по часовой стрелке, если смотреть вдоль газового потока.

Если принять направления действия моментов от газовых сил за положительные, то суммарные изгибающие моменты в плоскости вращения $M_{\Sigma y}$ и в осевой плоскости $M_{\Sigma x}$ для текущего сечения лопатки, расположенного на радиусе R , будут

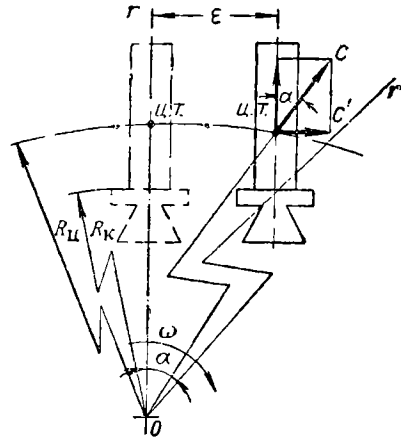
$$M_{\Sigma y} = M_y - m_y \text{ и } M_{\Sigma x} = M_x - m_x \quad (2.13)$$

и для корневого сечения, расположенного на радиусе R_k

$$M_{\Sigma y_k} = M_{y_k} - m_{y_k} \text{ и } M_{\Sigma x_k} = M_{x_k} - m_{x_k}. \quad (2.14)$$

Выносом сечений лопатки достигают разгрузки ее от изгиба на 50÷60%. Выносы сечений лопаток могут выполняться по различным законам. Простейшим из них является линейный закон, при котором ось лопатки прямолинейна и имеет наклон к оси Or основной системы координат.

Часто ограничиваются выносом сечений лопаток компрессоров только в плоскости вращения XOr . Линейный закон выноса в плоскости XOr может быть обеспечен параллельным смещением оси лопатки на рабочем колесе по ходу его вращения на величину ε (фиг. 2.38). При этом смещении ось лопатки наклоняется к оси Or , проходящей через центр тяжести корневого сечения и у центробежной силы C появляется горизонтальная составляющая



Фиг. 2.38. Смещение лопатки на рабочем колесе.

$$C' = C \sin \alpha,$$

которая и будет вызывать изгиб у лопатки.

Между углом α и смещением ε существует следующая связь:

$$\varepsilon = R_{ц} \sin \alpha$$

и изгибающий момент у расчетного корневого сечения лопатки будет:

$$m_{y_k} = C (R_{ц} - R_k) \sin \alpha = C \left(1 - \frac{R_k}{R_{ц}}\right) \varepsilon, \quad (2.15)$$

где $R_{ц}$ и R_k — радиусы расположения центра тяжести пера лопатки и ее корневого сечения.

Пример. Определить суммарный изгибающий момент у лопатки компрессора в плоскости вращения при смещении ее на рабочем колесе (см. фиг. 2.38).

Дано: $M_y = 492 \text{ кг} \cdot \text{см}; L = 18,85 \text{ см}; F_k = 6,35 \text{ см}^2;$
 $F_0 = 2,49 \text{ см}^2; R_k = 42,15 \text{ см}; e = 0,8 \text{ см};$
 $\gamma = 2,85 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^3; \omega = 487 \text{ 1/сек}; R_{\text{ц}} = 50,2 \text{ см}.$

Центробежная сила у пера лопатки по формуле (2.6) равна

$$C_k = \frac{2,85 \cdot 10^{-3} \cdot 487^2}{2 \cdot 981} (6,35 + 2,49) \cdot 18,85 \cdot 50,2 = 2870 \text{ кг}.$$

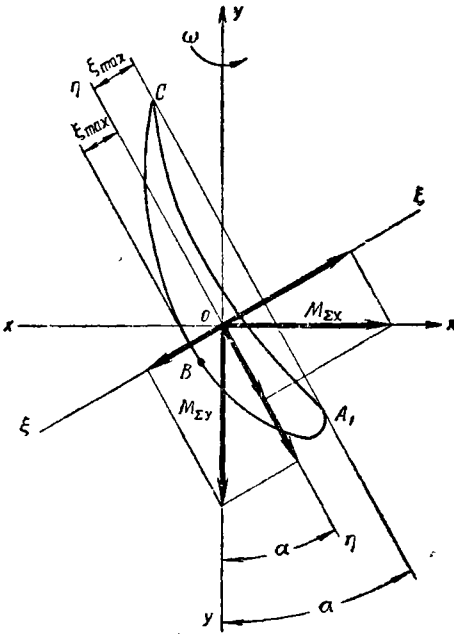
Изгибающий момент от центробежной силы в плоскости вращения по формуле (2.15)

$$m_{\text{ук}} = 2870 \cdot 0,8 \left(1 - \frac{42,15}{50,2} \right) = 367 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Суммарный изгибающий момент в плоскости вращения по формуле (2.14)

$$M_{\Sigma \text{ ук}} = 492 - 367 = 125 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Изгиб лопатки относительно главной центральной оси. При рассмотрении изгиба примем для расчетного корневого сечения лопатки местную систему координат $хоу$. При этом начало координат расположим в центре тяжести сечения, а оси $ох$ и $оу$ направим параллельно одноименным осям основной системы координат, т. е. ось $ох$ — в плоскости вращения, а $оу$ — параллельно оси ротора (см. фиг. 2.36). Суммарные изгибающие моменты $M_{\Sigma y}$ и $M_{\Sigma x}$ от газовых и центробежных сил изгибают лопатку в расчетном корневом сечении относительно осей координат $оу$ и $ох$. Сечение лопатки имеет главные центральные оси η — η и ξ — ξ с началом координат в центре тяжести сечения (фиг. 2.39). Система координат $\xi\eta$ повернута относительно местной системы координат на угол α . В расчетах полагают угол α равным углу, образованному хордой A_1C



Фиг. 2.39. Векторы изгибающих моментов у лопатки компрессора.

четах полагают угол α равным углу, образованному хордой A_1C профиля лопатки с осью вращения колеса $уу$.

Так как изгибающие моменты лопаток не лежат в главных плоскостях расчетного сечения, то мы имеем здесь случай косо

изгиба балки. Как известно, косой изгиб обычно рассматривают как два плоских изгиба, действующих в двух взаимно-перпендикулярных главных плоскостях, проходящих через главные центральные оси координат перпендикулярно расчетному сечению.

Применяя векторное изображение моментов, следует изгибающие моменты M_{Σ_x} и M_{Σ_y} разложить по главным осям $\eta-\eta$ и $\xi-\xi$ расчетного сечения лопатки, а затем сложить их составляющие с учетом знаков.

Напомним, что вектор момента перпендикулярен к плоскости его действия. Направление вектора момента определяют по следующему правилу: если смотреть с конца вектора (со стороны стрелки) на плоскость действия момента, то момент будет стремиться повернуть систему против часовой стрелки.

Для лопаточных профилей главные моменты инерции поперечных сечений J_η и J_ξ находятся в следующем соотношении:

$$J_\eta = (0,01 \div 0,05) J_\xi.$$

Поэтому с достаточной для практики точностью можно ограничиться расчетом лопаток на изгиб относительно только одной главной центральной оси $\eta-\eta$ с минимальным моментом инерции сечения J_η (в плоскости наименьшей жесткости).

Изгибающий момент относительно оси $\eta-\eta$ равен:

$$M_\eta = M_{\Sigma_x} \sin \alpha + M_{\Sigma_y} \cos \alpha. \quad (2.16)$$

Знак момента M_η определяется знаками составляющих моментов M_{Σ_x} и M_{Σ_y} . Напряжение изгиба в расчетном сечении

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_\eta \xi}{J_\eta}, \quad (2.17)$$

где ξ — координата расчетной точки в расчетном сечении лопатки; J_η — главный (наименьший) момент инерции расчетного сечения лопатки (относительно оси $\eta-\eta$).

Наибольшие напряжения изгиба получаются в точках A_1 , B и C сечения лопатки, как наиболее удаленных от оси $\eta-\eta$.

Суммарные напряжения от растяжения и изгиба. При положительном изгибающем моменте M_η в точках A_1 и C профиля будет растяжение, а в точке B — сжатие (см. фиг. 2.39).

Наибольшие суммарные нормальные напряжения в расчетном сечении получаются в точках A_1 и C :

$$\sigma_{\Sigma \text{max}} = \sigma_{\text{р}} + \sigma_{\text{и}}, \quad (2.18)$$

где $\sigma_{\text{р}}$ — напряжение растяжения;

$\sigma_{\text{и}}$ — наибольшее напряжение изгиба в расчетном сечении (в точках A_1 и C).

Допускаемые суммарные напряжения у рабочих лопаток первых ступеней компрессора от растяжения и изгиба следующие: для

лопаток из алюминиевого сплава до 2000 кг/см^2 , а для стальных лопаток до 5000 кг/см^2 . Для стальных лопаток последних ступеней компрессора суммарные напряжения допускают до 4000 кг/см^2 .

Пример. Определить напряжения изгиба и максимальное суммарное напряжение в корневом сечении лопатки осевого компрессора.

Дано: $M_{\Sigma x} = 299 \text{ кг}\cdot\text{см}$; $M_{\Sigma y} = 125 \text{ кг}\cdot\text{см}$; $\alpha = 25^\circ 22'$, $J_\eta = 0,483 \text{ см}^4$
 $\sigma_p = 467 \text{ кг/см}^2$; $\xi = 0,663 \text{ см}$.

Изгибающий момент относительно оси η — η по формуле (2.16):

$$M_\eta = 299 \sin 25^\circ 22' + 125 \cos 25^\circ 22' = 241 \text{ кг}\cdot\text{см}.$$

Наибольшее изгибающее напряжение по формуле (2.17) будет:

$$\sigma_{ii} = \frac{241 \cdot 0,663}{0,483} = 330 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее суммарное напряжение в корневом сечении по формуле (2.18):

$$\sigma_{\Sigma \max} = 467 + 330 = 797 \text{ кг/см}^2.$$

Определение площади, положения центра тяжести и момента инерции сечения лопаток

При расчете на прочность у лопатки необходимо предварительно определить площадь поперечного сечения, положение центра тяжести и момент инерции сечения. Площадь поперечного сечения обычно определяют планиметрированием по формуле:

$$F = \frac{m_1}{m_2} k \text{ см}^2,$$

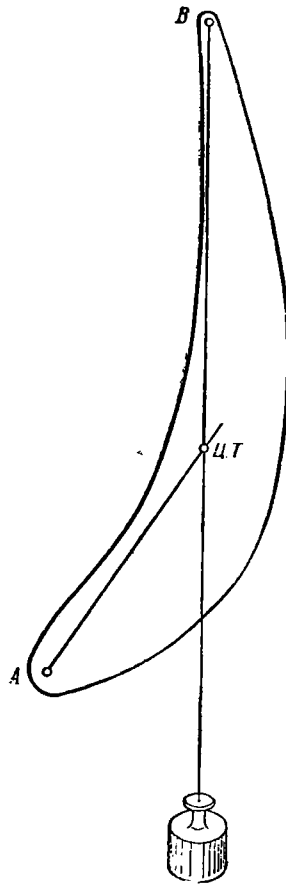
где m_1 — масштаб или цена деления планиметра (число кв. см. приходящихся на одно деление счетчика);

m_2 — масштаб, в котором вычерчен профиль;

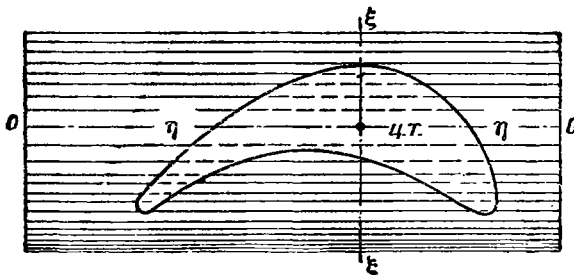
k — показание счетчика планиметра.

Центр тяжести сечения можно найти последовательным подвешиванием в двух точках макета профиля, вырезанного из ватмана. Пользуясь отвесом из тонкой нити, на макете прочерчивают вертикальные линии из точек A и B (фиг. 2.40). В точке пересечения этих линий находится центр тяжести макета, а следовательно и сечения лопатки. Макет сечения лопатки выполняют обычно в увеличенном масштабе.

Для определения момента инерции J_η сечения лопатки следует пользоваться масштабными сетками, которые накладывают на расчетное сечение лопатки (фиг. 2.41). При этом ось сетки o — o совмещают с главной центральной осью координат η — η , относительно которой определяют момент инерции сечения J_η . Длины отрезков, отсекаемых профилем лопатки у линий сетки, за исключением осевой линии o — o , измеряют и затем складывают.



Фиг. 2.40. Определение центра тяжести сечения методом подвешивания.



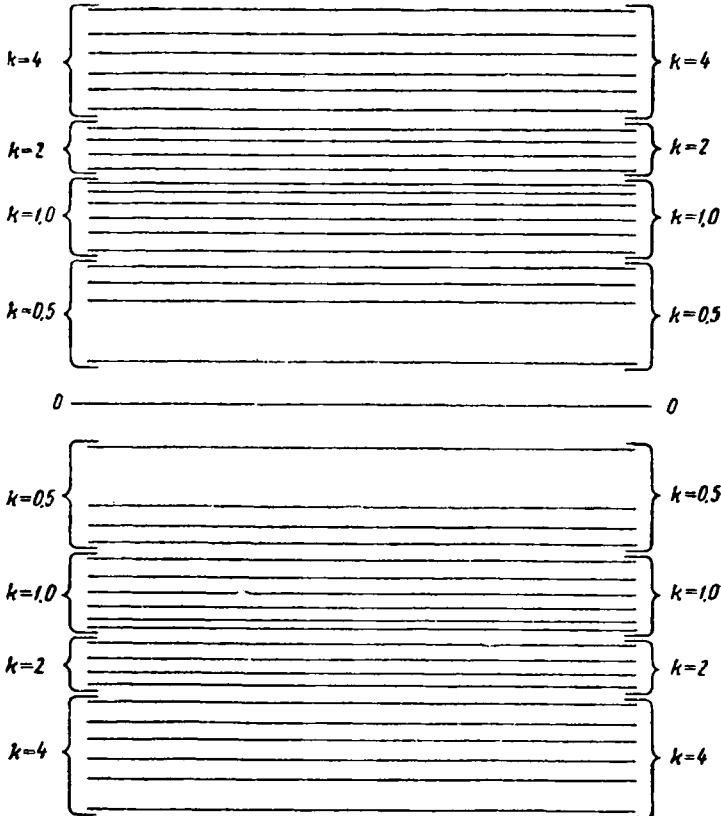
Фиг. 2.41. К определению момента инерции сечения лопатки при помощи сеток.

Момент инерции сечения определяют по формуле

$$J_{\eta} = \frac{k}{m^4} \sum l_i,$$

где k — параметр сетки (указывается на сетке);
 m — масштаб сечения лопатки;
 $\sum l_i$ — сумма длин отрезков, выраженная в см.

Чем меньше параметр k сетки, тем выше точность определения момента инерции.



Фиг. 2.42. Комбинированная сетка для определения моментов инерции у сечений.

На фиг. 2.42 показана комбинированная сетка, имеющая ряд линейных участков с различными параметрами k . В этом случае при определении момента инерции сечения лопатки J_{η} ось сетки $o-o$ совмещают с осью координат $\eta-\eta$ и для каждого параметра k_i определяют свою суммарную длину отрезков $\sum l_i$, отсекаемых профилем. Момент инерции сечения в этом случае определяют по формуле:

$$J_{\eta} = \frac{1}{m^4} \left[k_1 \sum l_1 + k_2 \sum l_2 + k_3 \sum l_3 + \dots \right].$$

Комбинированная сетка обеспечивает большую точность определения J_7 . Значения ординат сетки для ее построения приведены в таблице.

Ординаты комбинированной сетки

k	0,5				1,0					
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
у мм	5,70	12,95	15,50	17,35	19,50	21,85	23,80	25,40	26,90	28,20

Продолжение

k	2,0				4,0					
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
у мм	30,0	32,0	33,9	35,6	37,8	40,3	42,7	44,8	47,6	50,9

Для бóльшей точности определения J_7 профили лопатки следует вычерчивать в увеличенном масштабе (5 : 1 или 10 : 1). Для удобства пользования сетку обычно вычерчивают на кальке.

Расчет замка лопатки типа «ласточкин хвост»

Замок лопатки нагружен центробежной силой $C_{л}$ от массы всей лопатки (пера и ножки).

Нормальная составляющая силы $C_{л}$ будет равна (фиг. 2.43)

$$N = \frac{C_{л}}{2 \sin \alpha},$$

где угол α обычно составляет 15—20°.

Напряжение смятия на боковой поверхности замка будет:

$$\sigma_{см} = \frac{N}{F} = \frac{C_{л}}{2 \sin \alpha \cdot F}, \quad (2.19)$$

здесь $F = al$ — площадь опорной поверхности замка (см. фиг. 2.43).

Выступ диска, расположенный между двумя соседними лопатками, рассчитывают на отрыв силой Q (фиг. 2.44)

$$Q = C + C_{в}, \quad (2.20)$$

где C — центробежная сила от двух смежных лопаток, нагружающая выступ диска.

$$C = 2N \sin\left(\alpha + \frac{\beta}{2}\right) = C_L \frac{\sin\left(\alpha + \frac{\beta}{2}\right)}{\sin \alpha}$$

и C_B — центробежная сила выступа диска

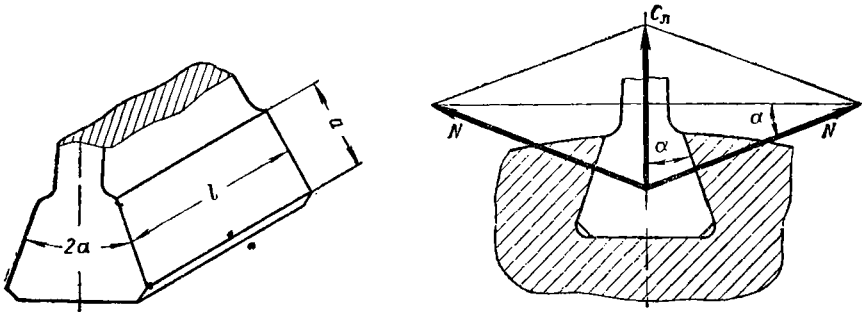
$$C_B = \frac{\gamma}{g} V R_{ц} \omega^2,$$

здесь $\beta = \frac{2\pi}{z}$ — угол между смежными лопатками при числе лопаток z ;

γ — удельный вес материала диска;

V — объем выступа диска;

$R_{ц}$ — радиус расположения центра тяжести выступа диска.



Фиг. 2.43. К расчету на прочность замка лопатки.

Напряжение растяжения у выступа диска:

$$\sigma_B = \frac{Q}{F}, \quad (2.21)$$

где $F = bl$ — площадь расчетного сечения выступа диска (см. фиг. 2.44).

У лопаток компрессоров, выполненных из алюминиевых сплавов

$$\sigma_{см} \leq 1500 \text{ кг/см}^2 \text{ и } \sigma_B \leq 1000 \text{ кг/см}^2,$$

из стали

$$\sigma_{см} \leq 4500 \text{ кг/см}^2 \text{ и } \sigma_B \leq 3000 \text{ кг/см}^2.$$

Расчет замка типа «елочка» изложен в гл. IV. У выполненных конструкций компрессоров напряжение смятия в замке типа «елочка» у стальных лопаток составляет $\sigma_{см} = 2500 \div 3000 \text{ кг/см}^2$, а напряжение растяжения у выступа диска — $\sigma_B < 4500 \text{ кг/см}^2$.

Пример. Определить напряжения в замке «ласточкин хвост».

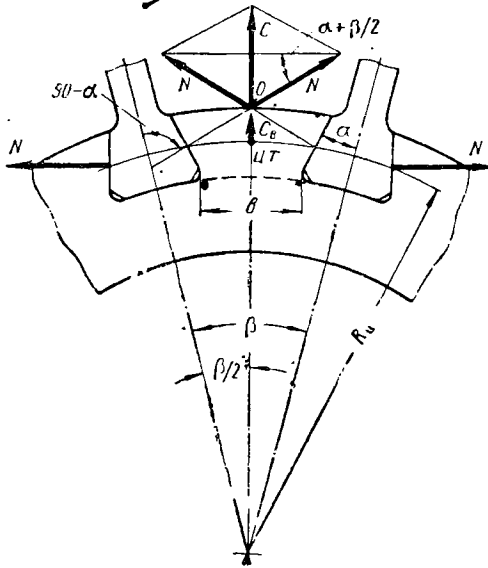
Дано: $C_L = 4000 \text{ кг}$; $C_B = 1715 \text{ кг}$; $z = 35$; $l = 93 \text{ мм}$; $a = 10 \text{ мм}$; $\alpha = 20^\circ$; $b = 31.6 \text{ мм}$; $\beta = 10^\circ 17' 19''$.

Напряжение смятия у опорной поверхности замка по формуле (2.19):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4000}{2 \cdot \sin 20^\circ \cdot 1,9,3} = 627 \text{ кг/см}^2.$$

Отрывающее усилие у выступа диска по формуле (2.20):

$$Q = 4000 \frac{\sin 25^\circ 8' 40''}{\sin 20^\circ} + 1715 = 6685 \text{ кг.}$$



Фиг. 2.44. К расчету на прочность выступа у диска.

Напряжение растяжения у выступа диска по формуле (2.21)

$$\sigma_{\text{в}} = \frac{6685}{3,16 \cdot 9,3} = 228 \text{ кг/см}^2.$$

Расчет ротора барабанного типа

Барабан ротора при вращении находится под действием центробежных сил от прикрепленных к нему лопаток и от собственной массы. Толщина стенки барабана ротора осевого компрессора мала по сравнению с его диаметром, поэтому при расчете на прочность барабан рассматривают как вращающееся тонкое кольцо.

Рассмотрим барабан с кольцевыми пазами для лопаток. Для этого выделим у барабана элемент, ограниченный двумя плоскостями $A-A$ и $B-B$, перпендикулярными оси барабана и двумя радиальными плоскостями OD и OE (фиг. 2.45). Плоскости $A-A$ и $B-B$ проходят через середины двух соседних венцов лопаток,

а плоскости OD и OE образуют между собой бесконечно малый угол $d\varphi$. Центробежная сила венца лопаток равна:

$$C_n = \frac{G_n}{g} z R_n \omega^2, \quad (2.22)$$

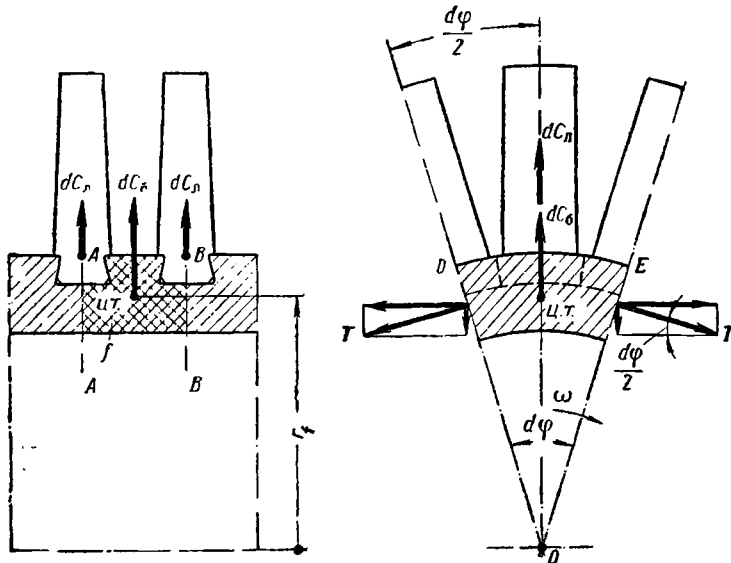
где G_n — вес лопатки;

z — число лопаток;

R_n — радиус центра тяжести лопатки;

ω — угловая скорость вращения барабана;

g — ускорение силы тяжести.



Фиг. 2.45. К расчету на прочность барабанного ротора.

Центробежная сила от венца лопаток, нагружающая выделенный элемент барабана

$$dC_n = \frac{C_n d\varphi}{2\pi}. \quad (2.23)$$

Центробежная сила от собственной массы элемента барабана

$$dC_6 = \frac{\gamma}{g} f r_f^2 \omega^2 d\varphi, \quad (2.24)$$

где γ — удельный вес материала барабана;

f — площадь сечения элемента по образующей барабана;

r_f — радиус центра тяжести элемента.

Под действием центробежных сил dC_n и dC_6 на боковых гранях элемента возникают тангенциальные усилия

$$T = \sigma f, \quad (2.25)$$

где σ — нормальное напряжение растяжения.

Из условия равновесия сил, действующих на элемент

$$dC_n + dC_g = 2T \sin \frac{d\varphi}{2} \approx T d\varphi. \quad (2.26)$$

Здесь для бесконечно малого угла $d\varphi$ принято

$$\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}.$$

После подстановки выражений (2.23) — (2.25) в (2.26) и сокращения на $d\varphi$ получим выражение для напряжения растяжения в стенке барабана

$$\sigma = \frac{\gamma}{g} u_f^2 + \frac{C_n}{2\pi f}. \quad (2.27)$$

где $u_f = r_f \omega$ — окружная скорость центра тяжести элемента.

Для барабанов из алюминиевых сплавов принимают $\sigma = 800 \div 1000 \text{ кг/см}^2$, для стальных барабанов — $\sigma = 2100 \div 2800 \text{ кг/см}^2$.

Пример. Определить напряжения барабана осевого компрессора с кольцевыми пазами под лопатки.

Дано: $G_n = 49 \text{ г}$; $R_n = 21,9 \text{ см}$; $z = 50$; $\omega = 754 \text{ 1/сек}$; $f = 16 \text{ см}^2$; $r_f = 18,4 \text{ см}$; $\gamma = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^3$; $u_f = 138,8 \text{ м/сек}$.

Полная центробежная сила лопаточного венца по формуле (2.22)

$$C_n = \frac{0,049}{981} 50 \cdot 21,9 \cdot 754^2 = 31100 \text{ кг}.$$

Напряжение растяжения по образующей барабана по формуле (2.27)

$$\sigma = \frac{2,8 \cdot 10^{-3}}{981} 13880^2 + \frac{31100}{2\pi 16} = 860 \text{ кг/см}^2.$$

Расчет диска ротора

Диск ротора во время работы находится под действием центробежных сил собственной массы и массы рабочих лопаток. Расчеты ведутся в предположении упругого состояния диска.

Вывод расчетных уравнений для диска постоянной толщины

Возьмем диск с постоянной толщиной b вдоль радиуса и выделим у него бесконечно малый элемент $ABCD$, ограниченный двумя кольцевыми сечениями, взятыми на радиусах r и $r + dr$, и двумя радиальными сечениями OA и OB , расположенными под углом $d\varphi$ (фиг. 2.46).

При вращении диска у элемента $ABCD$ возникает центробежная сила от собственной его массы, которая может быть вычислена по его объему $dV = r d\varphi b dr$:

$$dC = \frac{\gamma}{g} br^2 dr d\varphi \omega^2,$$

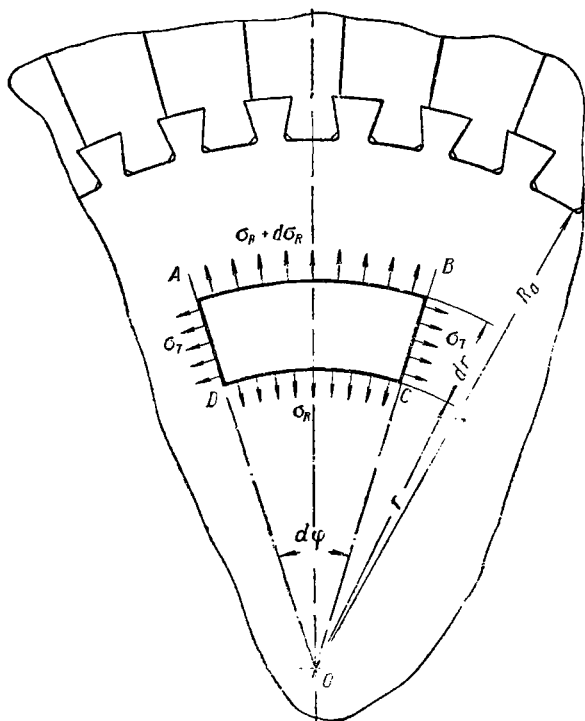
где γ — удельный вес материала диска;

g — ускорение силы тяжести;

ω — угловая скорость вращения диска.

Из условия связи на гранях элемента $ABCD$ возникают нормальные напряжения:

- σ_R — радиальное напряжение на внутренней поверхности $br d\varphi$;
- $\sigma_R + d\sigma_R$ — радиальное напряжение на внешней поверхности $b(r+dr)d\varphi$;
- σ_T — окружное напряжение на боковых поверхностях $b dr$.



Фиг. 2.46. К расчету на прочность диска.

Напряжения σ_R , $\sigma_R + d\sigma_R$ и σ_T по толщине диска будем считать постоянными. Соответствующие им силы равны

$$\begin{aligned} dP_1 &= \sigma_R br d\varphi; \\ dP_2 &= (\sigma_R + d\sigma_R) b(r+dr) d\varphi; \\ dT &= \sigma_T b dr. \end{aligned}$$

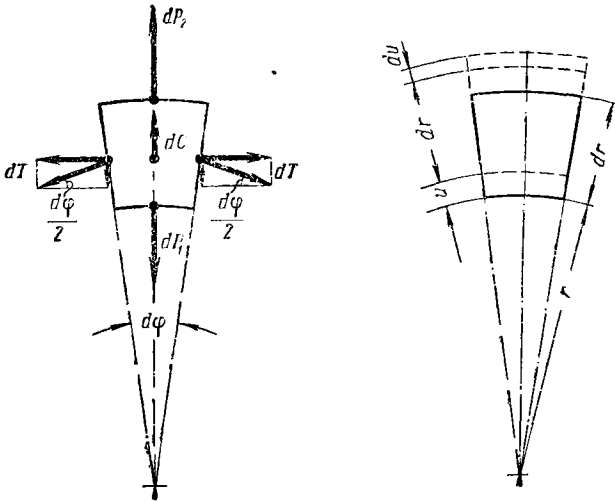
Под действием сил, приложенных к элементу $ABCD$, последний находится в равновесии, т. е. сумма проекций этих сил на любую ось равна нулю. Проектируя приложенные к элементу $ABCD$ силы на биссектрису угла $d\varphi$ (фиг. 2.47), получим:

$$-dP_1 + dP_2 - 2dT \sin \frac{d\varphi}{2} + dC = 0.$$

Подставим в это уравнение выражения сил dP_1 ; dP_2 ; dT и dC , а ввиду малости угла $d\varphi/2$, заменим $\sin d\varphi/2$ величиной $d\varphi/2$:

$$\begin{aligned}
 & -\sigma_R b r d\varphi + (\sigma_R + d\sigma_R) b (r + dr) d\varphi - \\
 & -2\sigma_T b dr \frac{d\varphi}{2} + \frac{\gamma}{g} b r^2 dr d\varphi \omega^2 = 0.
 \end{aligned}$$

Сократив уравнение на b и $d\varphi$, раскрыв скобки, отбросив бесконечно малую величину второго порядка малости $d\sigma_R dr$ и, при-



Фиг. 2.47. Силы, действующие на элемент диска, и удлинение элемента.

ведя затем подобные члены, получим следующее дифференциальное уравнение:

$$r \frac{d\sigma_R}{dr} + \sigma_R - \sigma_T + \frac{\gamma \omega^2}{g} r^2 = 0. \quad (2.28)$$

В уравнении (2.28) имеются два неизвестных σ_R и σ_T . Поэтому, чтобы найти их, требуется второе уравнение. Составим выражения для σ_R и σ_T из рассмотрения упругих деформаций элемента $ABCD$. При абсолютном удлинении радиуса r диска на величину u (см. фиг. 2.47) абсолютное удлинение окружности $2\pi r$ будет $2\pi u$, а относительное удлинение в окружном направлении

$$\epsilon_T = \frac{2\pi u}{2\pi r} = \frac{u}{r}.$$

Величина u вдоль радиуса диска является переменной, т. е. $u=f(r)$. В то же время абсолютное радиальное удлинение самого

элемента $ABCD$ будет du , а относительное его удлинение в радиальном направлении

$$\epsilon_R = \frac{du}{dr}.$$

Для упругого состояния тела его деформации выражаются через напряжения по закону Гука. Для диска, который находится в плоском напряженном состоянии

$$\epsilon_R = \frac{du}{dr} = \frac{1}{E} (\sigma_R - \mu \sigma_T); \quad (2.29)$$

$$\epsilon_T = \frac{u}{r} = \frac{1}{E} (\sigma_T - \mu \sigma_R), \quad (2.30)$$

где E — модуль упругости материала диска;

μ — коэффициент Пуассона;

σ_R и σ_T — нормальные напряжения в радиальном и окружном направлениях.

Решая эти уравнения относительно σ_R и σ_T , находим:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_R &= \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right); \\ \sigma_T &= \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right). \end{aligned} \right\} \quad (2.31)$$

Чтобы использовать полученные выражения (2.31), необходимо определить изменение деформации u диска вдоль радиуса. Для этого подставим выражения (2.31) в (2.28):

$$\begin{aligned} r \frac{d}{dr} \left[\frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right) \right] + \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right) - \\ - \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right) + \frac{\gamma \omega^2}{g} r^2 = 0. \end{aligned}$$

Затем умножим полученное уравнение на $(1-\mu^2)/E$ и продифференцируем его первый член:

$$\begin{aligned} r \frac{d^2 u}{dr^2} + r \mu \frac{r \frac{du}{dr} - u}{r^2} + \frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} - \frac{u}{r} - \\ - \mu \frac{du}{dr} + \frac{1-\mu^2}{E} \frac{\gamma \omega^2}{g} r^2 = 0. \end{aligned}$$

После приведения подобных членов получим

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} + \frac{1-\mu^2}{E} \frac{\gamma \omega^2}{g} r = 0.$$

Приведем это уравнение к виду, удобному для интегрирования:

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ur) \right] = - \frac{1-\mu^2}{E} \frac{\gamma \omega^2}{g} r$$

или

$$d \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ur) \right] = - \frac{1-\mu^2}{E} \frac{\gamma \omega^2}{g} r dr.$$

В правильности этого уравнения можно убедиться путем его дифференцирования. Интегрируя его первый раз, получим

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ur) = - \frac{1-\mu^2}{E} \frac{\gamma \omega^2}{2g} r^2 + C_1,$$

где C_1 — постоянная интегрирования.

Полученное выражение также приводим к виду, удобному для второго интегрирования:

$$d(ur) = - \frac{1-\mu^2}{E} \frac{\gamma \omega^2}{2g} r^3 dr + C_1 r dr.$$

После вторичного интегрирования получим выражение для деформации в зависимости от радиуса r :

$$u = - \frac{1-\mu^2}{E} \frac{\gamma \omega^2}{8g} r^3 + \frac{C_1}{2} r + \frac{C_2}{r}, \quad (2.32)$$

где C_2 — постоянная интегрирования.

Дифференцируя полученное выражение по r , получим выражение относительной деформации диска в радиальном направлении:

$$\frac{du}{dr} = -3 \frac{1-\mu^2}{E} \frac{\gamma \omega^2}{8g} r^2 + \frac{C_1}{2} - \frac{C_2}{r^2}. \quad (2.33)$$

Подставим полученные выражения (2.32) и (2.33) в формулы (2.31). После приведения подобных членов получим

$$\left. \begin{aligned} \sigma_R &= C_1' - \frac{C_2'}{r^2} - (3+\mu) \frac{\gamma \omega^2}{8g} r^2; \\ \sigma_T &= C_1' + \frac{C_2'}{r^2} - (1+3\mu) \frac{\gamma \omega^2}{8g} r^2, \end{aligned} \right\} \quad (2.34)$$

где

$$C_1' = \frac{E}{1-\mu} \frac{C_1}{2} \quad \text{и} \quad C_2' = \frac{E}{1-\mu} C_2.$$

Значения постоянных C_1' и C_2' находим из граничных условий. Зная, например, значения σ_{R_0} и σ_{T_0} в сечении диска на радиусе R_0 и подставив их в выражения (2.34), находим:

$$\left. \begin{aligned} C_1' &= \frac{\sigma_{R_0} + \sigma_{T_0}}{2} + (2-\mu) \frac{\gamma \omega^2}{8g} R_0^2; \\ C_2' &= \frac{\sigma_{T_0} - \sigma_{R_0}}{2} - (1+2\mu) \frac{\gamma \omega^2}{8g} R_0^2. \end{aligned} \right\} \quad (2.35)$$

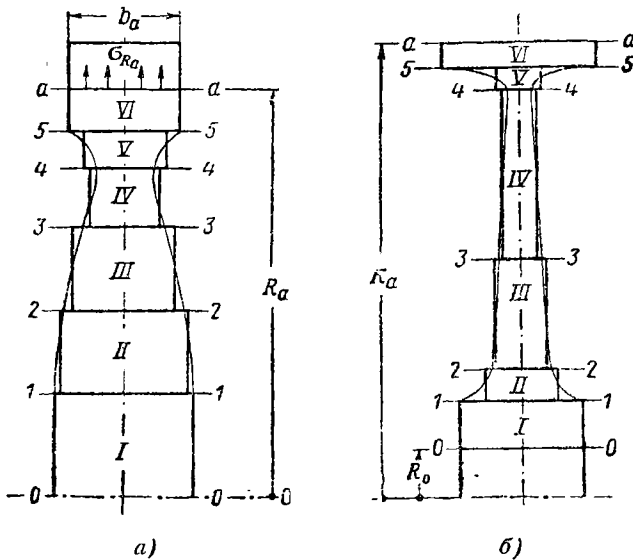
Подставим полученные выражения (2.35) в (2.34). Положим коэффициент Пуассона $\mu=0,3$ и обозначим $R_0/r=m$, тогда после приведения подобных членов получим:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_R &= \frac{1+m^2}{2} \sigma_{R_0} + \frac{1-m^2}{2} \sigma_{T_0} - \frac{\gamma \omega^2}{8g} r^2 (3,3 - 2,6m^2 - 0,7m^4); \\ \sigma_T &= \frac{1+m^2}{2} \sigma_{T_0} + \frac{1-m^2}{2} \sigma_{R_0} - \frac{\gamma \omega^2}{8g} r^2 (1,9 - 2,6m^2 + 0,7m^4). \end{aligned} \right\} \quad (2.36)$$

Выведенные для диска постоянной толщины расчетные формулы (2.36) выражают связь радиальных σ_R и окружных σ_T напряжений в сечении, взятом на текущем радиусе r , с радиальными σ_{R_0} и окружными σ_{T_0} напряжениями в сечении, взятом на радиусе R_0 .

Расчет дисков произвольной формы

Для расчета диска на прочность необходимо вычертить его профиль. Диск постоянной толщины получается сильно напряженным и тяжелым по весу. Поэтому обычно дискам стремятся при-



Фиг. 2.48. Сечения диска.

дать форму, близкую к профилю равного сопротивления (фиг. 2.48). Переходы к ободу и к ступице выполняют по возможности плавными. Иногда на отдельных участках дискам придают коническую форму, а в центральной части — форму постоянной толщины. При профилировании дисков можно воспользоваться формой дисков выполненных компрессоров. Целесообразность выбранной формы диска проверяют расчетом на прочность.

При расчете диска произвольной формы его разбивают рядом кольцевых сечений на отдельные участки. Каждое полученное кольцо считают постоянной толщины, равной средней толщине диска на этом участке. Конический обод диска приводят к цилиндрической форме. Таким образом, расчетная схема диска получается ступенчатой формы. Кольцевые сечения диска располагают так, чтобы расчетная ступенчатая форма диска по возможности ближе подходила к его профилю. Точность расчета повышается с увеличением числа сечений. Обычно для расчетов достаточно принять 5—7 сечений.

Условимся нумеровать сечения и кольцевые участки диска от центра к периферии.

У сплошного диска (без центрального отверстия) нулевое сечение проводят на радиусе $R=0$, т. е. его приводят к осевой линии $O-O$ (см. фиг. 2.48, а). У диска с центральным отверстием нулевое сечение проводят на радиусе отверстия, т. е. за нулевое сечение принимают поверхность диска по отверстию (см. фиг. 2.48, б).

Последний кольцевой участок диска ограничивается кольцевым сечением на радиусе R_a окружности оснований пазов замков (см. фиг. 2.46).

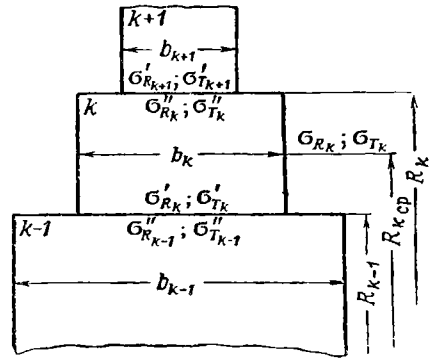
В расчетной схеме диска каждый кольцевой участок имеет постоянную толщину и потому радиальные σ_R и окружные σ_T напряжения их можно выразить формулами (2.36).

Обозначим для произвольного кольцевого участка k с постоянной толщиной b_k напряжения на наружном его радиусе R_k через σ'_{R_k} и σ''_{T_k} , а на внутреннем его радиусе R_{k-1} через $\sigma'_{R_{k-1}}$ и $\sigma''_{T_{k-1}}$ (фиг. 2.49). Тогда формулы (2.36) для принятых обозначений примут следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \sigma'_{R_k} &= A_k \sigma'_{R_k} + (1 - A_k) \sigma'_{T_k} - (QM)_k; \\ \sigma''_{T_k} &= (1 - A_k) \sigma'_{R_k} + A_k \sigma'_{T_k} - (QN)_k, \end{aligned} \right\} \quad (2.37)$$

где коэффициенты A_k , M_k и N_k :

$$\left. \begin{aligned} A_k &= \frac{1 + m_k^2}{2}; \\ M_k &= 3,3 - 2,6m_k^2 - 0,7m_k^4; \\ N_k &= 1,9 - 2,6m_k^2 + 0,7m_k^4, \end{aligned} \right\} \quad (2.38)$$

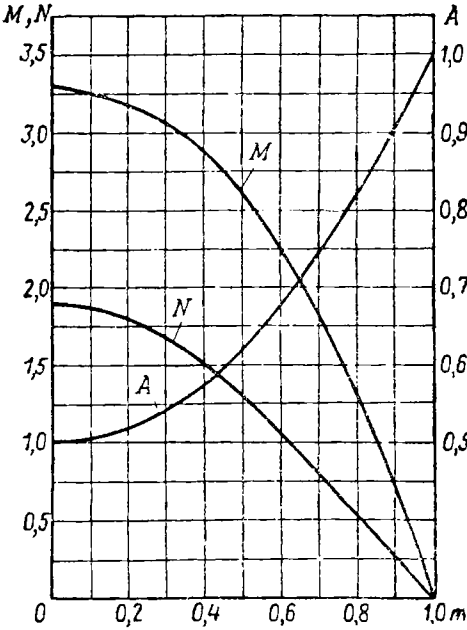


Фиг. 2.49. К расчету на прочность диска.

здесь $m_k = \frac{R_{k-1}}{R_k}$. Значения коэффициентов A , M и N приведены на фиг. 2. 50. Величина Q имеет вид

$$Q_k = \frac{\gamma \omega^2}{2g} R_k^2. \quad (2.39)$$

При ступенчатой форме диска радиус R_k является одновременно наружным для предыдущего кольца и внутренним для последующего кольца. На радиусе R_{k-1} при переходе от одного



Фиг. 2. 50. Зависимость коэффициентов A , M и N от m .

Откуда

$$\sigma'_{T_k} - 0,3 \sigma'_{R_k} = \sigma''_{T_{k-1}} - 0,3 \sigma''_{R_{k-1}},$$

где коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$.

Таким образом, напряжения σ'_{R_k} и σ'_{T_k} на внутреннем радиусе последующего кольцевого участка k связаны с напряжениями $\sigma''_{R_{k-1}}$ и $\sigma''_{T_{k-1}}$ на внешнем радиусе предыдущего кольцевого участка $k-1$ (см. фиг. 2. 49) следующими соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} \sigma'_{R_k} &= \frac{b_{k-1}}{b_k} \sigma''_{R_{k-1}}; \\ \sigma'_{T_k} &= \sigma''_{T_{k-1}} + 0,3 \left(\frac{b_{k-1}}{b_k} - 1 \right) \sigma''_{R_{k-1}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.40)$$

кольцевого участка к другому, смежному с ним, толщина диска изменяется от b_{k-1} до b_k (см. фиг. 2. 49). В соответствии с этим изменяются также и напряжения. Радиальные напряжения на радиусе R_{k-1} связаны выражением:

$$\sigma'_{R_k} b_k = \sigma''_{R_{k-1}} b_{k-1}.$$

С другой стороны абсолютное радиальное удлинение диска на границе двух смежных кольцевых участков $k-1$ и k может быть представлено с помощью выражения (2. 30):

$$\begin{aligned} u &= \epsilon_T R_{k-1} = \frac{R_{k-1}}{E} \times \\ &\times (\sigma'_{T_k} - \mu \sigma'_{R_k}) = \frac{R_{k-1}}{E} \times \\ &\times (\sigma''_{T_{k-1}} - \mu \sigma''_{R_{k-1}}). \end{aligned}$$

Полученные расчетные формулы (2.37) и (2.40) дают возможность произвести расчет диска произвольного профиля, переходя последовательно от первого участка к последнему. Однако для этого в качестве исходных величин нужно знать радиальное σ_{R_0} и окружное σ_{T_0} напряжения в нулевом сечении первого участка диска. У диска без отверстия (см. фиг. 2.48, а) нулевое сечение приводят к осевой линии $O-O$ и поэтому $\sigma_{R_0} = \sigma_{T_0}$. У диска с отверстием (см. фиг. 2.48, б) для нулевого сечения в случае свободного отверстия $\sigma_{R_0} = 0$, а в случае прессовой посадки диска на вал $\sigma_{R_0} = p$, где p — удельное давление от прессовой посадки.

Отсюда следует, что для расчета диска по формулам (2.37) и (2.40) не хватает следующих исходных данных: у сплошного диска — напряжения в центре $\sigma_{R_0} = \sigma_{T_0}$, а у диска с отверстием — окружного напряжения в нулевом сечении σ_{T_0} .

Из условия нагружения диска центробежными силами от лопаток и замковой части обода можно определить радиальное напряжение σ_{R_a} для расчетного сечения у диска на радиусе R_a (см. фиг. 2.46 и 2.48)

$$\sigma_{R_a} = \frac{C_{II} + C_3}{2\pi R_a b_a}, \quad (2.41)$$

где C_{II} — центробежная сила от профильной части лопаточного венца;

C_3 — центробежная сила от замковой части рабочего колеса;

R_a — наружный радиус последнего кольцевого участка;

b_a — толщина последнего кольцевого участка.

Центробежная сила от профильной части лопаточного венца:

$$C_{II} = Cz, \quad (2.42)$$

где C — центробежная сила пера лопатки (2.6);

z — число лопаток.

Центробежная сила от замковой части рабочего колеса

$$C_3 = 2\pi \frac{\gamma}{g} f R_f^2 \omega^2, \quad (2.43)$$

где γ — удельный вес материала лопатки и диска;

f — площадь поперечного сечения замковой части;

R_f — радиус расположения центра тяжести площади f ;

g — ускорение силы тяжести;

ω — угловая скорость вращения.

Обозначим неизвестное значение напряжений в центральной части диска (у диска без отверстия $\sigma_{T_0} = \sigma_{R_0}$, а у диска с отверстием σ_{T_0}) для общности через σ_{T_0} . Тогда при последовательном

переходе от первого расчетного участка к последнему формулы (2.37) и (2.40) можно привести к виду:

$$\left. \begin{aligned} \sigma'_{R_k} &= \psi_k \sigma_{T_0} - B_k; \\ \sigma'_{T_k} &= \xi_k \sigma_{T_0} - C_k; \\ \sigma''_{R_k} &= \varphi_k \sigma_{T_0} - D_k; \\ \sigma''_{T_k} &= \lambda_k \sigma_{T_0} - F_k. \end{aligned} \right\} \quad (2.44)$$

На наружной поверхности последнего (периферийного) кольцевого участка, т. е. в сечении $a-a$ (см. фиг. 2.48) напряжения составят

$$\sigma_{R_a} = \varphi_a \sigma_{T_0} - D_a; \quad (2.45)$$

$$\sigma_{T_a} = \lambda_a \sigma_{T_0} - F_a. \quad (2.46)$$

Здесь коэффициенты φ_a и λ_a и свободные члены D_a и F_a относятся к периферийному кольцевому участку диска (на фиг. 2.48 к участку VI).

Из выражения (2.45) получим выражение для напряжения

$$\sigma_{T_0} = \frac{\sigma_{R_a} + D_a}{\varphi_a}. \quad (2.47)$$

Входящие в эти формулы коэффициенты и свободные члены определяются следующими соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} \psi_k &= \frac{b_{k-1}}{b_k} \varphi_{k-1}; \\ \xi_k &= \lambda_{k-1} + 0,3 \left(\frac{b_{k-1}}{b_k} - 1 \right) \varphi_{k-1}; \\ \varphi_k &= \xi_k + A_k (\psi_k - \xi_k); \\ \lambda_k &= \psi_k - A_k (\psi_k - \xi_k). \end{aligned} \right\} \quad (2.48)$$

$$\left. \begin{aligned} B_k &= \frac{b_{k-1}}{b_k} D_{k-1}; \\ C_k &= F_{k-1} + 0,3 \left(\frac{b_{k-1}}{b_k} - 1 \right) D_{k-1}; \\ D_k &= C_k - A_k (C_k - B_k) + M_k Q_k; \\ F_k &= B_k + A_k (C_k - B_k) + N_k Q_k. \end{aligned} \right\} \quad (2.49)$$

Коэффициенты и свободные члены определяют последовательно от первого (центрального) участка к последнему (периферийному). При этом для первого участка принимают:

а) диск без отверстия

$$\phi_1 = 1; \xi_1 = 1; \varphi_1 = 1; \lambda_1 = 1;$$

$$B_1 = 0; C_1 = 0; D_1 = M_1 Q_1; F_1 = N_1 Q_1.$$

б) диск с центральным отверстием

$$\phi_1 = 0; \xi_1 = 1; \varphi_1 = 1 - A_1; \lambda_1 = A_1;$$

$$B_1 = -\sigma_{R_0}; C_1 = 0; D_1 = M_1 Q_1 - A_1 \sigma_{R_0}; F_1 = N_1 Q_1 - (1 - A_1) \sigma_{R_0}.$$

Расчетными напряжениями диска являются напряжения на среднем радиусе

$$R_{k\text{cp}} = \frac{R_k + R_{k-1}}{2} \quad (2.50)$$

каждого кольцевого участка, которые равны (см. фиг. 2.49)

$$\sigma_{R_k} = \frac{\sigma'_{R_k} + \sigma''_{R_k}}{2} \quad \text{и} \quad \sigma_{T_k} = \frac{\sigma'_{T_k} + \sigma''_{T_k}}{2}$$

и определяются по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{R_k} &= \frac{\psi_k + \varphi_k}{2} \sigma_{T_0} - \frac{B_k + D_k}{2}; \\ \sigma_{T_k} &= \frac{\xi_k + \lambda_k}{2} \sigma_{T_0} - \frac{C_k + F_k}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.51)$$

Входящие в эти формулы коэффициенты и свободные члены предварительно определяют из выражений (2.48) и (2.49), а напряжение σ_{T_0} — по формуле (2.47). Входящее в формулу (2.47) радиальное напряжение σ_{R_a} в периферийном сечении диска при наличии лопаточного венца определяют по формуле (2.41), а при отсутствии его принимают равным нулю. Окружное напряжение σ_{T_a} в периферийном сечении диска определяют по формуле (2.46).

По результатам расчета можно построить кривые распределения напряжений σ_{R_k} и σ_{T_k} вдоль радиуса диска, сопрягая их концы со значениями σ_{R_0} и σ_{T_0} в нулевом сечении и со значениями σ_{R_a} и σ_{T_a} в периферийном сечении диска. Расчет диска для удобства сводят в таблицу, как показано на примере. У выполненных конструкций напряжения достигают:

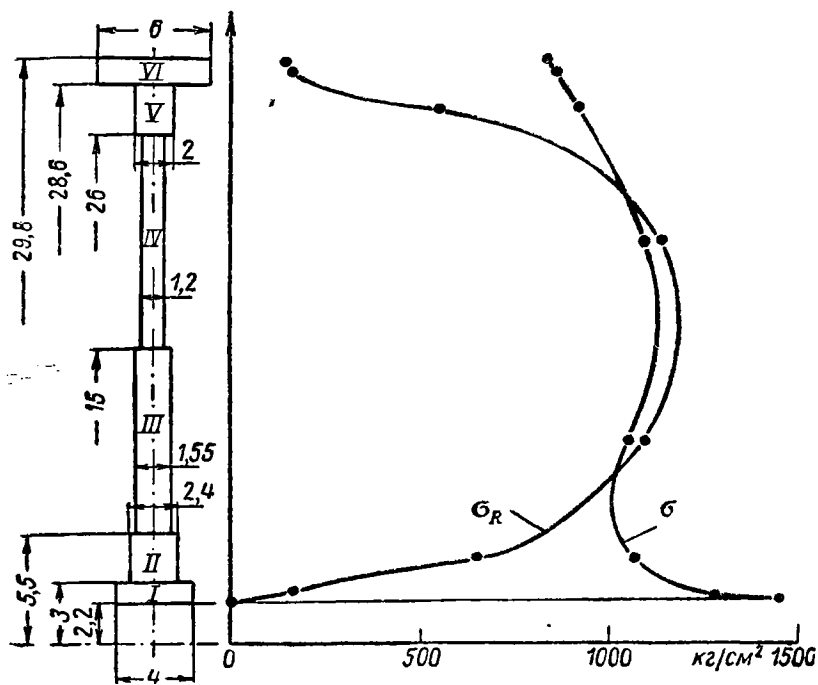
У СПЛОШНЫХ ДИСКОВ

из алюминиевого сплава	1500 ÷ 2500	кг/см ² ,
из титановых сплавов	3500 ÷ 5000	»
из стали	4500 ÷ 6000	»

у дисков с центральным отверстием

из алюминиевого сплава $1000 \div 2500 \text{ кг/см}^2$,
 из титановых сплавов $4000 \div 6000 \text{ »}$
 из стали $7000 \div 9000 \text{ »}$

В дисках с центральным отверстием максимальные напряжения имеют место у отверстия. В сплошных дисках максимальные напряжения чаще всего наблюдаются в центре диска.



Фиг. 2.51. К примеру определения напряжения в диске.

Пример. Определить напряжения в диске компрессора с центральным отверстием (фиг. 2.51).

Дано: $\omega = 700 \text{ 1/сек}$; $z = 37$; $C_n = 3390 \text{ кг}$; $f = 6 \text{ см}^2$; $R_f = 30,3 \text{ см}$; $b_a = 6 \text{ см}$;
 $\gamma = 2,77 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^3$; $R_a = 29,8 \text{ см}$.

Центробежная сила от замковой части рабочего колеса по формуле (2.43)

$$C_s = 2\pi \frac{2,77 \cdot 10^{-3}}{981} 6 \cdot 30,3^2 \cdot 700^2 = 47\,750 \text{ кг.}$$

Центробежная сила от профильной части лопаточного венца по формуле (2.42)

$$C_n = 37 \cdot 3390 = 125\,500 \text{ кг.}$$

Радиальное напряжение на наружном расчетном диаметре диска по формуле (2.41):

$$\sigma_{R_a} = \frac{125\,500 + 47\,750}{2\pi \cdot 29,8 \cdot 6} = 154 \text{ кг/см}^2.$$

Коэффициенты A_k , M_k и N_k находят по графикам фиг. 2.50 или по формулам (2.38).

Значение Q_k по формуле (2.39):

$$Q_k = \frac{2,77 \cdot 10^{-3} \cdot 700^2}{8,981} R_k^2 = 0,167 R_k^2.$$

Коэффициенты ψ_k , φ_k , ξ_k и λ_k определяют по формулам (2.48), а свободные члены B_k , C_k , D_k и F_k — по формулам (2.49). Диск имеет свободное отверстие и потому $\sigma_{R_0} = 0$.

Напряжение σ_T находят по формуле (2.47), а напряжение σ_{R_k} и σ_{T_k} — по формулам (2.51). Результаты расчетов сводят в таблицы. Присоединив к полученным напряжениям σ_{R_k} и σ_{T_k} напряжения в нулевом сечении диска σ_{R_0} и σ_{T_0} и в периферийном сечении диска σ_{R_a} и σ_{T_a} , строим кривые напряжений у диска (см. фиг. 2.51). При этом напряжение σ_{T_a} определяют по формуле (2.46).

№ участка	R_k см	b_k см	m_k	A_k	M_k	N_k	Q_k
I	3	4	0,735	0,77	1,692	0,702	1,55
II	5,5	2,4	0,546	0,65	2,463	1,187	5,23
III	15	1,55	0,367	0,567	2,937	1,563	38,8
IV	26	1,2	0,577	0,666	2,358	1,113	116,5
V	28,6	2	0,908	0,912	0,678	0,232	141
VI	29,8	6	0,96	0,96	0,317	0,103	153

Продолжение

№ участка	$M_k Q_k$	$N_k Q_k$	$\frac{b_{k-1}}{b_k}$	ψ_k	ξ_k	φ_k	λ_k
I	3	1	—	0	1	0,23	0,77
II	13	6	1,665	0,383	0,815	0,535	0,664
III	114	61	1,55	0,827	0,752	0,795	0,753
IV	275	130	1,29	1,025	0,823	0,956	0,89
V	96	33	0,6	0,573	0,775	0,59	0,756
VI	49	16	0,33	0,196	0,638	0,213	0,621

Продолжение

№ участка	B_k	C_k	D_k	F_k	R_{kcp} см	σ_{R_k} кг/см ²	σ_{T_k} кг/см ²
I	0	0	3	1	2,6	170	1322
II	5	1,6	17	9	4,25	673	1100
III	26	12	134	73	10,25	633	1085
IV	173	85	419	244	20,5	1185	1118
V	251	188	341	227	27,3	571	937
VI	113	159	164	173	29,2	167	774

Окружное напряжение в нулевом сечении по формуле (2.47):

$$\sigma_{T_0} = \frac{154 + 164}{0,213} = 1495 \text{ кг/см}^2.$$

Окружное напряжение в периферийном сечении (2.46):

$$\sigma_{T_a} = 0,621 \cdot 1495 - 173 = 755 \text{ кг/см}^2.$$

2.7. МАТЕРИАЛЫ

Компрессоры обычно работают при умеренных рабочих температурах. Основными материалами для них служат легкие сплавы и конструкционные стали. Область применения тех или иных материалов ограничивается их верхним пределом рабочих температур: у магниевых сплавов 200° С, у алюминиевых сплавов 250° С, у титановых сплавов 350° С и у обычной конструкционной стали 500÷550° С.

Рабочие и спрямляющие лопатки изготавливают обычно из штамповок, деформируемых алюминиевых сплавов АК4 и ВД17, нержавеющей сталей, конструкционных сталей 40ХНМА и 30ХГСА и титановых сплавов. Для изготовления пустотелых лопаток входного направляющего аппарата часто применяют сплав ВТ1, обладающий хорошей свариваемостью.

Диски обычно изготавливают из поковок и штамповок деформируемых жаропрочных алюминиевых сплавов АК4, конструкционных сталей 38ХА, 40ХНМА, нержавеющей сталей и титановых сплавов.

Корпусы компрессора выполняют литыми из легких сплавов или сварными из стали. Для литых корпусов применяют магниевые сплавы МЛ5 и алюминиевые сплавы АЛ5.

Стальные корпусы сварной конструкции делают из стали С20, а их фланцы из стали 30ХГСА. Для получения малых радиальных зазоров у ротора применяют обмазку отдельных мест статора компрессора пастой. Пасту делают из поташа, талька, графита или алюминиевой пудры на основе жаростойкого лака.

Глава III

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

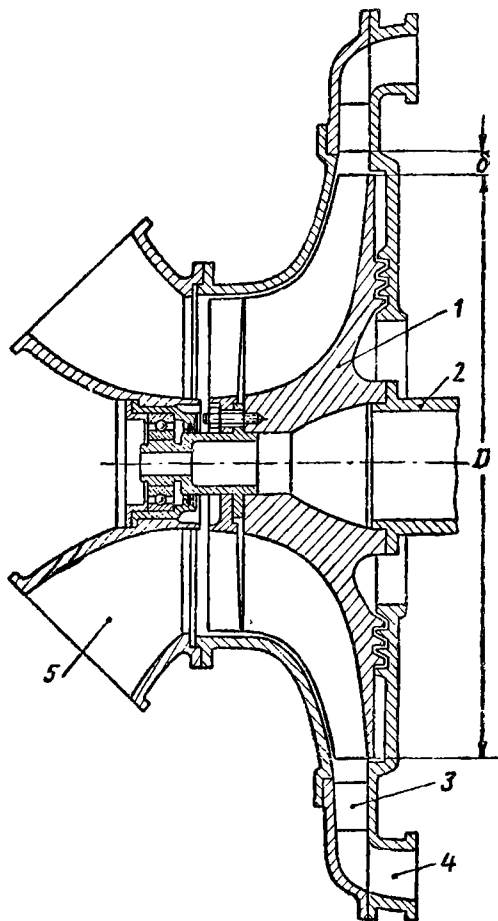
На фиг. 3.1 показана конструктивная схема одноступенчатого центробежного компрессора с односторонним входом. Ротор состоит из рабочего колеса (крыльчатки) 1 и вала 2. Статор состоит из входного патрубка 5, корпуса компрессора с лопаточным диффузором 3 и выходных патрубков 4.

Рабочее колесо вместе с расположенным за ним диффузором образуют ступень компрессора.

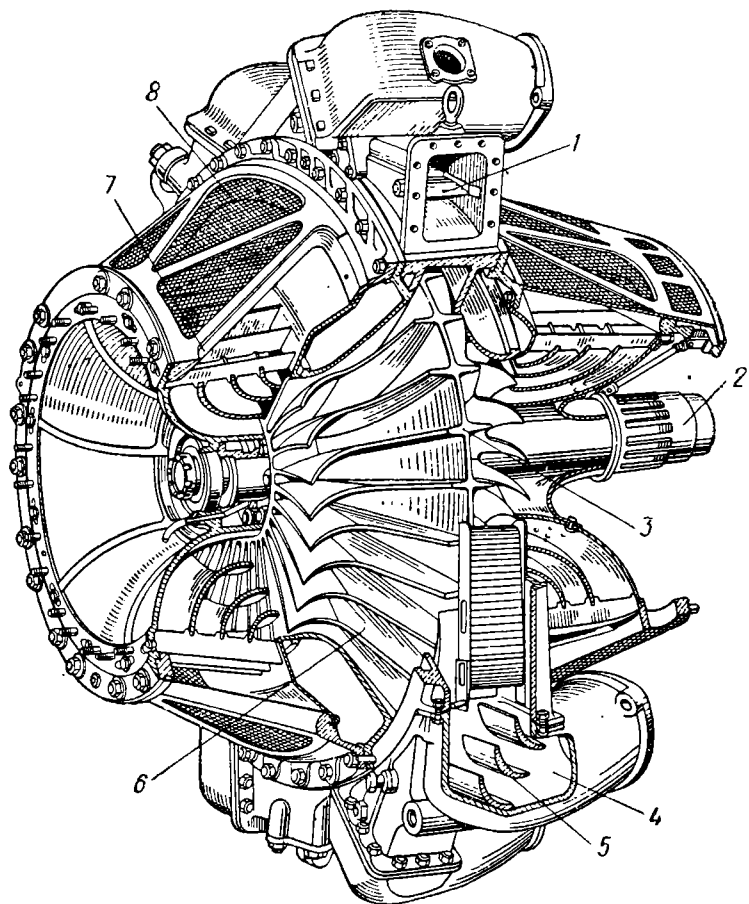
На фиг. 3.2 показан одноступенчатый центробежный компрессор ВК-1 с двухсторонним входом. Рабочее колесо 3, посаженное на вал 2, имеет рабочие лопатки 6 по обеим сторонам диска. Соответственно этому с каждой стороны рабочего колеса у компрессора имеются входные патрубки. Входные патрубки сделаны кольцеобразной формы. Снаружи у них установлены предохранительные сетки 8, а внутри закреплены неподвижные направляющие аппараты 7. Корпус несет лопаточный диффузор 1, из которого воздух направляется в 9 выходных патрубков 4. Внутри их установлены направляющие лопатки 5. На фиг. 3.3 показан продольный разрез того же компрессора.

Одноступенчатый центробежный компрессор может обеспечить степень повышения давления π_k не более $4 \div 4,5$. Для более высокого сжатия применяют двух- и трехступенчатые компрессоры (фиг. 3.4). Однако применение нескольких ступеней приводит к заметному уменьшению КПД центробежного компрессора, а при двухстороннем входе конструкция его значительно усложняется.

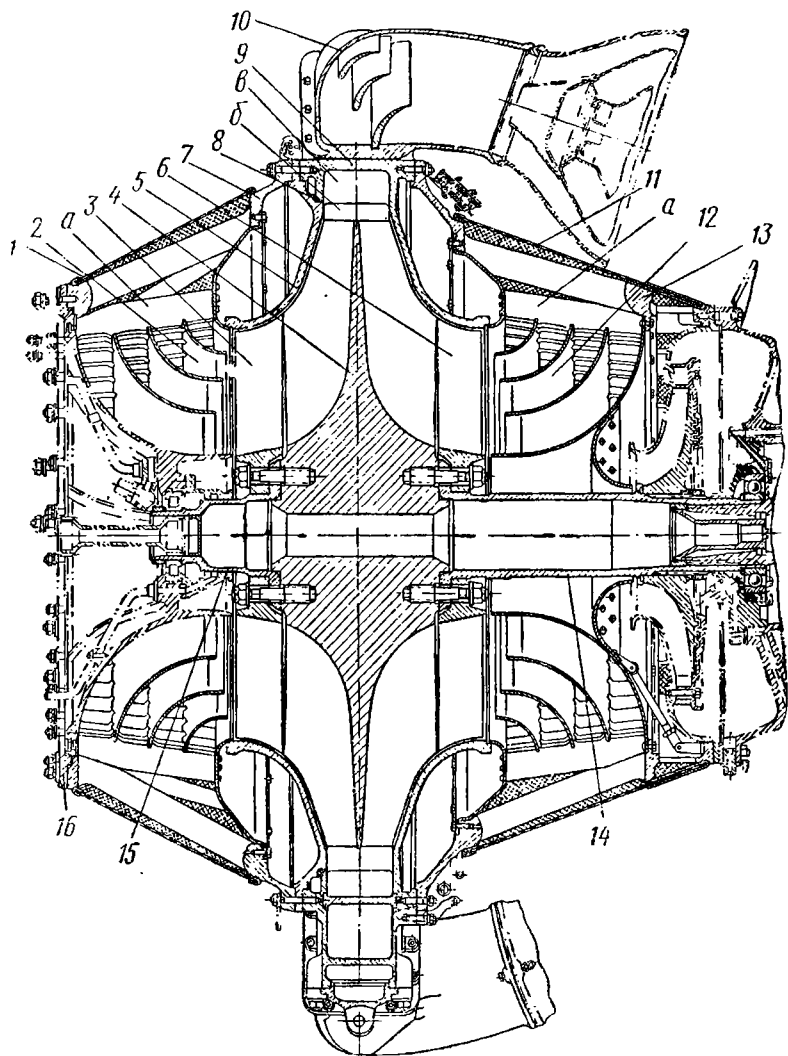
У ГТД находит применение комбинированный осецентробежный компрессор, схема которого показана на фиг. 3.5. Первые ступени у него выполняют осевыми, а последнюю — центробежной. Применение осевых ступеней позволяет увеличить степень повышения давления у компрессора при сохранении высоких значений КПД. Применение центробежной ступени позволяет ограничиться меньшим числом осевых ступеней — уменьшить длину и вес компрессора. Однако диаметральные габариты его при этом возрастают.



Фиг. 3.1. Конструктивная схема одноступенчатого центробежного компрессора.



Фиг. 3.2. Компрессор двигателя ВК-1



Фиг. 3.3. Продольный разрез компрессора двигателя ВК-1.

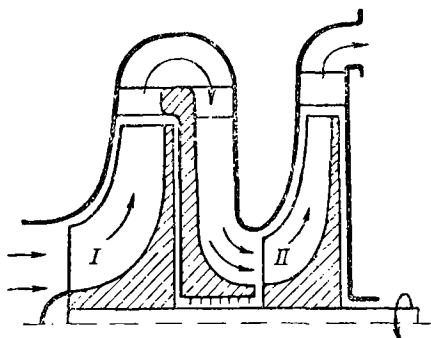
1 и 11—сетки у переднего и заднего патрубков, 2 и 12—передний и задний входные патрубки, 3 и 6—передний и задний вращающийся направляющий аппарат, 4—рабочее колесо, 5—крышка корпуса, 7 и 13—передняя и задняя ферма, 8—уплотнительное кольцо, 9—корпус компрессора, 10—выходной патрубок, 14—вал компрессора, 15—передняя цапфа, 16—корпус переднего подшипника.

a—лопатка неподвижного направляющего аппарата, б—радиальный зазор между колесом и лопаточным диффузором, в—лопатка диффузора.

Центробежные компрессоры различают:

1) по числу ступеней — одноступенчатые, двух- и многоступенчатые;

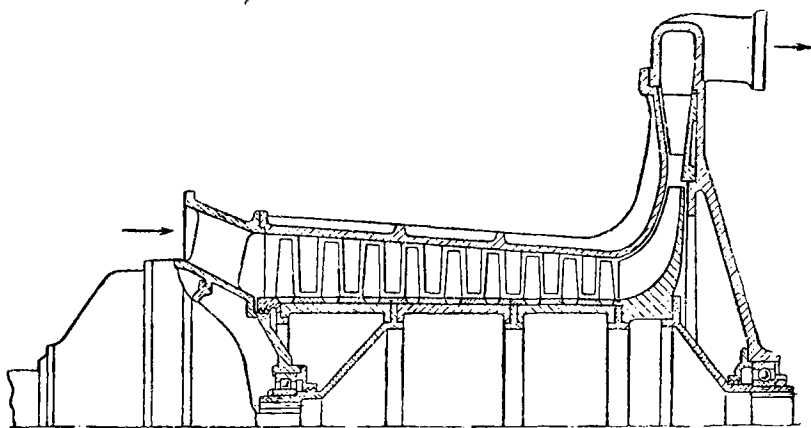
2) по конструкции входа и рабочего колеса — компрессоры с односторонним входом и односторонним колесом и компрессоры с двусторонним входом и двусторонним колесом;



Фиг. 3.4. Схема двухступенчатого компрессора

3) по типу колес — компрессоры с открытым, закрытым и полузакрытым колесом;

4) по конструкции лопаток колеса — компрессоры с радиальными лопатками и с лопатками, загнутыми по вращению или против вращения колеса;



Фиг. 3.5. Конструктивная схема комбинированного осцентробежного компрессора.

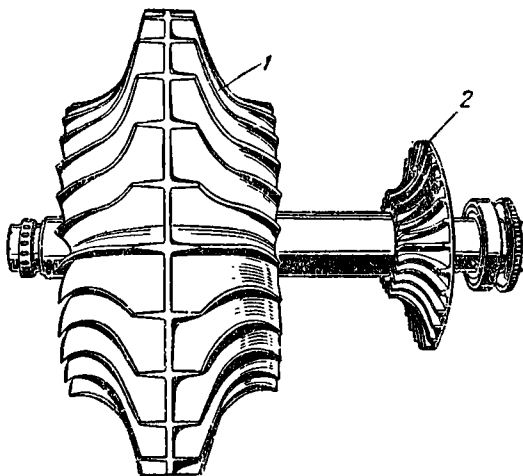
5) по типу входа — компрессоры с осевым, боковым и кольцевым входами;

6) по типу диффузора — компрессоры с лопаточным и щелевым (безлопаточным) диффузором.

3. 2. КОНСТРУКЦИЯ РОТОРА

На фиг. 3.6 показан ротор центробежного компрессора с двусторонним рабочим колесом 1 и с односторонней крыльчаткой 2 вентилятора, а на фиг. 3.7 — рабочее колесо 1 и стенка корпуса с лопатками диффузора 2.

Рабочее колесо (крыльчатка) сообщает воздуху энергию, необходимую для сжатия его в компрессоре. На фиг. 3.8 показаны типы колес: а — открытое колесо, б — закрытое колесо, в — полузакрытое одностороннее колесо и г — полузакрытое двустороннее колесо. Открытое колесо состоит из втулки с прямыми радиальными лопатками. Межлопаточные каналы у него открыты с обеих сторон. Закрытое колесо имеет две стенки в виде дисков с лопатками, расположенными между ними. У переднего диска сделан вход в колесо, а задний диск переходит в ступицу.

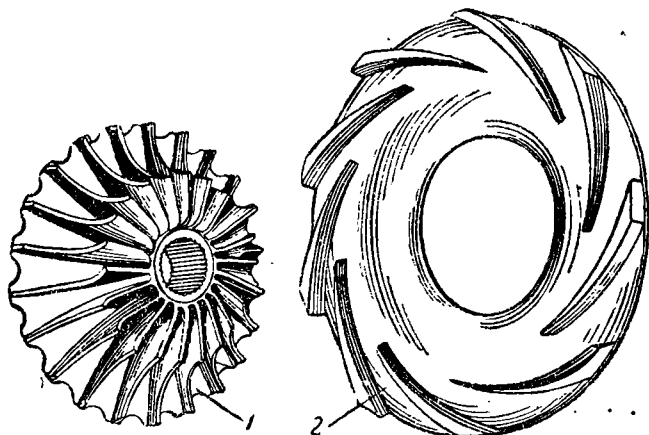


Фиг. 3.6. Ротор центробежного компрессора ТРД РД-500.

Полузакрытое колесо представляет собой диск с развитой ступицей, на котором с одной или с двух сторон расположены рабочие лопатки. В первом случае колесо одностороннее, а во втором — двустороннее. Межлопаточные каналы у колеса не имеют одной стенки, поэтому эти колеса называют полузакрытыми или полуоткрытыми. Открытое колесо создает повышенные потери (имеет более низкий КПД); закрытое колесо сложно в изготовлении и по прочности уступает другим типам колес. Поэтому у компрессоров ГТД преимущественное применение получили колеса полузакрытого типа. Они просты в изготовлении и обладают высокой прочностью, допуская окружные скорости до 450—480 м/сек. Двусторонние колеса находят применение для большого расхода воздуха. В этом случае расчет каждой стороны колеса ведется на половину расхода воздуха, и входной диаметр такого колеса получается меньше. В соответствии с этим и наружный диаметр колеса может быть сделан меньше.

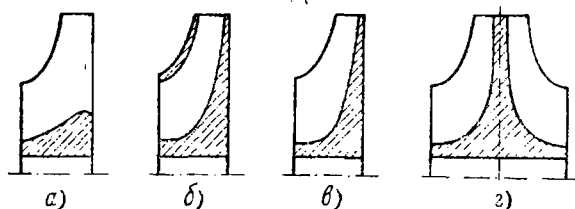
Основным рабочим элементом у колеса являются лопатки, которые располагают равномерно по его окружности. Число лопаток ограничивается возможным размещением их у ступицы колеса и обычно составляет от 15 до 30. С увеличением числа лопаток напорность колеса несколько возрастает. На фиг. 3.9 схематично

показаны возможные формы лопаток: *а* — радиальные лопатки, *б* — лопатки, загнутые по вращению, и *в* — лопатки, загнутые против вращения колеса. При одной и той же окружной скорости вращения наибольшую напорность обеспечивают лопатки, загнутые в сторону вращения. Однако по условиям прочности у компрессоров ГТД колеса с радиальными лопатками получили преимущественное применение.



Фиг. 3.7. Рабочее колесо и диффузор.

Из условия прочности и жесткости лопатки обычно делают с утолщением в сторону диска. Лопаткам придают форму либо равнобедренной, либо неравнобедренной трапеции (фиг. 3.10). В последнем случае угол наклона α_2 у лопатки с нерабочей стороны делают больше угла α_1 . Сопряжение лопатки с диском выполняют радиусом $\rho = 6 \div 10$ мм.



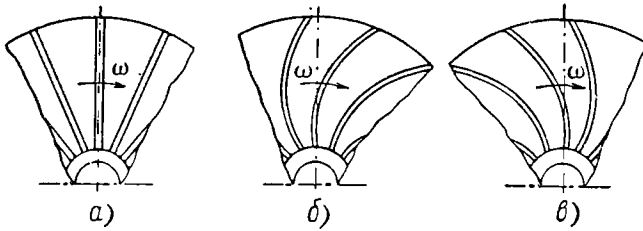
Фиг. 3.8. Типы колес.

Из условия прочности диск колеса делают слегка конической формы с углом конусности $\theta = 2 \div 6^\circ$. Для обеспечения плавного поворота воздушного потока из осевого направления на входе в радиальное на выходе ступицу колеса делают сильно развитой в осевом направлении с плавным переходом ее в диск.

Рабочие колеса изготавливают обычно из штамповок алюминиевого высокопрочного сплава. Межлопаточные каналы у них

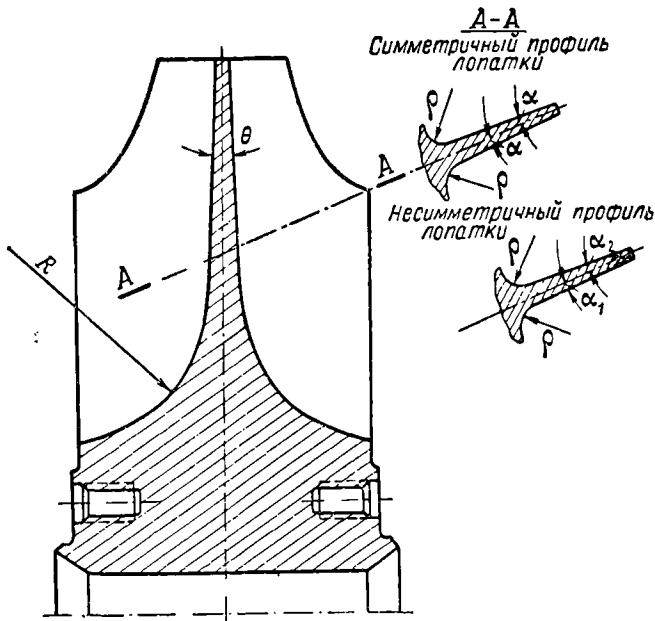
путем полировки выполняют с высокой чистотой обработки. Для повышения сопротивляемости коррозии колеса подвергают анодному оксидированию.

Вращающийся направляющий аппарат (заборник) — ВНА является составной частью рабочего колеса.



Фиг. 3.9. Формы лопаток рабочего колеса.

Изготавливают ВНА чаще всего в виде отдельной детали (фиг. 3.11) и укрепляют его на входе в рабочее колесо. ВНА представляет собой ступицу с радиальными лопатками. Входные кромки *a* у лопаток ВНА выполняют загнутыми в сторону враще-

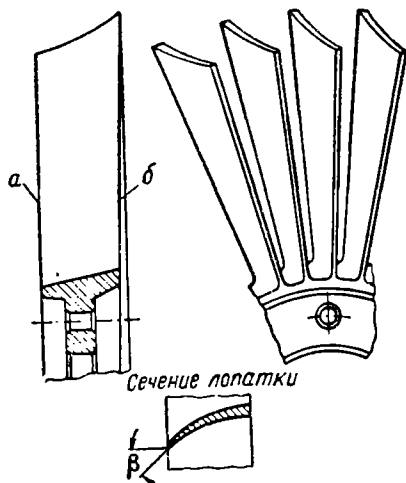


Фиг. 3.10. Рабочее колесо.

ния колеса, чем обеспечивают безударный вход воздуха в рабочее колесо. Угол β загиба лопаток ВНА увеличивается от ступицы к периферии в соответствии с изменением относительной скорости воздуха на входе в колесо. Задними своими кромками *б* ло-

патки ВНА примыкают к лопаткам рабочего колеса, образуя с ними каналы для прохода воздуха.

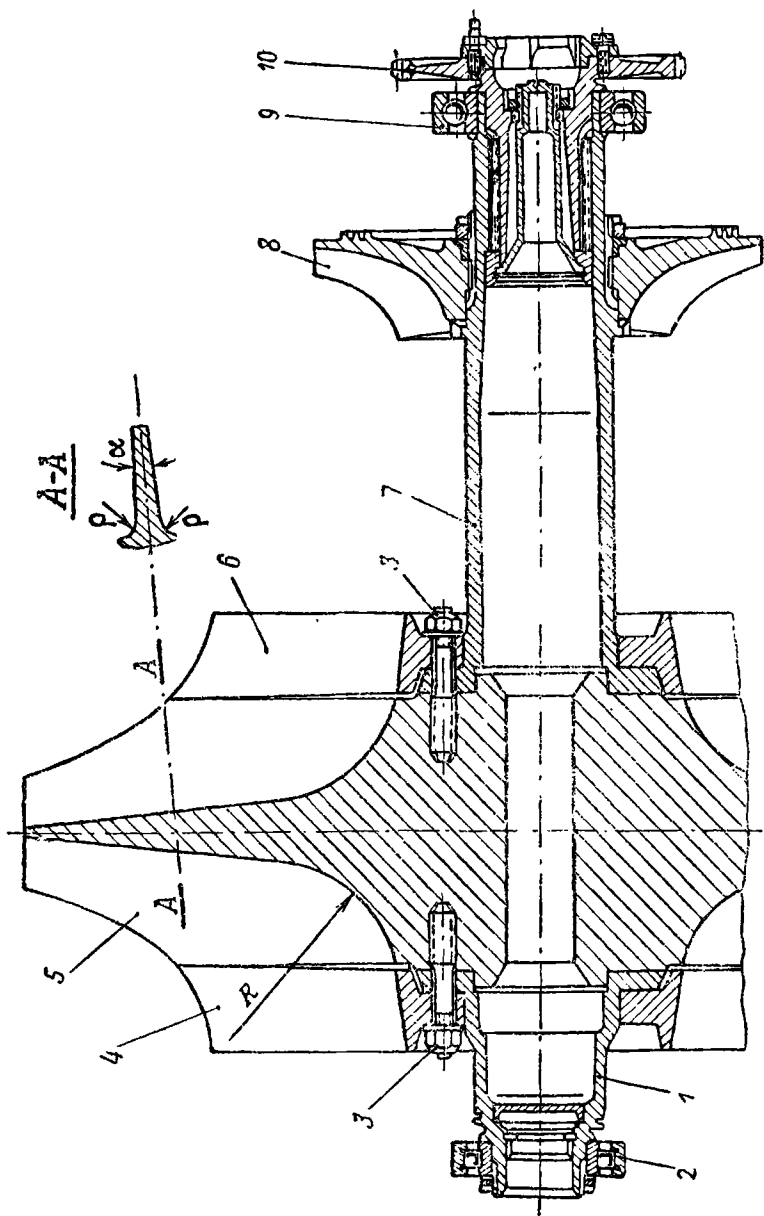
ВНА изготавливают из высокопрочных алюминиевых сплавов и реже из стали. Лопатки у них путем полировки выполняют с высокой чистотой обработки. ВНА, изготовленные из алюминиевых сплавов, анодируют. У небольших колес иногда делают ВНА заодно с рабочим колесом. В этом случае ВНА образуется загибом входных кромок лопаток колеса (см. фиг. 3.7).



Фиг. 3.11. Вращающийся направляющий аппарат (ВНА).

Ротор компрессора. На фиг. 3.12 показан ротор компрессора двигателя ВК-1. Он состоит из двустороннего полузакрытого колеса *б* с радиальными лопатками, двух ВНА *4* и *6*, передней цапфы *1*, вала *7* и крыльчатки вентилятора *8*.

Колесо и ВНА изготовлены в виде отдельных деталей из штамповок алюминиевого сплава. Они имеют по 29 радиальных лопаток. Задние торцы *б* лопаток ВНА проточены на конус (см. фиг. 3.11) и в соединении с лопатками колеса образуют натяг $0,35 \div 0,53$ мм (за счет деформации лопаток ВНА). Этим уменьшают вибрации лопаток ВНА во время работы. Крепления колеса и ВНА с валом и цапфой фланцевые и осуществляются при помощи шпилек *3* (см. фиг. 3.12), ввернутых в ступицу колеса. Центрирование колеса осуществляется по его цилиндрическим буртикам, а ВНА — по посадочным поясам вала и цапфы. Шпильки ввернуты в глухие резьбовые отверстия ступицы колеса с небольшим диаметральной натягом и с упором в дно отверстия. Последним достигается более равномерная нагрузка всех витков резьбы при затяжке шпилек. Крутящий момент в соединениях вала и цапфы с колесом и с ВНА передается трением у фланцев, возникающим за счет затяжки шпилек.

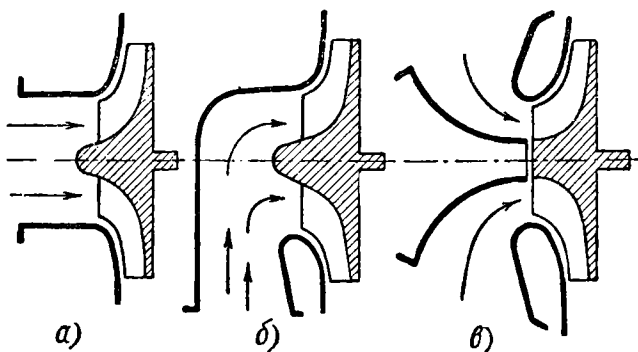


Фиг. 3. 12. Ротор компрессора двигателя ВК-1.

На передней цапфе 1 установлен опорный роликовый подшипник 2. Через внутренние шлицы цапфы приводятся агрегаты, установленные в передней части двигателя. На валу 7 установлены крыльчатка вентилятора 8, упорно-опорный шариковый подшипник 9 и шлицевая втулка 10. Крыльчатка вентилятора служит для подачи охлаждающего воздуха к турбине и корпусам подшипников. Шлицевая втулка служит для соединения с валом турбины.

3.3. КОНСТРУКЦИЯ СТАТОРА

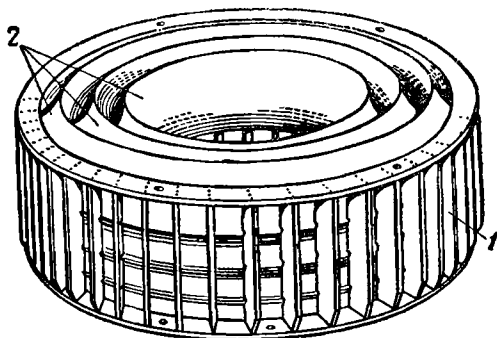
Входное устройство компрессора обеспечивает подвод воздуха к рабочему колесу с минимальными потерями. Оно представляет собой патрубок, в котором часто устанавливают неподвижный направляющий аппарат. На фиг. 3.13 показаны схемы



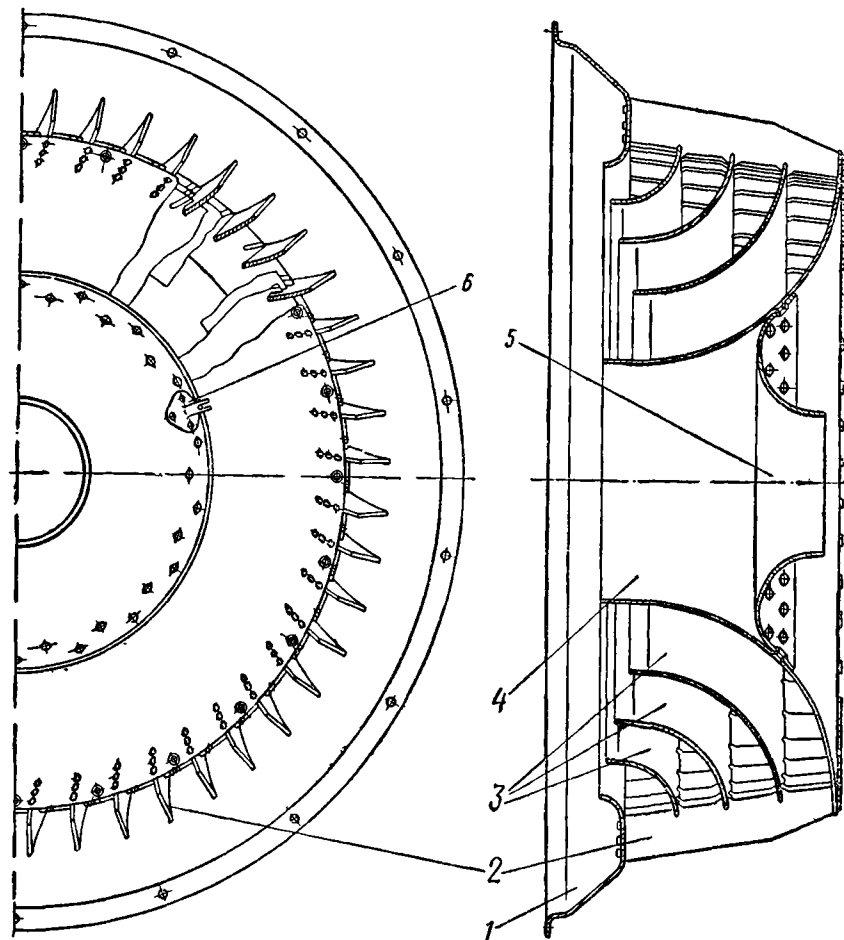
Фиг. 3.13. Форма входных патрубков.

входных патрубков образующих: а — осевой вход, б — боковой вход и в — кольцевой вход. Осевой вход обеспечивает наименьшие потери, однако применить его по конструктивным соображениям не всегда возможно. Наиболее часто у ГТД находит применение кольцевой вход, который обеспечивает равномерный подвод воздуха по окружности колеса. Входной канал у компрессора выполняют обычно с небольшой конфузурностью, что обеспечивает лучшую равномерность воздушного потока на входе в рабочее колесо. У мощных ГТД расход воздуха большой, поэтому центробежные компрессоры у них выполняют с двусторонним входом (см. фиг. 3.2).

У кольцевого входного устройства устанавливают неподвижный направляющий аппарат — ННА, который состоит из кольцевого набора лопаток 1 и направляющих конусов 2 (фиг. 3.14). Лопатки 1 создают предварительную закрутку воздуха в направлении вращения колеса и уменьшают тем самым его относительную скорость на входе в колесо до дозвуковых значений. Лопатки ННА имеют постоянный профиль, наружные кромки у них направлены радиально, а внутренние загнуты по направлению вращения колеса под углом около 20°. Направляющие конуса 2 раз-



Фиг. 3.14. Неподвижный направляющий аппарат.



Фиг. 3.15. Задний входной патрубок центробежного компрессора двигателя ВК-1.

деляют проходное сечение входного патрубка на ряд кольцевых каналов. Они выравнивают поле скоростей при повороте воздушного потока на подходе его к рабочему колесу. Направляющие конуса укрепляют на лопатках 1.

В качестве примера на фиг. 3.15 показан задний входной патрубок центробежного компрессора двигателя ВК-1, который состоит из стенок 1 и 4, 48 направляющих лопаток 2 и трех направляющих конусов 3. На концах лопаток 2 имеются по три шипа, а на выходной кромке — по три прорези.

Соответствующие прорези также сделаны по периферии и у направляющих конусов 3. При сборке патрубка лопатки набирают в прорези конусов и торцовыми шипами заводят в гнезда стенок. После этого выступающие концы шипов расклепывают.

Детали входного устройства изготовлены из листового алюминиевомагниевого сплава, причем направляющие конусы и стенки изготовлены вытяжкой, а лопатки штамповкой.

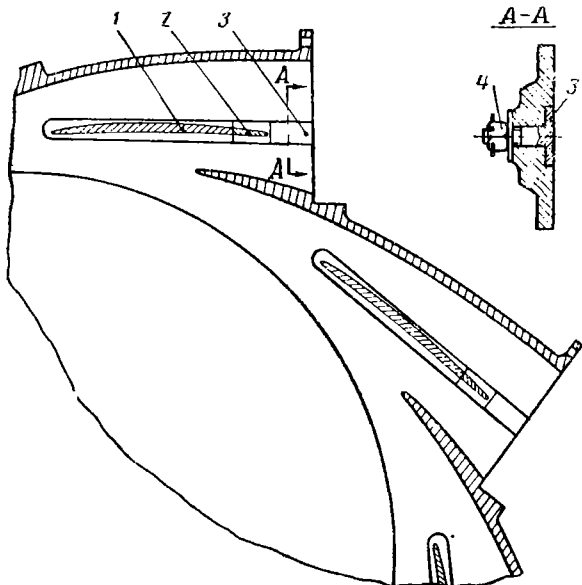
Диффузор располагается в корпусе компрессора на выходе из рабочего колеса. В нем происходит преобразование кинетической энергии воздуха в давление. Различают диффузоры лопаточные и щелевые (безлопаточные). Лопаточный диффузор образуется лопатками 2 (см. фиг. 3.7), которые располагают в кольцевой полости корпуса компрессора. Щелевой диффузор представляет собой кольцевую полость без лопаток.

Лопаточный диффузор имеет более высокий КПД и меньшие диаметральные габариты, чем щелевой. Лопатки образуют у него каналы, постепенно расширяющиеся в направлении движения воздуха. Число лопаток у диффузора, составляющее от 9 до 30, не рекомендуется иметь равным или кратным числу лопаток колеса, так как при этом усиливается пульсация воздушного потока.

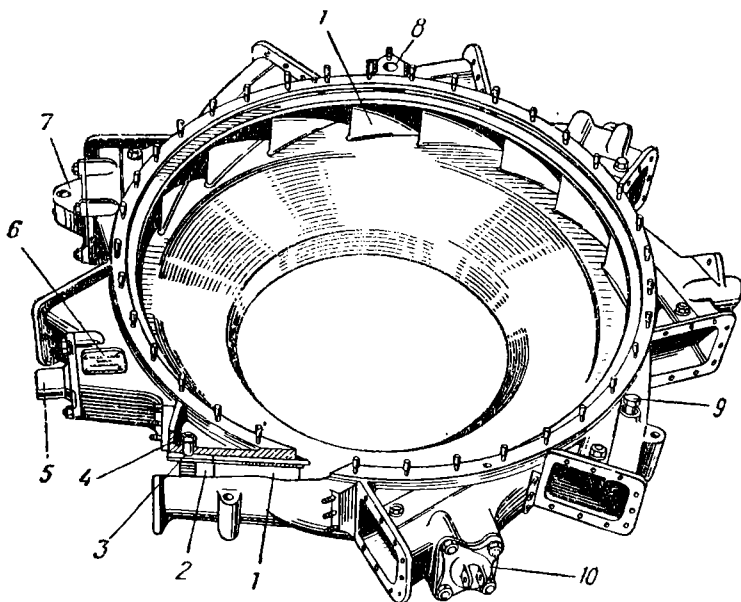
В качестве примера на фиг. 3.16 показан диффузор, а на фиг. 3.17 корпус центробежного компрессора двигателя ВК-1. Для уменьшения диаметральных габаритов лопаточный диффузор совмещен с выходными патрубками. Диффузор имеет 18 лопаток. Из них 9 отлиты вместе с корпусом и переходят в стенки патрубков. Остальные 9 лопаток являются вставными. Они установлены в прямоугольные пазы, выполненные внутри патрубков, и состоят из двух частей: алюминиевой лопатки 1 и стального наконечника 2. Лопатка и наконечник удерживаются от осевых перемещений двумя стальными упорами 3, которые с помощью своих хвостовиков крепятся к корпусу гайками 4.

Выходное устройство у центробежного компрессора при индивидуальных камерах сгорания выполняют обычно в виде выходных патрубков.

У двигателя ВК-1 (см. фиг. 3.2) коленообразные выходные патрубки 4 прикреплены к фланцам патрубков корпуса. По этим патрубкам воздух из компрессора подводится к девяти камерам сгорания. Для уменьшения гидравлических потерь при повороте воздушного потока у выходных патрубков установлены по три



Фиг. 3. 16. Лопаточный диффузор компрессора двигателя ВК-1.

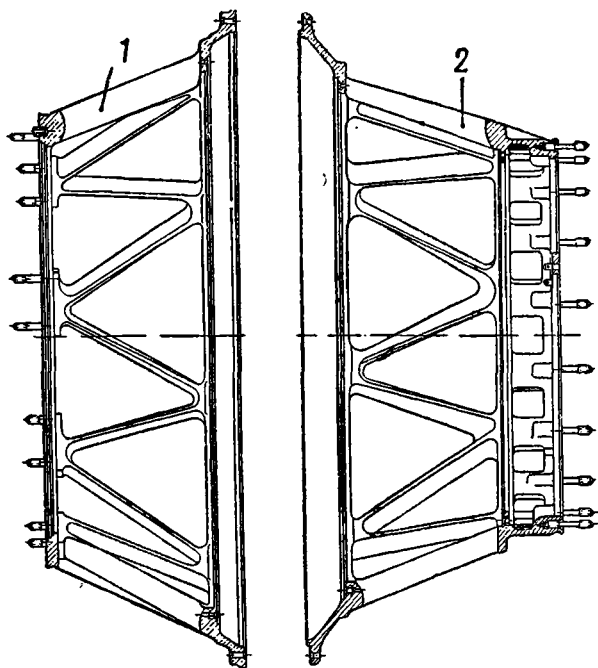


Фиг. 3. 17. Корпус компрессора двигателя ВК-1.

1—лопатка диффузора, 2—наконечник лопатки диффузора, 3—упор лопатки диффузора, 4—гайка крепления упоров, 5—цапфа опорная, 6—табличка двигателя, 7—кронштейн подвески, 8—отбор воздуха для нужд самолета, 9—штуцер отвода воздуха к лабиринтному уплотнению переднего подшипника, 10—опора нижняя.

направляющих лопатки 5. Выходные патрубки отлиты из алюминиевого сплава.

Корпус компрессора является основной силовой деталью двигателя. Из условия сборки корпус делают составным, с разъемом в плоскости, перпендикулярной к оси ротора. У центробежного компрессора двигателя ВК-1 (см. фиг. 3.3) корпус состоит из двух частей — собственно корпуса 9 и крышки корпуса 5, отлитых из алюминиевого сплава. Крышку центрируют



Фиг. 3.18. Передняя и задняя силовые рамы компрессора двигателя ВК-1.

буртом в расточке корпуса и крепят к нему шпильками. Корпус (см. фиг. 3.17) имеет заднюю стенку и 9 выходных патрубков, в которых расположен лопаточный диффузор. Для крепления двигателя к самолету на двух патрубках укреплены основные опорные цапфы 5 двигателя, а на трех других патрубках — вспомогательные опоры 7 и 10.

Силовые рамы. При наличии кольцевого входа в состав статора компрессора входят силовые рамы ферменного типа. На фиг. 3.18 показаны передняя 1 и задняя 2 силовые рамы компрессора двигателя ВК-1, имеющего двусторонний вход. Силовые рамы отлиты из алюминиевого сплава и состоят из двух кольцеобразных фланцев, соединенных 18 стержнями — ребрами.

Большими фланцами рамы соединяют с корпусом компрессора, а меньшими соответственно: передняя — с коробкой агрегатов, а задняя — с корпусом подшипников (см. фиг. 1.8). Воздух прохо-

дит в компрессор между стержнями рам. Внутри рам расположены входные кольцевые устройства. Снаружи они закрываются проволочными сетками δ , предохраняющими от попадания в компрессор посторонних предметов (см. фиг. 3. 2). У малого фланца задней фермы по окружности расположены 18 окон для прохода воздуха к вентилятору.

3. 4. ЗАЗОРЫ МЕЖДУ СТАТОРОМ И РАБОЧИМ КОЛЕСОМ

Между статором и рабочим колесом компрессора создают радиальные и осевые зазоры, обеспечивающие свободное вращение ротора (см. фиг. 3. 1). Радиальный зазор между колесом и лопатками диффузора обычно равен $\delta = 12 \div 30$ мм. Этот радиальный зазор представляет собой элемент щелевого диффузора. Он обеспечивает на входе в лопаточный диффузор выравнивание скоростей у воздушного потока, а при сверхзвуковой скорости — преобразование ее в дозвуковую с наименьшими потерями.

В осевом направлении ротор компрессора фиксируют в корпусе упорно-опорным шариковым подшипником 9 (см. фиг. 3. 12). При установлении осевых зазоров учитывают различные тепловые расширения у ротора и статора.

3. 5. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА ПРОЧНОСТЬ

Колесо центробежного компрессора рассчитывают на нагрузку центробежными силами от массы диска и лопаток. При расчете рабочее колесо разделяют на ряд кольцевых участков и для каждого участка определяют его массу. Так для двустороннего колеса масса m одного из кольцевых участков, имеющего средний радиус R_{cp} (фиг. 3. 19), равна

$$m = \frac{\gamma}{g} 2\pi R_{cp} b \Delta R + 2 \frac{\gamma}{g} \delta b_1 z \Delta R =$$

$$= \left(1 + \frac{\delta b_1 z}{\pi R_{cp} b} \right) \frac{\gamma}{g} 2\pi R_{cp} b \Delta R, \quad (3. 1)$$

где γ — удельный вес материала рабочего колеса;

g — ускорение силы тяжести;

b — средняя толщина кольцевого участка диска;

$\delta = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$ — средняя толщина сечения лопаток у кольцевого участка;

b_1 — средняя ширина лопатки у кольцевого участка;

z — число лопаток.

Обычно для удобства расчетов вводят понятие приведенного удельного веса $\gamma_{пр}$ кольцевых участков диска, полагая

$$\gamma_{пр} = \gamma \left(1 + \frac{\delta b_1 z}{\pi R_{ср} b} \right). \quad (3.2)$$

При этом у каждого кольцевого участка диска будет свой приведенный удельный вес. Для одностороннего колеса приведенный удельный вес будет

$$\gamma_{пр} = \gamma \left(1 + \frac{\delta b_1 z}{2\pi R_{ср} b} \right). \quad (3.3)$$

Расчет диска колеса центробежного компрессора производят тем же методом, что и расчет дисков осевого компрессора, но в первом случае радиальные напряжения на внешнем радиусе диска будут равны нулю, $\sigma_{R_0} = 0$.

Напряжения у дисков колес, выполненных из алюминиевых сплавов, допускаются до 2800 кг/см^2 .

Пример. Определить напряжения в диске двустороннего колеса центробежного компрессора (фиг. 3.20).

Дано: $\omega = 1210 \text{ 1/сек}$; $\gamma = 2,75 \text{ г/см}^3$.

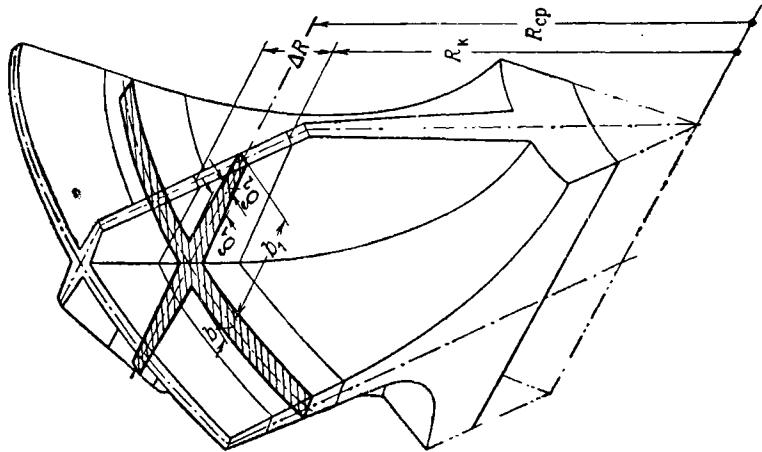
Разбиваем диск на семь расчетных участков и для каждого из них находим: приведенный удельный вес по формуле (3.2), коэффициенты A , M и N по графику фиг. 2.50 и значение Q по формуле (2.39)

$$Q_k = \frac{\gamma_{пр}}{8 \cdot 981} 1210^2 \cdot R_k^2 = 0,187 \gamma_{пр} R_k^2.$$

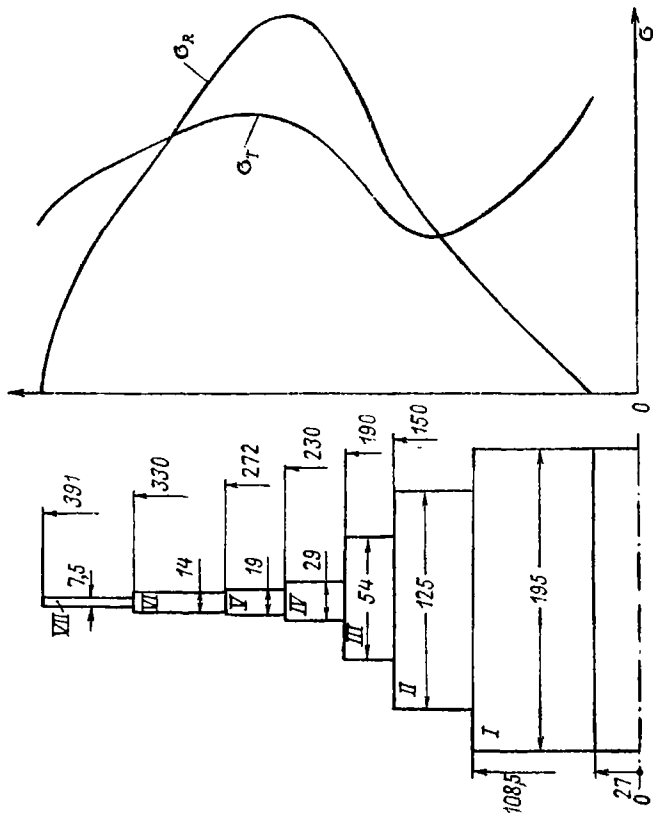
Значения приведенного удельного веса $\gamma_{пр}$ и величин, необходимые для его определения, сведены в табл. 3.1, а значения коэффициентов A , M , N и величин Q , MQ и NQ — в табл. 3.2. Диск имеет свободное отверстие и потому $\sigma_{R_0} = 0$. Расчеты напряжений σ_R и σ_T в диске сведены в табл. 3.3. Присоединяя к полученным табличным данным σ_R и σ_T напряжения в нулевом и периферийном сечениях диска, строим кривые напряжений в диске (см. фиг. 3.20).

Таблица 3.1

№ участка	$R_{ср}$ мм	b мм	b_1 мм	δ мм	$\gamma_{пр}$ г/см ³
I	67,7	195	—	—	2,75
II	129	125	35	9,6	3,28
III	170	54	70,5	10,9	4,88
IV	210	29	82,5	10	6,2
V	251	19	88	8,4	6,7
VI	301	14	65	7,5	5,7
VII	360,5	7,5	48	6,5	5,7



Фиг. 3. 19. К расчету колеса компрессора на прочность.



Фиг. 3. 20. К примеру расчета колеса.

Таблица 3.2

№ участка	R_k см	b_k см	m_k	A_k	M_k	N_k	Q_k	$M_k Q_k$	$N_k Q_k$
I	10,85	19,5	0,249	0,53	2,14	1,74	60,5	130	105
II	15	12,5	0,725	0,76	1,74	0,73	138	240	101
III	19	5,4	0,79	0,81	1,4	0,55	330	462	182
IV	23	2,9	0,825	0,84	1,21	0,46	612	740	282
V	27,2	1,9	0,845	0,86	1,085	0,4	927	1065	370
VI	33	1,4	0,825	0,84	1,21	0,46	1160	1405	533
VII	39,1	0,75	0,845	0,86	1,085	0,4	1730	1770	652

Таблица 3.3

№ участка	$\frac{b_{k-1}}{b_k}$	ψ_k	ξ_k	φ_k	λ_k	B_k
I	—	0	1	0,47	0,53	0
II	1,56	0,733	0,609	0,703	0,639	203
III	2,32	1,63	0,893	1,49	1,034	987
IV	1,86	2,77	1,42	2,55	1,64	2490
V	1,525	3,89	2,06	3,635	2,315	4575
VI	1,36	4,95	2,708	4,588	3,07	7100
VII	1,865	8,56	4,26	7,96	4,86	14750

Продолжение

№ участка	C_k	D_k	F_k	R_{kcp} см	σ_{R_k} кг/см ²	σ_{T_k} кг/см ²
I	0	130	105	6,77	386	1416
II	127	425	246	12,9	1065	1011
III	414	1340	705	17	1831	1290
IV	1049	3000	1562	21	2365	1635
V	2035	5220	2765	25,1	2317	1800
VI	3327	7902	4463	30,1	1650	1650
VII	6503	15270	8402	36,05	835	1275

Окружное напряжение в нулевом сечении по формуле (2.47):

$$\sigma_{T_0} = \frac{0 + 15\,270}{7,96} = 1920 \text{ кг/см}^2.$$

Окружное напряжение в периферийном сечении по формуле (2.46):

$$\sigma_{T_a} = 4,86 \cdot 1920 - 8402 = 930 \text{ кг/см}^2.$$

3.6. МАТЕРИАЛЫ

Одноступенчатые центробежные компрессоры работают при умеренных температурах. Колесо и ВНА обычно изготавливают из штамповок высокопрочного сплава АК6. Корпусы, крышки и силовые рамы, литые из алюминиевых сплавов типа силумин АЛ4 или АЛ5. Детали ННА изготавливают штамповкой из листового алюминивомагниевого сплава АМг-М. Для предупреждения коррозии все алюминиевые детали анодируют. Валы изготавливают из высокопрочных сталей 18ХНВА, 40ХНМА или 12Х2Н4А.

Глава IV

ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

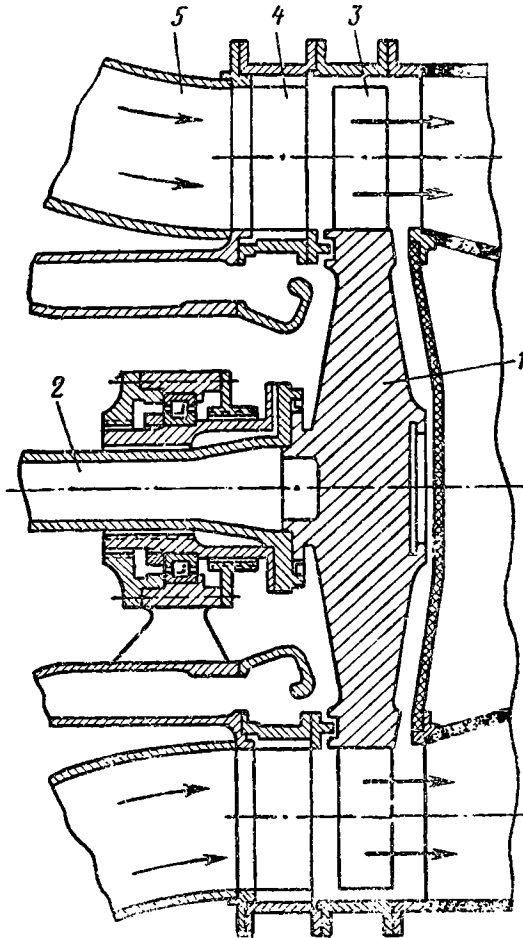
4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Газовые турбины ТРД служат для привода компрессора и вспомогательных агрегатов, а у ТВД — также для привода воздушного винта. При этом осевые реактивные турбины со ступенями давления находят преимущественное применение из-за малых габаритов, малого веса конструкции и высокого КПД. В небольших вспомогательных газотурбинных установках наряду с осевыми иногда применяются радиальные турбины.

На фиг. 4.1 показана конструктивная схема одноступенчатой осевой газовой турбины. Диск турбины 1 с рабочими лопатками 3 образуют рабочее колесо, а совместно с валом 2 — ротор турбины. Лопатки соплового аппарата 4 с корпусами и входной частью (газосборником) 5 образуют статор турбины. Ступень турбины состоит из соплового аппарата и расположенного за ним рабочего колеса. Число ступеней определяют величиной теплоперепада, который срабатывается в турбине. На схеме показан опорный роликовый подшипник турбины, установленный в корпусе. Рабочие газы из камеры сгорания поступают во входное устройство турбины, проходят через ее проточную часть и через выходное устройство выходят в атмосферу.

На фиг. 4.2 показана маломощная газотурбинная установка, состоящая из радиальной газовой турбины 1 и центробежного компрессора 2. Рабочие колеса турбины и компрессора укреплены на валу 3.

Газовые турбины работают в условиях высоких температур и нагрузок. Надежность их работы обеспечивается ограничением температуры рабочих газов, применением для их изготовления специальных жаропрочных и жаростойких материалов и охлаждением наиболее нагретых частей.



Фиг. 4.1. Конструктивная схема одноступенчатой осевой газовой турбины.

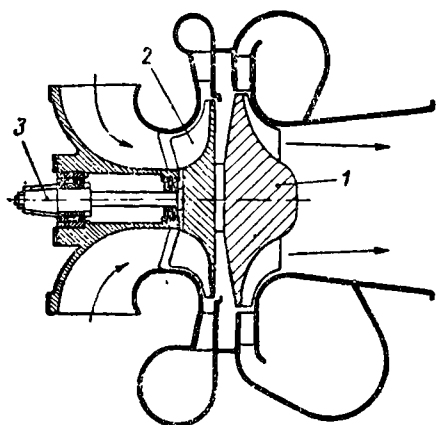
Проточная часть турбин. При прохождении через турбину рабочие газы расширяются и увеличиваются в объеме. Поэтому ее лопатки от ступени к ступени вдоль газового тракта постепенно удлиняют. Проточная часть у турбины может выполняться (фиг. 4.3):

- с постоянным средним диаметром $D_{\text{ср}}$;
- с постоянным диаметром втулки d ;
- с постоянным наружным диаметром D ;

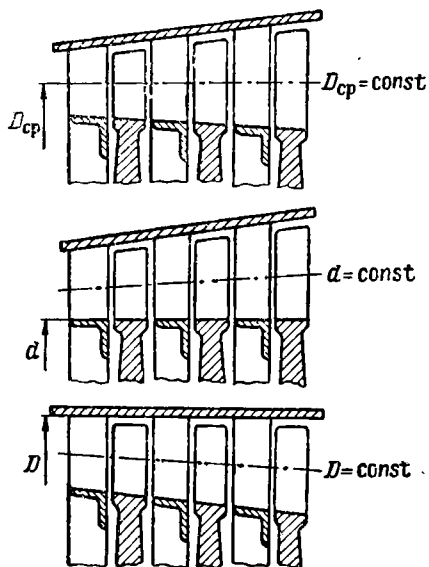
Иногда проточную часть у турбин выполняют при переменных D_{cp} , d и D .

Классификация газовых турбин. Авиационные осевые газовые турбины различают:

1) одно-, двух- и многоступенчатые (фиг. 4.4 и 4.5);



Фиг. 4.2. Маломощная газотурбинная установка с радиальной турбиной.



Фиг. 4.3. Формы проточной части турбины.

2) однороторные (одновальные, фиг. 4.4—4.5) и двухроторные (двухвальные, фиг. 4.6);

3) с неохлаждаемыми и с охлаждаемыми лопатками.

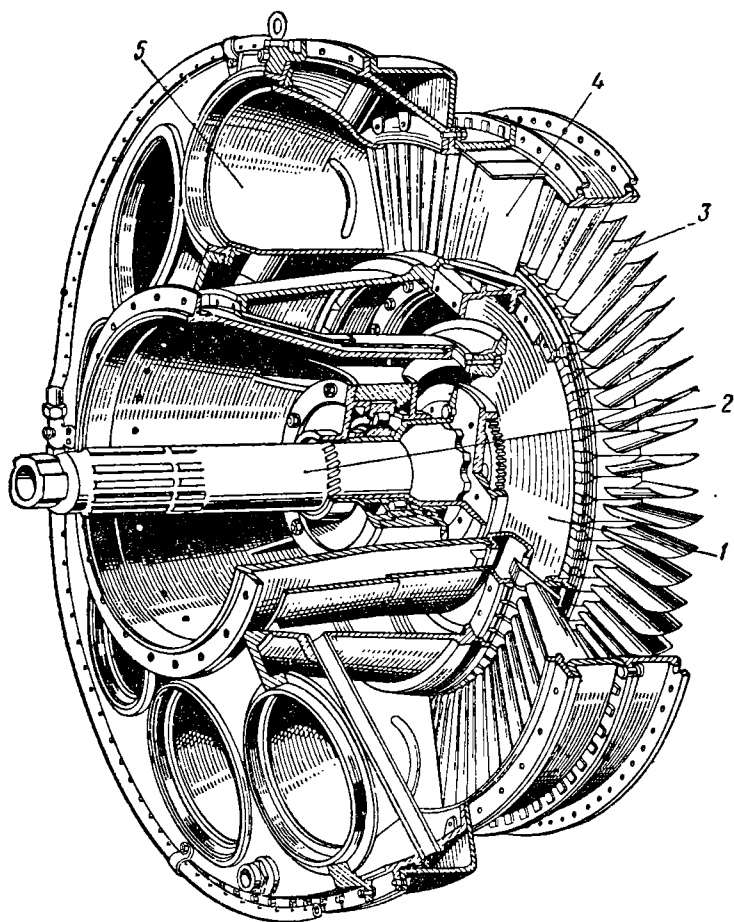
4.2. КОНСТРУКЦИЯ РОТОРА

На фиг. 4.7 показан ротор осевой одновальной одноступенчатой турбины ВК-1 с неохлаждаемыми лопатками.

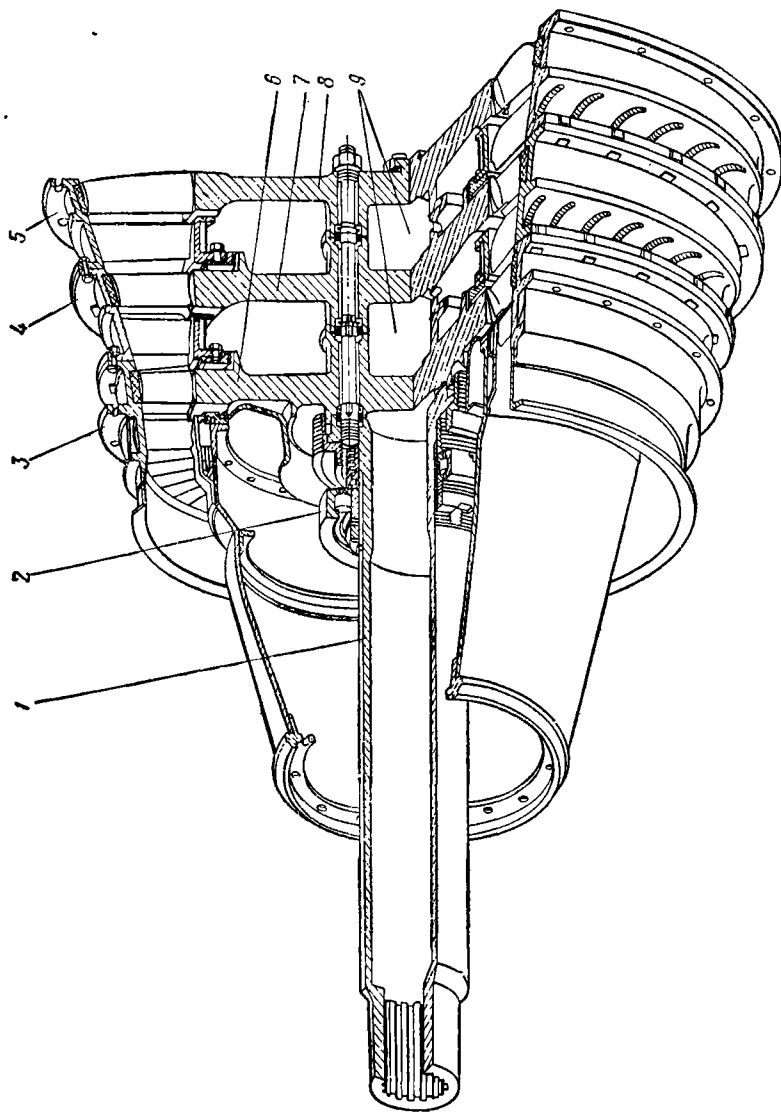
Рабочие лопатки (фиг. 4.8) относятся к основным рабочим элементам турбины. У них различают профильную часть или перо и ножку (хвостовик). При помощи последней лопатки крепят к ободу диска ротора.

Лопатки образуют у рабочего колеса лопаточный венец с криволинейными каналами. Лопаточные каналы реактивных турбин имеют конфузурную форму, при которой газовый поток ускоряется. Турбинные лопатки отличаются от компрессорных тем, что их профили делают более толстыми и более изогнутыми. Ножка турбинных лопаток более развита.

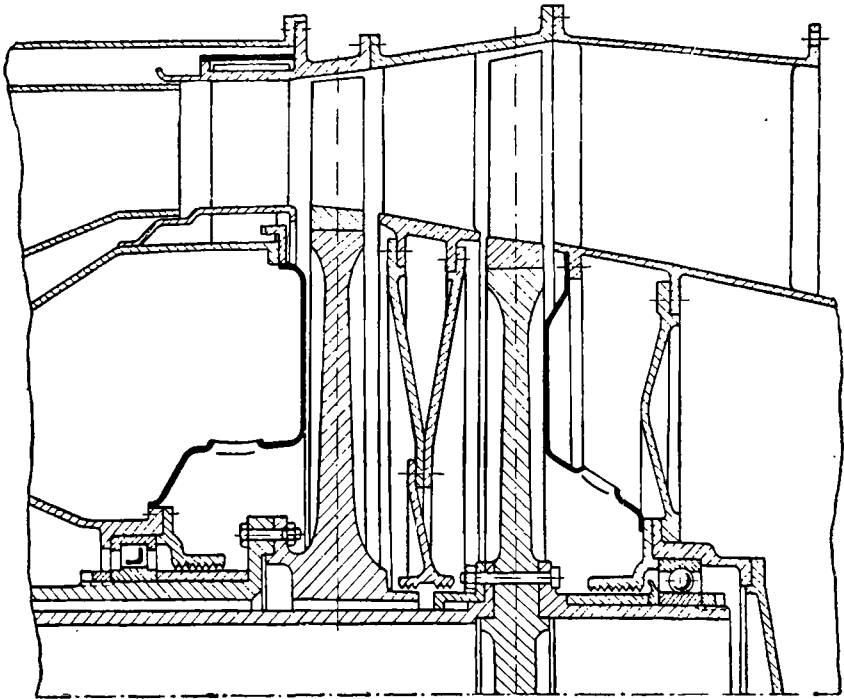
В связи с изменением треугольников скоростей у набегающего газового потока кривизна профиля и угловое положение его вдоль



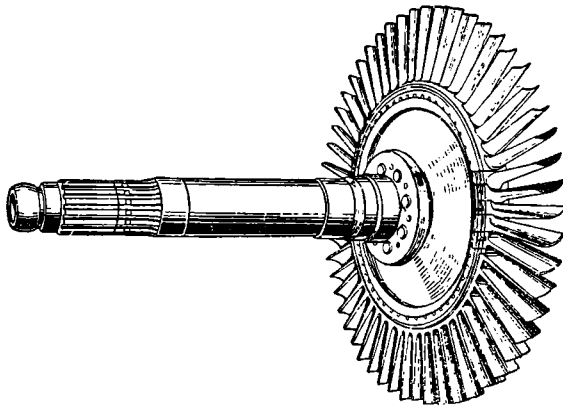
Фиг. 4.4. Одноступенчатая осевая турбина двигателя ВК-1.
1—диск турбины, 2—вал, 3—рабочие лопатки, 4—сопловые лопатки,
5—патрубок газосборника.



Фиг. 4. 5. Трехступенчатая осевая турбина двигателя АИ-20.
 1—вал турбины, 2—рольковый подшипник 2, 4 и 5—соловые аппараты I, II и III ступеней, 6, 7 и 8—рабочие колеса I, II и III ступеней, 9—полости ротора.



Фиг. 4. 6. Схема двухвальной турбины.



Фиг. 4. 7. Ротор турбины двигателя ВК-1.

длины лопатки выполняют переменными. Таким образом перо лопатки по длине получается как бы закрученным по винтовой линии. У коротких лопаток закрутку по длине часто не делают.

У выполненных конструкций турбин длина лопаток достигает 170 мм. Длина хорды b и шаг t лопаток у рабочего колеса связаны между собою и определяются густотой решетки профилей b/t , которую выбирают по экспериментальным данным продувок.

Рабочие лопатки турбин, также как и компрессоров, находятся под действием центробежных и аэродинамических сил, которые вызывают их растяжение, изгиб и скручивание. При неравномерности газового потока могут возникать колебания лопаток. По условиям прочности толщину профиля по длине лопаток делают переменной, увеличивая ее по определенному закону от периферийного к корневому сечению.

Рабочие лопатки работают при температуре $650 \div 750^\circ \text{C}$ и выше. При такой температуре под действием центробежных сил наблюдается явление ползучести рабочих лопаток, т. е. непрерывное, хотя и медленное, пластическое их удлинение. Этим удлинением ограничивается ресурс работы лопаток.

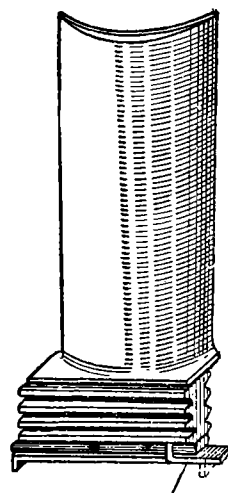
Рабочие лопатки турбин изготавливают из жаропрочных и жаростойких сплавов штамповкой или прецизионным литьем с последующей механической обработкой. Профильную часть лопаток выполняют обычно с высокой точностью, допуская отклонения по линейным размерам не более 0,1 мм, а по угловым — не более $15'$. Высокая чистота обработки полированием повышает вибрационную прочность лопаток, так как наличие мелких рисок может привести к образованию усталостных трещин. В целях облегчения балансировки ротора рабочие лопатки комплектуют по весу.

Рабочие лопатки по конструкции различают:

- а) охлаждаемые и неохлаждаемые;
- б) бандажированные и небандажированные.

Охлаждаемые лопатки делают пустотелыми для внутреннего охлаждения. Возможные схемы охлаждения лопаток приведены в параграфе 4.5 «Охлаждение турбин».

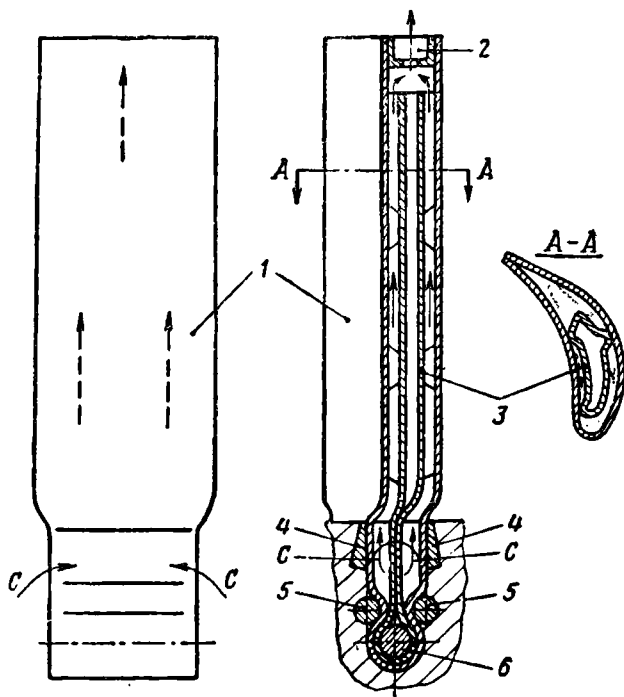
На фиг. 4.9 показана рабочая лопатка турбины РД-20 с воздушным охлаждением, изготовленная из листового материала штамповкой. Внутри лопатки 1 имеется дефлектор 3, сделанный также из листового материала. Дефлектор укреплен в лопатке шпилькой 6, которую обжимают в ножке лопатки и приваривают к ней с торцов, образуя цилиндрический замок. На другом конце лопатки приварено донышко 2 с отверстием для выхода воздуха.



Пластинчатый замок

Фиг. 4.8. Рабочая лопатка турбины двигателя ВК-1.

Лопатку укрепляют в диске рабочего колеса с помощью штифтов 5 и клиньев 4. Охлаждающий воздух поступает внутрь лопатки через боковые отверстия, имеющиеся в ее замковой части, как показано стрелками С, и выходит через отверстие в доньшке 2. Дефлектор направляет воздух вдоль горячих стенок лопатки и улучшает ее охлаждение. Расход воздуха через лопатку определяется размером отверстия в доньшке 2.



Фиг. 4.9. Рабочая лопатка с воздушным охлаждением турбины двигателя РД-20.

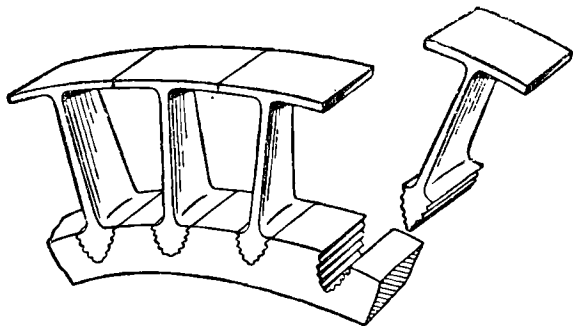
Охлаждение лопаток позволяет повысить рабочую температуру газов турбины или применить для изготовления лопаток менее дефицитные материалы. Однако из-за сложности их изготовления при умеренных рабочих температурах предпочитают применять лопатки неохлаждаемые. На фиг. 4.8 показана неохлаждаемая рабочая лопатка турбины двигателя ВК-1.

На фиг. 4.10 показаны бандажированные рабочие лопатки с полками на концах. Потери от перетекания газов через радиальные зазоры у турбины с такими полками получаются меньше и КПД турбины несколько возрастает. Однако полки увеличивают нагрузку лопаток от центробежных сил.

Замки рабочих лопаток. Крепление рабочих лопаток на дисках осуществляют замками. На фиг. 4.11 показаны некоторые типы крепления рабочих лопаток: а — штифтовым зам-

ком, б — цилиндрическим замком, в — с помощью сварки и г — замком типа «елочка».

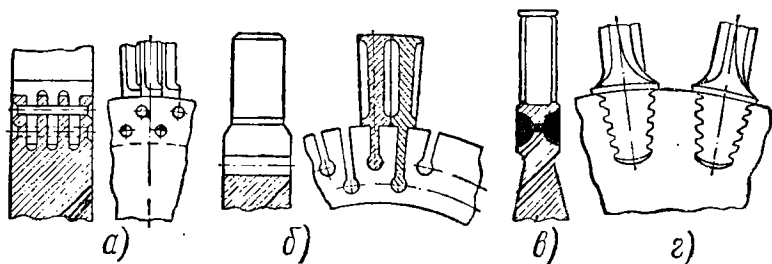
Штифтовый и цилиндрический замки лопаток ГТД в настоящее время не находят применения, так как увеличивают вес конструкции. Крепление лопаток с помощью сварки также не находит применения, так как не допускает замены лопаток в условиях эксплуатации. Широкое применение получил разборный замок



Фиг. 4. 10. Бандажированные рабочие лопатки.

типа «елочка», имеющий малый вес и малые габаритные размеры.

Соединение замком типа «елочка» осуществляется с помощью зубчиков, выполненных на клиновидной ножке лопатки и в соответствующем пазе диска. В зависимости от нагрузки число зубчиков у замка делают от 2 до 6 с каждой стороны клина. Для



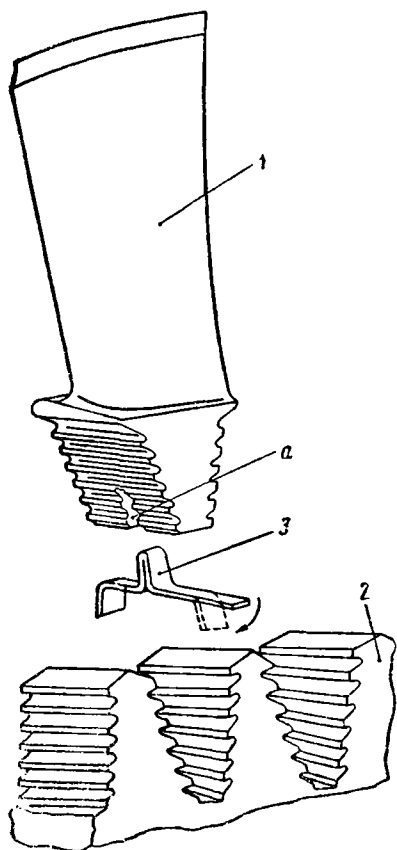
Фиг. 4. 11. Крепление рабочих лопаток.

обеспечения равномерного распределения нагрузки по зубчикам замок типа «елочка» требует высокой точности изготовления.

Замковые пазы у диска делают либо прямыми, параллельными оси вращения, либо косыми под углом к оси в поперечном (окружном) направлении. Косые пазы позволяют разместить большее число лопаток на диске. Посадка лопаток в замке свободная, обеспечивает тепловое расширение соединяемых деталей и самоустанавливаемость лопатки в замке под действием центробежной силы. Свободная посадка лопатки в замке контролируется при

сборке покачиванием ее в плоскости, перпендикулярной пазу. У турбины двигателя ВК-1 отклонение свободного конца лопатки при покачивании составляет $0,8 \div 1,5$ мм. От осевого перемещения в пазах лопатки фиксируют упорами и пластинчатыми стопорами. Последние обеспечивают легкую замену лопаток.

На фиг. 4.8 показана лопатка ВК-1, у которой на ножке сделан упорный выступ и поперечная прорезь для пластинчатого стопора. При монтаже загнутый конец стопора предварительно заводят в прорезь ножки и вставляют лопатку в паз диска до упора выступом. После этого свободный конец стопора отгибают на торец диска.



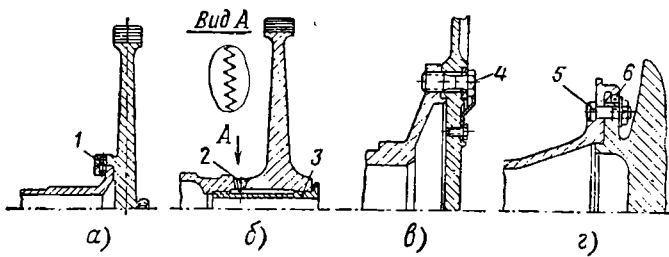
Фиг. 4.12. Установка рабочей лопатки на диске турбины двигателя АИ-20.

У турбины АИ-20 рабочие лопатки (фиг. 4.12) фиксируют пластинчатым стопором 3. На ножке лопатки 1 сделана поперечная прорезь *a*. При монтаже стопор своим выступом предварительно заводят в прорезь ножки и лопатку вставляют в елочный паз диска 2. После этого концы стопора отгибают на диск.

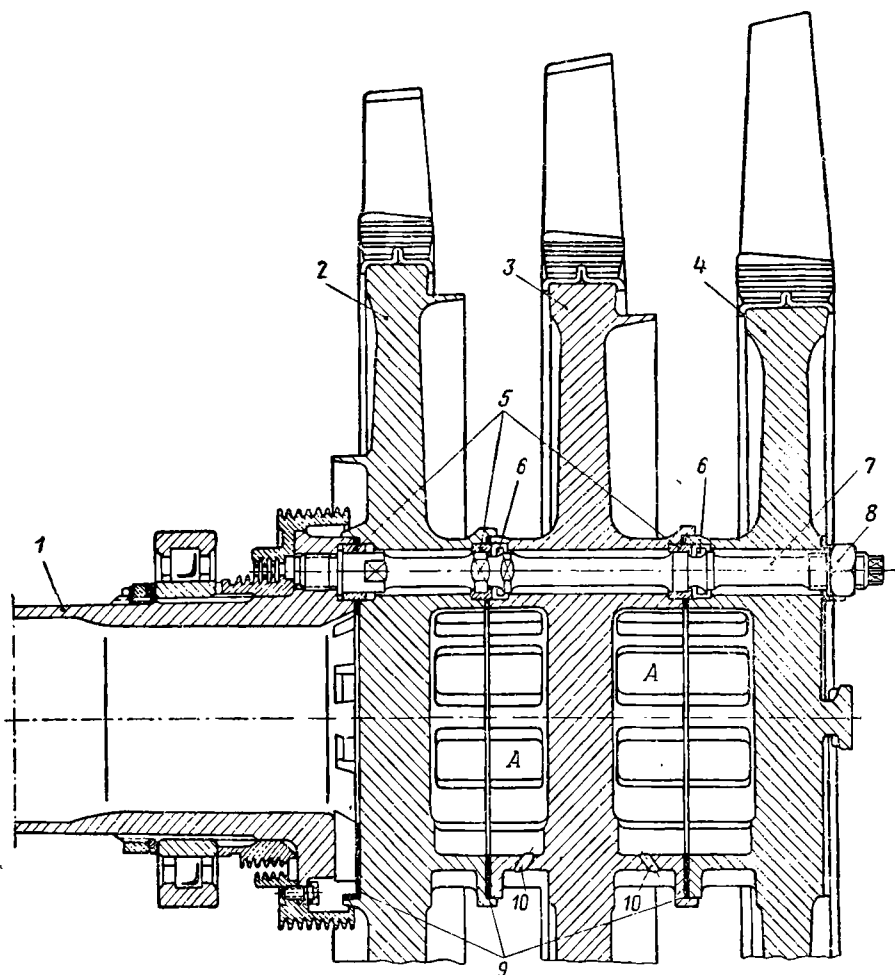
Диски турбин в отличие от компрессоров являются более нагруженными и потому их выполняют более толстыми. Их профиль имеет обычно коническую или более сложную форму (см. фиг. 2.15).

У многоступенчатых турбин применяют преимущественно роторы диско-барабанного типа (см. схему в фиг. 2.14). Соединения дисков с валом, а у многоступенчатых турбин также и соединения дисков между собою, разнообразны. К этим соединениям предъявляют те же требования, что и к соединениям роторов компрессора.

На фиг. 4.13 показаны некоторые типы соединений дисков турбин с валом, которые применяют также для соединения дисков между собой: *a* — соединение радиальными штифтами 1 с прессовой посадкой диска на вал, *б* — соединение торцовыми треугольными шлицами 2 и центральным стяжным болтом 3, *в* — фланцевое соединение на болтах 4, ввернутых во фланец вала, с передачей крутящего момента трением за счет затяжки болтов и



Фиг. 4. 13. Типы соединения дисков с валом.



Фиг. 4. 14. Ротор турбины двигателя АИ-20.

2 — фланцевое соединение на болтах 5 и дополнительным шлицевым соединением 6 для передачи крутящего момента.

На фиг. 4. 14 показан ротор трехступенчатой турбины АИ-20, который состоит из рабочих колес 2, 3 и 4, укрепленных консольно на вале 1. Профиль дисков имеет коническую форму, которая переходит на периферии в обод, а в центральной части — в ступицу. У дисков 2 и 3 (I и II ступеней) имеются кольцевые бурты для лабиринтных уплотнений, а у диска 4 (III ступени) в центре сделан грибовидный выступ, используемый при демонтаже турбины. Рабочие лопатки укрепляют с помощью елочных замков и фиксируют пластинчатыми стопорами.

Диски соединены между собою и с валом фланцами, образуя ротор диско-барабанного типа. Центрируют их по посадочным буртикам ступиц. Диски крепят восьмью шпильками 7, ввернутыми с натягом во фланец вала 1. Затяжку контролируют вытяжкой шпилек на величину 0,4 мм. Гайки 8 контрят пластинчатыми замками.

В местах стыков дисков ставят призонные втулки 5 и стальные прокладки 9. Втулки служат для передачи крутящего момента. С помощью прокладок подбирают осевые зазоры между статором и ротором турбины. Сверления 10 обеспечивают суфлирование полостей А ступиц дисков.

Для обеспечения последовательного демонтажа дисков в кольцевые проточки шпилек 7 закладывают разрезные сухарики 6, состоящие из двух половин, которые служат для осевого фиксирования дисков 3 и 2 на шпильках 7. Для снятия дисков 3 и 2 требуется предварительного удалить сухарики.

Диски турбин работают в условиях высоких температур, поэтому их выполняют из специальных жаропрочных сталей и сплавов.

4.3. КОНСТРУКЦИЯ СТАТОРА

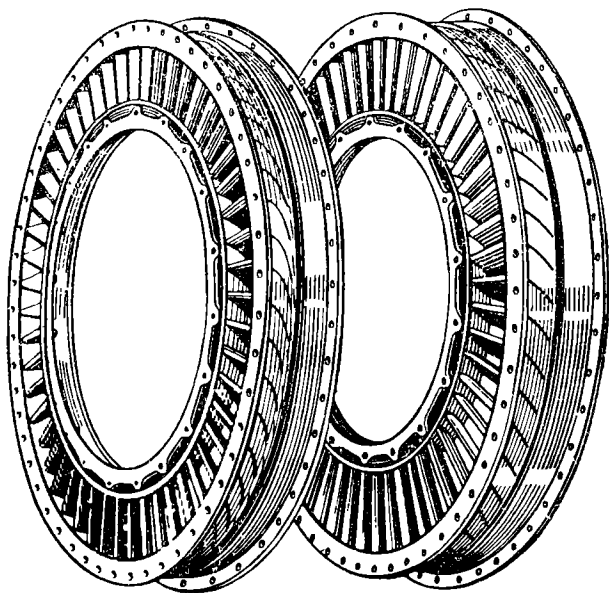
Статор турбины состоит из корпусов с закрепленными в них сопловыми аппаратами.

Сопловые аппараты образуются кольцевым набором неподвижных лопаток и несущими их элементами. Последними служат кольца в виде бандажей или непосредственно корпус турбины. На фиг. 4. 15 показаны сопловые аппараты II и III ступеней турбины двигателя АИ-20.

Сопловые лопатки, как и рабочие, относятся к основным рабочим элементам турбины. Поперечные сечения лопаток имеют изогнутый профиль с малым сопротивлением в газовом потоке, который получают построением, аналогично рабочим лопаткам.

При работе сопловые лопатки нагружаются аэродинамическими силами, которые вызывают их изгиб и скручивание. Кроме того, при неравномерном газовом потоке могут возникать колебания лопаток.

Сопловые лопатки работают при температуре 800—900° С и выше. Их изготавливают из жаростойких сплавов прецизионным литьем или штамповкой. Для уменьшения веса и повышения

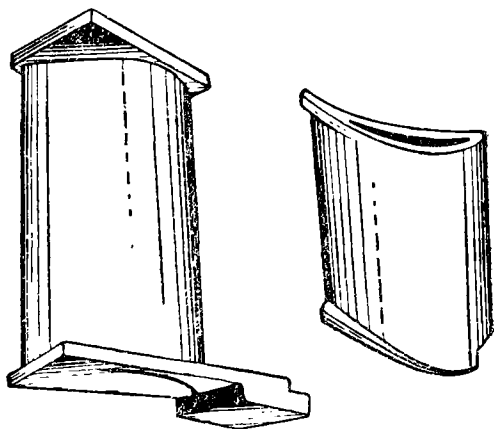


Фиг. 4.15. Сопловые аппараты турбины двигателя АИ-20.

сопротивляемости тепловым ударам, которые возникают при быстром нагреве или охлаждении, литые лопатки часто делают пустотелыми (фиг. 4.16).

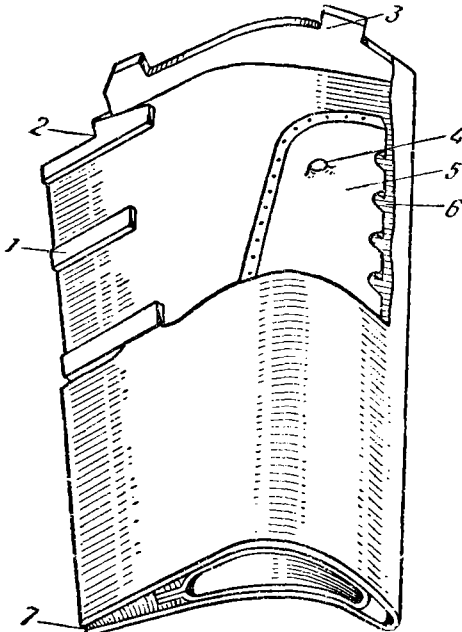
Сопловые лопатки выполняют с той же точностью, что и рабочие. Профильную часть их полируют.

Сопловые лопатки различают — охлаждаемые и неохлаждаемые. Охлаждаемые лопатки делают пустотелыми для внутреннего воздушного охлаждения. На фиг. 4.17 показана охлаждаемая лопатка двигателя РД-10. Лопатка пустотелая, сварной конструкции, изготовлена из жаростойкой листовой стали. На перифе-



Фиг. 4.16. Пустотелые сопловые лопатки.

рийном конце лопатки приварена пластинка 3, а у выходной кромки приварены клиновидные пластинки 1, образующие выходные щели 7. Внутри лопатки помещен дефлектор 5, который приварен к внутреннему концу лопатки. Лопатку приваривают к внутреннему бандажу соплового аппарата. Охлаждающий воздух поступает внутрь дефлектора и через отверстия 6 в нем направляется на переднюю кромку лопатки, как наиболее нагретую. Затем воздух проходит через полость между дефлектором и лопаткой, охлаждает последнюю и выходит через щели 7 у выходной кромки лопатки, смешиваясь с рабочими газами.



Фиг. 4.17. Сопловая лопатка турбины двигателя РД-10 с воздушным охлаждением.

1—пластинки, 2—вырез у выходной кромки лопатки, 3—пластинка, 4—выступ у дефлектора, 5—дефлектор, 6—отверстия в дефлекторе, 7—щель у выходной кромки между пластинками 1.

Соединения сопловых лопаток с несущими их элементами должны обеспечивать свободное тепловое расширение лопаток. На фиг. 4.18 показаны типы этих соединений:

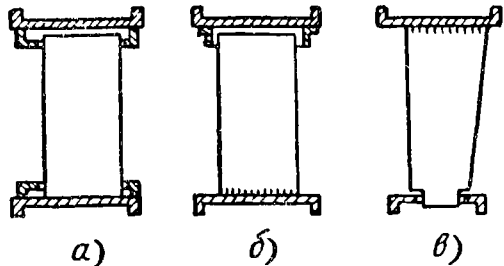
а) свободная (плавающая) посадка лопаток в гнездах наружного и внутреннего несущих колец;

б) жесткое крепление лопаток у внутреннего кольца и свободная посадка их по наружному кольцу;

в) жесткое крепление лопаток у наружного кольца и свободная посадка по внутреннему кольцу.

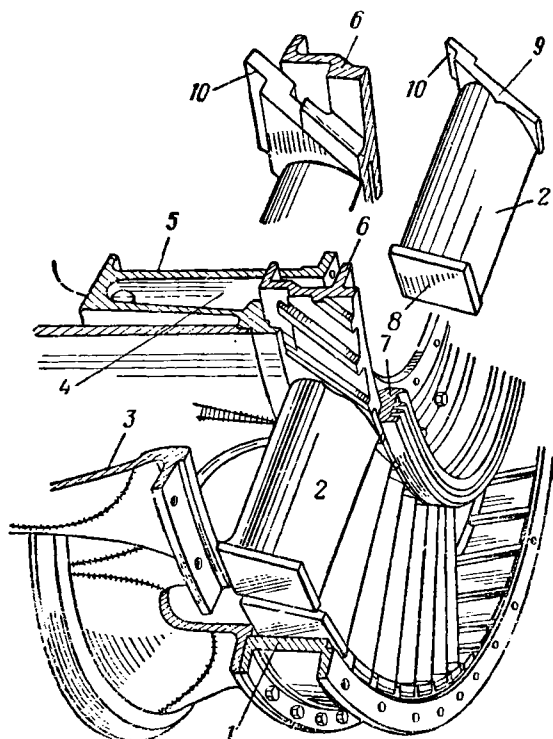
Разновидностью третьего типа соединений является разрезное внутреннее кольцо, отдельные части которого жестко крепят к внутреннему концу лопаток или выполяют в виде полок заодно целое с лопаткой.

Соединения а и б обычно применяют на первых ступенях турбин, у которых наружное и внутренние кольца соплового аппарата жестко укрепляют во входном устройстве турбины.



Фиг. 4.18. Типы крепления сопловых лопаток.

Соединение *в* находит применение у последующих ступеней турбин, у которых наружные несущие кольца сопловых аппаратов жестко связаны с корпусом турбины, а внутренние кольца подвижно укреплены на свободных концах лопаток и образуют с дисками турбины лабиринтные уплотнения, препятствующие перетеканию газов (см. фиг. 4. 5).



Фиг. 4. 19. Разборный сопловой аппарат.

1—наружное кольцо, 2—сопловые лопатки, 3—корпус газосборника, 4—полость барабана, 5—барабан, 6—внутреннее кольцо, 7—лабиринтное кольцо, 8 и 9—полки на концах лопаток, 10—зуб для фиксирования.

Сопловые аппараты в выполненных конструкциях турбин разнообразны. Различают сопловые аппараты разборные и неразборные. На фиг. 4. 19 показан разборный сопловой аппарат, который состоит из набора неохлаждаемых лопаток 2, внутреннего 6 и наружного 1 колец. Последние крепят соответственно к внутреннему барабану 5 и корпусу газосборника 3. Соединение лопаток с кольцами 6 и 1 свободное и осуществляется посредством косых пазов у колец и соответствующих им полок 8 и 9 на концах лопаток 2. На полках 9 сделан зуб 10 для фиксирования лопаток.

При сборке сопловые лопатки устанавливают в пазах внутреннего кольца 6, которое затем закрепляют на барабане 5. При этом лопатки фиксируются своими зубьями 10 буртиком барабана 5.

Затем на полки 8 лопаток свободно надевают наружное кольцо 1, которое закрепляют на корпусе 3. Так как пазы кольца 1 и полки 8 лопаток косые, то кольцо при надевании немного повертывают (как бы навинчивают на полки лопаток). Свободная посадка лопаток в пазах обеспечивает им тепловое расширение при работе.

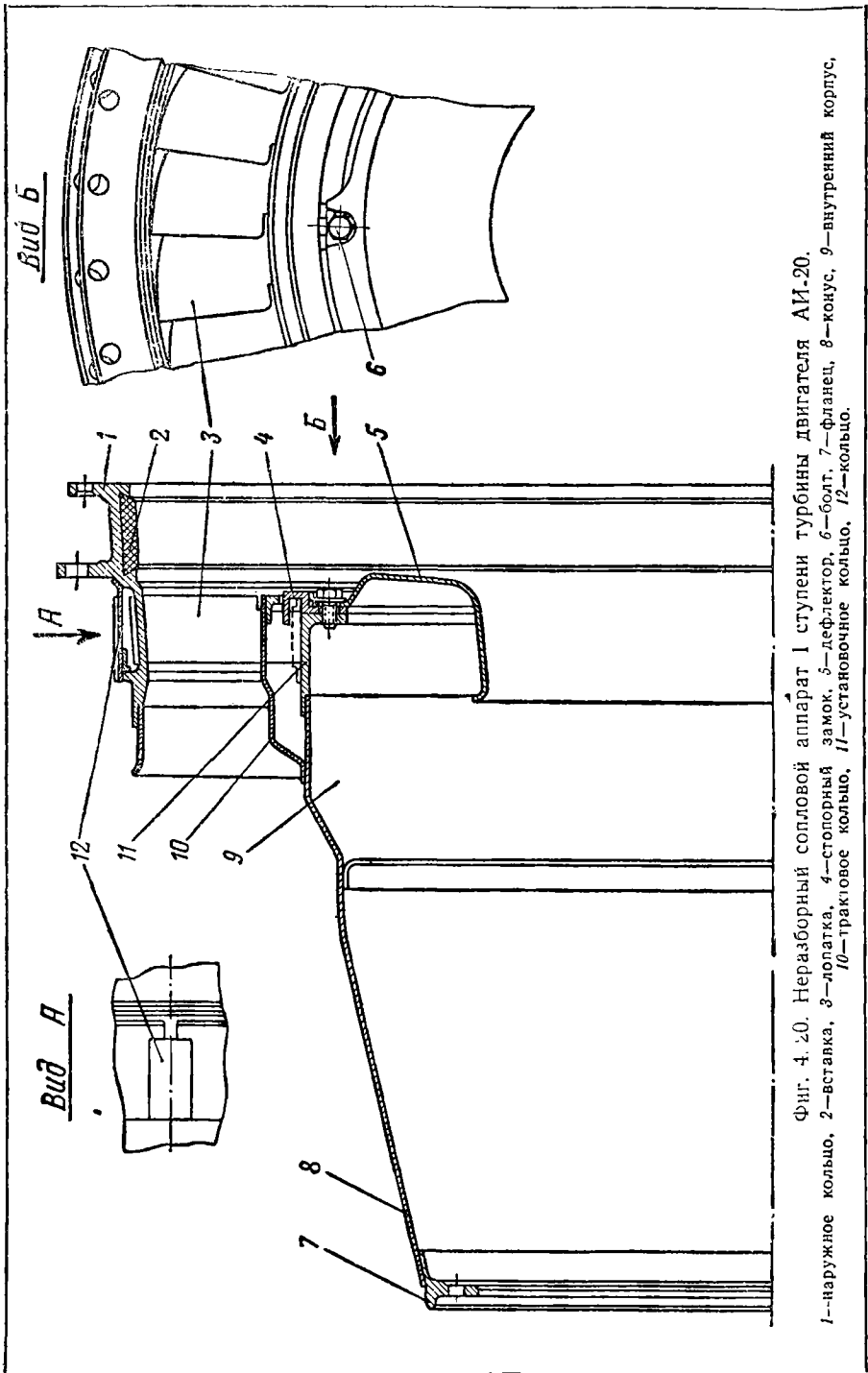
На фиг. 4.20 показан неразборный сопловой аппарат I ступени турбины двигателя АИ-20 со свободной посадкой лопаток. Аппарат состоит из наружного кольца 1, внутреннего корпуса 9 и лопаток 3. Наружное кольцо 1 является частью корпуса турбины. Передним фланцем кольцо крепят к наружному кожуху камеры сгорания, а задним — к сопловому аппарату II ступени. В средней части по окружности кольца сделаны прорезы под лопатки 3. Металлокерамические вставки 2 образуют радиальный зазор между рабочим колесом и корпусом.

Внутренний корпус 9 сварной конструкции. Своим фланцем 7 он крепится к корпусу подшипников ротора, а конусом 8 образует внутреннюю стенку камеры сгорания. С задней стороны к конусу 8 приварены тракторное кольцо 10 и установочное кольцо 11. Тракторное кольцо образует внутренний контур газового тракта. Для установки лопаток 3 на нем выполнены соответствующие прорезы, а у установочного кольца 11 приварены манжеты, образующие гнезда для лопаток.

Лопатки 3 изготовлены методом прецизионного литья. Их свободно вставляют в прорезы наружного 1 и тракторного 10 колец до упора в гнездах установочного кольца 11. Затем лопатки фиксируют от радиального перемещения кольцевым стопорным замком 4. Последний своим кольцевым выступом входит в прорезы лопаток и болтами 6 крепится к фланцу установочного кольца 11. После этого на корпусе устанавливают кольцо-ленту 12, концы которой сваривают с помощью накладки. Кольцо-лента 12 препятствует перетеканию воздуха из камеры сгорания в газовый тракт через зазоры между лопатками 3 и прорезями для них в корпусе.

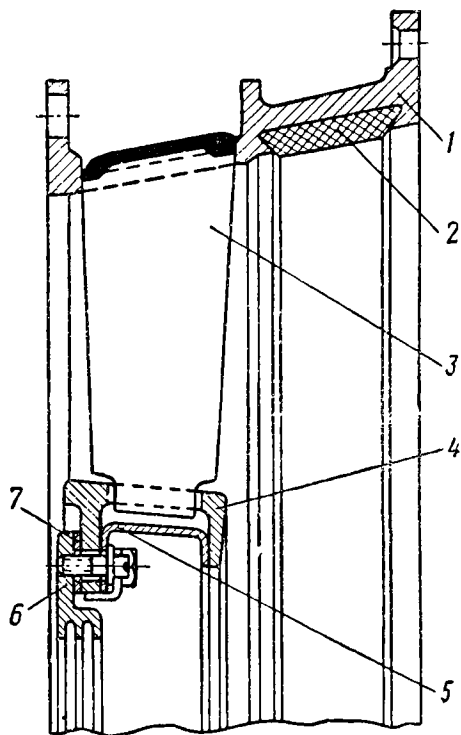
На фиг. 4.15 и 4.21 показан неразборный сопловой аппарат II ступени турбины двигателя АИ-20 с лопатками, жестко укрепленными в наружном кольце. Аппарат состоит из наружного кольца 1, внутреннего кольца 4 и лопаток 3. Наружное кольцо 1 является частью корпуса турбины. Передним фланцем его крепят к сопловому аппарату I ступени, а задним — к сопловому аппарату III ступени. В средней части его на наружной поверхности выполнено кольцевое ребро жесткости. По окружности между передним фланцем и ребром жесткости у наружного кольца выполнены прорезы под лопатки 3. Металлокерамические вставки 2 образуют радиальный зазор между рабочим колесом и корпусом.

Внутреннее кольцо имеет прорезы под лопатки 3 и два бурта, к которым приварен кольцевой обод 5. Последний устраняет возможность перетекания рабочих газов через зазоры между лопатками 3 и прорезями для них у кольца 4.

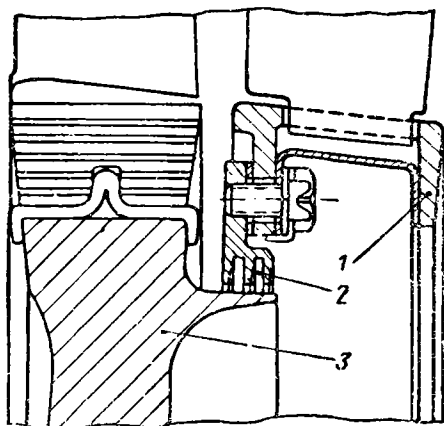


Фиг. 4.20. Неразборный сословый аппарат 1 ступени турбины двигателя АИ-20.

1—наружное кольцо, 2—вставка, 3—лопатка, 4—стопорный замок, 5—дефлектор, 6—болт, 7—фланец, 8—конус, 9—внутренний корпус, 10—трактовое кольцо, 11—установочное кольцо, 12—кольцо.



Фиг. 4.21. Неразборный сопловой аппарат II ступени турбины двигателя АИ-20.
1—наружное кольцо, 2—вставка, 3—лопатка, 4—внутреннее кольцо, 5—кольцевой обод, 6—лабиринтное кольцо, 7—дистанционное кольцо.

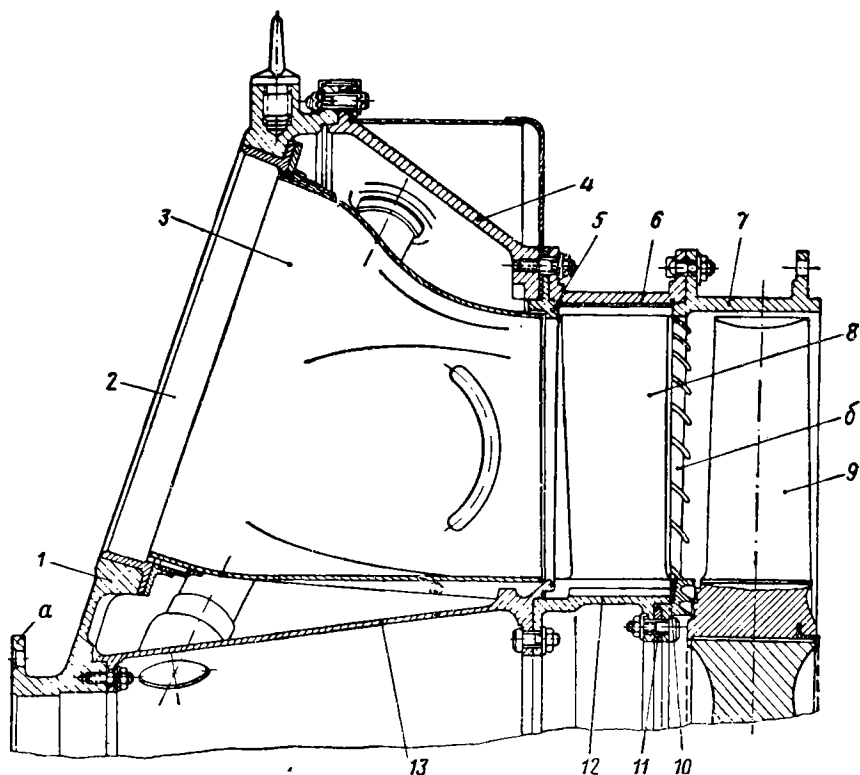


Фиг. 4.22. Лабиринтное уплотнение турбины двигателя АИ-20.
1—сопловой аппарат, 2—лабиринтное кольцо, 3—колесо турбины.

Лопатки 3 изготовлены методом прецизионного литья. Их вставляют в прорези наружного и внутреннего колец и затем приваривают к наружному кольцу. К переднему бурту внутреннего кольца 4 крепят кольцо лабиринтного уплотнения 6. Последнее образует с кольцевым выступом рабочего колеса I ступени уплотнение от перетекания рабочих газов (фиг. 4.22).

Корпусы турбин несут сопловые аппараты и входят в силовую систему двигателя так же, как и корпуса компрессоров. Они воспринимают скручивающие моменты со стороны сопловых аппаратов и изгибающие моменты от сил веса и сил инерции. Со стороны газового тракта корпуса находятся под повышенным давлением газов и работают при высоких температурах. Изготавливают их из поковок, центровкой или сваркой из жаростойких сталей и сплавов. Для обеспечения сборки турбин корпуса выполняют разъемными по плоскостям, перпендикулярным оси ротора, в виде узких колец с фланцами для соединения. С наружной стороны у них часто делают кольцевые ребра. Ребра и фланцы придают корпусам необходимую жесткость. Со стороны входа в турбину корпуса ее соединяют с камерами сгорания, а со стороны выхода — с выходными устройствами. В случае индивидуальных

(трубчатых) или трубчато-кольцевых камер сгорания турбины имеют входные устройства в виде газосборников, которые обеспечивают равномерный подвод рабочих газов к сопловому аппарату I ступени. Кольцевые камеры особых устройств для этой цели не требуют.



Фиг. 4. 23. Проточная часть турбины двигателя ВК-1.

1—корпус газосборника, 2—втулка, 3—переходные патрубков, 4—крышка, 5—центрирующее кольцо, 6—наружное кольцо соплового аппарата, 7—корпус, 8—сопловая лопатка, 9—рабочее колесо, 10—лабиринтное кольцо, 11—регулирующее кольцо, 12—внутреннее кольцо соплового аппарата, 13—барабан.

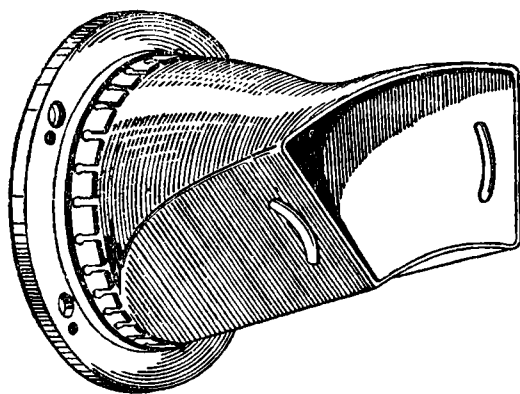
На фиг. 4. 23 показана проточная часть одноступенчатой турбины двигателя ВК-1. Статор турбины состоит из газосборника, соплового аппарата и корпуса, прикрывающего рабочее колесо.

Газосборник разъемной конструкции состоит из корпуса 1, крышки 4 и барабана 13. В соединении эти детали образуют жесткую силовую коробку. Фланцем *a* газосборник крепят к корпусу подшипников ротора.

В стенке корпуса 1 равномерно по окружности выполнены девять цилиндрических окон с бронзовыми втулками 2, образующими гнезда для установки индивидуальных камер сгорания. С внут-

ренной стороны к корпусу 1 с помощью фланцев крепят девять переходных патрубков 3.

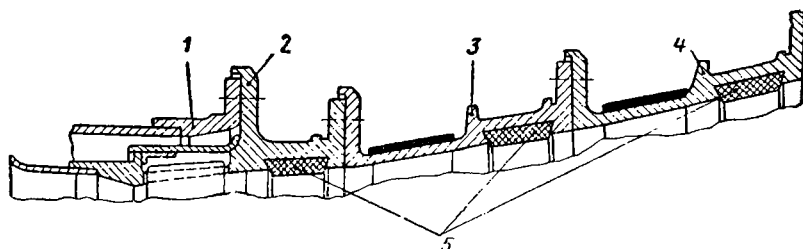
На фиг. 4. 24 переходный патрубок показан отдельно. Патрубок сварной конструкции имеет на входе круглое сечение, а на выходе — форму кольцевого сектора. За газосборником установлен сопловой аппарат (см. фиг. 4. 23). Внутреннее его кольцо 12 крепят к барабану 13, а наружное кольцо 6 через центрирующее кольцо 5 к крышке 4. Сопловой аппарат аналогичен показанному на фиг. 4. 19. Сопловые лопатки 8 свободно установлены в косых



Фиг. 4. 24. Переходный патрубок.

пазах колец 12 и 6 и зафиксированы своим выступом на нижней полке буртиком барабана 13. К заднему фланцу внутреннего кольца 12 крепят лабиринтное кольцо 10, которое образует уплотнение с рабочим колесом 9. С помощью регулировочного кольца 11 при сборке устанавливают осевой зазор между лабиринтным кольцом 10 и рабочим колесом 9. К заднему фланцу наружного кольца 6 соплового аппарата крепят корпус 7, образующий с рабочим колесом 9 радиальный зазор. У переднего буртика корпуса 7 сделаны 62 канавки 6 (по числу рабочих лопаток колеса). Для уменьшения перетекания газов через радиальный зазор рабочих лопаток буртика корпуса 7 сделана меньше диаметра рабочего колеса. Канавки 6 дают возможность при монтаже свободно пронести корпус 7 над рабочим колесом. К заднему фланцу корпуса 7 крепят выходное сопло. На фиг. 4. 25 показан корпус трехступенчатой турбины двигателя АИ-20, который состоит из трех частей: 2, 3 и 4, последовательно соединенных с помощью фланцевых соединений. Каждый из корпусов несет свой сопловой аппарат. В корпусах над рабочими лопатками выполнены проточки, в которые закладывают вставки 5 из мягкого жаростойкого материала, обеспечивающие минимальные радиальные зазоры между статором и рабочим колесом и не повреждающие рабочие лопатки при заде-

вании о них. Разъемы у корпусов допускают сборку и разборку турбины в последовательном порядке от ступени к ступени (см. фиг. 4.5). Передним фланцем корпус I ступени крепят к наруж-



Фиг. 4.25. Корпус трехступенчатой турбины двигателя АИ-20.

ному кожуху камеры сгорания 1, а к заднему фланцу корпуса III ступени крепят выхлопную трубу.

4.4. ЗАЗОРЫ МЕЖДУ РОТОРОМ И СТАТОРОМ ТУРБИНЫ

Между ротором и статором турбины, так же как у осевых компрессоров (см. фиг. 2.29), создают радиальные δ и осевые Δ зазоры, обеспечивающие свободное вращение ротора. Максимальная величина радиальных зазоров ограничивается ростом потерь от перетекания газов, т. е. уменьшением к. п. д. турбины, а минимальная их величина — задеванием ротора о статор во время работы.

Зазоры у турбины значительно меняются с изменением режима работы двигателя. Это объясняется различием рабочих температур и коэффициентов линейного расширения у отдельных частей ротора и статора. На переходных режимах работы зазоры меняются также от различной скорости прогрева или охлаждения сравнительно массивного ротора и тонкостенных корпусов статора. Характер изменения зазоров на переходных режимах турбины виден из табл. 4.1.

Таблица 4.1

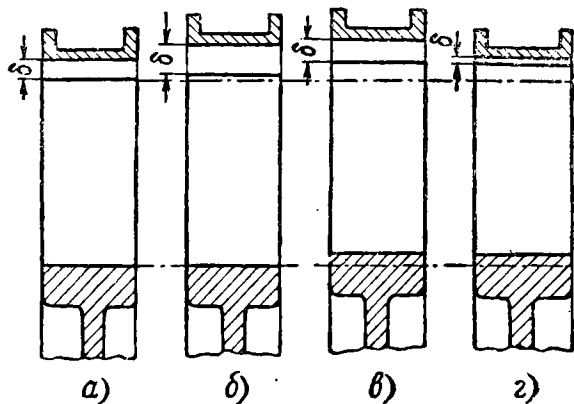
Режим работы двигателя	Радиальный зазор	Осевой зазор у рабочего колеса со стороны упорного подшипника
Запуск двигателя	увеличивается	уменьшается
Переход к постоянному рабочему режиму	уменьшается	увеличивается
Переход на малые режимы и остановка двигателя	уменьшается	увеличивается

На фиг. 4.26 показано изменение радиальных зазоров у турбины: а — зазор у холодного двигателя, б — зазор при запуске,

δ — зазор при установившемся режиме и δ_0 — зазор при остановке двигателя.

В случае малых радиальных зазоров при остановке двигателя рабочие лопатки могут заклинить в корпусе. Поэтому иногда рекомендуется после остановки двигателя несколько раз с перерывами прокручивать его ротор от стартера с тем, чтобы прогнать через двигатель холодный воздух и ускорить тем самым охлаждение ротора.

Охлаждение турбины уменьшает тепловое расширение отдельных ее частей и зазоры при этом изменяются в меньшей степени.



Фиг. 4.26. Изменение радиальных зазоров у турбины на разных режимах.

В процессе длительной эксплуатации радиальные зазоры у турбины уменьшаются. Из-за ползучести материала рабочих лопаток и дисков, под действием центробежных сил происходит непрерывное их удлинение в радиальном направлении. У корпусов же турбины наблюдается явление обратное — их усадка и коробление. Это уменьшение зазоров ограничивает обычно ресурс работы двигателей. Так у турбины двигателя ВК-1 (см. фиг. 4.23) первоначальный радиальный зазор между рабочим колесом 9 и корпусом 7 устанавливают в пределах 2,3÷2,6 мм. Уменьшение его в процессе эксплуатации допускается до 1,3 мм, после чего зазор восстанавливают расточкой корпуса 7.

У турбины двигателя АИ-20 (см. фиг. 4.25) в корпусе над рабочими лопатками вмонтированы мягкие металлокерамические вставки 5 из никеля, графита и кремния, которые устраняют возможность серьезных повреждений в случае задевания о них лопаток.

Радиальные зазоры δ между рабочими лопатками и корпусом у неработающего (холодного) двигателя обычно выполняют не менее $\delta = (0,003 \div 0,004)D$, где D — наружный диаметр рабочего колеса.

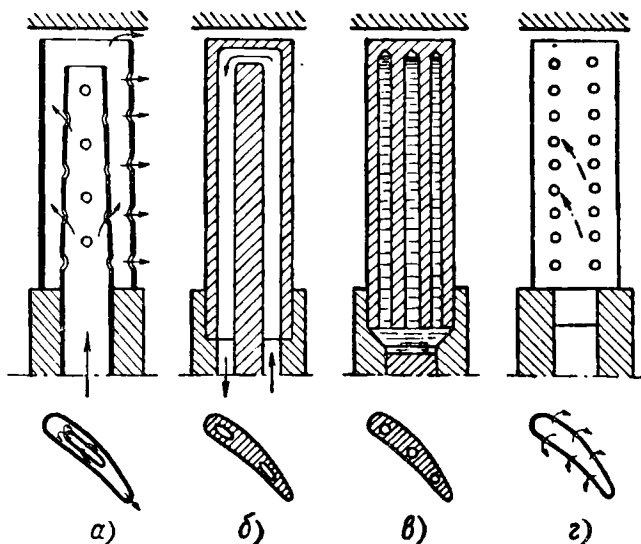
Осевые зазоры Δ (см. фиг. 2.29) между ротором и статором обычно обеспечивают регулировочными кольцами. Например,

у турбины двигателя ВК-1 (см. фиг. 4. 23) осевой зазор между лабиринтным кольцом 10 и рабочим колесом 9 устанавливают при сборке в пределах $2,7 \div 2,9$ мм подбором регулировочного кольца 11. У турбины двигателя АИ-20 осевые зазоры между сопловыми аппаратами и рабочими колесами устанавливают подбором регулировочных колец 9 (см. фиг. 4. 14).

Осевые зазоры $\Delta_{\text{л}}$ (см. фиг. 2. 29) между сопловыми и рабочими лопатками устанавливают в пределах $\Delta_{\text{л}} = (0,1 \div 0,4) b$, где b — длина хорды профиля лопаток. Бóльшее значение зазора $\Delta_{\text{л}}$ благоприятно сказывается на выравнивании газового потока.

4. 5. ОХЛАЖДЕНИЕ ТУРБИН

Авиационные газовые турбины работают в условиях высоких температур и потому наиболее нагретые и ответственные части их обычно охлаждаются воздухом. Охлаждение повышает надежность работы турбин и позволяет повысить температуру рабочих газов или применить менее дефицитные материалы для их изготовления.



Фиг. 4. 27. Схемы охлаждения лопаток.

Наибольшему нагреву подвергаются сопловые и рабочие лопатки турбин, расположенные непосредственно в потоке горячих газов. Так как коэффициент теплопроводности жаропрочных и жаростойких материалов сравнительно низок, то охлаждение рабочих лопаток за счет отвода тепла в диски, а сопловых лопаток — в несущие их корпуса малоэффективно.

На фиг. 4. 27 показаны возможные схемы охлаждения лопаток: а — лопатка с воздушным охлаждением, б — лопатка с замкнутой

циркуляционной системой охлаждения, *в* — лопатка с термосифонной циркуляцией и *г* — лопатка с пленочным охлаждением.

Лопатки с воздушным охлаждением наиболее просты и потому в некоторых конструкциях двигателей нашли себе применение. Выполняют их из тонкого листового материала. Внутри лопаток устанавливают вставку-дефлектор. Охлаждающий воздух подводится через ножку лопатки в полость дефлектора, а затем через отверстия в нем проходит в зазор между дефлектором и лопаткой. Охлаждая лопатку, воздух выходит в проточную часть турбины через отверстия в торце лопатки и через щели у выходной ее кромки. Дефлектор обеспечивает подвод охлаждающего воздуха к наиболее нагретым частям лопатки и уменьшает проходные сечения. Благодаря последнему увеличивается скорость движения охлаждающего воздуха и коэффициент теплопередачи значительно возрастает.

Известны также опытные конструкции лопаток, изготовленных методом порошковой металлургии, с большим количеством каналов малого диаметра, проходящих вдоль лопатки. Воздух подводится к ним со стороны ножки и, охлаждая лопатку, выходит через ее торец.

Лопатки с замкнутой циркуляционной системой могут охлаждаться воздухом или жидкостью. В систему охлаждения включают компрессор или насос и радиатор. Первые обеспечивают циркуляцию воздуха или жидкости в системе, а радиатор — охлаждение их. Эта система охлаждения не получила применения на авиационных ГТД из-за ее сложности.

Лопатки с термосифонным охлаждением можно применять только в качестве рабочих лопаток. Эти лопатки имеют закрытые каналы, заполненные жидкостью. При вращении ротора за счет центробежных сил более холодные и тяжелые частицы жидкости будут перемещаться к периферийной части лопатки, а более нагретые и легкие — в корневую часть. При этом более нагретая жидкость будет отдавать тепло менее нагретому диску турбины. Возможна также передача тепла охлаждающему воздуху через специальные оребрения у ножки лопатки.

Охлаждающей жидкостью может служить жидкий легкий металл, например, натрий, который имеет удельный вес $\gamma = 0,97 \text{ г/см}^3$, температуру плавления 97°С и температуру кипения 880°С . При таком охлаждении лопатки могут работать при температуре газов на входе в турбину до $1100\text{—}1200^\circ \text{С}$.

Лопатки с пленочным охлаждением имеют специальные отверстия или пористую стенку (при изготовлении методом порошковой металлургии). Охлаждающий воздух из внутренней полости лопатки через отверстия или поры в стенке поступает на рабочую ее поверхность. На поверхности лопатки образуется воздушный пограничный слой в виде пленки. Вместо воздуха можно применить жидкость, кипящую на поверхности лопатки. Основная трудность пленочного охлаждения заключается в обеспечении устойчивости пленки от размывания ее струей газа.

Внутреннее охлаждение лопаток достаточно эффективно, но связано со значительными усложнениями их конструкции и изготовления. В особенности сложно осуществить внутреннее охлаждение рабочих лопаток, укрепленных на вращающемся колесе.

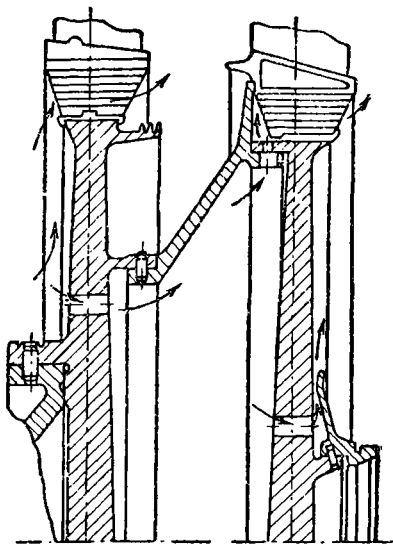
Внутреннее воздушное охлаждение часто находит применение у сопловых и реже у рабочих лопаток первых ступеней турбин. При умеренных рабочих температурах рабочие лопатки выполняют без внутреннего охлаждения с применением внешнего обдува охлаждающим воздухом дисков рабочих колес и с продувкой через зазоры в замках хвостовиков лопаток. На фиг. 4.28 показана схема обдува рабочих колес двухступенчатой турбины.

Движение охлаждающего воздуха показано стрелками. Воздух для охлаждения отбирается из основного воздушного тракта двигателя — за одной из ступеней осевого компрессора или из камер сгорания (в последнем случае вторичный воздух). Место отбора воздуха определяют потребным давлением для прохождения его через систему охлаждения и возможно меньшей его температурой. Кроме того, принимают во внимание и конструктивные соображения.

У ГТД с центробежным компрессором для охлаждения часто применяют специальный вентилятор.

Расход охлаждающего воздуха обычно составляет 2—4% от общего расхода воздуха через двигатель. Бóльший расход его через систему охлаждения приводит к заметному снижению тяги (мощности) и экономичности двигателя.

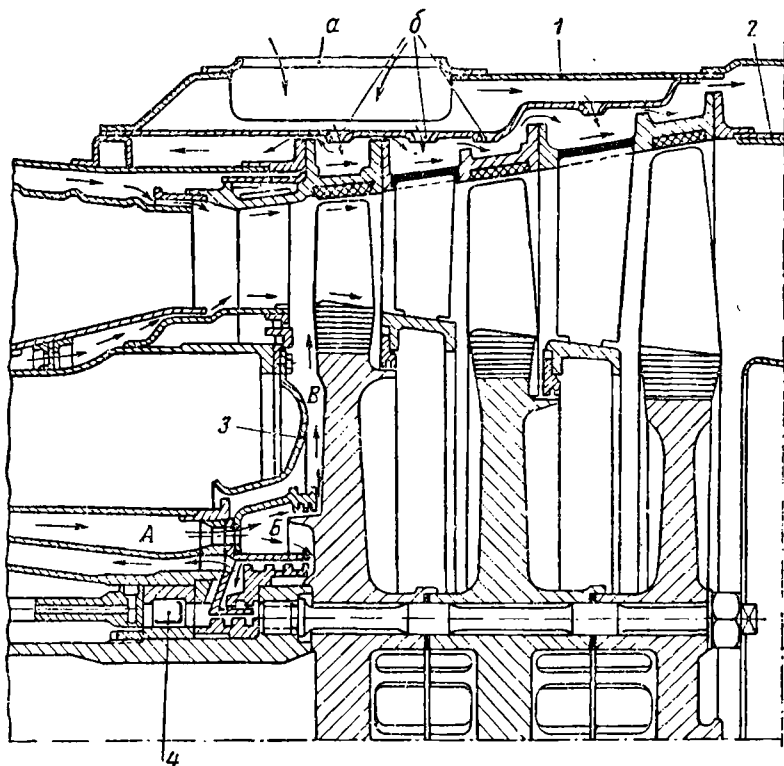
Для внешнего охлаждения корпусов обычно используют атмосферный воздух. За счет получающегося в полете скоростного напора воздух прогоняется через кольцевую полость, образованную вокруг корпуса легким наружным кожухом. На фиг. 4.29 показана схема охлаждения турбины двигателя АИ-20. Сопловой аппарат и диск колеса I ступени охлаждаются воздухом, который отбирается из камеры сгорания (вторичным воздухом). Для охлаждения соплового аппарата воздух подводится через кольцевые зазоры между стенками жаровой трубы и корпусом соплового аппарата. Направляясь вдоль стенок последнего (как показано стрелками), охлаждающий воздух образует у них защитную пленку и одновременно охлаждает концы сопловых лопаток. Затем этот воздух, охлаждая частично корневые и перифе-



Фиг. 4.28. Схема обдува рабочих колес турбины.

рийные части рабочих лопаток I ступени, смешивается с рабочими газами.

Для охлаждения диска ротора I ступени вторичный воздух из камеры сгорания по кольцевому каналу *A* подводится в кольцевую полость *B* и через зазоры в лабиринтном уплотнении поступает в полость *B*. Направляясь дефлектором *З* вдоль диска, воздух охлаждает его и замки рабочих лопаток, после чего проходит



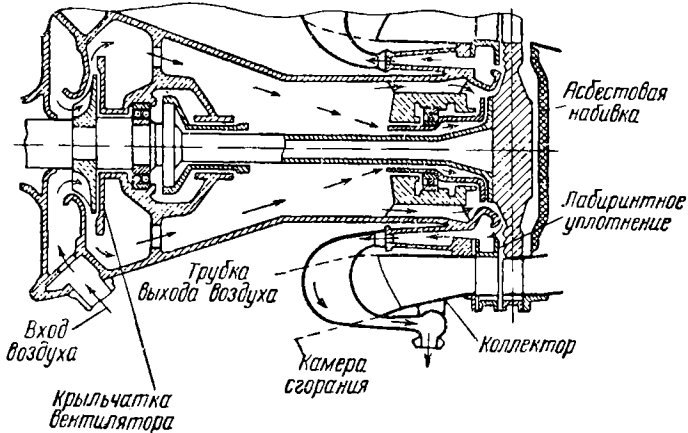
Фиг. 4.29. Схема охлаждения турбины двигателя АИ-20.

в газовый тракт и смешивается с рабочими газами. Диски роторов II и III ступеней, как менее нагретые, охлаждения не имеют. Проходя по кольцевому каналу *A*, расположенному вокруг корпуса роликового подшипника *4* ротора, вторичный воздух предохраняет его от излишнего нагрева со стороны камеры сгорания.

Корпус турбины с внешней стороны охлаждается атмосферным воздухом. Для этой цели на двигателе установлен кольцевой воздухохраник *1* сварной конструкции. Во внутренней его стенке имеется большое число отверстий *б*, расположенных равномерно по окружности. Атмосферный воздух под скоростным напором поступает в воздухохраник через горловину *a* и через отверстия *б* поступает на охлаждение корпуса турбины; затем проходит на

охлаждение выхлопной трубы 2 и отводится в атмосферу. Движение охлаждающего воздуха показано стрелками.

На фиг. 4.30 показана схема охлаждения ТРД с центробежным компрессором, у которого на валу ротора внутри корпуса установлен центробежный вентилятор. Полость корпуса служит для прохода охлаждающего воздуха, поэтому подшипники ротора внутри корпуса изолированы и имеют уплотнения. Задний подшипник установлен на промежуточную втулку, которая укреплена на валу турбины и образует с ним кольцевой зазор для прохода



Фиг. 4.30. Схема охлаждения ТРД с центробежным компрессором.

охлаждающего воздуха. С помощью торцового лабиринтного уплотнения, выполненного на ободе диска турбины, система воздушного охлаждения изолирована от проточной части.

Атмосферный воздух прогоняется вентилятором, охлаждая по пути подшипниковые узлы, диск рабочего колеса и корпус газосборника. Часть воздуха проходит через кольцевой зазор между валом и втулкой заднего подшипника, охлаждая последние. Воздух по трубкам собирается в кольцевом коллекторе, откуда отводится в атмосферу. Движение воздуха на схеме показано стрелками.

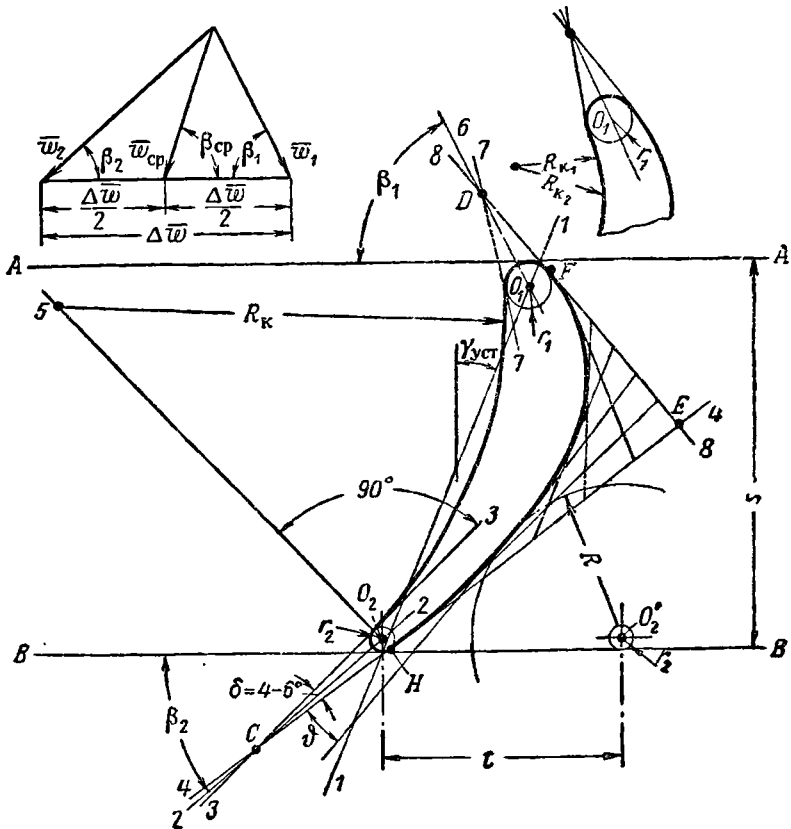
4.6. ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ

Профиль лопаток турбины получают построением. Исходными данными для этого являются: треугольники скоростей, шаг t лопаток в решетке, ширина лопатки s и радиусы скругления кромок r_1 и r_2 . Треугольники скоростей и шаг лопаток в решетке принимают из газодинамического расчета. Ширина лопатки s и радиусы скругления входной r_1 и выходной r_2 кромок лопаток выбирают в пределах:

$$s = 30 \div 60 \text{ мм}; r_1 = 1 \div 3 \text{ мм} \text{ и } r_2 = 0,4 \div 1 \text{ мм}.$$

Порядок построения профиля лопатки следующий (фиг. 4.31). На расстоянии s проводят параллельные прямые $A-A$ и $B-B$, а параллельно вектору средней скорости $\bar{w}_{\text{ср}}$ (под углом $\gamma_{\text{уст}} = 90 - \beta_{\text{ср}}$) проводят линию $1-1$, которая пересекает прямые $A-A$ и $B-B$.

Радиусами r_1 и r_2 описывают окружности входной и выходной кромок, касающиеся соответственно прямых $A-A$ и $B-B$, а центры их O_1 и O_2 лежат на прямой $1-1$.



Фиг. 4.31. Построение профиля рабочей лопатки.

Из центра O_2 проводят луч O_2-2 , параллельный вектору скорости \bar{w}_2 , а к окружности r_2 под углом $2-3^\circ$ к лучу O_2-2 проводят две касательные $3-3$ и $4-4$. Эти касательные образуют угол заострения у выходной кромки лопатки $\delta = 4 \div 6^\circ$. Точку касания касательной $4-4$ с окружностью r_2 обозначим H .

После этого из центра O_2 под углом 90° к касательной $3-3$ проводят луч O_2-5 и радиусом R_k описывают корытце профиля лопатки. При этом дугу окружности R_k сопрягают с окружностями кромок r_1 и r_2 , а центр ее располагают на луче O_2-5 .

По приближенной формуле определяют размер горловины решетки:

$$a_2 = (1,02 \div 1,06) t \sin \beta_2.$$

На расстоянии шага решетки t находят центр O_2' окружности r_2 выходной кромки соседней лопатки, из которого описывают дугу окружности радиусом $R = a_2 + r_2$.

Из центра O_1 входной кромки лопатки проводят луч O_1-6 , параллельный вектору скорости \bar{w}_1 , а через точку сопряжения окружности r_1 с дугой окружности R_K проводят общую к ним касательную $7-7$.

Затем из точки D пересечения касательной $7-7$ с лучом O_1-6 к окружности входной кромки r_1 проводят вторую касательную $8-8$ до пересечения с прямой $4-4$ в точке E . Точка F является точкой касания касательной $8-8$ с окружностью r_1 .

Касательные $7-7$ и $8-8$ образуют угол заострения у входной кромки лопатки. Если этот угол получается слишком большим (больше 30°), то для его уменьшения корытце у лопатки описывают дугами двух окружностей R_{K1} и R_{K2} , как показано отдельно на фиг. 4.31.

Спинка лопатки может быть очерчена дугами окружностей, параболы или лемнискаты. При этом кривые должны сопрягаться с касательными $4-4$ и $8-8$ в точках F и H их касания с окружностями r_1 и r_2 и, кроме того, касаться окружности R . Точку касания спинки с окружностью R рекомендуется подбирать так, чтобы касательная образовала угол ϕ не более 15° .

На фиг. 4.31 дано построение спинки лопатки по параболе. Для этого отрезки прямых $H-E$ и $F-E$ разбивают на равное число частей и точки деления последовательно соединяют друг с другом прямыми. Парабола является огибающей этих прямых.

Чтобы обеспечить касание параболы с окружностью R обычно приходится повторно построить профиль, меняя каждый раз угол $\gamma_{уст}$ прямой $I-I$. В этом случае прямая $I-I$ не будет параллельна вектору $\bar{w}_{ср}$.

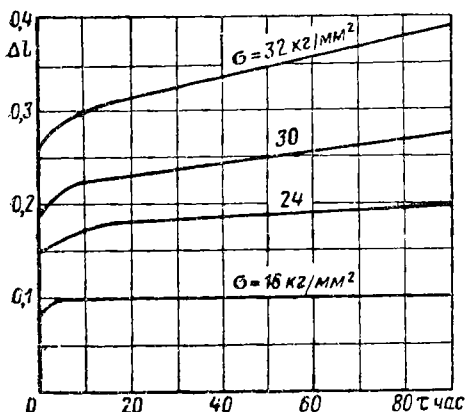
После построения профиля лопатки проверяют форму межлопаточного канала.

Межлопаточный канал от входа к выходу должен иметь плавно сужающуюся форму (конфузорную), что достигается подбором кривых, очерчивающих спинку лопатки. Небольшая диффузорность допускается иногда только в передней части канала (со стороны входа).

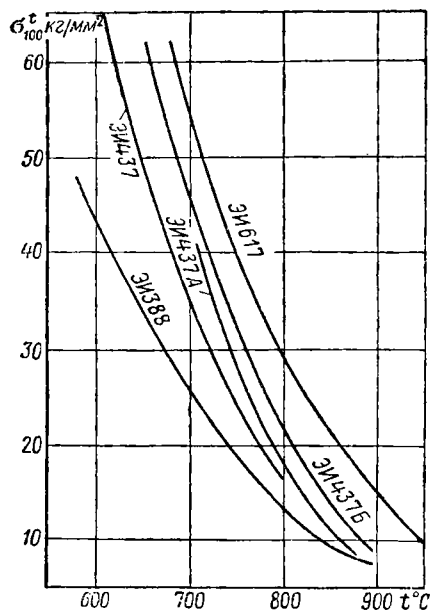
Толщину лопатки определяют из условий ее прочности; она должна уменьшаться от корневого сечения лопатки к периферийному. Наибольшая толщина профиля лопатки на среднем радиусе обычно составляет $(0,1 \div 0,16) b$ (длины ее хорды). Профилирование сопловых лопаток может быть осуществлено тем же методом.

4.7. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Ползучесть и предел длительной прочности. В обычных температурных условиях прочность материалов при постоянных нагрузках оценивают пределами прочности или текучести. При высоких же температурах под действием постоянных нагрузок у обычных конструкционных материалов возникает явление ползучести, которое проявляется в виде медленно и непрерывно развивающейся пластической деформации. В этих условиях прочность материалов определяется пределом длительной прочности.



Фиг. 4.32. Кривые ползучести сплава ЭИ437А (ХН77ТЮ).



Фиг. 4.33. Примерное изменение предела длительной прочности некоторых материалов в зависимости от температуры.

На фиг. 4.32 показаны кривые ползучести сплава ЭИ437А при постоянной температуре $t = 700^\circ\text{C}$ и при различных постоянных нагрузках. Последние характеризуются напряжениями растяжения у образцов от 16 до 32 кг/мм^2 . Эти кривые представляют собою зависимость относительного удлинения Δl образцов от продолжительности испытания. Из них следует, что при температуре 700°C у сплава ЭИ437А явление ползучести наблюдается при напряжении $\sigma > 16 \text{ кг/мм}^2$ и при том в тем большей степени, чем выше напряжение. Процесс ползучести заканчивается разрушением образца. Чем выше температура, тем процесс ползучести протекает быстрее.

Газовые турбины работают в условиях высоких температур и потому у таких напряженных деталей, как рабочие лопатки и диски, возникает явление ползучести.

Пределом длительной прочности называют напряжение, которое при рабочей температуре $t^\circ\text{C}$ по истечении τ часов работы приводит к разрушению испытываемого образца или детали.

Его обозначают буквой σ с индексами: верхним — рабочая температура и нижним — часы работы. Например, σ_{300}^{700} обозначает предел длительной прочности при температуре 700°C за 300 час. работы. На фиг. 4.33 показано изменение предела длительной прочности σ_{100}^t для некоторых материалов лопаток.

Запас длительной прочности определяется по формуле:

$$n = \frac{\sigma_{\tau}^t}{\sigma}, \quad (4.1)$$

где σ — рабочее напряжение у детали.

Расчет рабочих лопаток

В отличие от лопаток осевых компрессоров рабочие лопатки турбин работают в условиях высоких температур. За счет отвода тепла в диск температура лопатки уменьшается к корневой части. Предел длительной прочности σ_{τ}^t лопаток возрастает к корневому сечению в более сильной степени, чем напряжение σ и минимальный запас прочности по формуле (4.1) получается у лопаток обычно не в корневом, а в промежуточном сечении — на расстоянии $\left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{2}\right)L$ от корневого сечения. Поэтому для определения минимального запаса прочности расчет на прочность лопатки турбины приходится вести по ряду сечений.

Расчет лопаток на растяжение

Для понижения напряжений толщину рабочих лопаток уменьшают от корневого сечения к периферии. Площадь сечения лопатки часто изменяют по степенному закону с показателем $m < 1$:

$$F = F_k - (F_k - F_0) \left(\frac{r - R_k}{L} \right)^m, \quad (4.2)$$

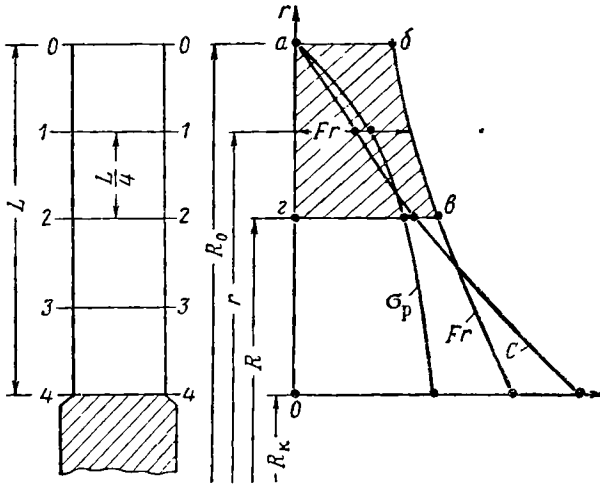
где F_k ; F_0 и F — площади корневого, периферийного и текущего сечений;

R_k и r — радиусы расположения корневого и текущего сечений;

L — длина лопатки.

При расчете на прочность лопатки делят по длине рядом расчетных сечений, в которых затем определяют напряжения. С увеличением числа сечений точность расчета повышается. Практиче-

ски можно ограничиться 4—6 сечениями. Сечения нумеруют от периферийного конца лопатки к ее основанию, считая периферийное сечение нулевым (фиг. 4.34).



Фиг. 4.34. К расчету на прочность лопатки турбины.

Для произвольного элемента лопатки i , расположенного между двумя соседними расчетными сечениями $i-1$ и i центробежная сила по формуле (2.2) будет равна:

$$\Delta C_i = \frac{\gamma \omega^2}{g} \int_{R_i}^{R_{i-1}} Fr dr. \quad (4.3)$$

Полагая

$$F = \frac{F_{i-1} + F_i}{2} = \text{const},$$

получим

$$\Delta C_i = \frac{\gamma \omega^2}{4g} (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1}^2 - R_i^2), \quad (4.4)$$

где F_{i-1} и F_i — площади сечений;

R_{i-1} и R_i — радиусы расположения сечений.

Обычно расчетными сечениями лопатку делят на k равных частей. При этом

$$R_{i-1} - R_i = \frac{L}{k},$$

где L — длина лопатки.

В этом случае формулу (4.4) можно представить в следующем виде:

$$\Delta C_i = \frac{\gamma \omega^2 L}{4g} \frac{L}{k} (F_{i-1} + F_i) (R_{i-1} + R_i). \quad (4.5)$$

Центробежная сила части лопатки, расположенной выше текущего расчетного сечения $n-n$, будет равна:

$$C_n = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta C_i \quad (4.6)$$

и напряжение растяжения в текущем расчетном сечении будет равно:

$$\sigma = \frac{C_n}{F_n}, \quad (4.7)$$

где F_n — площадь текущего расчетного сечения.

Центробежные силы, нагружающие отдельные сечения лопатки, можно определить также графическим способом. Для ряда сечений лопатки предварительно вычисляют произведение Fr , где F — площадь сечения, а r — радиус его расположения. После этого строят кривую Fr (см. фиг. 4.34).

Произведение Fr представляет собою подынтегральную функцию в формуле (2.2), а площадь под кривой Fr — интеграл. Выбрав ряд значений R для нижнего предела интеграла, найдем соответствующие им площади $abeg$ под кривой. Умножив затем значение этих площадей на $\gamma \omega^2/g$, получим значения центробежных сил C , по которым можно построить их кривую. Напряжение σ находят по формуле (4.7).

Расчет лопаток на изгиб

Интенсивность окружной и осевой нагрузок рабочих лопаток турбин от газовых сил определяют по формулам (2.9) и (2.10). В формуле (2.9) N обозначает мощность, развиваемую рабочим колесом турбины.

Окружная нагрузка от газовых сил у турбины действует в направлении вращения колеса, а осевая — по потоку газов — в сторону выхода [в формуле (2.10) для данного случая $p_1 > p_2$]. Изгибающие моменты от газовых сил для текущего расчетного сечения находят по формулам (2.11).

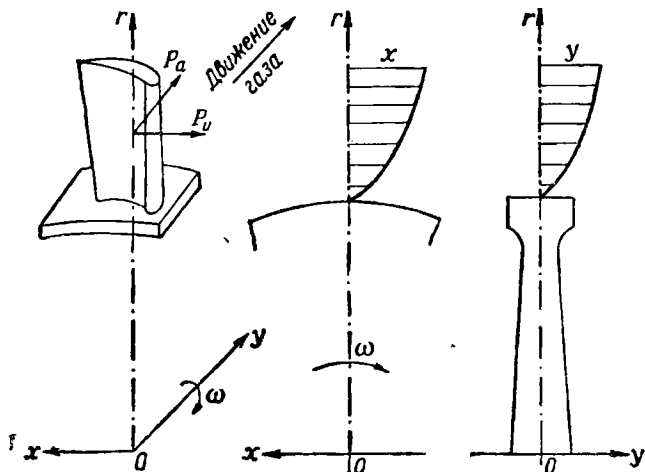
Для разгрузки от изгиба газовыми силами сечения лопаток смещают (выносят) как в плоскости вращения xor , так и в осевой плоскости yor . Выносы в плоскости вращения делают в сторону спинки лопатки, а в осевой плоскости — в сторону движения газов (фиг. 4.35).

На фиг. 4.36 лопатка изображена в плоскостях xor и yor . У произвольного элемента лопатки i , ограниченного сечениями $i-1$

и t , при вращении возникает центробежная сила ΔC_i . В плоскости xor ее составляющая действует по радиусу, а в плоскости yor — параллельно оси or . Сила ΔC_i приложена в центре тяжести элемента i , координаты которого принимают равными

$$x_{\text{ц}i} = \frac{x_{i-1} + x_i}{2}; \quad y_{\text{ц}i} = \frac{y_{i-1} + y_i}{2}; \quad R_{\text{ц}i} = \frac{R_{i-1} + R_i}{2},$$

где x_{i-1} ; y_{i-1} ; R_{i-1} ; x_i ; y_i и R_i — координаты центра тяжести у сечений $i-1$ и i ;



Фиг. 4.35. Выносы сечений лопатки турбины.

Перенесем силу ΔC_i в текущее расчетное сечение $n-n$ (точка a). Координаты точки a равны (см. фиг. 4.36):

$$x_a = R_n \frac{x_{\text{ц}i}}{R_{\text{ц}i}} = R_n \frac{x_{i-1} + x_i}{R_{i-1} + R_i} \quad \text{и} \quad y_a = y_{\text{ц}i} = \frac{y_{i-1} + y_i}{2},$$

где R_n — радиус расположения текущего расчетного сечения $n-n$.

Изгибающие моменты от силы ΔC_i принимаем равными: в плоскости вращения xor

$$\Delta m_y = \Delta C_i (x_a - x_n) = \Delta C_i \left(R_n \frac{x_{i-1} + x_i}{R_{i-1} + R_i} - x_n \right)$$

и в осевой плоскости yor

$$\Delta m_x = \Delta C_i (y_a - y_n) = \Delta C_i \left(\frac{y_{i-1} + y_i}{2} - y_n \right),$$

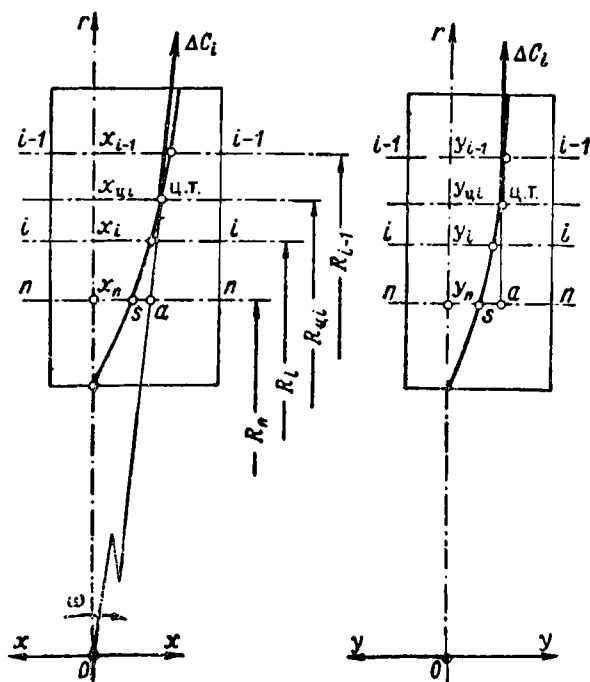
где x_n и y_n — координаты центра тяжести текущего расчетного сечения $n-n$.

Изгибающий момент, действующий на текущее расчетное сечение $n-n$ от всех элементов, лежащих выше этого сечения, будет равен:
в плоскости вращения

$$m_y = R_n \sum_{i=1}^{i=n} \Delta C_i \frac{x_{i-1} + x_i}{R_{i-1} + R_i} - C_n x_n \quad (4.8)$$

и в осевой плоскости

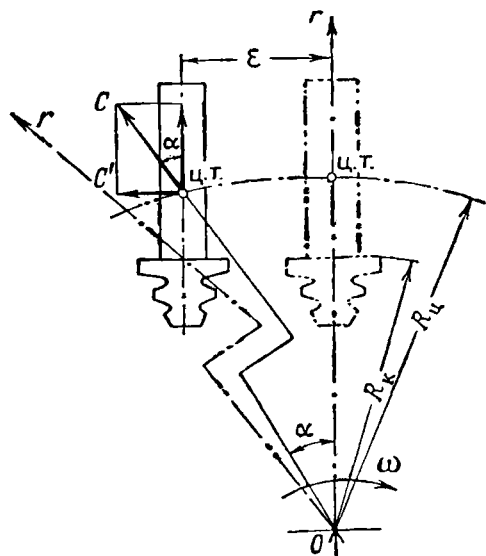
$$m_x = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta C_i \frac{y_{i-1} + y_i}{2} - C_n y_n. \quad (4.9)$$



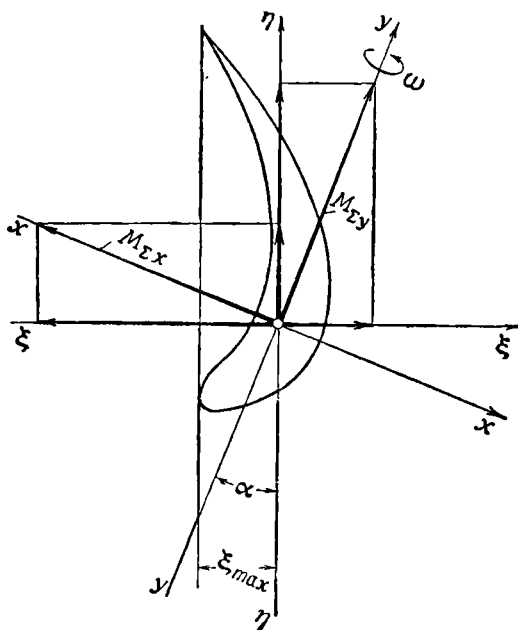
Фиг. 4.36. К расчету лопаток на изгиб.

Изгибающие моменты от центробежных сил m_y и m_x направлены в сторону, обратную действию соответствующих моментов от газовых сил M_y и M_x .

Выносом сечений лопатки обычно достигают разгрузки ее от изгиба на 50—60%. Вынос сечений лопаток можно осуществить по разным законам. Простейшим из них является закон, при котором ось лопатки прямолинейна и наклонена к оси or основной системы координат.



Фиг. 4. 37. Смещение лопатки на рабочем колесе.



Фиг. 4. 38. К определению изгибающих моментов лопатки.

Выносы сечений по линейному закону в плоскости вращения могут быть осуществлены параллельным смещением оси лопатки на рабочем колесе против его вращения на величину ε (фиг. 4.37). Изгибающий момент для текущего расчетного сечения $n-n$ в этом случае будет равен:

$$m_{yn} = C_n \varepsilon \left(1 - \frac{R}{R_{цn}} \right). \quad (4.10)$$

где ε — смещение лопатки,

$R_{цn}$ — радиус расположения центра тяжести части лопатки, лежащей выше сечения $n-n$.

$$R_{цn} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \Delta C_i R_{цi}}{C_n}.$$

Суммарные изгибающие моменты $M_{\Sigma y}$ и $M_{\Sigma x}$ (фиг. 4.38) входят по формулам (2.13), а момент M_n — по формуле (2.16).

Напряжение изгиба в характерных точках определяют по формуле (2.17), а суммарные напряжения от растяжения и изгиба — по формуле (2.18).

Запас прочности

Для рабочих лопаток формула запаса прочности (4.1) принимает следующий вид:

$$n = \frac{\sigma_{\tau}^f}{\sigma_{\Sigma \max}}, \quad (4.11)$$

где $\sigma_{\Sigma \max}$ — суммарное максимальное напряжение у расчетных сечений лопатки от растяжения и изгиба [формула (2.18)];

σ_{τ}^f — предел длительной прочности материала лопатки.

В зависимости от ресурса работы запас прочности лопатки можно определять по пределам длительной прочности σ_{100}^f , σ_{200}^f , σ_{300}^f и др. Однако чаще расчет ведут на σ_{100}^f . Фактический ресурс лопатки будет больше 100 час., так как на максимальных расчетных режимах двигатель обычно работает ограниченное время.

Для нахождения σ_{100}^f можно воспользоваться фиг. 4.33, но при этом необходимо знать температуру нагрева у расчетных сечений лопатки. За счет неравномерной температуры газового потока и теплопередачи в диск турбины температура вдоль лопатки будет переменной. При отсутствии опытных данных приближенно

можно принять следующий закон изменения температуры вдоль лопатки:

$$t_n = t_w^* - 100 \left(\frac{R_0 - r}{L} \right)^4, \quad (4.12)$$

где t_w^* — средняя, заторможенная в относительном движении, температура газа перед лопаткой;

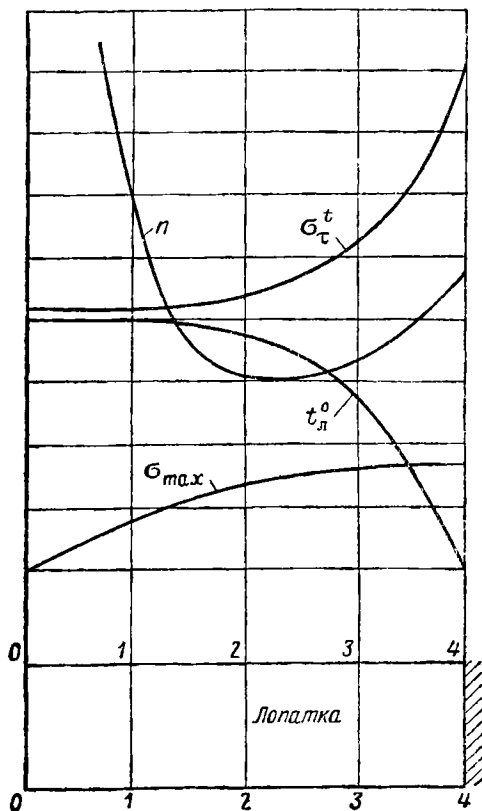
R_0 и r — наружный и текущий радиусы лопаточного венца;
 L — длина лопатки.

Температуру t_w^* можно определить по выражению

$$t_w^* = t_r + \left(\frac{w_1}{50} \right)^2,$$

где t_r — средняя температура газа перед лопаткой;

w_1 — относительная скорость газа на входе у лопаток рабочего колеса.



Фиг. 4.39. Изменение запаса прочности лопатки по ее сечению.

давая закон распределения температуры газового потока, а также более интенсивным охлаждением корневой части лопатки.

Пример. Определить напряжения и запас прочности лопатки газовой турбины.

Дано: $n=12300$ об/мин; $z=54$; $R_0=31,15$ см; $R_R=19,75$ см; $R_{cp}=25,45$ см; $L=11,4$ см; $N=11250$ л. с.; $G_r=41,17$ кг/сек; $\gamma=8,1 \cdot 10^{-3}$ г/см³; $\rho_1-\rho_2=0,816$ кг/см²; $c_{1a}-c_{2a}=-79$ м/сек.

Остальные данные и все расчеты сведены в таблицы.

Берем пять сечений у лопатки (см. фиг. 4.34) и определим напряжения растяжения [формулы (4.5), (4.6) и (4.7)]:

Таблица 4.2

№ сечения	R см	F см ²	ΔC_i кг	C_n кг	σ_p кг/см ²
0	31,15	1,03	—	—	—
1	28,3	1,32	1550	1550	1175
2	25,45	1,8	1620	3170	1760
3	22,6	2,52	2040	5210	2070
4	19,75	3,54	2480	7690	2170

Интенсивность окружной нагрузки от газовых сил по формуле (2.9)

$$q_u = \frac{71\,620 \cdot 11\,250}{12\,300 \cdot 25,45 \cdot 11,4 \cdot 54} = 4,2 \text{ кг/см.}$$

Интенсивность осевой нагрузки от газовых сил по формуле (2.10)

$$q_a = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 25,45 \cdot 0,816}{54} + \frac{41,17 (-79)}{9,81 \cdot 54 \cdot 11,4} = 2 \text{ кг/см.}$$

Определение окружных изгибающих моментов: M_y —от газовых сил по формуле (2.11), m_y —от центробежных сил по формуле (4.8) и $M_{\Sigma y}$ —суммарный изгибающий момент по формуле (2.13). Все данные сведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

№ сечения	R	M_y	x	$R_{i-1} + R_i$	$x_{i-1} + x_i$	$\Delta C_i \frac{x_{i-1} + x_i}{R_{i-1} + R_i}$	$\sum_{i=1}^{i=n} \Delta C_i \frac{x_{i-1} + x_i}{R_{i-1} + R_i}$	$R_n \sum_{i=1}^{i=n} \Delta C_i \frac{x_{i-1} + x_i}{R_{i-1} + R_i}$	$C_n X_n$	m_y	$M_{\Sigma y}$
	см	кг·см	см								
0	31,15	—	0,054	—	—	—	—	—	—	—	—
1	28,3	17	0,070	59,45	0,124	3,225	3,225	91,3	108,5	-17	34
2	25,45	68,3	0,033	53,75	0,103	3,11	6,335	161,5	104,5	57	11,3
3	22,6	153	0,0075	48,05	0,0405	1,72	8,055	182	39	143	10
4	19,75	273	0,0	42,35	0,0075	0,438	8,493	168	0	168	105

Определение осевых изгибающих моментов: M_x —от газовых сил по формуле (2.11), m_x —от центробежных сил по формуле (4.9) и $M_{\Sigma x}$ —суммарный изгибающий момент по формуле (2.13). Все данные сведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4

№ сечения	R см	M_x кг·см	y см	$\frac{y_{i-1}+y_i}{2}$	$\Delta C_i \frac{y_{i-1}+y_i}{2}$	$\sum_{i=1}^{i=n} \Delta C_i \frac{y_{i-1}+y_i}{2}$	$C_{пy_n}$	m_x кг·см	$M_{\Sigma x}$ кг·см
0	31,15	—	0,19	—	—	—	—	—	—
1	28,3	8,1	0,047	0,1185	183,5	183,5	73	110,5	—102,4
2	25,45	32,5	0,042	0,0445	72	255,5	133	122,5	—90
3	22,6	73	0,014	0,028	57	312,5	73	240	—168
4	19,75	130	0,0	0,007	17,35	330	0	330	—200

Определяем: M_{γ} —резльтирующий изгибающий момент по формуле (2.16); σ_n —изгибающие напряжения у лопатки по формуле (2.17); σ_{Σ} —суммарное напряжение от растяжения и изгиба по формуле (2.18); t_n —температуру в сечениях лопатки по формуле (4.12); σ_{100}^t —предел длительной прочности по фиг. 4.33 и n —запас прочности по формуле (4.11). Все расчеты сведены в табл. 4.5.

Расчеты сделаны для точки A_1 профиля лопатки на фиг. 2.39

Таблица 4.5

№ сечения	α°	$M_{\Sigma x} \sin \alpha$ кг·см	$M_{\Sigma y} \cos \alpha$ кг·см	M_{γ} кг·см	J_{γ} см ⁴	ξ_A см	$\sigma_{нA}$ кг/см ²	σ_{Σ} кг/см ²	$t_n^\circ C$	σ_{100}^t кг/см ²	n
1	17° 12'	—30,2	32,4	2,2	0,105	0,57	11,9	1187	735	2600	2,19
2	12° 24'	—19,3	11	—8,3	0,16	0,62	—32	1728	729	2800	1,62
3	9° 24'	—27,4	9,8	—17,6	0,28	0,79	—49,7	2020	703	3380	1,67
4	5° 8'	—18	104,5	86,5	0,53	0,83	135,5	2335	635	5280	2,29

Из таблицы следует, что полученный запас прочности $n > 1,5$ и потому является достаточным.

Расчет замка типа «елочка»

Центробежная сила лопатки воспринимается опорными поверхностями зубчиков замка, которые располагаются под углом $90^\circ - \alpha$ к оси лопатки, где угол α составляет обычно 15° (фиг. 4.40). Раскладывая центробежную силу лопатки $C_{п}$ на направление нормалей к опорным поверхностям, получим

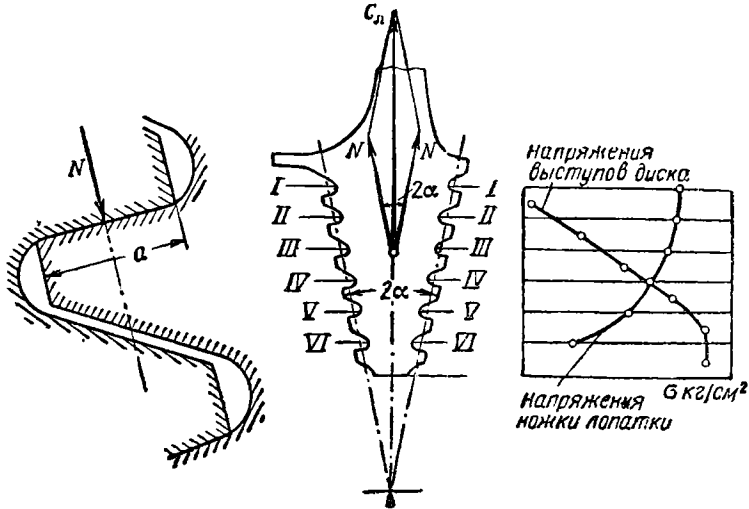
$$N = \frac{C_{п}}{2 \cos \alpha}.$$

Полная центробежная сила лопатки

$$C_{л} = C_{п} + C_{з},$$

где $C_{п}$ и $C_{з}$ — центробежные силы профильной и замковой части лопатки.

Принимаем равномерное распределение нагрузки по всем зубчикам.



Фиг. 4.40. К расчету на прочность елочного замка.

Напряжение смятия будет равно (см. фиг. 4.40):

$$\sigma_{см} = \frac{N}{a \Sigma l} = \frac{C_{л}}{2 \cos \alpha \cdot a \Sigma l}, \quad (4.13)$$

где a — ширина опорной поверхности зубчиков;

Σl — суммарная длина всех зубчиков одной стороны лопатки

$$\Sigma l = l_1 + l_2 + l_3 + \dots$$

Число пар зубчиков у лопаток обычно делают $n = 3 \div 6$. При постоянной толщине обода $\Sigma l = nl$. В существующих конструкциях турбин $\sigma_{см} \ll 2200 \text{ кг/см}^2$.

Ножка лопатки и замковые выступы диска испытывают растяжение от центробежной силы. На фиг. 4.40 показано распределение напряжений вдоль замка лопатки и выступов диска. Наиболее напряженным у лопатки является первое сечение, а у выступов диска последнее сечение.

Сечение $1-1$ лопатки нагружено центробежной силой

$$C_1 = C_{л} - C'_з,$$

где $C'_з$ — центробежная сила замковой части лопатки, лежащей ниже первого сечения.

Напряжение растяжения будет равно:

$$\sigma_p = \frac{C_1}{F_1}, \quad (4.14)$$

где F_1 — площадь расчетного сечения хвостовика лопатки. В существующих конструкциях турбин $\sigma_p \ll 2000 \text{ кг/см}^2$.

У замкового выступа диска расчетное сечение нагружено центробежной силой лопатки и самого выступа

$$Q = C_{л} + C_{д}, \quad (4.15)$$

где $C_{д}$ — центробежная сила выступа диска.

Напряжение растяжения будет равно

$$\sigma_p = \frac{Q}{F_2}, \quad (4.16)$$

где F_2 — площадь расчетного сечения выступа диска. В существующих конструкциях турбин $\sigma_p \ll 2200 \text{ кг/см}^2$.

Пример. Определить напряжения в замке типа «елочка» лопатки газовой турбины.

Дано: $C_{л} = 13\,000 \text{ кг}$; $C_1 = 10\,670 \text{ кг}$; $C_{д} = 2550 \text{ кг}$; $n = 6$; $\alpha = 15^\circ$; $F_1 = F_2 = 7,25 \text{ см}^2$; $l = 49 \text{ мм}$; $a = 1,4 \text{ мм}$.

Напряжения растяжения в опасном сечении лопатки по формуле (4.14):

$$\sigma_p = \frac{10\,670}{7,25} = 1475 \text{ кг/см}^2.$$

Сила, нагружающая расчетное сечение замкового выступа диска по формуле (4.15)

$$Q = 13\,000 + 2550 = 15\,550 \text{ кг}.$$

Напряжение растяжения в опасном сечении выступа диска по формуле (4.16):

$$\sigma_p = \frac{15\,550}{7,25} = 2150 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения смятия зубчиков по формуле (4.13):

$$\sigma_{см} = \frac{13\,000}{2 \cdot 0,966 \cdot 0,14 \cdot 6 \cdot 4,9} = 1635 \text{ кг/см}^2.$$

Расчет дисков газовых турбин

Диски турбин в отличие от дисков компрессоров работают при повышенных температурах с неравномерным нагревом. Жаропрочные материалы, из которых их делают, обладают низкой теплопроводностью. Периферийная часть дисков получает приток тепла от рабочих лопаток и непосредственно от рабочих газов, полотно же дисков имеет более или менее интенсивное охлаждение воздухом, а в центральной части тепло отводится в вал турбины и прочие детали, связанные с ним. Таким образом температура у дисков турбин уменьшается от периферии к центру. Менее

нагретая центральная часть диска препятствует более нагретой периферийной его части свободно расширяться и в последней возникают окружные напряжения сжатия (отрицательные напряжения).

Расчет на прочность диска газовой турбины ведем в предположении упругого его состояния с учетом температурных напряжений.

Распределение температуры вдоль радиуса диска берут из опытных данных или с довольно большой точностью определяют расчетом по уравнениям теплопередачи. Температура диска на периферии достигает $450 \div 700^\circ \text{C}$, а в центре его $150 \div 600^\circ \text{C}$. Распределение температуры диска вдоль его радиуса можно принять по закону квадратной параболы:

$$t = t_0 + (t_a - t_0) \left(\frac{r}{R_a} \right)^2, \quad (4.17)$$

где t_a и t_0 — температуры на периферии и в центре диска;

R_a и r — наружный и текущий радиусы диска.

Температурные напряжения учитывают следующим образом.

Абсолютное радиальное удлинение диска на текущем радиусе r с учетом температурного его расширения во время работы равно:

$$u' = u + u_t, \quad (4.18)$$

где u — абсолютное радиальное удлинение диска под действием динамических нагрузок по формуле (2.30);

u_t — абсолютное радиальное удлинение его при температурных расширениях.

При равномерном нагреве диска

$$u_t = \alpha r t, \quad (4.19)$$

где α — коэффициент линейного расширения материала диска;

r — текущий радиус;

t — температура диска.

После подстановки в формулах (4.18) выражений (2.30) и (4.19) для текущего радиуса r получим:

$$u' = \frac{r}{E} (\sigma_T - \mu \sigma_R) + \alpha r t. \quad (4.20)$$

Если при расчете неравномерно нагретого диска температуру его в пределах каждого кольцевого участка принять постоянной и равной значению ее для среднего радиуса участка $R_{k \text{ ср}} = \frac{R_k + R_{k-1}}{2}$, то абсолютное радиальное удлинение диска на радиусе R_{k-1} , взятом на границе двух смежных кольцевых участков $k-1$

и k (см. фиг. 2. 49), можно выразить, пользуясь формулой (4. 20), так:

$$\begin{aligned} u'_{k-1} &= \frac{R_{k-1}}{E_k} (\sigma'_{T_k} - \mu \sigma'_{R_k}) + \alpha R_{k-1} t_k = \\ &= \frac{R_{k-1}}{E_{k-1}} (\sigma''_{T_{k-1}} - \mu \sigma''_{R_{k-1}}) + \alpha R_{k-1} t_{k-1}. \end{aligned}$$

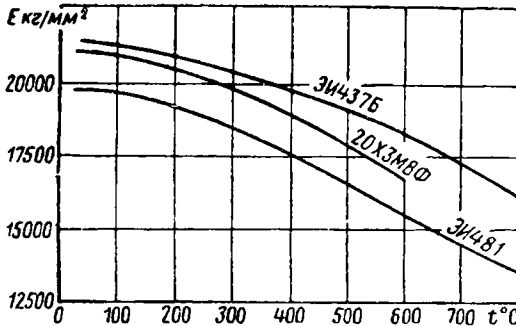
Полагая коэффициент Пуассона $\mu=0,3$ и $\Delta t_k = t_k - t_{k-1}$, получим следующее выражение для окружного напряжения:

$$\sigma'_{T_k} = \frac{E_k}{E_{k-1}} \sigma''_{T_{k-1}} + 0,3 \left(\frac{b_{k-1}}{b_k} - \frac{E_k}{E_{k-1}} \right) \sigma''_{R_{k-1}} - \alpha E_k \Delta t_k. \quad (4. 21)$$

Вместо ранее полученных выражений (2. 40) получим для диска турбины

$$\left. \begin{aligned} \sigma'_{R_k} &= \frac{b_{k-1}}{b_k} \sigma''_{R_{k-1}}; \\ \sigma'_{T_k} &= \frac{E_k}{E_{k-1}} \sigma''_{T_{k-1}} + 0,3 \left(\frac{b_{k-1}}{b_k} - \frac{E_k}{E_{k-1}} \right) \sigma''_{R_{k-1}} - \alpha E_k \Delta t_k. \end{aligned} \right\} \quad (4. 22)$$

Расчет диска турбины производят тем же методом, что и диска компрессора. Заданную форму диска заменяют ступенчатой рас-



Фиг. 4.41. Изменение модуля упругости E сталей и сплавов в зависимости от температуры.

четной схемой с рядом кольцевых участков постоянной толщины. Средние напряжения кольцевых участков определяют по формулам (2. 51), коэффициенты ψ_k , φ_k и λ_k — по формулам (2. 48), а свободные члены B_k , D_k и F_k — по формулам (2. 49).

Коэффициент ξ_k и свободный член C_k определяют по формулам

$$\xi_k = \frac{E_k}{E_{k-1}} \lambda_{k-1} + 0,3 \left(\frac{b_{k-1}}{b_k} - \frac{E_k}{E_{k-1}} \right) \varphi_{k-1}; \quad (4. 23)$$

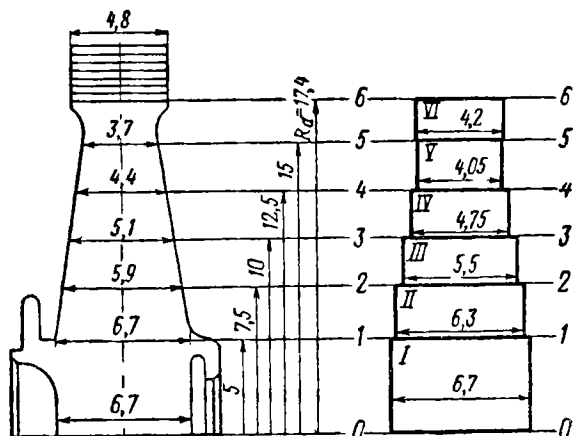
$$C_k = \frac{E_k}{E_{k-1}} F_{k-1} + 0,3 \left(\frac{b_{k-1}}{b_k} - \frac{E_k}{E_{k-1}} \right) D_{k-1} + \alpha E_k \Delta t_k. \quad (4. 24)$$

Значение E — модуля упругости материала диска определяют по графикам типа фиг. 4.41 в зависимости от температуры кольцевых участков.

Коэффициент линейного расширения α материала диска равен: для стали 20ХЗМВФ $\alpha = 14 \cdot 10^{-6}$; для стали ЭИ481 (4Х12Н8Г8МФБ) $\alpha = 21 \cdot 10^{-6}$.

Расчеты сводят в таблицы, как указано ниже, и затем строят кривую напряжений.

В выполненных конструкциях дисков турбин напряжения достигают: у сплошных дисков $4500 \div 6000 \text{ кг/см}^2$ и у дисков с центральным отверстием $7000 \div 9000 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 4.42. К определению напряжений в диске газовой турбины.

Пример. Определить напряжение в диске газовой турбины.

Дано: $\omega = 1290 \text{ 1/сек}$; $\gamma = 8,1 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^3$; $\alpha = 14 \cdot 10^{-6}$; $t_a = 550^\circ \text{ C}$; $t_0 = 200^\circ \text{ C}$;
 $C = 7690 \text{ кг}$; $z = 54$; $j = 10,55 \text{ см}^2$; $R_j = 18,2 \text{ см}$; $R_a = 17,4 \text{ см}$; $b_a = 4,2 \text{ см}$.

Профиль диска дан на фиг. 4.42. Разбиваем диск на 6 кольцевых участков. Центробежная сила профильной части лопаток по формуле (2.42):

$$C_{\Pi} = 7690 \cdot 54 = 415\,000 \text{ кг.}$$

Центробежная сила от замковой части рабочего колеса по формуле (2.43)

$$C_a = 2\pi \frac{8,1 \cdot 10^{-3}}{981} \cdot 10,55 \cdot 18,2 \cdot 22 \cdot 1290^2 = 302\,000 \text{ кг.}$$

Радиальное напряжение на наружном расчетном диаметре диска по формуле (2.41)

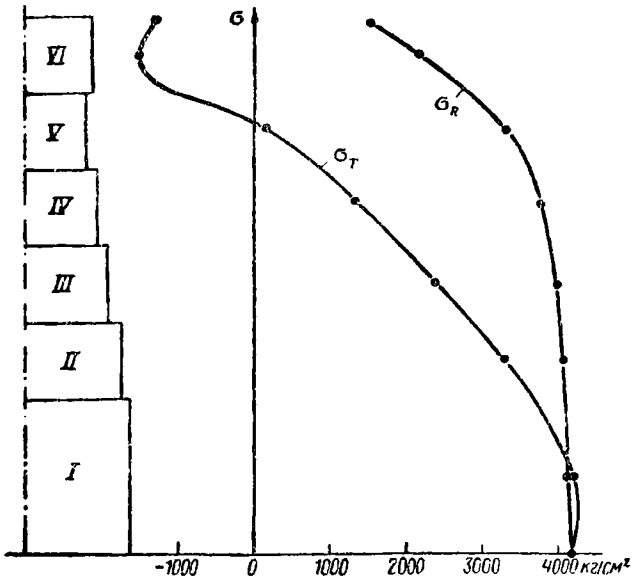
$$\sigma_{R_a} = \frac{415\,000 + 302\,000}{2\pi \cdot 17,4 \cdot 4,2} = 1565 \text{ кг/см}^2.$$

Коэффициенты A , M и N находят по графикам фиг. 2.50 или по формулам (2.38)

Значение Q определяем по формуле (2.39):

$$Q_k = \frac{8,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1290^2}{8 \cdot 981} R_k^2 = 1,72 R_k^2.$$

Распределение температуры по кольцевым сечениям диска определяем по формуле (4.17), считая затем температуру для каждого кольцевого сечения диска постоянной.



Фиг. 4.43. Распределение напряжений в диске турбины.

Диск сплошной без отверстия и потому $\sigma_{R_0} = \sigma_{T_0}$. Расчеты сводим в табл. 4.6. Добавив к полученным σ_{R_k} и σ_{T_k} напряжения в нулевом σ_{R_0} и σ_{T_0} и в последнем σ_{R_n} и σ_{T_n} сечениях диска, строим кривые напряжений диска (фиг. 4.43)

Таблица 4.6

№ участка	R_k см	b_k см	m_k	A_k	M_k	N_k	Q_k	$M_k Q_k$	$N_k Q_k$
I	5	6,7	0	0,5	3,3	1,9	43	141	82
II	7,5	6,3	0,667	0,722	2,01	0,885	96	194	85
III	10	5,5	0,75	0,781	1,62	0,66	172	279	114
IV	12,5	4,75	0,8	0,82	1,35	0,522	268	362	140
V	15	4,05	0,833	0,847	1,157	0,433	386	447	167
VI	17,4	4,2	0,863	0,872	0,977	0,353	520	508	184

Продолжение

№ участка	$t_k^{\circ} \text{ C}$	Δt_k	E_k кг/см ²	$\alpha E_k \Delta t_k$	$\frac{b_{k-1}}{b_k}$	$\frac{E_b}{E_{k-1}}$	ψ_k	ξ_k
I	229	—	$2,03 \cdot 10^6$	—	1	—	1	1
II	265	36	$2 \cdot 10^6$	1010	1,063	0,985	1,063	1,008
III	315	50	$1,95 \cdot 10^6$	1365	1,145	0,975	1,20	1,073
IV	380	65	$1,9 \cdot 10^6$	1720	1,157	0,975	1,357	1,132
V	460	80	$1,83 \cdot 10^6$	2060	1,173	0,965	1,555	1,203
VI	550	90	$1,74 \cdot 10^6$	2200	0,965	0,95	1,45	1,198

Продолжение

№ участка	φ_k	λ_k	B_k	C_k	D_k	F_k	R_k ср см	σ_{R_k} кг/см ²	σ_{T_k} кг/см ²
I	1	1	0	0	141	82	2,5	4180	4209
II	1,048	1,023	150	1094	606	917	6,25	4102	3314
III	1,172	1,101	695	2288	1325	2051	8,75	4020	2450
IV	1,325	1,164	1535	3802	2304	3535	11,25	3780	1211
V	1,50	1,257	2700	5610	3592	5332	13,75	3334	-241
VI	1,418	1,23	3460	7248	4456	6944	16,2	2142	-1980

Напряжение в центре диска по формуле (2.47):

$$\sigma_{T_0} = \frac{1565 + 4456}{1,418} = 4250 \text{ кг/см}^2.$$

Окружное напряжение в периферийном сечении диска по формуле (2.46):

$$\sigma_{T_a} = 1,23 \cdot 4250 - 6944 = 1717 \text{ кг/см}^2.$$

Упруго-пластическое состояние диска. В некоторых случаях в центральной части диска допускают напряжения выше предела пропорциональности его материала. В этой области образуется пластическое кольцо и диск будет находиться в упруго-пластическом состоянии.

В этом кольце возникнут пластические деформации и первоначальные напряжения в нем за счет этого понизятся. Последующие же периферийные кольцевые участки, находящиеся в упругом состоянии, получают дополнительную нагрузку и первоначальные напряжения у них несколько повысятся. Таким образом первоначальное распределение напряжений у диска может значительно измениться.

Если у диска, находящегося в упруго-пластическом состоянии, увеличивать число оборотов сверх расчетных n_p , то область пла-

стического состояния у него вдоль радиуса будет увеличиваться и при некотором предельном числе оборотов $n_{пр}$ достигнет периферийной части диска. Такое состояние диска можно рассматривать как предельное. Критерием прочности диска, работающего в условиях упруго-пластического состояния, может служить коэффициент запаса прочности

$$k = \frac{n_{пр}}{n_p}.$$

В выполненных конструкциях дисков $k = 1,5 \div 2,0$.

Упруго-пластическое состояние можно допустить у дисков с центральным отверстием, у которых в нулевом сечении (по отверстию) при слабо развитой ступице возникают высокие окружные напряжения σ_t . Эти высокие напряжения обычно имеют местный характер и вдоль радиуса резко снижаются.

4.8. МАТЕРИАЛЫ

Основным требованием к материалам для турбин являются жаропрочность и жаростойкость. Жаропрочность — способность материала выдерживать нагрузки при высоких температурах. Она определяется пределом длительной прочности. Жаростойкость (жароупорность) — способность материала противостоять коррозии (окислению) в окислительной среде горячих газов.

Лопатки турбин работают в наиболее тяжелых условиях и для их изготовления применяют металлические жаропрочные и жаростойкие сплавы на основе никеля или кобальта. Сплавы эти имеют присадки хрома, никеля, вольфрама, молибдена, титана, алюминия, железа и пр. Рабочие лопатки подвержены значительным нагрузкам и поэтому их изготавливают методом чащековки и штамповки из деформируемых никелевых сплавов. Лопатки сопловых аппаратов первых ступеней изготавливают обычно методом прецизионной отливки из более жаростойких никелевых или кобальтовых литейных сплавов. Сопловые лопатки последних ступеней, так же как и рабочие лопатки, изготавливают методом чащековки и штамповки из деформируемых никелевых сплавов.

В зависимости от условий работы штампуемые лопатки изготавливают из сплавов марок: ЭИ437А, ЭИ437Б, ЭИ617, ЭИ598 и пр. Лопатки изготавливают точным литьем из сплавов марок: на никелевой основе ЖСЗ и на кобальтовой основе ЛК4.

Диски турбин работают в более благоприятных температурных условиях, чем лопатки. Выполняют их из поковок жаропрочных сталей ЭИ481, 20Х3МВФ и других или из жаропрочного сплава ЭИ437. Корпусы турбин, либо отливают, либо изготавливают из листового материала сваркой. Материалом для них служат жаростойкие стали 25—20, Х23Н18, 1Х18Н9Т и пр.

КОЛЕБАНИЯ ЛОПАТОК И ДИСКОВ

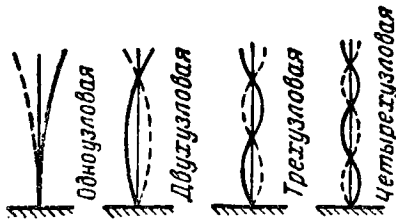
5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Лопатки компрессоров и турбин при работе ГТД часто подвергаются колебаниям, которые иногда приводят к их поломкам. Колебания различают по виду и по форме.

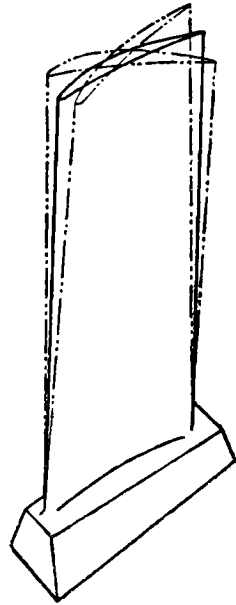
Виды колебаний у лопаток могут быть изгибные, крутильные и совместные — изгибно-крутильные.

Узлы колебаний. У колеблющейся лопатки некоторые сечения находятся в состоянии покоя. Эти сечения называют узлами колебаний.

Форма колебаний характеризуется числом узлов колебаний лопатки. Различают одноузловую, двухузловую, трехузловую и т. д. формы колебаний, которые называют также формами колебаний первого тона, второго тона, третьего тона и т. д. На фиг. 5.1 показаны четыре формы изгибных колебаний стержня, а на фиг. 5.2 — одноузловая форма крутильных колебаний лопатки.



Фиг. 5.1. Формы изгибных колебаний стержня.



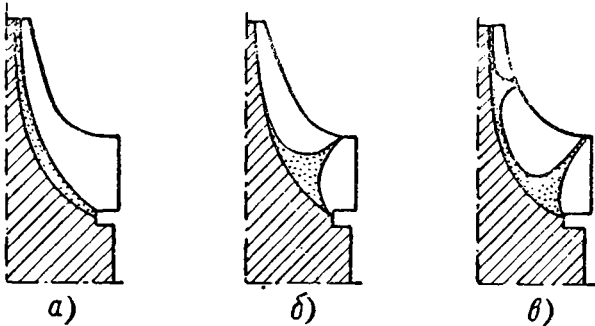
Фиг. 5.2. Одноузловая форма крутильных колебаний лопатки.

Различные виды и формы колебаний лопаток можно получить опытным путем с помощью различных внешних импульсов. Если на горизонтально поставленную лопатку нанести тонкий слой пудры, а затем за счет того или иного импульса сообщить лопатке колебания, то пудра окажется сброшенной со всех колеблющихся участков лопатки, кроме узловых.

На фиг. 5.3 изображены полученные таким образом три разных формы изгибных колебаний лопатки центробежного компрессора. Первая *а* имеет один узел колебаний у места заделки лопатки в диск, вторая *б* имеет два колеблющихся участка и два

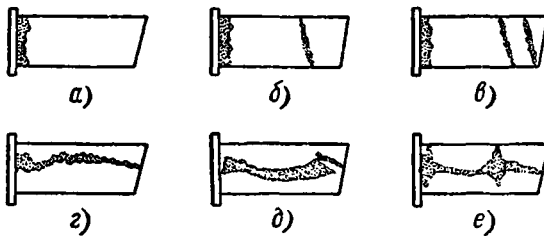
узла, а третья *в* — три колеблющихся участка и три узла. Колеблющиеся участки лопатки отделены друг от друга неподвижными участками — узлами колебаний.

На фиг. 5.4 показаны полученные таким же образом различные формы изгибных, крутильных и совместных — изгибно-крутильных колебаний лопатки турбины или осевого компрессора:



Фиг. 5.3. Формы колебаний лопаток центробежного компрессора.

а, б и *в* изображают одноузловую, двухузловую и трехузловую формы изгибных колебаний; *г* и *д* — одноузловую и двухузловую формы крутильных колебаний; *е* — сложные изгибно-крутильные колебания (двухузловую изгибную и одноузловую крутильную формы колебаний).



Фиг. 5.4. Формы колебаний лопаток турбины и осевого компрессора.

Колебания характеризуются частотой и амплитудой.

Частота колебаний лопатки — число полных колебаний ее в единицу времени (обычно в секунду).

Амплитуда колебаний лопатки — величина наибольшего отклонения ее от среднего положения, которое она занимала в состоянии покоя, т. е. максимальная упругая деформация, которой подвергается лопатка при колебаниях. Следовательно, амплитуда колебаний характеризует величину напряжений, возникающих у лопатки при колебаниях.

Колебания различают собственные и вынужденные.

5.2. СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЛОПАТОК

Собственные или свободные колебания совершаются лопаткой под действием собственных упругих сил и инерции ее массы, если предварительно с помощью кратковременного внешнего импульса (например, ударом) лопатку вывести из состояния покоя.

Частота собственных колебаний лопатки зависит от размеров и формы лопатки, упругих свойств ее материала, характера закрепления лопатки, вида и формы колебаний.

Наименьшая частота колебаний соответствует одноузловой форме. С переходом к высшим формам колебаний частота их возрастает. Так, например, частота колебаний второго тона в 1,5—3 раза больше частоты колебаний первого тона и т. д. Обычно практический интерес представляют колебания первого тона (одноузловая форма) и реже колебания второго тона, так как амплитуды колебаний, а следовательно, и напряжения в этих случаях получаются наибольшими.

Для лопаток осевого компрессора или турбины, у которых площадь поперечного сечения по длине изменяется по линейному закону, частота одноузловой формы собственных изгибных колебаний приближенно может быть выражена формулой:

$$f_c = \frac{8}{l^2} \sqrt{\frac{(6-c)EJ_k}{(1,25-c)\gamma F_k}}, \quad (5.1)$$

где l — длина лопатки;

E — модуль упругости материала лопатки;

J_k — минимальный момент инерции корневого сечения лопатки;

γ — удельный вес материала лопатки;

F_k — площадь корневого сечения;

$$c = \frac{F_k - F_0}{F_k},$$

здесь F_0 — площадь периферийного сечения лопатки.

Изгибные колебания лопаток рассматривают обычно относительно оси, для которой получается минимальный момент инерции сечения (относительно оси η — η на фиг. 2.39), т. е. в плоскости наименьшей жесткости лопатки. В этой плоскости частота колебаний получается наименьшая.

Пример. Определить частоту собственных изгибных колебаний рабочей лопатки осевого компрессора.

Дано: $l=18,85$ см; $F_k=6,35$ см²; $J_k=0,483$ см⁴; $E=0,72 \cdot 10^6$ кг/см²; $c=0,6$; $\gamma=2,85 \cdot 10^{-3}$ кг/см³.

Частота собственных изгибных колебаний по формуле (5.1):

$$f_c = \frac{8}{18,85^2} \sqrt{\frac{(6-0,6) \cdot 0,72 \cdot 10^6 \cdot 0,483}{(1,25-0,6) \cdot 2,85 \cdot 10^{-3} \cdot 6,35}} = 285 \text{ кол/сек.}$$

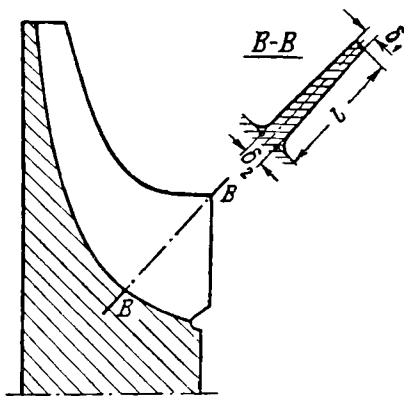
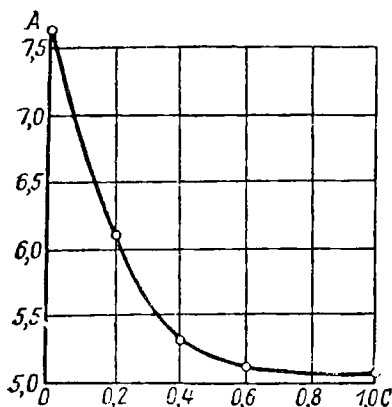
Частота собственных колебаний одноузловой формы у лопатки центробежного компрессора приближенно может быть определена по формуле:

$$f_c = 1,8A \frac{\delta_1}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\gamma}} \text{ кол/сек.} \quad (5.2)$$

Здесь δ_1 и δ_2 — толщина лопатки у основания и у вершины. Коэффициент A зависит от отношения $c = \frac{\delta_2}{\delta_1}$ и определяется по графику фиг. 5. 5. При этом размеры лопатки δ_1 и δ_2 , а также l определяют по сечению $B-B$, где длина l наибольшая.

Пример. Определить частоту собственных изгибных колебаний лопаток рабочего колеса центробежного компрессора.

Дано: $\delta_1 = 3,6$ мм; $\delta_2 = 1,25$ мм; $l = 60$ мм; $E = 0,735 \cdot 10^6$ кг/см²; $\gamma = 2,85 \cdot 10^{-3}$ кг/см³.



Фиг. 5. 5. К определению частоты собственных колебаний лопатки центробежного колеса.

Частота собственных колебаний первой (одноузловой) формы по формуле (5. 2) равна:

$$f_c = 1,8 \cdot 5,4 \frac{0,36}{62} \sqrt{\frac{0,735 \cdot 10^6}{2,85 \cdot 10^{-3}}} = 1580 \text{ кол/сек.}$$

Влияние материала лопатки на частоту собственных колебаний в формулах (5. 1) и (5. 2) выражено через отношение E/γ . Для различных материалов, из которых делают лопатки, это отношение изменяется незначительно. Тем не менее у осевых компрессоров лопатки первых ступеней часто делают стальными, так как они обладают большей усталостной прочностью, чем алюминиевые.

С увеличением рабочей температуры модуль упругости E материалов уменьшается, что приводит к уменьшению частоты собственных колебаний лопаток. Так, например, собственная частота колебаний лопаток уменьшается примерно на 10% при нагреве алюминиевых лопаток до 240° С и лопаток из легированных сплавов до 750° С.

С увеличением толщины лопаток жесткость их увеличивается и частота собственных колебаний возрастает. При вращении ротора под действием центробежных сил лопатки растягиваются и жесткость их увеличивается. При этом возрастает и частота их собственных колебаний, которая в этом случае называется *динамической частотой собственных колебаний* и может быть выражена формулой:

$$f_d = \sqrt{f_c^2 + Bn_c^2}, \quad (5.3)$$

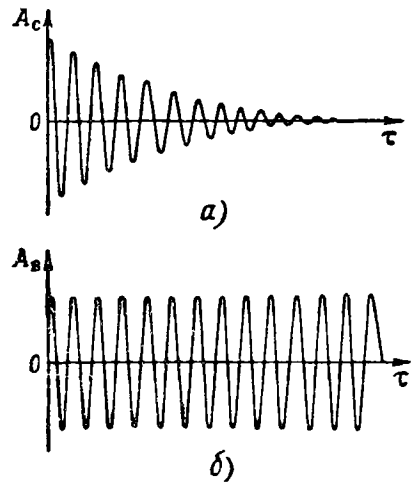
где f_c — частота собственных колебаний лопатки в статических условиях (без ее вращения);

B — коэффициент пропорциональности;

n_c — число оборотов ротора в секунду.

Характер посадки лопаток в замках (плотная или свободная) у работающего двигателя не оказывает существенного влияния на частоту собственных колебаний лопаток, так как под действием центробежных сил последние жестко закрепляются в дисках. Кроме того, зазоры в замках при работе двигателя выбираются также из-за больших температурных расширений хвостовика лопатки в сравнении с пазом диска.

Амплитуда собственных колебаний A_c зависит от величины внешнего импульса, возбудившего колебания лопатки, и времени t . Собственные колебания со временем сравнительно быстро затухают благодаря сопротивлению окружающей среды и внутреннему трению в материале лопатки (фиг. 5.6, а).



Фиг. 5.6. Колебания лопатки.

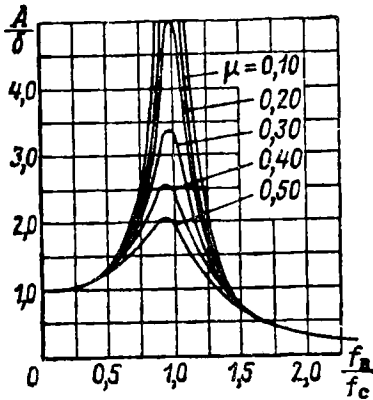
5.3. ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЛОПАТОК

Вынужденные колебания происходят под действием внешних возмущающих сил, периодически прилагаемых к лопатке. Частота вынужденных колебаний f_v равна частоте приложения возмущающей силы.

Вынужденные колебания не затухают, пока действуют возмущающие их силы (см. фиг. 5.6, б). Чем больше сопротивление колебаниям, тем меньше амплитуда вынужденных колебаний. Сопротивление колебаниям (сопротивление окружающей среды и внутреннее трение в материале лопатки) обычно характеризуется *коэффициентом демпфирования* μ . При этом чем больше сопротивление, тем больше коэффициент μ .

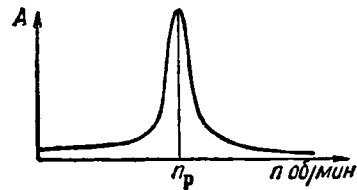
Амплитуда вынужденных колебаний A лопатки может быть значительно больше статической деформации δ , которая получается при статическом приложении той же возмущающей силы к лопатке.

На фиг. 5.7 показаны кривые зависимости отношения амплитуды вынужденных колебаний к статической деформации A/δ от отношения частоты вынужденных колебаний (частоты возмущающей силы) к частоте собственных колебаний для ряда значений коэффициента демпфирования. Кривые показывают, что в случае резонанса, когда частоты вынужденных и собственных колебаний становятся равными ($f_B = f_C$), амплитуда колебаний резко возрастает.



Фиг. 5.7. Изменение отношения амплитуды вынужденных колебаний лопатки к ее статическому прогибу в зависимости от отношения частоты возмущающей силы к частоте собственных колебаний.

Возникающие при колебаниях напряжения в лопатках носят знакопеременный характер и по ве-



Фиг. 5.8. Изменение амплитуды колебаний лопатки осевого компрессора в зависимости от оборотов двигателя.

личине пропорциональны амплитуде колебаний. При возникновении резонанса напряжения в лопатках возрастают и могут превысить предел усталости их материала, в результате чего произойдет поломка лопаток.

Причиной возникновения вынужденных колебаний лопаток компрессора и турбины является неоднородность газового потока, набегающего на лопатки во время работы. Неоднородность (по скорости и по давлению) у потока возникает обычно благодаря возмущающему действию на него со стороны стоек, лопаток, отдельных камер сгорания и пр. При этом частота возмущающих сил пропорциональна числу источников z возмущения потока по окружности у того или иного сечения проточной части (числу стоек, числу камер сгорания, числу лопаток соплового аппарата, направляющего аппарата или диффузора и пр.) и числу оборотов ротора n об/мин:

$$f_B = \frac{zn}{60} \quad (5.4)$$

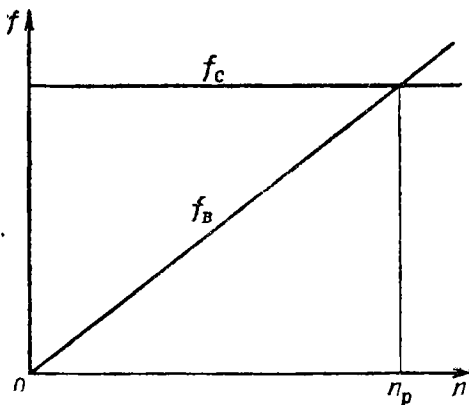
При постоянном числе источников возмущения z газового потока частота возмущающих сил зависит от числа оборотов ротора.

Число оборотов n_p , при котором возникает явление резонанса, называют *резонансным числом оборотов*. На фиг. 5.8 показано изменение амплитуды колебаний лопатки компрессора в зависимости от числа оборотов ротора. При резонансном числе оборотов n_p амплитуда колебаний лопатки возрастает до 2,7 мм.

Резонансное число оборотов n_p можно определить из формулы (5.4), полагая в ней $f_B = f_C$:

$$n_p = \frac{60 f_c}{z}.$$

Резонансное число оборотов можно определить также графически, откладывая по оси абсцисс числа оборотов ротора, а по оси ординат — частоты колебаний лопатки (фиг. 5.9). В этом случае частота вынужденных колебаний f_B выразится прямой, выходящей из начала координат, а частота собственных колебаний f_C — прямой, параллельной оси абсцисс. Точка пересечения этих прямых и дает резонансное число оборотов n_p .



Фиг. 5.9. К определению резонансного числа оборотов компрессора.

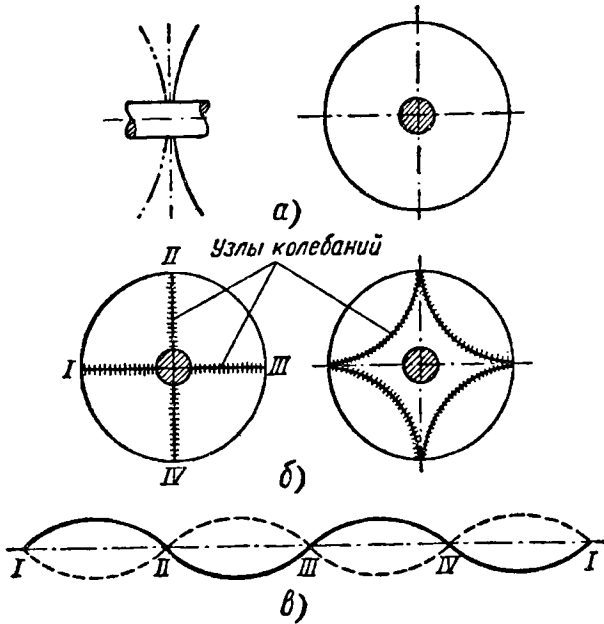
Из фиг. 5.7 и 5.8 следует, что амплитуда вынужденных колебаний лопатки достигает своих опасных значений не только при резонансном числе оборотов, но и в ближайшей его зоне. Поэтому для обеспечения надежности работы желательно, чтобы резонансные обороты двигателя n_p несколько отличались от рабочих оборотов n . Можно, например, рекомендовать, чтобы n_p было на 30% больше или меньше n .

Если резонансное число оборотов n_p находится в диапазоне рабочих оборотов n двигателя, то следует настроить лопатки на другой резонансный режим. Это производится либо изменением частоты собственных колебаний лопаток, либо изменением частоты возмущающей силы (частоты вынужденных колебаний). Первое осуществляется изменением профиля лопаток (толщины лопаток), а второе — изменением числа источников возмущения потока по окружности (числа стоек, индивидуальных камер сгорания, лопаток в лопаточных венцах и пр.).

5.4. КОЛЕБАНИЯ ДИСКОВ

Во время работы могут также возникать колебания дисков компрессоров и турбин. Основной причиной их являются переменные по величине газовые силы, действующие на лопаточные венцы дисков, а также изгибные колебания валов.

Различают два вида колебаний дисков: с узлами, расположенными по окружности (фиг. 5.10, а), и с узлами, расположенными по диаметрам (практически — с узлами, выходящими на внешнюю окружность диска в диаметрально-противоположных точках, фиг. 5.10, б). Первые из них, которые обычно называют зонтичными, в практике ГТД встречаются редко и потому особого интереса не представляют.



Фиг. 5.10. Формы колебания дисков.

При колебаниях с узлами, расположенными по диаметрам, узлы колебаний могут быть неподвижными и перемещающимися по окружности. В первом случае волны (пучности), образующиеся между узлами (фиг. 5.10, в), будут стоячими, а во втором случае — бегущими вдоль окружности диска.

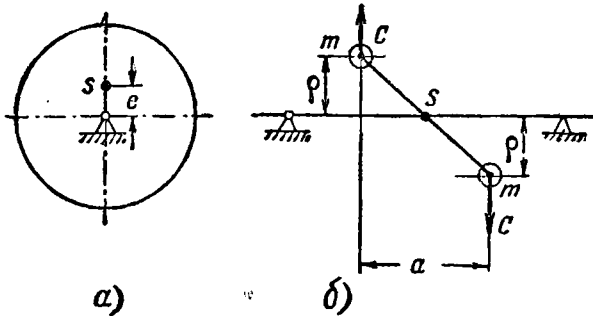
В практике ГТД наиболее опасными являются колебания, при которых волны, бегущие против вращения диска, распространяются с угловой скоростью последнего. Колебания эти возбуждаются постоянными источниками возбуждения (например, при наличии неблагоприятно расположенных в потоке газов стоек), и скорость вращения, при которой возникает резонанс, называют критической.

Так же как и у лопаток, частота собственных колебаний диска зависит от скорости вращения. При этом динамическая частота собственных колебаний f_d может быть выражена формулой (5.3). Нагрев диска и его характер также влияют на частоту собственных колебаний диска.

УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРОВ ГТД

6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Переменные по величине и направлению силы и их моменты, которые возникают при работе двигателя и передаются через узлы крепления самолету, называют *неуравновешенными*. Эти силы и их моменты имеют динамический (вибрационный) характер. Они создают дополнительные нагрузки у валов, подшипников, корпусов двигателя и у элементов конструкции самолета. Поэтому возникает вопрос о способах уравновешивания этих сил и моментов.



Фиг. 6.1. Статическая и динамическая неуравновешенность.

Уравновешивание роторов ГТД сводится к уравновешиванию у них вращающихся масс. Различают статическую и динамическую неуравновешенность.

У статически неуравновешенного диска (фиг. 6.1, а), имеющего массу m , центр тяжести s не лежит на оси вращения, а смещен от нее на расстояние e . При вращении диска с угловой скоростью ω у него возникает центробежная сила

$$C = me\omega^2. \quad (6.1)$$

Эта сила постоянная по величине, но переменная по направлению. Статическое уравновешивание сводится к совмещению центра тяжести массы с осью вращения. Статическую неуравновешенность можно определить и устранить в статических условиях.

На фиг. 6.1, б показан пример динамически неуравновешенной системы, состоящей из двух масс m , расположенных в одной плоскости на расстоянии ρ от оси вращения. Центр тяжести системы лежит на оси вращения; поэтому она является статически уравновешенной. Однако при вращении у системы возникает неуравновешенная пара центробежных сил с моментом

$$M = m\rho\omega^2 a, \quad (6.2)$$

где a — плечо масс m .

Этот момент постоянный по величине, но переменный по направлению. Динамическая неуравновешенность может быть обнаружена только при вращении.

Так как неуравновешенные в системе центробежная сила C и момент центробежных сил M при вращении возникают одновременно, то динамическое уравнивание по существу является полным уравниванием системы. У динамически уравновешенной системы ось вращения является ее главной центральной осью инерции. Как известно, любое тело имеет три взаимно перпендикулярные главные центральные оси инерции, которые у симметричных тел являются осями симметрии.

От неуравновешенных сил C и момента M на опорах ротора возникают дополнительные нагрузки. Уравнивание роторов состоит в таком распределении его массы, при котором возникающие при вращении центробежные силы и их моменты уравниваются в системе ротора и на опорах ротора нагрузки от них не возникают. ГТД являются быстроходными машинами, у которых центробежные силы весьма значительны; поэтому уравнивание роторов приобретает у них особо важное значение. Иллюстрируем это примерами.

Пример. Определить неуравновешенную центробежную силу у ротора компрессора, имеющего вес $Q=75$ кг и угловую скорость вращения $\omega=1287$ 1/сек, если центр тяжести его смещен относительно оси вращения на величину $e=0,1$ мм.

Уравновешенная центробежная сила по формуле (6.1) равна

$$C = \frac{75}{981} 0,01 \cdot 1287^2 = 1270 \text{ кг.}$$

Пример. Одна рабочая лопатка турбины поставлена с весом на 10 г больше остальных. Центр тяжести лопатки расположен на радиусе 286 мм. Угловая скорость вращения ротора $\omega=1210$ 1/сек. Определить значение неуравновешенной силы.

Уравновешенная центробежная сила

$$C = \frac{0,01}{981} 28,6 \cdot 1210^2 = 427 \text{ кг.}$$

Пример. Определить неуравновешенную силу ротора осевого компрессора, возникающую при обрыве пера у одной лопатки. Вес пера лопатки 68,5 г. Радиус расположения центра тяжести пера лопатки 560 мм. Угловая скорость вращения $\omega=487$ 1/сек.

Уравновешенная центробежная сила

$$C = \frac{0,0685}{981} 56 \cdot 487^2 = 930^9 \text{ кг.}$$

Уравновешенность роторов обычно устраняется их балансировкой.

6.2. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС

Уравновешенность ротора характеризуют обычно его дисбалансом

$$D = Qe, \quad (6.3)$$

где Q — вес ротора;

e — эксцентриситет (смещение центра тяжести ротора относительно оси вращения).

Неуравновешенная центробежная сила ротора может быть выражена через его дисбаланс:

$$C = \frac{Q}{g} e \omega^2 = \frac{D}{g} \omega^2 \quad (6.4)$$

или выражая дисбаланс в *г·см*, получим:

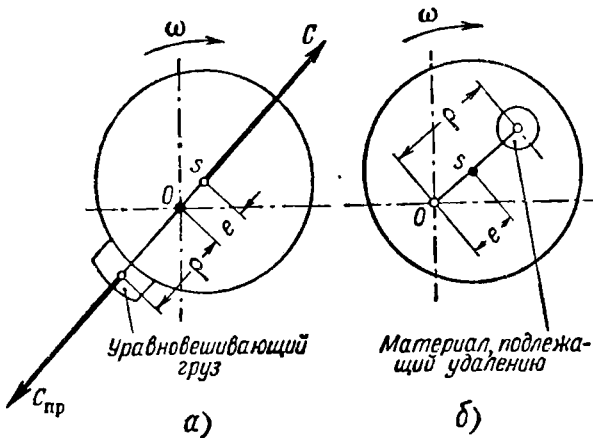
$$C = \frac{D \cdot 10^{-3}}{981} \omega^2 \approx D \left(\frac{\omega}{1000} \right)^2. \quad (6.5)$$

Пример. Определить неуравновешенную центробежную силу ротора турбины. Дано: $D=30$ г·см; $\omega=702$ 1/сек.

Неуравновешенная центробежная сила равна

$$C = 30 \left(\frac{702}{1000} \right)^2 = 14,7 \text{ кг.}$$

Возьмем ротор, у которого диск насажен на вал с эксцентриситетом e . При его вращении появится неуравновешенная центро-



Фиг. 6.2. Уравновешивание диска.
а—противовесом, б—удалением материала.

бежная сила C в плоскости вращения ротора. Силу C можно уравновесить за счет постановки в плоскости вращения диска уравновешивающего груза — противовеса (фиг. 6.2, а) или за счет снятия у диска с диаметрально противоположной стороны части материала (фиг. 6.2, б).

Между этими двумя способами уравновешивания нет никакой принципиальной разницы. Поэтому в дальнейшем будем рассматривать уравновешивание только противовесами.

Центробежная сила, создаваемая противовесом, равна:

$$C_{\text{пр}} = \frac{q}{g} r \omega^2, \quad (6.6)$$

где q — вес противовеса;

r — радиус расположения центра тяжести противовеса.

Условием уравнивания будет

$$C = C_{\text{пр}}$$

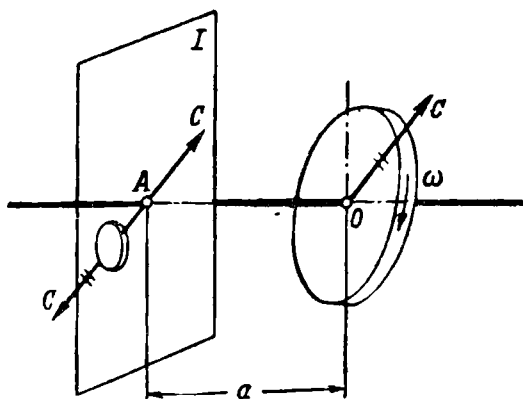
или, имея в виду выражения (6.4) и (6.6),

$$D = Qe = q\rho.$$

Откуда вес уравнивающего груза

$$q = Q \frac{e}{\rho} = \frac{D}{\rho}. \quad (6.7)$$

Таким образом, вес противовеса обратно пропорционален радиусу расположения противовеса ρ и не зависит от скорости ω вращения ротора.



Фиг. 6.3. К уравниванию ротора одним противовесом.

Рассмотрим уравнивание ротора противовесом, если плоскость уравнивания не совпадает с плоскостью его вращения, а располагается параллельно ей на некотором расстоянии a (фиг. 6.3).

Перенесем силу C в плоскость уравнивания. Тогда получим: силу C , расположенную в плоскости уравнивания, и момент от пары сил $M = Ca$. Силу C в плоскости уравнивания можно уравновесить противовесом, но пара сил остается в этом случае неуравновешенной. Уравновесить ротор полностью можно при помощи системы двух противовесов, расположенных в двух произвольно взятых плоскостях I и II , параллельных плоскости вращения ротора (фиг. 6.4). Для этого разложим центробежную силу C на две параллельные составляющие, расположенные в этих плоскостях:

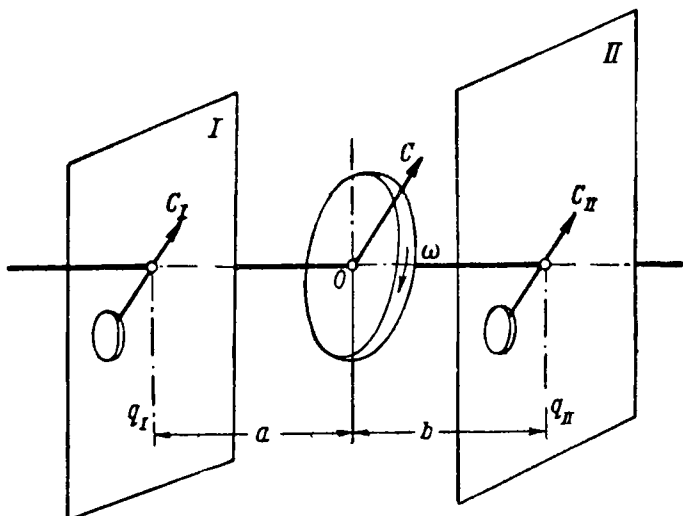
$$C_I = C \frac{b}{a+b} \quad \text{и} \quad C_{II} = C \frac{a}{a+b}.$$

Силы C_I и C_{II} можно уравновесить противовесами q_I и q_{II} , расположенными на радиусах ρ_I и ρ_{II} . При этом веса противовесов будут равны:

$$q_I = \frac{D}{\rho_I} \frac{b}{a+b} \quad \text{и} \quad q_{II} = \frac{D}{\rho_{II}} \frac{a}{a+b},$$

где D — дисбаланс ротора.

Рассмотрим уравновешивание ротора, состоящего из трех дисков, насаженных на общий вал (фиг. 6.5). Неуравновешенные



Фиг. 6.4. Уравновешивание ротора в двух плоскостях.

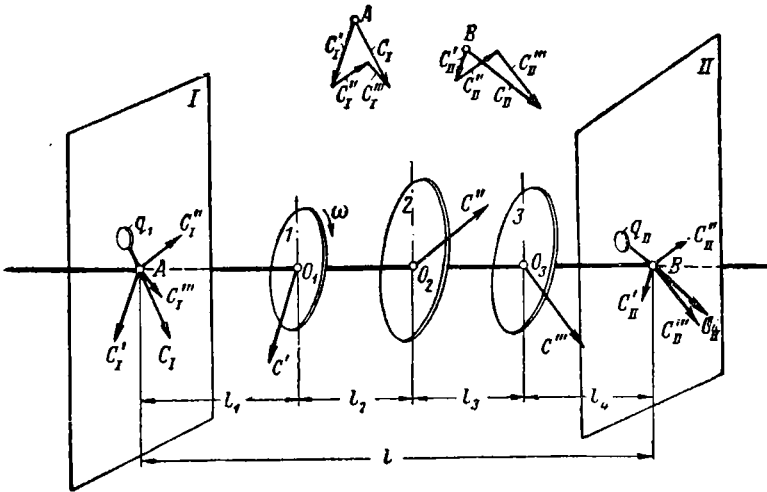
центробежные силы дисков обозначим через C' , C'' и C''' . Выделим в системе ротора две плоскости I и II , параллельные плоскости вращения ротора и удобные для крепления противовесов. Разложим силы C' , C'' и C''' на две составляющие, расположенные в плоскостях I и II . Обращаясь к фиг. 6.5, находим:

$$\begin{aligned} C'_I &= C' \frac{l_2 + l_3 + l_4}{l}; & C'_{II} &= C' \frac{l_1}{l}; \\ C''_I &= C'' \frac{l_3 + l_4}{l}; & C''_{II} &= C'' \frac{l_1 + l_2}{l}; \\ C'''_I &= C''' \frac{l_4}{l}; & C'''_{II} &= C''' \frac{l_1 + l_2 + l_3}{l}. \end{aligned}$$

В плоскостях уравновешивания I и II получим пучки векторов сил C'_I ; C''_I ; C'''_I и C'_{II} ; C''_{II} ; C'''_{II} , выходящие из точек A и B . Пользуясь правилом геометрического сложения векторов, находим ре-

зультирующие силы C_I и C_{II} , которые можно уравновесить противовесами q_I и q_{II} .

В случае взаимного уравновешивания дисков $C_I=0$ и $C_{II}=0$.



Фиг. 6. 5. Уравновешивание ротора, состоящего из трех дисков, в двух плоскостях.

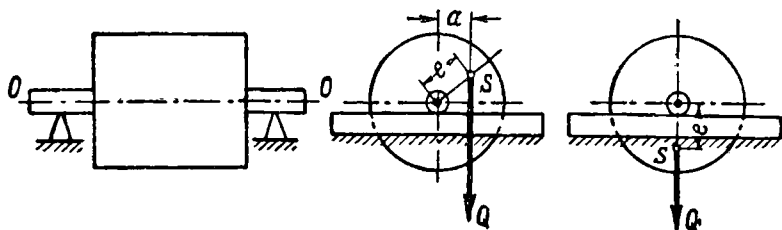
Рассматривая систему с произвольным числом дисков, можно доказать, что любую систему ротора можно полностью уравновесить при помощи двух противовесов, размещенных в двух плоскостях уравновешивания, параллельных плоскости вращения.

6.3. СТАТИЧЕСКАЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ

Неуравновешенность роторов устраняют их балансировкой. При статической балансировке ротор ставят на призмы (фиг. 6. 6) или на ролики. Под действием момента $M=Qa$ от силы веса Q неуравновешенный ротор повернется и займет положение устойчивого статического равновесия, когда центр тяжести его расположится в нижнем положении. Таким образом находят положение центра тяжести ротора. Добавив затем к ротору уравновешивающий груз или, наоборот, сняв у него лишний материал, добиваются безразличного положения ротора на призмах при произвольных угловых отклонениях его от начального равновесного положения. С помощью статической балансировки достигается статическое уравновешивание, при котором центр тяжести ротора расположится на оси вращения.

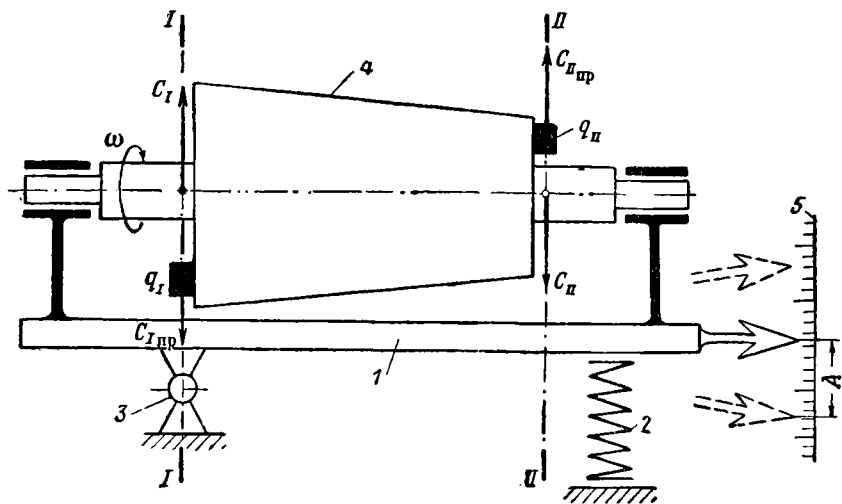
Статическая балансировка не обладает высокой точностью. Кроме того, ею не достигается полная уравновешенность ротора,

так как свободная пара сил (см. фиг. 6.1, б) при этом не выявляется. Полная или динамическая уравновешенность достигается динамической балансировкой ротора, которую производят на специальных балансировочных станках при вращающемся роторе.



Фиг. 6.6. Статическая балансировка ротора.

На фиг. 6.7 показана принципиальная схема балансировочного станка рамного типа. Станок имеет маятниковую раму (люльку) 1, которая, опираясь на пружину 2, может колебаться относительно горизонтальной оси качания 3. Подлежащий балансировке ротор 4

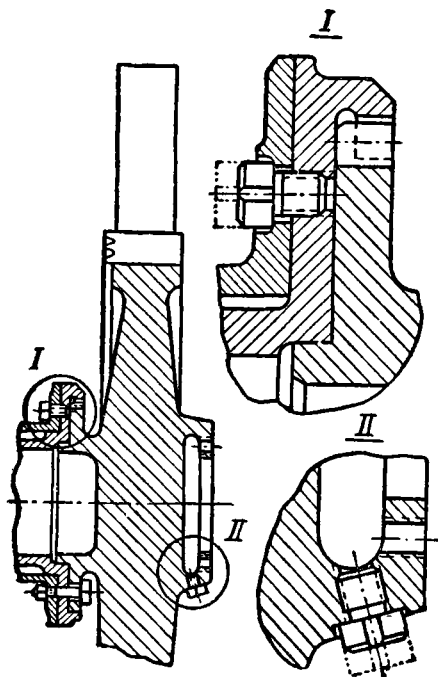


Фиг. 6.7. Принципиальная схема балансировочного станка рамного типа.

устанавливают на подшипниках маятниковой рамы и приводят во вращение от специального электромотора, не показанного на схеме.

Ротор устанавливают на раме станка так, чтобы плоскость уравновешивания I проходила через ось 3 рамы. Таким образом неуравновешенная центробежная сила C_r , приведенная к плоскости I , не вызывает колебаний рамы. Неуравновешенная центро-

бежная сила C_{II} , приведенная к плоскости уравнивания II , создает переменный по величине и направлению момент относительно оси 3 рамы. Благодаря этому моменту у рамы возникают вынужденные колебания, амплитуду которых измеряют по шкале 5 . Подбирая уравнивающий груз q_{II} , можно добиться устранения колебаний рамы и уравнивания приведенной центробежной силы C_{II} . Затем ротор переставляют на опорах так, чтобы плоскость уравнивания II проходила теперь через ось 3 рамы, и уравнивают приведенную центробежную силу C грузом q_I .



Фиг. 6. 8. Применение балансирующих винтов — грузиков у турбины для уравнивания ротора.

В практике находят применение различные типы балансирующих станков, которые подробно рассматриваются в специальных курсах.

Балансировку производят путем прикрепления уравнивающих грузов (фиг. 6. 8), подбором лопаток по весу или удалением некоторой части материала ротора. Места, предназначенные для крепления уравнивающих грузов и для удаления материала, обычно указывают в чертежах.

Ротор балансируют с определенной точностью, которую указывают в чертежах в виде

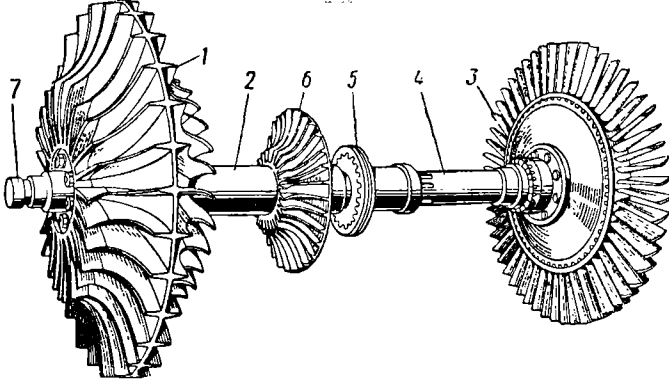
допустимого дисбаланса D г·см. Допустимый дисбаланс для ротора турбины и компрессора ГТД составляет от 15 до 40 г·см.

При постановке на ротор опорных подшипников качения его балансировка может быть нарушена за счет эксцентриситета внутренних колец подшипников, так как центр тяжести ротора при этом сместится с оси вращения. Поэтому балансировку роторов обычно рекомендуют производить на его рабочих подшипниках или, точнее, на внутренних кольцах рабочих подшипников. При замене рабочих лопаток и рабочих подшипников или хотя бы при их перестановке на роторе в новое положение необходимо вновь произвести балансировку.

ВАЛЫ И ОПОРЫ РОТОРОВ

7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Роторы турбины и компрессора в соединении образуют ротор двигателя. На фиг. 7.1 показан ротор ТРД ВК-1. Ротор компрессора его состоит из двустороннего центробежного колеса 1, вала 2

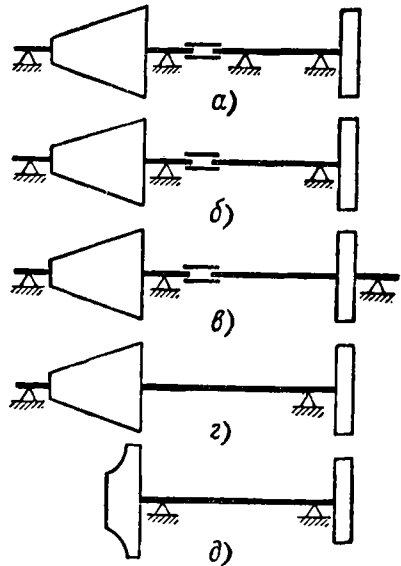


Фиг. 7.1. Ротор двигателя ВК-1.

и короткого носка 7. На валу 2 сидит крыльчатка вентилятора 6. Ротор турбины состоит из рабочего колеса 3 и вала 4. С помощью шлицевой муфты 5 роторы компрессора и турбины соединяют в единый ротор двигателя.

В качестве опор роторов ГТД применяют обычно подшипники качения. По числу опор различают четырех-, трех- и двухопорные роторы двигателей (фиг. 7.2). На схеме а показан четырехопорный ротор двигателя, у которого ротор компрессора и ротор турбины имеют по два подшипника.

У трехопорного ротора двигателя (схема б) ротор компрессора имеет два, а ротор турбины — один подшипник. При этом своим передним концом вал турбины через соединительную муфту роторов опирается на вал компрессора. Рабочее колесо турбины расположено консольно. У современных ГТД трехопорные роторы получили широкое применение. В сравнении с четырех-



Фиг. 7.2. Схемы расположения опор роторов.

опорным, трехопорный ротор более прост по конструкции, и вес двигателя получается меньше. Кроме того, за счет меньшего числа подшипников общая теплоотдача в масло и циркуляционный расход его у двигателя получается меньше. Примером трехопорных роторов, выполненных по схеме б, могут служить ТРД ВК-1 (см. фиг. 1. 8) и ТВД АИ-20.

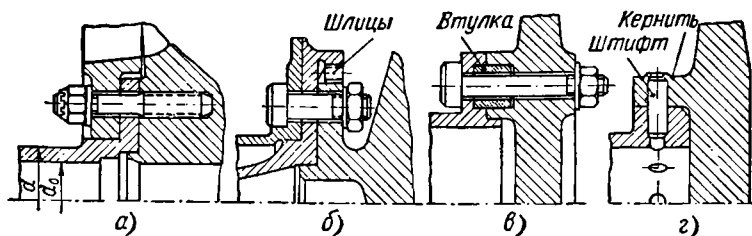
На схеме в показан трехопорный ротор с подшипником, расположенным за турбиной. Такое расположение опоры применяют в случае многоступенчатых турбин, имеющих массивный ротор, и у двухвальных двигателей.

На схеме г показан двухопорный ротор. Так как в этом случае расстояние между опорами получается значительным, то валы и корпуса двигателя приходится делать более жесткими и тяжелыми, чем в случае трехопорного ротора. На схеме д показан двухопорный ротор маломощного ГТД.

У двухвальных двигателей (см. фиг. 1. 5 и 1. 11) имеются две системы роторов с общим числом подшипников от 6 до 8. При этом вес двухвального двигателя, в сравнении с одновальными, получается больше на 10÷20%. За счет большого числа подшипников теплоотдача в масло и циркуляционный его расход у двухвальных двигателей получается также больше.

7.2. ВАЛЫ

Валы роторов ГТД изготавливают из высокопрочных конструкционных сталей и для облегчения делают полыми. Помимо прочности валы должны иметь достаточную изгибную жесткость, которая проверяется у них на критические обороты. Часто валы ГТД



Фиг. 7.3. Схемы фланцевых и штифтовых соединений валов с рабочими колесами.

выполняют в виде коротких носков и хвостовиков (цапф), закрепленных на торцах барабанов и на дисках роторов или изготовленных заодно с рабочими дисками (см. фиг. 2. 17).

Соединения валов с барабанами и дисками весьма разнообразны; они были рассмотрены выше в гл. II, III и IV. На фиг. 7.3 показаны схемы фланцевых и штифтового соединений валов с рабочими колесами. На схеме а изображено фланцевое соединение с передачей крутящего момента трением стыка за счет соответ-

ствующей затяжки шпилек. Примером такого соединения может служить ротор компрессора двигателя ВК-1 (см. фиг. 3. 12). При передаче больших крутящих моментов такое соединение получается тяжелым, так как требует значительной его затяжки.

Фланцевые соединения, показанные на схемах б и в, требуют меньшей затяжки, так как передача крутящего момента у них осуществляется либо шлицами (схема б), либо втулками (схема в). Примером первого служит соединение вала с диском турбины двигателя ВК-1 (см. фиг. 4. 4), а второго — соединение вала с дисками у турбины двигателя АИ-20 (см. фиг. 4. 14).

При штифтовом соединении (схема г) диск имеет прессовую посадку на вал. Радиальное расположение штифтов допускает свободное температурное расширение диска без нарушения центровки. Чтобы штифты под действием центробежных сил не выпадали, их часто закернивают. Примером штифтового соединения служит ротор компрессора двигателя АИ-20 (см. фиг. 2. 17).

7.3. СОЕДИНЕНИЕ РОТОРОВ

Передача крутящего момента от турбины компрессору, а у ТВД также и редуктору воздушного винта осуществляется обычно через шлицевые соединения роторов. При этом валы роторов соединяют шлицами непосредственно или с помощью шлицевых муфт. Шлицы выполняют прямоугольными или эвольвентными.

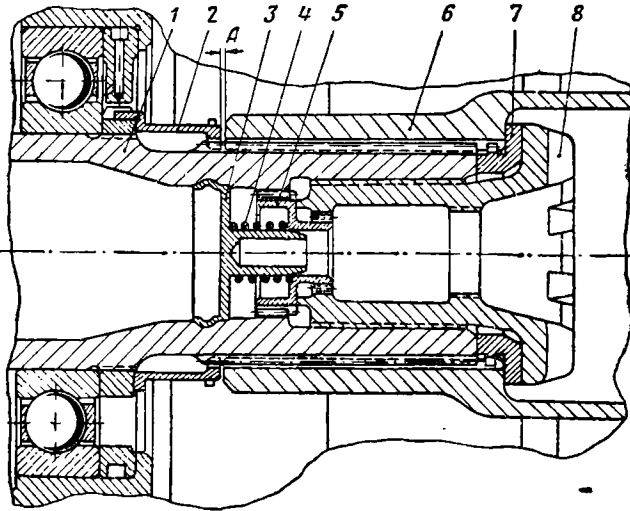
Роторы компрессора и турбины несут осевые нагрузки. Осевое фиксирование их между собой позволяет применить в системе ротора двигателя вместо двух один опорно-упорный подшипниковый узел. Осевая фиксация роторов осуществляется резьбовыми, шаровыми шарнирными соединениями и пр. видами соединений.

На фиг. 7. 4 показано соединение роторов компрессора и турбины ТВД АИ-20. Вал турбины б с помощью шлицев непосредственно соединяют с хвостовиком 1 ротора компрессора. Через это шлицевое соединение передается крутящий момент от турбины компрессору и далее воздушному винту.

Осевое фиксирование роторов осуществляют болтом 8, который ввертывают в хвостовик 1 ротора компрессора до упора в шайбу 7. Последняя опирается на торец хвостовика 1 ротора компрессора и своим буртиком не допускает перемещения вала турбины вправо — в сторону действия осевой силы у ротора турбины. При затяжке болта 8 упорная шайба 7 фиксируется от проворачивания своими шлицами, которые входят в шлицевые пазы вала турбины б. Болт 8 контрят пружинно-шлицевым замком, который состоит из шлицевой втулки 5, направляющего штыря 3 и пружины 4. Штырь 3 развальцован в хвостовике 1 и служит упором для пружины. Шлицевая втулка 5 сидит на шлицах хвостовика 1 и под действием пружины 4 входит в шлицы болта 8, осуществляя его контровку. При отжатии шлицевой втулки 5 влево болт 8 освобождается от контровки. Подбором дистанционной втулки 2 устанавливают осевой зазор $A=0,3\div 0,5$ мм. Свободная

посадка по шлицам и осевой зазор A допускают некоторые перекося осей ротора.

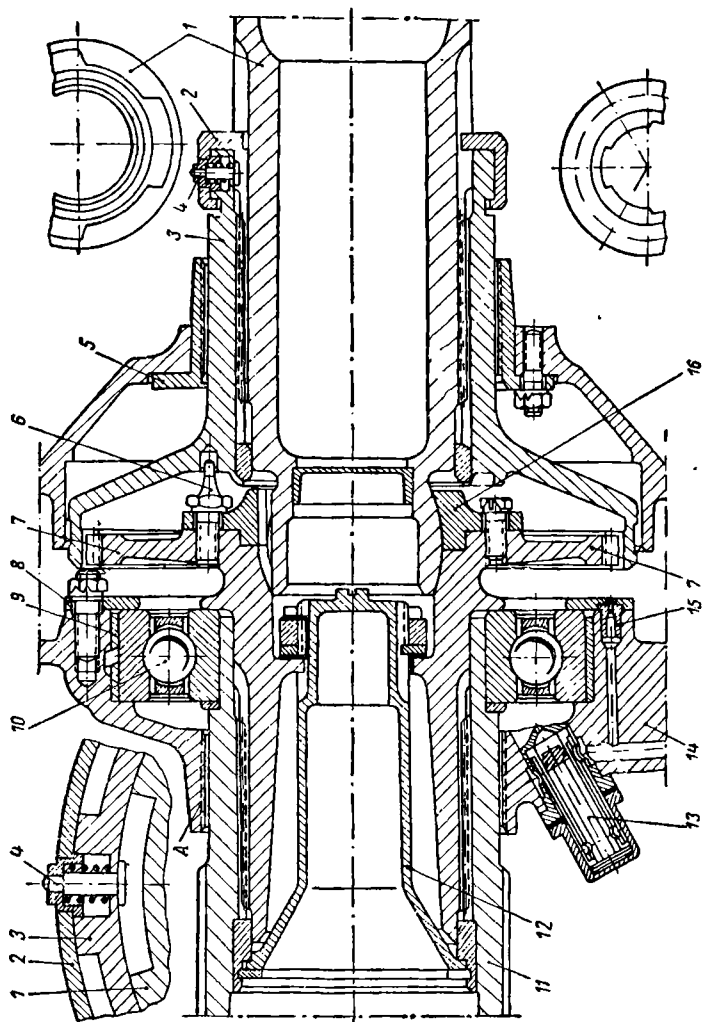
Осевое фиксирование роторов шаровым шарнирным соединением может допускать большие перекося осей роторов, но для передачи крутящего момента требует специальную шлицевую муфту. На фиг. 7.5 показано соединение роторов ТРД ВК-1, которое имеет развитую шлицевую муфту и расположенное в центральной части шаровое шарнирное соединение.



Фиг. 7.4. Соединение роторов компрессора и турбины ТВД АИ-20.

Шлицевая муфта, передающая крутящий момент, состоит из ведущей 3 и ведомой 7 шлицевых втулок. Ведущая втулка 3 свободно сидит на шлицах вала турбины 1. От осевого перемещения втулка удерживается фиксирующим кольцом 2. У последнего с внутренней стороны имеются два ряда шлицев. Передними шлицами кольцо 2 входит в кольцевую проточку втулки 3, а задними — в проточку шлицев вала 1. Осевое фиксирование втулки 3 осуществляется торцовым упором шлицев кольца 2 в проточках втулки 3 и вала 1. В таком положении кольцо 2 стопорится пружинным фиксатором 4. Ведомая втулка 7 сидит на внутренних шлицах вала компрессора 11 и закреплена стяжным фигурным болтом 12.

Шаровое шарнирное соединение, осуществляющее осевое фиксирование ротора турбины, состоит из шарового хвостовика вала 1 турбины и шарового гнезда, образованного ведомой втулкой 7 и крышкой 16. Хвостовик вала и крышка имеют по три паза, выполненные под углом 120° , которые обеспечивают сборку и разборку соединения. Осевое фиксирование осуществляется упором выступов хвостовика вала в выступы крышки. В таком положении вал



Фиг. 7. 5. Соединение роторов турбины и компрессора двигателя ВК-1.

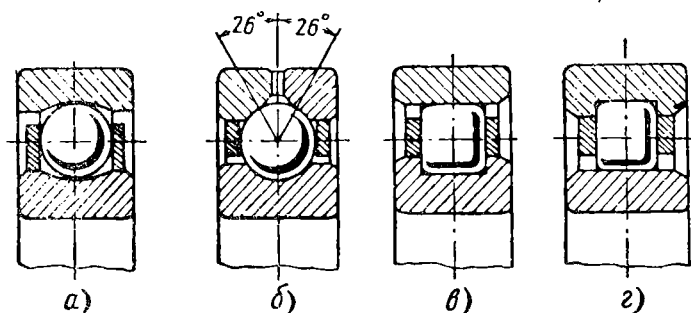
1 и 11—валы турбины и компрессора, 2—фиксирующее кольцо, 3 и 7—ведущая и ведомая втулки соединительной муфты, 4—пружинный фиксатор, 5—уплотнительная втулка, 6—болты-фиксаторы, 8—шайба, 9—втулка, 10—упорно-опорный шариковый подшипник, 12—стяжной болт, 13—форсунка, 14—корпус подшипника, 15—жиклер, 16—крышка шаровой опоры, А—маслостопная резьба.

турбины фиксируют тремя фиксаторами 6, которые входят в отверстия ведущей втулки 3. Фиксаторы 6 используются также для крепления крышки 16 к ведомой втулке 7, наряду с другими болтами.

При разборке необходимо утопить стопор 4 в его гнезде и повернуть кольцо 2 до совмещения его задних шлицев с пазами шлицев вала турбины. После этого ведущая втулка 3 смещается по шлицам в сторону турбины и выводится из зацепления с ведомой втулкой 7. При этом фиксаторы 6 выходят из отверстий втулки 3. Затем поворотом ротора турбины на угол 60° совмещают выступы шарового хвостовика вала 1 с пазами у крышки 16 и свободно удаляют ротор турбины.

7.4. ПОДШИПНИКИ РОТОРОВ ГТД

Для роторов ГТД обычно применяют подшипники качения, которые в сравнении с подшипниками скольжения имеют меньшие длинновые размеры и меньший коэффициент трения. Они менее чувствительны к кратковременным перерывам в подаче к ним смазки и могут работать на менее вязких сортах масла. Последнее обстоятельство облегчает запуск двигателя при низкой темпера-



Фиг. 7.6. Типы подшипников, применяемых для роторов ГТД.

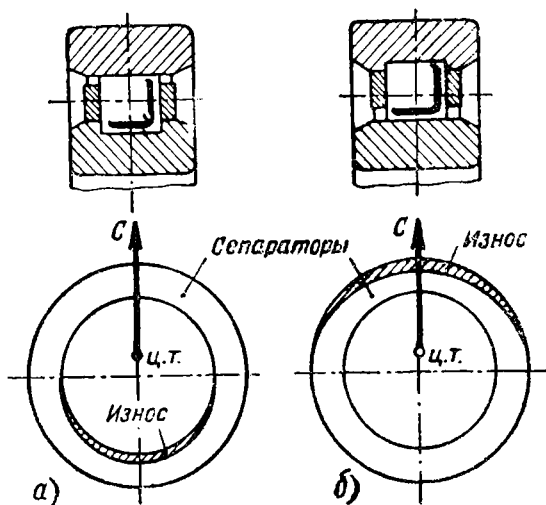
туре, так как не требует предварительного подогрева масла при понижении температуры до $-30 \div -40^\circ \text{C}$. Некоторым недостатком подшипников качения в сравнении с подшипниками скольжения является их больший вес и большие диаметральные размеры.

Число оборотов роторов ГТД находится в пределах $5000 \div 15000$ об/мин. Поэтому для их опор применяют специальные высокоскоростные шариковые и роликовые подшипники легких серий: особопрецизионного СА и сверхпрецизионного С классов точности. Подшипники, расположенные в горячей зоне двигателя, работают в условиях повышенных температур.

Типы подшипников. На фиг. 7.6 показаны типы подшипников, применяемых для роторов ГТД. Однорядные радиально-упорные шариковые подшипники а и б воспринимают радиальную и осевую нагрузки. Подшипник б имеет разъемное наружное кольцо. Иногда разъемным делают внутреннее кольцо. У подшип-

ников с разъемным кольцом можно установить большее число шариков, а беговую дорожку сделать специального профиля и более глубокой. При этом можно получить три или четыре точки контакта у шариков с углом 26° , вместо обычных 12° . Благодаря этому подшипники с разрезным кольцом способны воспринимать большую нагрузку.

Роликовые подшипники *в* и *г* воспринимают только радиальную нагрузку. Ролики короткие (обычно длина их равна диаметру), цилиндрической или бочкообразной формы. Одно из колец имеет



Фиг. 7. 7. Износ сепараторов-подшипников.

буртики для удержания роликов в осевом направлении, а другое гладкое, без буртиков. Последнее обеспечивает ротору свободное температурное расширение в осевом направлении. При этом ширина гладкого кольца делается больше длины роликов с тем, чтобы при перемещении кольца не произошло одностороннего свисания с него роликов.

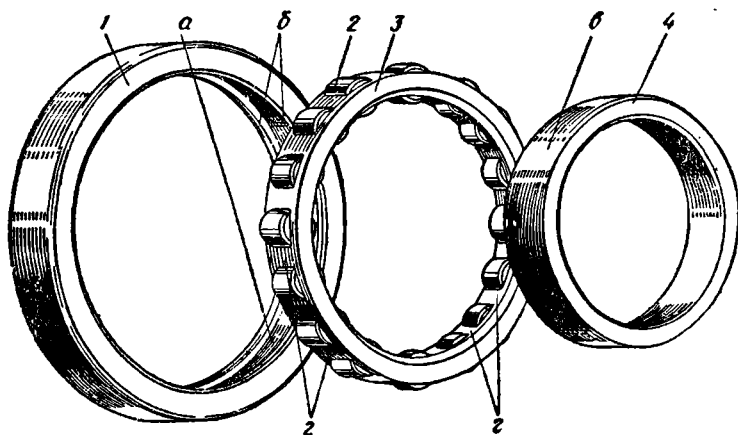
Шарики, ролики и кольца подшипников делают из высоколегированной стали, допускающей работу подшипников при повышенных температурах и при высоких скоростях вращения.

Радиальный зазор между шариками (роликами) и кольцами подшипников ГТД делают больше, чем у обычных. Так, например, у подшипников ротора двигателя ВК-1 радиальный зазор равен $0,07 \div 0,1$ мм. Увеличенный зазор обеспечивает нормальную работу подшипников при повышенных температурах и высоких скоростях вращения.

Сепараторы подшипников делают массивными, хорошо сбалансированными, из ковanej бронзы или дуралюмина. Легкие штампованные сепараторы обычно не выдерживают больших оборотов.

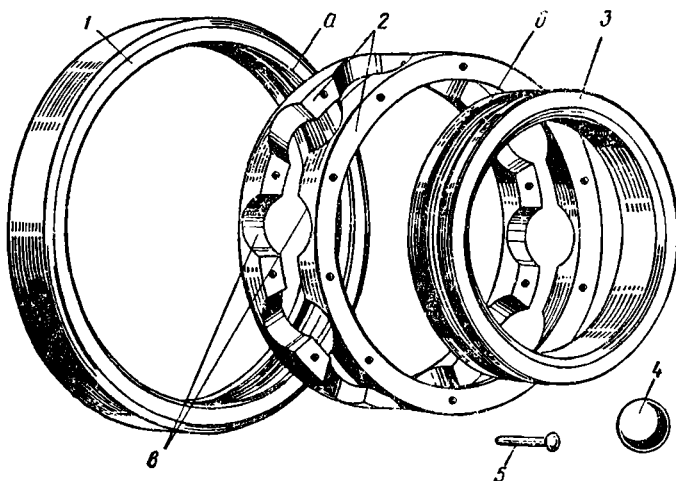
Центрирование сепараторов производят по внутреннему (фиг. 7. 7, а) или по наружному (фиг. 7. 7, б) кольцам подшип-

ника. Центрирование сепаратора по наружному кольцу имеет то преимущество, что в процессе износа балансировка его улучшается, тогда как при центрировании по внутреннему кольцу —



Фиг. 7.8. Роликовый подшипник передней опоры ВК-1.
1 и 4—наружное и внутреннее кольца, 2—ролик, 3—сепаратор, а и в—бе-
говые дорожки наружного и внутреннего колец, б—кольцевые бурты,
г—расчеканка.

ухудшается. При центрировании сепаратора по наружному кольцу зазор между ним и кольцом должен быть достаточным, чтобы не было заедания при тепловом расширении сепаратора.



Фиг. 7.9. Шариковый подшипник двигателя ВК-1.
1 и 3—наружное и внутреннее кольца, 2—половинки сепаратора,
4—шарик, 5—заклепка, а и в—беговые дорожки наружного и внутрен-
него колец, г—гнезда шариков.

На фиг. 7.8 и 7.9 показаны подшипники ТРД ВК-1 в разобранном виде. Сепаратор роликового подшипника кованый дуралю-

миновый неразъемный, а шарикового подшипника — кованный бронзовый разъемный, сделанный в виде двух половин, соединенных заклепками. Сепараторы центрируют по наружным кольцам подшипников. При этом зазор равен $0,6 \div 0,9$ мм.

Подбор подшипников производят исходя из долговечности их работы в часах, которую определяют по эмпирической формуле

$$h = \frac{1}{n} \left(\frac{C}{Q} \right)^{3,33} \text{ час}, \quad (7.1)$$

где n — число оборотов в минуту;
 C — коэффициент работоспособности;
 Q — приведенная условная нагрузка в кг.

Коэффициент работоспособности приводится обычно в каталогах подшипников. Его можно определить также по формулам для однорядных радиально-упорных шариковых подшипников

$$\left. \begin{aligned} C &= 65z^{0,7} d_0^2 \frac{c c s \beta}{1 + 0,2 d_0} \\ \text{и для роликовых подшипников} \\ C &= 80z^{0,7} d_0 l, \end{aligned} \right\} \quad (7.2)$$

где z — число шариков или роликов подшипника;
 d_0 — диаметр шарика или ролика в мм;
 l — длина ролика в мм;
 β — угол давления. Обычно $\beta = 26^\circ$ (см. фиг. 7.6).

Приведенная условная нагрузка в общем виде выражается следующей формулой:

$$Q = (R + mA) K_R K_G K_T, \quad (7.3)$$

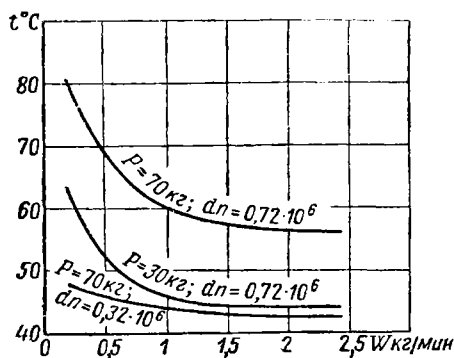
где R и A — радиальная и осевая нагрузка у подшипников в кг;
 m — коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной (зависит от типа подшипника);
 K_R — коэффициент, учитывающий характер работы. При вращающемся внутреннем кольце подшипника $K_R = 1$, а при вращающемся наружном кольце $K_R = 1,35$;
 K_G — коэффициент, учитывающий характер нагрузки. У подшипников ротора ГТД можно принять $K_G = 1$, а у редуктора $K_G = 1,3 \div 1,5$;
 K_T — коэффициент, учитывающий температурные условия работы. Его значения составляют:

$t^\circ \text{C}$	125;	150;	200;	250
K_T	1,05;	1,1;	1,25;	1,4

Быстроходность подшипников характеризуется произведением dn , где d — диаметр посадочной шейки у вала в мм, а n — число оборотов в минуту. У подшипников ГТД $dn = (0,5 \div 1,5) \cdot 10^6$, что характеризует высокую их быстроходность.

Температурные условия работы подшипников и их смазка. Во время работы подшипники нагреваются за счет тепла, выделяющегося в результате работы сил сопротивления в самом подшипнике, и за счет внешнего подогрева от соседних горячих частей двигателя.

На фиг. 7. 10 приведены результаты исследования работы роликового подшипника без внешнего подогрева, полученные В. М. Демидовичем¹. При $dn=0,72 \cdot 10^6$ и $0,32 \cdot 10^6$ и при нагрузках $P=70$ и 30 кг определялась температура подшипника в зависимости от подачи к нему масла. Температура входящего масла при этом поддерживалась постоянной и равной 42°C . Из приведенных кривых следует, что температура подшипника существенно зависит от величины нагрузки и значения параметра dn .



Фиг. 7. 10. Изменение температуры подшипника в зависимости от количества подаваемого масла.

С увеличением подачи масла температура подшипника вначале заметно снижается, после чего она остается почти неизменной. Оптимальное количество подаваемого масла зависит от размеров подшипника, нагрузки и значения параметра dn .

Интенсивность внешнего подогрева зависит от места расположения подшипника и от теплонапряженности двигателя. Примерные значения рабочих температур подшипников ГТД приведены в таблице.

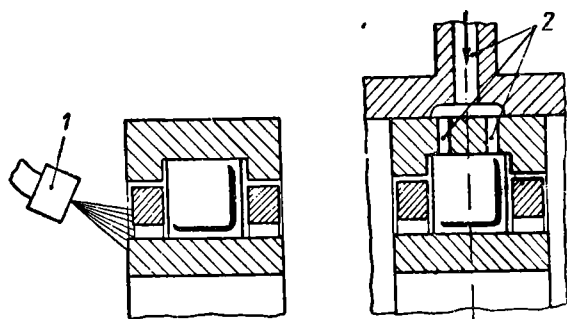
Интенсивность внешнего подогрева зависит от места расположения подшипника и от теплонапряженности двигателя. Примерные значения рабочих температур подшипников ГТД приведены в таблице.

Узел подшипника	Во время работы двигателя °C	После остановки двигателя °C
Подшипник вала винта ТВД	80 ÷ 110	80 ÷ 110
Передний подшипник ротора	50 ÷ 80	50 ÷ 80
Средний подшипник ротора	100 ÷ 125	125 ÷ 150
Задний (турбинный) подшипник ротора	125 ÷ 150	240 ÷ 260

¹ Кузьмин Г. А. и Демидович В. М., Исследование работы высокоскоростных роликовых подшипников ГТД при подаче больших количеств масла, Труды КАИ, вып. XXXIII и XXXIV, 1958.

Средний и задний подшипники ротора расположены в горячей части двигателя. Повышение их температуры после остановки двигателя объясняется прекращением прокачки через них масла, тогда как двигатель остается еще некоторое время горячим.

При высокой рабочей температуре смазка подшипников ухудшается и происходит отпуск подшипниковой стали. Поэтому для уменьшения внешнего подогрева корпуса подшипников, расположенных в горячей зоне, часто теплоизолируют и обдувают охлаждающим воздухом. Одновременно для обеспечения надежной смазки и охлаждения к подшипникам обычно подводят избыточ-



Фиг. 7. 11. Подвод смазки к подшипникам.

ное количество масла, которое в зависимости от условий работы находится в пределах $1,5 \div 6$ л/мин и выше.

Масло к подшипникам подается через одну или несколько форсунок 1, установленных в корпусе сбоку, или через сверления 2 в корпусе и наружном кольце подшипника (фиг. 7. 11). В первом случае струя масла направляется в зазор между внутренним кольцом подшипника и его сепаратором. Во втором случае масло непосредственно подается на рабочие тела подшипника.

Чтобы предотвратить возможность проникновения масла в газозвудушный тракт двигателя подшипники ротора имеют уплотнительные устройства в виде лабиринтных уплотнений, уплотнительных колец и уплотнений с маслоотгонной резьбой.

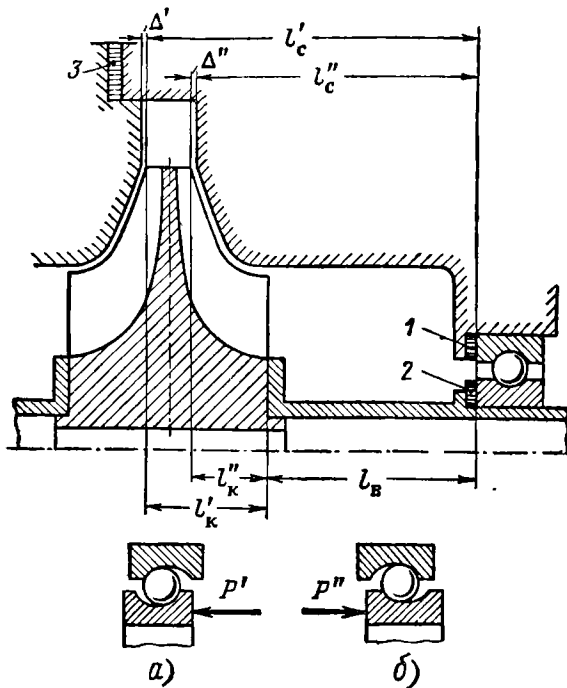
7.5. ОСЕВОЕ ФИКСИРОВАНИЕ РОТОРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ

Для обеспечения свободного теплового расширения ротора и статора осевое фиксирование ротора осуществляют в одной точке — одним упорно-опорным подшипниковым узлом. У прочих же опор обычно устанавливают опорные роликовые подшипники. Для обеспечения свободного вращения ротора между ним и статором устанавливают осевые зазоры, которые должны учитывать различие в тепловых расширениях ротора и статора во время работы.

На фиг. 7. 12 приведена схема определения осевых монтажных зазоров у рабочего колеса центробежного компрессора, все части статора которого выполнены из алюминиевого сплава.

Расширение его от нагрева во время работы можно определить по формуле:

$$\Delta_c = l_c \alpha_c (t_c - t_0).$$



Фиг. 7. 12. К определению осевых монтажных зазоров у колеса центробежного компрессора.

Ротор компрессора имеет стальной вал и рабочее колесо из алюминиевого сплава. Расширение его от нагрева во время работы определяют по формуле:

$$\Delta_p = l_B \alpha_B (t_B - t_0) + l_K \alpha_K (t_K - t_0),$$

где l_c ; l_B и l_K — длинновые размеры статора, вала и рабочего колеса (см. фиг. 7. 12);

α_c ; α_B ; α_K — коэффициенты линейного расширения материалов статора, вала и рабочего колеса;

t_c ; t_B ; t_K — рабочие температуры статора, вала и рабочего колеса;

t_0 — температура статора, вала и колеса при монтаже.

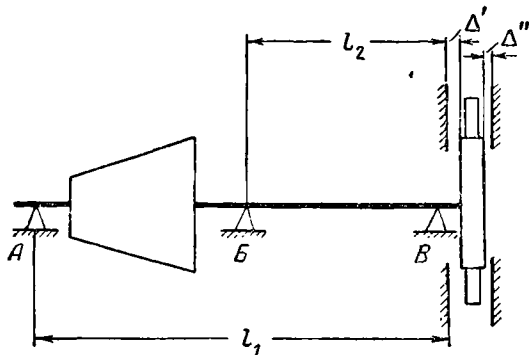
Монтажные осевые зазоры между ротором и статором определяют по формулам:

с передней стороны —

$$\left. \begin{aligned} \Delta' &= \Delta_r - \Delta_c' + \Delta_p', \\ \Delta'' &= \Delta_r + \Delta_c'' - \Delta_p'' \end{aligned} \right\} \quad (7.4)$$

Здесь Δ_r — гарантированный (минимальный) осевой зазор у работающего (горячего) двигателя.

Необходимые осевые зазоры между ротором и статором подбирают при монтаже с помощью регулировочных колец и прокладок. Так, например, на схеме фиг. 7.12 зазор Δ'' может быть по-



Фиг. 7.13. К определению осевых зазоров турбины.

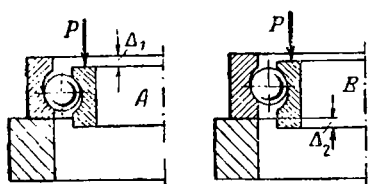
добран с помощью регулировочных колец 1 или 2, а зазор Δ' — с помощью прокладки 3 или обеспечен точностью изготовления деталей.

Так как шариковый подшипник обычно имеет осевой люфт, то при замере монтажных зазоров этот люфт предварительно выбирают за счет отжатия ротора в осевом направлении. Так при замере зазора Δ' ротор отжимают усилием P' влево (схема а), а при замере зазора Δ'' — усилием P'' вправо (схема б).

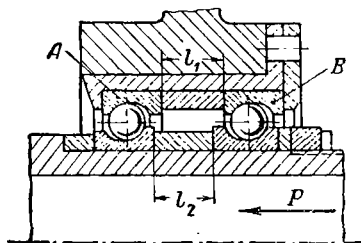
Осевой люфт у шариковых подшипников ГТД обычно составляет $0,35 \div 0,65$ мм. У двигателя ВК-1 гарантированный (минимальный) зазор у рабочего колеса составляет $\Delta_r = 1,3$ мм, а монтажные зазоры: $\Delta' = 0,5 \div 0,7$ мм и $\Delta'' = 1,5 \div 1,7$ мм.

Изменения осевых зазоров между ротором и статором зависят от расположения упорно-опорного подшипникового узла двигателя. Упорно-опорный подшипниковый узел, как наиболее нагруженный, располагают обычно в более холодной части двигателя — либо в передней его части в точке А (у входа в компрессор), либо в средней его части в точке Б (фиг. 7.13). Так как в последнем случае упорно-опорный подшипниковый узел располагается ближе к турбине ($l_2 < l_1$), то изменения осевых зазоров Δ' и Δ'' у нее происходят меньше.

Распределение нагрузки между упорно-опорными подшипниками в узле. В зависимости от осевых нагрузок в упорно-опорном подшипниковом узле устанавливают



от одного до трех однорядных шариковых подшипников. При этом для равномерного распределения осевой нагрузки между подшипниками устанавливают дистанционные кольца или шайбы определенного размера.



Размеры колец определяют следующим образом. Подшипники предварительно нагружают расчетной осевой нагрузкой P (фиг. 7.14), выбирающей у них осевые зазоры. После этого замеряют у подшипника A — величину утопания Δ_1 , а у подшипника B — величину выступа Δ_2 внутренних колец относительно наружных. При равномерном распределении осевой нагрузки и заданном направлении ее (в дан-

Фиг. 7.14. К подбору регулировочных колец.

ном случае влево) размеры дистанционных колец должны быть связаны между собою следующим равенством:

$$l_2 = l_1 + \Delta_1 - \Delta_2. \quad (7.5)$$

7.6. КОНСТРУКЦИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

На фиг. 7.15 показана средняя опора ТВД АИ-20, имеющая радиально-упорный шариковый подшипник 5, который воспринимает радиальные и осевые нагрузки и фиксирует ротор двигателя в осевом направлении относительно статора. Внутренним своим кольцом подшипник вместе с лабиринтной втулкой 12, регулировочным кольцом 11 и маслоотражателем 10 закреплен на задней цапфе ротора компрессора 9 гайкой 8. Наружным своим кольцом подшипник установлен в гнезде корпуса подшипников ротора 4 и закреплен совместно с форсуночным кольцом 7 и лабиринтными втулками 3 и 2 гайкой 1.

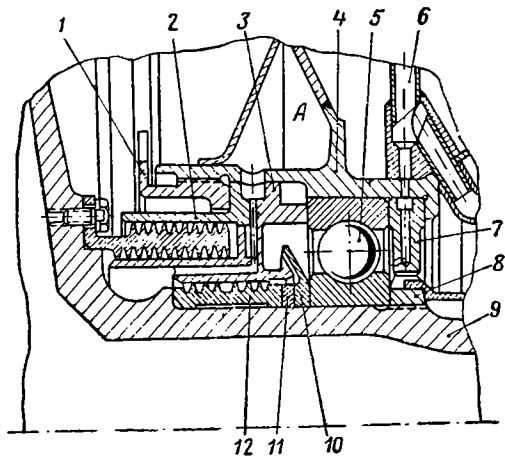
Осевые зазоры между ротором и статором компрессора устанавливают при сборке подбором регулировочного кольца 11. Со стороны компрессора средняя опора имеет трехрядное лабиринтное уплотнение и маслоотражатель 10. Расточки лабиринтных втулок над гребешками имеют мягкое покрытие, что позволяет уменьшить радиальные зазоры в уплотнении до $0,06 \div 0,15$ мм. В целях лучшего уплотнения полость между первым и вторым рядами уплотнения сообщается с полостью A корпуса подшипников, которая суфлируется. Сжатый воздух, просочившийся через два ряда уплотнений, отводится через систему суфлирования в атмо-

сферу и в полость подшипника не попадает. Маслоотражатель 10 в свою очередь отбрасывает масло на периферию и препятствует попаданию его в лабиринтное уплотнение.

Масло на смазку и охлаждение подшипника подается из масломагистрали 6 через три отверстия форсуночного кольца 7.

На фиг. 7.5 показан радиально-упорный шариковый подшипник 10 средней опоры ротора ТРД ВК-1. Внутренним кольцом подшипник закреплен на цапфе ротора компрессора, а наружным установлен в стальной втулке 9, которая запрессована в гнездо алюминиевого корпуса 14.

От осевых перемещений подшипник фиксируют шайбой 8, укрепленной в корпусе при помощи шпилек. Масляная полость подшипника и соединительной муфты имеет 6 уплотнения в виде маслоотгонной резьбы А, выполненной в корпусе 14 и у втулки 5. Масло для смазки и охлаждения к подшипнику подводится через форсунку 13, а к шлицевой муфте — через жиклер 15. Снаружи корпус подшипника обдувается охлаждающим воздухом.

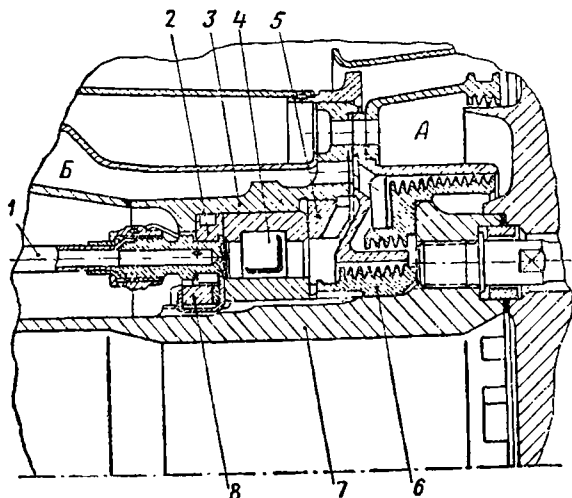


Фиг. 7.15. Средняя опора ротора двигателя АИ-20.

На фиг. 7.16 показана задняя опора ТВД АИ-20 с роликовым подшипником 4, который воспринимает со стороны ротора радиальную нагрузку. Наружное кольцо подшипника имеет буртики, фиксирующие ролики в осевом направлении. Внутреннее его кольцо сделано гладким, благодаря чему обеспечивается возможность осевого перемещения ротора турбины во время работы. Своим наружным кольцом подшипник установлен в гнезде корпуса подшипников 3 и вместе с форсуночным кольцом 2 закреплен гайкой 5. Внутреннее кольцо подшипника насажено на вал ротора турбины 7 и совместно с лабиринтной втулкой 6 закреплено гайкой 8.

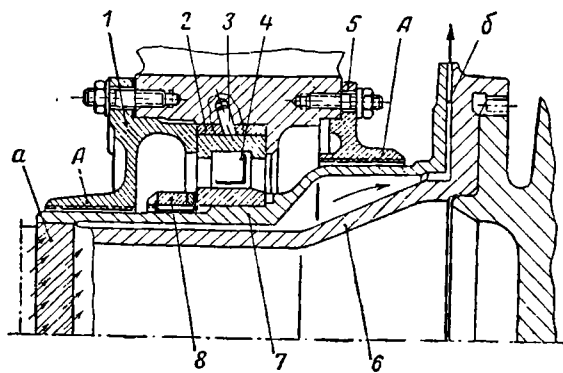
Со стороны турбины подшипник имеет трехрядное лабиринтное уплотнение. Расточки у лабиринтных втулок над гребешками имеют мягкое покрытие, которое позволяет иметь небольшие радиальные зазоры в уплотнении. Полость А перед лабиринтным уплотнением находится под давлением вторичного воздуха, поступающего из камеры сгорания. В целях лучшего уплотнения полость между вторым и третьим рядами уплотнений через сверления сообщается с полостью Б корпуса подшипников, которая суфлируется. Сжатый воздух, просочившийся через один ряд уплот-

нения, отводится через систему суфлирования в атмосферу и в полость подшипника не попадает. Масло на смазку и охлаждающие подшипника подается из масломатриали 1 через несколько отверстий в форсуночном кольце 2, как это выполнено у среднего подшипника (см. фиг. 7. 15).



Фиг. 7. 16. Задняя опора ротора двигателя АИ-20.

На фиг. 7. 17 показана задняя опора ротора ТРД ВК-1 с роликовым подшипником 4. Наружным кольцом подшипник установлен в стальной втулке 2, которая запрессована в гнездо алюминиевого



Фиг. 7. 17. Задняя опора ротора двигателя ВК-1.

корпуса и зафиксирована штифтом 3. Внутреннее кольцо подшипника насажено на промежуточную втулку 7 и закреплено гайкой 8. Втулка 7 укреплена на валу и образует с ним кольцевой зазор для прохода охлаждающего воздуха. Центрируется она на валу по двум посадочным поясам. Для прохода воздуха на перед-

нем из них нарезаны спиральные канавки a , а у заднего и на фланце втулки 7 выполнены канавки b .

Масляная полость подшипника с обеих сторон закрывается крышками 1 и 5, которые имеют с втулкой 7 уплотнения в виде маслоотгонной резьбы A , нарезанной в отверстиях крышек. Передняя крышка 1, кроме того, своим буртиком фиксирует подшипник в корпусе. Снаружи гнездо подшипника обдувается охлаждающим воздухом. Благодаря насосу действию спиральных пазов a у вала b и радиальных канавок b у фланца втулки охлаждающий воздух проходит также и через зазор между втулкой 7 и валом b .

7.7. НАГРУЗКИ НА ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ

Во время работы роторы двигателей находятся под действием сил давления газов, сил инерций и собственного веса.

Силы давления газов создают у роторов скручивающие моменты и осевые усилия. К инерционным нагрузкам относятся: центробежная сила неуравновешенных масс ротора, центробежная сила весовой перегрузки и гироскопический момент. Центробежная сила весовой перегрузки и гироскопический момент являются кратковременными нагрузками, возникающими при эволюциях самолета.

Осевые усилия у роторов возникают от статического давления газов и от динамического воздействия газового потока. Усилие от статического давления газов равно

$$P = pF, \quad (7.6)$$

где p — статическое давление газов,

F — площадь проекции стенки или лопаточного венца, которые участвуют в создании осевого усилия от давления газов, на плоскость, перпендикулярную оси ротора.

В общем виде

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \quad (7.7)$$

где D и d — больший и меньший диаметры, ограничивающие площадь F .

Усилия от динамического воздействия движущегося газа возникают в лопаточных венцах и определяются по изменению количества движения:

$$P_{\text{д}} = \frac{G}{g} (c_{1a} - c_{2a}), \quad (7.8)$$

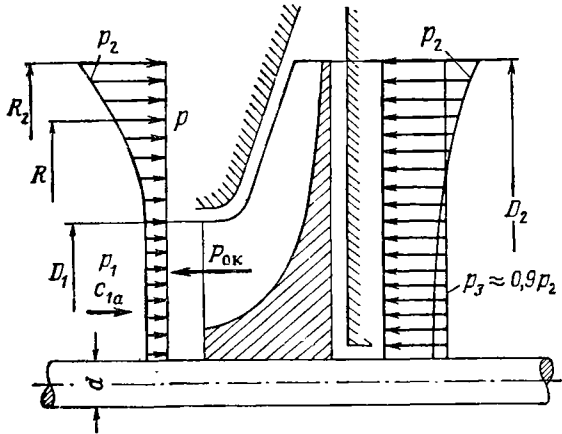
где G — секундный расход газа;

c_{1a} и c_{2a} — осевые скорости на входе и на выходе у лопаточных венцов;

g — ускорение силы тяжести.

Усилие от динамического воздействия газов при замедленном их движении ($c_{1a} > c_{2a}$) направлено по течению газов, а при ускоренном движении ($c_{1a} < c_{2a}$) — против течения газов. В первом случае усилие P_d по формуле (7.7) получается с положительным знаком, а во втором случае — с отрицательным знаком. В соответствии с этим прием направление осевых сил у роторов по потоку газа за положительное.

На фиг. 7.18 изображена схема одностороннего полузакрытого колеса центробежного компрессора с эпюрами давлений, дейст-



Фиг. 7.18. К определению осевой силы ротора центробежного компрессора.

вующих с обеих сторон колеса. Здесь p_1 и p_2 — давления на входе и на выходе колеса, а p_3 — давление за колесом.

На участке от d до D_1 со стороны входа на колесо действует осевое усилие

$$P_1 = p_1 F_1 + P_d.$$

Площадь F_1 определяют по формуле (7.7), а усилие от динамического воздействия воздушного потока P_d по формуле (7.8). В последнем случае следует иметь в виду, что осевая скорость $c_{2a} = 0$.

Давление воздуха в рабочем колесе возрастает вдоль радиуса R по закону

$$p = p_2 \left(\frac{R}{R_2} \right)^2,$$

где R_2 — наружный радиус колеса.

Тогда на участке от D_1 до D_2 на диск колеса будет действовать осевое усилие

$$P_2 = \int_{R_1}^{R_2} p 2\pi R dR = 2\pi \frac{p_0}{R_2^2} \int_{R_1}^{R_2} R^3 dR = \frac{\pi}{2} p_2 \left[R_2^2 - R_1^2 \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right].$$

С задней стороны на колесо действует усилие

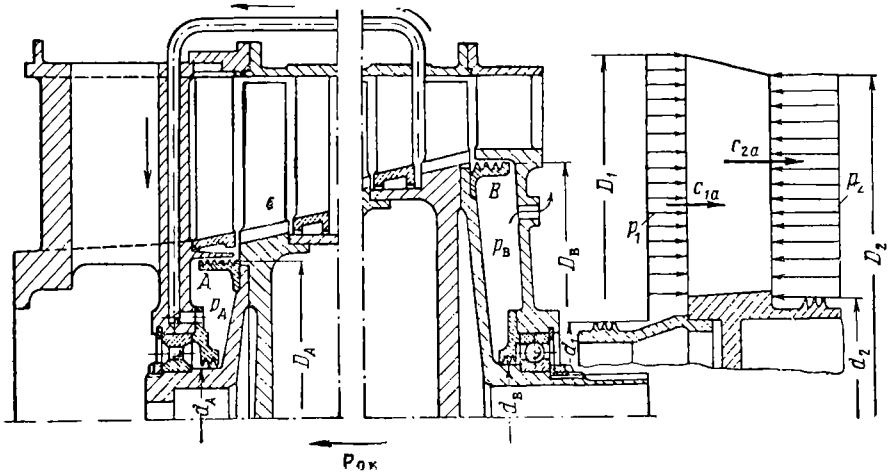
$$P_3 = p_3 F_3,$$

где $p_3 \approx 0,9 p_2$.

Суммарное осевое усилие, действующее на одностороннее полузакрытое колесо, будет

$$P_{o.k} = P_1 + P_2 - P_3. \quad (7.9)$$

Оно получается с отрицательным знаком, т. е. направлено в сторону входа.



Фиг. 7.19. К определению осевой силы ротора осевого компрессора.

Абсолютное значение этого усилия может быть определено также по эмпирической формуле:

$$P_{o.k} = 0,011 (D_2^2 - d^2) u_2^2, \quad (7.10)$$

где u_2 — окружная скорость колеса на диаметре D_2 , м/сек, D_2 и d — диаметры колеса, м (см. фиг. 7.18).

При одинаковых условиях входа у двустороннего колеса осевое усилие $P_{o.k} = 0$. Различные же условия входа приводят к тому, что с каждой стороны колеса давление и расход воздуха получаются различными, а следовательно и осевые усилия по обе стороны колеса будут также различными. Суммарное осевое усилие у колеса определяется разностью этих усилий.

На каждое рабочее колесо осевого компрессора (фиг. 7.19) со стороны проточной части действуют осевые усилия

$$\Delta P_o = p_1 F_1 - p_2 F_2 + P_d.$$

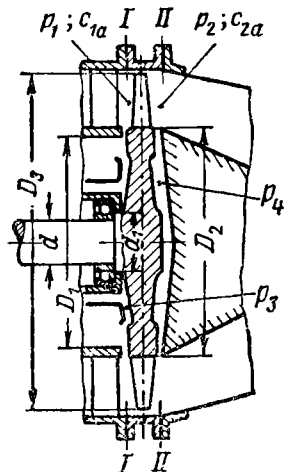
При определении площадей F_1 и F_2 по формуле (7.7) следует принять $D = \frac{D_1 + D_2}{2}$ (см. фиг. 7.19).

Со стороны торцов на ротор действуют давления p_A и p_B , которые устанавливаются у компрессора в камерах A и B . Осевое усилие у ротора осевого компрессора равно

$$P_{o.k} = \sum_1^z \Delta P_o + p_A F_A - p_B F_B, \quad (7.11)$$

где z — число ступеней компрессора;
 F_A и F_B — площади проекций соответствующих участков у торцов ротора на плоскость, перпендикулярную его оси, по формуле (7.7).

У ротора осевого компрессора осевое усилие $P_{o.k}$ по формуле (7.11) получается с отрицательным знаком, т. е. оно направлено против потока воздуха в сторону входа.



На рабочее колесо турбины, показанное на фиг. 7.20, с передней стороны действует давление рабочих газов на входе в колесо p_1 и давление охлаждающего воздуха p_3 , а с задней стороны — давление рабочих газов на выходе из колеса p_2 и давление газов в зазоре между колесом и конусом выходного сопла p_4 . Осевое усилие у ротора турбины равно:

$$P_{o.t} = p_1 F_1 + p_3 F_3 - p_2 F_2 - p_4 F_4 + P_d, \quad (7.12)$$

где F_1 ; F_2 ; F_3 и F_4 — площади проекций соответствующих участков рабочего колеса на плоскость, перпендикулярную оси ротора, взятые по формуле (7.7).

Фиг. 7.20. К определению осевой силы рабочего колеса турбины.

При отсутствии подвода охлаждающего воздуха к задней стороне диска можно считать $p_4 = p_2$.

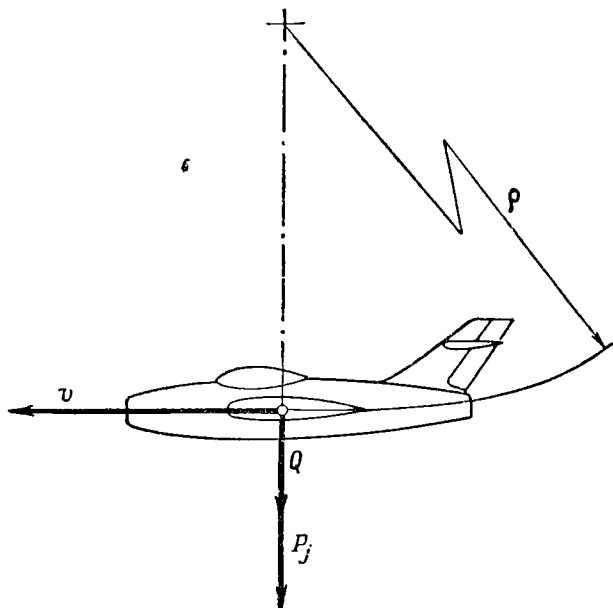
У ротора турбины осевое усилие $P_{o.t}$ по формуле (7.12) получается с положительным знаком, т. е. оно направлено по потоку газов — в сторону выхода. Расширение рабочих газов в турбинах ТРД неполное, а ТВД полное. Поэтому по величине $P_{o.t} < P_{o.k}$ у ТРД и $P_{o.t} \approx P_{o.k}$ у ТВД.

Обычно осевые усилия у роторов турбины и компрессора достигают значительных значений и действуют в противоположные стороны. Для разгрузки подшипников применяют осевое фиксирование роторов. В этом случае результирующее осевое усилие будет равно:

$$P_o = P_{o.k} - P_{o.t}. \quad (7.13)$$

В дополнение к этому у ТРД применяют специальные разгрузочные камеры. Так например, на схеме осевого компрессора (см. фиг. 7.19) имеются передняя A и задняя B разгрузочные камеры,

образованные статором и торцовыми стенками ротора. Разгрузка роторов осуществляется за счет разного давления в камерах. Для этого переднюю разгрузочную камеру *A* с помощью канала сообщают с одной из ступеней компрессора и создают в ней повышенное давление p_A . Заднюю же разгрузочную камеру *B* через отверстие сообщают с атмосферой или с системой охлаждения турбины и создают в ней пониженное давление p_B . Разгрузочные камеры имеют уплотнения со стороны проточной части компрессора и со стороны подшипниковых узлов.



Фиг. 7. 21. К определению центробежной силы весовой перегрузки.

Неуравновешенную центробежную силу ротора определяют по формуле (6. 5). Эта сила представляет собой постоянный по величине вращающийся вектор, периодически совпадающий с направлением действия силы веса Q .

Центробежная сила весовой перегрузки возникает у ротора при криволинейном полете самолета. В расчетах принимают случай выхода самолета из пикирования (фиг. 7. 21)

$$P_j = \frac{Q}{g} \frac{v^2}{\rho},$$

- где Q — вес рабочего колеса;
 g — ускорение силы тяжести;
 v — скорость самолета;
 ρ — радиус кривизны траектории.

Сила P_j направлена по нормали к траектории и при выходе самолета из пикирования совпадает с действием силы веса Q .

Силу P_j принято выражать через вес:

$$P_j = kQ, \quad (7.14)$$

где k — коэффициент перегрузки:

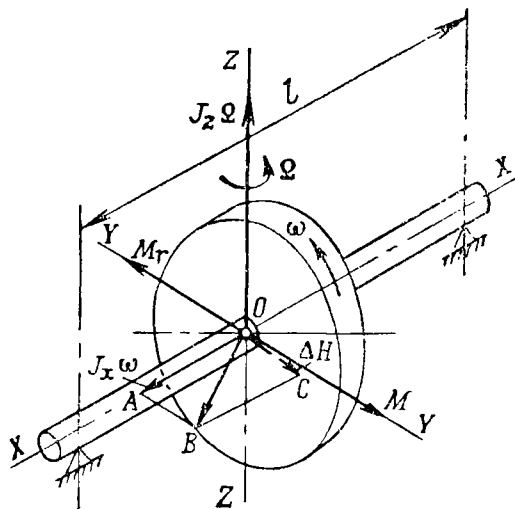
$$k = \frac{v^2}{\rho g} = \frac{\Omega v}{g}; \quad (7.15)$$

здесь $\Omega = v/\rho$ — угловая скорость самолета.

Коэффициент перегрузки k зависит от типа самолета и характера эволюции. В расчетах для самолетов истребителей обычно принимают $k = 8 \div 10$.

Гироскопический момент возникает у вращающегося ротора при криволинейном полете самолета. В этом случае ротор

ГТД получает сложное вращательное движение — относительно собственной оси вращения и относительно оси вращения самолета. На фиг. 7.22 изображен ротор в виде диска, насаженного на вал и вращающегося в опорах с угловой скоростью ω относительно оси $X-X$. Сообщим ротору дополнительное вращение относительно вертикальной оси $Z-Z$ с угловой скоростью Ω . Получим систему с двумя вращениями относительно пересекающихся осей $X-X$ и $Z-Z$. Вращение относительно оси $X-X$ будет относительным, а относительно оси $Z-Z$ — относительным.



Фиг. 7.22. К определению гироскопического момента ротора

Моменты количества движений относительно осей $X-X$ и $Z-Z$ соответственно будут $J_x \omega$ и $J_z \Omega$, где J_x и J_z моменты инерции ротора относительно осей $X-X$ и $Z-Z$.

Векторы моментов количества движений откладывают так же, как и векторы угловых скоростей на оси вращения. Направление вектора момента количества движения определяют следующим правилом: если смотреть с конца вектора (со стороны стрелки) на его основание (на плоскость вращения), то видно вращение диска против часовой стрелки.

Из механики известно, что момент внешних сил, действующий на вращающееся тело относительно его оси вращения, равен изменению момента количества движений, отнесенному к единице времени:

$$M = \frac{\Delta H}{\Delta t},$$

где ΔH — изменение момента количества движения за время Δt . При $\Omega = \text{const}$ момент количества движения $J_x \Omega$ является постоянным по величине и по направлению. Поэтому он не оказывает воздействия на ротор.

Момент количества движений $J_x \omega$ при $\omega = \text{const}$ также по величине является постоянным, но вектор его непрерывно меняет свое направление, совершая равномерное вращение относительно оси $Z-Z$ вместе с системой ротора в переносном его движении с угловой скоростью Ω .

За элемент времени Δt вектор $OA = J_x \omega$ повернется на угол $\Omega \Delta t$, а конец его переместится в точку B (см. фиг. 7.22). Соединим точки A и B и дополним полученный векторный треугольник OAB до параллелограмма $OABC$. Вектор OB является геометрической суммой векторов OA и OC . Обозначив слагающий вектор OC через ΔH , получим:

$$\Delta H = J_x \omega \Omega \Delta t.$$

Слагающий вектор ΔH представляет собой изменение момента количества движения $J_x \omega$ за время Δt при переносном движении ротора. Возникает он в результате действия внешнего момента, приложенного со стороны самолета к ротору через его опоры.

Внешний момент M равен:

$$M = \frac{\Delta H}{\Delta t} = J_x \omega \Omega.$$

Вектор момента M расположится на оси $Y-Y$ и по направлению вектора ΔH .

В соответствии с третьим законом Ньютона со стороны ротора на опоры его будет действовать противоположно направленный момент инерционных сил. Этот момент называется гироскопическим

$$M_{\Gamma} = -M.$$

На фиг. 7.22 гироскопический момент M_{Γ} изображен вектором, расположенным на оси $Y-Y$. Направлен он в сторону, обратную направлению вектора внешнего момента M .

Для осей вращения ротора $X-X$ и $Z-Z$, пересекающихся под прямым углом, гироскопический момент выразится формулой:

$$M_{\Gamma} = J_x \omega \Omega. \quad (7.16)$$

Если оси $X-X$ и $Z-Z$ пересекаются под углом α , гироскопический момент выразится формулой:

$$M_{\Gamma} = J_x \omega \Omega \sin \alpha. \quad (7.17)$$

Силы Q , C и P_j приложены к центрам тяжести роторов компрессора и турбины и в расчетном случае действуют в вертикальной плоскости, совпадая по направлению. Гироскопический момент действует в горизонтальной плоскости.

Пользуясь известными законами механики, разлагаем действующие силы и моменты на силы, приложенные к опорам. У опоры III и соединительной муфты M будут действовать силы: в вертикальной плоскости

$$R_{в III} = (Q_{\tau} + C_{\tau} + P_{j\tau}) \frac{l_5}{l_3} \quad \text{и} \quad R_{в M} = (Q_{\tau} + C_{\tau} + P_{j\tau}) \frac{l_4}{l_3}$$

и в горизонтальной плоскости

$$R_{г III} = R_{г M} = \frac{M_{г.т.}}{l_3}.$$

У опоры I и II будут действовать силы: в вертикальной плоскости

$$R_{в I} = (Q_{\kappa} + C_{\kappa} + P_{j\kappa}) \frac{l_8}{l_1} + R_{в M} \frac{l_2}{l_1}$$

и

$$R_{в II} = (Q_{\kappa} + C_{\kappa} + P_{j\kappa}) \frac{l_7}{l_1} - R_{в M} \frac{l_6}{l_1},$$

или

$$R_{в I} = R'_{в I} + R''_{в I} \quad \text{и} \quad R_{в II} = R'_{в II} - R''_{в II};$$

в горизонтальной плоскости

$$R_{г I} = \frac{M_{г.к}}{l_1} - R_{г M} \frac{l_2}{l_1} \quad \text{и} \quad R_{г II} = \frac{M_{г.к}}{l_1} - R_{г M} \frac{l_6}{l_1},$$

или

$$R_{г I} = R'_{г I} - R''_{г I} \quad \text{и} \quad R_{г II} = R'_{г II} - R''_{г II}.$$

Результирующие радиальные нагрузки на подшипники находят из выражения

$$R = \sqrt{R_{в}^2 + R_{г}^2}.$$

По полученным нагрузкам производят подбор подшипников.

7.8. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет валов. Валы роторов ГТД при работе подвергаются кручению, изгибу и растяжению.

Валы роторов скручиваются крутящим моментом

$$M_{кр} = 71\,620 \frac{N}{n}, \quad (7.18)$$

где N — мощность, передаваемая через вал;
 n — число оборотов вала в минуту.

Напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \quad (7.19)$$

где момент сопротивления кручению

$$W_{кр} = \frac{\pi}{16} \frac{d^4 - d_0^4}{d}; \quad (7.20)$$

здесь d и d_0 — наружный и внутренний диаметры вала (см. фиг. 7.3, а).

При расчете вала на изгиб принимают во внимание, как постоянные, так и кратковременные нагрузки. Последние возникают при эволюциях самолета. Нагрузки, изгибающие вал:

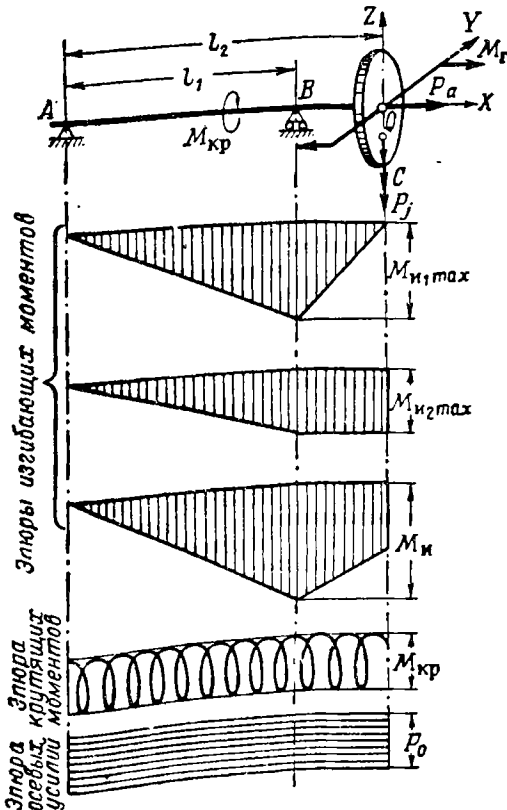
- 1) сила веса рабочего колеса Q кг;
- 2) неуравновешенная центробежная сила ротора C ;
- 3) центробежная сила весовой перегрузки P_j ;
- 4) гироскопический момент M_r .

Вал ротора изгибается в двух плоскостях: в вертикальной под действием сил Q , C и P_j и в горизонтальной — под действием гироскопического момента M_r . Эпюры изгибающих моментов вала турбины с консольным расположением диска показаны на фиг. 7.24: в вертикальной плоскости $M_{и1}$ и в горизонтальной плоскости $M_{и2}$.

В точке B изгибающие моменты равны

$$M_{и1 \max} = (Q + C + P_j)(l_2 - l_1); \quad (7.21)$$

$$M_{и2 \max} = M_r = J_x \omega \Omega. \quad (7.22)$$



Фиг. 7.24. К расчету вала турбины на прочность.

Суммарный изгибающий момент равен

$$M_{и} = \sqrt{M_{и1}^2 + M_{и2}^2}. \quad (7.23)$$

Напряжение изгиба у вала равно

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}}, \quad (7.24)$$

где момент сопротивления изгибу

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi}{32} \frac{d^4 - d_0^4}{d}. \quad (7.25)$$

Здесь d и d_0 — наружный и внутренний диаметры вала (см. фиг. 7.3, а).

Осевое усилие P_0 , действующее на ротор, растягивает вал. Напряжение растяжения вала от осевого усилия равно

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{P_0}{F}, \quad (7.26)$$

где площадь сечения вала

$$F = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2). \quad (7.27)$$

Суммарное нормальное напряжение вала

$$\sigma = \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{р}}. \quad (7.28)$$

Сложное напряжение находят по третьей теории прочности:

$$\sigma_{\text{сл}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}; \quad (7.29)$$

у ГТД $\sigma_{\text{сл}} < 4000 \text{ кг/см}^2$.

Пример. Определить напряжения вала турбины (см. фиг. 7.24).

Дано: $N = 13\,850 \text{ л. с.}$; $n = 11\,560 \text{ об/мин.}$; $Q = 96 \text{ кг.}$; $C = 22 \text{ кг.}$; $P_j = 768 \text{ кг.}$; $M_{\text{г}} = 13\,000 \text{ кг} \cdot \text{см.}$; $P_0 = 1500 \text{ кг.}$; $d = 76 \text{ мм.}$; $d_0 = 62 \text{ мм.}$; $l_1 = 374 \text{ мм.}$; $l_2 = 513 \text{ мм.}$

Крутящий момент по формуле (7.18)

$$M_{\text{кр}} = 71\,620 \frac{13\,850}{11\,560} = 86\,000 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Момент сопротивления кручению по формуле (7.20)

$$W_{\text{кр}} = \frac{3,14}{16} \cdot \frac{7,6^4 - 6,2^4}{7,6} = 48 \text{ см}^3.$$

Напряжение кручения по формуле (7.19)

$$\tau = \frac{86\,000}{48} = 1795 \text{ кг/см}^2.$$

Максимальный изгибающий момент в вертикальной плоскости по формуле (7.21)

$$M_{\text{и} \text{т} \text{ма} \text{к}} = (96 + 22 + 768) \cdot (51,3 - 37,4) = 12\,300 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Суммарный изгибающий момент у опоры В по формуле (7.23)

$$M_{\text{и}} = \sqrt{12\,300^2 + 13\,000^2} = 17\,900 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Момент сопротивления изгибу по формуле (7.25)

$$W_{\text{и}} = \frac{W_{\text{кр}}}{2} = 24 \text{ см}^3.$$

Напряжение изгиба по формуле (7.24)

$$\sigma_{и} = \frac{17\,900}{24} = 747 \text{ кг/см}^2.$$

Площадь сечения вала по формуле (7.27)

$$F = \frac{3.14}{4}(7.6^2 - 6.2^2) = 15.2 \text{ см}^2.$$

Напряжение растяжения по формуле (7.26)

$$\sigma_{р} = \frac{1500}{15.2} = 99 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное нормальное напряжение по формуле (7.28)

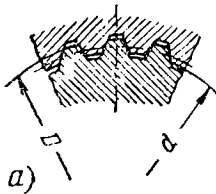
$$\sigma = 747 + 99 = 846 \text{ кг/см}^2.$$

Сложное напряжение по формуле (7.29)

$$\sigma_{сл} = \sqrt{846^2 + 4 \cdot 1795^2} = 3\,700 \text{ кг/см}^2.$$

Полученное напряжение находится в допустимых пределах.

Расчет шлицевых соединений производят на смятие и на срез:



$$\sigma_{см} = \frac{8M_{кр}}{(D^2 - d^2)zlk} \dots; \quad (7.30)$$

$$\tau_{ср} = \frac{4M_{кр}}{(D + d)zlbk} \dots; \quad (7.31)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент, передающийся через шлицы;

D и d — наружный и внутренний диаметры рабочих поверхностей шлицев (фиг. 7.25, а);

z — число шлицев;

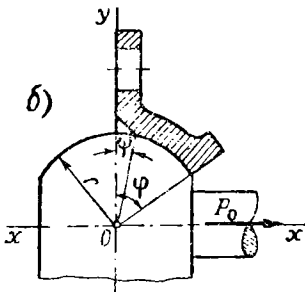
l — длина рабочей поверхности шлицев;

b — толщина шлицев;

k — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по шлицам.

У ГТД $\sigma_{см} = 500 \div 2000 \text{ кг/см}^2$

и $\tau_{ср} = 400 \div 1500 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 7.25. К расчету на прочность шлицевых и шарового соединений валов.

Верхний предел относится к соединениям неподвижным, точно изготовленным, а нижний — к соединениям подвижным, имеющим в работе перекосы и ударную нагрузку.

Пример. Определить напряжение смятия шлицевого соединения ведущей втулки с валом турбины.

Дано: $M_{кр} = 86\,000 \text{ кг} \cdot \text{см}$; $D = 74.6 \text{ мм}$; $d = 68.2 \text{ мм}$; $z = 15$; $b = 7 \text{ мм}$; $l = 72 \text{ мм}$; $k = 0.75$.

Напряжение смятия в шлицах по формуле (7.30)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8.86000}{(7,462 - 6,822) \cdot 15 \cdot 7,2 \cdot 0,75} = 923 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение среза в шлицах по формуле (7.31)

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4.86000}{(7,46 + 6,82) \cdot 15 \cdot 7,2 \cdot 0,7 \cdot 0,75} = 425 \text{ кг/см}^2.$$

Расчет шарнирного шарового соединения валов роторов производят по осевому усилию ротора турбины (см. фиг. 7.25, б). Максимальное нормальное удельное давление на опорную поверхность шарового соединения находят по формуле

$$p_{\text{max}} = 1,5 \frac{P_0 \sin \varphi}{k r^2 (\sin^3 \varphi - \sin^3 \psi)}, \quad (7.32)$$

где P_0 — осевое усилие ротора турбины;

k — коэффициент использования опорной поверхности;

r — радиус сферы;

φ и ψ — углы, ограничивающие опорную поверхность сферы.

Коэффициент k учитывает пазы для сборки у шарового соединения (см. фиг. 7.5), которые уменьшают опорную поверхность. При наличии пазов $k=0,5$, а при отсутствии их $k=1$.

У выполненных ГТД $p_{\text{max}} \leq 800 \text{ кг/см}^2$.

Пример. Определить максимальное удельное давление у шарового соединения роторов турбины и компрессора.

Дано: $P_0 = 1185 \text{ кг}$; $\varphi = 30^\circ$; $\psi = 0^\circ$; $r = 30 \text{ мм}$; $k = 0,5$.

Максимальное удельное давление по формуле (7.32)

$$p_{\text{max}} = \frac{1,5 \cdot 1185 \cdot 0,5}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 30^2 \cdot 0,53} = 504 \text{ кг/см}^2.$$

Расчет болтов (шпилек) фланцевых соединений. При передаче крутящего момента $M_{\text{кр}}$ через фланцевое соединение трением (см. фиг. 7.3, а) потребную силу затяжки стыка T находят из выражения:

$$T = \frac{\alpha M_{\text{кр}}}{R_{\text{ср}} \mu z}, \quad (7.33)$$

где $\alpha = 1,25 \div 1,5$ — коэффициент затяжки;

$R_{\text{ср}}$ — средний радиус поверхности трения;

$\mu = 0,15 \div 0,2$ — коэффициент трения у фланцев;

z — число болтов (шпилек);

$$R_{\text{ср}} \approx \frac{R_2 + R_1}{2},$$

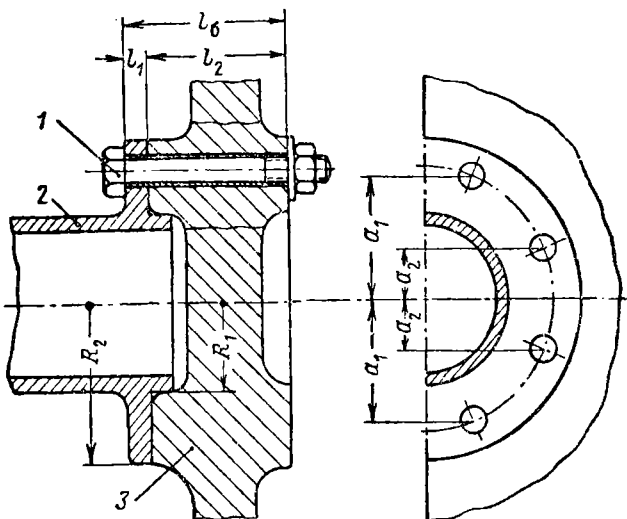
здесь R_2 и R_1 — наружный и внутренний радиусы фланцевого соединения (см. фиг. 7.26).

В случае нагружения фланцевого соединения изгибающим моментом M_n и осевой силой P_o , результирующая осевая нагрузка, приходящаяся на болт (фиг. 7.26), может быть найдена по формуле:

$$P = \frac{M_n a_1}{4 \sum_1^n a_i^2} + \frac{P_o}{z}, \quad (7.34)$$

где $\sum_1^n a_i^2 = a_1^2 + a_2^2 + \dots$ (см. фиг. 7.26);

n — число пар болтов.



Фиг. 7.26. К расчету на прочность болтов фланцевого соединения.

При наличии жесткого фланцевого соединения (без упругих прокладок у фланцев) часто ограничиваются расчетом болтов (шпильек) по силе предварительной затяжки

$$T = \alpha P. \quad (7.35)$$

В этом случае напряжение растяжения будет равно

$$\sigma = \frac{T}{f}, \quad (7.36)$$

где f — расчетное сечение болта.

У ГТД болты (шпильки) обычно работают в условиях, близких к статическому нагружению. Запас прочности у них

$$n = \frac{\sigma_r}{\sigma}, \quad (7.37)$$

где σ_r — предел текучести материала болта при рабочей температуре.

Обычно при нормальных температурных условиях принимают $n \geq 1,5$. При повышенных рабочих температурах принимают $n > 2,5$. В этом случае учитывают возможность ослабления затяжки стыка за счет явления ползучести материалов; поэтому больших напряжений у болтов (шпилек) не допускают.

Пример. Определить запас прочности шпилек фланцевого соединения колеса центробежного компрессора с валом, передающих крутящий момент трением у поверхностной стыка (см. фиг. 7.3, а).

Д а н о: $M_{кр} = 70\,000 \text{ кг} \cdot \text{см}$; $z = 8$; $\mu = 0,2$; $\alpha = 1,25$; $f = 1,52 \text{ см}^2$; $R_{ср} = 70 \text{ мм}$; $\sigma_{т} = 9500 \text{ кг/см}^2$.

Потребное усилие затяжки по формуле (7.33) равно

$$T = \frac{1,25 \cdot 70\,000}{7 \cdot 0,2 \cdot 8} = 7800 \text{ кг.}$$

Напряжение растяжения шпильки по резьбе по формуле (7.36) равно

$$\sigma = \frac{7800}{1,52} = 5130 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности шпильки по формуле (7.37) равен:

$$n = \frac{9500}{5130} = 1,85.$$

Пример. Определить напряжение и запас прочности болтов фланцевого соединения диска турбины с валом при нагрузке изгибающим моментом и осевой силой.

Д а н о: $M_{и} = 13\,900 \text{ кг} \cdot \text{см}$; $P_{о.т} = 1250 \text{ кг}$; $z = 8$; $a_1 = 64$; $a_2 = 27 \text{ мм}$; $\alpha = 1,5$; $f = 63,5 \text{ мм}^2$; $\sigma_{т} = 9000 \text{ кг} \cdot \text{см}^2$.

Основная нагрузка болтов по формуле (7.34) равна

$$P = \frac{13\,900 \cdot 6,4}{4(6,4^2 + 2,7^2)} + \frac{1250}{8} = 616 \text{ кг.}$$

Предварительная затяжка болта по формуле (7.35) равна

$$T = 1,5 \cdot 616 = 925 \text{ кг.}$$

Напряжение растяжения по формуле (7.36) равно

$$\sigma_p = \frac{925}{0,635} = 1455 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности болта по формуле (7.37)

$$n = \frac{9000}{1455} = 6,2.$$

Температурные напряжения болтов фланцевого соединения (см. фиг. 7.26) возникают при повышенных рабочих температурах, если коэффициенты линейного расширения у соединяемых деталей 2 и 3 больше, чем у болтов 1.

Обычно рабочая температура болтов и фланцев одинакова и разница в температурных расширениях у них составляет:

$$\Delta l = \left(\sum_1^k \alpha_{д i} l_{д i} - \alpha_б l_б \right) \Delta t,$$

где $\alpha_{д i}$ и $\alpha_б$ — коэффициенты линейного расширения отдельных соединяемых деталей и болта;

$l_{д i}$ и l_6 — толщина фланцев деталей и длина болта;
 Δt — повышение температуры во время работы;
 k — число соединяемых деталей.

С достаточной точностью для практики можно пренебречь упругостью фланцев. Тогда под влиянием температурных нагрузок болт получит относительное удлинение

$$\lambda_t = \frac{\Delta l}{l_6}.$$

Отсюда получим выражение температурного напряжения болтов:

$$\sigma_t = \lambda_t E_6 = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_{д i} l_{д i} - \alpha_6 l_6}{l_6} \Delta t E_6, \quad (7.38)$$

где E_6 — модуль упругости материала болта при рабочей температуре.

Пример. Определить температурные напряжения болтов предыдущего примера.

Д а н о: $\alpha_6 = \alpha_{д1} = 12 \cdot 10^{-6}$; $\alpha_{д2} = 21 \cdot 10^{-6}$; $l_{д1} = 16$ мм; $l_{д2} = 10$ мм; $l_6 = 26$ мм; $\Delta t = 300^\circ \text{C}$; $E_6 = 1,75 \cdot 10^6$ кг/см²; $\sigma_T = 9000$ кг/см².

Дополнительные температурные напряжения болта по формуле (7.38) равны:

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{12 \cdot 10^{-6} \cdot 1,6 + 21 \cdot 10^{-6} \cdot 1 - 12 \cdot 10^{-6} \cdot 2,6}{2,6} \cdot 300 \cdot 1,75 \cdot 10^6 = \\ &= 1820 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Суммарное напряжение

$$\sigma_2 = \sigma + \sigma_t = 1455 + 1820 = 3275 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности болта

$$n = \frac{9000}{3275} = 2,75.$$

Температурные напряжения значительно снижают запас прочности.

7.9. МАТЕРИАЛЫ

Валы изготавливают из конструкционных легированных сталей 40ХНМА, 18ХНВА и 12Х2Н4А, а соединительные муфты из сталей 18ХНВА и 12Х2Н4А. Детали, образующие шаровое шарнирное соединение валов, имеют цементированные рабочие поверхности.

Материалом для роликовых и шариковых подшипников служит обычно высокоуглеродистая хромисто-марганцевая сталь. Для подшипников, работающих при повышенных температурах, применяют стали типа инструментальных, содержащих вольфрам, ванадий и др. присадки. Сепараторы подшипников делают из бронзы, алюминиевых или других прочных антифрикционных сплавов.

КРИТИЧЕСКИЕ ЧИСЛА ОБОРОТОВ ВАЛОВ РОТОРА

8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Кроме основного расчета на прочность валы роторов проверяют на изгибные колебания. Эта проверка сводится к определению критических чисел оборотов и к выбору таких размеров вала, при которых период его собственных изгибных колебаний не совпадает с периодом изменения внешних сил, т. е. не имеет места явление резонанса. В случае резонанса амплитуда колебаний вала возрастает и может достигнуть таких значений, при которых вал может разрушиться. Число оборотов ротора, при котором наступает резонанс, называют *критическим*.

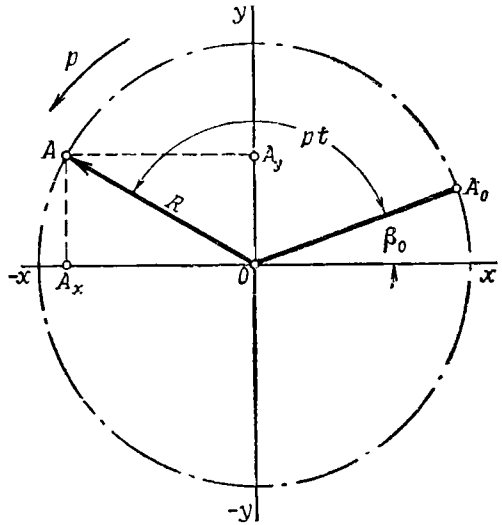
8.2. ГАРМОНИЧЕСКОЕ ДВИЖЕНИЕ

Если рассматривать вращение точки A по окружности радиуса R с постоянной угловой скоростью p , то проекции ее A_x и A_y на осях координат будут совершать гармонические движения (фиг. 8.1). Обозначим через A_0 положение точки A в начальный момент времени $t=0$, которое определяется углом β_0 . Тогда текущее положение точки A в свою очередь будет определяться углом $pt + \beta_0$ и движение проекций ее по осям координат можно выразить в аналитической форме. Так, например, для проекции A_y получим следующее выражение:

$$y = R \sin(pt + \beta_0). \quad (8.1)$$

Это выражение представляет периодическую по времени t функцию с периодом изменения 2π . Оно выражает гармоническое движение точки A_y относительно среднего своего положения — начала координат.

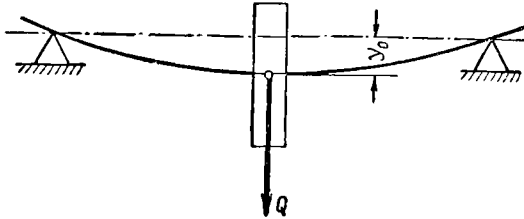
В выражении (8.1) величину R называют амплитудой функции. Она является величиной максимального отклонения точки A_y от начала координат при гармоническом движении. Величину p называют круговой частотой гармонического движения, $pt + \beta_0$ — фазой, а β_0 — начальной фазой. Гармоническое движение представляет собой простое колебательное движение:



Фиг. 8.1. Геометрическое представление гармонического движения.

8.3. СОБСТВЕННЫЕ ИЗГИБНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВАЛА

На фиг. 8.2 изображен двухопорный вал с насаженным на нем диском. Вал обладает упругостью; поэтому при сообщении ему в плоскости диска толчка он начнет колебаться. Колебания эти называют *изгибными*, так как они сопровождаются изгибом вала. Эти колебания называют также *собственными* или *свободными*, так как вал, выведенный первоначально толчком из состояния покоя, совершает свои колебания свободно без воздействия внешних сил, а только за счет своей упругости и инерции массы диска



Фиг. 8.2. Прогиб вала под действием статической нагрузки.

(массой вала пренебрегаем). Сила упругости двухопорного вала выразится следующей формулой:

$$P_{\text{уп}} = \frac{48 EJy}{l^3} = Ky, \quad (8.2)$$

где y — прогиб вала;

E — модуль упругости материала вала;

J — момент инерции сечения вала;

l — длина вала;

$K = \frac{48 EJ}{l^3}$ — коэффициент жесткости вала при изгибе.

Коэффициент жесткости вала при изгибе представляет собой силу, которая вызывает прогиб вала в 1 см. Если под действием силы Q вал имеет прогиб y_0 (см. фиг. 8.2), то

$$K = \frac{Q}{y_0}. \quad (8.3)$$

Сила инерции P_j возникает за счет движения диска при колебаниях с переменной скоростью,

$$P_j = -m \frac{d^2 y}{dt^2} = -m y'', \quad (8.4)$$

где y — перемещение диска при его колебании;

$m = \frac{Q}{g}$ — масса диска весом Q кг;

$y'' = \frac{d^2 y}{dt^2}$ — ускорение диска в его колебательном движении.

Согласно принципа Даламбера при собственных колебаниях вала силы его упругости равны силам инерции диска:

$$P_{уп} = P_j$$

или, подставляя выражения (8.2) и (8.4), получим:

$$Ky = -my''.$$

Откуда

$$y'' + \frac{K}{m} y = 0. \quad (8.5)$$

Здесь получено дифференциальное уравнение 2-го порядка. Решением этого уравнения будет периодическая по времени t функция с периодом изменения 2π :

$$y = y_A \sin \left(\sqrt{\frac{K}{m}} t + \beta_0 \right). \quad (8.6)$$

Дифференцируя его два раза, получим:

$$y'' = \frac{d^2 y}{dt^2} = -y_A \frac{K}{m} \sin \left(\sqrt{\frac{K}{m}} t + \beta_0 \right). \quad (8.7)$$

Подставив выражения (8.6) и (8.7) в уравнение (8.5), получим тождество, что доказывает правильность решения (8.6). Сравнивая выражение (8.6) с (8.1), заключаем, что изгибные колебания вала с диском имеют характер гармонического движения

с амплитудой y_A , круговой частотой $p = \sqrt{\frac{K}{m}}$ и начальной фазой β_0 .

При этом период собственных колебаний вала

$$T = \frac{2\pi}{p} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{K}} \text{ сек.} \quad (8.8)$$

и частота собственных колебаний вала

$$f_c = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \text{ кол/сек.} \quad (8.9)$$

8.4. КРИТИЧЕСКОЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ ВАЛА С ОДНИМ ДИСКОМ

На фиг. 8.3, а изображен двухопорный вал с насаженным на нем диском. Центр тяжести диска z не совпадает с осью вращения вала $A-B$, образуя эксцентриситет e . Чтобы в дальнейшем исключить из рассмотрения прогиб вала от силы веса диска, на фигуре вал расположен вертикально.

При вращении ротора у диска возникнет центробежная сила C , которая вызовет прогиб вала y (см. фиг. 8.3, б). При этом вращение ротора будет происходить относительно вертикальной оси

AO_1B , центр вала O в плоскости диска будет описывать окружность радиусом y , а центр тяжести диска s — окружность радиусом $y+e$. При угловой скорости вращения ω центробежная сила диска будет равна:

$$C = m(y+e)\omega^2,$$

где m — масса диска.

Эта сила уравнивается упругостью вала

$$C = P_{\text{упр}}$$

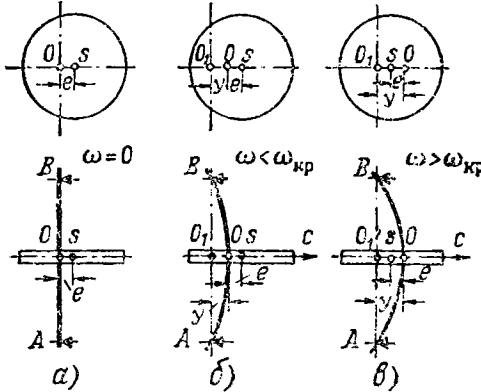
или

$$m(y+e)\omega^2 = Ky;$$

откуда, прогиб вала равен:

$$y = \frac{e}{\frac{K}{m\omega^2} - 1}. \quad (8.10)$$

При увеличении угловой скорости вращения ω знаменатель в формуле (8.10) уменьшится, т. е. прогиб вала возрастет. При ω , равной



$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{K}{m}}, \quad (8.11)$$

знаменатель выражения (8.10) становится равным нулю, а прогиб вала y — бесконечности. Угловую скорость вращения $\omega_{\text{кр}}$ называют критической.

Критическое число оборотов вала в минуту будет равно:

$$n_{\text{кр}} = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \text{ об/мин.} \quad (8.12)$$

Фиг. 8.3. Двухопорный вал с эксцентрично посаженным диском.

Подставив под корень вместо массы диска его вес $Q = mg$, получим:

$$n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{981K}{Q}} \approx 300 \sqrt{\frac{K}{Q}} \text{ об'мин.} \quad (8.13)$$

Критическое число оборотов вала в секунду будет равно:

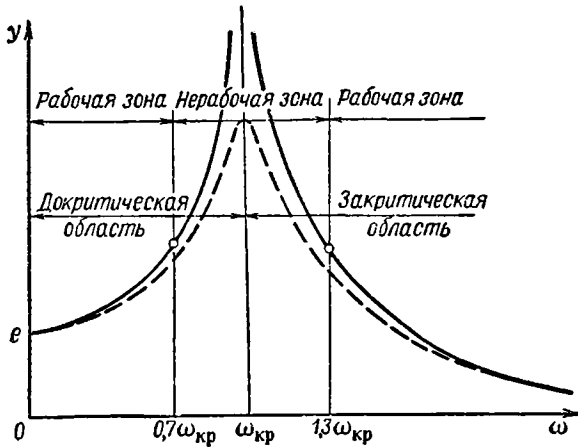
$$n_{\text{кр.сек}} = \frac{n_{\text{кр}}}{60} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}. \quad (8.14)$$

Из сравнения полученного выражения (8.14) с выражением (8.9) видно, что критическое число оборотов вала равно частоте собственных его колебаний:

$$n_{\text{кр.сек}} = f_c.$$

Это соответствует явлению резонанса, при котором вал становится динамически неустойчивым. У него возникают вибрации, переходящие в большие биения. Работать на критических оборотах не допускается, так как возможно разрушение вала и выход двигателя из строя. Обороты вала ниже критических называют *докритическими*, а выше критических — *закритическими*.

При увеличении угловой скорости вращения вала, когда $\omega > \omega_{кр}$ (в области закритических оборотов), знаменатель выражения (8.10) становится отрицательным и растет по своей абсолютной величине. Как показывает опыт, прогиб вала y при этом быстро



Фиг. 8.4. Зависимость прогиба вала от скорости его вращения.

уменьшается и вал вновь становится динамически устойчивым. Отрицательный знак, получающийся в правой части выражения (8.10), указывает на то, что эксцентриситет e противоположен прогибу вала y (см. фиг. 8.3, в):

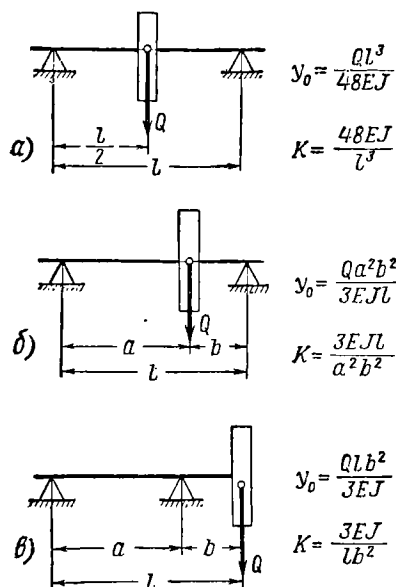
При $\omega \rightarrow \infty$ y , в свою очередь, стремится к $-e$. Таким образом, при больших скоростях вращения ротор стремится вращаться вокруг своего центра тяжести s (см. фиг. 8.3, в). На фиг. 8.3 показано также взаимное расположение центра вращения диска O_1 , центра вала O и центра тяжести диска s в плоскости вращения диска при разных скоростях вращения.

На фиг. 8.4 показан график $y = f(\omega)$, построенный по формуле 8.10. Правая ветвь графика построена с учетом одновременного изменения знака у знаменателя и у числителя (у эксцентриситета диска e). Прогиб вала y сохраняет положительный знак и в случае $\omega > \omega_{кр}$.

При $\omega = \omega_{кр}$ прогиб вала становится равным бесконечности. Однако из-за сопротивлений в системе ротора прогиб вала y в этом случае практически сохраняет конечное значение, как это изображено пунктирной кривой на фиг. 8.4. Тем не менее прогиб вала

при этом может получиться значительным и недопустимым для прочности вала.

Рабочая скорость вращения ротора может быть меньше или больше критической скорости. Если режим работы докритический ($\omega < \omega_{кр}$), то вал называют *жестким*. Если же режим работы за-критический ($\omega > \omega_{кр}$), то вал называют *гибким*. В процессе рас-крутки (от малых оборотов до рабочих) гибкие валы проходят через зону критической скорости. Это не опасно, когда переход совершается без задержки на критических оборотах, так как в этом случае у вала не успе-вают случиться большие про-гибы.



Фиг. 8.5. Значения прогибов и коэф-фициентов жесткости вала при из-гибе.

Критическое число оборотов вала $n_{кр}$ можно выразить также через статический прогиб вала y_0 от действия силы веса диска Q . Для этого в формулу (8.13) подставим выражение (8.3) коэффициента жесткости K . После приведения получим:

$$n_{кр} \approx \frac{3\sigma_0}{\sqrt{y_0}} \text{ об/мин.} \quad (8.15)$$

Статический прогиб вала ро-тора y_0 определяют по известным формулам сопротивления мате-риалов в зависимости от силовой схемы вала. На фиг. 8.5 приве-дены выражения статических прогибов и коэффициентов жест-кости вала при изгибе.

Из фиг. 8.4 следует, что прогиб вала y достигает своих опас-ных значений не только при критических (резонансных) оборотах, но и в ближайшей к ним зоне. Поэтому для обеспечения надежно-сти желательно, чтобы критические обороты $n_{кр}$ у двигателя были несколько отдалены от рабочих оборотов n . Можно, например, рекомендовать, чтобы $n_{кр}$ было на 30% больше или меньше n .

Так как критические обороты вала $n_{кр}$ [см. формулы (8.15) и (8.13)] зависят от статического прогиба его y_0 или от отношения коэффициента жесткости K к весу диска Q , то, изменяя последние, можно изменять и критические числа оборотов вала. На прак-тике, при совпадении критических оборотов вала с рабочими, кри-тические обороты обычно смещают в ту или другую сторону из зоны рабочих режимов за счет изменения коэффициента жест-кости K вала. Это выполняют за счет изменения диаметральных размеров вала. Добавление опоры у вала также приводит к уве-личению его коэффициента жесткости.

Жесткие валы часто получают толстыми, а следовательно, и тяжелыми. Поэтому у ГТД валы иногда делаются гибкими. Чтобы получить у них критические обороты ниже рабочих и не ослабить при этом вал, в систему последнего иногда вводят отдельные упругие элементы, понижающие жесткость системы в целом. Примером этого может служить упругая втулка 7, установленная между валом и подшипником ТРД ВК-1 (см. фиг. 7.17). Если прогибы гибкого вала при переходе через критические обороты превышают допустимые, то приходится применять ограничители прогибов или демпфирующие устройства. Недостатком гибких валов является их повышенный прогиб, который имеет место при эволюциях самолета под действием силы весовой перегрузки P_j и гироскопического момента M_r . При этом, чтобы ротор не задевал о статор, зазоры между ними приходится увеличивать.

Пример. Определить критическое число оборотов у вала центробежного компрессора, выполненного по схеме (фиг. 8.5, б).

Дано: $Q=120$ кг; $d=103$ мм; $d_0=88$ мм; $a=13$ см; $b=26,4$ см; $l=39,4$ см; $E=2,1 \cdot 10^6$ кг/см².

Момент инерции сечения вала:

$$J = \frac{3,14}{64} (10,3^4 - 8,8^4) = 256 \text{ см}^4.$$

Коэффициент жесткости вала (см. фиг. 8.5, б):

$$K = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 6 \cdot 39,4}{13^2 \cdot 26,4^2} = 0,538 \cdot 10^6 \text{ кг/см}.$$

Критическое число оборотов вала ротора по формуле (8.13) равно

$$n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{0,538 \cdot 10^6}{120}} = 20000 \text{ об/мин}.$$

Пример. Определить критическое число оборотов у вала турбины, выполненного по схеме (фиг. 8.5, в)

Дано: $Q=96$ кг; $d=76$ мм; $d_0=62$ мм; $a=37,4$ см; $b=13,7$ см; $l=51,1$ см; $E=2,1 \cdot 10^6$ кг/см².

Момент инерции сечения вала

$$J = \frac{3,14}{64} (7,6^4 - 6,2^4) = 91,5 \text{ см}^4.$$

Статический прогиб вала от веса колеса турбины (см. фиг. 8.5, в):

$$y = \frac{96 \cdot 51,1 \cdot 13,7^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 91,5} = 0,0016 \text{ см}.$$

Критическое число оборотов вала ротора по формуле (8.15) равно

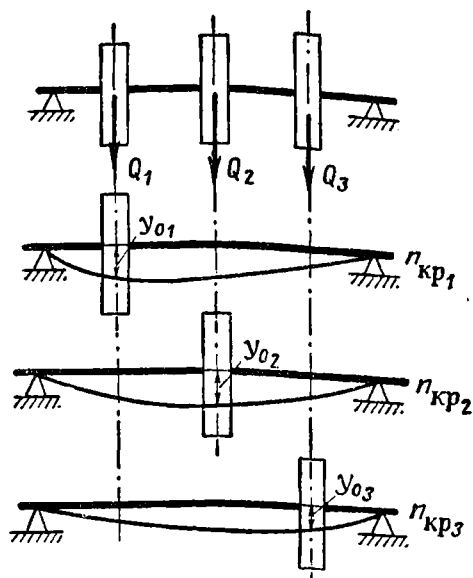
$$n_{кр} = \frac{30}{\sqrt{0,0016}} = 7500 \text{ об/мин}.$$

8.5. КРИТИЧЕСКОЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ ВАЛА С НЕСКОЛЬКИМИ ДИСКАМИ

Если сложную систему вала с z дисками разложить на простые системы с одним диском (фиг. 8.6) и определить для каждой из них критическое число оборотов $n_{кр1}$; $n_{кр2}$; ... $n_{крz}$, то критическое

число оборотов этой системы можно найти с достаточной точностью для практики по следующей формуле:

$$\frac{1}{n_{кр}^2} = \frac{1}{n_{кр1}^2} + \frac{1}{n_{кр2}^2} + \dots + \frac{1}{n_{крz}^2} \quad (8.16)$$



Фиг. 8.6. Система вала с тремя дисками.

или выражая критические числа оборотов через статические прогибы вала по формуле (8.15):

$$\frac{1}{n_{кр}^2} = \frac{y_{01} + y_{02} + \dots + y_{0z}}{300^2}$$

Откуда

$$n_{кр} = \frac{300}{\sqrt{y_{01} + y_{02} + \dots + y_{0z}}}, \quad (8.17)$$

где y_{01} ; y_{02} ; ... y_{0z} — статические прогибы вала при нагружении одним диском у места крепления диска.

Пример. Определить критическое число оборотов вала ротора турбокомпрессора (фиг. 8.7).

Дано: $Q_T = 4.5$ кг; $Q_K = 1.5$ кг; $a = 3.3$ см; $b = 16.8$ см; $c = 4$ см; $d = 30$ мм
 $d_0 = 9$ мм; $E = 2.1 \cdot 10^6$ кг/см².

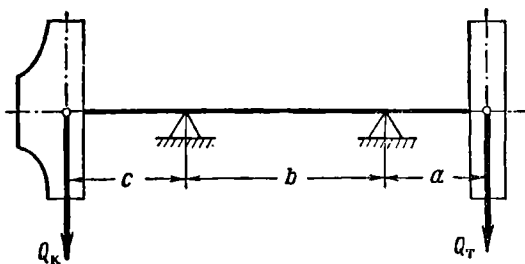
Момент инерции сечения вала

$$J = \frac{3.14}{64} (3^4 - 0.9^4) = 3.94 \text{ см}^4.$$

Прогибы вала от веса турбины и компрессора определим по схеме фиг. 8. 5, в:

$$y_{от} = \frac{4.5(3.3 + 16.8)3.3^2}{3.2,1 \cdot 10^6 \cdot 3,94} = 39,8 \cdot 10^{-6} \text{ см};$$

$$y_{ок} = \frac{1.5(4 + 16.8)4^2}{3.2,1 \cdot 10^6 \cdot 3,94} = 20,1 \cdot 10^{-6} \text{ см}.$$



Фиг. 8. 7. К расчету критических оборотов вала ротора турбокомпрессора.

Критическое число оборотов вала ротора по формуле (8. 17) равно

$$n_{кр} = \frac{300}{\sqrt{39,8 \cdot 10^{-6} + 20,1 \cdot 10^{-6}}} = 38\,700 \text{ об/мин.}$$

8. 6. КРИТИЧЕСКОЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ ВАЛА С УЧЕТОМ ЕГО МАССЫ

В предыдущих выводах не учитывали собственной массы вала. В большинстве случаев при определении критических оборотов собственной массой вала можно пренебречь, а рабочее колесо рассматривать как тонкий диск, насаженный на вал. При учете же собственной массы вала критическое число его оборотов можно определить по формуле:

$$n_{кр}' = \frac{n_{кр} n_{кр.в}}{\sqrt{n_{кр}^2 + n_{кр.в}^2}}, \quad (8. 18)$$

где $n_{кр.в}$ — критическое число оборотов вала без диска;

$n_{кр}$ — критическое число оборотов вала с диском, но без учета его массы.

Критическое число оборотов стального вала постоянного сечения, лежащего на двух опорах (см. фиг. 8. 2), без диска можно определить по формуле:

$$n_{кр.в} = 13,9 \cdot 10^6 \frac{d}{l^2} \sqrt{1 + \left(\frac{d_0}{d}\right)^2} \text{ об/мин.}, \quad (8. 19)$$

где d и d_0 — соответственно наружный и внутренний диаметры вала;

l — расстояние между опорами.

Пример. Определить критическое число оборотов вала ротора компрессора (см. первый пример) с учетом массы вала.

Дано: $n_{кр} = 20\,000$ об/мин; $d = 103$ мм; $d_0 = 88$ мм; $l = 39,4$ см.

Критическое число оборотов вала без рабочего колеса компрессора по формуле (8.19) равно

$$n_{кр.в} = 13,9 \cdot 10^6 \frac{10,3}{39,4} \sqrt{1 + \left(\frac{8,8}{10,3}\right)^2} = 121500 \text{ об/мин.}$$

Критическое число оборотов вала ротора с учетом его массы по формуле (8.18) равно

$$n'_{кр} = \frac{27000 \cdot 121500}{\sqrt{27000^2 + 121500^2}} = 19700 \text{ об/мин.}$$

8.7. КРИТИЧЕСКОЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ ВАЛА ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ С НЕСКОЛЬКИМИ ДИСКАМИ

Для вала переменного сечения с несколькими дисками критическое число оборотов может быть определено с достаточной для практики точностью по следующей формуле:

$$n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{Q y_{01} + Q_2 y_{0,2} + \dots + Q_z y_{0z}}{Q_1 y_{01}^2 + Q_2 y_{0,2}^2 + \dots + Q_z y_{0z}^2}}, \quad (8.20)$$

где $Q_1; Q_2; \dots; Q_z$ — вес сосредоточенных грузов (дисков);

$y_{01}; y_{02}; \dots; y_{0z}$ — статические прогибы вала в местах расположения грузов.

При учете собственного веса вала его разбивают на отдельные участки и вес каждого из них принимают как сосредоточенный груз Q , приложенный в центре тяжести своего участка. Для определения статических прогибов вала удобно применить графический метод, который излагается в курсе сопротивления материалов. Указанный метод применен в следующем примере.

Пример. Определить критическое число оборотов ротора турбины, изображенного на фиг. 8.8.

Дано: $Q_3 = 96 \text{ кг}$; $a = 37,4 \text{ см}$; $b = 7,4 \text{ см}$; $c = 6,3 \text{ см}$; $D_1 = 7,6 \text{ см}$; $d_1 = 6,2 \text{ см}$; $D_2 = 10 \text{ см}$; $d_2 = 8,7 \text{ см}$.

Модуль упругости материала вала $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ и удельный вес его $\gamma = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^3$.

Разбиваем вал на два участка. Вес \bar{a} и моменты инерции сечений вала равны: для участка a между опорами — $Q_1 = 4,45 \text{ кг}$ и $J_1 = 91,3 \text{ см}^4$ и для консольного участка b — $Q_2 = 11 \text{ кг}$ и $J_2 = 209 \text{ см}^4$.

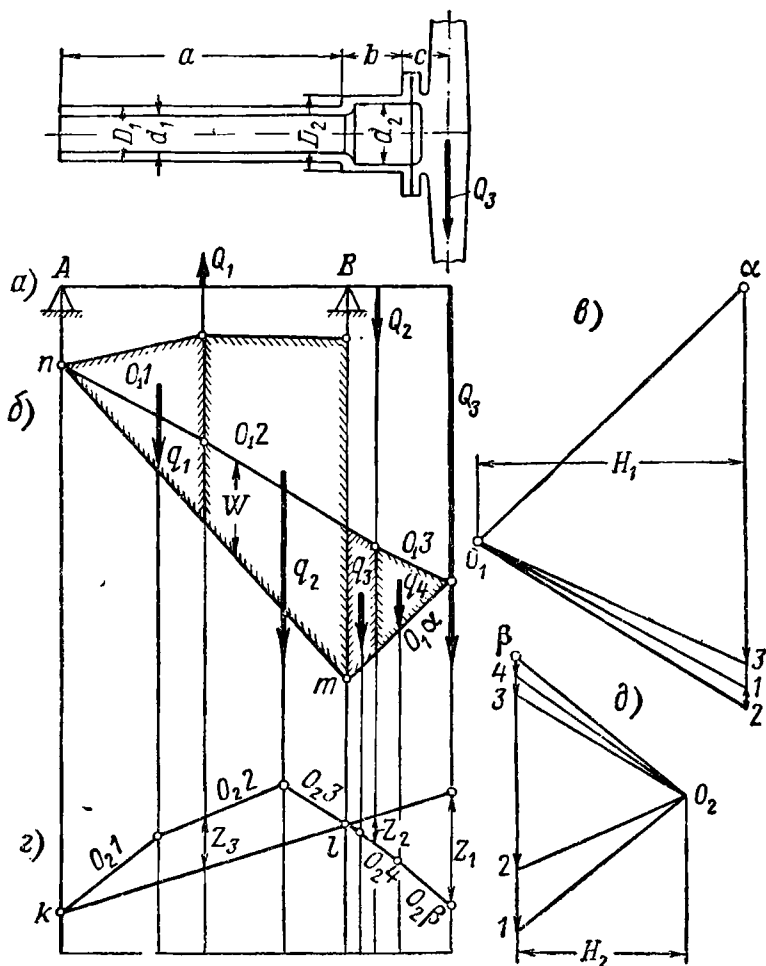
Вычерчиваем расчетную схему вала, приняв масштаб его длины $m_l = 5 \text{ см}$ в 1 см и масштаб сил $m_Q = 10 \text{ кг}$ в 1 см . Векторы сил, представляющие грузы, направляем соответственно направлению прогибов участков вала: вектор Q_1 вверх, а векторы Q_2 и Q_3 вниз (см. фиг. 8.8, а).

Построим эпюры изгибающих моментов. Выбрав полюс O_1 и полюсное расстояние $H_1 = 7 \text{ см}$, строим многоугольник сил Q_1 , Q_2 и Q_3 (см. фиг. 8.8, в). По этому многоугольнику строим веревочный многоугольник, который замыкаем прямой nm (см. фиг. 8.8, б). Веревоочный многоугольник представляет собой эпюру изгибающих моментов. Величина этого момента для отдельных сечений вала составляет:

$$M = m_l m_Q H_1 W = 5 \cdot 10 \cdot 7W = 350W \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где W — ордината эпюры в см .

Переменное сечение вала учитывается «приведением» эпюры изгибающих моментов к валу постоянного сечения. Для этого ординаты W отдельных участков эпюры умножают на отношение J_0/J , где J_0 — момент инерции того сечения,



Фиг. 8. 8. Графический метод определения критических оборотов.

к которому приводят вал, а J — момент инерции сечения данного участка вала. Вал приводят обычно к наибольшему своему сечению. В нашем случае наибольшее сечение имеет участок b . Поэтому эпюры моментов приводим умноженем ее ординат W на участке a вала на отношение $J_2/J_1=209/91.3=2.29$. Приведенная эпюра моментов на фиг. 8.8, б выделена штриховкой.

Таблица 8.1

№ участка	f см ²	q кг·см ²
1	8,62	15 100
2	25,3	44 300
3	2,44	4 270
4	2,63	4 600

После этого построим эпюру прогибов вала, для чего эпюру моментов примем за фиктивную нагрузку. Разбивая эпюру моментов на отдельные участки в виде треугольников и трапеций, измерим площади f см² каждого из них и определим значения фиктивных сил:

$$q = m_i^2 m_q H_i f = 5^2 \cdot 10 \cdot 7 f = 1750 f \text{ кг} \cdot \text{см}^2.$$

В нашем случае эпюра моментов разбита на четыре участка. Площади их и значения фиктивных сил занесены в табл. 8.1.

Выберем масштаб фиктивных сил — $m_q = 10^4$ кг·см² в 1 см и расположим их векторы в центрах тяжести соответствующих участков эпюры (см. фиг. 8.8, б). Выбрав полюс O_2 и полюсное расстояние $H_2 = 4,5$ см, строим сперва многоугольник фиктивных сил q_1 ; q_2 ; q_3 и q_4 (см. фиг. 8.8, д), а затем второй веревочный многоугольник (см. фиг. 8.8, з), который замыкаем прямой kl .

Второй веревочный многоугольник представляет собой эпюру прогибов вала. Прогиб отдельных сечений вала равен

$$y = \frac{n_1 m_q H_2}{E \cdot J_2} Z = \frac{5 \cdot 10^4 \cdot 4 \cdot 5}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 2,9} Z = 0,000517 Z \text{ см},$$

где Z — ордината эпюры прогибов в см.

Определив прогибы вала y_1 ; y_2 и y_3 в местах приложения грузов Q_1 ; Q_2 и Q_3 , сведем промежуточные расчеты в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Q кг	y см	$Q_i y_i$	$Q_i y_i^2$
4,45	$0,67 \cdot 10^{-3}$	$2,98 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-6}$
11	$0,36 \cdot 10^{-3}$	$3,96 \cdot 10^{-3}$	$1,43 \cdot 10^{-6}$
96	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$134,5 \cdot 10^{-3}$	$188 \cdot 10^{-6}$

$$\sum_{i=1}^3 Q_i y_i = 141,44 \cdot 10^{-3};$$

$$\sum_{i=1}^3 Q_i y_i^2 = 191,43 \cdot 10^{-6}$$

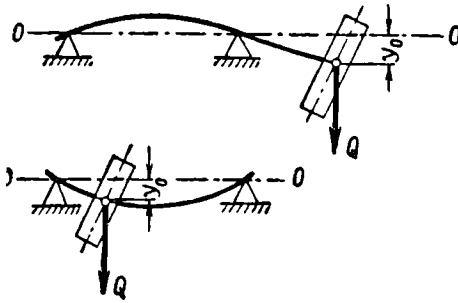
и определим критическое число оборотов ротора по формуле (8.20)

$$n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{141,44 \cdot 10^{-3}}{191,43 \cdot 10^{-6}}} = 8150 \text{ об/мин.}$$

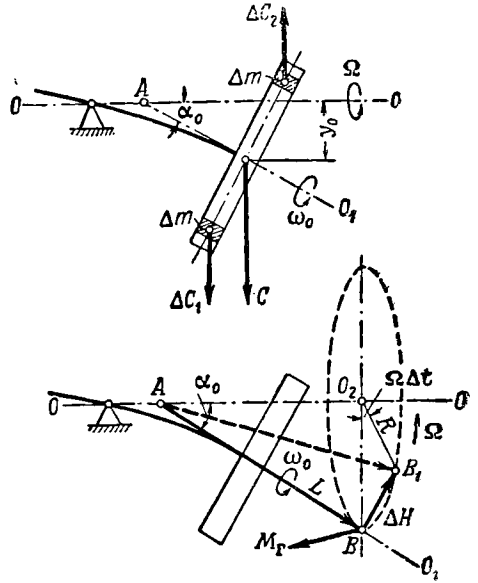
8.8. КРИТИЧЕСКОЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ ВАЛА В СЛУЧАЕ ПРЕЦЕССИОННОГО ЕГО ДВИЖЕНИЯ

На фиг. 8.9 изображены упругие линии валов роторов от действия веса дисков. В обычных условиях вращение происходит вокруг изогнутой упругой линии вала, которая в пространстве будет занимать неизменное положение. Однако в некоторых случаях может возникнуть вращение и самой упругой линии вала вокруг оси $O-O$, на которой расположены опоры ротора. При этом вращение вокруг упругой линии будет относительным, а вокруг оси $O-O$ переносным. Абсолютная скорость вращения вала остается неизменной. Такое сложное движение называют *прецессионным*.

При возникновении прецессии диск, расположенный



Фиг. 8.9. Прогиб вала.



Фиг. 8.10. К определению гироскопических моментов диска турбины.

на валу консольно (фиг. 8.10), будет вращаться вокруг оси O_1-A (касательной к упругой линии вала в точке его закрепления) с относительной угловой скоростью ω_0 и вокруг оси $O-O$ с переносной угловой скоростью Ω . При этом ось диска O_1-A будет описывать вокруг оси $O-O$ коническую поверхность с вершиной в точке A . Абсолютная угловая скорость вращения

$$\omega = \omega_0 \pm \Omega. \quad (8.21)$$

Знак в выражении (8.21) определяется направлением прецессионного движения. Если оно совпадает с вращением ротора, то прецессию называют *прямой* и принимают знак «+». Если же оно обратное вращению ротора, то прецессию называют *обратной* и принимают знак «-».

В случае прецессионного движения у диска возникают центробежная сила S , момент центробежных сил M_C и гироскопический момент M_G (см. фиг. 8.10).

Центробежная сила возникает благодаря несовпадению центра тяжести диска с осью вращения $O—O$; она равна:

$$C = my_0\Omega, \quad (8.22)$$

где m — масса диска;

y_0 — расстояние центра тяжести диска от оси вращения $O—O$.

Момент от центробежных сил возникает благодаря наклонному расположению диска относительно оси вращения $O—O$ под действием центробежных сил ΔC у элементарных масс Δm диска.

Момент приводится к виду

$$M_C = \frac{1}{2} J_0 \Omega^2 \alpha_0, \quad (8.23)$$

где J_0 — полярный момент инерции диска;

α_0 — угол наклона оси диска к оси вращения $O—O$.

Прогиб вала y_0 и угол наклона его α_0 под действием силы C увеличивается, а под действием момента M_C уменьшается.

Гирскопический момент находят следующим образом. Момент количества движения L диска в его относительном вращении равен:

$$L = J_0 \omega_0.$$

Основываясь на принятом правиле изображения векторов моментов (см. гл. VII, 7.7) поместим начало вектора L в точке A . Тогда конец его, изображенный на фиг. 8.10, точкой B при прецессионном движении будет описывать окружность радиусом $R = O_2B$. За конечный элемент времени Δt конец вектора L переместится из точки B в точку B_1 . Соединив их, получим векторный треугольник ABB_1 . Вектор AB_1 является геометрической суммой векторов AB и BB_1 . Обозначив последний через ΔH , получим:

$$\Delta H = R\Omega\Delta t = J_0\omega_0\Omega\Delta t \sin \alpha_0,$$

где

$$R = L \sin \alpha_0 = J_0\omega_0 \sin \alpha_0$$

и гирскопический момент (см. гл. VII, 7.7)

$$M_r = \frac{\Delta H}{\Delta t} = J_0\omega_0\Omega \sin \alpha_0. \quad (8.24)$$

Ввиду малости угла α_0 полагаем $\sin \alpha_0 = \alpha_0$. Принимая также во внимание выражение (8.21), получим:

при прямой прецессии

$$M_r = J_0(\omega - \Omega)\Omega\tau_0 \left. \vphantom{M_r} \right\}$$

и при обратной прецессии

$$M_r = J_0(\omega + \Omega)\Omega\tau_0. \quad (8.25)$$

Выше при определении гирскопического момента (см. гл. VII, 7.7) было установлено, что вектор M_r лежит на одной прямой с вектором ΔH , но имеет обратное ему направление. Для элемента

времени $\Delta t \rightarrow 0$ векторы ΔH и M_r будут занимать положение касательных к окружности R в точке B . Отсюда следует, что гироскопический момент действует в плоскости расположения изогнутой упругой линии вала. При этом под его действием прогиб вала y_0 и угол наклона α_0 в случае прямой прецессии будет уменьшаться, а в случае обратной прецессии — увеличиваться. На фиг. 8. 10 показан случай прямой прецессии.

Суммарный изгибающий момент вала будет равен:

$$M_{\Sigma} = M_r \pm M_c, \quad (8. 26)$$

здесь знак «+» берется в случае прямой, а знак «—» в случае обратной прецессии.

Особый интерес представляет случай синхронной прецессии, когда $\Omega = \omega$. При прямой синхронной прецессии $M_r = 0$ [см. формулу (8. 25)] и

$$\left. \begin{aligned} M_{\Sigma} &= \frac{1}{2} J_0 \omega^2 \alpha_0 = J_3 \omega^2 \alpha_0, \\ \text{а при обратной синхронной прецессии} \\ M_{\Sigma} &= \frac{3}{2} J_0 \omega^2 \alpha_0 = 3 J_3 \omega^2 \alpha_0, \end{aligned} \right\} \quad (8. 27)$$

где $J_3 = \frac{1}{2} J_0$ — экваториальный момент инерции диска (при небольшой его толщине).

Прогиб y_0 и угол наклона упругой линии α_0 у вала в точке закрепления диска можно представить следующими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= C \delta_C \mp M_{\Sigma} \delta_M; \\ \alpha_0 &= C \varphi_C \mp M_{\Sigma} \varphi_M, \end{aligned} \right\} \quad (8. 28)$$

где δ_C и δ_M — прогибы вала в точке закрепления диска под действием силы $C = 1 \text{ кг}$ и момента $M_{\Sigma} = 1 \text{ кг} \cdot \text{см}$,

φ_C и φ_M — углы наклона упругой линии вала в точке закрепления диска под действием силы $C = 1 \text{ кг}$ и момента $M_{\Sigma} = 1 \text{ кг} \cdot \text{см}$.

В этих выражениях знак «—» относится к прямой, а знак «+» к обратной прецессиям.

В случае прямой синхронной прецессии уравнения (8. 28) приводятся к виду:

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= t y_0 \omega^2 \delta_C - J_3 \omega^2 \alpha_0 \delta_M, \\ \alpha_0 &= t y_0 \omega^2 \varphi_C - J_3 \omega^2 \alpha_0 \varphi_M. \end{aligned} \right\} \quad (8. 29)$$

Исключив из этих уравнений угол α_0 , получим

$$y_0 \left[1 - t \delta_C \omega^2 + \frac{J_3 t \delta_M \varphi_C \omega^4}{1 - J_3 \varphi_M \omega^2} \right] = 0. \quad (8. 30)$$

При критической скорости вращения прогиб вала y_0 принимает конечные значения, отличные от нуля, и поэтому уравнение (8.30) может быть удовлетворено только в случае, если выражение в квадратной скобке будет равно нулю, т. е.

$$J_s m (\delta_C \varphi_M - \delta_M \varphi_C) \omega^4 - (J_s \varphi_M - m \delta_C) \omega^2 - 1 = 0. \quad (8.31)$$

Так как свободный член этого биквадратного уравнения имеет знак «—», то из четырех корней уравнения один будет положительный, один отрицательный и два мнимых. В данном случае физическому смыслу соответствует только положительный корень. Таким образом, у ротора с одним диском при прямой прецессии существует одна критическая скорость $\omega_{кр}$ и соответствующее ей критическое число оборотов $n_{кр}$. Причиной возникновения прямой синхронной прецессии обычно является неуравновешенная центробежная сила ротора.

Поступая аналогично предыдущему, находим биквадратное уравнение для обратной прецессии

$$3J_s m (\delta_C \varphi_M - \delta_M \varphi_C) \omega^4 - (3J_s \varphi_M + m \delta_C) \omega^2 + 1 = 0. \quad (8.32)$$

Так как свободный член уравнения имеет здесь знак «+», то из четырех корней уравнения два будут положительными и два отрицательными. Таким образом при обратной прецессии существуют две критические скорости $\omega_{кр1}''$ и $\omega_{кр2}''$ и соответствующие им критические числа оборотов $n_{кр1}''$ и $n_{кр2}''$.

Для возникновения обратной прецессии требуется существование переменных сил, возбуждающих изгибные колебания вала с определенной частотой. Подобные условия у ГТД встречаются сравнительно редко и потому практический интерес имеют: критические числа оборотов без прецессии $n_{кр}$ [см. формулу (8.15)] и критические обороты при прямой прецессии $n_{кр}'$. При этом $n_{кр}' > n_{кр}$.

Глава IX

КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Камеры сгорания ГТД служат для сжигания топлива и подогрева за счет этого рабочих газов перед поступлением их в турбину. Камеры сгорания должны обеспечивать:

1. Устойчивое горение топлива на всех режимах работы двигателя и при всех условиях его эксплуатации.
2. Высокую полноту сгорания топлива.
3. Малое гидравлическое сопротивление газового потока.
4. Равномерное (или с определенным характером неравномерности) температурное поле на выходе из камеры сгорания.

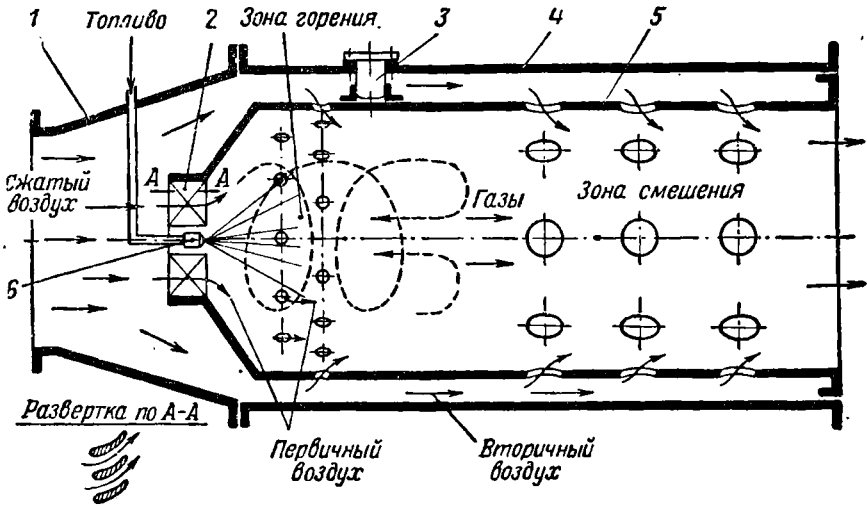
5. Надежный запуск двигателя при всех условиях эксплуатации.

6. Малые габариты и малый вес.

7. Надежность и достаточный ресурс работы.

Коэффициент выделения тепла камер сгорания ГТД $\xi = 0,95 \div 0,98$, коэффициент потери полного давления $\sigma_{к.с} = 0,92 \div 0,96$ и коэффициент объемной теплонапряженности $q = (20 \div 40) \times 10^6$ ккал/м³ · час · ата.

Организация процесса горения. Количество сжигаемого топлива в камерах сгорания ГТД ограничивается температурой газов T_3 на входе в турбину. Последняя у современных ГТД



Фиг. 9. 1. Принципиальная схема камеры сгорания.

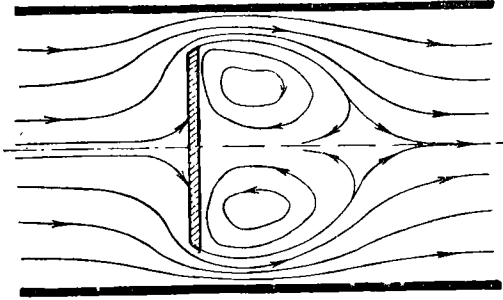
на максимальных режимах работы составляет $T_3 = 800 \div 900^\circ \text{C}$, чему соответствует коэффициент избытка воздуха $\alpha = 4,5 \div 3,8$. На пониженных режимах работы подача топлива в камере сгорания уменьшается, за счет чего температура T_3 понижается, а коэффициент α значительно возрастает. Горение топлива должно происходить в потоке воздуха, скорость которого весьма значительна и составляет на выходе из компрессора $100 \div 150$ м/сек. Организация процесса горения в этих условиях встречает значительные трудности и осуществляется обычно с помощью особого устройства камер сгорания, у которых образуют две зоны — зону горения и зону смешения.

На фиг. 9. 1 изображена принципиальная схема камеры сгорания ГТД, состоящая из входного устройства в форме диффузора 1, кожуха 4 и жаровой трубы 5. Жаровая труба имеет фронтное устройство в виде конической головки с лопаточным завихрителем воздуха 2. В центре последнего установлена топливная форсунка 6. По длине трубы кольцевыми рядами сделаны отверстия. В передней части жаровой трубы, куда через форсунку

подается топливо, образуется зона горения, а в задней ее части — зона смешения.

Во входном устройстве скорость воздушного потока снижается до $40 \div 60$ м/сек; воздух делится на две части — на первичный и вторичный. Первичный воздух через лопаточный завихритель и первые два ряда отверстий проходит в переднюю (головную) часть жаровой трубы — в зону горения. Вторичный же воздух проходит по кольцевой полости между кожухом 4 и жаровой трубой 5 к задним рядам отверстий и через них поступает в зону смешения.

Количество первичного воздуха составляет обычно 25—35% от общего расхода воздуха, чем обеспечивается в зоне горения обра-



Фиг. 9.2. Схема стабилизирующего действия пластинки в потоке воздуха.

зование топливо-воздушной смеси с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1 \div 1,5$. Температура горения за счет этого достигает $1500 \div 2000^\circ \text{C}$. Этим обеспечиваются благоприятные условия для горения. Смесеобразование в камере осуществляется тонким распылом топлива форсункой 6 и интенсивным перемешиванием его с воздухом за счет турбулизации последнего.

Устойчивое горение в потоке воздуха (горение без пульсаций, срывов и затухания пламени, а также без выброса его за пределы камеры) обеспечивается понижением поступательной скорости газов в зоне горения до $15 \div 25$ м/сек и образованием в ней обратных вихревых токов горячих газов, непрерывно поджигающих поступающее в камеру топливо. Образование обратных вихревых токов осуществляется стабилизаторами пламени. Стабилизаторы пламени входят в состав фронтных устройств жаровых труб. Выполняют их обычно в виде экранов, лопаточных завихрителей или в виде их сочетаний.

Экраны представляют собой стенки (перегородки) или конические вставки, установленные в потоке воздуха на входе в зону горения. На фиг. 9.2 показано стабилизирующее действие пластинки (стенки). Стабилизирующее действие лопаточного завихрителя 2 (см. фиг. 9.1) заключается в следующем. Проходящий через него в зону горения воздух закручивается, уменьшая свою посту-

пательную скорость. Благодаря центробежному эффекту от закручивания воздух отбрасывается к периферии и перемешивается с топливом. В центральной же части трубы образуется разрежение, куда в виде обратных вихревых токов устремляются горячие газы. При этом они непрерывно поджигают топливо, поступающее в камеру через форсунку.

Из зоны горения продукты сгорания проходят в зону смешения, куда поступает вторичный воздух. В результате их перемешивания температура газов на входе в турбину понижается, составляя на максимальном режиме работы двигателя $800 \div 900^\circ \text{C}$. Скорость газов на выходе из камеры сгорания увеличивается до $100 \div 150 \text{ м/сек}$. В зоне смешения происходит также догорание продуктов неполного горения.

При запуске двигателя начальное воспламенение топлива в камерах сгорания (розжиг камер) осуществляется с помощью воспламенительных устройств, описание которых приводится в гл. XVII.

Длину жаровой трубы, а также количество, размеры и расположение отверстий для прохода воздуха подбирают опытным путем, исходя из условий обеспечения сгорания топлива и получения желаемого температурного поля газового потока на входе в турбину. Отверстия для прохода воздуха у жаровых труб часто выполняют в виде щелей. Для лучшего перемешивания продуктов сгорания с вторичным воздухом последний иногда направляют в центральную часть жарового пространства трубы через специальные смесительные патрубки 7 (см. фиг. 9. 12).

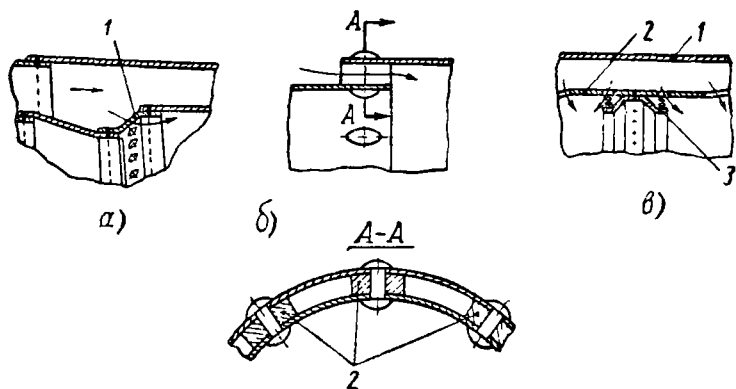
Условия работы. Камеры сгорания работают в условиях высокой температуры газов, при повышенном их давлении. Из-за присутствия свободного кислорода рабочие газы обладают также высокой химической активностью. В особо тяжелых условиях находятся жаровые трубы, температура которых достигает $800 \div 900^\circ \text{C}$. Большинство случаев перегрева и прогара их связано либо с неправильным расположением факела пламени в трубе, либо с недостаточными охлаждением и защитой труб от нагрева. Нагарообразование у труб является результатом неудовлетворительного процесса сгорания.

Нагрев жаровых труб, неравномерный как по окружности, так и по длине. Это приводит к возникновению местных температурных напряжений с образованием короблений и трещин. Давление в камерах часто имеет пульсирующий характер, что вызывает вибрации, которые могут привести к образованию усталостных трещин. Трещины в жаровых трубах чаще всего возникают у отверстий, которые являются источником концентрации напряжений. Кожухи камер работают в более благоприятных условиях: рабочая температура их составляет около 300°C .

Надежность работы камер сгорания обеспечивается правильной организацией процесса сгорания, применением специальных жаростойких сплавов для жаровых труб и их охлаждением. При изготовлении жаровых труб обращают внимание на качество их сварки.

Стенки жаровых труб полируют и иногда покрывают специальными жаростойкими эмалями. Отверстия у труб после сверления тщательно обрабатываются.

Охлаждение. Вторичный воздух, проходящий через полость, образованную жаровой трубой и кожухом (см. фиг. 9.1), охлаждает трубу с наружной стороны и создает защитную прослойку у кожуха. У некоторых конструкций камер жаровые трубы для лучшего охлаждения выполняют с наружной стороны оребренными (см. фиг. 9.14). С внутренней стороны жаровые трубы охлаждаются и предохраняются от излишнего нагрева защитной прослойкой. Так воздух, поступающий в зону горения через отверстия



Фиг. 9.3. Пленочное охлаждение жаровых труб.

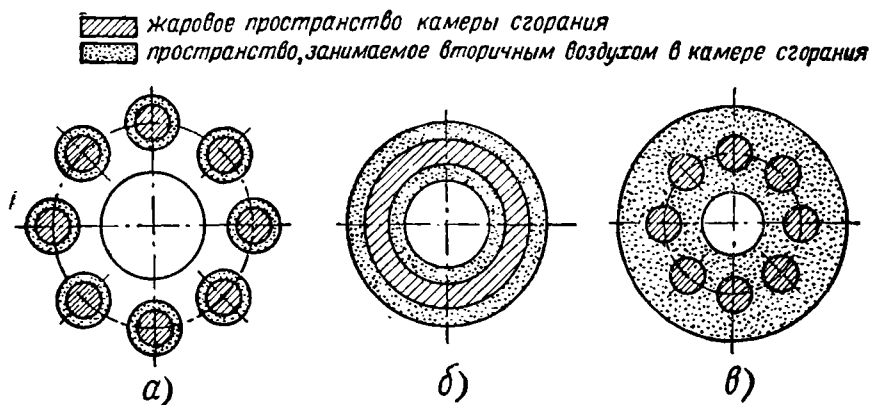
в стенке жаровой трубы и имеющий скорость $40 \div 60$ м/сек, отщепляет пламя к центру и, перемешиваясь с газами, образует у стенок защитную оболочку с пониженной температурой.

Наиболее эффективным предохранением стенок жаровой трубы является так называемое пленочное охлаждение. Примеры выполнения его показаны на фиг. 9.3. На схеме а) на трубе выполнен местный кольцевой перехват 1 с рядом мелких отверстий. На схеме б) показано заклепочное соединение трубы. За счет местных проставок 2 в соединении образуются щели. На схеме в) показан кожух 1 и жаровая труба 2. Труба имеет два кольцевых ряда мелких отверстий, а между ними приварено направляющее кольцо 3. У всех этих устройств охлаждающий воздух, проходя через мелкие отверстия или щели, получает направление вдоль стенок, образуя у нее защитную пленку.

Температурные расширения жаровых труб достигают значительных величин. Чтобы обеспечить свободное расширение в осевом направлении, трубы фиксируют в одном поясе; прочие же опоры труб выполняют скользящими. Чтобы обеспечить трубам свободное расширение также и в радиальном направлении, фиксаторы у них делают в виде радиальных штифтов 3 (см. фиг. 9.1).

Типы камер сгорания. По конструкции камеры сгорания ГТД различают трех типов: *а* — трубчатые (индивидуальные), *б* — кольцевые и *в* — трубчато-кольцевые (блочные). На фиг. 9.4 эти типы камер сгорания показаны схематично в поперечном сечении.

Трубчатая камера сгорания состоит из одной жаровой трубы, расположенной внутри кожуха. Число трубчатых камер у двигателя обычно составляет от 6 до 10 и выше. Располагаются они равномерно вокруг среднего корпуса двигателя. Благодаря большому их количеству на двигателе объем каждой трубчатой камеры полу-



Фиг. 9.4. Схемы камер сгорания в поперечном сечении двигателя.

чается небольшим. Последнее облегчает доводку их в лабораторных условиях, так как для этого требуется относительно небольшой расход воздуха.

При замене трубчатых камер сгорания не требуется разборки двигателя. Они хорошо komponуются с центробежным компрессором, не увеличивая диаметральные габаритов у двигателя. Однако у двигателя с осевым компрессором трубчатые камеры сгорания приводят к увеличению диаметральных габаритов. К недостатку трубчатых камер относится также их больший вес в сравнении с другими типами камер.

Кольцевая камера сгорания состоит из наружной и внутренней жаровых рубашек и наружного и внутреннего кожухов. Располагаются они вокруг среднего корпуса двигателя концентрично друг другу. В соединении жаровые рубашки образуют кольцевую жаровую трубу, а кожухи образуют вокруг нее две кольцевые полости для прохода вторичного воздуха.

Кольцевые камеры сгорания отличаются компактностью, малым весом и малыми диаметральными габаритами. Наружный и внутренний кожухи у них обычно включают в силовую схему двигателя, что приводит к снижению веса последнего. Однако осмотр и замена кольцевой камеры связаны с разборкой двигателя.

Трубчато-кольцевая камера сгорания состоит из нескольких жаровых труб, расположенных равномерно в кольцевом пространстве между наружным и внутренним кожухами. Последние же располагаются вокруг среднего корпуса двигателя концентрично друг другу. Как и у кольцевой камеры, наружный и внутренний кожухи трубчато-кольцевой камеры сгорания обычно включают в силовую схему двигателя. По весу и габаритам трубчато-кольцевая камера занимает среднее положение между трубчатой и кольцевой камерами.

Трубчато-кольцевая и кольцевая камеры сгорания хорошо komponуются у двигателей с осевым компрессором, на которых они и получили широкое применение.

По направлению движения газов камеры сгорания разделяются на прямоточные — без изменения направления движения газов, и петлевые (см. фиг. 1.6), в которых происходит поворот газов на 180°. У современных ГТД камеры сгорания применяют обычно прямоточного типа, так как они обладают малыми гидравлическими сопротивлениями и обеспечивают меньшие диаметральные габариты двигателя.

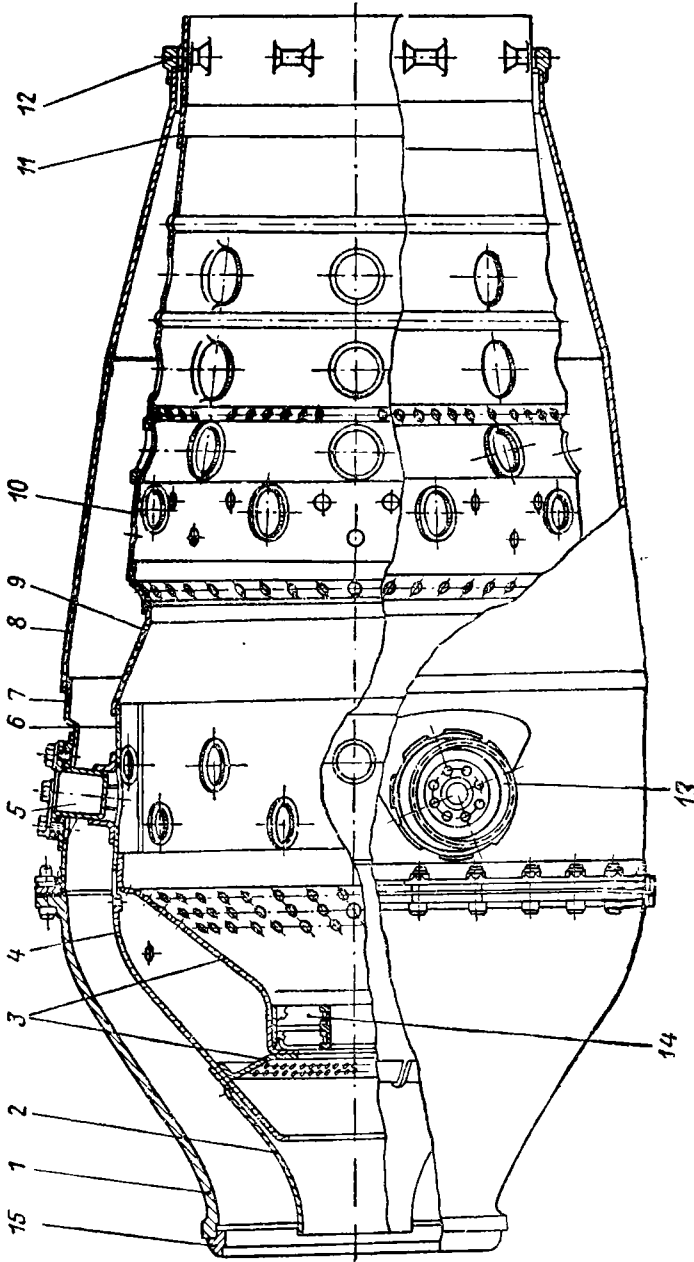
По способу смесеобразования камеры различают: с распыливанием топлива и испарительные. У современных двигателей преимущественное применение нашли камеры сгорания с распыливанием топлива форсунками под высоким давлением.

9.2. КОНСТРУКЦИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ

Трубчатые камеры сгорания. На фиг. 9.5 показана трубчатая камера сгорания двигателя ВК-1. На двигателе установлено девять таких камер. Камера состоит из горловины кожуха и жаровой трубы. На фиг. 9.6 эти детали показаны отдельно.

Горловина *I* (см. фиг. 9.5) отлита из алюминиевого сплава и имеет форму диффузора. Малым фланцем ее крепят к выходному патрубку компрессора, а большим — с помощью болтов — к кожуху.

Кожух камеры сгорания сварной конструкции, выполнен он из малоуглеродистой листовой стали толщиной 1,5 мм с последующим алитированием. Кожух *II*, показанный на фиг. 9.6, состоит из трех частей, сваренных между собой роликовой электросваркой. Каждая часть его выполнена из листа путем сварки. Косой шов у них увеличивает прочность сварочного соединения. В последующих модификациях кожух выполнен из двух частей — цилиндрической *7* и конической *8*. Каждая из них изготовлена из целого листа путем глубокой вытяжки (см. фиг. 9.5). К переднему концу кожуха приварен стальной фланец для соединения с горловиной, а к заднему — установочное (уплотнительное) кольцо *12* со сферической опорной поверхностью для установки камеры в гнезде газосборника. К цилиндрической части кожуха *7* приварены три фланца, из которых один служит для фиксатора *5*, а два других — для соединительных патрубков *13*.

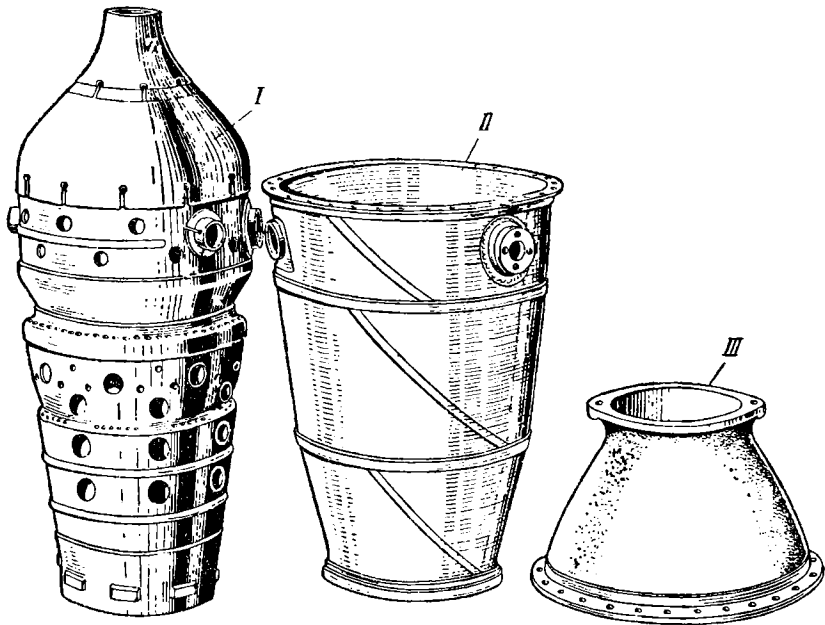


Фиг. 9. 5. Трубчатая (индивидуальная) камера сторония двигателя ВК-1.

1—сферолонна, 2—входной конус, 3—перфорированная перегородка, 4—коллак жаровой трубы, 5—фиксатор жаровой трубы, 6 и 9—цилиндрическая и коническая секции жаровой трубы, 7, 8—цилиндрическая и коническая секции кожуха камеры сгорания, 10—коинический участок жаровой трубы, 11—цилиндрическая манжета, 12—установочное кольцо, 13—соединительный патрубкок, 14—завихритель, 15—сферический вкладыш.

Жаровая труба (см. фиг. 9.5 и 9.6) состоит из отдельных частей (секций), соединенных между собой электросваркой. Материалом для ее изготовления служит листовой жаростойкий сплав толщиной 1,3÷2 мм. Передняя часть жаровой трубы представляет собой фронтное устройство. Средняя и задняя части трубы образуют зоны горения и смешения.

Фронтное устройство трубы состоит из входного конуса (хобота) 2 и колпака 4. С внутренней стороны к колпаку приварена двухстенная перфорированная (с рядами отверстий) перегородка



Фиг. 9.6. Детали камеры сгорания двигателя ВК-1.

I— жаровая труба, *II*—кожух, *III*—горловина.

ка 3, в центре которой приварен завихритель 14 с центральным гнездом для форсунки. Колпак 4 приварен к цилиндрической секции 6 средней части трубы. С задней стороны входного конуса 2 и колпака 4 в местах их сварки сделаны небольшие продольные прорезы (см. фиг. 9.6 и 9.7). Эти прорезы, уменьшая жесткость, уменьшают тем самым и напряжения, возникающие в трубе из-за неравномерного ее нагрева. Кроме того, они облегчают подгонку деталей перед сваркой. Для уменьшения концентрации напряжений и устранения возможного образования трещин концы прорезей засверливаются.

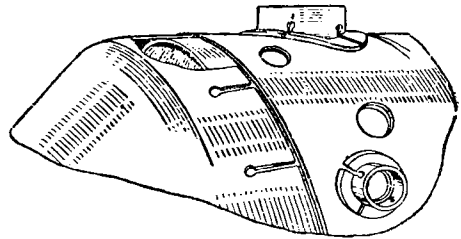
Лопаточный завихритель показан отдельно на фиг. 9.8. Он состоит из втулки 1, образующей гнездо для форсунки, кольца 2 и лопаток 3.

С помощью отогнутых лапок 4 лопатки приваривают точечной электросваркой к кольцу и втулке. У выполненных камер завихри-

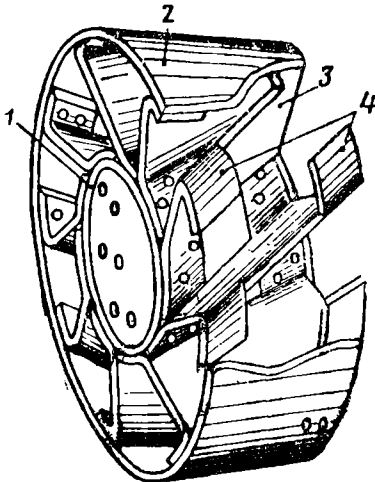
тели обычно имеют 5—10 лопаток с углом на выходе $\varphi=30\div 80^\circ$. Чем больше угол φ , тем больше и закрутка проходящего через него воздуха, но одновременно с этим возрастают и гидравлические сопротивления завихрителя. У камер двигателя ВК-1 завихритель имеет 10 лопаток с углом $\varphi=42^\circ$. Через отверстия в перегородке 3 и завихритель 14 (см. фиг. 9.5) воздух, поступающий во входной конус 2, проходит в зону горения.

Средняя часть жаровой трубы состоит из цилиндрической секции 6, конической секции 9 и перфорированного кольца, образующего у трубы кольцевую порожку (см. фиг. 9.5). Снаружи к цилиндрической секции приварены три втулки: одна для фиксатора 5 и две для соединительных патрубков 13.

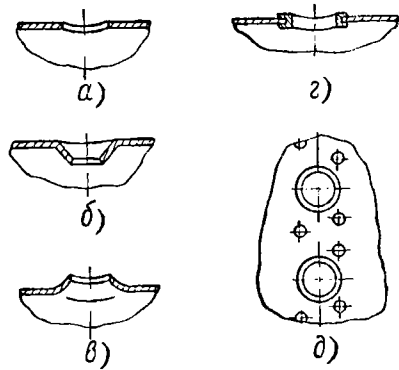
Задняя часть жаровой трубы состоит из конического участка 10 и цилиндрической манжеты 11. Для увеличения жесткости у конического участка выполнены три зиговки. На манжете 11 выштам-



Фиг. 9.7. Продольные прорезы в местах сварки.



Фиг. 9.8. Лопаточный завихритель.



Фиг. 9.9. Формы отверстий у жаровых труб.

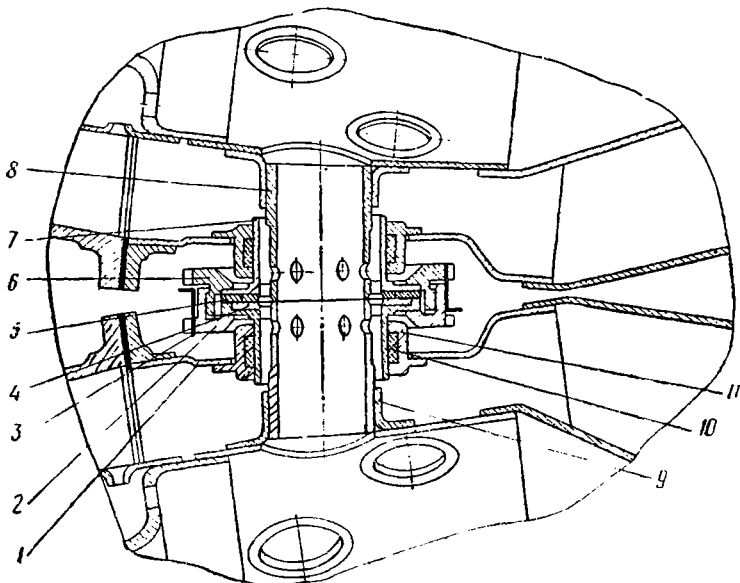
пованы 8 выступов для центрирования трубы в кожухе камеры. Чтобы устранить износ, выступы снаружи наплавлены стеллитом.

Для прохода воздуха у жаровой трубы выполнены 6 кольцевых рядов больших отверстий, из них два в цилиндрической секции 6 и четыре — на коническом участке 10.

На фиг. 9.9 показаны формы воздушных отверстий жаровых труб различных конструкций:

a — простое отверстие; *b* и *в* — отверстия, у которых для упрочнения сделаны отбортовки внутрь и наружу трубы; *г* — отверстие, упрочненное окантовкой специальным пистоном, и *д* — мелкие отверстия, расположенные между большими отверстиями. Мелкие отверстия уменьшают неравномерность нагрева стенки, которая обычно наблюдается на участках между большими и редко расположенными отверстиями.

В жаровой трубе двигателя ВК-1 часть больших отверстий выполнена с отбортовкой внутрь трубы, а часть — окантована. На



Фиг. 9. 10. Соединительный патрубков камер сгорания двигателя ВК-1.

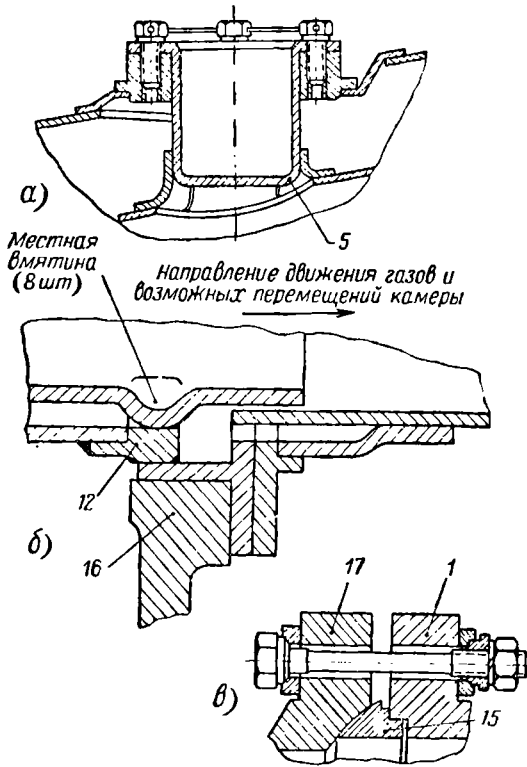
коническом участке трубы в поясе первого ряда больших отверстий выполнены два кольцевых ряда мелких отверстий, а у порога и у первого зига образовано пленочное охлаждение.

Воспламенительные устройства ТРД ВК-1 установлены на двух камерах сгорания, расположенных примерно в диаметральном противоположных частях двигателя (в 3 и 8-й камерах). Для переброски пламени во все остальные камеры, а также для выравнивания в них давления камеры сгорания соединяют между собой патрубками (фиг. 9. 10).

Жаровые трубы соединены внутренними патрубками 4 и 8, которые концами вставляют во втулки 9, приваренные к жаровым трубам. Кожухи камер 1 соединяют с помощью наружных патрубков 7. Последние своими концами входят во фланцы 11 кожухов. Соединительные патрубки двух соседних камер скрепляют с помощью резьбового фланца 6 и накидной гайки 2. Контровка осуществляется отгибом лапок у контровочного кольца 3. Между фланцами патрубков поставлена медно-асбестовая прокладка 5.

Уплотнение фланцев 11 обеспечивается набивкой 10 из асбестового графитированного шнура. Соединительные патрубки допускают некоторое перемещение соседних камер по периметру их расположения на двигателе без нарушения уплотнения.

Жаровую трубу укрепляют в кожухе камеры следующим образом. Задним концом она свободно входит в установочное



Фиг. 9.11. Крепления камеры сгорания двигателя ВК-1.

а—фиксирование жаровой трубы, б—центрирование жаровой трубы в кожухе и кожуха в газосборнике, в—крепление камеры сгорания к выходному патрубку компрессора.

кольцо 12 кожуха, а в средней части фиксируется в трех точках, расположенных в одном поясе: радиальным фиксатором 5 и двумя соединительными патрубками 13 (см. фиг. 9.5). Такое фиксирование обеспечивает трубе свободное температурное расширение как в осевом, так и в радиальном направлениях. На фиг. 9.11, б отдельно показано центрирование трубы в установочном кольце 12 кожуха, а на фиг. 9.11, а фиксирование ее фиксатором 5. Трубу центрируют в установочном кольце с помощью выштампованных выступов, между которыми проходит охлаждающий воздух. Фик-

сатор 5 выполнен в виде стакана. Он свободно входит во втулку трубы и укрепляется на кожухе винтами.

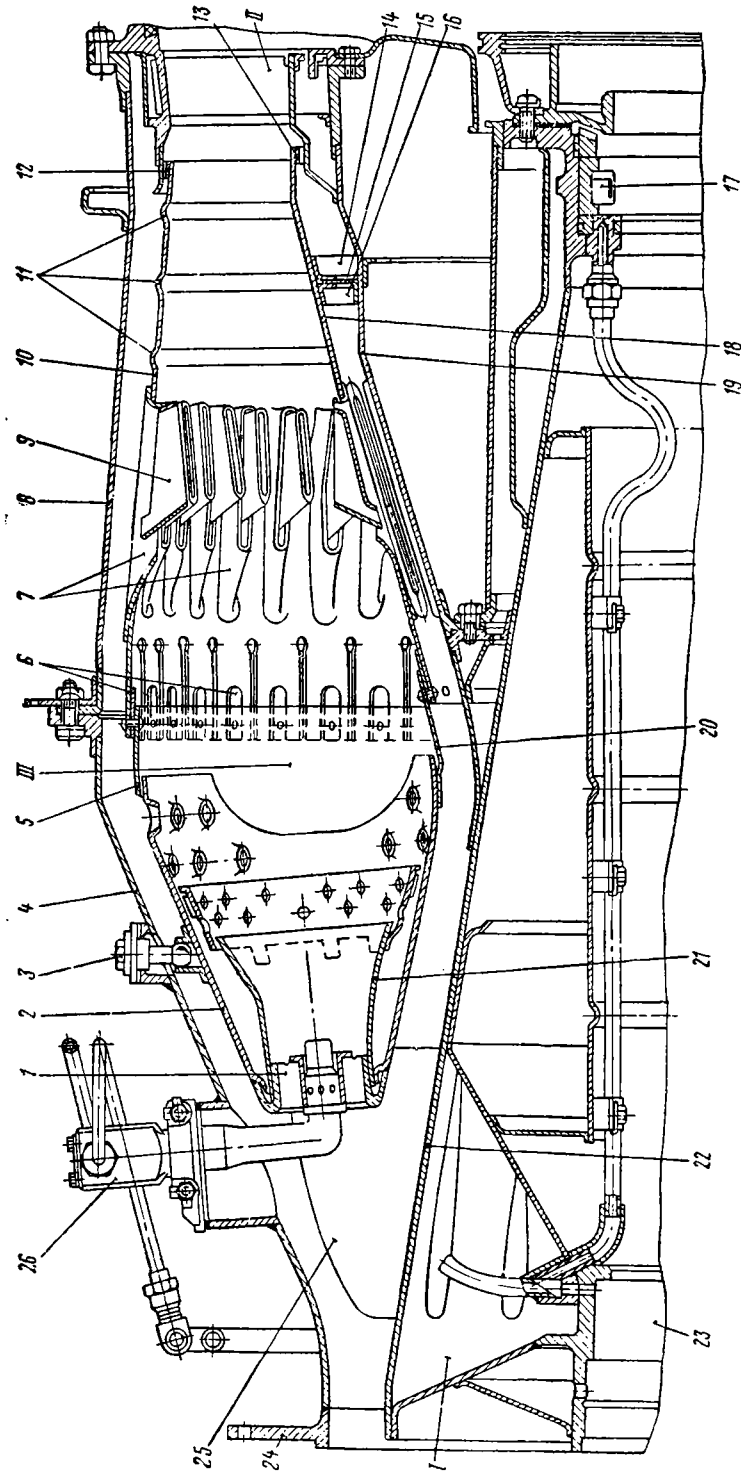
При установке на двигатель каждую камеру сгорания задним концом вставляют в гнездо газосборника, а горловиной крепят двумя болтами к выходному патрубку компрессора (см. фиг. 1.8). На фиг. 9.11, б показано центрирование камеры установочным кольцом 12 в гнезде газосборника 16, а на фиг. 9.11, в — крепление ее к патрубку компрессора. Между фланцами патрубка 17 и горловины 1 поставлен сферический вкладыш 15, допускающий некоторый перекося без нарушения герметичности соединения, который может возникнуть во время работы из-за различных температурных расширений компрессора и турбины, а также при монтаже.

Кольцевая камера сгорания. На фиг. 9.12 показана кольцевая камера сгорания ТВД АИ-20, которая выполнена в одном узле с корпусом подшипников ротора.

Корпус подшипников 1 выполнен сварной конструкции из жаростойкой листовой стали. Он состоит из наружного 4 и внутреннего 22 концентрично расположенных конусов, которые жестко связаны между собой десятью пустотелыми стойками 25 и образуют входную часть камеры сгорания в форме кольцевого диффузора. В центральной части корпуса расположены гнезда среднего 23 и заднего 17 подшипников ротора. Передним фланцем 24 корпус подшипников крепят к корпусу компрессора, а к задним его фланцам крепят наружный кожух 8 камеры сгорания и сопловой аппарат II первой ступени турбины, который показан отдельно на фиг. 4.20. Внутри кольцевого пространства, образованного корпусом подшипников I, кожухом 8 и внутренним конусом 19 соплового аппарата II, установлена кольцевая жаровая труба III, показанная отдельно на фиг. 9.13.

Жаровая труба выполнена из жаростойкого листового материала. Фронтное устройство ее сварной конструкции состоит из десяти конических головок 2, приваренных точечной сваркой к лапкам двух концентрично расположенных колец 5 и 20. Для компенсации тепловых расширений в стыках головок сделаны зазоры. В стенках головок сделаны отверстия для прохода воздуха. У каждой головки на входе приварен лопаточный завихритель 1 с центральным отверстием для форсунки 26. Внутри головок приварен диффузор 21, состоящий из двух частей. Задняя часть диффузора имеет два ряда отверстий и с помощью лопаток приваривается точечной сваркой к передней его части. Через отверстия и зазор между передней и задней частями диффузора проходит воздух.

К наружному 5 и внутреннему 20 кольцам блока головок с помощью заклепок крепят наружную 10 и внутреннюю 18 жаровые рубашки. У последних в поясе заклепочного соединения сделаны продольные прорезы, уменьшающие жесткость и облегчающие подгонку при клепке. В заклепочных соединениях установлены

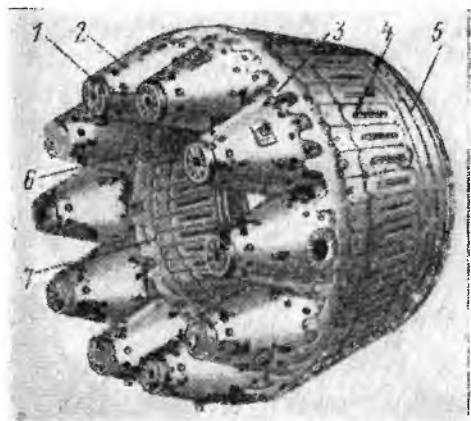


Фиг. 9.12. Кольцевая камера сгорания ТВД АИ-20.

1—корпус подшипников, 11—сопловой аппарат турбины, III—жаровая труба, 10 и 18—наружная и внутренняя жаровые рубашки, 11—эгри, 12 и 13—кольца жесткости наружной и внутренней рубашек, 14 и 16—кольца жесткости, 15—уплотнительное кольцо, 17—полный подшипник ротора, 19—конус соплового аппарата, 21—диффузор, 23—гнездо среднего подшипника ротора, 24—передний фланец корпуса подшипников, 25—пустотелые стойки, 26—форсунки.

пластинки 6, образующие щели для прохода воздуха. Воздух через щели направляется вдоль стенок и охлаждает их. Для прохода вторичного воздуха у рубашек 10 и 18 выполнены смесительные патрубки 7, приваренные роликовой сваркой. В смесительные патрубки вварены вставки 9, которые направляют вторичный воздух в центральную часть газового потока. Вторичный воздух через патрубки направляется также вдоль передней стенки вставки, охлаждая ее с наружной стороны.

На наружной рубашке для жесткости сделаны три зига 11. К внутренней рубашке приварены два кольца жесткости 14 и 16,



Фиг. 9. 13. Жаровая труба ТВД АИ-20.

1—лопаточный завихритель, 2—коническая головка, 3 и 6—наружные и внутренние кольца блока головок, 4—смесительные патрубки, 5 и 7—наружная и внутренняя жаровые рубашки.

между которыми свободно установлено уплотнительное кольцо 15. Последнее опирается на конус соплового аппарата 19. Для прохода охлаждающего воздуха у кольца сделаны 50 отверстий диаметром 4 мм. К выходным кромкам наружной и внутренней жаровых рубашек приварены кольца жесткости 12 и 13 и набор пластин, образующих между собой щели для прохода охлаждающего воздуха.

Жаровая труба расположена своими головками между стойками 25 корпуса подшипников 1. Ее крепят к стенке корпуса головками при помощи восьми

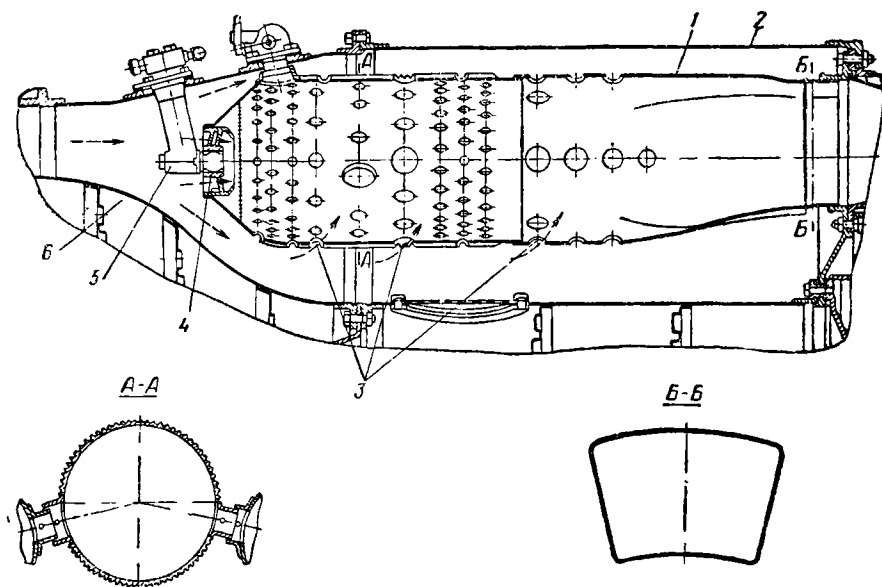
радиальных штифтов 3, установленных в одной поперечной плоскости. Задней частью жаровая труба свободно входит в свое гнездо у соплового аппарата 11. Такое соединение обеспечивает свободное температурное расширение жаровой трубы. Через щели между пластинами колец жесткости 12 и 13 вторичный воздух проходит на охлаждение соплового аппарата.

В камере сгорания установлены 10 рабочих форсунок 26, два воспламенительных устройства и две дополнительных пусковых форсунки.

Трубчато-кольцевые камеры сгорания. Показанная на фиг. 9. 14 трубчато-кольцевая камера сгорания состоит из нескольких жаровых труб 1, расположенных в кольцевом пространстве между наружным 2 и внутренним 6 кожухами камеры. Кожухи сварной конструкции, каждый из них состоит из двух частей, соединенных с помощью фланцев. Кожухи на входе в камеру образуют кольцевой диффузор, в котором поступающий из компрессора воздух понижает свою скорость.

Жаровые трубы состоят из конической головки, средней части и задней части, сваренных между собой. К конической головке приварен завихритель 4, в центре которого расположена форсунка 5.

Средняя часть трубы имеет форму цилиндра, на наружной поверхности которого выполнены небольшие продольные ребра. Последние улучшают охлаждение наиболее нагретой части трубы и увеличивают ее продольную жесткость. Для прохода воздуха



Фиг. 9. 14. Трубчато-кольцевая камера сгорания.

1— жаровая труба, 2 и 6— наружный и внутренний кожухи камеры сгорания, 3— отверстия для прохода вторичного воздуха, 4— лопаточный завихритель, 5— форсунка.

внутри трубы в ее стенке выполнены кольцевые ряды отверстий 3 различного диаметра. В верхней части трубы установлен воспламенитель, который обеспечивает начальное воспламенение топлива при запуске двигателя (см. гл. XVII «Агрегаты запуска ГТД»).

В сечении А—А трубы приварены два патрубка разного диаметра, которые телескопически входят в аналогичные патрубки соседних жаровых труб. С помощью этих патрубков соединяют все жаровые трубы. Эти соединения делают для переброски пламени при запуске двигателя из одной жаровой трубы в другую, так как воспламенительные устройства устанавливают обычно только у части их. В задней части жаровой трубы осуществлен плавный переход от круглой к трапециевидной форме сечения Б—Б.

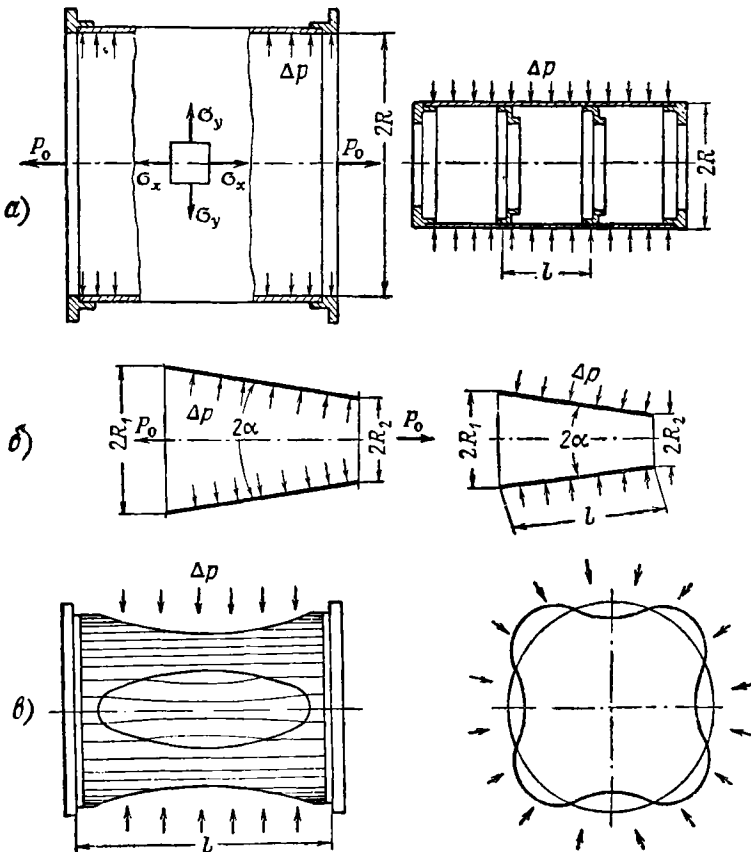
Каждая жаровая труба задним своим концом телескопически входит в гнездо входного устройства турбины, а передним концом

опирается на форсунку, укрепленную на наружном кожухе камеры сгорания. В осевом направлении жаровые трубы фиксируются корпусом воспламенителя и специальными фиксаторами.

Таким образом, в рабочем состоянии жаровые трубы имеют возможность свободного температурного расширения в сторону турбины. Расположение заднего фланца наружного кожуха 2 позволяет сдвигать его назад и получать доступ к жаровым трубам для их осмотра и замены, не разбирая двигателя.

9.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Корпусы камер сгорания и жаровые трубы рассчитывают как тонкостенные оболочки. Под действием растягивающей или сжимающей осевой нагрузки P_0 (фиг. 9.15, а и б) в поперечных сече-



Фиг. 9.15. К расчету на прочность камеры сгорания.

ниях оболочки возникают напряжения растяжения или сжатия, которые могут быть определены по формулам:

для цилиндрической оболочки —

$$\sigma_x = \frac{P_0}{2\pi R \delta}$$

и для конической оболочки —

$$\sigma_x = \frac{P_0}{2\pi R \delta \cos \alpha}$$

(9.1)

где R — радиус оболочки;

δ — толщина стенки;

α — угол образующей конуса с его осью (см. фиг. 9.15, б).

Под действием внутреннего или внешнего избыточного давления газов Δp (см. фиг. 9.15, а и б) в продольных сечениях оболочки возникают окружные напряжения растяжения или сжатия. Последние могут быть определены по формулам:

для цилиндрической оболочки —

$$\sigma_y = \frac{\Delta p R}{\delta}$$

и для конической оболочки

$$\sigma_y = \frac{\Delta p R}{\delta \cos \alpha}$$

(9.2)

На фиг. 9.15, а изображено направление действия напряжений σ_x и σ_y , возникающих на гранях элемента, выделенного у оболочки поперечными и продольными сечениями.

Оболочки, имеющие сложную форму вращения, могут быть приведены на отдельных своих участках к цилиндрической или конической форме.

У корпусов камер сгорания напряжение σ_x обычно не превышает $200 \div 250 \text{ кг/см}^2$. Основной нагрузкой у них является избыточное давление газов, под действием которого напряжение σ_y достигает 1400 кг/см^2 и выше. Запас прочности у оболочек может быть определен по пределу текучести (см. гл. XIII).

Оболочки, находящиеся под действием внешнего давления, проверяют также на устойчивость. Если избыточное давление превышает его критическое значение $\Delta p_{\text{кр}}$, то оболочка теряет свою устойчивость и деформируется, как, например, показано на фиг. 9.15, в. Значение критического давления может быть определено по формуле:

$$\Delta p_{\text{кр}} = 0,92E \frac{\delta}{l} \left(\frac{\delta}{R} \right)^{3/2}, \quad (9.3)$$

где E — модуль упругости материала оболочки при рабочей температуре;

l — расчетная длина оболочки.

Для обеспечения устойчивости оболочку часто подкрепляют жесткими кольцами (бандажами). В этом случае за расчетную

длину оболочки принимают расстояние между кольцами (см. фиг. 9.15, а). Для конической оболочки в формуле (9.3) принимают:

$$l — \text{длина образующей и } R = \frac{R_1 + R_2}{2 \cos \alpha} \text{ (см. фиг. 9.15, б).}$$

Запас устойчивости оболочки

$$K = \frac{\Delta p_{кр}}{\Delta p}. \quad (9.4)$$

Запас устойчивости корпусов ГТД допускается не менее 1,8.

Пример. Определить окружное напряжение в наружном корпусе камеры сгорания.

Дано: $\Delta p = 7,5 \text{ кг/см}^2$; $R = 31 \text{ см}$; $\delta = 2 \text{ мм}$.

Напряжение растяжения по формуле (9.2)

$$\sigma_y = \frac{7,5 \cdot 31}{0,2} = 1160 \text{ кг/см}^2.$$

Пример. Определить окружное напряжение во внутреннем корпусе кольцевой камеры сгорания и запас его устойчивости.

Дано: $\Delta p = 7,5 \text{ кг/см}^2$; $R = 12,6 \text{ см}$; $\delta = 1,5 \text{ мм}$; $E = 1,76 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$; $l = 21,6 \text{ см}$.

Напряжение сжатия по формуле (9.2)

$$\sigma_y = \frac{7,5 \cdot 12,6}{0,15} = 630 \text{ кг/см}^2.$$

Критическое давление по формуле (9.3):

$$\Delta p_{кр} = 0,92 \cdot 1,76 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,15}{21,6} \left(\frac{0,15}{12,6} \right)^{3/2} = 14,7 \text{ кг/см}^2.$$

Запас устойчивости по формуле (9.4):

$$K = \frac{14,7}{7,5} = 1,96.$$

Таким образом, принятая толщина стенки определяется в основном устойчивостью.

9.4. МАТЕРИАЛЫ

Жаровые трубы работают в условиях высоких температур, поэтому основными требованиями к материалам для их изготовления являются жаростойкость и жаропрочность. Кроме того, материалы для камер сгорания должны обладать хорошей пластичностью, допускать большую вытяжку при холодной штамповке и хорошо свариваться. Для жаровых труб современных двигателей применяют жаростойкие сплавы на никелевой основе Х20Н80Т, ЭИ602 и др.

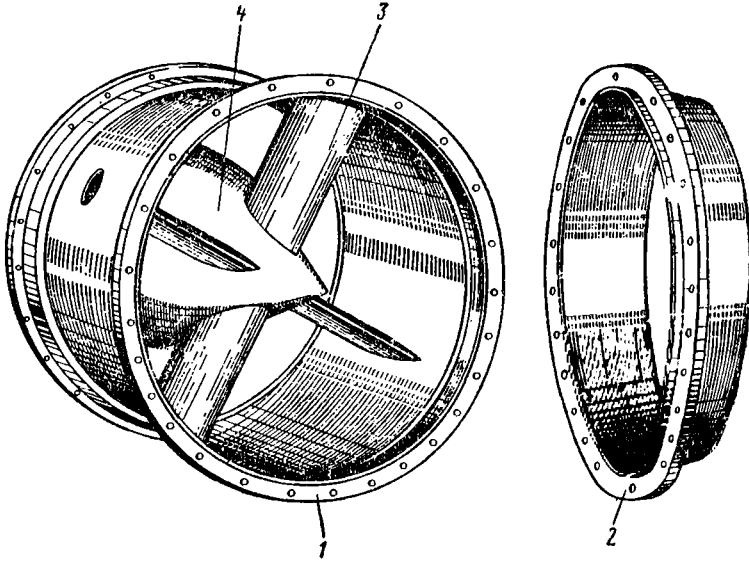
Наружный и внутренний кожухи камер сгорания работают при значительно меньших температурах. Для их изготовления применяют жаростойкую сталь 1Х18Н9Т, углеродистую сталь с алитированием поверхности и пр.

ВЫХОДНЫЕ УСТРОЙСТВА И ФОРСАЖНЫЕ КАМЕРЫ

10. 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Выходные устройства служат для выхода из двигателя отработавших в турбине рабочих газов и создания при этом реактивной тяги.

Часть теплоперепада рабочих газов у ТРД срабатывается в турбине, а часть — в выходном устройстве 5 (см. фиг. 1. 1). Выходное устройство ТРД представляет собой выхлопную трубу 1 и сопло-



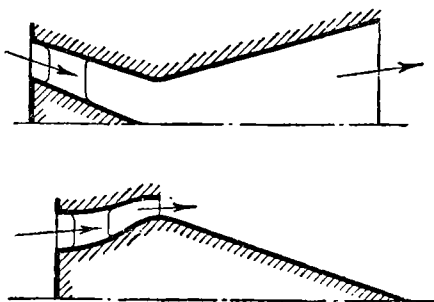
Фиг. 10. 1. Выходное сопло.

вой насадок 2 (фиг. 10. 1), которые в сборе называют выходным (реактивным) соплом.

Выхлопную трубу крепят к корпусу турбины. Внутри нее с помощью радиальных стоек 3 укрепляют конус-обтекатель 4 диска турбины, который обеспечивает плавный переход газового потока от кольцевого сечения на выходе из турбины к круговому сечению выхлопной трубы. Выхлопную трубу выполняют в виде усеченного конуса, образуя для газов канал с постоянными или с несколько расширяющимися проходными сечениями.

Для вывоза газов за пределы самолета выхлопную трубу часто наращивают за счет установки дополнительной, так называемой удлинительной трубы. В этом случае выхлопные трубы обычно выполняют несколько расширяющимися. При этом скорость газов уменьшится, что приводит к уменьшению гидравлических потерь в удлинительной трубе.

Сопловой насадок является основной рабочей частью выходного сопла. В нем происходит расширение рабочих газов и располагаемый теплоперепад преобразуется в кинетическую энергию газов. Так как скорость газового потока на выходе из сопла при этом достигает $450 \div 600$ м/сек, то для уменьшения гидравлических потерь сопловой насадок устанавливают на конце выхлопной трубы, а при наличии удлинительной трубы — на конце последней. Сопловые насадки имеют обычно форму сужающегося канала (см. фиг. 10.1). Однако при больших перепадах давлений они имеют форму сопла Лаваля (фиг. 10.2).



Фиг. 10.2. Формы сверхзвуковых сопел.

Выходные сопла работают в условиях высокой температуры, которая у газов на выходе из сопла составляет $550 \div 650^\circ$ С. Выходные сопла выполняют из жаростойкой листовой стали сварной конструкции. Чтобы предохранить от нагрева детали самолета, расположенные вблизи выходного сопла, и уменьшить потери тепла в окружающую

среду, стенки выхлопной и удлинительной труб с наружной стороны часто покрывают теплоизоляционным материалом. Иногда для охлаждения снаружи выхлопной трубы устанавливают специальный кожух, образующий с ней кольцевой зазор. Через этот зазор под скоростным напором продувается атмосферный воздух.

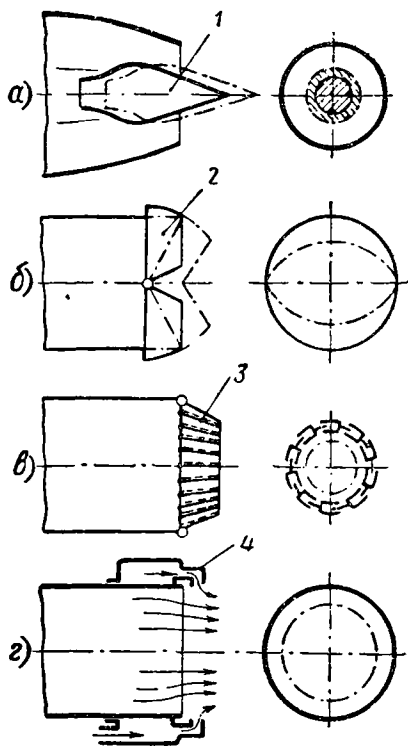
Типы сопел. Выходные сопла ТРД бывают нерегулируемые и регулируемые. Нерегулируемые сопла имеют неизменные выходные сечения. У регулируемых же сопел выходные сечения могут меняться с помощью регулирующих устройств в зависимости от режима работы двигателя и условий полета. На фиг. 10.1 показано нерегулируемое выходное сопло, а на фиг. 1.7 и 1.8 — ТРД с нерегулируемыми выходными соплами.

На фиг. 10.3 изображены схемы регулируемых сопел. На схеме *a* регулирование выходного сечения осуществляется за счет осевого перемещения центрального тела — иглы 1, которая установлена в центральном корпусе-обтекателе. На схеме *б* регулирование осуществляется за счет двух створок 2, шарнирно укрепленных на выходном сопле. При прикрытии створок первоначальное круглое сечение сопла приобретает эллиптическую форму. На схеме *в* регулирование осуществляется с помощью кольцевого набора створок 3, шарнирно укрепленных на выходном сопле. За счет большого числа створок круглая форма на выходе из сопла сохраняется также и при прикрытых створках. На схеме *г* изображено сопло с аэродинамическим регулированием. В кольцевую полость 4 из одной ступени компрессора подводится сжатый воз

дух, который на срезе сопла направляется перпендикулярно потоку газов, обжимая последний и уменьшая его живое сечение. На фиг. 1.3 показана схема ТРД с регулируемым реактивным соплом, выполненным по схеме а.

Регулируемые сопла дают возможность регулировать работу двигателя. Так при увеличении площади проходного сечения выходного сопла давление газов за турбиной уменьшается, вследствие чего перепад давления у турбины возрастает. При уменьшении же площади проходного сечения давление газов за турбиной увеличивается, вследствие чего перепад давления у турбины уменьшается. При неизменном расходе топлива в первом случае происходит увеличение мощности турбины, а следовательно, и оборотов двигателя, а во втором случае — их уменьшение.

Одновременным регулированием площади проходного сечения выходного сопла и подачи топлива могут быть улучшены характеристики ТРД, облегчен запуск и улучшена приемистость двигателя. Однако у ТРД, предназначенных для сравнительно узкого диапазона скоростей полета, регулирование за счет выходного сопла оказывается малоэффективным. Поэтому в целях упрощения конструкции выходные сопла у ТРД часто применяют нерегулируемые. Регулируемые сопла широко применяют на ТРД



Фиг. 10.3. Схемы регулируемых сопел.

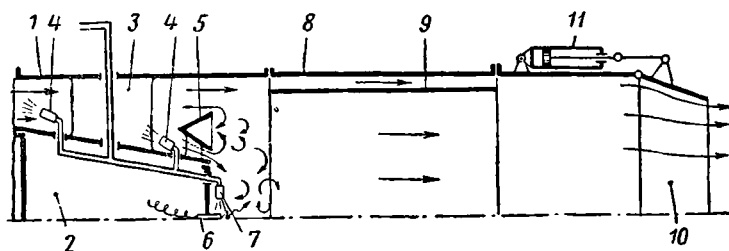
с форсажными камерами, у которых на нефорсированных и форсированных режимах работы за счет изменения проходного сечения сопла параметры газов перед турбиной сохраняются неизменными. Особый интерес представляют для случая больших перепадов давлений регулируемые сопла типа Лавалья.

Форсажные камеры. Форсирование ТРД за счет увеличения подачи топлива в основные камеры сгорания ограничивается ростом температуры рабочих газов перед турбиной. Наряду с этим наличие свободного кислорода у рабочих газов позволяет дополнительно сжигать топливо в форсажных камерах, установленных за турбиной. При этом вследствие увеличения температуры увеличивается скорость истечения газов из сопла, установленного на конце форсажной камеры, а следовательно и тяга ТРД. Темпера-

тура рабочих газов в форсажных камерах может быть увеличена до $1300\div 1700^{\circ}\text{C}$. При этом тяга двигателя увеличится на $25\div 50\%$ и выше. На фиг. 1. 4 показана схема ТРД, а на фиг. 1. 9 — общий вид ТРД с форсажными камерами.

На фиг. 10. 4 изображена схема форсажной камеры. В отличие от основных камер сгорания (см. фиг. 9. 1) форсажные камеры не имеют жаровых труб и устойчивый процесс горения обеспечивается у них за счет высокой температуры газов, выходящих из турбины, и стабилизаторов пламени.

Входную часть камеры выполняют в виде кольцевого диффузора, который образуется трубой 1 и обтекателем диска турбины 2. Последний укреплен в трубе с помощью стоек 3. В диффузоре про-



Фиг. 10. 4. Схема форсажной камеры.

исходит понижение скорости газового потока, в который с помощью большого числа форсунок 4 подается топливо.

Стабилизаторы пламени обычно выполняют в форме колец 5 уголкового сечения (кольцевые стабилизаторы), за кромками которых возникает срыв газового потока с образованием обратных вихревых токов. Кроме того обтекатель 2 турбины часто делают в форме усеченного конуса. Задняя стенка его образует центральный стабилизатор пламени; за ней также образуются обратные вихревые токи. В зоне стабилизаторов пламени и стабилизируется фронт пламени.

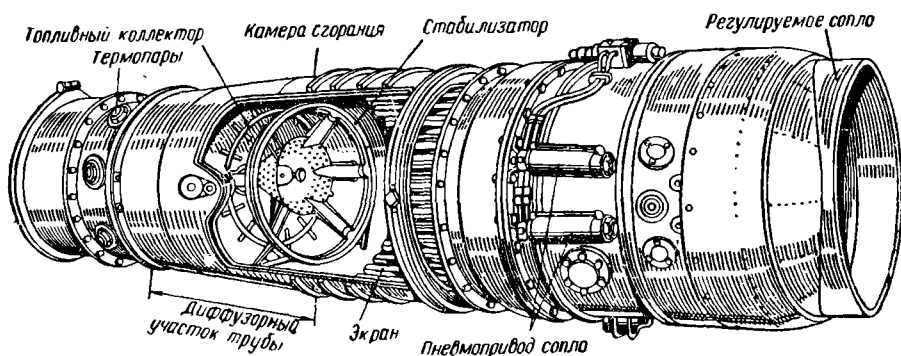
Пусковое устройство состоит из запальной электросвечи 6 и пусковых форсунок 7. Основное топливо воспламеняется от пускового факела пламени.

Горение происходит в средней части камеры, которую выполняют в виде цилиндрической или слегка конической трубы 8. Для уменьшения нагрева часто внутри нее устанавливают экранирующую трубу 9. Через кольцевой зазор между ними проходят менее нагретые газы, не участвующие в горении.

На выходе из форсажной камеры устанавливают регулируемое сопло 10 (на схеме оно створчатого типа). Управление им осуществляется с помощью гидроцилиндров 11. Регулируемое сопло позволяет устанавливать максимальное выходное сечение сопла на режиме форсажа и минимальное выходное сечение при

выключенной форсажной камере. Этим обеспечивается поддержание перед турбиной неизменными основных параметров рабочих газов, как на форсированных, так и на нефорсированных режимах работы. Кроме того, на некоторых режимах можно установить промежуточные положения открытия сопла.

На фиг. 10.5 показана форсажная камера зарубежного двигателя. В начале она имеет диффузорный участок, в конце которого установлен стабилизатор. Стабилизатор состоит из кольца и центрального перфорированного конуса, соединенных радиальными стойками. Кольцо и стойки имеют уголкового профиля. В центре конуса поставлена электросвеча, обеспечивающая начальное воспламенение топлива при запуске камеры. Перед стабилизатором



Фиг. 10.5. Форсажная камера.

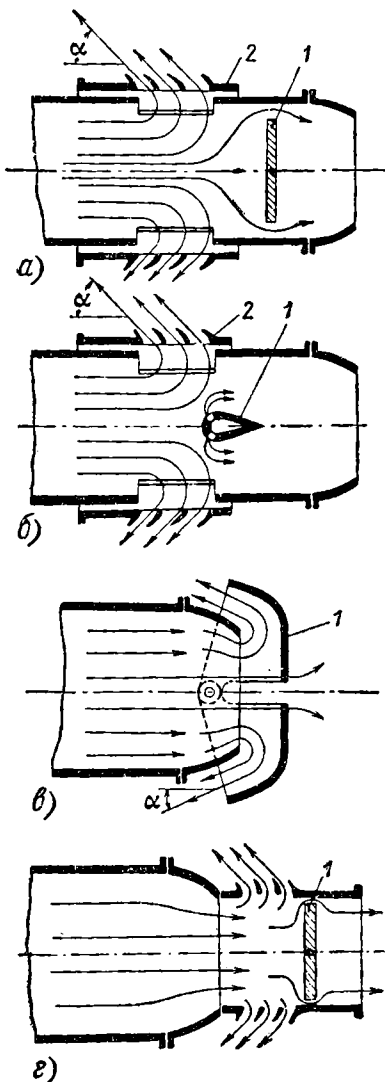
установлен кольцевой топливный коллектор с большим числом форсунок. За стабилизатором в зоне горения внутри форсажной камеры имеется гофрированный экран, предохраняющий стенки камеры от излишнего нагрева. На выходе у форсажной камеры установлено регулируемое сопло, которое управляется с помощью пневмопривода.

Форсажные камеры работают при высоких температурах. Выполняются они сварной конструкции из жаростойких сплавов и сталей.

Реверс тяги. Одним из наиболее эффективных средств уменьшения длины пробега самолетов с ТРД при посадке являются специальные реверсивные устройства, называемые реверсом тяги. С помощью реверса газовый поток после турбины поворачивается и под некоторым углом выходит навстречу движению самолета. Создается отрицательная тяга, которая тормозит движение самолета при посадке. За счет этого удается сократить пробег самолета примерно наполовину. Кроме того, реверс тяги в полете может выполнять роль воздушного тормоза, облегчая пикирование и повышая маневренность самолета.

Реверсивные устройства различают:

- 1) по месту поворота газового потока — с поворотом в выходном сопле или за ним,
- 2) по способу отклонения газового потока — с механическим или газодинамическим отклонением.



Фиг. 10.6. Схемы реверсов тяги.

На фиг. 10.6 приведены некоторые примерные схемы реверсов тяги. Движение газов показано стрелками.

На схеме *a* и *б* реверс тяги установлен в выходном сопле. На схеме *a* отклонение газового потока осуществляется механически — закрытием заслонки *1* при одновременном передвижении в рабочее положение каретки *2* с решеткой. На схеме *б* отклонение газового потока осуществляется газодинамическим способом. Одновременно с перемещением каретки *2* в рабочее положение через каналы пустотелой стойки *1* под углом к основному потоку направляется поток воздуха с большой скоростью. Последний и отклоняет основной поток газов в сторону решетки. Воздух для реверса тяги отбирается из основного компрессора двигателя около $2 \div 3\%$ от общего расхода. На схемах *в* и *г* реверсы тяги установлены за выходным соплом. Отклонение газового потока осуществляется механическим способом: на схеме *в* — с помощью двух поворотных створок *1*, а на схеме *г* — с помощью заслонки *1*.

Отрицательная тяга получается тем больше, чем меньше выходной угол α у потока. Однако минимальное значение его ограничивается возможностью соприкосновения газового потока с частями самолета и попаданием газов на вход в двигатель, поэтому обычно $\alpha \geq 45^\circ$. Реверсивное

устройство должно обеспечивать симметричный выход потока газов, чтобы избежать возникновения моментов, нарушающих балансировку самолета.

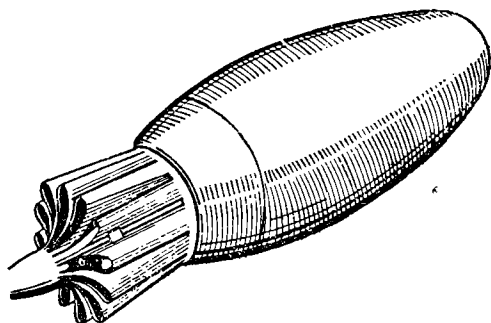
Реверс тяги обычно характеризуется значением коэффициента реверсирования тяги K , который равен отношению развиваемой

двигателем отрицательной тяги P_p при полете самолета к положительной тяге в земных статических условиях P_0 ,

$$K = \frac{P_p}{P_0}.$$

Коэффициент реверсирования зависит от скорости полета самолета и изменяется в довольно широких пределах.

Глушители шума. Основным источником шума ТРД является поток выхлопных газов, который со скоростью порядка



Фиг. 10. 7. Глушитель шума.

600 м/сек выходит из выходного сопла и, смешиваясь с атмосферным воздухом, вызывает у него сильную турбулилизацию. Интенсивность шума изменяется пропорционально восьмой степени скорости газового потока и первой степени площади его сечения.

Для уменьшения шума выходные сопла ТРД иногда дополняются специальными устройствами — глушителями шума, с помощью которых происходит подмешивание атмосферного воздуха к потоку выхлопных газов при выходе их из сопла. При этом скорость газов понижается и интенсивность шума уменьшается. Подмешивание воздуха к газам осуществляется установкой эжекторной трубы вокруг выходного сопла, за счёт придания соплу гофрированной формы или, наконец, заменой одного большого сопла группой меньших сопел. На фиг. 10. 7 показано выходное сопло с гофрированной формой на выходе.

Глушители шума заметно ухудшают характеристики, увеличивают лобовое сопротивление и вес ТРД. Поэтому они имеют ограниченное применение.

Выходные устройства ТВД. Весь теплоперепад рабочих газов ТВД обычно срабатывается в турбине. Поэтому выходное устройство их не имеет соплового насадка и выполняется в виде простой выхлопной трубы 7 (см. фиг. 1. 10). Последняя крепится к корпусу турбины и служит для отвода газов за пределы самолета без существенного их расширения. Иногда по условиям установки ТВД на самолете отвод отработанных газов

делают под небольшим углом вниз или в сторону по отношению к полету. Это обеспечивается соответствующей формой выхлопной трубы.

10.2. КОНСТРУКЦИЯ ВЫХОДНЫХ СОПЕЛ

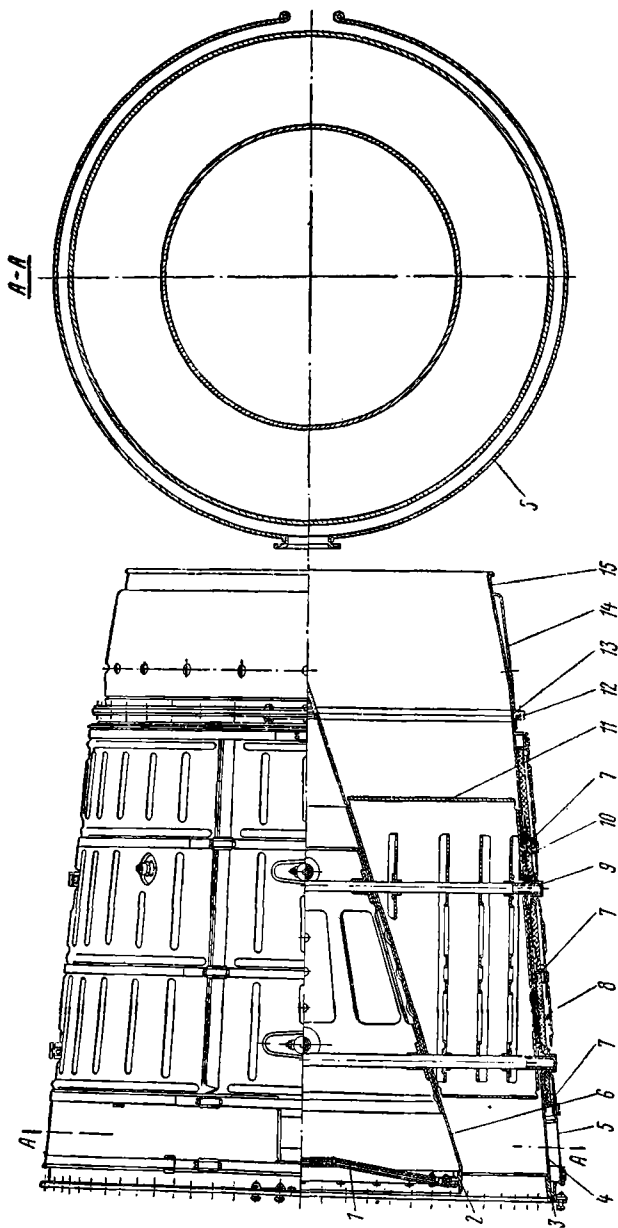
Выходное нерегулируемое сопло. На фиг. 10.8 показано нерегулируемое разборное выходное сопло ТРД ВК-1, которое состоит из выхлопной трубы 4, конуса-обтекателя 6, четырех стоек-обтекателей 11, стяжных стержней 9 и соплового насадка 15.

Выхлопная труба 4 имеет небольшую конусность в сторону соплового насадка. Передним фланцем 3 трубу крепят к корпусу турбины, а к заднему фланцу 12 крепят сопловой насадок 15 или удлинительную трубу. На наружной поверхности трубы 4 выполнены пять кольцевых бандажей 7. Труба имеет теплоизоляцию в виде слоя асбестовой ткани и нескольких слоев алюминиевой фольги. Фольгу на трубе стягивают сеткой, сделанной из спиральной проволоки. Сверху трубу покрывают разъемным по оси алюминиевым кожухом 8. Кожух устанавливают на бандажах и стягивают четырьмя хомутами 10. Пояс трубы, расположенный между первым и вторым бандажами, теплоизоляции не имеет. Он покрывается кожухом 5 и образует кольцевую полость, которая служит для подогрева воздуха, идущего на обогрев кабины пилота. На выхлопной трубе установлены четыре приемника для замера температуры газов.

Конус 6 состоит из трех сваренных между собой частей. Для защиты диска турбины от нагрева со стороны выходного сопла, к фланцу 2 конуса прикреплен теплоизоляционный экран, представляющий собой двойное дно 1 с асбестовой прокладкой. Конус 6 укреплен в выхлопной трубе двумя парами стяжных стержней 9, закрытых в проточной части четырьмя стойками-обтекателями 11. Стержни 9 расположены крестообразно в двух поясах и проходят через направляющие втулки, приваренные к конусу и к выхлопной трубе. Чтобы обеспечить свободное температурное расширение, стержни 9 закрепляют одним концом, а другой конец у них остается свободным. На фиг. 10.9 показано крепление болтом стержня 9 к выхлопной трубе 4. Стойки-обтекатели 11 (фиг. 10.10) выполнены из листовой жаростойкой стали. Внутри каждого из них размещены три полки жесткости и направляющие втулки для стержней 9.

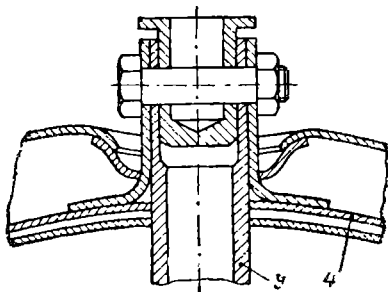
Сопловой насадок 15 (см. фиг. 10.8) имеет фланец 13 и дефлектор 14 с отверстиями. С помощью фланца 13 насадок закрепляют на выхлопной или удлинительной трубах. Дефлектор с насадком образуют кольцевую щель. За счет эжекционного действия струи газов, выходящей из насадка, обеспечивается продувка кольцевой щели холодным воздухом, который поступает в нее через отверстия в передней части дефлекторов.

На фиг. 10.11 представлено выходное сопло ВК-1 в разобранном виде.



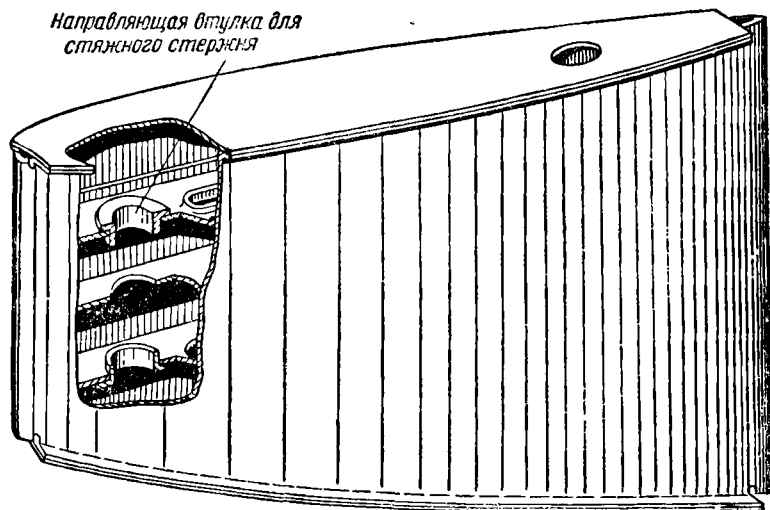
Фиг. 10. 8. Выходное сопло двигателя ВК-1.

Выходное регулируемое сопло. На фиг. 10.12 показано регулируемое выходное сопло двигателя РД-10 с регулирующей профильной иглой. Профильная игла 1 сварной конструкции установлена подвижно на роликовых опорах 2 и 4 в центральной части внутреннего конуса 3.



Фиг. 10.9. Крепления стержня к выхлопной трубе.

Управление перемещением иглы осуществляется автоматом через гидропривод и механическую передачу. Автомат и гидропривод на фигуре не показаны. Механическая передача состоит из пары конических шестерен 6, вертикального валика 5 и цилиндрической шестерни 8 с зубчатой рейкой 7. Конические шестерни 6 установлены над выходным соплом в верхней его части и приводятся в движение через горизонтальный валик от гидропривода. Цилиндрическая шестерня 8 помещена в центральной части внутреннего конуса 3 и сцеплена с зубчатой рейкой 7, которая связана с профильной иглой 1. Вертикальный валик 5 проходит через пустотелую стойку сопла и передает движение цилиндрической шестерне 8. В зависимости от условий и режима работы двигателя

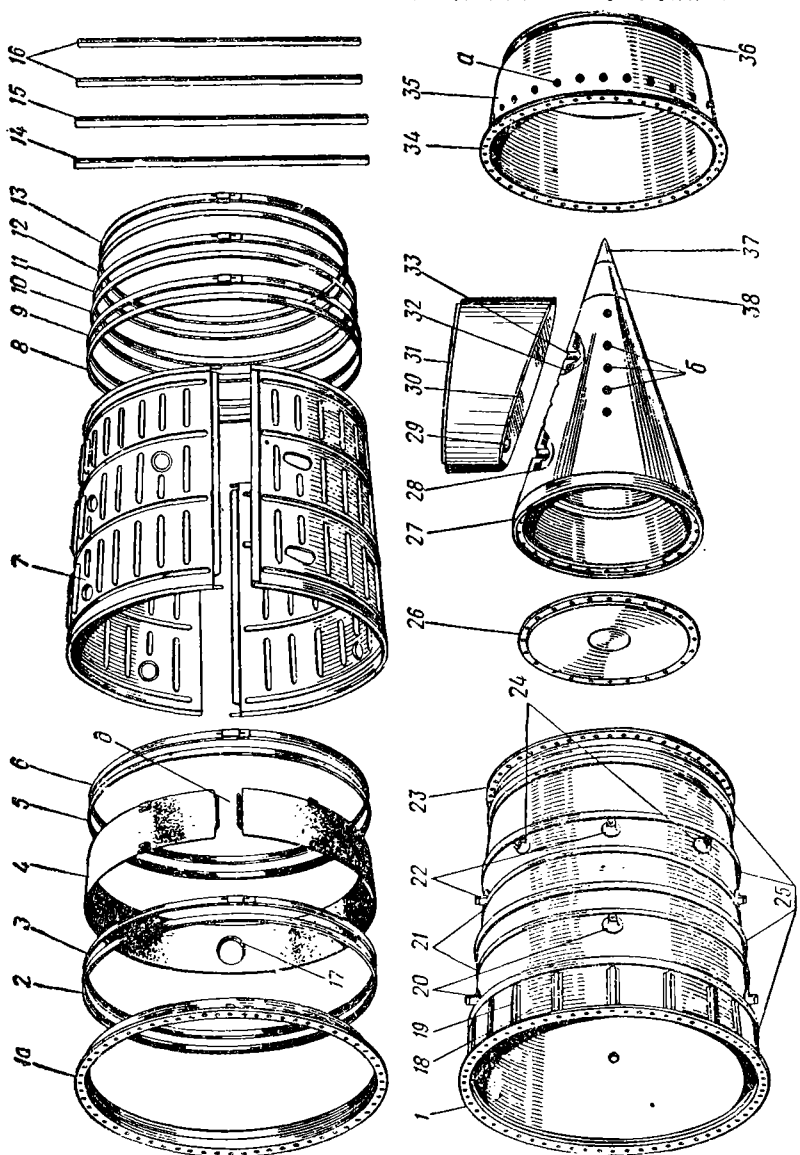


Фиг. 10.10. Обтекатель стержней.

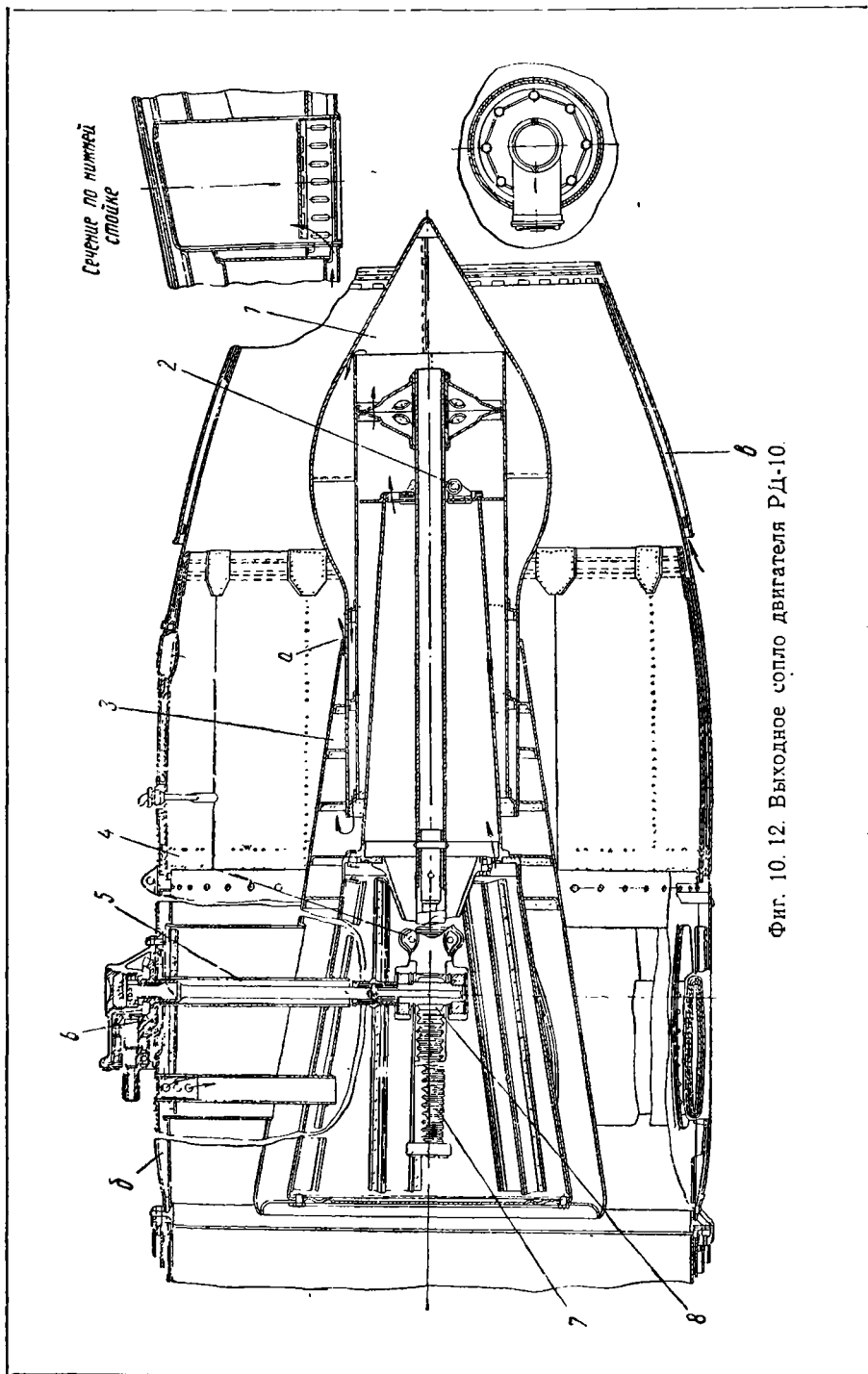
перемещением профильной иглы можно изменять площадь выходного сечения выходного сопла в пределах от 0,1 до 0,165 м².

Выходное сопло охлаждается воздухом, который отбирается за IV ступенью компрессора и подводится в кольцевой зазор б

Фиг. 10. 11. Выходное сопло двигателя ВК-1 в разобранном виде.



1 и 23—передний и задний фланцы выходной трубы; 7а—опорное кольцо; 2, 5, 10 и 12—прокладка хомутов, 3, 6, 9, 11 и 13—хомуты, 4—перенный кожух, 7—кожух, 14, 15 и 16—стяжная стержни, 17—выходная горловина кожуха, 18—выходная труба, 19—накладные планки, 20 и 22—направляющие втулки стержней, 21—втулки для терморяд, 24—длинне конуса, 27—фланец конуса, 28—конус, 29—обтекатель стержней, 30 и 31—крышки обтекателя; 32—втулка обтекателя; 33—втулка стержней, 34—фланец стержней, 35—сопловой насадок, 36—наконечник конуса, 37—вершина конуса, а—входные отверстия дефлектора, б—отверстия для выравнивания давления у конуса, б—входная щель у кожуха 4.

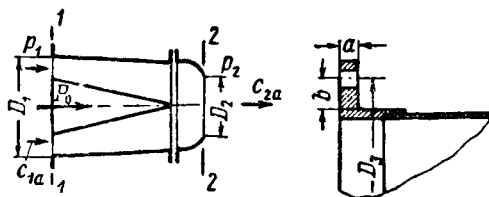


Фиг. 10. 12. Выходное сопло двигателя РД-10.

между наружной стенкой сопла и кожухом. Отсюда воздух через пустотелые стойки проходит на охлаждение внутреннего конуса и профильной иглы. Воздух, охлаждающий иглу, выходит через зазор a между иглой и внутренним конусом в проточную часть сопла. У выходного конца сопла приварен дефлектор. За счет эжекционного действия вытекающей струи газов воздух из окружающей среды продувается через зазор b у дефлектора и охлаждает выходную часть сопла.

10.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Выходное сопло, удлинительную трубу и форсажную камеру рассчитывают как тонкостенные оболочки. Возникающие у них под действием осевой нагрузки и внутреннего избыточного давления напряжения σ_x и σ_y определяют по формулам (9.1) и (9.2). У вы-



Фиг. 10.13. К расчету на прочность выходного сопла.

хлопных устройств ГТД напряжение σ_x не превышает 250 кг/см^2 , а σ_y достигает 1000 кг/см^2 .

При выключении двигателей в полете (например, при пикировании) в гондоле двигателей возникает избыточное давление воздуха, которое может достигнуть $\Delta p = 0,3 \text{ кг/см}^2$ и выше. Под действием этого давления оболочки выхлопных устройств будут сжиматься. Поэтому их проверяют на устойчивость по формулам (9.3) и (9.4). Запас устойчивости обычно больше 2.

Осевое усилие, приложенное к соплу, может быть определено по следующей формуле

$$P_o = \frac{\pi}{4} (D_1^2 p_1 - D_2^2 p_2) + \frac{G}{g} (c_{1a} - c_{2a}), \quad (10.1)$$

где G — расход газов через сопло, кг/сек ;

p_1 и p_2 — давления газов на входе и на выходе сопла, кг/см^2 ;

c_{1a} и c_{2a} — скорость газов на входе и на выходе сопла, м/сек ;

D_1 и D_2 — диаметры сечений на входе и на выходе сопла.

Усилие P_o направлено по потоку газов (фиг. 10.13). Фланец крепления выходного сопла к корпусу турбины рассчитывают на изгиб от осевого усилия P_o

$$\sigma_n = \frac{P_o b}{W_n}, \quad (10.2)$$

где момент сопротивления

$$W_{и} = \frac{\pi D_3 a^2}{6}. \quad (10.3)$$

У фланцев стальных корпусов ГТД $\sigma_{н} < 1500 \text{ кг/см}^2$.

Пример: Определить напряжения и запас устойчивости выходного сопла.

Дано: $p_1 = 1.48 \text{ кг/см}^2$; $p_2 = 1.033 \text{ кг/см}^2$; $G = 48 \text{ кг/сек}$; $c_{1a} = 395 \text{ м/сек}$; $c_{2a} = 556 \text{ м/сек}$; $D_1 = 74 \text{ см}$; $D_2 = 54 \text{ см}$; $D_3 = 76 \text{ см}$; $b = 10 \text{ мм}$; $a = 3 \text{ мм}$; $\delta = 1 \text{ мм}$; $E = 1.4 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$; $l = 25 \text{ см}$.

Осевое усилие по формуле (10.1):

$$P_0 = \frac{\pi}{4} (74^2 \cdot 1.48 - 54^2 \cdot 1.033) + \frac{48}{9.81} (395 - 556) = 4250 \text{ кг}.$$

Напряжение растяжения в поперечном сечении по формуле (9.1):

$$\sigma_x = \frac{4250}{2.3 \cdot 14.37 \cdot 0.1} = 183 \text{ кг/см}^2$$

и в продольном сечении по формуле (9.2):

$$\sigma_y = \frac{(1.48 - 1.033) \cdot 37}{0.1} = 167 \text{ кг/см}^2.$$

Критическое давление по формуле (9.3):

$$\Delta p_{кр} = 0.92 \cdot 1.4 \cdot 10^6 \frac{0.1 \left(\frac{0.1}{37} \right)^{3/2}}{25} = 0.724 \text{ кг/см}^2.$$

Запас устойчивости по формуле (9.4):

$$K = \frac{0.724}{0.3} = 2.41.$$

Таким образом, толщина стенки определяется условием устойчивости.

Момент сопротивления фланца по формуле (10.3):

$$W_{и} = \frac{3.14 \cdot 76 \cdot 0.3^2}{6} = 3.58 \text{ см}^3.$$

Напряжение изгиба у фланца по формуле (10.2):

$$\sigma_{и} = \frac{4250 \cdot 1}{3.58} = 1190 \text{ кг/см}^2.$$

10.4. МАТЕРИАЛЫ

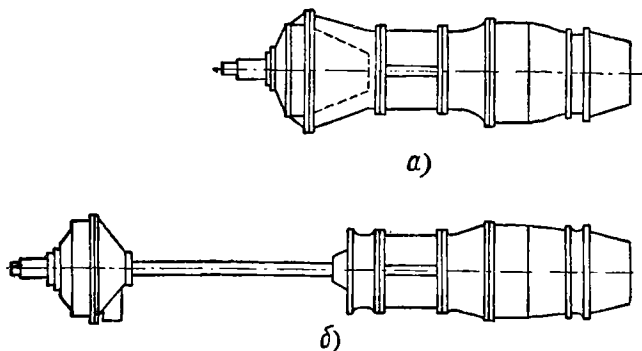
Выходное сопло и форсажные камеры работают в условиях высоких температур. Основными требованиями к материалам являются жаростойкость и жаропрочность. Кроме того, материал должен обладать хорошей пластичностью, допускать большую вытяжку при холодной штамповке и хорошо свариваться.

У современных двигателей для выхлопной трубы, выходного насадка и удлинительных труб применяют жаростойкую хромоникелевую сталь 1X18H9T. Отдельные элементы форсажных камер, работающих в условиях повышенных температур, изготавливают из никелехромистого сплава X20H80T и хромоникелевой стали X23H18.

РЕДУКТОРЫ ТВД

11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Воздушные винты подбирают исходя из мощности ТВД и аэродинамических характеристик самолета. Оптимальное число оборотов винта, соответствующее наибольшему его к. п. д., обычно составляет $800 \div 1200$ об/мин, а число оборотов турбины ТВД находится в пределах $6000 \div 18000$ об/мин. Для понижения числа оборотов воздушного винта на ТВД устанавливают редуктор с передаточным отношением $0,05 \div 0,15$.



Фиг. 11.1. Схемы расположения редукторов ТВД.

Редуктор может включаться в конструкцию двигателя, как показано на фиг. 11.1, а, или выполняться в виде отдельного агрегата, к которому мощность двигателя передается через промежуточный трансмиссионный вал (фиг. 11.1, б).

К. п. д. редуктора равен $\eta = 0,98 \div 0,99$, т. е. 1—2% передаваемой мощности теряется на трение в зубчатых зацеплениях шестерен и в подшипниках. Однако полученный выигрыш в к. п. д. винта значительно превышает эти потери и оправдывает применение редуктора. Работа трения в редукторе превращается в тепло, которое равно:

$$Q = 632(1 - \eta)N \text{ ккал/час}, \quad (11.1)$$

где 632 — тепловой эквивалент работы;

N — мощность двигателя, подводимая к редуктору.

Это тепло отводится маслом, поступающим на смазку редуктора и частично передается через стенки корпуса в окружающую среду.

Типы редукторов. Редукторы ТВД могут быть классифицированы следующим образом:

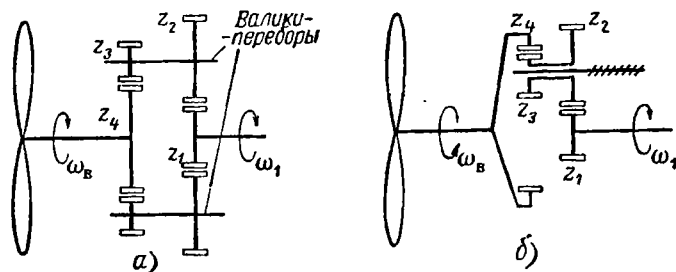
1) по относительному расположению валов винта и двигателя — соосные и смещенные,

2) по числу воздушных винтов — с передачей на один и на два винта,

3) по числу ступеней — двух- и трехступенчатые,

4) по кинематической схеме — с простой, планетарной, дифференциальной и смешанной передачами. Смешанные схемы передач получаются в результате комбинирования трех предыдущих схем.

Чтобы обеспечить свободный подход воздуха к компрессору с равномерным полем скоростей, редукторы выполняют преимущественно с соосным расположением валов двигателя и винта. Диаметральные размеры редуктора стремятся делать по возможности меньше. Редукторы со смещенными осями валов могут на-



Фиг. 11. 2. Схемы редукторов ТВД с простой передачей.

а—с внешним зацеплением, б—с внутренним зацеплением второй ступени.

ходить применение в виде самостоятельного агрегата с передачей вращения через промежуточный трансмиссионный вал (см. фиг. 11. 1, б) от одного или двух двигателей.

У мощных ТВД винты получаются большими и тяжелыми. Поэтому на них устанавливают два винта, расположенные соосно и вращающиеся в разные стороны. Применение двух соосных винтов дает следующие преимущества:

- 1) уменьшение диаметра винтов;
- 2) некоторое увеличение к. п. д. винтов;
- 3) уравновешивание реактивного и гироскопического моментов винтов;
- 4) уменьшение закрутки воздуха за винтами.

Наряду с этим кинематическая схема и конструкция редуктора для двух соосных винтов получается более сложной и тяжелой. Поэтому у ТВД малой и средней мощности преимущественно применяют один винт.

Число ступеней редуктора определяется передаточным отношением и его кинематической схемой. С увеличением числа ступеней диаметральные габариты редуктора уменьшаются, но конструкция его получается более сложной.

Для уменьшения нагрузки на зубья шестерен в случае простой передачи применяют несколько промежуточных валиков-переборов, включенных в передачу параллельно (фиг. 11. 2, а),

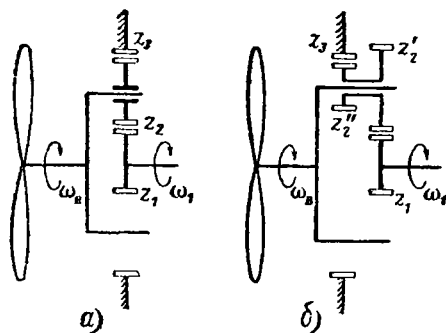
а в случае планетарных и дифференциальных передач — несколько сателлитов. Промежуточные валики и сателлиты располагают равномерно по окружности, чтобы разгрузить опорные подшипники приводного вала и вала винта от окружных усилий. Равномерное распределение нагрузки между промежуточными валиками или сателлитами достигается за счет высокой точности изготовления.

11.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ И ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ОТНОШЕНИЯ РЕДУКТОРОВ

Редукторы с простой передачей. На фиг. 11.2 показаны схемы редукторов с двухступенчатой простой передачей. Применение внутреннего зацепления у второй ступени обеспечивает меньшие габаритные размеры передачи. Передаточное отношение редуктора равно

$$i_p = \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4} . \quad (11.2)$$

Планетарные редукторы. На фиг. 11.3 изображены схемы планетарных редукторов с одинарными и с двойными сателлитами. Планетарный редуктор состоит из ведущей z_1 , неподвижной z_3 и сателлитных шестерен: z_2 — в случае одинарных сателлитов и z_2' и z_2'' — в случае двойных сателлитов. Сателлиты установлены на осях, укрепленных на водиле (сателлитодержателе). При вращении шестерни z_1 сателлиты z_2 обегают неподвижную шестерню z_3 и приводят во вращение водило, а вместе с ним и вал винта. Сателлиты z_2 или z_2' и z_2'' совершают сложное движение, которое состоит из двух простых движений: относительного вращения с угловой скоростью ω_2 вокруг собственной оси и переносного вращения с угловой скоростью ω_B совместно с водилом и валом винта вокруг оси последнего.



Фиг. 11.3. Схемы редукторов ТВД с планетарной передачей.

а — с одинарными сателлитами, б — с двойными сателлитами.

Чтобы определить передаточное отношение планетарного редуктора, приведем его к простой передаче. Для этого мысленно будем вращать весь редуктор с угловой скоростью ω_B в сторону, обратную вращению водила относительно оси последнего. Тогда водило остановится и сателлиты будут вращаться только относительно своих осей с угловой скоростью ω_2 как паразитные шестерни. В то же время ведущая шестерня z_1 будет вращаться с угловой скоростью $\omega_1 - \omega_B$, а неподвижная шестерня z_3 — с угло-

вой скоростью ω_B . Таким образом получена простая передача, у которой передаточное отношение будет равно:

$$i = \frac{\omega_B}{\omega_1 - \omega_B}. \quad (11.3)$$

Это передаточное отношение, выраженное через отношения числа зубьев, будет равно:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при одинарных сателлитах } i = \frac{z_1}{z_3}, \\ \text{при двойных сателлитах } i = \frac{z_1 z_2'}{z_3 z_2}. \end{array} \right\} \quad (11.4)$$

Из выражений (11.3) и (11.4) получим передаточные отношения планетарного редуктора:

с одинарными сателлитами

$$i_p = \frac{\omega_B}{\omega_1} = \frac{1}{\frac{z_3}{z_1} + 1}, \quad (11.5)$$

с двойными сателлитами

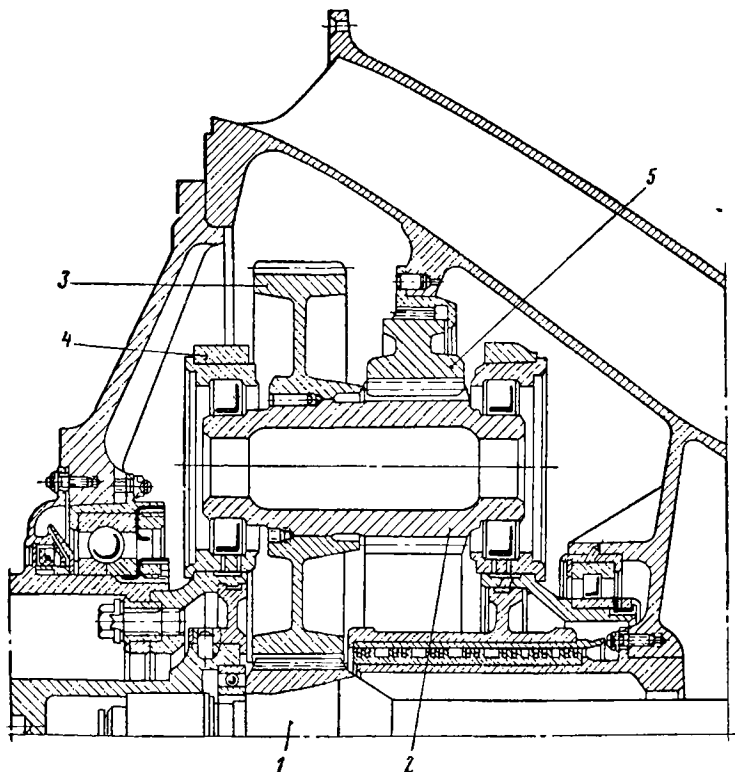
$$i_p = \frac{\omega_B}{\omega_1} = \frac{1}{\frac{z_3}{z_1} \frac{z_2'}{z_2} + 1}. \quad (11.6)$$

Из рассмотрения фиг. 11.3 и полученных выражений нетрудно прийти к выводу, что при заданном передаточном отношении двойные сателлиты планетарного редуктора обеспечивают меньшие диаметральные габариты, чем одинарные.

При тех малых передаточных отношениях, которые применяют для ТВД, редукторы с простой и планетарной передачами каких-либо значительных преимуществ между собой не имеют. В качестве примера на фиг. 11.4 показан планетарный редуктор с двойными сателлитами. Ходовая часть его состоит из приводного вала 1 (выполненного заодно с ведущей шестерней), двойных сателлитов 2 и 3, сателлитодержателя 4 и неподвижного зубчатого венца 5.

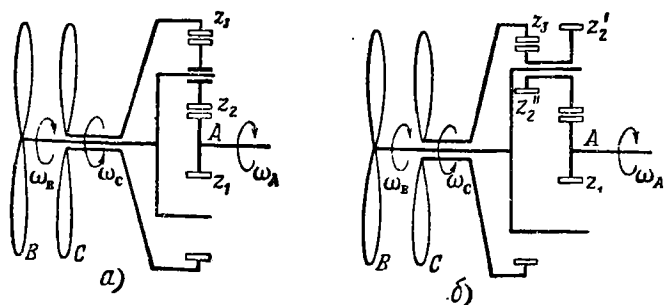
Дифференциальный редуктор. На фиг. 11.5 изображены схемы дифференциального редуктора, приводящего два соосных винта. Передний винт получает вращение от водила, а задний — от шестерни z_3 . Дифференциальный механизм редуктора разлагает вращение на два соосных винта в противоположных направлениях. Дифференциальный редуктор имеет малые габариты, минимальное число ступеней и высокий к. п. д. В то же время у него имеются две степени свободы и передаточные отношения для переднего и заднего винтов устанавливаются в зависимости от характеристик нагрузок воздушных винтов.

Для нахождения передаточных отношений дифференциального редуктора воспользуемся методом остановки водила. Для этого



Фиг. 11.4. Планетарный редуктор ТВД с двойными сателлитами.

будем вращать весь редуктор относительно его оси с угловой скоростью ω_B в сторону, обратную вращению водила. Тогда послед-



Фиг. 11.5. Схемы дифференциальных редукторов ТВД.
а — с одинарными сателлитами, б — с двойными сателлитами.

ний остановится и получим простую передачу, у которой шестерня z_1 будет вращаться с угловой скоростью $\omega_A - \omega_B$, а шестерня z_3 —

с угловой скоростью $\omega_C + \omega_B$. Передаточное отношение в этом случае будет равно:

$$i = \frac{\omega_C + \omega_B}{\omega_A - \omega_B}. \quad (11.7)$$

Это передаточное отношение, выраженное через отношения числа зубьев, будет равно:

при одинарных сателлитах (см. фиг. 11.5, а)

$$i = \frac{z_1}{z_3},$$

при двойных сателлитах (см. фиг. 11.5, б)

$$i = \frac{z_1 z_2''}{z_3 z_2'}.$$

(11.8)

Из выражения (11.7) получим

$$i\omega_A - (1+i)\omega_B - \omega_C = 0, \quad (11.9)$$

или

$$i_C + (1+i)i_B - i = 0, \quad (11.10)$$

где

$$i_C = \frac{\omega_C}{\omega_A} \quad \text{и} \quad i_B = \frac{\omega_B}{\omega_A} \quad (11.11)$$

выражают передаточные отношения между ведущим звеном A и ведомыми звеньями B и C . Полученное выражение (11.10) связывает передаточные отношения переднего B и заднего C винтов. Оно представляет собой одно уравнение с двумя неизвестными и потому не дает определенного решения. Это объясняется тем, что дифференциальный механизм имеет две степени свободы. Второе уравнение составляют из характеристик нагрузок воздушных винтов. Так, моменты сопротивления вращению переднего B и заднего C винтов могут быть представлены в виде

$$\left. \begin{aligned} M_B &= K_B \omega_B^2; \\ M_C &= K_C \omega_C^2, \end{aligned} \right\} \quad (11.12)$$

где K_B и K_C — коэффициенты пропорциональности, которые назовем параметрами винтов.

Если не учитывать потерь на трение в редукторе, то можно составить уравнение работ для ведущего и ведомых звеньев механизма в следующем виде:

$$M_A \omega_A - M_B \omega_B - M_C \omega_C = 0. \quad (11.13)$$

Из сопоставления уравнений 11.13 и 11.9, получим:

$$\left. \begin{aligned} M_A &= \alpha i; \\ M_B &= \alpha(1+i); \\ M_C &= \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (11.14)$$

где α — коэффициент пропорциональности.

Пользуясь выражениями (11.14) и (11.12), получим

$$\frac{M_B}{M_C} = 1+i = \frac{K_B}{K_C} \left(\frac{\omega_B}{\omega_C} \right)^2, \quad (11.15)$$

откуда

$$\omega_B^2 = (1+i) \frac{K_C}{K_B} \omega_C^2. \quad (11.16)$$

Поделив это выражение почленно на ω_A^2 и имея в виду выражения (11.11), получим второе уравнение для передаточных отношений:

$$i_B = i_C \sqrt{(1+i) \frac{K_C}{K_B}}. \quad (11.17)$$

Корень здесь берется арифметический (положительный).

В результате совместного решения уравнений (11.10) и (11.17) получим выражения передаточных отношений для переднего и заднего воздушных винтов дифференциального редуктора в зависимости от передаточного отношения простой передачи i [от отношения числа зубьев по выражениям (11.8)] и от отношения параметров винтов K_C и K_B :

$$\left. \begin{aligned} i_B &= \frac{i \sqrt{(1+i) \frac{K_C}{K_B}}}{1 + (1+i) \sqrt{(1+i) \frac{K_C}{K_B}}} \\ i_C &= \frac{i}{1 + (1+i) \sqrt{(1+i) \frac{K_C}{K_B}}} \end{aligned} \right\} \quad (11.18)$$

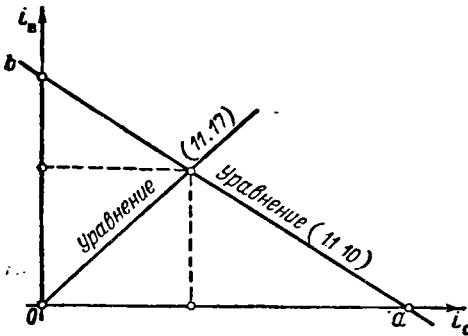
Корни здесь берутся арифметические (положительные).

Графическое решение системы двух уравнений (11.10) и (11.17) показано на фиг. 11.6. При выбранном числе зубьев механизма редуктора путем подбора винтов (параметров K_B и K_C) передаточные отношения i_B и i_C можно менять в пределах от нуля до значений, ограниченных точками a и b . Точка O соответствует остановке винта, при котором $K = \infty$. Так, например, при остановке заднего винта дифференциальный редуктор превращается

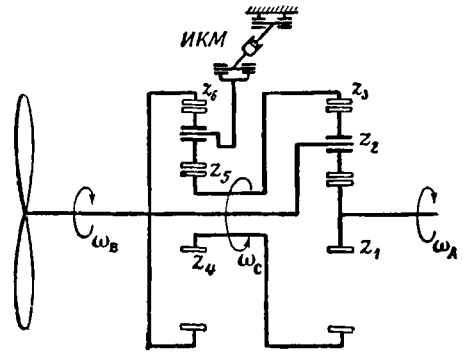
в планетарный. В этом случае $K_C = \infty$, а $i_C = 0$ и выражение для i_B после предварительного деления числителя и знаменателя на $\sqrt{\frac{K_C}{K_B}}$ (в целях устранения неопределенности) можно привести к виду

$$i_B = \frac{1}{i+1}, \quad (11.19)$$

тождественному с формулами (11.5) и (11.6).



Фиг. 11.6. Графическое решение уравнений (11.10) и (11.17).



Фиг. 11.7. Схема замкнутого дифференциального редуктора ТВД.

Распределение мощности у дифференциального редуктора между передним и задним винтами можно получить, воспользовавшись выражениями (11.15) и (11.16):

$$\frac{N_B}{N_C} = \frac{M_B \omega_B}{M_C \omega_C} = \sqrt{(1+i)^3 \frac{K_C}{K_B}}. \quad (11.20)$$

Замкнутый дифференциальный редуктор. На фиг. 11.7 показана схема замкнутого дифференциального редуктора, которая относится к группе смешанных кинематических схем. В данном случае первая ступень редуктора выполнена дифференциальной с передачей вращения от водила непосредственно на вал винта. Вторая ступень простая. Она передает вращение от шестерни z_3 также на вал винта. Ступень дифференциальной передачи вначале разлагает вращение на две ветви — на водило и на подвижный зубчатый венец z_3 , а затем эти две ветви валом винта замыкаются. У этого редуктора имеется только одна степень свободы с определенным передаточным отношением. Последнее находят следующим образом. Уравнение (11.10) дает связь передаточных отношений дифференциальной ступени редуктора у водила (сателлитодержателя) i_B и у большой подвижной шестерни $z_3 - i_C$,

$$i_C + \left(1 + \frac{z_1}{z_3}\right) i_B - \frac{z_1}{z_3} = 0. \quad (11.21)$$

Условие связи дает нам второе уравнение

$$i_B = \frac{z_4}{z_6} i_C. \quad (11.22)$$

Решая совместно уравнения (11.21) и (11.22), получим передаточное отношение

$$i_B = \frac{1}{1 + \frac{z_3}{z_1} + \frac{z_3}{z_1} \frac{z_6}{z_4}}. \quad (11.23)$$

Отношение передаваемых моментов M_B водила и M_C большой подвижной шестерни z_3 по формуле (11.14) равно:

$$\frac{M_B}{M_C} = 1 + \frac{z_1}{z_3}.$$

Отношение передаваемых мощностей равно

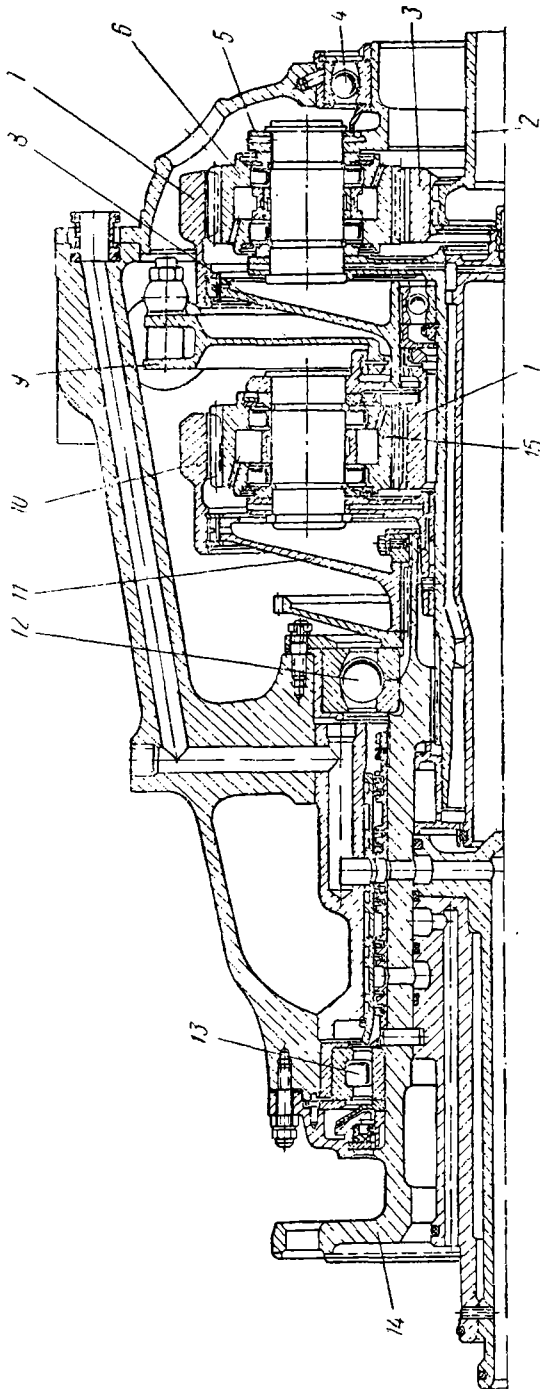
$$\frac{N_B}{N_C} = \frac{M_B \omega_B}{M_C \omega_C} = \left(1 + \frac{z_1}{z_3}\right) \frac{z_4}{z_6}. \quad (11.24)$$

На фиг. 11.8 показан замкнутый дифференциальный редуктор ТВД АИ-20. Ходовая часть редуктора состоит из приводного вала 2, ведущей шестерни 3, шести одинарных сателлитов 6, сателлитодержателя 5, подвижного зубчатого венца 7, центральной шестерни передачи 1, шести промежуточных шестерен 15, зубчатого венца 10 и вала винта 14. На фланце последнего выполнены торцовые шлицы для крепления втулки воздушного винта. Ведущая шестерня 3, сателлиты 6 с сателлитодержателем 5 и подвижный зубчатый венец 7 образуют дифференциальную ступень редуктора, а центральная шестерня 1, промежуточные шестерни 15 и зубчатый венец 10 — простую ступень.

Ведущая шестерня 3 получает вращение от приводного вала 2, который соединен с ротором компрессора. Сателлитодержатель 5 с помощью шлицев, выполненных на его носке, соединен с валом винта 14. Зубчатый венец 10 шлицами соединен с опорным диском 11, который закреплен на вале винта 14. Передаточное отношение редуктора $i=0,0873$, а отношение передаваемых мощностей $N_B/N_C=0,49$.

Подбор числа зубьев шестерен. Компактность редуктора зависит от модуля и числа зубьев шестерен. При уменьшении числа зубьев понижается коэффициент перекрытия, а также толщина зуба в его основании, т. е. прочность зуба. Кроме того, при уменьшении числа зубьев ниже определенного значения возникает подрезание зубьев, при котором зуб явно ослабляется. Исходя из этих соображений обычно число зубьев малых шестерен редуктора ТВД выбирают в пределах 25÷35. Число зубьев у остальных шестерен определяют передаточными отношениями.

Число зубьев шестерен редуктора должно также удовлетворять условиям соосности, соседства и сборки.



Фиг. 11. 8. Замкнутый дифференциальный редуктор ТВД АИ.20.

1—центральная шестерня, 2—ведущий вал, 3—ведущая шестерня, 4—шарнирный подшипник, 5—сателлитодержатель, 6—сателлит, 7—зубчатый венец, 8—опорный диск, 9—диск измерителя крутящего момента, 10—зубчатый венец, 11—опорный диск, 12—шарнирный подшипник, 13—ролик подшипника, 14—вал винта, 15—промежуточная шестерня.

Условие соосности обеспечивает совмещение осей ведущего и ведомого валов редуктора. Для двухступенчатой простой передачи (см. фиг. 11. 2) условие соосности выразится так:

$$(z_1 + z_2) m_I = (z_4 \pm z_3) m_{II}, \quad (11. 25)$$

где m_I и m_{II} — модули зацепления соответствующих пар шестерен. Знак «+» принимают для внешнего, а «-» — для внутреннего зацепления в передаче. Условия соосности для планетарного редуктора (см. фиг. 11. 3):

с одинарными сателлитами

$$z_1 + 2z_2 = z_3 \quad \left. \vphantom{z_1 + 2z_2 = z_3} \right\} \quad (11. 26)$$

и с двойными сателлитами

$$(z_1 + z_2') m_I = (z_3 - z_2'') m_{II}$$

Условие соседства обеспечивает размещение сателлитов или шестерен переборов вокруг малой центральной шестерни передачи без взаимного их задевания (фиг. 11. 9). Оно выражается следующим неравенством:

$$\sin \frac{180}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}, \quad (11. 27)$$

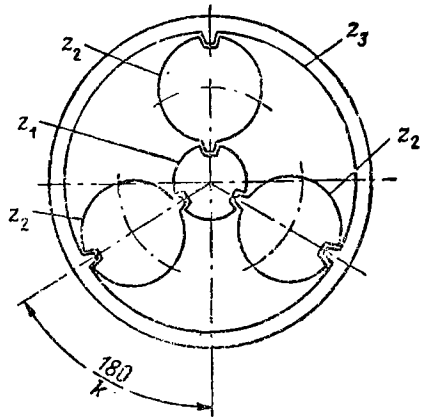
где k — число сателлитов или шестерен переборов. Проверку соседства удобно проводить графически.

Условие сборки определяет возможность одновременного зацепления нескольких сателлитов или шестерен переборов с центральными шестернями. На фиг. 11. 9 показана схема планетарной передачи с одинарными сателлитами, которая удовлетворяет условию сборки. Условие сборки для планетарной передачи с одинарными сателлитами (фиг. 11. 3, а и 11. 9) обеспечивается, если

$$N = \frac{z_1 + z_3}{k} \quad (11. 28)$$

будет целым числом. Здесь k — число сателлитов. Для передачи с двойными сателлитами (фиг. 11. 3, б) целым числом должно быть

$$N = \frac{z_1 z_2' + z_3 z_2''}{z_2' k} \quad (11. 29)$$



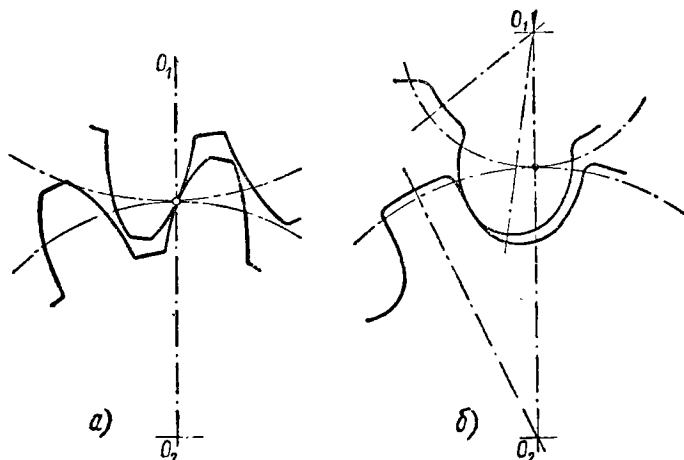
Фиг. 11. 9. Схематические изображения условий соседства и сборки у планетарного редуктора.

11. 3. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ РЕДУКТОРОВ

Шестерни. Зубчатые передачи редукторов ТВД работают в условиях больших нагрузок. Первые их ступени имеют к тому же высокие скорости вращения, которые часто превышают 70 м/сек.

Зубчатые передачи могут быть эвольвентного зацепления и зацепления с круговым профилем зубьев, разработанного М. Л. Новиковым. Последнее обладает более высокой нагрузочной способностью, чем эвольвентное зацепление. На фиг. 11.10 показаны зубчатые зацепления: *а* — эвольвентное и *б* — Новикова. В зацеплении Новикова одну шестерню выполняют с выпуклыми, а другую с вогнутыми зубьями.

Шестерни редукторов выполняют обычно цилиндрическими. Передачи с эвольвентным зацеплением могут иметь прямые, косые или шевронные зубья, а с зацеплением Новикова — только косые или шевронные зубья. При эвольвентном зацеплении прямо-

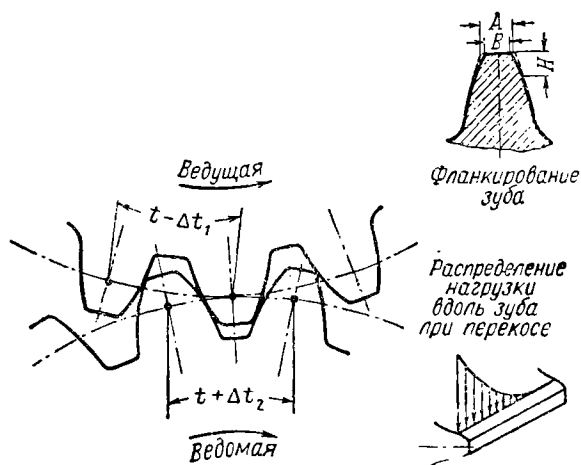


Фиг. 11.10. Типы зубчатых зацеплений.

зубые передачи имеют преимущественное применение, так как они не вызывают осевых усилий, проще в изготовлении и могут выполняться с большой точностью. Косозубые передачи в сравнении с прямозубыми имеют более высокую нагрузочную способность, коэффициент перекрытия и плавность зацепления их получаются выше. В то же время у косозубых передач появляются осевые усилия, которые требуют постановки в передаче упорных подшипников. Передачи с шевронными зубьями свободны от осевых усилий, но более сложны в изготовлении.

В целях повышения нагрузочной способности эвольвентного зацепления широко применяют корригирование зубьев. В некоторых случаях применяют также нестандартный исходный контур с углом зацепления $\alpha > 20^\circ$. Высота зубьев исходного эвольвентного контура может выполняться с коэффициентом высоты головки $f_0 = 0,8, 0,9, 1$ и $1,25$. Укороченные зубья с $f_0 = 0,8 \div 0,9$ обладают повышенной прочностью на изгиб. Нормальные зубья с $f_0 = 1$ и высокие зубья с $f_0 = 1,25$ в сравнении с укороченными обеспечивают больший коэффициент перекрытия и большую плавность зацепления. Нагрузочная способность у них выше.

Под нагрузкой зубья в зацеплении деформируются и их шаг изменяется — у ведущей шестерни он уменьшается на величину Δt_1 , а у ведомой шестерни он увеличивается на величину Δt_2 (фиг. 11.11). Чтобы обеспечить при этом плавность входа зубьев в зацепление, применяют фланкирование. Для этого теоретический профиль зуба у вершины несколько заостряют, как показано на фиг. 11.11. Фланкирование выполняют по эвольвенте на высоте зуба $H=0,45 m$ с плавным переходом к теоретическому профилю. Величина $A-B$ зависит от значения упругой деформации зубьев



Фиг. 11.11. Схема деформации зубьев и фланкирования зуба.

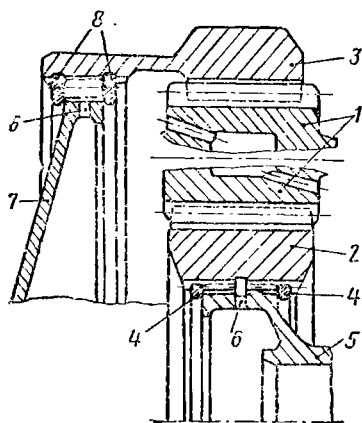
под рабочей нагрузкой; ее подбирают опытным путем. Обычно $A-B=0,01 \div 0,05$ мм.

Модуль m исходного контура выбирают по стандарту, обычно $m=2,5 \div 7$ мм. При этом наряду с условиями прочности принимают во внимание и диаметральные габариты передачи.

По условиям прочности зубчатые венцы шестерен редукторов ТВД выполняют обычно большой ширины, которая часто превышает $20 m$. В случае перекосов нагрузка по длине зубьев распределяется неравномерно, как это показано на фиг. 11.11. При этом более длинные зубья перегружаются соответственно в большей степени. Перекосы в зацеплении шестерен возникают за счет неточностей изготовления, а также за счет деформации валов, несущих шестерни. Для уменьшения деформации валы делают жесткими, а опоры располагают в непосредственной близости к шестерням и симметрично относительно них. Чтобы устранить вредное влияние перекосов, соединения шестерен с несущими их элементами (с валами и опорными дисками) делают со свободной посадкой по шлицам — плавающими.

На фиг. 11.12 показана дифференциальная ступень редуктора ТВД АИ-20, у которой сателлит 1 сцеплен с ведущей 2 и ведомой 3

шестернями. Центральные шестерни 2 и 3 выполнены в виде зубчатых венцов и соединены с помощью шлицев: первая — с приводным валом 5, а вторая — с опорным диском 7. Шлицевые соединения имеют зазор порядка 0,1 мм, и осевое фиксирование шестерен осуществлено разрезными пружинными кольцами 4 и 8. Сверления 6 обеспечивают подачу смазки к шлицам. За счет плавающей посадки шестерни 2 и 3 во время работы под нагрузкой самоустанавливаются по зубьям сателлита 1. Этим обеспечивается более



Фиг. 11.12. Плавающая посадка шестерен.

равномерное распределение нагрузки по длине зубьев. Так как в редукторах устанавливают обычно несколько сателлитов или промежуточных шестерен, то плавающей посадкой обеспечивают также более равномерное распределение нагрузки между отдельными сателлитами или промежуточными шестернями передач.

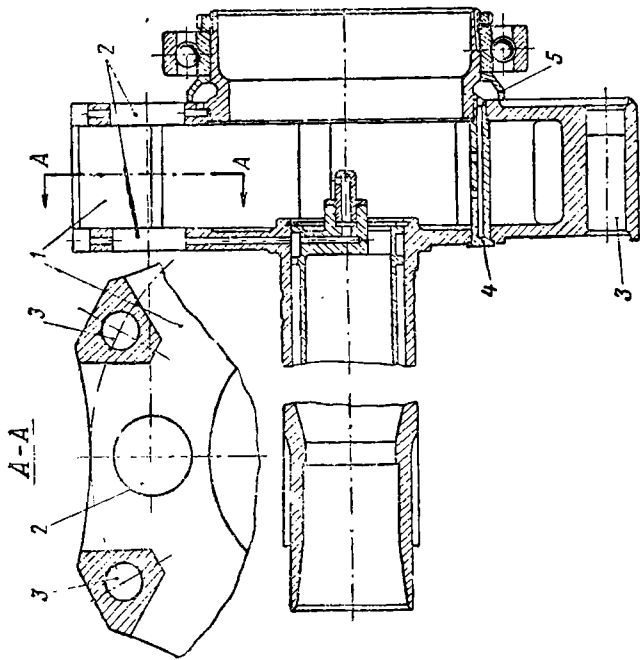
Двойные сателлиты по условиям шлифовки зубьев часто выполняют в виде двух шестерен с последующим жестким их соединением. При этом для обеспечения одновременного зацепления нескольких сателлитов с центральными шестернями 1 и 5 взаимное расположение

зубьев шестерен 2 и 3 сателлитов должно быть точным (см. фиг. 11.4).

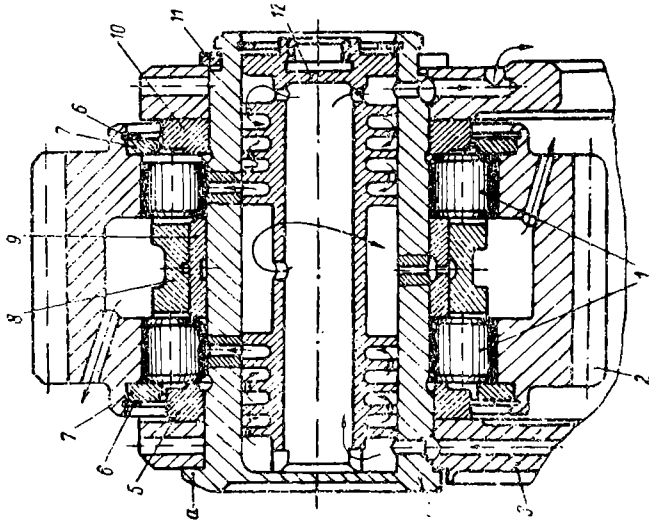
Сателлитодержатели выполняют в виде жесткого кольцеобразного корпуса, связанного с валом. Они бывают неразъемными и разъемными. На фиг. 11.13 показан неразъемный сателлитодержатель ТВД АИ-20, который выполнен из одной поковки с валом и задней опорной цапфой. Равномерно по окружности сателлитодержателя сделаны 6 окон 1 для сателлитов, а в боковых стенках — отверстия 2 для их осей. Отверстия 3 в перемычках между окнами служат для облегчения.

На фиг. 11.14 показан сателлит 2 ТВД АИ-20, установленный в неразъемном сателлитодержателе 3 на неподвижной оси 4 с помощью роликов 1. При сборке сателлит заводят в окно сателлитодержателя, а ось его вставляют в отверстия боковых стенок последнего до упора буртиком а. В отверстиях сателлитодержателя ось имеет плотную посадку и для облегчения монтажа она выполнена ступенчатой по наружному диаметру. Осевое фиксирование оси осуществляется пружинным кольцом 11.

На фиг. 11.15 показан разъемный сателлитодержатель, который выполнен из двух частей 1 и 2. Последние соединяют по перемычкам между тремя окнами для сателлитов с помощью торцовых треугольных шлицев 3 и болтов 4. Центрирование осуществляется шлицами. На фиг. 11.4 двойной сателлит установлен



Фиг. 11.13. Неразъемный сателлитодержатель ТВД
 АИ-20.
 1—окна для сателлитов, 2—отверстия для осей, 3—отверстие
 для облегчения, 4—масляная трубка, 5—кольцо.



Фиг. 11.14. Сателлит ТВД АИ-20.
 1—ролик, 2—сателлит, 3—сателлитодержатель, 4—ось, 5—кольцо,
 6—пружинное кольцо, 7—упорное кольцо, 8—сепаратор,
 9—втулка, 10—кольцо, 11—пружинное кольцо, 12—втулка.

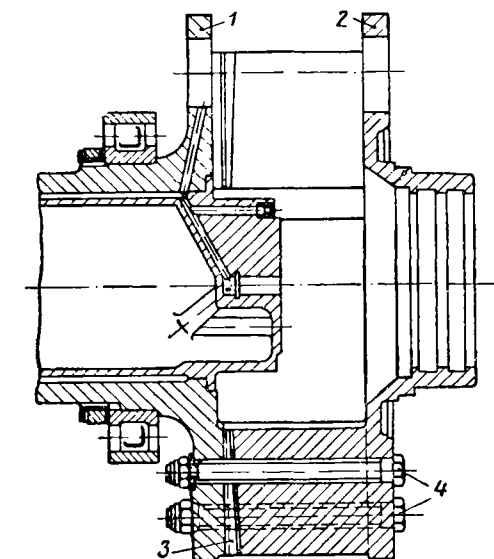
в разъемном сателлитодержателе. Роликовые подшипники расположены у него в гнездах сателлитодержателя.

Сателлитодержатели и валы выполняют из конструкционной стали. Для облегчения валы делают полыми, а внутри их располагают маслопроводы для смазки и управления воздушным винтом.

Подшипники. Для опор валов и сателлитодержателей редукторов ТВД применяют обычно подшипники качения. Осевое фиксирование валов и сателлитодержателей в корпусе осуществляется с помощью шариковых упорно-опорных подшипников; ими же воспринимается сила тяги винта.

Сателлиты и промежуточные шестерни также устанавливают на подшипниках качения. Для уменьшения диаметральных размеров и веса их подшипники часто не имеют колец (обойм).

Вал винта ТВД АИ-20 (см. фиг. 11.8) установлен в корпусе на двух подшипниках, из них передний 13 роликовый, а задний 12 упорно-опорный шариковый. С помощью последнего тяга винта передается корпусу редуктора. Сателлитодержатель своим хвостовиком опирается на шариковый подшипник 4, установленный в задней крышке корпуса, и фиксируется им же в осевом направлении. Своим носком сателлитодержатель опирается на опору, укрепленную внутри вала винта, и соединяется с последним шлицами. Сателлит ТВД АИ-20 (см. фиг. 11.14) установлен на оси с помощью двух рядов роликов 1. Ролики не имеют наружных и внутренних колец и беговые дорожки у них выполнены непосредственно в отверстии сателлита и на оси. Сепаратор 8 для двух рядов роликов выполнен в виде одной детали. Осевые перемещения роликов ограничиваются втулкой 9 и кольцами 5 и 10, установленными на оси, а осевые перемещения сателлита — через ролики 1 с помощью упорных колец 7. Последние установлены в расточках отверстий сателлита и фиксируются разрезными пружинными кольцами 6.



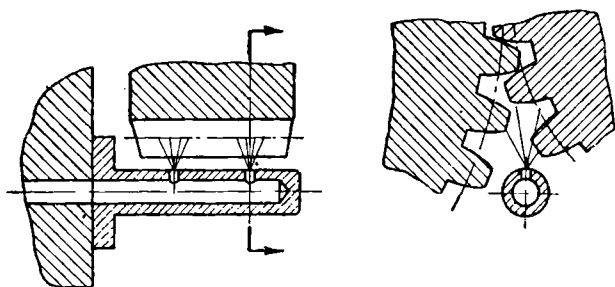
Фиг. 11.15. Разъемный сателлитодержатель.

1 и 2—передняя и задняя части сателлитодержателя, 3—торцовые шлицы, 4—болты.

У редуктора, показанного на фиг. 11.4, подшипники сателлитов внутренних колец не имеют и беговые дорожки для роликов выполнены на опорных цапфах сателлита. Осевые перемещения сателлитов ограничиваются роликами.

У редуктора, показанного на фиг. 11.4, подшипники сателлитов внутренних колец не имеют и беговые дорожки для роликов выполнены на опорных цапфах сателлита. Осевые перемещения сателлитов ограничиваются роликами.

Система смазки редуктора. Шестерни и подшипники редуктора смазываются маслом, которое подается по каналам через калиброванные жиклеры и отверстия. На фиг. 11. 16 показана трубка с калиброванными отверстиями для подачи масла на зубья шестерен. Масло подается обычно со стороны входа зубьев в зацепление. Однако под действием выдавливаемого зубьями масла у быстроходных передач наблюдается расклинивание зубьев. Чтобы избежать его, масло подводят иногда со стороны выхода зубьев из зацепления или увеличивают зазоры в зацеплении зубьев до $0,5 \div 0,6$ мм.



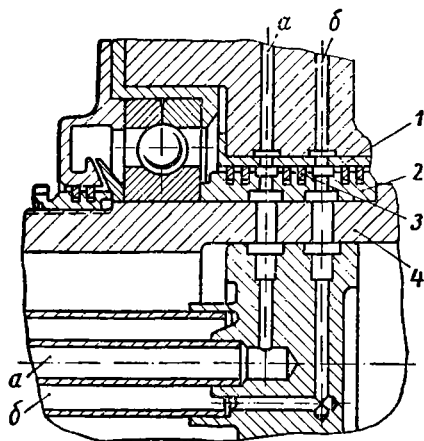
Фиг. 11. 16. Маслоподводящая трубка.

На смазку подшипников сателлитов масло подается через сверления в сателлитодержателе. Так, например, у сателлита ТВД АИ-20, показанного на фиг. 11. 14, масло подводится в полость оси сателлита через сверление в передней стенке сателлитодержателя 3 и подается на смазку роликовых опор и сепаратора через сверления в оси 4. Втулка 12, установленная внутри оси 4, обеспечивает очистку масла. Так, при вращении сателлитодержателя грязное масло, как более тяжелое, под действием центробежных сил будет скапливаться в верхней части внутренней полости оси, а чистое, как более легкое, — в нижней ее части. Втулка 12 имеет ряд гребешков, разделяющих внутреннюю полость оси 4 на ряд кольцевых участков, сообщающихся между собой либо в верхней, либо в нижней части полости. С их помощью масло, подводимое к роликам, многократно проходит очистку (на фиг. 11. 14 движение масла показано стрелками).

Из полости оси сателлита масло через сверление в задней стенке сателлитодержателя (см. фиг. 11. 13) проходит в кольцевую полость, образованную кольцом 5, и затем поступает к трубкам 4. Через сверления в трубках 4 масло подается на смазку шестерен.

В механизме управления винтом изменяемого шага (ВИШ) масло служит рабочей жидкостью. Подвод и отвод масла у ВИШ осуществляется через каналы, имеющиеся в корпусе редуктора и в полости вала винта. Каналы, выполненные в корпусе редуктора, сообщаются с каналами во вращающемся вале с помощью специального маслоуплотнительного устройства. Такое устройство

показано на фиг. 11.17. Состоит оно из втулки 1 и кольцедержателя 2, в кольцевых канавках которого установлены разрезные пружинные маслоуплотнительные кольца 3. Стальная азотированная втулка 1 запрессована в корпусе редуктора и служит опорой для маслоуплотнительных колец 3, а кольцедержатель 2 насажен на вал винта 4. Втулка 1 и кольцедержатель 2 образуют между собой радиальный зазор, который уплотнительными кольцами 3 разделен на два кольцевых канала. Последние через отверстия во втулке 1 и в кольцедержателе 2 сообщаются с одноименными каналами *a* и *б* корпуса редуктора и вала винта.



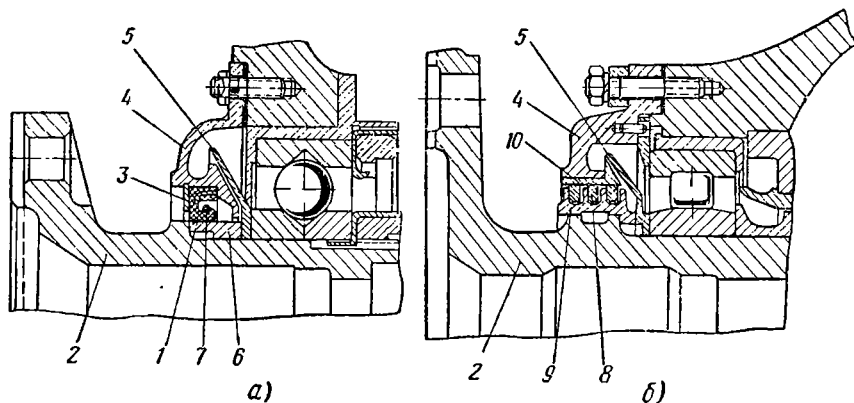
Фиг. 11.17. Маслоуплотнительное устройство.

1—втулка, 2—кольцедержатель, 3—маслоуплотнительные кольца, 4—вал винта, *a* и *б*—каналы для масла.

У ТВД АИ-20 подача и слив масла у ВИШ осуществляются через аналогичную систему каналов. На фиг. 11.8 показан один из этих каналов, выполненный в корпусе редуктора, и кольцевое маслоуплотнительное устройство вала винта. Внутри последнего каналы образуются с помощью вставок, изготовленных из магниевого сплава.

У ТВД АИ-20 подача и слив масла у ВИШ осуществляются через аналогичную систему каналов. На фиг. 11.8 показан один из этих каналов, выполненный в корпусе редуктора, и кольцевое маслоуплотнительное устройство вала винта. Внутри последнего каналы образуются с помощью вставок, изготовленных из магниевого сплава.

У ТВД АИ-20 подача и слив масла у ВИШ осуществляются через аналогичную систему каналов. На фиг. 11.8 показан один из этих каналов, выполненный в корпусе редуктора, и кольцевое маслоуплотнительное устройство вала винта. Внутри последнего каналы образуются с помощью вставок, изготовленных из магниевого сплава.



Фиг. 11.18. Уплотнение носка вала винта.
a—манжетное, *б*—кольцевое.

Уплотнение носка вала винта. На выходе вала винта из корпуса редуктора устанавливают уплотнение, устраняющее течь масла. На фиг. 11.18 показаны *a* — манжетное и *б* — кольцевое уплотнения вала винта.

Манжетное уплотнение состоит из манжеты 1, запрессованной в расточке крышки 4 и закрепленной дополнительно пружинным

кольцом 3. Манжета выполнена из специальной резины, имеющей хорошие антифрикционные свойства. Она облегает втулку 6, установленную на вале винта 2, чем обеспечивается уплотнение вала. Спиральная пружина 7 прижимает манжету к валу.

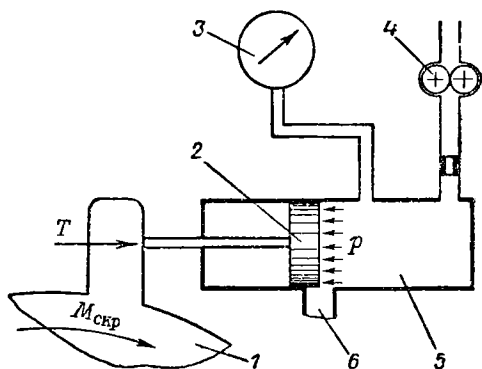
Кольцевое уплотнение состоит из маслоуплотнительных колец 8, установленных в канавках кольцедержателя 9, который закреплен на вале винта 2. Своей упругостью кольца прижимаются к опорной поверхности втулки 10, запрессованной в расточке крышки 4, чем обеспечивают уплотнение вала.

Перед уплотнениями обычно ставят маслоотражательные кольца 5. Масло, вытекающее из подшипника, попадает на маслоотражательное кольцо и центробежными силами отбрасывается на стенку крышки. Стекающее масло сливается через отверстие в нижней части подшипникового узла в корпус редуктора.

Измерители крутящего момента. При изменении внешних условий (высоты или скорости полета) мощность ТВД меняется в широких пределах. Чтобы контролировать работу двигателя и в частности не допускать чрезмерную перегрузку шестерен редуктора, часто устанавливаются в редукторах ТВД измерители крутящего момента — ИКМ. Крутящий момент, передаваемый через редуктор воздушному винту, измеряется ИКМ обычно по величине окружного усилия, действующего на один из неподвижных элементов редуктора, или по величине скручивания (деформации) длинного приводного вала.

На фиг. 11.19 показана принципиальная схема ИКМ с измерением крутящего момента по величине окружного усилия. ИКМ состоит из элемента редуктора 1, поршня 2, цилиндра 5 с перепускным отверстием 6, маслонасоса 4 и манометра 3.

Масляный насос 4 высокого давления непрерывно подает масло в цилиндр 5, откуда оно сливается через перепускное отверстие 6 в корпус редуктора. На элемент 1 (например, неподвижную шестерню планетарной передачи) со стороны подвижных частей редуктора передается скручивающий момент $M_{скр}$, который в виде окружного усилия T будет действовать на поршень 2. Поршень 2 под действием окружного усилия T перемещается и частично перекрывает перепускное отверстие 6. Вследствие этого в цилиндре 5 установится такое давление масла p , при котором окружное усилие T уравнивается. Давление масла p в цилиндре замеряют манометром 3. Его величина пропорциональна крутящему



Фиг. 11.19. Принципиальная схема измерителя крутящего момента.

моменту, передаваемому через редуктор винту. Мощность двигателя определится по следующей формуле:

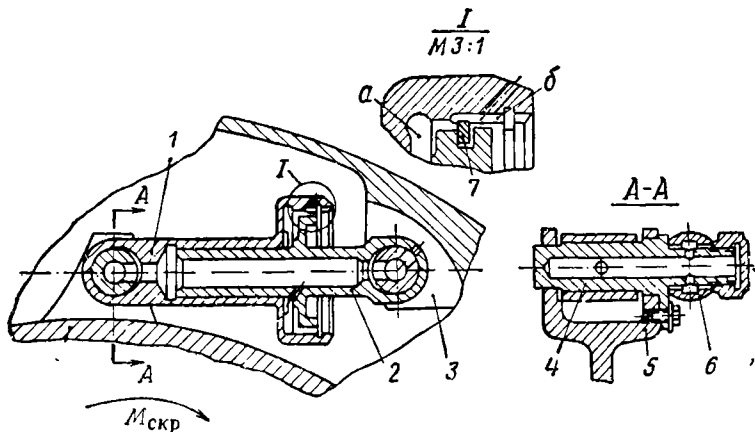
$$N = kpn,$$

где p — давление масла в цилиндре, $кг/см^2$;

n — число оборотов в минуту;

k — постоянный коэффициент, который зависит от размеров деталей редуктора и ИКМ.

На фиг. 11.20 показан элемент ИКМ редуктора ТВД АИ-20, который работает по принципу замера окружного усилия. ИКМ состоит из диска 5 и шести цилиндров 1 с поршнями 2. С помощью



Фиг. 11.20. Измеритель крутящего момента ТВД АИ-20.

1—цилиндр, 2—поршень, 3—корпус редуктора, 4—ось, 5—корпус промежуточной передачи, 6—маслоколлектор, 7—поршневое кольцо.

осей 4 цилиндры шарнирно укреплены на диске равномерно по окружности, а поршни таким же образом укреплены в корпусе редуктора 3. Диск 5 своей ступицей с помощью шлицев соединен с корпусом второй ступени передачи редуктора (см. фиг. 11.7 и поз. 9 фиг. 11.8) и воспринимает от него скручивающий момент, показанный на фиг. 11.20 стрелкой.

Рабочие полости a всех цилиндров соединены между собой через сверления в штоках поршней 2 и осей 4 кольцевым масляным коллектором 6. Масло в систему ИКМ подается специальным масляным насосом под давлением порядка $90 кг/см^2$ через канал в корпусе редуктора и сверления в оси и штоке одного из поршней.

У цилиндров выполнены канавки b с отверстиями, через которые осуществляется слив масла из цилиндров в корпус редуктора. Уплотнение между поршнями и цилиндрами осуществляется поршневыми кольцами 7, которые в зависимости от величины крутящего момента в той или иной степени перекрывают сливные канавки цилиндров. Принцип работы ИКМ был описан выше.

11.4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРЕН

Зубья шестерен рассчитывают на контактную прочность по рабочим поверхностям и на изгиб по основанию зубьев. Ниже приведен упрощенный расчет на прочность цилиндрических шестерен с эвольвентными зубьями.

Удельная расчетная нагрузка, приложенная нормально к профилю зуба, равна

$$p_p = \frac{2M}{kd_1 b \cos \alpha} K_{np} K_d \text{ кг/см}, \quad (11.30)$$

где M — крутящий момент, действующий на ведущую шестерню;
 k — число сателлитов или промежуточных валиков (переборов);

d_1 — диаметр начальной окружности ведущей шестерни,

b — рабочая ширина шестерни (длина зуба) по диаметру начальной окружности;

α — угол зацепления;

K_{np} — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами или промежуточными валиками
 $K_{np} = 1,1 \div 1,2$;

K_d — коэффициент нагрузки, которым учитывают динамическую нагрузку в передаче и неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_d = 1,15 \div 1,35$.

Меньшие значения коэффициентов K_{np} и K_d относятся к передачам редукторов высокой точности изготовления и сборки. Кроме того, меньшие значения коэффициента K_{np} относятся к передачам с меньшим числом сателлитов или промежуточных валиков ($k=3$), а меньшие значения коэффициента K_d относятся к передачам, имеющим жесткие валы, симметричное расположение опор относительно шестерен и плавающую посадку шестерен. Бóльшим скоростям вращения шестерен соответствуют бóльшие динамические нагрузки, а следовательно, и бóльшие значения коэффициента K_d .

Расчет зубьев на контактную прочность. Для определения контактных напряжений пользуются следующей формулой Герца:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{p_p E}{r_{np}}}, \quad (11.31)$$

где p_p — удельная расчетная нагрузка;

E — модуль упругости материала шестерен редуктора;

r_{np} — приведенный радиус кривизны профилей зубьев в точке контакта.

Для сталей, из которых изготавливают шестерни редукторов, можно принять $E = 2,15 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$.

Если условиться у пары шестерен, находящихся в зацеплении, бóльшую называть колесом (индекс k), а меньшую — шестерней

(индекс ш), то приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления выразится так:

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{d_{\text{к}} \sin \alpha}{2(i \pm 1)}, \quad (11.32)$$

где $d_{\text{к}}$ — диаметр начальной окружности колеса;
 $i = \frac{d_{\text{к}}}{d_{\text{ш}}} = \frac{z_{\text{к}}}{z_{\text{ш}}} \geq 1$ — передаточное отношение в зацеплении.

В скобках знак плюс относится к наружному, а знак минус — к внутреннему зацеплению.

Подставив в исходную формулу (11.31) выражение (11.32) и принятое значение модуля упругости E , получим следующую расчетную формулу для контактных напряжений:

$$\sigma_{\text{к}} = 867 \sqrt{\frac{\rho_{\text{пр}}(i \pm 1)}{d_{\text{к}} \sin \alpha}} \text{ кг/см}^2. \quad (11.33)$$

Для шестерен из сталей 12Х2Н4А или 18ХНВА с твердостью сердцевины зуба $HRC > 35$, допускаемое контактное напряжение можно представить в виде

$$|\sigma_{\text{к}}| = 185 HRC \sqrt[6]{\frac{25 \cdot 10^7}{N_{\text{ц.эк}}}} \text{ кг/см}^2, \quad (11.34)$$

где HRC — твердость цементированной рабочей поверхности зуба;
 $N_{\text{ц.эк}}$ — эквивалентное число циклов изменения напряжений за полный ресурс работы шестерни с учетом переменных режимов.

При постоянном режиме работы число циклов изменения напряжений равно

$$N_{\text{ц}} = 60 a n T. \quad (11.35)$$

При переменных режимах работы определяют эквивалентное число циклов изменения напряжений

$$N_{\text{ц.эк}} = 60 a \sum \left(\frac{M_i}{M} \right)^3 n_i T_i, \quad (11.36)$$

где a — число зацеплений каждого зуба за один оборот шестерни;

n и n_i — число оборотов в минуту соответственно расчетное и на различных режимах работы;

T и T_i — время работы в часах соответственно за полный ресурс и на различных режимах работы;

M и M_i — крутящие моменты соответственно расчетный и на различных режимах работы.

У сателлитов и паразитных шестерен принимают $a=1$, так как при сцеплении их с двумя центральными шестернями их зубья работают разными сторонами, являясь в одном случае ведомыми, а в другом — ведущими.

Для центральных шестерен число a равно числу сателлитов или промежуточных валиков. Так как у них $a>1$, то и $N_{ц}$ получается больше, чем у шестерен, сцепляющихся с ними.

В случае планетарной или дифференциальной передачи числа оборотов n и n_i принимают относительными (при остановленном водиле).

Поделив выражение (11.36) на (11.35), получим

$$N_{ц,эк} = K_p N_{ц}, \quad (11.37)$$

где $K_p = \sum \left(\frac{M_i}{M} \right)^3 \frac{n_i}{n} \frac{T_i}{T}$ — коэффициент режима.

При расчете шестерен на прочность по номинальному режиму работы двигателя приближенно можно принять $K_p = 0,75 \div 0,85$. При $N_{ц,эк} \geq 25 \cdot 10^7$ значение квадратного корня в формуле (11.34) принимают равным 1. В этом случае $[\sigma_k] = 185 HRC$ принимает значение предела выносливости, при котором зубья выдерживают неограниченно большое число изменений напряжений, т. е. ресурс работы шестерен временем не ограничивается. При $N_{ц,эк} < 25 \cdot 10^7$ ресурс работы шестерен по времени ограничен и потому $[\sigma_k]$ может быть больше предела выносливости.

Расчет зубьев на изгиб. Если нагрузка приложена к вершине зуба, то напряжение изгиба определяют по следующей формуле:

$$\sigma_{из} = \frac{P_p}{m y} \frac{b}{b'} \text{ кг/см}^2, \quad (11.38)$$

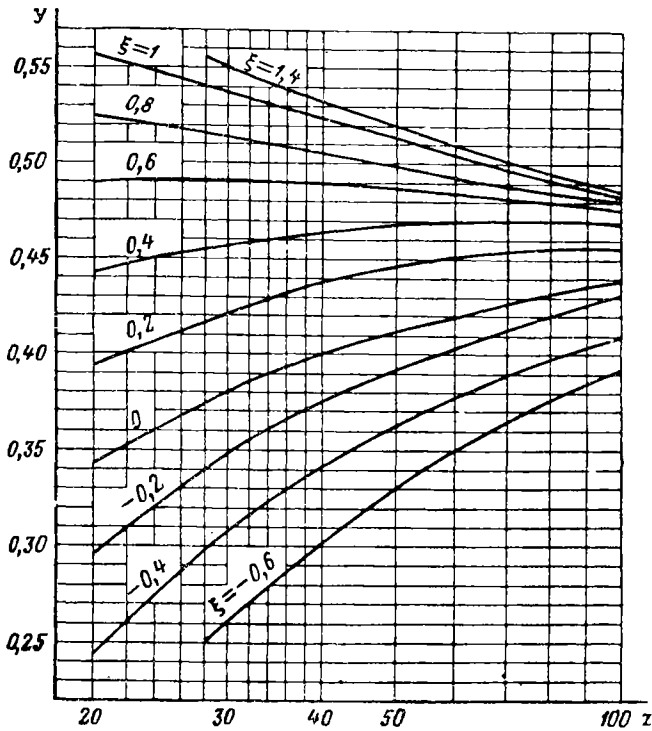
где m — модуль в см;

y — коэффициент формы зуба;

b и b' — длина зуба соответственно по начальной окружности и по корневому расчетному сечению.

Для ведущей шестерни, нарезанной режущим инструментом ($\alpha_0 = 20^\circ$; $f_0 = 1$ и $c_0 = 0,25$), коэффициент формы зуба может быть определен в зависимости от числа зубьев z и коэффициента смещения ξ по фиг. 11.21. (При корригировании зубьев $\xi \neq 0$). Для ведомой шестерни значение коэффициента формы зуба берется по

той же фигуре с коэффициентом 1,145. Этим учитывается различное влияние сил трения в зацеплении у ведущей и ведомой шестерен.



Фиг. 11.21. К расчету зубьев на изгиб.

Нагрузка к зубу прикладывается периодически (при каждом очередном вхождении зуба в зацепление). У обычных шестерен она меняется от нуля до максимума (пульсирующий цикл нагрузки), а у сателлитов и паразитных шестерен — от максимума до минимума (симметричный цикл нагрузки). В соответствии с видом нагрузок запас прочности зубьев на изгиб определяют по пределам усталости:

$$n = \frac{\sigma_0}{K_\sigma \sigma_H} \quad \text{и} \quad n = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_H}, \quad (11.39)$$

где σ_0 и σ_{-1} — пределы усталости соответственно при пульсирующем и симметричном циклах нагрузки. Для сталей 12Х2Н4А, 18ХНВА и 38ХМЮА можно принять $\sigma_0 = 8000 \text{ кг/см}^2$ и $\sigma_{-1} = 5000 \text{ кг/см}^2$;

K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений у выкружек зубьев. При цементированной или азотированной выкружке можно принять $K_\sigma = 1,2$.

Запас прочности на изгиб зубьев рекомендуется $n \geq 2$. Запас прочности сателлитов и паразитных шестерен получается меньше, чем центральных шестерен ($\sigma_{-1} < \sigma_0$).

Пример. Произвести расчет на прочность зубьев центрального колеса z_k и паразитной шестерни $z_{ш}$ промежуточной передачи редуктора.

Дано: $M_{кр} = 50\,000$ кг·см; $k = 6$; $z_k = 35$; $z_{ш} = 31$; $d_k = 135,76$ мм; $d_{ш} = 120,24$ мм; $i = 1,129$; $f_0 = 1$; $m = 3,75$ мм; $b = 46$ мм; $b' = 50$ мм; $\alpha = 24^\circ 42'$; $\xi = 0,6$; $HRC = 60$; $\sigma_{-1} = 5000$ кг/см²; $K_\sigma = 1,2$; $T = 200$ час.; $n_k = 2975$ об/мин.

Ведущим в зацеплении является колесо z_k , которое находится во внешнем зацеплении с паразитной шестерней $z_{ш}$. Выбираем значения коэффициентов: $K_{вр} = 1,15$ и $K_d = 1,25$.

Удельная расчетная нагрузка по формуле (11.30) равна:

$$P_p = \frac{2 \cdot 50\,000}{6 \cdot 13,576 \cdot 4,6 \cdot 0,938} \cdot 1,15 \cdot 1,25 = 423 \text{ кг/см.}$$

Контактное напряжение по формуле (11.33) равно:

$$\sigma_k = 867 \sqrt{\frac{423 (1,129 + 1)}{13,576 \cdot 0,418}} = 10\,900 \text{ кг/см}^2.$$

Эквивалентное число циклов изменения напряжений определяем по колесу z_k по формуле (11.37), приняв $K_p = 0,8$:

$$N_{ц.эк} = 0,8 \cdot 60 \cdot 6 \cdot 2975 \cdot 200 = 17,1 \cdot 10^7.$$

Допускаемое контактное напряжение в зацеплении по формуле (11.34) равно:

$$|\sigma_k| = 185 \cdot 60 \sqrt[6]{\frac{25 \cdot 10^7}{17,1 \cdot 10^7}} = 11\,800 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом $\sigma_k < |\sigma_k|$. В то же время

$$\sigma_k < 185 HRC = 11\,100 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. меньше предела выносливости. Поэтому ресурс работы зубчатой передачи контактной прочностью не ограничивается.

Напряжение изгиба определяем у шестерни $z_{ш}$ по формуле (11.38):

$$\sigma_{ш} = \frac{423}{0,375 \cdot 0,56} \cdot \frac{4,6}{5} = 1900 \text{ кг/см}^2.$$

Значение коэффициента формы зуба $y=0,56$ принято по фиг. 11.21 с коэффициентом 1,145.

Запас прочности на изгиб по формуле (11.39)

$$n = \frac{5000}{1,2 \cdot 1900} = 2,2.$$

11.5. ВТУЛКИ ВОЗДУШНЫХ ВИНТОВ

Воздушный винт создает тягу. Мощность, потребляемая винтом, равна:

$$N_v = \beta \rho n_v^3 D^5, \quad (11.40)$$

где β — коэффициент нагрузки, зависящий от геометрической формы винта и угла φ установки лопастей (фиг. 11.22);

ρ — плотность воздуха;

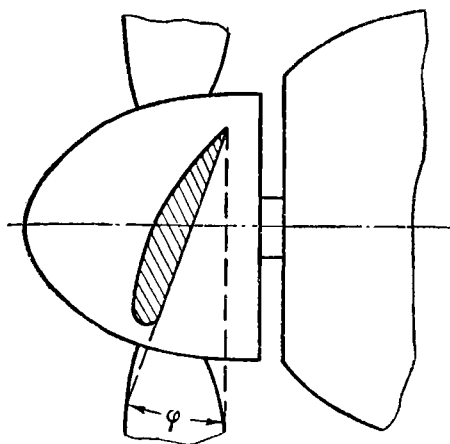
n_v — число оборотов винта;

D — диаметр винта.

Типы воздушных винтов. Винты различают фиксированного шага — ВФШ и изменяемого в полете шага — ВИШ.

У ВФШ лопасти жестко связаны с втулкой и угол φ установки лопастей, который определяет шаг винта, является неизменным (см. фиг. 11.22). У ВФШ коэффициент нагрузки $\beta = \text{const}$.

Лопастей ВИШ могут поворачиваться и угол φ может изменяться. Коэффициент нагрузки ВИШ изменяется. С увеличением угла φ шаг винта увеличивается, винт затягивается и число оборотов двигателя уменьшается, а с уменьшением угла φ шаг винта уменьшается, винт облегчается и число оборотов двигателя увеличивается. Для различных условий полета



Фиг. 11.22. Угол установки лопастей воздушного винта.

с ВИШ каждый раз устанавливают оптимальный шаг винта и тем самым обеспечивают наибольший к. п. д. винтомоторной установки. В рабочих условиях угол φ обычно изменяется в пределах $20 \div 30^\circ$.

К л а с с и ф и к а ц и я ВИШ. По конструкции ВИШ различают: простые, флюгерные и реверсивные (тормозные).

Флюгерный винт допускает установку лопастей относительно набегающего потока воздуха в положение наименьшего сопротивления. Этим устраняется вращение винта как ветрянки (саморотации) при выключенном двигателе. Реверсивный (тормозной)

винт допускает установку лопастей под отрицательным углом φ с образованием обратной тяги. Реверсивный винт применяют для уменьшения пробега самолета при его посадке. Простой ВИШ не допускает установку лопастей во флюгерное и тормозное положение.

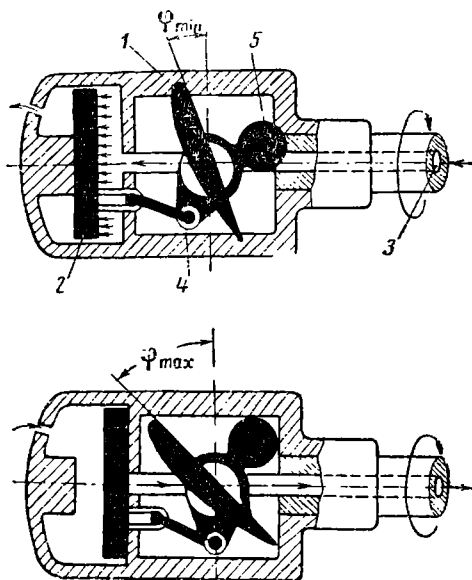
В зависимости от механизма поворота лопастей ВИШ могут быть гидравлические и электрические. Гидравлические винты получили наибольшее применение. Поворот лопастей осуществляется у них маслом, которое подается под давлением $20 \div 40 \text{ кг/см}^2$ от специального маслонасоса через вал винта к сервопоршню ВИШ. У электрических ВИШ поворот лопастей осуществляется специальным электродвигателем.

Схемы действия гидравлических ВИШ. При вращении винта лопасти его под действием центробежных сил стремятся стать в положение малого шага. По схеме действия гидравлические винты различают прямой, обратной и двусторонней схемы.

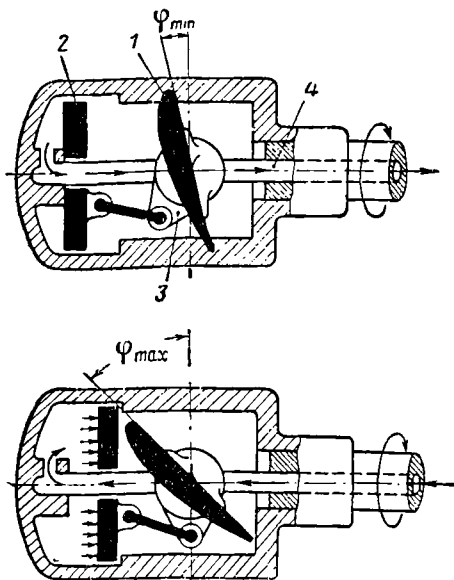
В случае прямой схемы действия (фиг. 11.23) на концы лопастей 1 винта укрепляют противовесы 5, которые преодолевают центробежные силы лопастей и стремятся установить лопасти в положение большого шага. Поворот лопастей на малый шаг осуществляют через поводок 4 сервопоршнем 2, к которому для этой цели по каналу 3 подается под давлением масло.

При обратной схеме действия (фиг. 11.24) лопасти 1 противовесов не имеют и потому стремятся стать в положение малого шага. Поворот их на большой шаг осуществляют через поводок 3 сервопоршнем 2, к которому для этой цели по каналу 4 подается под давлением масло.

При двусторонней схеме действия (фиг. 11.25) лопасти 1 противовесов также не имеют. Поворот их как на малый, так и на большой шаг осуществляется через поводок 5 сервопоршнем 2. Подача и слив масла производятся по каналам 3 и 4. Так как повороту на малый шаг способствуют центробежные силы лопастей, то масло по каналу 3 иногда подается под пониженным давлением непосредственно из маслосистемы двигателя (под давлением в $5 \div 8 \text{ кг/см}^2$).



Фиг. 11.23. Схема втулки ВИШ прямого действия.



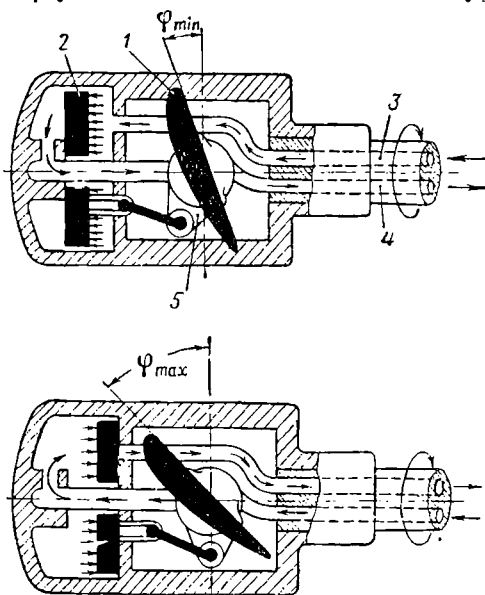
Фиг. 11.24. Схема втулки ВИШ одностороннего действия.

Регулятор числа оборотов автоматически поддерживает заданное число оборотов двигателя с изменением условий полета за счет изменения угла φ установки лопастей винта. Регуляторы числа оборотов выполняют центробежного типа.

На фиг. 11.26 показана схема работы регулятора ВИШ двусторонней схемы. Регулятор имеет золотник 5, управляющий подачей и сливом масла у сервомеханизма втулки ВИШ. От специального насоса под высоким давлением к золотнику подводится масло по каналу 1. Каналы 3 и 4 сообщаются с сервомеханизмом втулки ВИШ (см. фиг. 11.25), а канал 2 служит для слива масла.

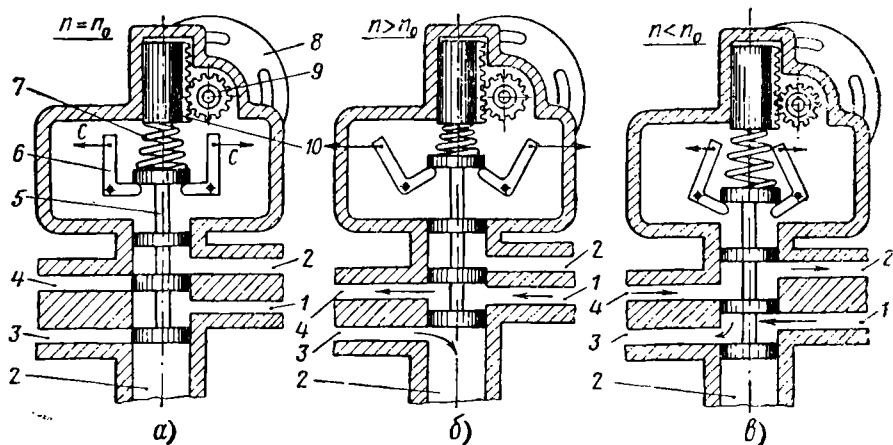
Золотник находится одновременно под действием тарированной пружины 7 и грузиков регулятора 6. Гру-

ВИШ прямой схемы требуют установки тяжелых противовесов и потому находят ограниченное применение. У ВИШ обратной и двухсторонней схемы при неисправности маслосистемы лопасти под действием центробежных сил самопроизвольно стремятся установиться на малый шаг. Последнее может привести к резкому увеличению числа оборотов двигателя — к его разному. Для устранения этого недостатка винты снабжают специальными гидравлическими фиксаторами, выполненными в виде клапанов. Последние при падении давления в маслосистеме автоматически перекрывают выход масла из полости сервопоршня и фиксируют лопасти винта в определенном положении.



Фиг. 11.25. Схема втулки ВИШ двустороннего действия.

зидки сидят на осях и вращаются от двигателя вокруг оси золотника через специальный привод, не показанный на схеме. При вращении грузиков возникают центробежные силы C , которые преодолевая упругость пружины, стремятся повернуть грузики относительно их осей. Грузики перемещают золотник в такое положение, при котором центробежные силы их уравниваются упругостью пружины. Настройка регулятора на то или иное число оборотов двигателя n_0 осуществляется изменением натяжения пружины 7. Поворотом маховичка 8 и связанной с ним шестерни 9 перемещают зубчатую рейку 10 и таким образом изменяют натяжение пружины 7.



Фиг. 11. 26. Схема действия регулятора оборотов.

На схеме *а* показано нейтральное положение золотника, когда каналы 3 и 4 перекрыты и число оборотов n двигателя соответствует настройке регулятора, $n = n_0$.

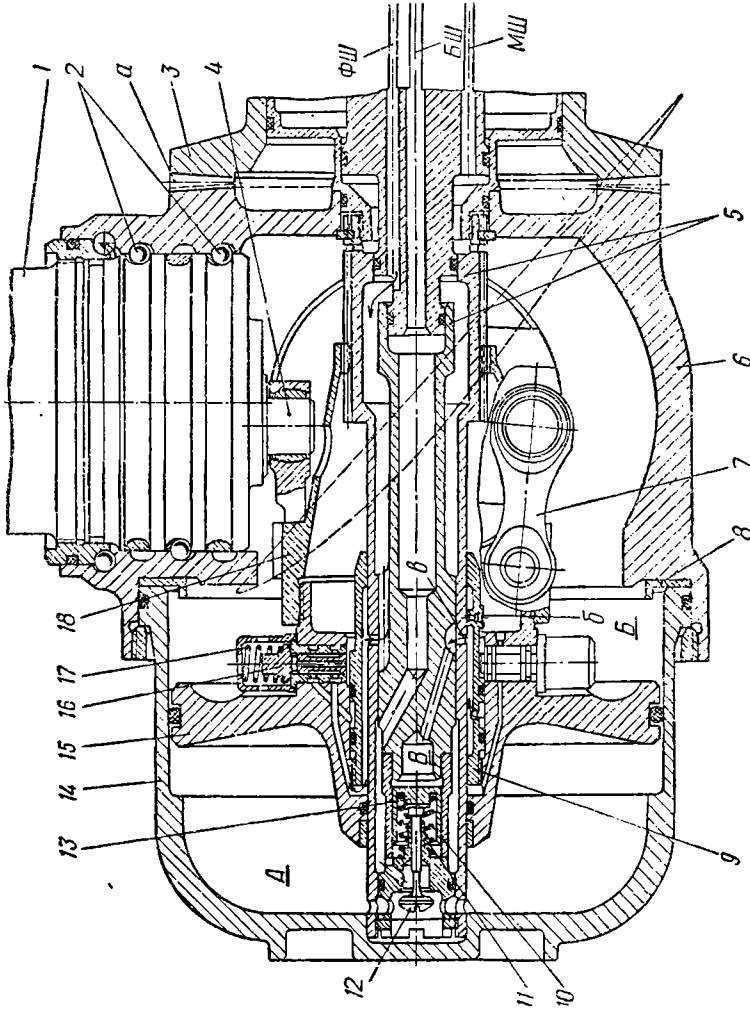
На схеме *б* показано $n > n_0$. Под действием возросших центробежных сил грузиков 6 золотник 5 переместится кверху и откроет канал 3 сервомеханизма втулки ВИШ на слив масла, а канал 4 на подачу масла. Благодаря этому винт утяжелится и двигатель уменьшит свои обороты до n_0 , после чего регулятор придет в положение *а*.

На схеме *в* показано $n < n_0$. В этом случае центробежные силы грузиков 6 уменьшатся и золотник 5 под действием пружины переместится книзу. Канал 4 сервомеханизма втулки ВИШ откроется на слив масла, а канал 3 — на подачу масла. Благодаря этому винт облежится и двигатель увеличит свои обороты до n_0 , после чего регулятор снова придет в положение *а*.

Обороты двигателя задаются летчиком или специальным автоматом, связанным с сектором газа.

Втулка ВИШ АВ-68. На фиг. 11. 27 показана конструктивная схема ВИШ АВ-68, установленного на ТВД АИ-20. ВИШ

Фиг. 11.27. Схема воз-
душного винта АВ-68.



1—лопасть, 2—опорные ша-
рики, 3—вал винта, 4—на-
деж кольца, 5—маслопровод,
6—втулка винта, 7—шатун,
8—упорное кольцо, 9—втул-
ка поршня, 10 и 11—пру-
жины, 12—канал фиксато-
ра, 13—пружина, 14—ци-
линдр, 15—сервопоршень,
16—центробежный фиксатор,
17—пружина центробежного
фиксатора, 18—траверса.
БШ—канал большого шага,
МШ—канал малого шага,
ФШ—канал фиксированного
шага, А и Б—полости сер-
вопоршня, В—полость фик-
сатора, а—шлицы, б и
в—отверстия.

АВ-68 четырехлопастной, гидравлический, двусторонней схемы действия с установкой лопастей во флюгерное положение.

Винт состоит из втулки 6, четырех лопастей 1, сервопоршня 15, клапана фиксатора 12 и центробежного фиксатора 16. Винт втулкой 6 крепят к фланцу вала 3. Крутящий момент от вала к втулке винта передается торцовыми шлицами *a*. Лопасти 1 установлены во втулке винта 6 на опорных шариках 2, размещенных четырьмя рядами в кольцевых дорожках у комля лопасти и втулки винта, что позволяет лопастям поворачиваться вокруг своей оси. Центробежные усилия от них через шарики 2 воспринимаются втулкой винта. На торце комлевой части лопасти имеются эксцентрично расположенные пальцы 4.

В цилиндре 14 перемещается сервопоршень 15, связанный с траверсой 18. Последняя с помощью шатунов 7 соединяется с пальцами 4 комля лопастей. Так как пальцы расположены относительно оси лопасти эксцентрично, то при перемещении поршня 15 в ту или другую сторону происходит поворот лопастей 1 винта относительно их оси. Таким образом осуществляется изменение шага винта, т. е. угла φ установки лопастей (см. фиг. 11. 22).

Принцип действия механизма поворота лопастей гидроцентробежный, двусторонней схемы. Рабочая жидкость — масло. Управление винтом осуществляется с помощью трех каналов, выполненных в маслопроводе 5: канала большого шага БШ, соединенного с полостью А, канала малого шага МШ, соединенного с полостью Б, и канала фиксатора шага ФШ, соединенного с полостью В клапана 12 фиксатора шага.

При установившемся режиме клапан 12 фиксатора находится в открытом положении. Полость А сообщается с каналом БШ, а полость Б — с каналом МШ. При этом поперечные составляющие центробежных сил лопастей, а также давление масла на поршень со стороны полости Б уравниваются давлением масла на поршень со стороны полости А.

При увеличении числа оборотов двигателя регулятор оборотов через канал БШ включает подачу масла под давлением в полость А, а полость Б через канал МШ сообщит со сливом. Тогда сервопоршень 15 начнет перемещаться вправо и через траверсу 18 и шатуны 7 начнет поворачивать лопасти 1 винта в сторону увеличения шага. Мощность, потребляемая винтом, будет при этом увеличиваться и обороты двигателя начнут уменьшаться.

При уменьшении числа оборотов двигателя регулятор оборотов сообщает полость А через канал БШ со сливом. Тогда под действием поперечных составляющих центробежных сил лопастей и давления масла в полости Б поршень начнет перемещаться влево и через траверсу и шатуны 7 лопасти начнут поворачиваться на уменьшение шага винта. Мощность, потребляемая винтом, будет уменьшаться и обороты двигателя начнут увеличиваться. В первом и во втором случае поворот лопастей будет происходить до тех пор, пока не восстановится заданное число оборотов двигателя.

Клапан фиксатора 12 служит для разобращения канала БШ с полостью А. Клапан связан с плунжером 13, который под действием пружины 10 отжимается вправо. Клапан 12 под действием своей пружины 11 сядет на седло и перекроет канал БШ. Рабочая полость В у плунжера 13 сообщится с каналом ФШ. При подаче масла из канала ФШ в полость В под давлением плунжер 13 отойдет влево и откроет клапан 12 фиксатора, сообщив канал БШ с полостью А.

Центробежный фиксатор 16 представляет собою регулятор максимальных оборотов и является аварийным. Центробежный фиксатор представляет собой золотник с грузиком, который находится под действием тарированной пружины 17. Он установлен в системе подачи масла из канала ФШ в полость В клапана фиксатора и управляет последним.

В случае нарушения нормальной работы системы управления винтом (при выходе регулятора оборотов из строя), когда винт начнет произвольно облегчаться, двигатель будет увеличивать свои обороты. Однако при достижении им предельно допустимых оборотов центробежный фиксатор 16, перемещаясь, разобшит канал ФШ с полостью В фиксатора и сообщит последнюю со сливом в полость Б. Благодаря этому клапан фиксатора 12 под действием пружин 10 и 11 закроется и слив масла из полости А через канал БШ прекратится. Вместе с тем прекратится и уменьшение шага винта, так как полость А окажется запертой и масло в ней образует у сервопоршня 15 гидравлический упор.

Расфиксация шага производится при уменьшении числа оборотов двигателя (при дросселировании его), когда центробежная сила, действующая на золотник, уменьшится и последний под действием упругости пружины 17 возвратится в свое исходное положение. Золотник разобшит полость В фиксатора с полостью Б и сообщит ее с каналом ФШ. Тогда клапан 12 фиксатора под действием давления масла откроется и сообщит полость А с каналом БШ. Для ограничения отрицательной тяги винта при посадке самолета предусмотрено фиксирование шага винта на промежуточном угле установки лопастей. Это облегчение винта ограничивается таким положением сервопоршня 15, при котором канал втулки 9 поршня совместится с отверстием в и полость В фиксатора, разъединившись с каналом ФШ, сообщится со сливом в полость Б. Клапан 12 фиксатора закроется и масло в полости А запрется, создавая у сервопоршня 15 гидравлический упор. У винта АВ-68 угол установки на промежуточный упор равен $\varphi = 12^\circ$.

Снятие с упора производится подачей масла в полость Б из насоса регулятора оборотов под повышенным давлением. Благодаря этому давление в полости В повысится и клапан фиксатора откроется, сообщив полость А через канал БШ со сливом. Поршень 15 при этом переместится влево и лопасти винта повернутся в сторону уменьшения угла.

В случае остановки двигателя в полете (например, в случае выключения летчиком части двигателей на многомоторном само-

лете), когда двигатели не передают мощность на винт, последний будет вращаться как ветряк, создавая у самолета дополнительное сопротивление. В этом случае винт АВ-68 допускает установку лопастей во флюгерное положение, т. е. в положение наименьшего сопротивления винта. У винта АВ-68 угол флюгерного положения лопастей составляет $\varphi_{\text{фл}} = 83^\circ$.

Ввод лопастей винта во флюгерное положение и вывод их из флюгерного положения осуществляется принудительно с помощью специального флюгерного маслонасоса. Последний приводится от электромотора, который питается от электросети самолета.

Флюгерование винта производится подключением флюгерного насоса к каналу БШ. Масло будет подаваться в полость *А* винта, а полость *Б* сообщится со сливом. Благодаря этому поршень 15 переместится вправо до упора в упорное кольцо 8, поворачивая лопасти винта во флюгерное положение.

Вывод винта из флюгерного положения производится сообщением полости *А* винта через канал БШ со сливом при одновременной подаче масла из флюгерного маслонасоса в полость *Б*.

11.6. МАТЕРИАЛЫ

Шестерни обычно изготавливают из цементируемой стали 12Х2Н4А или 18ХНВА и азотируемой стали 38ХМЮА. Соответственно этому зубья шестерен цементируют или азотируют. Вал винта и сателлитодержатель выполняют из стали 40ХНМА. Оси сателлитов изготавливают из стали 12Х2Н4А с цементированными дорожками для роликов подшипников.

Глава XII

ПРИВОДЫ К АГРЕГАТАМ ГТД

12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

На ГТД устанавливают сравнительно много различных по своему назначению агрегатов, которые требуют привода. Эти агрегаты разделяют на две основные группы: агрегаты, обслуживающие двигатель, и агрегаты, обслуживающие самолет. К числу агрегатов двигателя относят топливные и масляные насосы, воздухоотделители, центробежные суфлеры, электротахометры, пусковые агрегаты и пр. К числу самолетных агрегатов относятся электрогенераторы, гидронасосы, вакуумные насосы, воздушный компрессор высокого давления и пр.

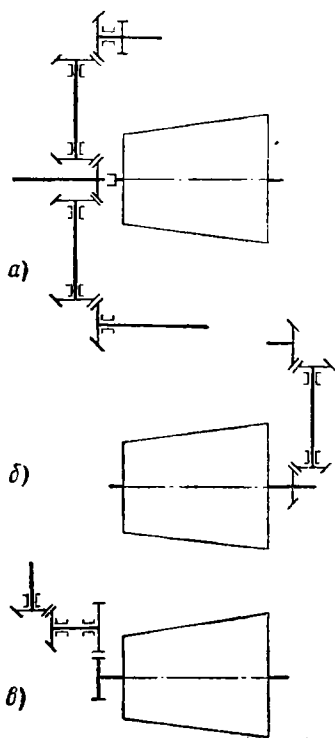
Агрегаты устанавливают на частях двигателей с пониженной температурой в местах, удобных для подхода к ним при обслуживании, регулировании и возможной замене. При этом стремятся к сокращению коммуникаций (трубопроводов), связанных с рабо-

той агрегатов. Для улучшения условий работы системы смазки масляные насосы обычно располагают в нижней части двигателя.

Рабочие обороты агрегатов отличаются большим разнообразием, которые обеспечиваются шестеренчатыми передачами. Опорами в приводах служат шариковые и роликовые подшипники. Длинные валы передач называют обычно рессорами. На привод агрегатов ГТД затрачивается около 1% мощности, развиваемой турбиной двигателя.

12.2. СХЕМЫ ПРИВодОВ И ИХ КОНСТРУКЦИЯ

Приводы к агрегатам ГТД с осевым компрессором. У ГТД с осевым компрессором агрегаты устанавливают на корпусе переднего подшипника ротора и на корпусе компрессора.



Фиг. 12.1. Схемы передач привода агрегатов ГТД с осевым компрессором.

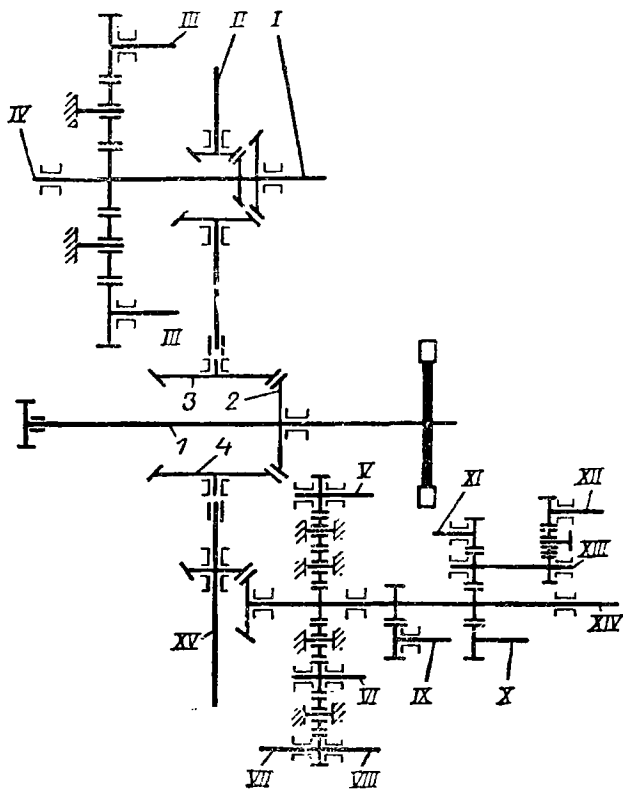
Стартер или электрогенератор ТРД иногда размещают внутри обтекателя (см. фиг. 1.7), а часть маслонасосов и воздухоотделитель — в центральной части корпуса переднего подшипника ротора. У ТВД часть агрегатов можно расположить на корпусе редуктора, если они не загромождают вход в компрессор двигателя.

Привод к агрегатам может быть осуществлен либо от передней, либо от задней цапфы ротора компрессора с помощью пары конических шестерен и валов-рессор, как показано на схемах а и б фиг. 12.1. Валики-рессоры через пустотелые стойки корпусов выходят наружу (см. фиг. 2.1) для передачи вращения агрегатам, расположенным на корпусах. Иногда в целях понижения числа оборотов в центральную передачу включают еще пару цилиндрических шестерен, как показано на схеме в фиг. 12.1.

Чтобы не увеличивать габаритов двигателя, а также для уменьшения нагрузки передач, агрегаты обычно разбивают на группы и каждую из них устанавливают на своей коробке приводов. Иногда отдельно выделяют коробку приводов агрегатов двигателя и коробку приводов самолетных агрегатов. Каждая коробка приводов получает привод через свой валик-рессору. Привод агрегатов двигателя осуществляется с помощью двух-трех валов, как показано на схеме а фиг. 12.1.

Иногда отдельно выделяют коробку приводов агрегатов двигателя и коробку приводов самолетных агрегатов. Каждая коробка приводов получает привод через свой валик-рессору. Привод агрегатов двигателя осуществляется с помощью двух-трех валов, как показано на схеме а фиг. 12.1.

На фиг. 12.2 показана кинематическая схема приводов к агрегатам ТВД АИ-20, имеющего осевой компрессор. Центральный узел передачи состоит из ведущей 2 и двух ведомых 3 и 4 конических шестерен. Ведущая шестерня получает вращение от ротора двигателя через вал-рессору 1 редуктора и передает его через ведомые шестерни 3 и 4 верхнему и нижнему валикам-рессорам.



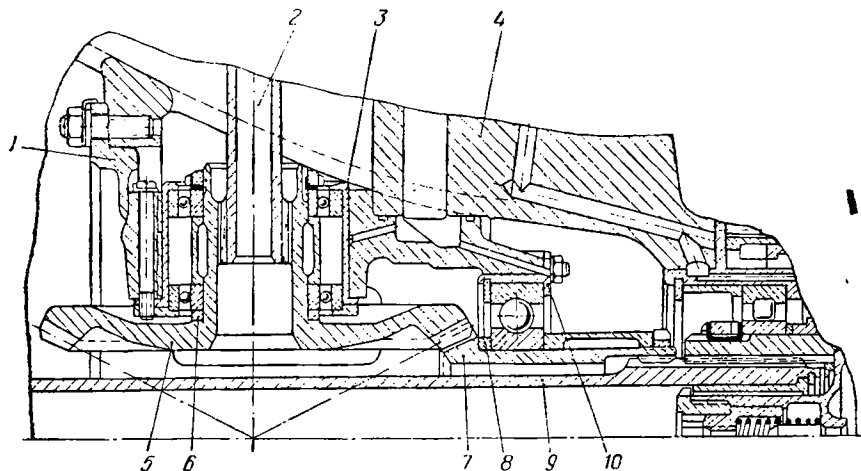
Фиг. 12.2. Кинематическая схема приводов агрегатов ТВД АИ-20.

От верхнего валика-рессоры с помощью шестеренчатых передач получают вращение следующие агрегаты, расположенные на верхней части корпуса переднего подшипника ротора: I — регулятор числа оборотов воздушного винта, II — центробежный суфлер и III — два стартер-генератора. Привод IV соединен со стояночным тормозом.

От нижнего валика-рессоры через шестеренчатые передачи получают вращение: V — электрогенератор переменного тока, VI — откачивающие маслонасосы от среднего и заднего подшипников ротора, VII — воздухоотделитель, VIII — подкачивающий маслонасос, IX — основной топливный насос, X — подкачивающий топливный насос, XI — откачивающий маслонасос из коробки приво-

дов агрегатов, *XII* — датчик тахометра, *XIII* — гидронасос, *XIV* — контрольно-топливный агрегат и *XV* — главный маслонасос.

На фиг. 12.3 показан центральный узел передачи к приводам агрегатов ТВД АИ-20, расположенный в корпусе 1. Ведущая 7 и ведомая 5 конические шестерни передачи своими хвостовиками установлены на шариковых подшипниках. С помощью шлице ведущая шестерня соединена с валом 9 привода редуктора воздушного винта, а ведомая шестерня 5 с валиком-рессорой 2. Последний проходит через пустотелую стойку корпуса 4 переднего подшипника ротора и приводит агрегаты, расположенные в верх-



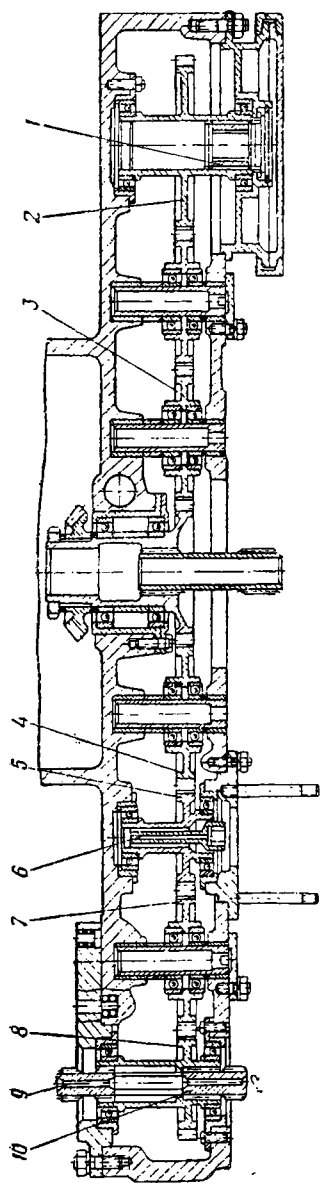
Фиг. 12.3. Центральный узел передачи к приводам агрегатов ТВД АИ-20.

ней части корпуса. Для понижения числа оборотов ведомая шестерня сделана больше ведущей. Зазор в зацеплении шестерен устанавливают при сборке подбором регулировочных колец 6 и 8. Корпус 1 отлит из алюминиевого сплава и в гнездах его подшипников запрессованы стальные втулки 3 и 10.

На фиг. 12.4 изображено сечение, сделанное по коробке нижних приводов следующих агрегатов ТВД АИ-20: электрогенератора переменного тока, откачивающих маслонасосов, воздухоотделителя и подкачивающего маслонасоса. Привод к электрогенератору осуществлен через две промежуточные шестерни 3 и шестерню 2. Привод к откачивающему маслонасосу осуществлен через промежуточную шестерню 4 и шестерню 5, а к воздухоотделителю и к подкачивающему маслонасосу через промежуточную шестерню 7 и шестерню 8.

Приводы к агрегатам ТРД с центробежным компрессором. У ТРД с центробежным компрессором агрегаты устанавливаются на коробке приводов 1, расположенной в передней части двигателя (см. фиг. 1.8).

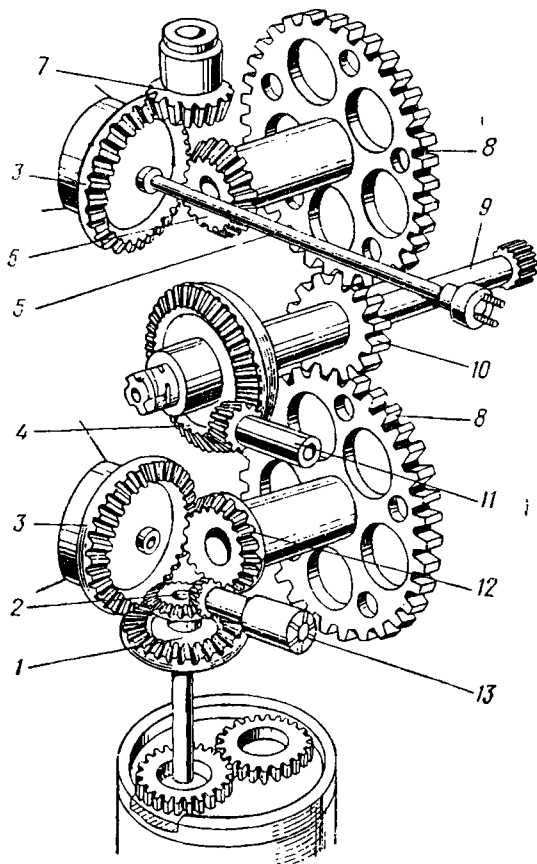
На фиг. 12.5 изображена кинематическая схема коробки приводов агрегатов двигателя ВК-1. Через валик-рессору 9 и



Фиг. 12. 4. Коробка нижних приводов агрегатов ТВД АИ-20.

1 и 2—муфта и шестерня привода генератора, 3, 4 и 7 — промежуточные шестерни, 5 и 6—шестерни и валки привода откачивающего масляного насоса, 8—шестерня, 9—валки привода подкачивающего масляного насоса, 10—валки привода воздуха отделиителя.

цилиндрическую шестерню 10 вращение от двигателя передается двум цилиндрическим шестерням 8, которые сидят на хвостовиках конических шестерен 6 и 12. Через конические шестерни 3 приводятся во вращение два топливных насоса высокого давления. Верхняя коническая шестерня 3, кроме того, передает вращение конической шестерне 7 привода коробки самолетных агрегатов и



Фиг. 12.5. Кинематическая схема коробки приводов ТРД ВК-1.

через валик-рессору 5 — генератору тахометра. Нижняя коническая шестерня 3 через шестерню 1 передает вращение вертикальному валу, который через пару конических шестерен 2 и 13 приводит во вращение воздухоотделитель, а через пару цилиндрических шестерен — маслонасос. Через пару конических шестерен 11 и 4, вал вращающей шестерни 10 и рессору 9 вращение передается от электростартера ротору двигателя. Привод от электростартера включается только при запуске двигателя с помощью храповой

муфты, соединяющей шестерню 4 с валиком шестерни 10. Описание храповой муфты см. в гл. XVII «Запуск ГТД».

На фиг. 12.6 показана коробка приводов агрегатов ТРД с центробежным компрессором. Кинематическая схема этих приводов аналогична схеме, показанной на фиг. 12.5.

12.3. МАТЕРИАЛЫ

Шестерни приводов обычно изготавливают из цементируемой стали 12Х2Н4А или 12ХНЗА. Для уменьшения износа зубья шестерен цементируют. Валики и валики-рессоры изготавливают из стали 40ХНМА, 18ХНВА и 12Х2Н4А. Коробку передач отливают из магниевого сплава МЛ5 или алюминиевого АЛ5.

Глава XIII

СИСТЕМА СИЛОВЫХ КОРПУСОВ ГТД

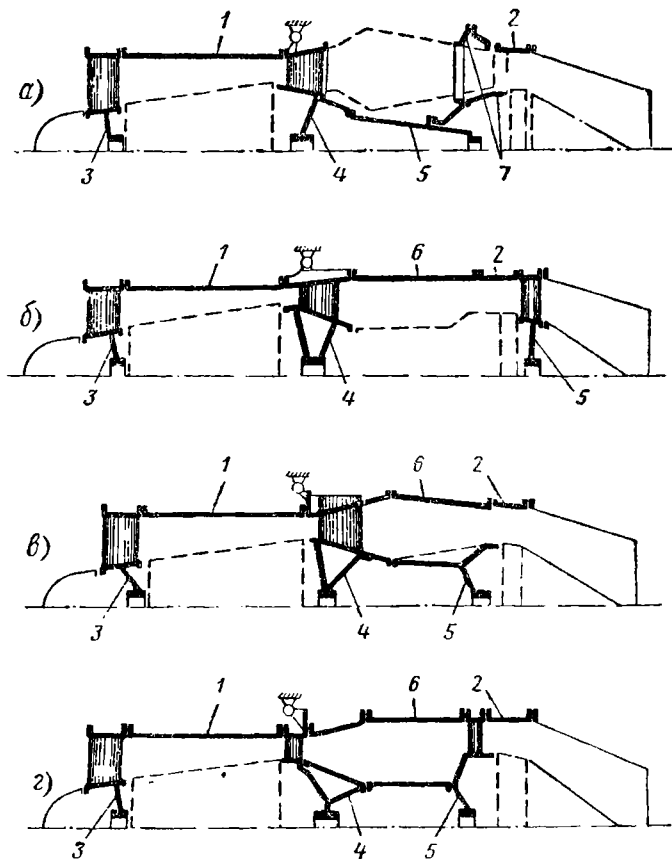
13.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Силовая схема ГТД образуется системой силовых корпусов, к числу которых у ТРД относятся корпусы компрессора, турбины, подшипников ротора и кожуха камер сгорания. К ним крепят входное и выходное устройства и коробки агрегатов. В силовую систему корпусов ТВД входит также корпус редуктора. На силовых корпусах располагают узлы крепления двигателя к самолету.

Силовыми корпусами воспринимаются вес частей двигателя, силы газов, силы инерции и моменты от этих сил. Некоторые из этих сил и моментов в системе корпусов взаимно уравновешиваются и являются замкнутыми или внутренними. Другие из них остаются свободными и передаются через узлы крепления самолету. Некоторые нагрузки имеют циклический характер и вызывают вибрации корпусов. Так как отдельные части двигателя работают при различных температурных условиях, то в корпусах возникают температурные напряжения. Конструкция корпусов должна отвечать условиям прочности, жесткости, минимального веса и простоты сборки.

Силовые системы корпусов ГТД различают в основном по виду связи корпусов компрессора, турбины и заднего подшипника ротора. На фиг. 13.1 приведены четыре типовые схемы корпусов ТРД с осевым компрессором и трехпорным ротором. Корпус 1 компрессора непосредственно связан с корпусами 3 переднего и 4 среднего подшипников ротора. На схеме а корпус турбины 2 связан с корпусом 4 среднего подшипника ротора через корпус 5 заднего подшипника ротора и корпус 7 газосборника. На схеме б задний подшипник ротора расположен за турбиной и его корпус 5 через корпус 2 турбины и кожух 6 камеры сгорания связан с кор-

пусом 4 среднего подшипника ротора. На схеме *в* изображена разветвленная связь корпусов, при которой к корпусу 4 среднего подшипника ротора независимо крепят корпус 5 заднего подшипника ротора, а через кожух 6 камеры сгорания корпус 2 турбины. На схеме *г* изображена замкнутая (двойная) связь корпуса 2 турбины с корпусом 4 среднего подшипника ротора через корпус 5 заднего подшипника ротора и кожух 6 камеры сгорания.



Фиг. 13.1. Силовые схемы корпусов ТРД.

Схему *а* применяют при индивидуальных (трубчатых) камерах сгорания, которые обычно не включают в силовую систему двигателя. Схемы *б*, *в* и *г* находят применение при кольцевых и трубчато-кольцевых камерах сгорания. Схема *г* обеспечивает более жесткую связь корпусов турбины и компрессора, но при разном нагреве корпуса 5 и кожуха 6 в них могут возникнуть дополнительные температурные напряжения.

У ТРД с центробежным компрессором применяют обычно камеры сгорания индивидуальные и силовую систему корпусов вы-

полняют по схеме *a*. У ТВД силовые схемы корпусов аналогичны показанным на фиг. 13.1. Корпус редуктора может входить в конструкцию двигателя или может быть выполнен в виде отдельного агрегата, как показано на фиг. 11.1. В первом случае корпус редуктора соединяют с корпусом переднего подшипника ротора.

13.2. СИЛЫ ГАЗОВ

Силы газов создают в системе двигателя полезную работу. В корпусах от них возникают радиальные, окружные и осевые нагрузки.

Радиальные нагрузки возникают у корпусов от статических давлений газов. Радиальные силы являются внутренними, замкнутыми силами.

Окружные нагрузки у корпусов возникают от динамического воздействия газового потока при изменении его окружной составляющей скорости в сопловых, направляющих и спрямляющих аппаратах, а также у стоек, выпрямляющих поток. Величина скручивающих моментов, приложенных к корпусам ГТД, определяется изменением моментов количества движения газового потока:

$$M_{\text{скр}} = \frac{G}{g} (c_{1u} - c_{2u}) R, \quad (13.1)$$

где G — секундный расход газа;

g — ускорение силы тяжести;

R — средний радиус расположения канала;

c_{1u} и c_{2u} — окружные составляющие скорости газов на входе и на выходе у канала с учетом их знака.

Направление скручивающих моментов определяется характером изменения окружной составляющей скорости потока.

Крутящий момент турбины ТРД передается на вращение компрессора:

$$M_T = M_K, \quad (13.2)$$

где M_T — крутящий момент на валу турбины;

M_K — момент сопротивления вращению ротора компрессора.

Крутящий момент M_T направлен по вращению ротора, а момент сопротивления M_K — против его вращения.

Согласно третьему закону механики — равенства действия и противодействия сил — корпусы, воспринимающие окружные нагрузки турбины, скручиваются реактивным моментом

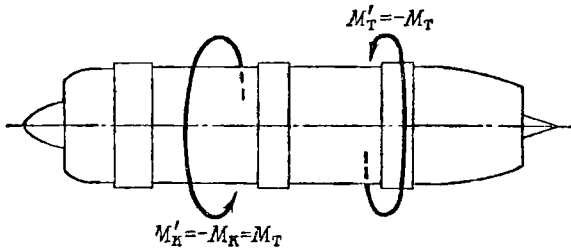
$$M'_T = M_T, \quad (13.3)$$

а корпусы, воспринимающие окружные нагрузки компрессора, скручиваются моментом

$$M'_k = M_k. \quad (13.4)$$

Направление действия скручивающих моментов M'_k и M_k соответственно противоположно направлению моментов M_t и M_k .

Принимая во внимание выражение (13.2), приходим к выводу, что силовые корпусы ТРД во время работы скручиваются моментами M'_k и M'_t , равными по величине и обратными по направлению, которые в системе двигателя взаимно уравниваются (фиг. 13.2).



Фиг. 13.2. Скручивающие моменты корпусов ТРД.

У ротора турбины ТВД окружные нагрузки создают полезный крутящий момент, который передается на вращение компрессора и воздушного винта:

$$M_t = M_k + i_p M_b, \quad (13.5)$$

где M_b — момент сопротивления вращению воздушного винта;

$i_p < 1$ — передаточное отношение редуктора;

$i_p M_b$ — момент сопротивления вращению воздушного винта, приведенный к валу турбины.

Моменты сопротивления M_k и $i_p M_b$ направлены в сторону, обратную вращению ротора. Корпусы, воспринимающие окружные нагрузки турбины, скручиваются реактивным моментом

$$M'_t = M_t, \quad (13.6)$$

направленным против вращения ротора. Если принять во внимание, что момент сопротивления вращению ротора компрессора

$$M_k = M_t - i_p M_b$$

направлен против вращения ротора, то корпусы, воспринимающие окружные нагрузки компрессора, будут скручиваться моментом

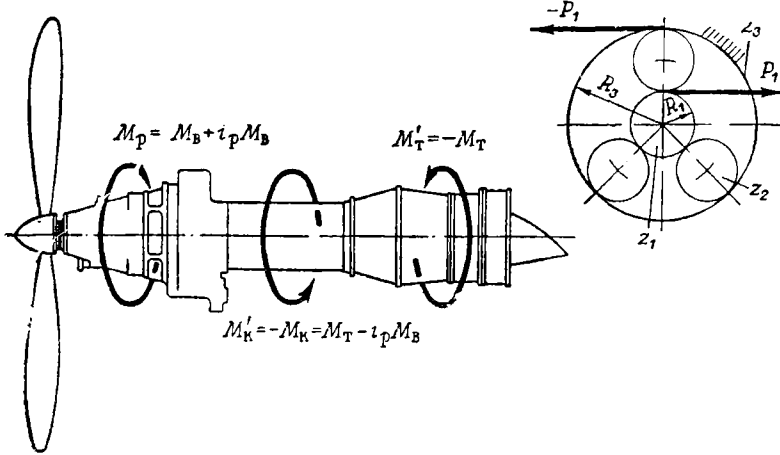
$$M'_k = M_k = M_t - i_p M_b, \quad (13.7)$$

направленным в сторону вращения ротора. Корпус редуктора воспринимает скручивающий момент со стороны шестеренчатой пере-

дачи. Так, например, у планетарного редуктора с передачей вращения на один винт (см. фиг. 11.3, а) со стороны неподвижной шестерни z_3 на корпус будет передаваться скручивающий момент M_p (фиг. 13.3),

$$M_p = P_1 R_3, \quad (13.8)$$

где P_1 — окружное усилие на ведущей шестерне;
 R_3 — радиус неподвижной шестерни.



Фиг. 13.3. Скручивающие моменты корпусов ТВД.

Момент M_p направлен в сторону, обратную вращению ротора турбины. Передаточное отношение i_p планетарного редуктора равно:

$$i_p = -\frac{1}{\frac{z_3}{z_1} + 1} = -\frac{1}{\frac{R_3}{R_1} + 1},$$

откуда

$$R_3 = R_1 \left(\frac{1}{i_p} - 1 \right).$$

Подставив в выражение (13.8) полученное значение R_3 , найдем:

$$M_p = P_1 R_1 \left(\frac{1}{i_p} - 1 \right) = i_p M_b \left(\frac{1}{i_p} - 1 \right) = M_b (1 - i_p), \quad (13.9)$$

где величина $P_1 R_1 = i_p M_b$ — моменту сопротивления вращения воздушного винта, приведенному к валу турбины.

Суммируя скручивающие моменты M'_T , M'_K и M_p , приложенные к силовым корпусам ТВД с учетом направления их действия (см. фиг. 13.3) и учитывая выражения (13.7) и (13.9), получим:

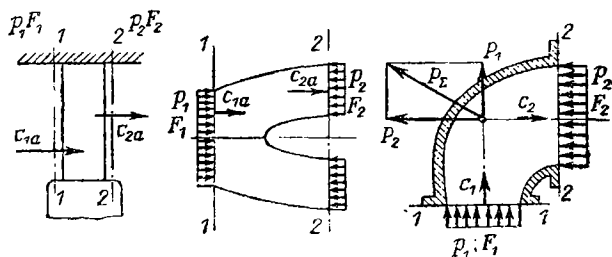
$$M_\Sigma = -M'_T - M'_K - M_p = -M_b. \quad (13.10)$$

Здесь знак плюс принят за направление вращения ротора, с которым в данном случае совпадает направление вращения винта.

Отсюда следует, что в системе силовых корпусов ТВД суммарный скручивающий момент остается свободным и передается самолету через узлы крепления двигателя. Называется он опрокидывающим моментом. По величине опрокидывающий момент ТВД равен моменту сопротивления вращению винта и направлен против вращения винта.

Опрокидывающий момент ТВД с двумя винтами, вращающимися в разные стороны, равен разности моментов сопротивления вращению винтов, а при равенстве последних будет равен нулю.

В случае дифференциального редуктора на два соосных винта, у которого $M_p = 0$, опрокидывающий момент равен разности момен-



Фиг. 13.4. К определению осевой силы лопаточного венца входного канала осевого компрессора и патрубков центробежного компрессора.

тов сопротивления вращению винтов и направлен в сторону, обратную вращению ротора двигателя.

Осевые усилия возникают от статического давления газов и от динамического воздействия со стороны газового потока. Осевое усилие от статического давления определяется произведением статического давления газов p на соответствующую площадь поперечного сечения канала или стенки F . Осевое усилие от динамического воздействия определяется по изменению количества движений газового потока в осевом направлении.

Для любого участка газового тракта двигателя, выделенного параллельными сечениями 1—1 и 2—2 (фиг. 13.4), осевые усилия P_o выразятся формулой:

$$P_o = p_1 F_1 - p_2 F_2 + \frac{G}{g} (c_{1a} - c_{2a}), \quad (13.11)$$

или

$$P_o = \left(p_1 F_1 + \frac{G}{g} c_{1a} \right) - \left(p_2 F_2 + \frac{G}{g} c_{2a} \right), \quad (13.12)$$

где p_1 и p_2 — давления газов в сечениях 1—1 и 2—2;

F_1 и F_2 — площади сечений;

c_{1a} и c_{2a} — осевые скорости газа в сечениях 1—1 и 2—2;

G — секундный расход газов;

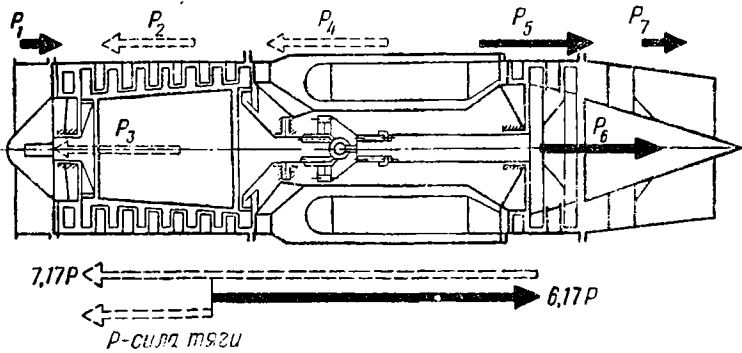
g — ускорение силы тяжести.

Знак силы P_0 определяет ее направление. При положительном знаке усилие направлено от сечения 1—1 к сечению 2—2 (по потоку), а при отрицательном — от сечения 2—2 к сечению 1—1 (против потока).

В случае криволинейного канала, например у выходного патрубка центробежного компрессора, результирующая сила со стороны воздушного потока будет направлена под некоторым углом и определится как геометрическая сумма сил:

$$P_1 = p_1 F_1 + \frac{G}{g} c_{1a} \quad \text{и} \quad P_2 = p_2 F_2 + \frac{G}{g} c_{2a}.$$

В системе двигателя осевые усилия приложены к различным его частям. Одни из них направлены по потоку, а другие — против



Фиг. 13. 5. Осевые усилия отдельных узлов ТРД.

полета. Результирующая всех осевых сил является свободной и образует силу тяги двигателя. Направлена она у двигателя против газового потока — в сторону полета самолета.

На фиг. 13. 5 изображены векторы осевых сил, действующих во время работы на отдельные узлы ТРД с осевым компрессором. В данном случае величина их, выраженная через силу тяги P , составляет:

- у входного устройства — $P_1 = 0,12P$;
- у статора компрессора — $P_2 = 1,07P$;
- у ротора компрессора — $P_3 = 3,09P$;
- у камер сгорания — $P_4 = 2,2P$;
- у статора турбины — $P_5 = 1,75P$;
- у ротора турбины — $P_6 = 3,87P$;
- у выходного сопла — $P_7 = 0,43P$.

Результирующая этих сил представляет силу тяги двигателя. Из рассмотрения фиг. 13. 5 следует, что отдельные узлы ГТД несут во время работы весьма значительные осевые нагрузки, которые должны учитываться в расчетах на прочность.

Воздушный винт ТВД преобразует мощность, развиваемую на валу двигателя, в тягу:

$$P = 75 \frac{N \eta_{\text{в}}}{V}, \quad (13.13)$$

где N — мощность двигателя;

$\eta_{\text{в}}$ — коэффициент полезного действия винта;

V — скорость полета самолета.

При работе на месте (в момент трогания самолета при взлете) воздушный винт развивает максимальную силу тяги, которая составляет:

$$P_{\text{max}} = (1,3 \div 1,5) N_{\text{вз}},$$

где $N_{\text{вз}}$ — взлетная мощность.

13.3. ИНЕРЦИОННЫЕ НАГРУЗКИ И СИЛЫ ВЕСА

Инерционные силы и моменты, возникающие у ГТД, являются неуравновешенными, свободными и передаются через узлы крепления самолету. К ним относятся: неуравновешенные центробежные силы роторов [формула (6.5)], гироскопические моменты роторов [формула (7.16)] и инерционная сила весовой перегрузки [(см. фиг. 7.21)]; последняя выражается следующей формулой:

$$P_j = KQ, \quad (13.14)$$

где K — коэффициент весовой перегрузки;

Q — вес двигателя.

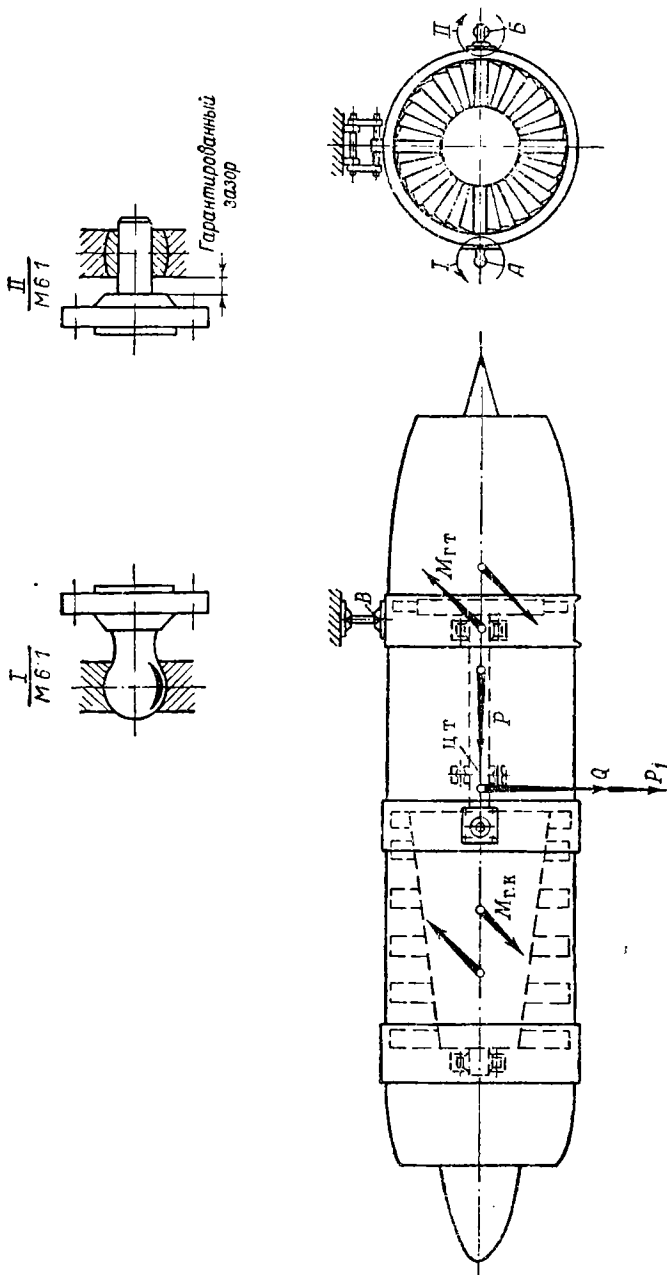
Гироскопический момент и инерционная весовая перегрузка возникают при эволюции самолета и являются кратковременными. Коэффициент весовой перегрузки зависит от типа самолета и характера эволюции. В расчетах истребителей обычно принимают $K=8 \div 10$.

Силы веса являются свободными и передаются через узлы крепления самолету. Общий вес двигателя приложен к его центру тяжести.

13.4. КРЕПЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯ К САМОЛЕТУ

Узлы крепления ГТД к самолету располагаются на силовых корпусах. Так как во время работы отдельные части ГТД значительно нагреваются, то узлы крепления должны обеспечивать свободное температурное расширение двигателя.

На фиг. 13.6 показана типовая схема крепления ТРД с осевым компрессором к самолету в трех точках. На корпусе компрессора в точках A и B , расположенных вблизи центра тяжести двигателя, укреплены две цапфы с шаровыми опорами. Последние допускают некоторые перекосы в соединении. Цапфу A фиксируют в узле



Фиг. 13. 6. Схема крепления к самолету ТРД с осевым компрессором.

крепления, а цапфа *Б*, опираясь свободно на шаровой вкладыш, обеспечивает двигателю поперечное температурное расширение.

Дополнительный узел крепления расположен на корпусе турбины в точке *В*. Он выполнен в виде шарнирной подвески, которая воспринимает только вертикальные нагрузки. Шарнирная подвеска обеспечивает свободное расширение двигателя в осевом направлении.

На схеме приведены следующие силы и моменты сил, передающиеся через узлы крепления самолета:

P — сила тяги, действующая вдоль оси двигателя;

Q — вес двигателя;

P_j — инерционная центробежная сила весовой перегрузки, приложенная к центру тяжести двигателя;

M_{г.к} и *M_{г.т}* — гироскопические моменты роторов компрессора и турбины.

13.5. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Корпусы компрессора, турбины, камер сгорания, выходного сопла и форсажной камеры рассчитывают как тонкостенные оболочки. Расчет оболочек на осевые и радиальные нагрузки был изложен в гл. IX и X.

Под действием поперечных нагрузок оболочки, испытывают изгиб. Напряжения изгиба определяют по следующей формуле:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{M_{из}}{\pi R^2 \delta}, \quad (13.15)$$

где *M_{из}* — изгибающий момент в расчетном сечении;
W_{из} = πR²δ — момент сопротивления изгибу тонкостенной оболочки;
R — радиус оболочки;
δ — толщина стенки.

На фиг. 13.7, *а* показана консольно закрепленная оболочка. Изгиб ее происходит под действием внешней нагрузки в виде момента пары сил *M_в* и поперечной силы *Q_в*, приложенных к фланцу, а также под действием собственного веса *Q* оболочки и ее силы инерции весовой перегрузки *P_j*, приложенных в сечении по центру тяжести оболочки. Максимальный изгибающий момент будет действовать у места заделки, он равен:

$$M_{из \max} = M_{в} + Q_{в}l + (Q + P_j)l_1.$$

Изгибающие напряжения в корпусах ГТД обычно не превышают 100 ÷ 150 кг/см².

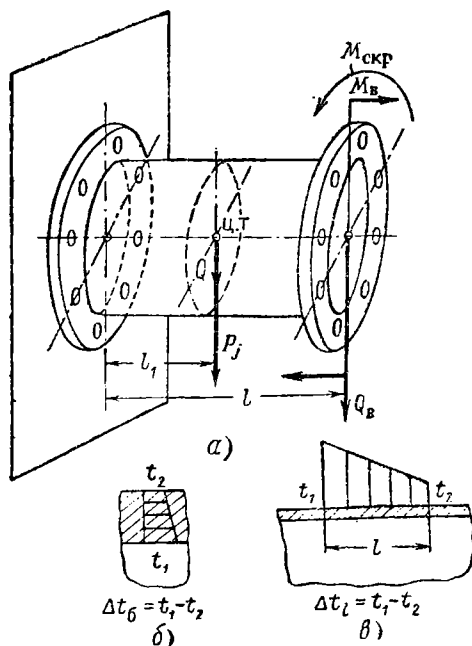
Под действием скручивающего момента *M_{скр}* (см. фиг. 13.7, *а*) у оболочек возникают касательные напряжения, которые определяют по формуле

$$\tau = \frac{M_{скр}}{W_{кр}} = \frac{M_{скр}}{2\pi R^2 \delta}, \quad (13.16)$$

где *W_{кр} = 2πR²δ* — момент сопротивления кручения тонкостенной оболочки.

Касательные напряжения у корпусов ГТД обычно не превышают 100 кг/см^2 .

При неравномерном нагреве оболочек возникают температурные напряжения, которые для цилиндрических оболочек могут быть определены по формулам:



Фиг. 13.7. К расчету на прочность оболочек.

при неравномерном нагреве по толщине стенки (см. фиг. 13.7, б)

$$\sigma_{tx} = \sigma_{ty} = 0,715 E \alpha \Delta t_{\delta} \quad (13.17)$$

и при неравномерном нагреве вдоль образующей (в случае линейного закона, фиг. 13.7, в)

$$\sigma_{tx} = 0,353 E \alpha \frac{\Delta t_l}{l} \sqrt{R \delta}, \quad (13.18)$$

где E — модуль упругости материала оболочки;
 α — коэффициент линейного расширения материала оболочки;

Δt_{δ} и Δt_l — перепады температур по толщине стенки и на длине l оболочки.

Напряжения σ_{tx} действуют в поперечных сечениях, а σ_{ty} — в продольных сечениях оболочки (см. фиг. 9.15, а).

Сложное напряжение у оболочек можно определить по третьей теории прочности:

$$\sigma_{\text{сл}} = \sqrt{\sigma_{\text{экр}}^2 + 4\tau^2}, \quad (13.19)$$

где $\sigma_{\text{экр}}$ — эквивалентное нормальное напряжение;

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_{\Sigma x}^2 + \sigma_{\Sigma y}^2 - \sigma_{\Sigma x} \sigma_{\Sigma y}}, \quad (13.20)$$

здесь $\sigma_{\Sigma x}$ и $\sigma_{\Sigma y}$ — суммарные нормальные напряжения в поперечном и в продольном сечениях оболочки.

Запас прочности

$$k = \frac{\sigma_T}{\sigma}, \quad (13.21)$$

где σ_T — предел текучести материала оболочки при рабочей температуре.

Запас прочности корпусов ГТД обычно составляет не менее 1,8.

Глава XIV

СИСТЕМА СМАЗКИ ГТД

14.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

На ГТД смазываются подшипники, шестерни и частично шлицевые соединения валов. Смазка уменьшает их трение, износ и наклеп, выносит твердые частицы, попадающие между рабочими поверхностями, и отводит тепло.

Для смазки ТРД в основном применяют нефтяные масла МК-8 или трансформаторное. Для двигателей, работающих при высоких температурах, находят применение синтетические масла. Высоконагруженные зубчатые передачи редукторов требуют масла с большей вязкостью. Поэтому в ТВД применяют либо смесь масел МК-8 (или трансформаторного) с МК-22 (или МС-20) либо турбинное масло.

Масло подается под давлением 3–6 кг/см². Через форсунки и жиклеры масло направляется в виде струй на рабочие поверхности трущихся деталей. Малоагруженные передачи коробки приводов агрегатов частично смазываются барботажем.

У ГТД обычно применяют циркуляционную (замкнутую) систему смазки, при которой масло с помощью насосов непрерывно циркулирует по замкнутому кругу: маслобак—двигатель—радиатор—маслобак. У ТРД с небольшой теплоотдачей в масло радиатор иногда отсутствует, а маслобаком служит маслосорник двигателя. Охлаждение масла происходит через стенки маслосорника, который снаружи обдувается потоком воздуха.

У некоторых ГТД применяют короткозамкнутую циркуляционную систему смазки, при которой масло циркулирует по замкнуто-

му кругу: двигатель—радиатор—двигатель. Маслобак из основной системы циркуляции выключен и служит только для пополнения убыли масла в основной системе.

У ТРД, рассчитанных на небольшой срок действия, находят применение так называемая открытая (незамкнутая) система смазки, которая подает к трущимся деталям двигателя через форсунки масляно-воздушную эмульсию. Через систему суфлирования эта эмульсия отводится затем в атмосферу. Недостатком этой системы является большой расход масла.

Маслобак содержит необходимый запас масла для нормальной работы двигателя. Масло подается в двигатель при температуре $50 \div 80^\circ \text{C}$ и откачивается из него при температуре, доходящей до $110 \div 120^\circ \text{C}$. Радиатор служит для охлаждения масла, выходящего из двигателя. Радиаторы могут быть масляно-воздушные и масляно-топливные. В первом случае охлаждающим агентом является набегающий поток атмосферного воздуха, а во втором — топливо. Применение масляно-топливных радиаторов обычно ограничивается допустимой температурой нагрева топлива, которая должна быть ниже температуры его кипения на расчетной высоте полета.

Циркуляция масла осуществляется с помощью нагнетающих и откачивающих маслонасосов. Нагнетающие насосы подают масло под давлением в двигатель, а откачивающие его откачивают. При этом масло откачивается полностью, т. е. система работает по принципу «сухих корпусов».

Обычно устанавливают один основной нагнетающий насос. Кроме того, у двигателя могут быть нагнетающие маслонасосы низкого давления (насосы подкачки или подпитки), подающие масло к основному насосу, а также насосы высокого давления, обеспечивающие подачу масла в виде рабочей жидкости к некоторым агрегатам двигателя. Число откачивающих маслонасосов обычно определяется числом мест откачки.

В маслосистему двигателя включают также маслофильтры и центробежные воздухоотделители. Маслофильтры служат для очистки масла от грязи, кокса, металлических частиц и пыли. Фильтры различают тонкой и грубой очистки. Так как фильтры тонкой очистки имеют повышенное сопротивление проходу масла, то их устанавливают, как правило, на напорной линии — за нагнетающим маслонасосом на входе в двигатель. Фильтры грубой очистки устанавливают иногда на всасывающей линии насосов. Они предохраняют последние от попадания в них более крупных предметов (гаек, шплинтов, стружки и пр.).

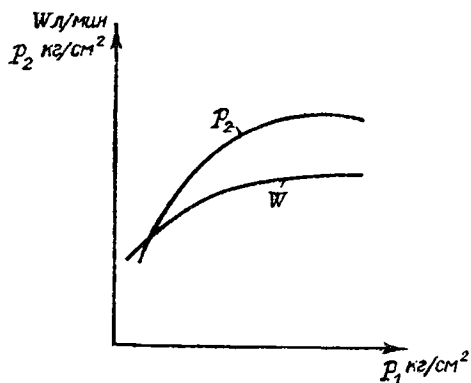
Проходящее через ГТД масло насыщается воздухом и газом. Откачивающие маслонасосы, имеющие обычно избыточную производительность, вместе с маслом откачивают значительное количество воздуха в виде воздушно-масляной эмульсии и воздушных пузырей.

Находящийся в масле воздух занимает в нем определенный объем, способствуя разрыву масляной пленки на трущихся рабо-

чих поверхностях, уменьшает коэффициент теплопроводности масла и сообщает ему упругие свойства. По этой причине производительность нагнетающих маслонасосов и высотность маслосистемы снижается, а смазка трущихся деталей, эффективность работы маслорадиатора и работа многих автоматов (у которых масло служит рабочей жидкостью) ухудшается.

Центробежные воздухоотделители представляют собой центрифуги для отделения из масла воздуха. Устанавливаются они обычно на выходе из двигателя за откачивающими маслонасосами.

Система суфлирования. Нормальная работа маслосистемы требует суфлирования двигателя и маслобака, т. е. под-



Фиг. 14. 1. Кавитационная характеристика насоса.

держания в них атмосферного давления. С этой целью с помощью системы каналов и трубопроводов масляные полости двигателя и маслобак сообщаются через суфлер с атмосферой. Суфлеры служат для отделения взвешенных капелек масла из выходящего через них воздуха. Это масло сливается обратно в двигатель. Часто на ГТД применяются центробежные суфлеры, т. е. центрифуги с механическим приводом.

Высотность маслосистемы. С подъемом на высоту давление в маслобаке, а следовательно, и на входе в нагнетающий маслонасос, понижается, увеличивается выделение из масла растворенных в нем газов и насыщенных паров. Кроме того, в масле находится большое количество мелких взвешенных пузырьков воздуха, которые при пониженных давлениях расширяются, что приводит к усиленному пенообразованию и к нарушению сплошности масляного потока на входе в насос. Это явление называют кавитацией. Количество поступающего в насос масла при кавитации уменьшается, что вызывает понижение производительности насоса. На фиг. 14. 1 показана кавитационная характеристика маслонасоса в виде зависимости давления масла p_2 на выходе из насоса и производительности его W от абсолютного давления масла p_1 на входе в насос.

Высота, на которой производительность насоса и давление масла достигают своего минимально допустимого значения для надежной работы двигателя, называют высотностью маслосистемы. Высотность маслосистемы обеспечивают в первую очередь запасом производительности насосов. Кроме того, всасывающие трубопроводы выполняют по возможности большего сечения и с малым гидравлическим сопротивлением, а маслобак устанавливают выше маслонасосов, обеспечивая этим некоторый напор на входе в на-

гнетающий маслонасос. С той же целью в маслобаках иногда создают повышенное давление и т. д.

Короткозамкнутая система смазки обладает бóльшей высотой, так как всасывающая линия у нагнетающего маслонасоса находится под напором, который создается откачивающим насосом.

Циркуляционным расходом масла называют количество масла, которое прокачивается через двигатель в единицу времени. Циркуляционный расход масла у двигателя (прокачка масла) определяется надежной работой его подшипников и зубчатых передач. Кроме того, прокачка учитывает также масло, идущее в качестве рабочей жидкости в системы регулирования и управления двигателем.

Потребное количество масла для каждого подшипника ротора определяется его расположением на двигателе. Так к переднему подшипнику ротора, расположенному в холодной зоне двигателя, масло обычно подается в количестве 1—2 л/мин, а к среднему и заднему подшипникам, расположенным в горячей зоне двигателя, — в количестве 2—6 л/мин и выше. Масло, идущее на смазку приводов к агрегатам и для систем регулирования и управления, обычно составляет 20—50% от общей его прокачки через двигатель. У ТВД масло подается, кроме того, на смазку редуктора, в систему управления воздушным винтом и к измерителю крутящего момента.

У выполненных конструкций ГТД удельная теплоотдача Q в масло и удельная прокачка W его через двигатель, отнесенные к 1000 кг тяги для ТРД и к 1000 л. с. мощности для ТВД, составляют:

	Q ккал/мин	W л/мин
ТРД	30÷60	3÷5
ТВД	140÷200	12÷30

Увеличенная теплоотдача и прокачка масла у ТВД объясняются наличием редуктора и системы управления воздушным винтом.

Расходом масла называют потерю масла в процессе работы двигателя. Эта потеря происходит потому, что часть масла проникает в проточную часть двигателя, а также выносится через суфлер в окружающую среду. Расход масла у ГТД составляет 0,3÷1,5 л/час.

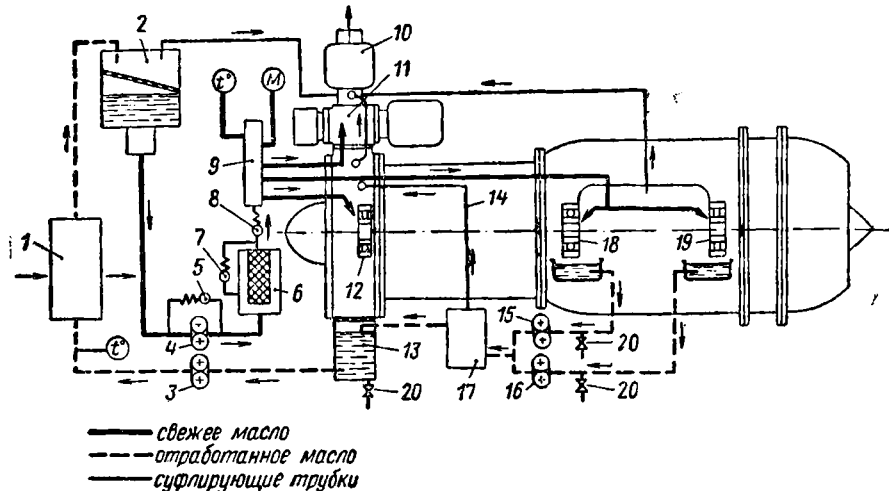
Производительность маслонасосов. Для обеспечения нормальной работы двигателя на всех режимах и на всех высотах полета, нагнетающий маслонасос выполняют обычно переразмеренным — с запасом по производительности на 150—200% больше циркуляционного расхода. Этот запас поддерживается перепуском избыточного количества масла через редукционный клапан обратно на всасывающую сторону нагнетающего насоса (см. фиг. 14.5).

Так как из двигателя выходит вспененное масло, объем которого превышает объем масла, поступающего в двигатель, то для

обеспечения полной его откачки откачивающие насосы по суммарной производительности делают также переразмеренными — с запасом в 2—4 раза больше производительности нагнетающего маслонасоса.

14.2. СХЕМЫ СМАЗКИ ГТД

Типовая схема смазки ТРД (фиг. 14.2) состоит из маслобака 2, нагнетающего маслонасоса 4, фильтра тонкой очистки 6, распределительной колонки 9, откачивающих маслонасосов 3, 15 и 16, воздухоотделителя 17, маслосборника 13, маслорадиатора 1 и суфлера 10.



Фиг. 14.2. Типовая схема смазки ТРД.

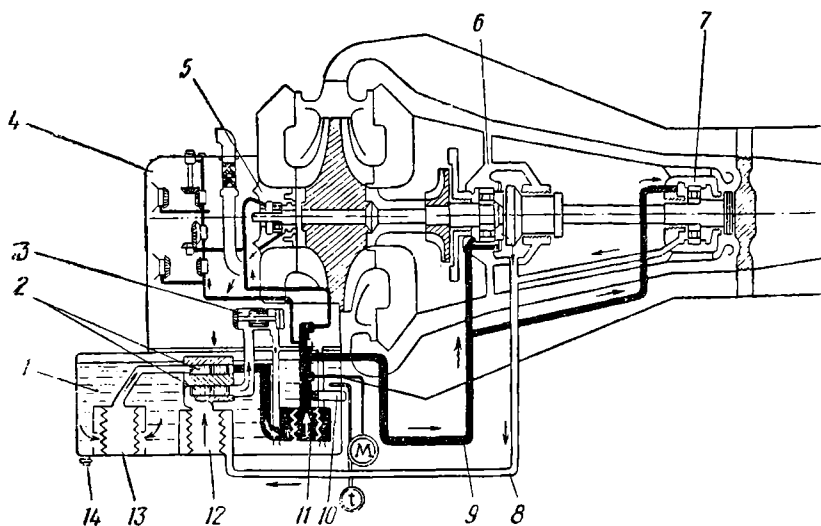
1—маслорадиатор, 2—маслобак, 3—откачивающий маслонасос, 4—нагнетающий маслонасос 5—редукционный клапан, 6—фильтр, 7—перепускной клапан, 8—обратный клапан, 9—распределительная колонка, 10—суфлер, 11—коробка агрегатов, 12, 18 и 19—подшипники ротора 13—маслосборник, 14—трубка отвода воздуха, 15 и 16—откачивающие маслонасосы, 17—воздухоотделитель, 20—спускные краны, М—манометр, Т°—термометр.

Нагнетающий маслонасос подает масло из маслобака в двигатель. Редукционный клапан 5 на насосе 4 поддерживает постоянное давление масла, перепуская излишек его обратно на всасывающую сторону насоса.

Из нагнетающего насоса масло поступает в маслофильтр 6 тонкой очистки. Перепускной клапан 7 служит для перепуска не очищенного масла в двигатель помимо фильтра. Это необходимо при загрязнении фильтра или при запуске двигателя в холодное время года, когда масло в двигателе загустевает. За фильтром установлен обратный клапан 8, который обеспечивает проход масла только к двигателю.

От распределительной колонки масло отводится отдельным его потребителям — к подшипникам 12, 18, 19 ротора и к коробке при водов агрегатов 11. Количество подаваемого к ним масла дозируется с помощью жиклеров и форсунок.

Отработанное масло от среднего 18 и заднего 19 подшипников ротора собирается в своих маслосборниках, из которых оно откачивается насосами 15 и 16 и подается в центробежный воздухоотделитель 17. В воздухоотделителе происходит отделение воздуха и паров масла, которые через трубку 14 направляются в корпус переднего подшипника компрессора. Очищенное масло поступает в основной маслосборник 13, куда самотеком также стекает масло от переднего подшипника ротора и из коробок приводов агрегатов. В маслосборнике устанавливают сетки и перегородки,



Фиг. 14.3. Схема смазки ТРД ВК-1.

которые разбивают сплошную струю масла на отдельные струйки и способствуют отделению от него воздуха. Основной насос 3 откачивает масло из маслосборника и через радиатор 1 подает его в маслябак 2. Спускные краны 20 служат для слива масла из двигателя после его остановки.

Работу маслосистемы контролируют замером давления и температуры масла на входе в двигатель и замером температуры на выходе из него. На схеме манометр обозначен М, а термометры t° .

На двигателе суфлируются рабочая полость среднего и заднего подшипников ротора, корпус переднего подшипника ротора, коробки приводов агрегатов и маслябак. С помощью трубок эти рабочие полости, корпуса и маслябак сообщаются с центробежным суфлером 10, в котором происходит отделение капель масла от воздуха и газов. Последние удаляются в атмосферу, а масло стекает в корпус переднего подшипника ротора.

Схема смазки ТРД ВК-1 (фиг. 14.3) не имеет масло-радиатора. Резервуаром для масла служит коробка маслоснасосов 1, прикрепленная к нижней части коробки приводов агрегатов 4, куда заливается 6 л масла. Система смазки циркуляцион-

ная. В коробке 1 расположены два шестеренных маслонасоса 2, три фильтра 11, 12 и 13 и редукционный клапан 10. Через грубый фильтр 13 масло поступает в нагнетающую секцию маслонасоса 2 и пройдя затем через фильтр тонкой очистки 11 поступает в вертикальный нагнетающий канал, который служит разборной колонкой. Редукционный клапан 10 поддерживает постоянное давление масла на выходе из насоса, перепуская избыток масла обратно в коробку 1.

Из вертикального нагнетающего канала масло подается к форсунке переднего подшипника ротора 5, на смазку приводов к агрегатам и по трубке 9 — к форсункам среднего 6 и заднего 7 подшипников ротора, а также на смазку шлицевой соединительной муфты валов. В коробке приводов масло подводится ко всем подшипникам и, разбрызгиваясь, смазывает шестерни передач.

Из переднего роликового подшипника 5 ротора и из коробки приводов агрегатов 4 отработанное масло стекает в коробку маслонасосов 1 самотеком.

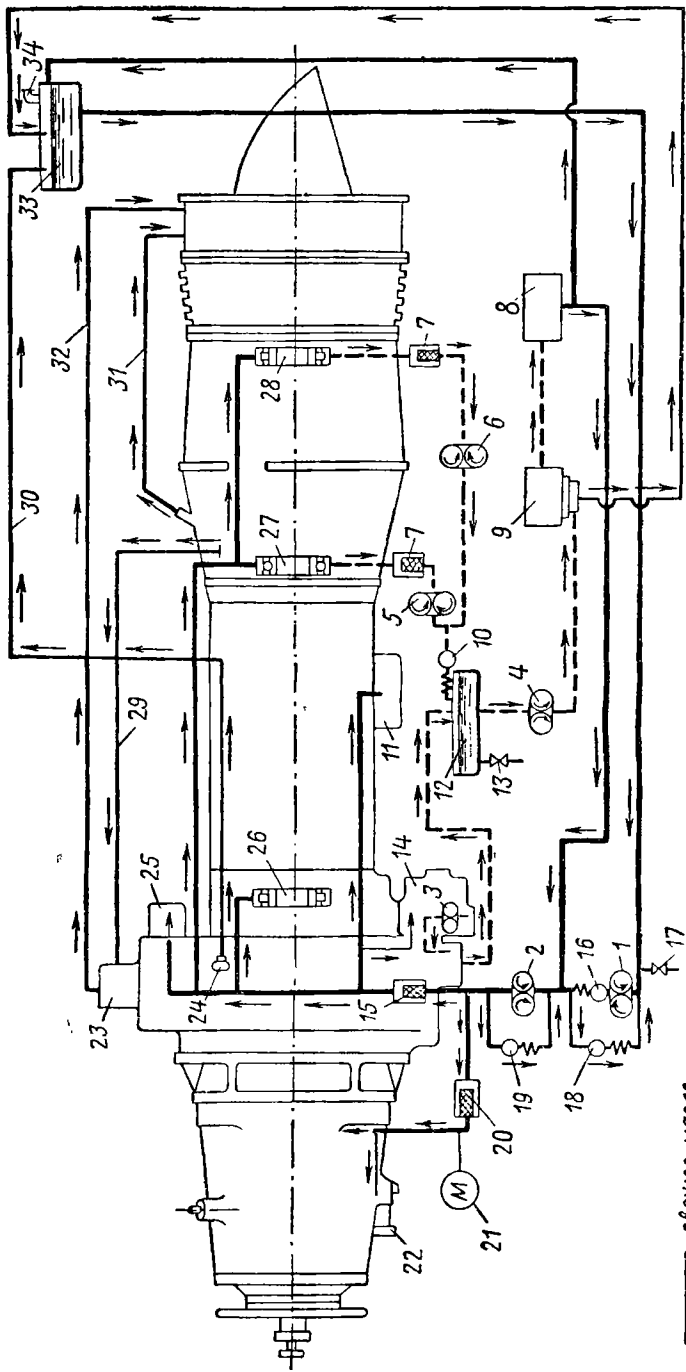
От среднего 6 и заднего 7 подшипников ротора масло по трубке 8 откачивается через грубый маслофильтр 12 откачивающим маслонасосом и подается в воздухоотделитель 3.

В нем происходит отделение воздуха от масла. Масло из воздухоотделителя 3 сливается в коробку маслонасосов 1, а воздух выходит в коробку агрегатов 4. Последняя через суфлер сообщается с атмосферой. Масло из двигателя спускают через кран 14.

Схема смазки ТВД АИ-20 (фиг. 14.4) короткозамкнутая. Она состоит из маслобака 33, основных маслонасосов — нагнетающего 2 и откачивающего 4, насоса подпитки 1, откачивающих маслонасосов 3, 5 и 6, маслофильтров тонкой очистки 15 и 20, маслофильтров грубой очистки 7, центробежного воздухоотделителя 9, воздушно-масляного радиатора 8, маслопроводов и форсунок. Циркуляция масла осуществляется по короткозамкнутому кольцу: основной нагнетающий маслонасос — двигатель — основной откачивающий маслонасос — воздухоотделитель — маслорадиатор — основной нагнетающий маслонасос.

На выходе из нагнетающего маслонасоса 2 масло разделяется на два потока. Один направляется в редуктор, а другой — в основную часть двигателя. На пути масло проходит через маслофильтры тонкой очистки 15 и 20, где оно очищается. Масломанометром 21, установленным за фильтром 20, производят замер давления масла, которое с помощью редукционного клапана 19 поддерживается на номинальном режиме в пределах $4 \div 4,5 \text{ кг/см}^2$. Температура масла замеряется на входе в двигатель и на выходе из него.

Масло, идущее в редуктор, обеспечивает его смазку и питает маслонасос 22 измерителя крутящего момента. Масло, идущее в двигатель, подается на смазку подшипников ротора 26, 27 и 28, центральной передачи приводов, коробки приводов агрегатов 14 и самих агрегатов. Кроме того масло в качестве рабочей жидкости подается к регулятору оборотов 25 и к командно-топливному агрегату 11.



— свежее масло
 - - - отработанное масло
 — суфлирующие трубки

Фиг. 14. 4. Система смазки ТВД АИ-20.

1—насос поллитки, 2—нагревающий маслонасос, 3, 5, 6—откачивающие маслонасосы, 4—откачивающий маслонасос, 7—маслофильтры грубой очистки, 8—воздушно-масляный радиатор, 9—воздухоотделитель, 10 и 16—обратные клапаны, 11—командно-топливный агрегат, 12—масло-сборник, 13 и 17—сливные краны, 14—коробка приводов агрегатов, 15 и 20—маслофильтры тонкой очистки, 18—редукционный клапан.

19—редукционный клапан, 21—масломанометр, 22—маслонасос намерения крутящего момента, 23—центробежный суфлер, 24—суфлер центрального привода, 25—регулятор оборотов, 26, 27 и 28—годишники ротора, 29, 30, 31 и 32—трубы суфлирования, 33—маслобак, 34—суфлер маслобака.

Нижняя полость корпуса переднего подшипника компрессора образует маслосборник 12. Сюда масло сливается самотеком из полости центральной передачи приводов, из переднего подшипника ротора и из редуктора. Сюда же масло откачивается дополнительными откачивающими маслососами 3, 5 и 6: из коробки приводов агрегатов 14, из полостей среднего 27 и заднего 28 подшипников ротора.

Из маслосборника 12 масло откачивается основным откачивающим маслососом 4 и направляется в воздухоотделитель 9. В воздухоотделителе 9 происходит отделение воздуха от масла. Воздух направляется в маслобак 33 и оттуда через суфлер 34 установленный на нем, — в атмосферу. Очищенное от воздуха масло поступает в воздушно-масляный радиатор 8, где происходит его охлаждение, а затем на вход в основной нагнетающий маслосос 2. Кроме того, на выходе из радиатора масло в количестве $5 \div 8$ л/мин отводится в маслобак для устранения возможности замерзания в нем масла.

Маслосос подпитки 1 пополняет из маслобака 33 убыль циркулирующего масла через двигатель. С его помощью на вход в основной нагнетающий маслосос 2 поддерживается давление масла $0,6 \div 0,8$ кг/см², а избыточное масло перепускается через редукционный клапан 18 насоса подпитки на всасывающую его сторону. Обратные клапаны 10 и 16, установленные в системе обеспечивают подачу масла только в одном направлении. Сливание масла из маслосистемы производится через сливные краны 13 и 17, установленные на маслосборнике 12 и на магистрали насоса подпитки 1.

У двигателя АИ-20 суфлируются: полость центральной передачи, корпус переднего подшипника компрессора, полости среднего и заднего подшипников ротора и их лабиринтные уплотнения.

Полость центральной передачи через суфлер 24 сообщается трубой 30 с маслобаком, который в свою очередь сообщается с атмосферой через суфлер 34.

Воздух в полости подшипников 27 и 28 сильно насыщен маслом. Для очистки воздух направляется по трубке 29 в центробежный суфлер 23. Из последнего воздух отводится по трубке 32 в выхлопную трубу двигателя, а масло сливается в полость центральной передачи.

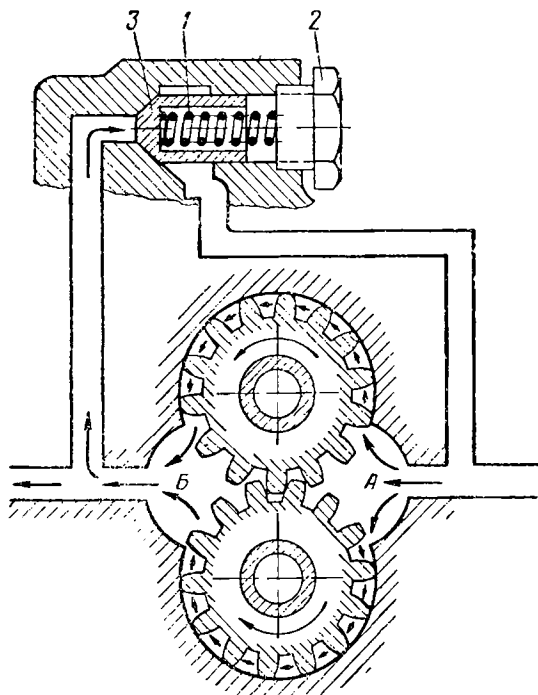
Суфлирование лабиринтных уплотнений подшипников 27 и 28 производится с помощью трубки 31 с выводом воздуха в выхлопную трубу двигателя.

14.3. КОНСТРУКЦИЯ АГРЕГАТОВ МАСЛОСИСТЕМЫ

Маслососы обычно применяют шестеренного и в редких случаях коловратного типов. Качающий узел шестеренного насоса состоит из двух сцепляющихся шестерен, при вращении которых масло из всасывающей полости А подается в нагнетающую В (фиг. 14.5).

Качающий узел коловратного насоса состоит из двух пластин, вставленных в прорезь валика и разжатых пружиной. Валик эксцентрично расположен в корпусе и при его вращении масло из всасывающей полости *А* подается в нагнетающую *Б* (фиг. 14.6).

Для поддержания необходимого давления на нагнетающих маслонасосах устанавливают редукционный клапан 3, который перепускает излишнее количество масла обратно на всасывающую



Фиг. 14.5. Схема шестеренного насоса.

сторону насоса. Редукционный клапан прижимается к своему седлу пружиной 1 и регулируется на определенное давление при помощи регулировочного винта 2. Откачивающие насосы редукционного клапана не имеют.

Производительность шестеренного маслонасоса W зависит от размера шестерен, числа оборотов и коэффициента подачи:

$$W = 2Fbn\eta \cdot 10^{-6} \text{ л/мин}, \quad (14.1)$$

где F — площадь впадин зубьев у одной шестерни в мм^2 ;

b — длина зуба в мм ;

n — число оборотов в минуту;

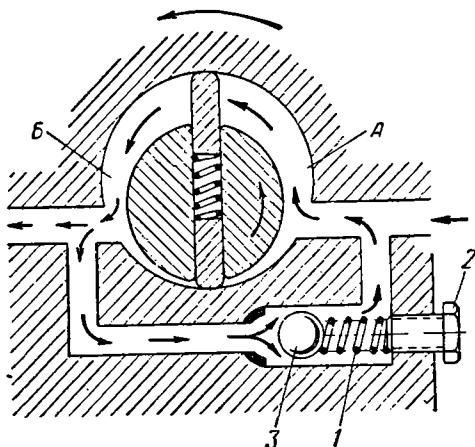
η — объемный коэффициент подачи, который в расчетах принимают равным $0,8 \div 0,9$.

Площадь впадин принимают равной

$$F = \frac{\pi}{8} (d_{\Gamma}^2 - d_{\text{н}}^2),$$

где d_{Γ} и $d_{\text{н}}$ — диаметры окружностей головок и ножек зубьев шестерен.

Для получения малых диаметральных размеров число зубьев шестерен выбирают небольшим — в пределах $z=7\div 12$, а модуль $m=2\div 4$. Чтобы избежать большого подреза основания зубьев, последние корригируют. Ведущую и ведомую шестерни насоса обычно выполняют с одинаковым числом зубьев. Шестерни



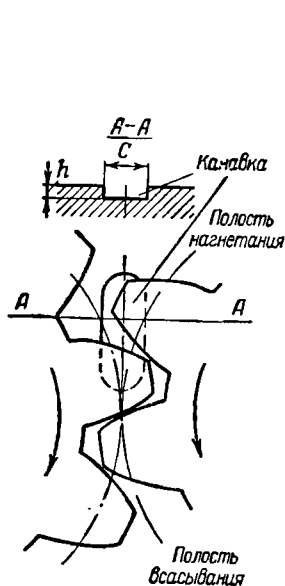
Фиг. 14. 6. Схема коловратного насоса.

насосов делают из конструкционной стали, а корпус отливают из алюминиевого или магниевого сплавов.

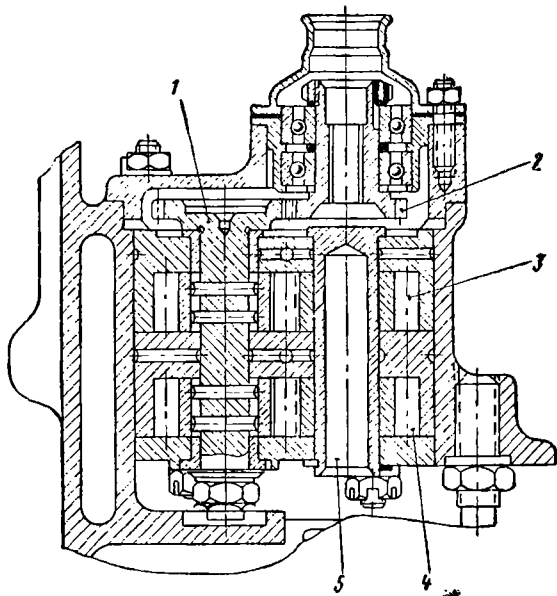
При вхождении зубьев в зацепление масло из их впадин выжимается. При этом в случае малых зазоров в зацеплении зубьев образуется замкнутое пространство, в котором может создаваться высокое давление, расклинивающее шестерни и перегружающее подшипники насоса. Для устранения этого явления часто на торцовых поверхностях корпусов делают канавки, сообщающие область высоких давлений в зацеплении зубьев с камерой нагнетания (фиг. 14. 7).

Число оборотов насосов выбирают из условия получения окружной скорости на наружном диаметре шестерен в пределах $V=5\div 8$ м/сек. При более высокой скорости начинает сказываться отрицательное действие центробежных сил на заполнение маслом впадин зубьев и коэффициент подачи η заметно падает. Коэффициент подачи зависит также от сопротивления на всасывании насоса, от вязкости масла и от зазоров в шестернях. С увеличением их η падает.

Для уменьшения числа приводов маслонасосы обычно группируют в отдельные маслоагрегаты. На фиг. 14.8 показан двухсекционный маслонасос ВК-1, состоящий из нагнетающей 3 и откачивающей 4 секций. Ведущие шестерни сидят на валике 1, а ведомые — на оси 5, закрепленной в корпусе. Привод маслонасосов осуществлен через пару цилиндрических шестерен — ведущую 2 и ведомую, выполненную заодно с валиком 1. Для обеспечения сборки корпус маслонасосов выполнен составным.



Фиг. 14.7. Разгрузочная канавка.



Фиг. 14.8. Двухсекционный маслонасос двигателя ВК-1.

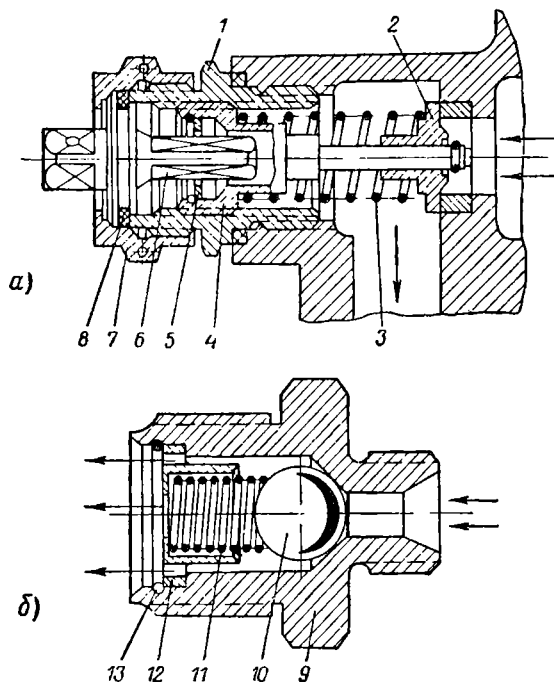
Клапаны. На фиг. 14.9 показаны редукционный клапан тарельчатого типа — а и обратный клапан шарикового типа — б.

Редукционный клапан поддерживает постоянство давления в масляной магистрали за счет перепуска из нее излишнего количества масла. Он состоит из корпуса 1, собственно клапана-тарелки 2, тарированной пружины 3 и регулировочного винта 4. Стержень регулировочного винта является направляющей тарелки. Регулирование клапана на то или иное давление производят изменением натяжения пружины за счет поворота регулировочного винта. Поворот последнего осуществляется с помощью воротка 6, который входит своим четырехгранным хвостовиком в четырехгранное отверстие шайбы 5, укрепленной в отверстии регулировочного винта. Шайба 5 допускает некоторую несоосность воротка и регулировочного винта. Вороток закрепляют затяжкой накидной гайки 7. Уплотнение обеспечивается резиновым кольцом 8.

Обратный клапан обеспечивает проход маслу только в одном направлении. Состоит он из корпуса 9, шарика 10 и пружины 11.

Втулка 12 имеет сверления для прохода масла. Она закрепляется в корпусе с помощью пружинного кольца 13. Масло, поступающее в направлении стрелок, своим давлением открывает клапан и свободно через него проходит. С прекращением же подачи масла клапан закрывается и маслопровод разобщается.

Масляные фильтры служат для очистки масла, поступающего в двигатель от кокса, металлических частиц, пыли, песка



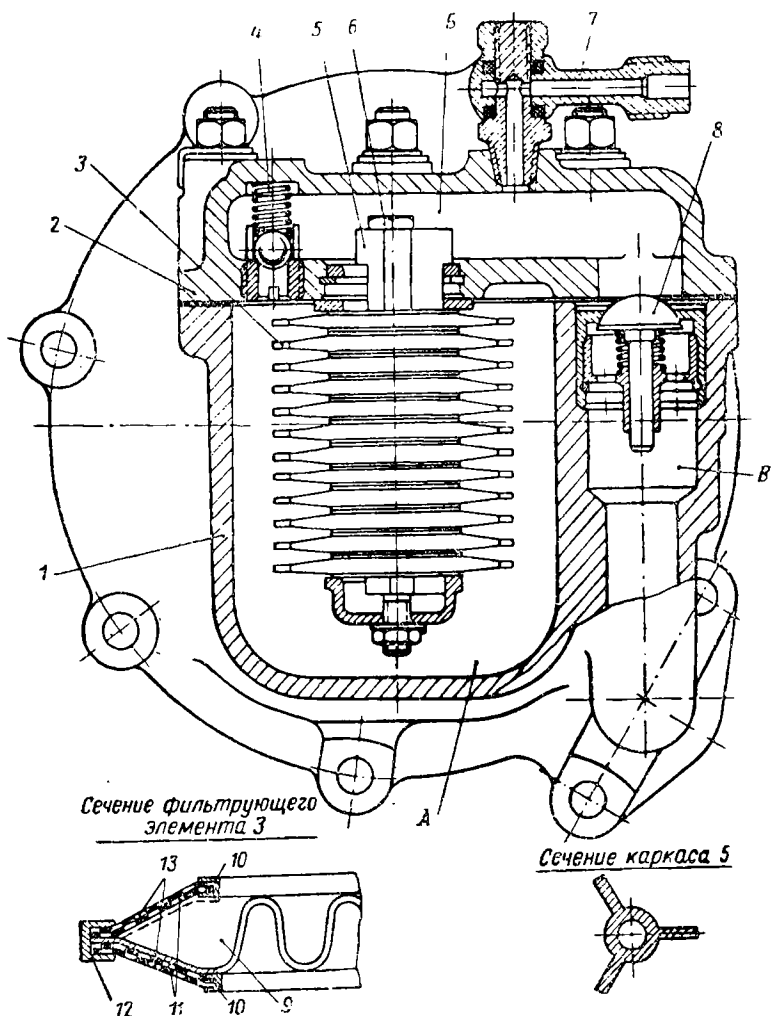
Фиг. 14.9. Клапаны.

и пр. Фильтрующим элементом у них чаще всего служит сетка. Обычно для маслофильтров применяют сетку с числом ячеек от 400 до 5000 на 1 см^2 ее поверхности. На фиг. 14. 10 показан масляный фильтр тонкой очистки. Он состоит из корпуса 1, крышки 2 и 12 секций 3 фильтрующего элемента, надетых на каркас 5 и стянутых болтом 6. Каждая секция состоит из гофрированной диафрагмы 9, двух грубых каркасных сеток 11, двух сеток тонкой очистки 13, наружной 12 и внутренней 10 обойм.

Масло через штуцер (не показан на фигуре) поступает в полость А, проходит через фильтрующие секции 3 и попадает в полость чистого масла Б. Через обратный клапан 8 и канал В очищенное масло выходит из фильтра. Фильтр имеет предохранительный перепускной клапан 4 шарикового типа. В случае увеличения сопротивления при загрязнении фильтра или при загустевшем масле (запуск двигателя в холодное время года) под действием

повышенного давления клапан 4 открывается и перепускает неочищенное масло на смазку двигателя. Штуцер 7 соединен с манометром, замеряющим давление масла на входе в двигатель.

Воздухоотделитель выполняется в виде центрифуги и служит для отделения воздуха от масла, откачиваемого из дви-

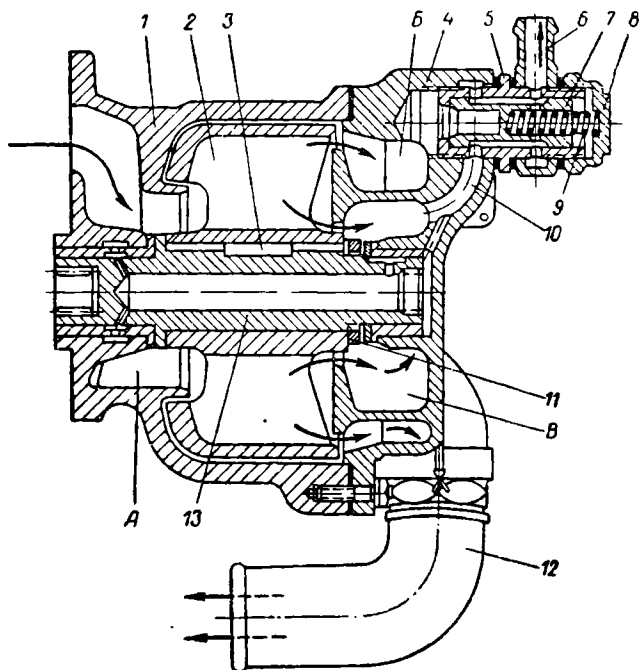


Фиг. 14. 10. Масляный фильтр тонкой очистки.

гателя. На фиг. 14. 11 показан центробежный воздухоотделитель двигателя АИ-20, который состоит из корпуса 1 и крышки 4, отлитых из магниевого сплава. Внутри их на бронзовых втулках расположен ротор. Последний состоит из барабана 2, отлитого из магниевого сплава, и валика 13.

Барaban имеет радиальные лопапки. Своей ступицей он зафиксирован на валике шпонкой 3 и закреплен гайкой 11. Ротор приводится во вращение с помощью внутренних шлицев, выполненных на валике 13.

Откачивающим насосом отработанное масло подается в кольцевую полость А воздухоотделителя и поступает в полость барабана 2, где увлекается во вращение. Под действием центробежных



Фиг. 14.11. Воздухоотделитель.

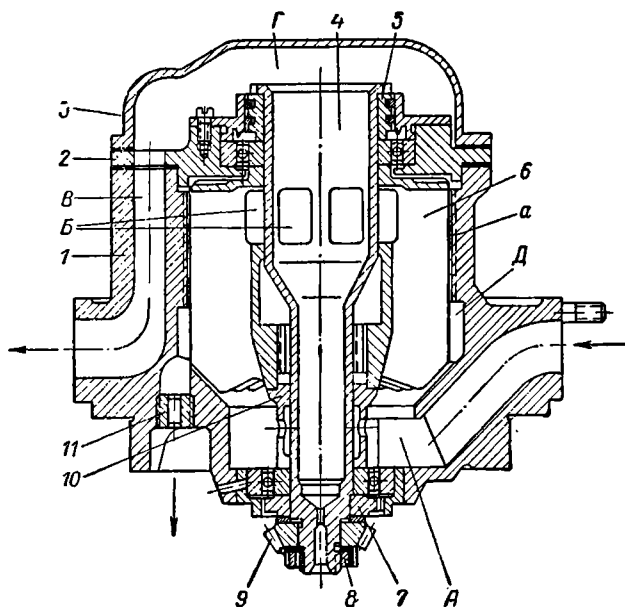
сил масло, как более тяжелое, отбрасывается к периферии и проходит в кольцевую полость В, откуда через патрубок 12 удаляется из воздухоотделителя. Воздух, как более легкий, отесняется к центру барабана. Отсюда он проходит в кольцевую полость В и через канал 10, перепускной клапан 7 и поворотный ниппель 6 отводится из воздухоотделителя.

Перепускной клапан не допускает выхода масла через воздушные каналы воздухоотделителя. Состоит он из бронзового корпуса 5, стального золотника 7 и спиральной пружины 9. Поворотный ниппель 6 закреплен колпачком 8 и уплотнен прокладками. Золотник 7 имеет наружную проточку. Своим торцом с помощью пружины 9 он прижимается к корпусу 5. Воздух из канала 10 через сверления в корпусе 5 и проточку в золотнике проходит в ниппель 6. При повышении давления масла золотник 7 сжимает пружину 9 и перекрывает воздушный канал 10.

Для смазки подшипников ротора масло из полости *A* через сверления и проточки поступает к левой подшипниковой втулке, а затем через сверления в валике подается к правой втулке.

Центробежный суфлер представляет собою центрифугу и служит для отделения масла от воздуха, выходящего из суфлируемых полостей двигателя.

На фиг. 14. 12 показан центробежный суфлер двигателя АИ-20, который состоит из корпуса *1* и крышек *2* и *3*, отлитых из магни-

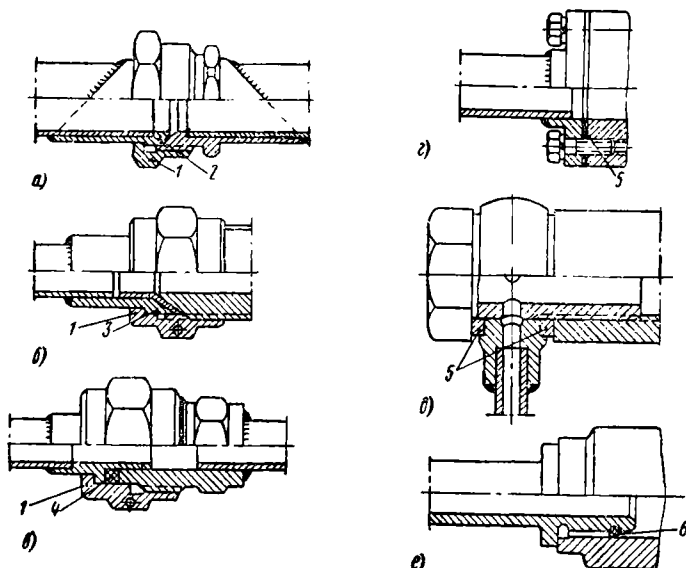


Фиг. 14. 12. Центробежный суфлер.

вого сплава. Внутри их на шариковых подшипниках расположен ротор. Последний состоит из валика *4*, на котором установлены: крыльчатка *6*, втулки *5*, *7* и *10*, шариковые подшипники и приводная шестерня *9*. Все эти детали закреплены на валике гайкой *8*.

Воздух, насыщенный маслом, поступает в кольцевую полость *A* и проходит затем в крыльчатку, где увлекается во вращение. Под действием центробежных сил масло отбрасывается к периферии. На стенке корпуса *1* выполнена 10-заходная левая прямоугольная резьба *a*, направляющая масло в кольцевую канавку *D*. Из канавки *D* масло через жиклер *11* сливается в корпус двигателя. Воздух же, очищенный от масла, через окна *B* в ступице крыльчатки и в валике проходит внутрь валика *4* и в полость *Г* крышки *3*. Отсюда воздух через канал *B* удаляется в атмосферу. Подшипники ротора имеют уплотнения — со стороны воздушной полости *Г* в виде двух уплотнительных бронзовых колец, установленных в канавках втулки *5*, а со стороны приводной шестерни *9* — в виде лабиринтной уплотняющей втулки *7*.

Трубопроводы в системе двигателя выполняют из стальных или дуралюминовых трубок. Диаметры их выбирают из условий получения небольших гидравлических сопротивлений. Скорость движения масла допускается в нагнетающей системе не более 2,5 м/сек и в откачивающей — не более 1,7 м/сек. Масляные трубки закрепляют в корпусах двигателя. Чтобы трубки не вибрировали, расстояние между точками их закрепления принимают не



Фиг. 14. 13. Типы соединений трубопроводов.

более $(30 \div 40)d$, где d — диаметр трубок. Для компенсации разности тепловых расширений корпусов и трубок у последних делают изгибы и колена.

Соединения трубопроводов должны обеспечивать герметичность. Некоторые типы их показаны на фиг. 14. 13. Затяжка nippleных соединений *a*, *b* и *в* осуществляется накидной гайкой 1, а уплотнения: *a* — по сферической поверхности nippleя 2, *б* — специальной вставкой 3 из мягкого металла, *в* — резиновым кольцом 4. Уплотнение фланцевого соединения *г* и поворотного угольника *д* осуществляется прокладками 5, а соединения *е* — резиновым кольцом 6.

14. 4. МАТЕРИАЛЫ

Для шестерен маслонасосов и приводных валиков применяют конструкционные стали 12ХНЗА, 12Х2Н4А или 40ХНМА. Первые две марки стали являются цементируемыми. Корпусы маслоагрегатов выполняют обычно литьем из алюминиевых сплавов АЛ5 и АЛ4 или из магниевых сплавов МЛ5.

ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА ГТД И ЕЕ АГРЕГАТЫ

15.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Топливная система обеспечивает подачу в камеры сгорания хорошо распыленного топлива в количестве, необходимом для нормальной работы двигателя. Так как газотурбинные двигатели в процессе эксплуатации работают на различных режимах и при различных внешних условиях (высота, скорость полета), то питание их топливом требует постоянного регулирования. Подача топлива осуществляется насосами, распыливание его — форсунками, а дозирование подаваемого топлива в двигатель — регуляторами. Регулирование ГТД рассматривается в гл. XVI.

Различают основную и пусковую топливные системы ГТД. Первая обеспечивает постоянную работу двигателя, а вторая — его запуск.

Основная топливная система ГТД состоит из топливных баков, пожарного крана, подкачивающих насосов низкого давления и основных насосов высокого давления, фильтров, системы регуляторов, дроссельного крана, рабочих форсунок, распределительного клапана, стоп-крана, трубопроводов и пр.

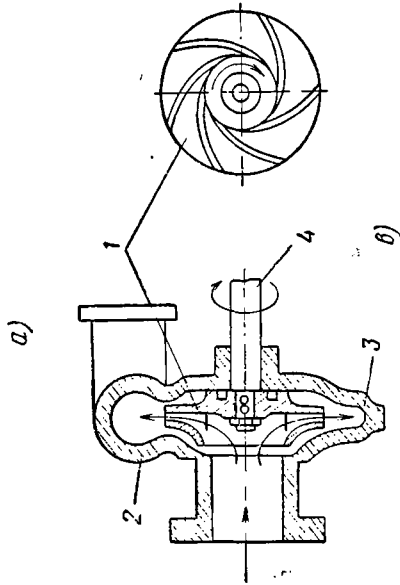
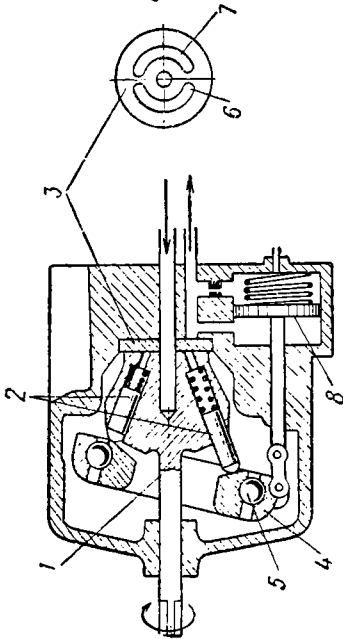
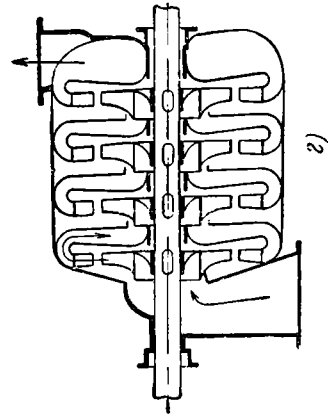
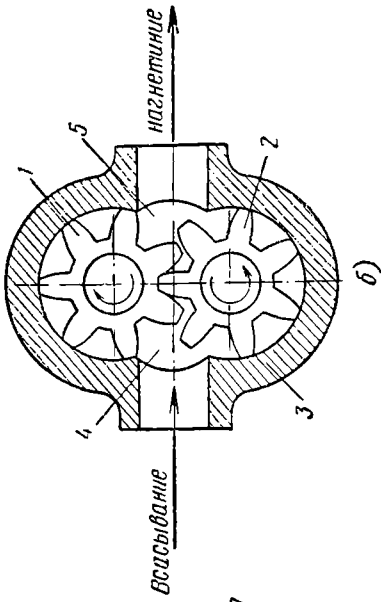
Топливные баки входят в систему самолета и подключаются к топливной системе двигателя через пожарный кран. Последний служит также для отключения топливных баков самолета от системы двигателя при возникновении пожара. Отсюда и произошло его название.

Подкачивающие топливные насосы под давлением в $1,5 \div 3 \text{ кг/см}^2$ подают топливо к основным насосам. Этим обеспечиваются более благоприятные условия работы основных насосов — устраняется у них кавитация. Подкачивающие насосы обычно устанавливают у топливных баков; часто второй подкачивающий насос устанавливают на самом двигателе. Подкачивающие насосы выполняют шестеренного, коловратного или центробежного типов.

Основной топливный насос под давлением $60 \div 80 \text{ кг/см}^2$ и выше подает топливо к рабочим форсункам. За счет высокого давления обеспечивается хорошее распыливание топлива форсунками. При большой подаче топлива на двигателях часто устанавливают два основных топливных насоса, работающих с параллельным включением.

Основные топливные насосы обычно применяют плунжерного или шестеренного типов. Для питания форсажных камер ТРД иногда применяют центробежные насосы высокого давления. На фиг. 15.1 показаны схемы: *а* — плунжерного, *б* — шестеренного, *в* и *г* — центробежных топливных насосов.

Качающий узел плунжерного насоса состоит из ротора *1* с плунжерами *2*, распределительного золотника *3* и наклон-



Фиг. 15. 1. Схемы топливных насосов.

ной шайбы, установленной на подшипнике 5 в обойме 4. Плунжеры 2 расположены равномерно по окружности в отверстиях ротора под некоторым углом к его оси. С помощью пружин, установленных в отверстиях под плунжерами 2, последние прижимаются к наклонной шайбе. Обойма 4 с наклонной шайбой установлена в корпусе насоса на горизонтальных цапфах и может изменять свой наклон при перемещении связанного с ней сервопоршня 8. Последний находится под действием пружины и давления топлива в его рабочих полостях. Перемещение сервопоршня осуществляется за счет разности давлений топлива в его рабочих полостях, которая устанавливается регулированием слива топлива из правой полости, где стоит пружина. Распределительный золотник 3 имеет два полукольцевых окна, из которых окно 6 сообщается со всасывающим, а окно 7 — с нагнетающим каналами насоса.

При вращении ротора за счет наклонного положения шайбы плунжеры 2 совершают возвратно-поступательное движение, соответствующее ходу всасывания и нагнетания. При ходе всасывания в полости плунжеров через всасывающее окно 6 распределительного золотника из всасывающего канала поступает топливо, которое затем при ходе нагнетания через нагнетающее окно 7, вытесняется в нагнетающий канал насоса.

Производительность плунжерного насоса зависит от числа оборотов и положения наклонной шайбы. При положении ее под углом 90° к оси ротора производительность насоса равна нулю. Максимальному наклону шайбы соответствует максимальная производительность насоса. При регулировании работы двигателя производительность насоса изменяется автоматически изменением положения наклонной шайбы.

Шестеренный насос состоит из пары цилиндрических шестерен 1 и 2, установленных в корпусе 3. При вращении их топливо со стороны всасывающей полости 4 заполняет впадины зубьев и переносится в полость нагнетания 5. Производительность шестеренного насоса зависит только от числа оборотов. Поэтому регулирование подачи топлива в двигатель с таким насосом осуществляется перепуском топлива на всасывающую сторону. Последнее приводит к затрате излишней мощности на насос и ухудшает его кавитационные характеристики.

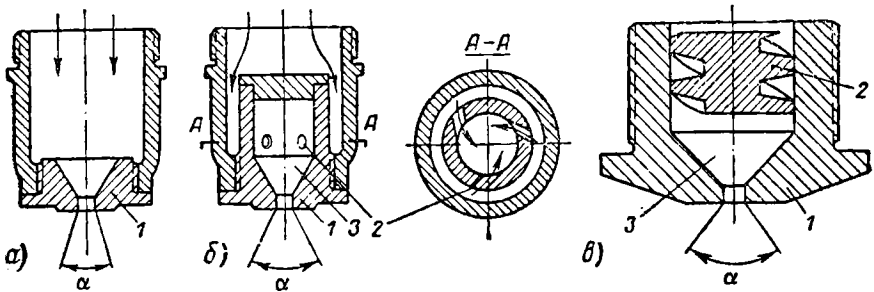
Центробежный насос состоит из рабочего колеса 1, установленного на вале 4 в корпусе 2. Лопатки колеса загнуты против вращения. На выходе насос имеет приемную улитку 3, которая переходит в выходной патрубок. При вращении колеса топливо под действием центробежной силы отбрасывается к периферии и поступает в приемную улитку 3, из которой оно выходит через выходной патрубок.

Центробежные насосы могут обеспечить весьма большие расходы топлива при относительно малых габаритах и весе. Но так как давление подаваемого топлива изменяется у них пропорционально квадрату числа оборотов, то на малых режимах работы

двигателя давление топлива перед форсунками получается низким, что не обеспечивает нормального питания двигателя.

Высокое давление у центробежных насосов может быть получено за счет применения нескольких ступеней (схема 2) или высоких скоростей вращения. Так у насосов, применяемых для питания форсажных камер, число оборотов достигает $25\ 000 \div 35\ 000$ об/мин. При этом привод их осуществляется от воздушной турбины, для которой воздух отбирается из компрессора ТРД.

Плунжерные насосы часто объединяются с регуляторами в один агрегат — «насос-автомат». При шестеренных насосах регуляторы обычно объединяют в обособленный агрегат, который называется *командно-топливным агрегатом*.



Фиг. 15.2. Топливные форсунки с механическим распыливанием.

Рабочие форсунки служат для распыливания топлива, подаваемого в камеры сгорания. Устойчивость и эффективность горения топлива в значительной степени зависит от качества распыла — размера капель и равномерности его распределения в зоне горения.

По способу распыливания топлива различают форсунки с механическим и с воздушным распыливанием. Механическое распыливание происходит за счет высокого давления топлива, под действием которого совершается истечение и распад струи на мелкие капли. При воздушном распыливании к форсункам подводится сжатый воздух, под действием которого распыливается топливо. На ГТД преимущественное применение получили форсунки с механическим распыливанием, так как воздушное распыливание требует громоздких воздушных компрессоров высокого давления.

Форсунки с механическим распыливанием разделяются на струйные и центробежные (фиг. 15.2). Струйная форсунка *а* состоит из сопла *1*, через которое происходит истечение топлива и его распад на мелкие капли. У центробежных форсунок *б* и *в* перед сопловым отверстием имеются завихритель *2* и камера завихривания *3*. На схеме *б* у завихрителя выполнены три тангенциальные отверстия. Проходя через эти отверстия, топливо закручивается и под действием центробежных сил на выходе

Основную и вспомогательную форсунки обычно объединяют одним корпусом. Такие форсунки называют двухканальными (двухсекционными, двухступенчатыми или двухкаскадными).

Дроссельный кран служит для ручного управления подачей топлива к рабочим форсункам. С его помощью летчик управляет работой двигателя — изменяет режим его работы и настройку основных автоматов. Дроссельный кран устанавливается на выходной линии основного топливного насоса. Часто он входит в конструкцию самого насоса или командно-топливного агрегата. Образец дроссельного крана приведен на фиг. 15. 14.

Стоп-кран служит для выключения подачи топлива к рабочим форсункам, благодаря чему двигатель останавливается. Стоп-кран устанавливается за дроссельным краном и обычно входит в конструкцию насоса, распределительного клапана или в командно-топливный агрегат. Образец стоп-крана приведен на фиг. 15. 15.

Фильтры служат для очистки топлива. Они предохраняют топливную аппаратуру от износа и засорения. Фильтры устанавливают обычно между подкачивающим и основным насосами.

Трубопроводы. Агрегаты топливной системы соединяют трубопроводами. Различают трубопроводы низкого и высокого давления. Первые образуют топливную магистраль от топливного бака до насосов высокого давления, а вторые — от насосов высокого давления до рабочих форсунок.

Пусковая топливная система состоит из насоса низкого давления, имеющего электропривод с питанием от электросети самолета, и воспламенителей, которые состоят из пусковой форсунки и электросвечи. Последние будут рассмотрены в гл. XVII.

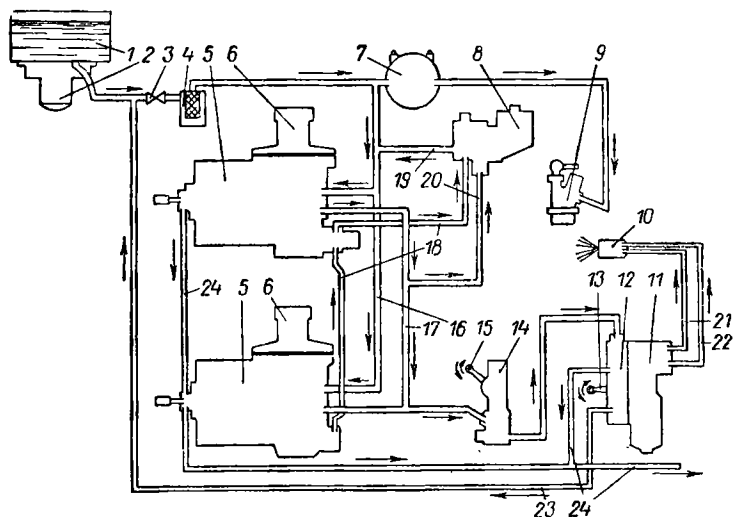
15.2. СХЕМЫ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ГТД

Схема топливной системы двигателя ВК-1 (фиг. 15. 4) состоит из топливного бака 1 с подкачивающим центробежным насосом 2, пожарного крана 3, фильтра 4, двух плунжерных насосов высокого давления 5, баростатического регулятора 8, дроссельного крана 14, распределительного клапана 11 со стоп-краном 12 и двухканальных рабочих форсунок 10. Пусковая система состоит из пускового коловратного насоса 7 и воспламенителей 9.

Топливо из бака 1 подкачивающим насосом 2 через пожарный кран 3 и фильтр 4 подается по магистрали низкого давления 16 к двум насосам высокого давления 5, которые работают параллельно. Из насосов 5 топливо по магистрали высокого давления 17 подается через дроссельный кран 14 и стоп-кран 12 к распределительному клапану 11, а затем по основному 22 и вспомогательному 21 трубопроводам (коллекторам) поступает к двухканальным рабочим форсункам 10.

Стоп-кран двигателя ВК-1 выполнен в одном узле с распределительным клапаном и управляется рычагом 13. При работе двигателя стоп-кран открыт и топливо имеет свободный доступ к рас-

пределительному клапану и к рабочим форсункам. При остановке двигателя стоп-кран закрывается и доступ топлива к рабочим форсункам прекращается. Одновременно с этим стоп-кран сообщает магистраль высокого давления 17 через трубопровод 23 с магистралью низкого давления 16, а распределительный клапан и топливные коллекторы 22 и 21 — с дренажной трубкой 24, по которой оставшееся в них топливо отводится в атмосферу. Дре-



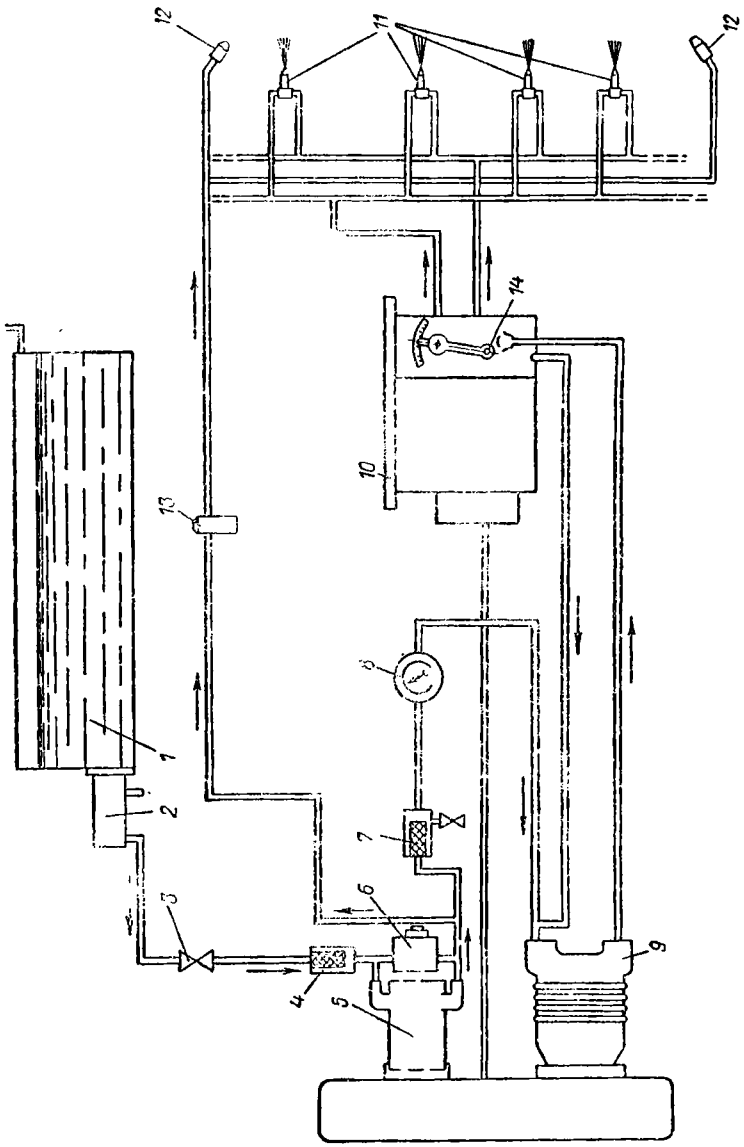
Фиг. 15. 4. Схема топливной системы ТРД ВК-1.

1—топливный бак, 2—подкачивающий насос, 3—пожарный кран, 4—фильтр, 5—насосы высокого давления, 6—регулятор максимального числа оборотов, 7—пусковой насос, 8—баростатический регулятор, 9—воспламенитель, 10—рабочие форсунки, 11—распределительный клапан, 12—стоп-кран, 13 и 15—рычаги, 14—дрессельный кран, 16—магистраль низкого давления, 17—магистраль высокого давления, 18 и 19—трубки перепуска топлива из сервомеханизма, 20—трубка подвода топлива к баростатическому регулятору, 22 и 21—основной и вспомогательный топливные коллекторы форсунок, 23—трубка перепуска топлива, 24—дренажная трубка.

нажной трубкой 24 отводится также топливо, просочившееся через сальниковые уплотнения приводных валиков насосов 5.

С помощью рычага 15 дроссельного крана 14 летчик изменяет подачу топлива к форсункам 10 и устанавливает этим тот или иной режим работы двигателя. Баростатический регулятор 8 автоматически регулирует производительность насосов 5. Он связан трубкой 20 с магистралью высокого давления 17, а через трубки 18 и 19 перепускает топливо из сервомеханизмов насосов 5 в магистраль низкого давления 16. У каждого насоса 5 установлены также регуляторы максимального числа оборотов 6. Работа регуляторов описана в гл. XVI.

Воспламенители 9 состоят из пусковой форсунки и электросвечи. При запуске двигателя пусковой насос 7, приводимый от электромотора, подает топливо к пусковым форсункам, которое с помощью электросвечи поджигается. Образующийся при этом



Фиг. 15.5. Схема топливной системы ТВД АИ-20

факел пламени поджигает топливо, поступающее из основных рабочих форсунок 10.

Схема топливной системы ТВД АИ-20 (фиг. 15.5) состоит из топливного бака 1 с подкачивающим центробежным насосом низкого давления 2, пожарного крана 3, фильтра грубой очистки 4, подкачивающего коловратного насоса 5 с перепускным редуцирующим клапаном 6, фильтра тонкой очистки 7, счетчика расхода топлива 8, шестеренного насоса высокого давления 9, командно-топливного агрегата 10 и рабочих форсунок 11. Дроссельный кран 14, стоп-кран и распределительный клапан входят в конструкцию командно-топливного агрегата. Последний объединяет в себе группу регуляторов, регулирующих подачу топлива в двигатель.

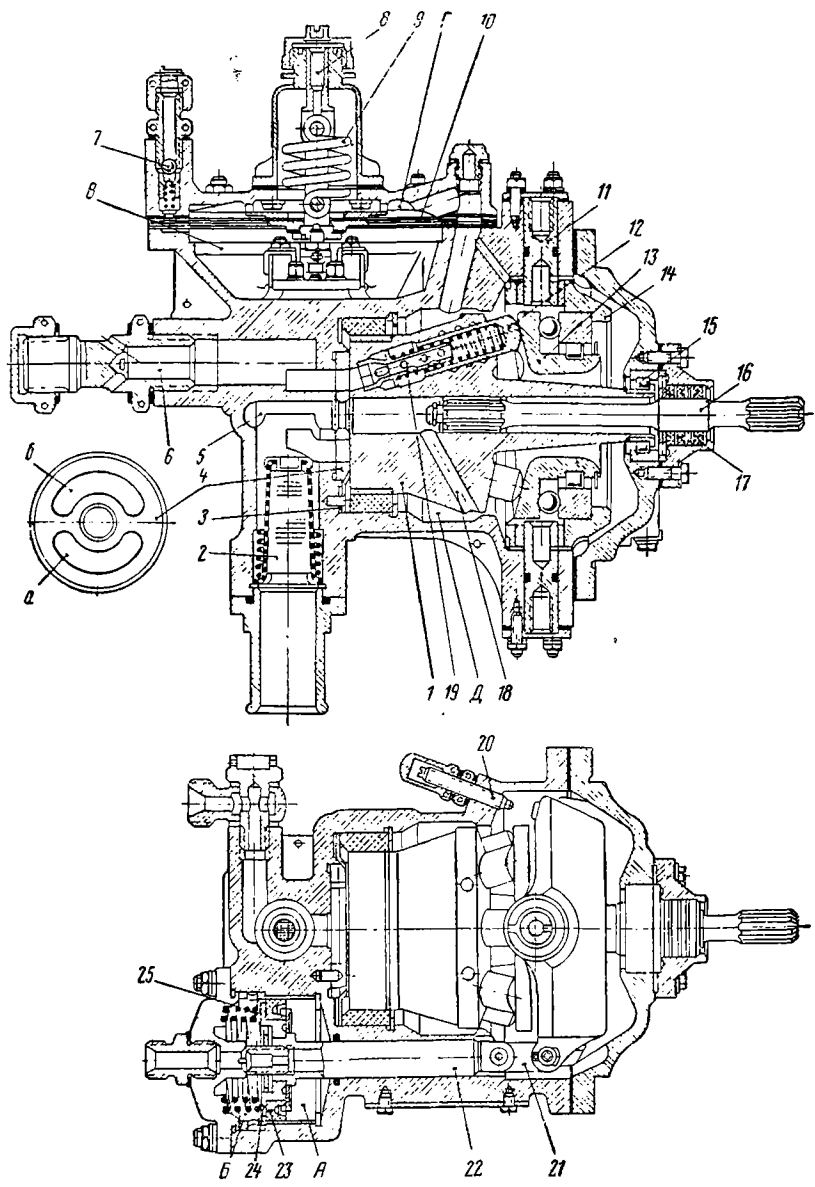
Из топливного бака 1 подкачивающим насосом 2 топливо подается через сетчатый фильтр грубой очистки 4 к подкачивающему топливному насосу 5 низкого давления, установленному на двигателе. Под давлением $2,5 \div 3 \text{ кг/см}^2$ топливо проходит через фильтр тонкой очистки 7 и счетчик расхода топлива 8 к насосу высокого давления 9. Последний подает топливо под высоким давлением в командно-топливный агрегат 10, регулирующий подачу топлива в двигатель через двухканальные форсунки в зависимости от режима и условий работы двигателя. Избыточное количество топлива перепускается при этом на всасывающую линию основного топливного насоса. К пусковым форсункам 12 топливо подается при запуске подкачивающим насосом 5 через электромагнитный клапан 13.

15.3. КОНСТРУКЦИЯ АГРЕГАТОВ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ

Плунжерный насос. На фиг. 15.6 показан плунжерный насос двигателя ВК-1, который состоит из качающего узла, сервопоршня и ограничителя (регулятора) максимальных оборотов. Корпус насоса, отлитый из алюминиевого сплава, имеет каналы всасывания 5 и нагнетания 6. На входе в насос установлен сетчатый фильтр 2.

Ротор 1 насоса вращается на двух подшипниках: один из них роликовый 15, а другой — медно-графитовый 3. Вращение ротору передается от двигателя через валик-рессору 16, имеющий в крышке корпуса манжетное уплотнение 17. В роторе под углом 15° к его оси равномерно по окружности выполнены семь отверстий (цилиндров), в которых размещены плунжеры 12 с пружинами 19. Нечетное число цилиндров насоса обеспечивает более равномерную подачу топлива. Для уменьшения износа ротор выполнен из антифрикционной бронзы, а плунжеры — из стали. Последние азотированы. Высокое давление топлива на выходе из насоса обеспечивается малыми зазорами между плунжерами и цилиндрами, которые равны $0,015 \div 0,025 \text{ мм}$.

Между плунжерами ротора просверлены семь каналов 18, сообщающие всасывающий канал 5 с полостью D качающего узла



Фиг. 15. 6. Плуижерный насос ТРД ВК-1.

1—ротор, 2—грубый сетчатый фильтр, 3 и 15—подшипники ротора, 4—золтник, 5 и 6—всасывающий и нагнетающий каналы, 7—шариковый клапан, 8—регулирующая шайба, 9—пружина, 10—мембрана, 11—пальцы, 12—плунжер, 13—наклонная шайба, 14—обойма, 16—валик-рессора, 17—манжетное уплотнение, 18—каналы, 19—пружина, 20—упор, 21—серьга, 22—шток, 23—манжета, 24—сервопоршень, 25—пружина, А и Б—полости у сервопоршня, В, Г и Д—полости у регулятора максимального числа оборотов и насоса, а и б—всасывающие и нагнетающие окна у золтника.

через центральное отверстие распределительного золотника 4. При вращении ротора топливо в каналах 18 находится под действием центробежных сил и потому в полости *Д* качающего узла устанавливается повышенное давление. Своим торцом ротор 1 прижимается к распределительному золотнику 4 нажатием пружин 19 и повышенным давлением в полости качающего узла. Для уменьшения износов и улучшения приработки на торец ротора нанесен слой индия.

Стальной распределительный золотник 4 имеет два полукольцевых окна *а* и *б*. Одно окно сообщено со всасывающим каналом 5, а другое — с нагнетающим каналом 6.

Наклонная шайба 13 установлена в обойме 14 на роликовом и упорном шариковом подшипниках. Обойма в свою очередь установлена в корпусе на двух пальцах 11. В отверстиях под пальцы в обоймы запрессованы бронзовые подшипниковые втулки. Максимальный угол наклона шайбы ограничивается упором 20.

Сервопоршень 24 укреплен на штоке 22, который другим своим концом при помощи серьги 21 соединен шарнирно с обоймой 14. Уплотнение сервопоршня осуществлено резиновой манжетой 23, а штока — резиновым кольцом. В полости *Б* сервопоршня установлены две пружины 25, которые отжимают его в положение максимальной производительности насоса. Работа плунжерного насоса описана выше. Перемещением сервопоршня управляют баростатический регулятор и ограничитель максимальных оборотов. Баростатический регулятор выполнен в виде отдельного агрегата. Описание его приводится в гл. XVI.

Ограничитель максимальных оборотов мембранного типа установлен непосредственно в насосе. Мембрана 10 из стеклотекстолита закреплена в корпусе крышкой. Верхняя камера мембраны *Г* сообщена с полостью *Д* качающего узла, где устанавливается повышенное давление, а нижняя камера *В* — с всасывающим каналом насоса. Со стороны камеры *Г* мембрана нагружена пружиной 9, работающей на растяжение. Натяжение пружины регулируется винтом 8. В камере *В* расположен перепускной клапан, воздействуя на который, мембрана управляет перепуском топлива из полости *Б* сервопоршня. Описание работы ограничителя максимальных оборотов приводится в гл. XVI. Шариковый клапан 7 служит для удаления воздуха из камер насоса при заполнении их топливом. Открытие его производится нажатием на шарик через отверстие штуцера.

Для определения производительности плунжерного насоса на фиг. 15.7 изображена его схема. Линии M_0N_0 и MN представляют собою наклонную шайбу в двух ее положениях — в нейтральном (при нулевой производительности) и в рабочем. Точку O_1 — центр поворота наклонной шайбы определяют углом $\alpha = 90^\circ$. Рабочее положение наклонной шайбы определяют углом наклона γ . Оси плунжеров располагают равномерно по окружности под углом β к оси ротора. Точки *M* и *N* характеризуют крайние

положения плунжера во время его хода. Полный ход плунжера равен:

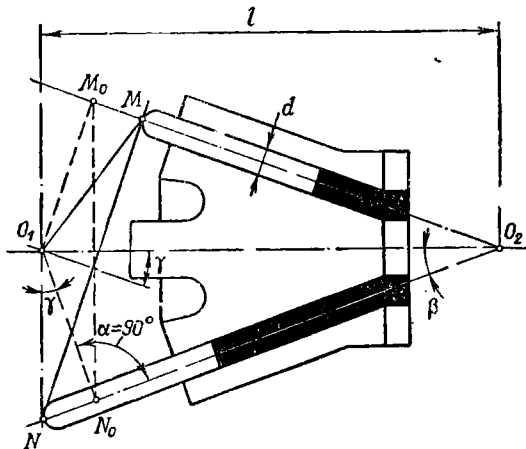
$$s = MM_0 + N_0N = 2l \sin \beta \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (15.1)$$

где $MM_0 = N_0N = l \sin \beta \cdot \operatorname{tg} \gamma$.

Производительность насоса будет равна:

$$W = \frac{\pi d^2}{4} s z n \eta \cdot 10^{-6} \text{ л/мин}, \quad (15.2)$$

где d и s — диаметр и ход плунжера, мм;
 z — число плунжеров;
 n — число оборотов, об/мин;
 $\eta = 0,94 \div 0,96$ — коэффициент подачи.



Фиг. 15.7. К расчету производительности плунжерного насоса.

Пример. Определить производительность плунжерного насоса.

Дано: $l = 115,5$ мм; $\beta = 15^\circ$; $\gamma = 15^\circ$; $d = 13$ мм; $z = 7$; $n = 2850$ об/мин; $\eta = 0,94$.
 Полный ход плунжера по формуле (15.1) равен:

$$s = 2 \cdot 115,5 \cdot \sin 15^\circ \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = 16 \text{ мм.}$$

Производительность насоса по формуле (15.2) равна:

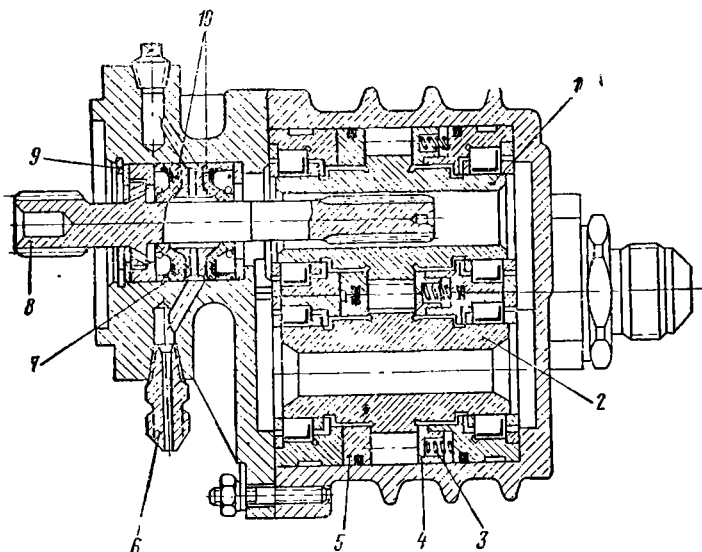
$$W = \frac{3,14 \cdot 13^2}{4} \cdot 16 \cdot 7 \cdot 2850 \cdot 0,94 \cdot 10^{-6} = 40 \text{ л/мин.}$$

Шестеренные насосы отличаются простотой конструкции и небольшими габаритами. Эти насосы применяют высокого и низкого давления.

В отличие от маслонасосов, рассмотренных в гл. XIV, трущиеся части топливных шестеренных насосов работают в менее благоприятных условиях, так как они не смазываются маслом. Их рабочие поверхности смачиваются топливом. Шестерни топливных насосов для уменьшения их износа выполняются обычно

из азотируемой стали с твердостью рабочих поверхностей $HRC\ 62\div 64$. С этой же целью шестерни насосов устанавливают на подшипниках качения — роликовых или игольчатых.

Перетекание топлива с нагнетающей стороны на всасывающую через зазоры между шестернями и корпусом снижает производительность насоса. Так как вязкость топлива ниже вязкости масла, то топливные насосы более чувствительны к величине зазоров, чем маслonaсосы. Особенно большое значение эти зазоры приобретают у топливных насосов высокого давления, которые рабо-



Фиг. 15.8. Шестеренный топливный насос ЭЗ48И.

туют при давлении $60\div 80\text{ кг/см}^2$ и выше. Производительность шестеренных топливных насосов определяют по формуле 14.1.

На фиг. 15.8 показан топливный насос высокого давления шестеренного типа ЭЗ48И, установленный на ТВД АИ-20.

Качающий узел насоса состоит из ведущей 1 и ведомой 2 цилиндрических шестерен, установленных в корпусе на роликовых подшипниках. Со стороны торцов шестерен установлены бронзовые подпятники 4 и 5. Подпятники 4 выполнены плавающими — со свободной посадкой в корпусе. С помощью пружин 3, а также давлением топлива со стороны подшипников, подпятники 4 прижимаются к торцовым поверхностям шестерен и выбирают у них торцовый зазор.

Привод насоса осуществлен от валика-рессоры 8, который через шлицы соединяется с ведущей шестерней 1. Рессора своим фланцем зафиксирована пружинным кольцом 9 от осевого перемещения в корпусе насоса. Рессора имеет уплотнение в виде двух резиновых манжет 10, зажатых в корпусе насоса. Передняя манжета препятствует проникновению в насос масла со стороны при-

вода, а задняя — проникновению в привод топлива из насос. Между дистанционной втулкой 7 и рессорой 8 имеется небольшая кольцевая полость, из которой просочившиеся через манжетные уплотнения 10 масло и топливо сливаются через дренажные штуцеры 6.

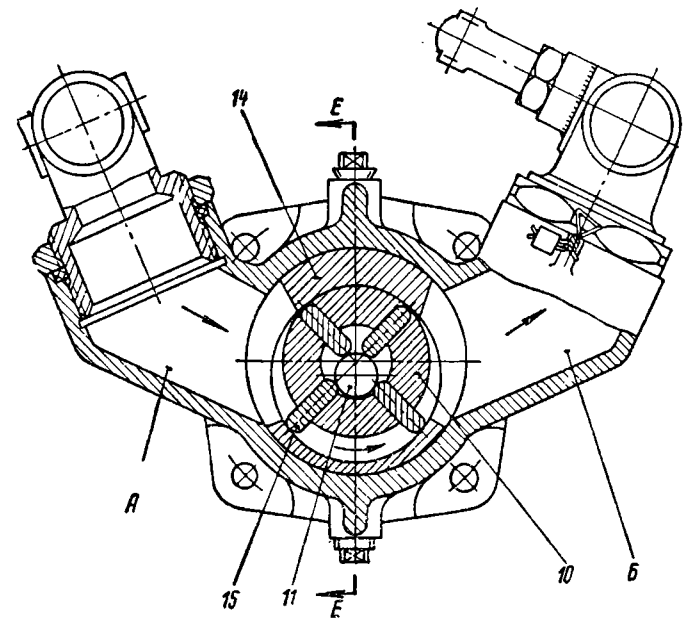
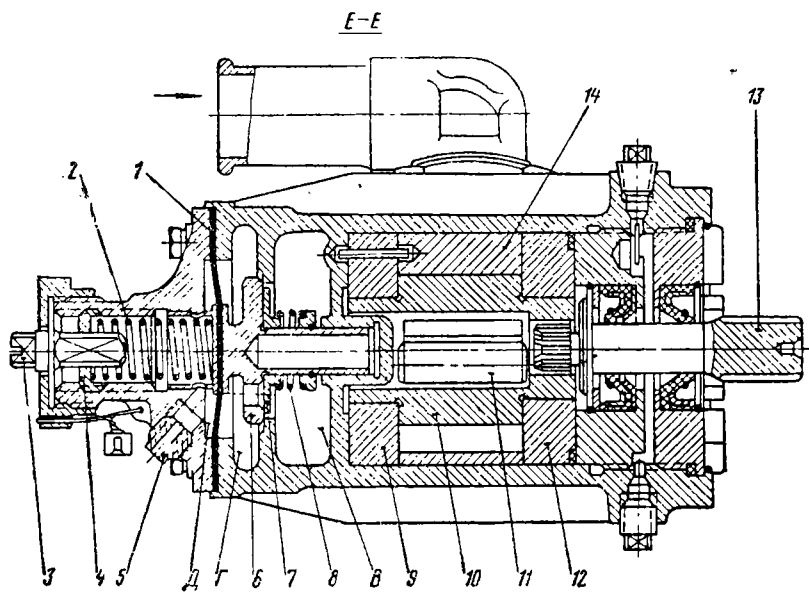
Коловратные насосы применяют обычно в виде подкачивающих насосов низкого давления. На фиг. 15.9 показан коловратный подкачивающий насос 707И, установленный на ТВ, АИ-20. Качающий узел его состоит из ротора 10, эксцентрично расположенного в стакане 14. В прорезях ротора установлены четыре пластины 15, которые опираются с одной стороны в плавающий палец 11, а с другой — на внутреннюю поверхность стакана 14. Все детали качающего узла выполнены из стали и азотированы для уменьшения их износа. Ротор своими цапфами опирается на подшипниковые втулки 9 и 12, выполненные из оловянистой свинцовой бронзы. Последние закрывают стакан 14 с торцов и закрепляются вместе с ним в корпусе.

Ротор приводится от шлицевого валика 13. Валик имеет салниковое уплотнение, аналогично шестеренному насосу 348И. При вращении ротора пластины 15 захватывают топливо из всасывающей полости А и переносят его в полость нагнетания Б.

Насос обеспечивает подачу топлива под постоянным давлением $2,5 \text{ кг/см}^2$, которое поддерживается у него редукционным клапаном 6. Редукционный клапан прижимается к своему седлу пружиной 2 и усилием со стороны мембраны 1. Последняя выполнена из прорезиненного полотна и зажата между корпусом и крышкой насоса. Редукционный клапан регулируют с помощью воротка и гайки 4.

Полость В клапана сообщена с нагнетающей, а полость Г — со всасывающей стороной насоса. Редукционный клапан 6 находится под действием разности давлений в полостях В и Г. Без мембраны 1 клапан поддерживал бы эту разность давлений постоянной перепуском избыточного топлива на всасывающую сторону насоса. При этом с уменьшением давления на всасывании (например, при понижении уровня топлива в баках) уменьшалось бы также и давление топлива на выходе из насоса. Мембрана устраняет этот недостаток. Полость Д перед мембраной через жиклер 5 сообщается с атмосферой и мембрана находится под действием разности давлений во всасывающей стороне насоса и атмосферного. При уменьшении давления на всасывании мембрана создаст дополнительное давление на редукционный клапан и, прикрывая его, поддерживает давление топлива на выходе из насоса неизменным.

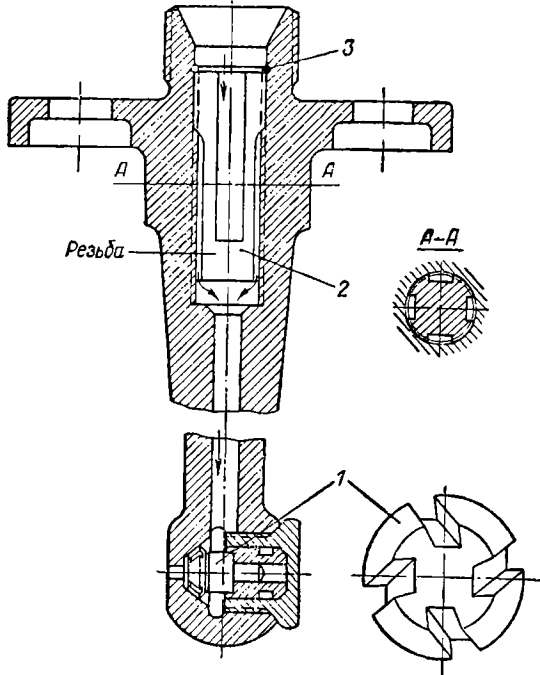
В узел редукционного клапана входит заливочный клапан 7, который подвижно сидит на хвостовике редукционного клапана и с помощью пружины 8 перекрывает отверстие, выполненное на грибке редукционного клапана. Заливочный клапан 7 служит для заливки системы топливом перед запуском двигателя. Топливо подается на всасывающую сторону насоса (в полость Г) и



Фиг. 15. 9. Коловратный топливный насос 707И.

отжимая клапан 7, проходит в полость В и далее в топливную магистраль двигателя.

Форсунки. На фиг. 15. 10 показана одноканальная центробежная форсунка, имеющая конический распылитель 1 с четырьмя спиральными канавками. Корпус форсунки стальной. На входе в него установлен щелевой фильтр 2, который представляет собой резьбовой стержень с четырьмя продольными канавками. Две канавки выходят на верхний торец стержня и в них поступает топ-

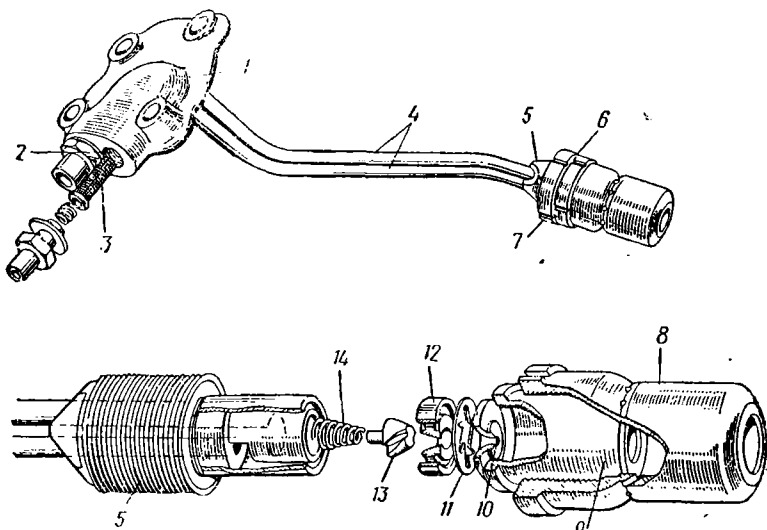


Фиг. 15. 10. Одноканальная форсунка РД-10.

ливо, а две другие выходят на нижний торец стержня и через него топливо выходит из фильтра. Фильтрация топлива происходит за счет прохождения его через зазоры в резьбе между канавками. Фильтр кончат стопорным кольцом 3. Форсунку укрепляют фланцем на корпусе камеры сгорания.

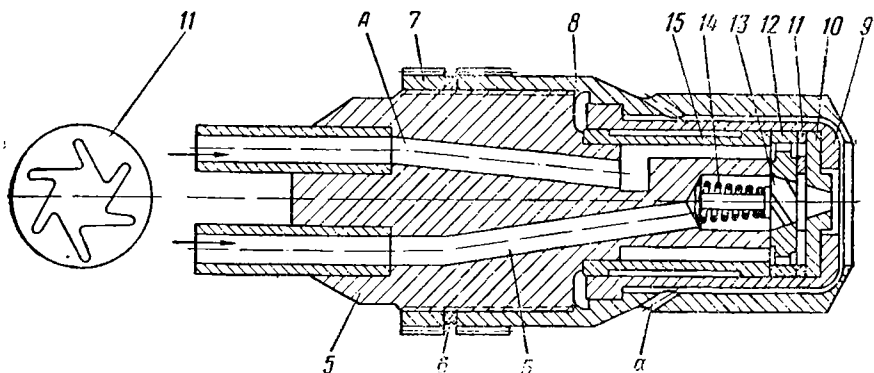
На ГТД широкое применение получили двухканальные центробежные форсунки, принцип работы которых был описан выше. На фиг. 15. 11 и 15. 12 показана двухканальная центробежная форсунка, у которой фланец 1 и корпус 5 соединены двумя трубками 4, припаянными по концам. Фланец служит для крепления форсунки на корпусе камеры сгорания и имеет два входных канала 2 — основной и вспомогательный, каждый из которых соединен со своей трубкой 4. В каналах фланца установлены фильтры 3, которые с помощью пружин поджимаются входными штуцерами, ввернутыми во фланец на резьбе.

Корпус 5 (см. фиг. 15. 12) имеет также два канала — основной А и вспомогательный Б, к которым по трубкам 4 подводится топливо. На корпусе посажена втулка 15, а с помощью стакана 9 и колпачка 8 на нем укреплены распыливающие детали форсунки



Фиг. 15. 11. Двухканальная форсунка.

сунки. Последние состоят из винтового конического завихрителя 13 с пружиной 14, гнезда 12 завихрителя, тангенциального пластинчатого завихрителя 11 и сопла 10. Колпачок накрут на резьбу



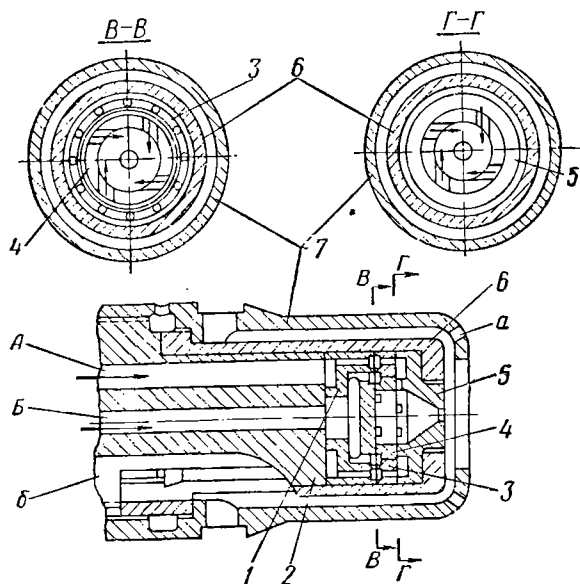
Фиг. 15. 12. Распыляющее устройство форсунки.

корпуса 5 и законтрен контргайкой 7 и стопорной шайбой 6. Торцы распыляющих деталей выполнены с высокой чистотой поверхности для предупреждения перетекания топлива.

Топливо, подаваемое через вспомогательный канал Б, закручивается с помощью конического завихрителя 13 и истекает через

сопло 10. Топливо, подаваемое через основной канал А, проходит по кольцевому каналу между втулкой 15 и корпусом 5 и через сверления в гнезде 12 завихрителя поступает к тангенциальному пластинчатому завихрителю 11. С его помощью топливо закручивается в камере завихривания и истекает через сопло 10.

Завихрители 11 и 13 закручивают топливо в одном направлении. При совместной работе обеих систем топливо при входе в сопло 10 смешивается, а при выходе из него образуется факел распыла в виде пустотелого конуса.



Фиг. 15. 13. Распыливающее устройство форсунки ТВД АИ-20.

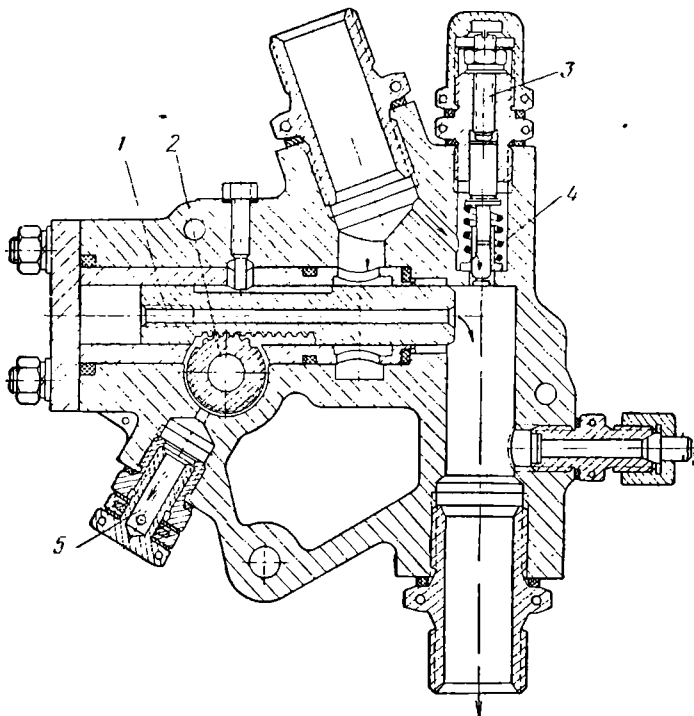
Для охлаждения форсунки и предотвращения нагарообразования на выходном ее торце у колпачка 8 по окружности сделаны сверления а. По ним воздух проходит в кольцевой зазор между колпачком и стаканом 9, охлаждает их и на выходе направляется на торец форсунки.

На фиг. 15. 13 показано распыливающее устройство двухканальной центробежной форсунки двигателя АИ-20, которое состоит из переходника 1, завихрителя 4 вспомогательной системы с напесованным кольцом 3 и сопла 5, на котором выполнен завихритель основной системы. Все эти детали собирают в стакане 6 и с помощью колпачка 7 закрепляют на корпусе 2 форсунки. Завихрители основной и вспомогательной систем выполнены в виде четырех тангенциальных пазов. Камеры завихривания в них образуют расточками завихрителя 4 и сопла 5.

Из вспомогательного канала В топливо подается в центральную полость переходника 1 и через его сверления — в кольцевую

проточку завихрителя 4. Отсюда топливо с большой скоростью проходит через четыре тангенциальных паза в камеру завихривания, где оно закручивается и затем истекает через сопло 5.

Из основного канала *A* топливо подается в кольцевую проточку переходника 1 и проходит через отверстия в нем и в кольце 3 в кольцевую проточку сопла 5. Отсюда топливо по четырем тангенциальным пазам поступает в камеру завихривания, где закру-



Фиг. 15.14. Дроссельный кран двигателя ВК-1.

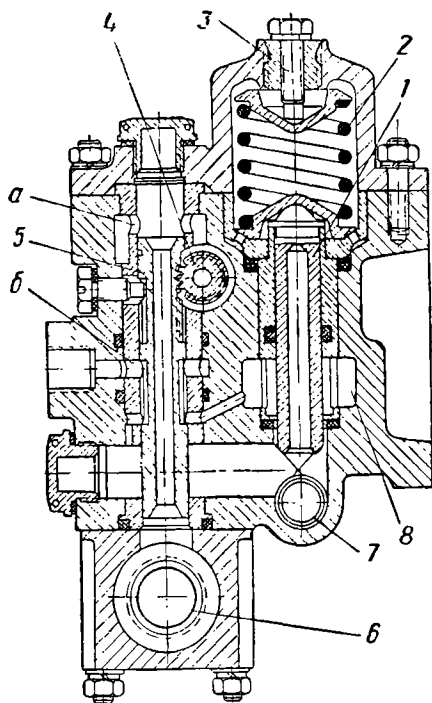
чивается и истекает через сопло 5. Направление закрутки у обоих завихрителей одинаковое. При включенной основной системе потоки смешиваются в камере сопла. На выходе из сопла образуется полый конус мелкоаэрозольного топлива.

Для охлаждения форсунки и предотвращения нагарообразования на выходном ее торце в корпусе 2 и в стакане 6 сделаны три канала *б* (фрезеровки). Воздух по этим каналам проходит в кольцевой зазор между стаканом 6 и колпачком 7 и выходит к торцу сопла 5, а через сверления *а* на торец колпачка 7.

Дроссельный кран. На фиг. 15.14 показан дроссельный кран двигателя ВК-1. Дозирующая игла 1 с профилированным концом перемещается по втулке. При помощи речного зубчатого зацепления игла соединена с валиком управления 2, на котором укреплен рычаг ручного управления. Поворотом последнего осу-

шествяется перемещение иглы 1, которая изменяет проходное сечение для топлива.

Клапан малого газа 4 обеспечивает подачу топлива к форсункам при работе двигателя на режиме малого газа, когда дроссельный кран прикрыт. Клапан 4 прижат к регулировочному винту 3 пружиной, а своим цилиндрическим концом помещен в гнезде, имеющем продольный вырез. Регулировочным винтом 3 регулируется расход топлива через клапан малого газа 4 за счет изменения проходного сечения. Штуцер 5 служит для слива просочившегося топлива на линию всасывания.



Фиг. 15.15. Распределитель топлива ТРД ВК-1.

Распределительный клапан и стоп-кран. Распределительный клапан ставят при двухканальных форсунках. На фиг. 15.15 показан распределительный клапан двигателя ВК-1, выполненный совместно со стоп-краном.

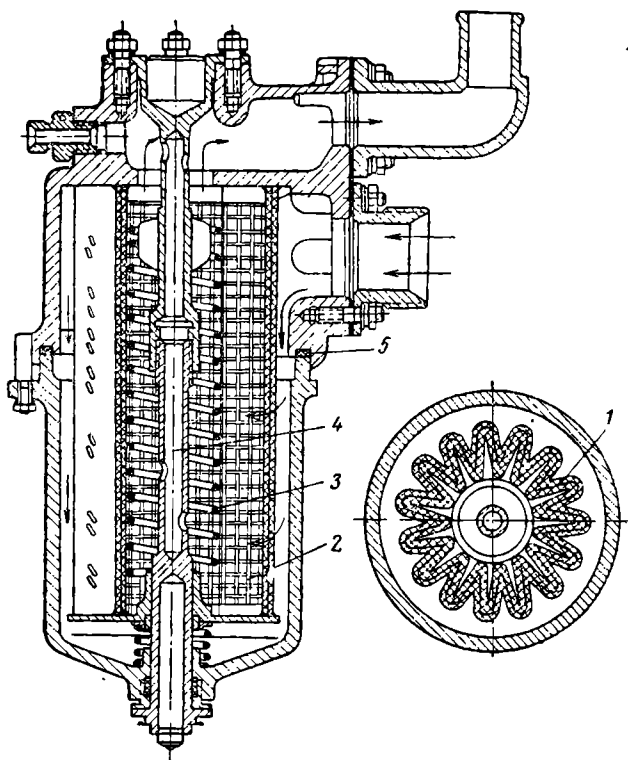
Распределитель состоит из иглы 1, перемещающейся во втулке, и пружины 2 с регулировочным винтом 3. В корпусе имеются два канала — вспомогательный 7 и основной 8. В вспомогательный канал топливо при работе двигателя проходит беспрепятственно, а основной канал перекрыт иглой 1. Пружину иглы регулируют на включение основного канала при давлении топлива около 10 кг/см^2 . Игла 1 отжимается и открывает проход топливу в основной канал.

Стоп-кран выключает подачу топлива к рабочим форсункам при остановке двигателя. Он состоит из золотника 5, который перемещается во втулке. При помощи реечного зубчатого зацепления золотник соединен с валом управления 4, на котором укреплен рычаг ручного управления. Поворотом последнего открывают или закрывают стоп-кран.

Золотник пустотелый, в верхней части его втулки сделаны отверстия а. При закрытом стоп-кране через эти отверстия топливная нагнетающая магистраль б насосов соединяется со всасывающей магистралью. В средней части золотника сделана кольцевая

проточка, сообщающая через отверстие *б* топливные магистрали форсунок с системой дренажа при закрытом положении стоп-крана. На фиг. 15.15 стоп-кран представлен в закрытом положении.

Топливные фильтры служат для очистки топлива от посторонних примесей: пыли, песка, металлических опилок, стружки и пр. Фильтры создают некоторое сопротивление для



Фиг. 15.16. Топливный фильтр ТРД ВК-1.

прохода топлива, поэтому в топливных системах их обычно устанавливают за подкачивающим насосом перед входом в основные топливные насосы. Фильтры делают легкоъемными для периодического их осмотра и промывки. Фильтрующим элементом у них обычно служит сетка (сетчатые фильтры) или фетр (фетровые фильтры).

На фиг. 15.16 показан топливный фильтр двигателя ВК-1 с фильтрующим элементом *1*, выполненным из фетра. Для увеличения поверхности фильтрующий элемент имеет продольные

гофры. Каркас 2 сделан у него из крупной сетки. С внутренней стороны каркас своими гофрами опирается на спиральную пружину 3. Корпус фильтра состоит из двух частей, соединенных с помощью болта 4. Уплотнение по стыку обеспечивается резиновым кольцом 5.

Топливные трубопроводы могут быть жесткими и гибкими. Первые выполняют из стальных труб, а вторые — из армированных резиновых шлангов. Последние удобны при монтаже и допускают значительные перекосы и смещения. К тому же они нечувствительны к вибрациям. Недостатком шлангов является их больший вес и большие диаметральные габариты. При повышенных температурах они менее стойки, чем стальные трубы. Типы соединений трубопроводов показаны на фиг. 14. 13.

15. 4. МАТЕРИАЛЫ

Материалами для корпусов топливных насосов, фильтров и пр. обычно служат литейные алюминиевые сплавы марок АЛ5 и АЛ9.

Ротор плунжерных насосов изготавливают из бронзы БрАЖН-10-4-4, плунжеры — из стали 12ХНЗА или ХВГ, распределительный золотник — из стали ХВГ, наклонную шайбу — из стали ШХ15, а мембрану регулятора максимальных оборотов — из стеклотекстолита.

Шестерни насосов изготавливают из цементированной стали 12ХНЗА или из азотируемой стали 38ХМЮА. Корпусы топливных форсунок изготавливают из стали 40ХНМА, завихритель и сопла — из стали ХВГ или Х12, а колпачок — из стали ЭИ69.

Глава XVI

РЕГУЛИРОВАНИЕ ГТД

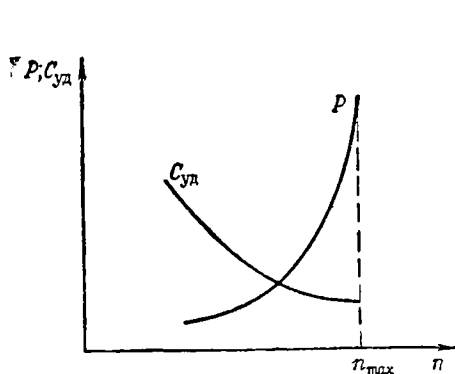
16. 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

ГТД работают на максимальных, номинальных, крейсерских режимах и режиме холостого хода (малого газа). Рабочие режимы характеризуются тягой (для ТРД) или мощностью (для ТВД) и удельным расходом топлива. На режиме холостого хода (малого газа) двигатель должен устойчиво работать при минимальной тяге (или мощности).

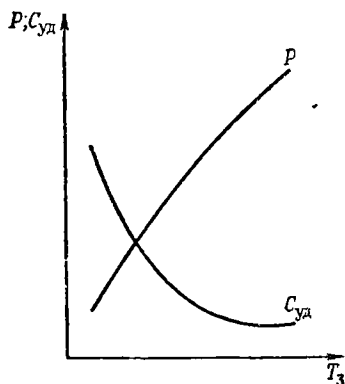
Авиационные двигатели работают при переменных внешних условиях (высота полета) и поэтому режимы их работы могут в полете произвольно изменяться. Для поддержания режима работы неизменным или для изменения его по определенному закону необходимо непрерывно контролировать работу двигателя и своевременно регулировать его параметры. Эти функции у ГТД

обычно выполняются автоматическими регуляторами. Управление же двигателем, т. е. перевод с одного режима его работы на другой, осуществляется летчиком.

Режим работы ГТД определяется многими взаимосвязанными параметрами. Основными параметрами являются те, изменение которых наиболее эффективно влияет на изменение режима работы двигателя. Такими параметрами у ГТД являются число оборотов n и температура газов перед турбиной T_3 .



Фиг. 16. 1. Зависимость тяги и удельного расхода топлива ТРД от числа оборотов.



Фиг. 16. 2. Зависимость тяги и удельного расхода топлива ТРД от температуры газов перед турбиной.

На фиг. 16. 1 и 16. 2 показаны характеристики ТРД — зависимость тяги P и удельного расхода топлива $C_{уд}$ от числа оборотов n и от температуры газов перед турбиной T_3 .

Элементы системы регулирования. В системах регулирования различают регулируемый объект, регулирующий орган и автоматический регулятор.

Регулирование может осуществляться с помощью изменения расхода топлива (на ТРД и ТВД), площади проходного сечения выходного сопла (на ТРД) и шага воздушного винта (на ТВД). В соответствии с этим у ГТД регулируемые объектами могут быть топливные насосы, выходное сопло и воздушные винты.

С помощью регулирующего органа осуществляется управление регулируемым объектом. Регулирующим органом плунжерного топливного насоса обычно является наклонная шайба 4 (см. фиг. 15. 1, а), а шестеренного насоса — перепускная игла (клапан) 2 (см. фиг. 16. 10). С их помощью изменяется подача топлива в двигатель.

Регулирующим органом выходного сопла может служить центральное подвижное тело (игла) 2 (см. фиг. 1. 3) или поворотные створки 2 (см. фиг. 1. 4). С их помощью изменяется площадь выходного сечения выходного сопла и перепад давлений, который срabатывается в турбине двигателя.

Регулирующим органом воздушного винта являются его лопасти. С поворотом лопастей во втулке относительно их осей изменяется шаг воздушного винта и момент сопротивления его вращению (фиг. 11. 22).

Регуляторы имеют чувствительный элемент-измеритель (датчик), с помощью которого они непрерывно замеряют значение регулируемого параметра и в соответствии с этим либо непосредственно, либо через промежуточный исполнительный механизм управляют положением регулирующего органа.

Классификация регуляторов. В зависимости от регулируемого параметра различают регуляторы чисел оборотов, температуры газов, давления, расхода топлива. Чувствительным элементом (измерителем) регуляторов чисел оборотов служат тахометры, регуляторов температуры газов — термометры, регуляторов давления — манометры и пр.

По характеру работы регуляторы могут быть непрерывного и прерывного действия. У регуляторов первой группы при непрерывном изменении регулируемого параметра регулирующий орган переставляется также непрерывно. Эти регуляторы выполняют обычно основное регулирование ГТД. У регуляторов второй группы при непрерывном изменении регулируемого параметра регулирующий орган переставляется прерывно. К ним относятся предельные регуляторы (например, ограничители максимальных оборотов двигателя), которые часто устанавливают в системах регулирования ГТД в дополнение к основным регуляторам. Регулирующий орган предельных регуляторов переставляется только при достижении регулируемыми параметрами предельных значений. Этим обеспечивается надежность работы двигателя.

Регуляторы различают прямого и непрямого действия. У регуляторов прямого действия чувствительный элемент непосредственно связан с регулирующим органом и перемещение последнего в процессе регулирования осуществляется за счет энергии самого чувствительного элемента.

У регуляторов непрямого действия вводят специальный исполнительный механизм, который получает сигналы от чувствительного элемента и затем переставляет регулирующий орган от постороннего источника энергии. Обычно исполнительным механизмом служит сервомеханизм.

Непосредственное и косвенное регулирование. Регулирование параметров ГТД можно осуществлять как непосредственным, так и косвенным путем.

В случае непосредственного регулирования чувствительный элемент регулятора замеряет значение регулируемого параметра и в соответствии с этим производится перестановка регулирующего органа. При косвенном регулировании чувствительный элемент регулятора замеряет не тот параметр, который желают регулировать, а другой, связанный с ним. В соответствии с этим замером производится и перестановка регулирующего органа. Непо-

средственное регулирование в сравнении с косвенным обеспечивает большую точность регулирования.

Регулирование чисел оборотов ГТД осуществляется чаще всего непосредственным путем — регуляторами числа оборотов. На некоторых ТРД регулирование чисел оборотов выполняется косвенным путем — регуляторами расхода топлива. Непосредственное регулирование температуры газов перед турбиной сопряжено со значительными трудностями благодаря высоким значениям температур. Трудно выполнить регулятор малоинерционным и надежным в работе. Возникают трудности также из-за неравномерности и нестабильности температурного поля газов перед турбиной. В то же время температура газов перед турбиной связана с другими параметрами работы двигателей, с помощью которых обычно и осуществляется косвенное ее регулирование. К числу этих параметров относятся полное давление и температура воздуха на входе в компрессор, число оборотов двигателя и пр.

Регулирование основных параметров ТРД осуществляется изменением расхода топлива и площади проходного сечения выходного сопла. С увеличением подачи топлива в двигатель увеличивается температура газов перед турбиной и теплоперепад, срабатываемый в турбине. При этом увеличиваются крутящий момент на валу турбины и число оборотов двигателя. С уменьшением подачи топлива температура газов перед турбиной и число оборотов двигателя уменьшаются.

С увеличением проходного сечения выходного сопла увеличивается перепад давлений на турбине, что приводит к увеличению крутящего момента на ее валу и числа оборотов двигателя. С уменьшением проходного сечения сопла перепад давлений на турбине и число оборотов двигателя уменьшаются.

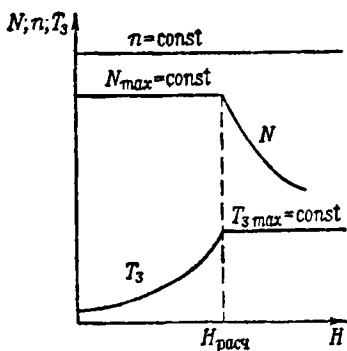
У ТРД с регулируемым выходным соплом (см. фиг. 1.3) регулирование чисел оборотов и температуры газов перед турбиной может выполняться раздельно: изменением расхода топлива регулируют число оборотов, а изменением проходного сечения выходного сопла — температуру рабочих газов перед турбиной.

Регулирование температуры газов перед турбиной может быть выполнено косвенным путем, например, по полному давлению воздуха на входе в компрессор, которое замеряется чувствительным элементом регулятора.

В соответствии с этим замером осуществляется перестановка регулирующего органа выходного сопла (например, центрального тела — иглы 2 на фиг. 1.3), при этом изменяется перепад давлений на турбине, что приводит в свою очередь к изменению крутящего момента и, следовательно, числа оборотов двигателя. Тогда вступает в работу регулятор чисел оборотов, который, стремясь поддержать число оборотов неизменным, изменяет соответствующим образом подачу топлива в камеры сгорания двигателя. Этим достигается регулирование температуры рабочих газов перед турбиной при неизменном числе оборотов.

Регулирование изменением проходного сечения выходного сопла обычно мало эффективно и потому большинство ТРД, не имеющих форсажных устройств, строят с нерегулируемыми выходными соплами. При этом изменением расхода топлива регулируется число оборотов двигателя. А так как температура газов перед турбиной зависит от расхода топлива, то она в этом случае оказывается связанной и с числом оборотов.

Для ТРД с форсажной камерой, расположенной за турбиной (см. фиг. 1.4), ставится задача обеспечить сжигание топлива в форсажной камере при сохранении числа оборотов и температуры газов перед турбиной неизменными. Это становится возможным лишь в случае применения регулируемого выходного сопла, у которого увеличивается проходное сечение при работе на форсированных режимах. В качестве регулирующего органа выходного сопла могут быть применены поворотные створки 2 (см. фиг. 1.4).



Фиг. 16.3. Высотная характеристика ТВД.

Регулирование основных параметров ТВД осуществляется изменением шага воздушного винта и расхода топлива. С увеличением шага винта увеличивается момент

сопротивления его вращению, что приводит к уменьшению числа оборотов двигателя. Наоборот, с уменьшением шага винта момент сопротивления уменьшается, и обороты двигателя увеличиваются.

С увеличением подачи топлива в двигатель увеличиваются температура газов перед турбиной, крутящий момент и число оборотов двигателя. С уменьшением подачи топлива температура газов перед турбиной, крутящий момент и число оборотов уменьшаются.

На одновальных ТВД (см. фиг. 1.10) регулирование чисел оборотов осуществляется обычно изменением шага воздушного винта, а регулирование крутящего момента (температуры газов перед турбиной) — изменением расхода топлива. Таким образом можно осуществить раздельное регулирование чисел оборотов и крутящего момента (температуры газов перед турбиной).

На фиг. 16.3 приведена высотная характеристика ТВД, у которого мощность от земли до расчетной высоты сохраняется постоянной, а затем падает. ТВД с такой высотной характеристикой называют высотными. Регулирование у них осуществляется раздельно по числу оборотов и температуре газов перед турбиной.

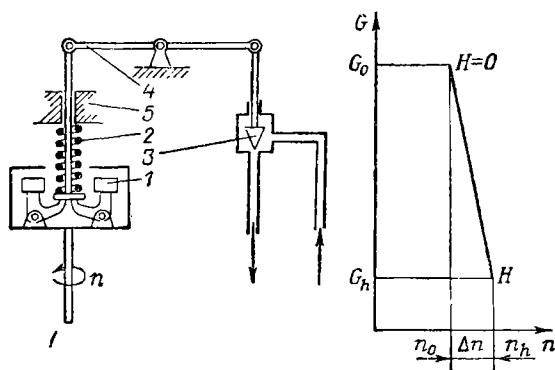
Изменением шага у воздушного винта число оборотов n двигателя на всех высотах поддерживается неизменным. В то же время изменением расхода топлива увеличивают температуру рабочих газов перед турбиной T_3 от земли до расчетной высоты так, чтобы при уменьшении весового расхода воздуха через двигатель поддерживать крутящий момент, а следовательно, и мощность дви-

гателя постоянными. На расчетной высоте температура T_3 достигает своего максимально допустимого значения и на больших высотах поддерживается постоянной. Крутящий момент, а следовательно, и мощность на высотах больших расчетной падают.

16. 2. РЕГУЛЯТОРЫ ЧИСЕЛ ОБОРОТОВ

В зависимости от рода связи между чувствительным элементом регулятора и регулирующим органом различают регуляторы статические (прямого и непрямого действия), астатические и изодромные. Ниже эти типы регуляторов рассмотрены на примере регуляторов чисел оборотов.

Статический регулятор прямого действия. На фиг. 16. 4 изображена схема статического регулятора чисел оборо-



Фиг. 16 4. Статический регулятор прямого действия.

тов прямого действия. Чувствительным элементом регулятора служит центробежный тахометр, состоящий из грузиков 1 и пружины 2. Грузики получают вращение от двигателя с числом оборотов n , возникающие при вращении центробежные силы грузиков уравниваются упругостью пружины. Таким образом каждому числу оборотов соответствует свое положение грузиков.

Регулирующим органом является топливная игла 3. Топливо подается от насоса к игле, а затем в двигатель в направлении, указанном стрелкой. При перемещении иглы 3 изменится подача топлива в двигатель. Кинематическую связь между грузиками 1 и топливной иглой 3 выполняет жесткий рычаг 4, который перемещает топливную иглу за счет энергии грузиков 1 и пружины 2.

При установившемся (равновесном) режиме, когда нагрузка двигателя сохраняется постоянной, грузики регулятора поддерживают топливную иглу в неизменном положении, сохраняя постоянным расход топлива, а следовательно, и число оборотов двигателя.

С изменением же условий полета (высоты и скорости полета) нагрузка двигателя изменится и при отсутствии регулятора изменялся бы и режим его работы. Регулятор оборотов будет стремиться поддерживать режим работы двигателя неизменным. Если, например, число оборотов двигателя начнет увеличиваться, то под действием возрастающей центробежной силы грузики 1 регулятора, преодолевая упругость пружины 2, разойдутся и через рычаг 4 переместят иглу 3 на уменьшение подачи топлива. Если же число оборотов двигателя начнет уменьшаться, то уменьшится и центробежная сила грузиков 1. Тогда пружина 2, преодолевая сопротивление грузиков, через рычаг 4 переместит топливную иглу 3 на увеличение подачи топлива.

Таким образом, уменьшая или увеличивая подачу топлива, регулятор стремится восстановить нарушенное число оборотов двигателя и поддерживает его затем на неизменном уровне.

Статический регулятор прямого действия не обеспечивает точного регулирования. Кроме того, он обладает пониженной чувствительностью к изменению регулируемого параметра.

Неточность регулирования, свойственная статическому регулятору, объясняется наличием жесткой кинематической связи (рычаг 4) регулирующего органа с чувствительным элементом, при которой каждому положению регулирующего органа (иглы 3) соответствует свое значение регулируемого параметра (числа оборотов). Последнее приводит к *статической ошибке* регулирования.

Так, например, в случае подъема на высоту H для поддержания числа оборотов двигателя n_0 неизменным требуется уменьшить расход топлива. Но так как топливная игла 3 жестко связана рычагом 4 с грузиками 1, то перемещение ее на меньшую подачу топлива возможно только при некотором увеличении числа оборотов. Таким образом, в результате регулирования двигателя получим уменьшение расхода топлива с G_0 до G_h при одновременном увеличении числа оборотов с n_0 до n_h . Статическая ошибка регулирования при этом будет равна:

$$\Delta n = n_h - n_0.$$

Статическая ошибка регулирования пропорциональна изменению нагрузки двигателя, поэтому иногда статический регулятор называют *пропорциональным*. На фиг. 16.4 приведен график изменения числа оборотов двигателя с увеличением высоты полета с $H=0$ до H в результате его регулирования статическим регулятором.

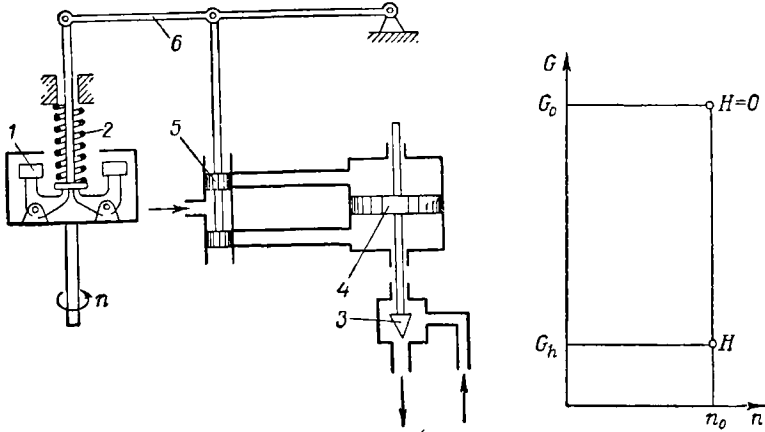
Пониженная чувствительность к изменению регулируемого параметра, свойственная регулятору прямого действия, объясняется тем, что перестановка регулирующего органа его осуществляется за счет энергии чувствительного элемента. При этом грузикам 1 и пружине 2 (см. фиг. 16.4) приходится преодолевать известное сопротивление со стороны иглы 3, которое может быть значительным.

Настройка регулятора на поддержание того или иного числа оборотов двигателя осуществляется перемещением муфты 5. При этом изменяется натяжение пружины 2. С увеличением ее натяже-

ния число оборотов двигателя будет увеличиваться, а с уменьшением — уменьшаться.

Статические регуляторы прямого действия находят применение в тех случаях, когда не требуется высокой точности регулирования и потребное усилие на перестановку регулирующего органа не так велико. Примером их могут служить регуляторы расхода топлива (см. § 3 настоящей главы).

Астатический регулятор. На фиг. 16.5 изображена схема астатического регулятора числа оборотов. Чувствительный



Фиг. 16.5. Астатический регулятор непрямого действия.

элемент его состоит из грузиков 1 и пружины 2, а регулирующим органом служит топливная игла 3.

Астатический регулятор является регулятором непрямого действия и перестановка топливной иглы осуществляется исполнительным механизмом (сервомеханизмом), который состоит из сервопоршня 4 и золотника 5. Сервопоршень непосредственно связан с топливной иглой 3 и перемещается под действием рабочей жидкости (масла или топлива), которая подводится к нему от насоса. Золотник 5 связан через рычаг 6 с чувствительным элементом и управляет подводом рабочей жидкости в полости сервопоршня и сливом ее из них.

На фиг. 16.5 регулятор показан в равновесном состоянии, когда золотник 5 находится в нейтральном положении, перекрывая каналы сервопоршня. Это положение соответствует установившемуся (равновесному) режиму, когда нагрузка двигателя сохраняется постоянной. При этом топливная игла поддерживается в неизменном положении, сохраняя тем самым постоянным расход топлива, а следовательно, и число оборотов двигателя.

При изменении нагрузки регулятор оборотов также будет поддерживать режим работы двигателя неизменным. Если, например, число оборотов двигателя начнет увеличиваться, то чувствительный элемент сместит золотник 5 вверх, сообщив нижнюю полость сер-

вопоршня со сливом, а верхнюю — с подводом рабочей жидкости. Сервопоршень при этом переместится книзу, переместив одновременно топливную иглу на уменьшение подачи топлива в двигатель.

Если же число оборотов двигателя начнет уменьшаться, то чувствительный элемент сместит золотник 5 книзу, сообщив верхнюю полость сервопоршня со сливом, а нижнюю — с подводом рабочей жидкости. Сервопоршень при этом переместится вверх, переместив одновременно топливную иглу на увеличение подачи топлива в двигатель.

Таким образом, уменьшая или увеличивая подачу топлива, регулятор каждый раз восстанавливает нарушенное число оборотов двигателя. При этом в конце процесса регулирования грузики i всегда приходят в первоначальное равновесное положение, при котором золотник 5 займет свое нейтральное положение.

Астатический регулятор точно поддерживает заданное значение регулируемого параметра (числа оборотов) и не имеет ошибки регулирования, свойственной статическому регулятору.

На фиг. 16. 5 приведен график $G=f(n)$ регулирования двигателя астатическим регулятором с подъемом на высоту, из которого следует, что число оборотов двигателя сохраняется неизменным. Так как перестановка регулирующего органа регулятора непрямого действия производится сервопоршнем от постороннего источника энергии (от насоса с помощью рабочей жидкости), то астатический регулятор обладает высокой чувствительностью к изменению регулируемого параметра.

Недостатком астатического регулятора является его неустойчивость, благодаря чему процесс регулирования сопровождается колебаниями чисел оборотов двигателя около заданного значения. Это объясняется тем, что перемещение сервопоршня не контролируется со стороны золотника, т. е. отсутствуют дополнительные стабилизирующие устройства. Поэтому астатический регулятор находит применение на объектах регулирования, обладающих значительным запасом собственной устойчивости (см. 16. 4 настоящей главы). На фиг. 11. 26 была показана схема астатического регулятора числа оборотов, управляющего воздушным винтом (ВИВ). Последний является устойчивым объектом регулирования и динамика регулирования у него протекает удовлетворительно.

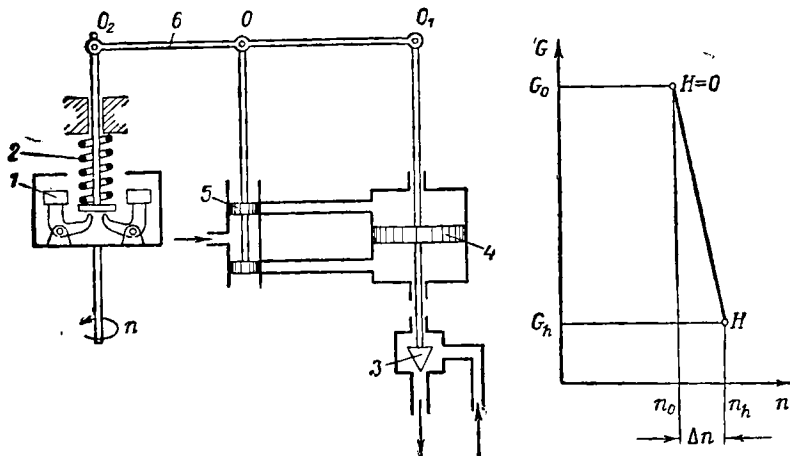
Статический регулятор непрямого действия. На фиг. 16. 6 изображена схема статического регулятора непрямого действия. В отличие от астатического регулятора движение сервопоршня 4 контролируется за счет обратной жесткой связи между сервопоршнем 4 и управляющим золотником 5, выполненной в виде рычага 6.

При отклонении числа оборотов от равновесного режима в ту или другую сторону чувствительный элемент в первый момент времени поворачивает рычаг 6 относительно оси O_1 и смещает управляющий золотник 5 из нейтрального его положения. После этого начинается движение сервопоршня 4, который перемещает иглу 3 на увеличение или уменьшение подачи топлива в двигатель. Одно-

временно с этим сервопоршень будет поворачивать рычаг 6 относительно оси O_2 , стремясь тем самым возвратить золотник 5 в нейтральное положение.

Обратная жесткая связь (рычаг 6) стабилизирует процесс регулирования, сообщая системе устойчивость. Динамика регулирования при этом протекает более благоприятно, чем у астатического регулятора, без значительных колебаний числа оборотов около заданного значения.

В то же время благодаря обратной жесткой связи каждому положению топливной иглы 3 будет соответствовать определенное



Фиг. 16.6. Статический регулятор непрямого действия.

1—грузики, 2—пружина, 3—топливная игла, 4—сервопоршень, 5—золотник, 6—рычаг.

положение грузиков 1. Поэтому статический регулятор непрямого действия имеет статическую ошибку регулирования (см. график $G=f(n)$ на фиг. 16.6).

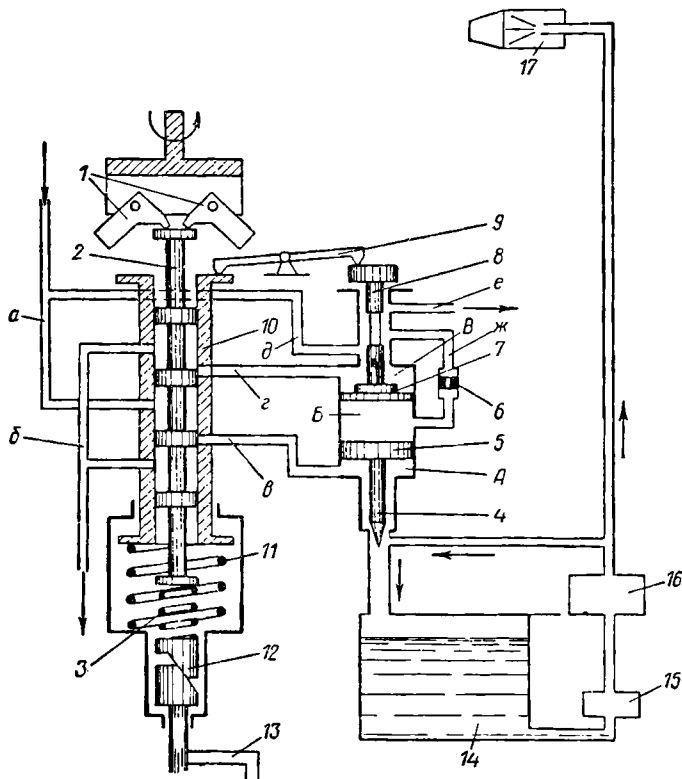
Изодромный регулятор. На фиг. 16.7 изображена схема изодромного регулятора числа оборотов. В отличие от статического регулятора непрямого действия с обратной жесткой связью изодромный регулятор имеет гибкую (изодромную) обратную связь. Слово изодромный означает, что регулятор точно поддерживает заданное число оборотов двигателя.

Чувствительный элемент регулятора состоит из грузиков 1 и пружины 3. Управляющим элементом является золотник 2, а рабочим органом — сервопоршень 5. Последний непосредственно связан с регулирующим органом — перепускной топливной иглой 4.

Изодромная обратная связь состоит из поршня изодрома 7 с золотником 8, рычага изодрома 9, подвижной гильзы 10 с пружиной 11 и жиклера 6.

На схеме показаны также топливный бак 14, подкачивающий топливный насос 15, основной топливный насос 16 и топливные форсунки 17.

Регулирование чисел оборотов двигателя осуществляется перестановкой иглы 4. При этом изменяется расход топлива за счет перепуска избыточного его количества обратно в топливный бак 14. Настройка регулятора чисел оборотов на те или иные обороты



Фиг. 16. 7. Изодромный регулятор.

производится с помощью кулачкового механизма 12 поворотом рычага 13, при котором изменяется натяжение пружины 3.

На установившемся (равновесном) режиме работы двигателя центробежная сила грузиков 1 уравнивается силой натяжения пружины 3. При этом подвижная гильза 10 с управляющим золотником 2 и поршень изодрома 7 с его золотником 8 находятся в равновесном (нейтральном) положении, при котором каналы подачи и слива масла (или топлива) из полостей А, Б и В цилиндра перекрыты.

Изодромная (гибкая) обратная связь осуществляется с помощью межпоршневой масляной подушки Б, образованной между сервопоршнем 5 и поршнем изодрома 7. В зависимости от положе-

ния золотника изодрома его проточка сообщает через канал *ж* межпоршневую подушку *Б* либо со сливом через канал *е*, либо с подачей масла под давлением через канал *д*.

Установленный жиклер *б* ограничивает скорость изменения объема у подушки *Б*. При нейтральном положении золотника изодрома межпоршневая подушка оказывается замкнутой и при этих условиях регулятор работает как статический с жесткой обратной связью.

При произвольном увеличении числа оборотов двигателя (например с подъемом на высоту) под действием грузиков *1* золотник *2* переместится вниз. При этом канал *а*, подводящий масло под давлением, сообщится с каналом *в*, а канал *г* — со сливным каналом *б*. Тогда сервопоршень *5* и поршень изодрома *7* под действием возросшего давления масла в полости *А* начнут перемещаться кверху, проходное сечение у перепускной иглы *4* увеличится и поступление топлива в двигатель уменьшится. Благодаря этому число оборотов двигателя начнет уменьшаться и золотник *2* под действием пружины *3* начнет перемещаться кверху.

При своем движении кверху поршень изодрома *7* через рычаг *9*, преодолевая упругость пружины *11*, будет перемещать подвижную гильзу *10* книзу, а золотник изодрома *8* соединит канал *ж* со сливным каналом *е*. Благодаря этому масло из полости *Б* через жиклер *б* начнет медленно вытекать и объем ее начнет уменьшаться. Так как для перетекания масла из полости *Б* через малое отверстие жиклера *б* требуется определенное время, то межпоршневая подушка *Б* в первый момент времени действует как жесткая обратная связь.

Однако в следующий момент времени за счет уменьшения объема в межпоршневой полости *Б* поршень изодрома *7* сперва замедлит свое движение кверху, а затем под действием пружины *11* начнет перемещаться вниз, возвращаясь к исходному нейтральному положению. Одновременно к своему исходному положению вверх начнет перемещаться и подвижная гильза *10*.

Так как движение сервопоршня *5* кверху на уменьшение расхода топлива будет еще при этом продолжаться и, следовательно, число оборотов двигателя будет продолжать уменьшаться, то золотник *2* под действием пружины *3* будет следовать за гильзой, перемещаясь также кверху к своему исходному нейтральному положению.

В конце процесса регулирования золотник изодрома *8*, гильза *10* и золотник *2* приходят в исходное нейтральное положение. Сервопоршень *5* при этом займет такое положение, при котором расход топлива будет обеспечивать исходное число оборотов двигателя.

В действительности процесс изодромного регулирования протекает сложнее, так как совместное движение поршней *5* и *7* и изменение объема межпоршневой подушки *Б* происходит одновременно. С другой стороны при движении гильзы *10* проходные сечения ее окон будут изменяться по какому-то иному закону чем

при неподвижной гильзе. Это будет вызывать какое-то дополнительное срабатывание регулятора.

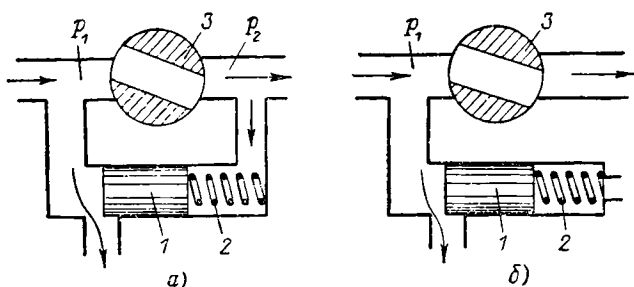
Тем не менее для изодромного регулятора остается характерным то, что в начальный момент регулирования он близок по своим динамическим характеристикам к статическому регулятору, а в конце регулирования статическая ошибка регулирования снимается и число оборотов двигателя восстанавливается с высокой точностью до исходного значения. Это следует из того, что равновесные режимы соответствуют нейтральным положениям золотников 2 и 8, которые всегда сохраняются постоянными и их положение зависит только от первоначальной настройки регулятора на то или иное число оборотов.

При уменьшении числа оборотов двигателя (например с уменьшением высоты полета) процесс регулирования можно представить в аналогичном изложении, но в конце процесса регулирования сэрвопоршень 5, а с ним и перепускная игла 4 переместятся книзу, что увеличит подачу топлива в двигатель, а золотник 2, гильза 10 и золотник изодрома 8 придут в свое исходное положение.

Изомромный регулятор сочетает в себе достоинства статического и астатического регуляторов, т. е. имеет удовлетворительное протекание динамических характеристик (устойчивость в процессе регулирования) и обеспечивает точное поддержание заданных чисел оборотов двигателя.

16.3. РЕГУЛЯТОРЫ РАСХОДА ТОПЛИВА

Регулируемым параметром регуляторов расхода топлива обычно является перепад давлений топлива у дроссельного крана или давление топлива перед дроссельным краном. При неизменном положении дроссельного крана (при постоянном проходном его сечении) регуляторы расхода поддерживают расход топлива постоянным.



Фиг. 16. 8. Схемы простейших регуляторов расхода.

На фиг. 16. 8 изображены схемы простейших регуляторов расхода. На схеме а) золотник 1 дифференциального типа. Пружина 2 уравнивает разность давлений $p_1 - p_2$ топлива до и после дроссельного крана 3. Поддерживая за счет перепуска топ-

лива заданную разность давлений $p_1 - p_2$, золотник 1 регулирует тем самым расход топлива. Золотник 1 включается в работу только при прикрытом положении дроссельного крана 3, когда у последнего создается достаточный перепад давлений, преодолевающий упругость пружины 2. На схеме б пружина 2 золотника 1 уравнивает давление топлива p_1 перед дроссельным краном 3. Поддерживая за счет перепуска топлива заданное давление топлива p_1 , золотник 1 регулирует тем самым расход топлива; он включается в работу при прикрытом положении дроссельного крана 3, когда давление p_1 перед дроссельным краном достигнет достаточной величины, чтобы преодолеть упругость пружины 2 и открыть слив. Настройка регуляторов на определенное значение регулируемого параметра производится изменением натяжения пружины 2.

Оба регулятора являются прямого действия. Золотники регуляторов являются одновременно чувствительными элементами и регулирующими органами. Объектом регулирования у них служит поток топлива в магистрали.

При изменении регулируемого параметра золотники изменяют свое положение и площадь проходного сечения перепускного отверстия. Так как перемещение золотников пропорционально изменению регулируемого параметра, то эти регуляторы являются статическими.

Регуляторы расхода топлива обычно применяют совместно с регуляторами чисел оборотов для обеспечения устойчивой работы двигателя на пониженных режимах. Они могут быть прямого и непрямого действия. Регулятор расхода топлива иногда применяют в качестве основного, косвенно регулируя число оборотов двигателя, а также температуру газов перед его турбиной на основных режимах. Для этого они снабжены дополнительно баростатом, который, реагируя на изменение условий полета (высоту и скорость полета), корректирует соответствующим образом расход топлива. Схема такого регулятора показана на фиг. 16.12.

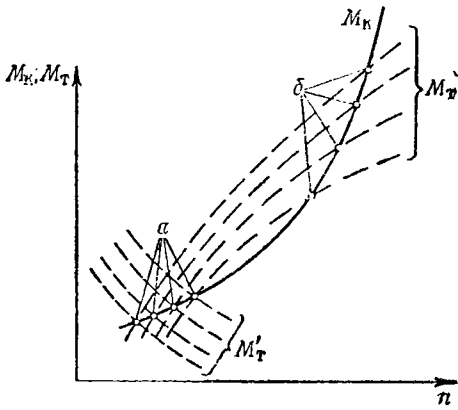
Регулятор расхода топлива ТВД регулирует расход исходя из условия поддержания заданного крутящего момента двигателя (температуры газов перед турбиной).

16.4. СОБСТВЕННАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ГТД

Двигатель является *собственно устойчивым*, если он может работать на заданном режиме устойчиво без регулятора. Собственная устойчивость является важным свойством ГТД и определяет собой применение той или иной системы регулирования.

Рассмотрим собственную устойчивость ГТД на примере ТРД с нерегулируемым выходным соплом. На фиг. 16.9 изображены: кривая момента сопротивления компрессора M_K и сетка кривых крутящего момента турбины M_T в зависимости от числа оборотов. Кривые эти называются *статическими характеристиками компрессора и турбины*. Характер протекания кривых M_T двигателя зави-

сит от закона подачи топлива (от характеристики топливного насоса). В данном случае каждая кривая M_T получена при изменении подачи топлива пропорционально числу оборотов двигателя (при неизменном положении регулирующего органа). В этом случае с увеличением числа оборотов крутящий момент M_T турбины возрастает. Точки a и b пересечения кривых M_K и M_T соответствуют равновесным режимам работы двигателя, при котором $M_T = M_K$. Каждому положению регулирующего органа насоса будут соответствовать свои точки a и b . Таким образом рабочие обороты двигателя, т. е. режим его работы можно изменить, меняя положение регулирующего органа насоса.



Фиг. 16.9. Статические характеристики компрессора и турбины.

В области точек b кривая M_K идет круче кривой M_T и поэтому двигатель может самостоятельно без регулятора поддерживать постоянное число оборотов n_b ; в этом случае он обладает свойством собственной устойчивости или *самовыравниванием*.

Действительно, при $n > n_b$ получим $M_T < M_K$, а при $n < n_b$ — $M_T > M_K$. Поэтому произвольному отклонению числа оборотов в сторону увеличения будет препятствовать избыток момента сопротивления компрессора M_K , а отклонению

числа оборотов в сторону уменьшения — избыток крутящего момента турбины M_T . Чем резче разница в протекании кривых M_K и M_T в области точек b , тем большей собственной устойчивостью обладает двигатель.

В области точек a , соответствующих малым режимам работы, кривые M_T идут круче кривой M_K . В этом случае двигатель будет неустойчивым и без регулятора он не в состоянии поддерживать обороты постоянными.

Действительно, при $n > n_a$ получим $M_T > M_K$, а при $n < n_a$ — $M_T < M_K$. Поэтому при незначительном произвольном отклонении числа оборотов двигателя в сторону увеличения возникнет избыток крутящего момента турбины M_T , благодаря чему число оборотов двигателя начнет непрерывно возрастать, пока не достигнет оборотов n_b . При незначительном же произвольном отклонении числа оборотов двигателя в сторону уменьшения возникнет избыток момента сопротивления компрессора M_K , благодаря чему двигатель уменьшит свои обороты и остановится. Как уже отмечалось, характер протекания кривой крутящего момента турбины M_T зависит от закона подачи топлива. Таким образом, регулируя подачу топлива, можно обеспечить устойчивость работы двигателя и на малых режимах.

Так, например, если для режимов в области точек a поддерживать регулятором расход топлива каждый раз постоянным (независимо от числа оборотов), то крутящий момент M'_T турбины с увеличением числа оборотов будет уменьшаться (см. кривые M'_T). Это происходит потому, что с увеличением числа оборотов расход воздуха через компрессор увеличивается и при неизменном расходе топлива температура рабочих газов уменьшается. Работа двигателя на режимах, соответствующих точкам a , в этом случае будет обладать устойчивостью.

Таким образом, статические характеристики ГТД при постоянном расходе топлива с точки зрения устойчивости рабочего процесса протекают более благоприятно.

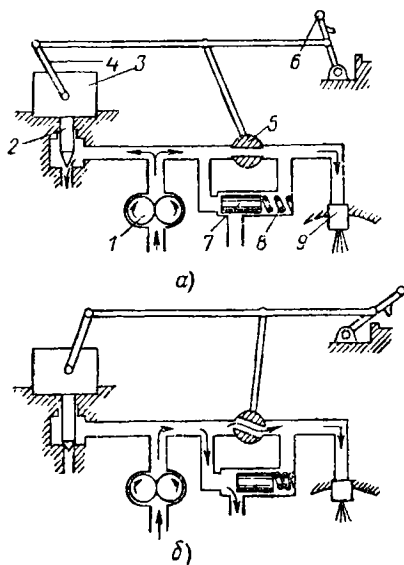
Приведенный анализ собственной устойчивости ТРД в равной мере может быть отнесен и к ТВД, если принять угол установки лопастей винта постоянным.

16.5. СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГТД

К системам регулирования для разных режимов работы двигателя предъявляются различные требования. Так, например, из условия надежности для максимального режима требуется высокая точность поддержания постоянства чисел оборотов, крейсерские режимы связаны обычно с определенными числами оборотов, а для холостого хода число оборотов увеличивается с увеличением высоты полета.

В предыдущем параграфе было показано, что ТРД как объект регулирования на пониженных режимах является собственно неустойчивым. Чтобы удовлетворить условиям точного поддержания оборотов на основных режимах и устойчивой работы на пониженных режимах часто применяют отдельную систему регулирования ТРД: на основных режимах (в области оборотов выше $0,5 \div 0,7$ номинальных) регулирование осуществляют с помощью издромного регулятора чисел оборотов, а на пониженных режимах (в области оборотов ниже $0,5 \div 0,7$ номинальных) — с помощью регуляторов расхода топлива.

На фиг. 16.10 изображена принципиальная схема отдельной системы регулирования ТРД с нерегулируемым соплом и без фор-



Фиг. 16.10. Принципиальная схема отдельной системы регулирования ТРД.

сажной камеры (простейшей схемы ТРД), которая состоит из шестеренного топливного насоса высокого давления 1, дроссельного крана 5, изодромного регулятора числа оборотов 3 с рычагом настройки 4, перепускной топливной иглы 2, рычага управления 6, регулятора расхода 7 с пружиной 8 и топливной форсунки 9. На схеме условно показана только одна форсунка. Схема *a* показывает работу системы регулирования на основных режимах, а схема *б* — на пониженных режимах.

Топливный насос шестеренного типа высокого давления имеет на всех режимах избыточную производительность. Насос является объектом регулирования. Регулирование осуществляется за счет перепуска избыточного количества топлива с нагнетающей стороны на сторону всасывания: при регулировании основных режимов — перепускной иглой 2, а при регулировании пониженных режимов — золотником 7.

Число оборотов (режим работы) задается летчиком с помощью установки рычага управления 6 в определенное положение. При этом положением рычага управления определяется проходное сечение дроссельного крана 5 и настройка регулятора 3 на то или иное число оборотов. Последнее достигается с помощью рычага настройки 4 за счет изменения натяжения пружины центробежных грузиков регулятора.

При работе на максимальном и основных крейсерских режимах золотник 7 регулятора расхода под действием пружины 8 находится в выключенном положении. Автоматическое регулирование оборотов двигателя на этих режимах осуществляется изодромным регулятором 3, который управляет топливной иглой 2. При ее перемещении меняется проходное сечение для перепуска топлива, т. е. подача топлива к форсункам 9.

В области пониженных режимов, когда двигатель является неустойчивым объектом регулирования, в работу вступает регулятор расхода. При работе на пониженных режимах рычаг управления 6 находится в положении, показанном на схеме *б*. При этом изодромный регулятор чисел оборотов 3 действием рычага настройки 4 оказывается выключенным из работы и перепускная игла 2 закрывает сливной канал. Так как проходное сечение дроссельного крана 5 сильно прикрыто, то перепад давлений топлива возрастет. Благодаря этому золотник 7 регулятора расхода, преодолевая упругость пружины 8, смещается вправо и открывает слив для избыточного топлива на всасывающую сторону насоса.

Регулируя перепуск топлива в соответствии с положением дроссельного крана 5, регулятор расхода поддерживает перепад давлений топлива у дроссельного крана 5 постоянным.

На ТРД иногда находит применение более простая система регулирования, состоящая из регулятора расхода с баростатом и регулятора (ограничителя) максимального числа оборотов.

Система регулирования должна обеспечивать поддержание заданного режима работы двигателя при допустимой тепловой и динамической его напряженности. Поэтому помимо основных регуля-

торов чисел оборотов и расхода топлива на ГТД применяют также ряд других автоматических устройств, обеспечивающих устойчивую и безопасную работу двигателя. К их числу относятся: автоматы приемистости, автоматы высотно-скоростной корректировки, разнообразные стабилизирующие устройства, автоматы ограничения винтовой мощности ТВД, регуляторы максимальных (предельных) оборотов, система автоматического управления двигателем при запуске и пр.

Для ТРД с форсажными камерами и двухвальных ТРД возникают дополнительные задачи регулирования, которые здесь не рассмотрены. Регулирование ТВД рассмотрено ниже на примере одной принципиальной схемы.

Система регулирования ТРД с изодромным регулятором чисел оборотов и с регулятором расхода

На фиг. 16.11 показана схема питания и регулирования ТРД, которая состоит из основного топливного насоса, автоматического распределителя топлива и рабочих форсунок.

Топливный насос плунжерного типа включает регулятор чисел оборотов двигателя, регулятор расхода топлива и дроссельный кран. Топливо к насосу подается из самолетных баков подкачивающим насосом под давлением порядка 2 кг/см^2 по каналам 34 и 38. Наклонная шайба 35 изменяет ход плунжеров 4. Ход шайбы ограничен упором 2.

Автоматический распределитель топлива включает стоп-кран и автомат приемистости. На схеме показана одна двухканальная рабочая форсунка 64. Топливо к ней подается из распределителя топлива по основному 65 и вспомогательному 66 каналам.

Сервопоршень 40 является рабочим органом. Он находится под действием разности давлений топлива в полостях А и Б, натяжения пружины 41 и усилия затяжки пружин 37 со стороны наклонной шайбы 35, связанной со штоком поршня серьгой 36. С изменением условий работы двигателя сервопоршень 40 под действием регулирующих устройств меняет свое положение и устанавливает наклонную шайбу в такое положение, при котором производительность насоса соответствует установленному режиму работы двигателя.

Регулятор чисел оборотов изодромного типа. Отличается он от аналогичного регулятора, показанного на фиг. 16.7, тем, что сервопоршень 40 соединен у него не с перепускной иглой топлива, а с наклонной шайбой 35 плунжерного насоса. Рабочей жидкостью здесь является топливо.

Чувствительный элемент регулятора состоит из центробежных грузиков 11 и пружины 30. Центробежные грузики 11 установлены на поводке 8, который через шлицевое соединение получает вращение от ротора 3 насоса, вращающегося на двух подшипниках 1 и 5. Через штифты 10 грузики опираются на управляющий золотник 12 и увлекают его во вращение. Через золотник 12 на грузи-

ки 11 передается усилие пружины 30, которая уравнивает центробежные силы грузиков. Вращение управляющего золотника 12 способствует уменьшению его трения при продольных перемещениях, чем повышается чувствительность регулятора.

К управляющим элементам регулятора относятся управляющий золотник 12, подвижная гильза 31 и поршень изодрома 42 с золотником 47. Поршень изодрома 42 помещается в общем цилиндре с сервопоршнем и находится под действием пружин 41 и 43 и разности сил давления топлива в полостях Б и В. Через рычаг 48 осуществляется обратная изодромная связь поршня изодрома 42 с подвижной гильзой 31. Последняя пружиной 15 прижимается к рычагу обратной связи 48.

Топливо подается с нагнетающей стороны насоса через канал 9 и клапан 13 к средней проточке управляющего золотника 12. Отсюда топливо через канал 32 проходит также к золотнику изодрома 47. Клапан 13 поддерживает давление топлива, поступающего в систему регулирования, постоянным.

Управляющий золотник 12 осуществляет подачу и слив топлива у полостей А и В через каналы 14 и 33. При этом полость А, у сервопоршня через жиклер 39 сообщается также со всасывающей стороной насоса. Золотник изодрома 47 осуществляет подачу и слив топлива из межпоршневой полости Б через дросселирующий пакет 44. Последний состоит из набора шайб с отверстиями и выполняет роль жиклера.

Работа регулятора оборотов. При любом установившемся режиме работы двигателя центробежная сила грузиков 11 уравнивается силой натяжки пружины 30. При этом подвижная гильза 31 с управляющим золотником 12 и поршень изодрома 42 с его золотником 47 находятся в равновесном (нейтральном) положении, при котором каналы 33 и 14 перекрыты золотником 12, а каналы 32 и 46 — золотником 47.

При произвольном увеличении числа оборотов двигателя (например, при увеличении высоты полета) под действием возросшей центробежной силы грузиков 11 управляющий золотник 12 сместится от нейтрального положения вправо. Топливо по каналу 14 поступит в полость А, а по каналу 33 будет сливаться из полости В. При этом сервопоршень 40 и поршень изодрома 42 будут совместно перемещаться вправо, уменьшая подачу топлива насосом.

С помощью рычага обратной связи 48 подвижная гильза 31 также будет смещаться вправо вслед за золотником 12, отставая в своем движении от последнего. В следующий момент времени, когда с уменьшением подачи насосом топлива число оборотов двигателя начнет уменьшаться, золотник 12 под действием пружины 30 начнет двигаться обратно влево навстречу гильзе 31, пока не перекроет у нее проходные окна.

При смещении золотника изодрома 47 от нейтрального положения вправо начнется слив топлива из межпоршневой полости Б через каналы 45 и 46. Это приведет вначале к замедлению движе-

ния поршня изодрома вправо, а затем к перемещению его обратно влево к исходному нейтральному положению. При этом гильза 31 через рычаг обратной связи 48 переместится также в исходное положение, а следуя за ней, в исходное нейтральное положение придет и золотник 12.

Процесс регулирования на этом заканчивается. В результате сервопоршень 40 сместится вправо на уменьшенную подачу топлива и число оборотов двигателя будет восстановлено.

При произвольном уменьшении числа оборотов двигателя (например, при уменьшении высоты полета) центробежные силы грузиков 11 уменьшатся и золотник 12 под действием пружины 30 сместится влево от нейтрального положения. При этом топливо по каналу 33 будет поступать в полость В, а по каналу 14 — сливаться из полости А. Сервопоршень 40 и поршень изодрома 42 начнут совместно перемещаться влево на увеличение подачи топлива насосом. Благодаря обратной связи при помощи рычага 48 гильза 31 начнет смещаться вслед за золотником 12 влево, отставая в движении от последнего.

В следующий момент времени, когда с увеличением подачи насосом топлива число оборотов двигателя начнет возрастать, золотник 12 под действием возросших центробежных сил грузиков 11 начнет двигаться вправо навстречу гильзе 31, пока не перекроет у нее проходные окна.

При смещении золотника изодрома 47 от нейтрального положения влево топливо начнет поступать через каналы 32 и 45 в межпоршневую полость Б. Благодаря этому поршень изодрома сначала замедлит свое движение влево, а затем начнет перемещаться обратно вправо к своему исходному нейтральному положению. При этом гильза 31 через рычаг обратной связи 48 переместится также в исходное положение, а следуя за ней в исходное нейтральное положение придет и золотник 12.

На этом процесс регулирования заканчивается, и в результате сервопоршень сместится влево на увеличенную подачу топлива. Число оборотов двигателя будет восстановлено.

Описанный процесс изодромного регулирования в действительности не будет протекать в такой строгой последовательности, как описано, так как механизм изодромного регулирования имеет три степени свободы и в процессе регулирования всегда возможно перерегулирование, т. е. временное изменение числа оборотов в большей степени, чем это требуется. Однако окончательный результат процесса регулирования всегда будет один — сервопоршень изменит свое положение, а все остальные элементы регулятора придут в исходное положение.

Дроссельный кран установлен на нагнетающей линии насоса. Состоит он из профилированной иглы 18, соединенной с рычагом управления 24, и жиклера холостого хода 17.

Дроссельный кран заблокирован с механизмом настройки регулятора числа оборотов. Рычаг управления 24 с помощью шестерни и двух зубчатых реек изменяет одновременно положения иглы

дроссельного крана 18 и затяжку пружины 30 регулятора. Начало работы регулятора числа оборотов регулируется упорным винтом 26.

На режиме холостого хода дроссельный кран прикрыт и подача топлива к форсункам осуществляется через жиклер холостого хода 17, снабженного иглой 16 для регулирования.

Регулятор расхода поддерживает постоянную разность давлений топлива до и после дроссельного крана 18. Он работает на пониженных режимах и представляет собой статический регулятор непрямого действия. Чувствительным и управляющим его элементом одновременно является золотник 23 (дифференциальный клапан).

Снизу по каналу 25 к золотнику 23 топливо подводится из нагнетающего канала 7, расположенного до дроссельного крана, а сверху его в полость Г через жиклер 19 поступает топливо из канала 22, расположенного за дроссельным краном. Золотник 23 во время работы находится под действием разности давлений топлива до и после дроссельного крана, а также усилия пружины 20. Перепад давлений у дроссельного крана 18 регулируется затяжкой пружины 20. Рабочим органом регулятора расхода является сервопоршень 40. С помощью каналов 27 и 28 золотник 23 осуществляет управление сервопоршнем. При этом на установившемся режиме работы двигателя производительность насоса регулируется таким образом, чтобы перепад давлений у дроссельного крана сохранялся постоянным.

Работа регулятора расхода. При увеличении перепада давлений у дроссельного крана золотник 23 смещается вверх. Благодаря этому через канал 28 в полость А сервопоршня 40 начнет поступать топливо под давлением, а полость Б через канал 27 сообщится со сливом. При этом сервопоршень будет смещаться вправо на уменьшение производительности насоса до тех пор, пока не восстановится заданный перепад давлений у дроссельного крана.

При уменьшении перепада давлений у дроссельного крана золотник 23 под действием пружины 20 сместится книзу и перекроет каналы 27 и 28. Благодаря этому в полость Б сервопоршня через канал 32, золотник обратной связи 47, канал 45 и дроссельный пакет 44 начнет поступать топливо под давлением (при выключенном регуляторе оборотов золотник изодрома находится в крайнем левом положении, сообщая между собой каналы 32 и 45), а из полости А через жиклер 39 будет происходить слив. Сервопоршень будет смещаться влево на увеличение производительности насоса до тех пор, пока не восстановится заданный перепад давлений у дроссельного крана.

При установившемся режиме золотник 23 сместится вверх настолько, чтобы обеспечить неизменное положение сервопоршня 40.

Вступление в работу регулятора чисел оборотов соответствует такому положению дроссельного крана, при котором перепад давлений у него делается меньше того, на который настроен регулятор

расхода. В этом случае золотник под действием пружины перейдет в крайнее нижнее положение и автоматически выключится из работы.

Распределитель топлива служит для распределения топлива по каналам двухканальных форсунок. Состоит он из профилированной иглы 67, пружины 69, регулировочного винта 70 и двух топливных камер Д и Е.

Из насоса, пройдя дроссельный кран 18, топливо по каналу 22 подается в камеру Д, а отсюда непосредственно проходит во вспомогательную магистраль 66 рабочих форсунок 64. В основную магистраль 65 топливо подается через камеру Е. При малых давлениях топлива игла 67 под действием пружины 69 закрывает проход топливу в основную магистраль и все топливо из насоса будет подаваться к форсункам через вспомогательную магистраль. При давлении топлива свыше 10—20 кг/см² профилированная игла 67 отожмется и топливо начнет поступать к рабочим форсункам 64 по обоим магистралям. Начало открытия иглы регулируется винтом 70.

Стоп-кран служит для прекращения подачи топлива к рабочим форсункам при остановке двигателей.

Стоп-кран представляет собой золотник 68, соединенный с рычагом управления 71 с помощью шестерни и зубчатой рейки. При перемещении золотника вверх стоп-кран перекрывает отверстие, через которое топливо поступает в распределитель, прекращая тем самым подачу топлива к рабочим форсункам. В этом случае топливо, поступающее из насоса через центральный канал золотника 68, отводится на всасывающую линию насоса. Оставшееся в коллекторах топливо через отверстие в корпусе и проточки на золотнике сливается через систему дренажа в атмосферу. Этим ускоряется остановка двигателя. Стоп-кран открывается при запуске двигателя и закрывается при его остановке.

Автомат приемистости регулирует подачу топлива при разгоне двигателя, предохраняя последний от чрезмерного повышения температуры газов перед турбиной.

Автомат приемистости имеет золотник 49, к которому пружинной 56 прижата мембрана 50. Последняя образует две камеры. Камера К сообщена с атмосферой отверстием 63. Камера Ж через канал 62, фильтр 61 и регулировочную иглу 59 соединяется с компрессором двигателя, а через жиклер 58 — с атмосферой. При работе двигателя золотник 49 со стороны мембраны нагружен избыточным давлением воздуха в камере Ж и давлением пружины 56, а с противоположной стороны — давлением топлива в его торец.

На установившихся режимах усилие со стороны мембраны 50 превышает усилие со стороны топлива и автомат не работает. При разгоне двигателя (при даче приемистости) золотник 49 под действием быстро возрастающего давления топлива смещается вправо и соединяет через каналы 21, 74 и 73 камеру Г регулятора расхода со всасывающей линией 34 насоса. Это вызовет смещение золотника 23 регулятора кверху и перемещение сервопоршня 40 насоса на уменьшение подачи топлива. По мере разгона двигателя дав-

ление воздуха за компрессором будет возрастать. Возрастает будет и давление воздуха на мембрану 50 со стороны камеры Ж. Это приведет к перемещению золотника 49 влево. Вследствие этого давление в камере Г регулятора расхода начнет возрастать и золотник 23 регулятора расхода, смещаясь книзу, будет перемещать сервопоршень 40 в положение больших расходов — пропорционально увеличению давления воздуха за компрессором.

Автомат приемистости регулируется винтом 60 и жиклером 58.

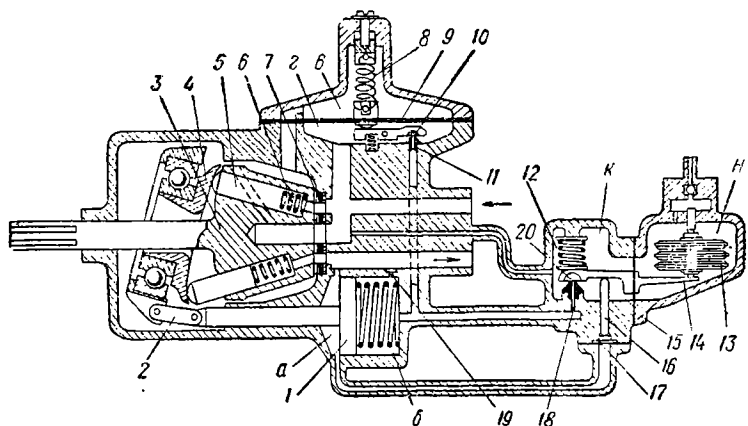
Так как с увеличением высоты полета расход воздуха через двигатель уменьшается, то должна уменьшаться и подача топлива при разгоне. Это высотная корректировка осуществляется анероидом 51. Камера анероида сообщена через отверстие 54 с атмосферой. С увеличением высоты полета анероид расширится и через шток, действуя на рычаг 55 и пружину 57 разгрузит золотник 49 со стороны мембраны 50.

Расширяясь, анероид одновременно перемещает скобу 52. При этом каналы 53 последовательно откроются и давление в камере Ж уменьшится. Благодаря этому золотник 49 при даче приемистости на высоте открывается раньше и остается открытым большее время, обеспечивая тем самым меньшую подачу топлива к форсункам.

Система регулирования ТРД с регулятором расхода и ограничителем максимального числа оборотов

На фиг. 16.12 изображена схема плунжерного топливного насоса с регулятором расхода и ограничителем максимального числа оборотов.

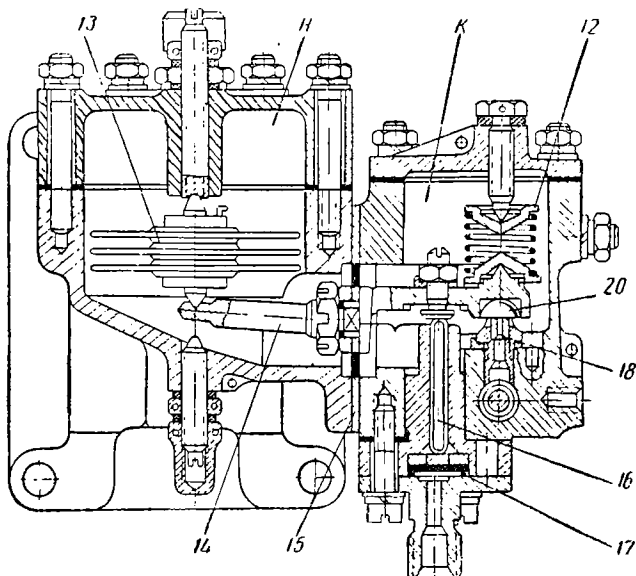
Управление двигателем осуществляется с помощью дроссельного крана, установленного на нагнетающей линии насоса перед рабочими форсунками.



Фиг. 16.12. Схема регулирования ТРД с регулятором расхода топлива и ограничителем числа оборотов.

1—сервопоршень, 2—серьга, 3—ропор, 4—наклонная шайба, 5—плунжер, 6—пружины, 7—золотник, 8—пружины, 9—мембрана, 10—клапан, 11—жиклер, 12—пружина клапана, 13—анероид, 14—рычаг, 15—армированная прокладка, 16—шток, 17—мембрана штока, 18, 19—жиклеры, 20—клапан.

Насос плунжерного типа. Подача топлива изменяется наклонной шайбой 4, связанной серьгой 2 со штоком сервопоршня 1. Полости *a* и *б* сервопоршня сообщаются с нагнетающим каналом. С левой стороны на сервопоршень действует полное давление топлива, а с правой стороны, ввиду дросселирующего действия жиклера 19 и перепуска топлива через перепускные клапаны 20 и 10, устанавливается пониженное давление. Перепускным клапаном 20 управляет регулятор расхода, а перепускным клапаном 10 — регулятор максимального числа оборотов.



Фиг. 16. 13. Баростатический регулятор (обозначение позиции см. на фиг. 16. 12).

Сервопоршень 1 во время работы находится под действием разности давлений топлива в полостях *a* и *б*, усилия пружины и усилия со стороны наклонной шайбы 4.

Регулятор расхода топлива служит основным регулятором и косвенно регулирует числа оборотов двигателя. Регулятор расхода статический, непрямого действия, с баростатом. На фиг. 16. 13 он показан отдельно.

Регулятор состоит из измерителя давления топлива 17, баростата с анероидом 13 и дифференциального рычага 14 с перепускным клапаном 20. Измеритель давления топлива 17 мембранного типа находится со стороны канала под давлением топлива, подаваемого насосом, и замеряет таким образом давление топлива на выходе из насоса. Баростат состоит из анероида 13, установленного в камере *H*. Последняя сообщается с входом в компрессор. Баростат измеряет полное давление воздуха на входе в компрессор.

Дифференциальный рычаг 14 укреплен на упругой диафрагме 15, разделяющей полости *K* (клапана) и *H* (анероида) корпуса

регулятора. Диафрагма является осью качания рычага. С одной стороны рычаг находится под действием пружины 12, а с другой — под действием измерителя давления 17 через шток 16 и анероида 13. Дифференциальный рычаг 14 связан с клапаном 20 перепуска топлива из полости б сервопоршня.

Настройка регулятора производится с помощью регулировочного винта изменением натяжения пружины 12.

Работа регулятора расхода протекает следующим образом. Если давление топлива на выходе из насоса по какой-либо причине повысится, то расход его на двигателе увеличится и увеличатся обороты двигателя. Под действием повысившегося давления топлива мембрана 17 прогнется вверх и, воздействуя через шток 16 на рычаг 14, увеличит слив топлива через перепускной клапан 20 из полости б сервопоршня. Благодаря этому сервопоршень сместится вправо и переставит наклонную шайбу 4 насоса на меньшую производительность. Число оборотов двигателя при этом восстановится.

Если давление топлива (а следовательно и расход его) почему-либо уменьшится, то число оборотов двигателя также уменьшится. Благодаря уменьшению давления мембрана 17 под действием силы упругости пружины 12 прогнется книзу и рычаг 14 уменьшит выходное сечение перепускного клапана 20. Давление в полости б сервопоршня увеличится. Благодаря этому сервопоршень под действием пружины сместится влево и переместит наклонную шайбу 4 насоса на большую производительность. Число оборотов двигателя при этом восстановится.

Таким образом при неизменных внешних условиях регулятор расхода поддерживает режим работы двигателя постоянным. Изменение же режима работы двигателя производится летчиком постановкой дроссельного крана 14 (см. фиг. 15. 4). Вместе с этим будет изменяться и давление топлива на выходе из насоса. Тогда регулятор расхода вступит в работу и установит производительность насоса в соответствии с потребным расходом топлива.

С изменением высоты и скорости полета весовой расход воздуха через компрессор будет также меняться. При неизменном расходе топлива это привело бы к значительному изменению температуры рабочих газов и числа оборотов двигателя. Корректирование расхода топлива в соответствии с высотой и скоростью полета автоматически производится баростатом. Анероид баростата 13 находится под действием полного давления воздуха на входе в компрессор. Поэтому, например, при уменьшении давления на входе в компрессор (при подъеме на высоту или при уменьшении скорости полета) анероид 13 расширится и через рычаг 14 увеличит открытие перепускного клапана 20. Это приведет к увеличению слива топлива из полости б сервопоршня и к смещению сервопоршня вправо на уменьшение подачи топлива в двигатель. При увеличении давления на входе в компрессор (с уменьшением высоты полета или при увеличении скорости полета) произойдет соответствующее увеличение подачи топлива в двигатель.

Регулятор расхода топлива является статическим, так как изменение положения его регулирующего органа (наклонной шайбы) связано с соответствующим изменением регулируемого параметра (давления топлива). Регулятор расхода обладает статической ошибкой регулирования.

Ограничитель максимальных оборотов статический, непрямого действия, ограничивает максимальное число оборотов n_{\max} ТРД. Чувствительный его элемент — тахометр гидравлического типа, который представляет собой эластичную мембрану 9, закрепленную крышкой в корпусе насоса. Упругость мембраны 9 регулируется натяжением пружины 8 с помощью регулировочного винта.

Мембрана образует две камеры *в* и *г*, заполненные топливом. В нижней камере *г*, сообщенной со всасывающим каналом насоса, расположен перепускной клапан 10 с рычажным управлением со стороны мембраны 9. Через перепускной клапан 10 может происходить перепуск топлива из полости *б* сервопоршня 1. Верхняя камера *в* сообщена с полостью ротора.

Между плунжерами 5 у ротора 3 имеются наклонные сверления, сообщающие всасывающий канал насоса через центральное отверстие в распределительном золотнике 7 с полостью ротора. При вращении ротора в этих сверлениях топливо находится под действием центробежных сил, благодаря чему в полости ротора и в полости *в* установится повышенное давление, пропорциональное квадрату числа оборотов ротора. Под действием повышенного давления в полости *в* мембрана 9 будет прогибаться и при достижении максимальных оборотов двигателя откроет перепускной клапан 10, через который произойдет перепуск топлива из полости *б* сервопоршня в полость *г*. Благодаря этому сервопоршень 1, перемещаясь вправо, переведет наклонную шайбу 4 в положение меньшей производительности насоса, при котором число оборотов двигателя ограничится значением n_{\max} .

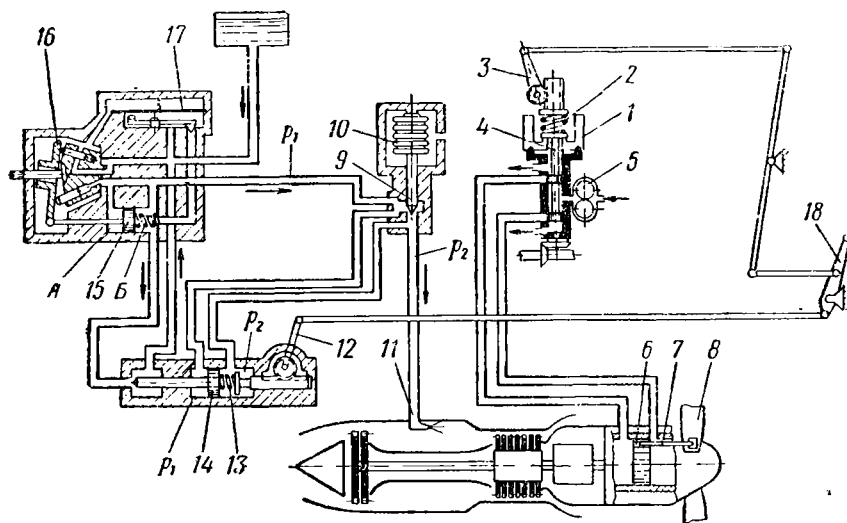
Настройка регулятора на заданное значение n_{\max} производится регулировочным винтом за счет изменения натяжения пружины 8. На режимах работы ниже максимальных оборотов клапан 10 закрыт силой упругости своей пружины и регулятор максимальных оборотов не работает.

Принципиальная схема регулирования одновального ТВД

На фиг. 16.14 изображена упрощенная принципиальная схема регулирования одновального ТВД, имеющая две системы регулирования: систему регулирования числа оборотов и систему регулирования крутящего момента двигателя (температуры газов перед турбиной).

Регулирование числа оборотов непосредственное, производится с помощью астатического регулятора числа оборотов непрямого действия. Чувствительный его элемент, состоящий из грузиков 1 и пружины 2, связан с золотником 4. Объектом регу-

лирования является воздушный винт, а регулирующим органом — его лопасти 8. Винт выполнен с гидравлическим управлением. Рабочей жидкостью для него служит масло. Исполнительный механизм состоит из сервопоршня 6 с золотником 4. Сервопоршень является рабочим органом, а золотник — управляющим элементом. С помощью рычага 3 регулятор настраивается на поддержание определенного числа оборотов двигателя.



Фиг. 16.14. Принципиальная схема регулирования одновального ТВД.

1—грузики, 2—пружина, 3—рычаг настройки, 4—золотник, 5—насос, 6—сервопоршень винта, 7—тяги, 8—лопасти, 9—топливная игла, 10—анероид, 11—рабочая форсунка, 12—рычаг настройки, 13—пружина, 14—золотник, 15—сервопоршень насоса, 16—наклонная шайба, 17—ограничитель максимальных оборотов, 18—рычаг управления.

При отклонении числа оборотов от заданного значения чувствительный элемент выведет золотник 4 из нейтрального положения. Масло из насоса 5 под высоким давлением поступит в одну из рабочих полостей сервопоршня 6 в то время, как другая его полость сообщится со сливом. Сервопоршень 6 переместится и через тяги 7 изменит угол установки лопастей 8 воздушного винта таким образом, чтобы число оборотов двигателя восстановилось. Так при произвольном увеличении числа оборотов двигателя лопасти 8 переставятся на больший шаг, а при уменьшении — на меньший шаг. Так как момент сопротивления винта изменится, то изменится и число оборотов двигателя. После восстановления первоначального числа оборотов грузики 1 займут свое исходное положение, а золотник 4 придет в нейтральное положение, перекрыв доступ масла из насоса 5 к сервопоршню 6 винта.

У современных ТВД чаще всего регулятор оборотов поддерживает обороты двигателя неизменными на всех рабочих режимах

на земле и в полете. Изменение же мощности двигателя осуществляется изменением его крутящего момента.

Регулирование крутящего момента производится косвенным путем с помощью регулятора расхода топлива непрямого действия. С изменением расхода топлива изменится и температура газов перед турбиной, следовательно и крутящий момент двигателя.

Объектом регулирования является топливный насос плунжерного типа переменной производительности, а регулирующим органом — наклонная шайба 16 насоса. Чувствительным элементом регулятора служит золотник 14, который одновременно выполняет функции управляющего элемента исполнительного механизма. Сервопоршень 15 является рабочим органом исполнительного механизма.

Топливо из насоса к рабочим форсункам 11 подается через топливную иглу 9; его расход определяется разностью давлений $p_1 - p_2$ и площадью проходного сечения иглы 9. Заданный перепад давлений топлива $p_1 - p_2$ у иглы 9 поддерживается золотником 14, а площадь проходного сечения иглы регулируется анероидом 10 баростата.

Золотник 14 дифференциального типа. С одной стороны на него действует давление топлива p_1 на выходе из насоса, а с другой — давление топлива p_2 за топливной иглой 9. Результирующая сила давлений топлива уравнивается у золотника 14 усилием пружины 13. Золотник 14 замеряет величину перепада давления топлива у иглы 9 и управляет сливом топлива из полости Б сервопоршня 15. Благодаря этому сервопоршень 15 через наклонную шайбу 16 поддерживает у насоса такой расход топлива, при котором перепад давлений топлива $p_1 - p_2$ у топливной иглы 9 при неизменной настройке регулятора поддерживается постоянным. Если, например, перепад давлений у топливной иглы 9 увеличится и расход топлива возрастет, то золотник 14 переместится вправо и увеличит слив топлива из полости Б сервопоршня 15. Последний, переместившись вправо, уменьшит производительность насоса таким образом, что перепад давлений топлива у иглы 9 восстановится. Вместе с тем восстановится и расход топлива. При уменьшении перепада давлений топлива у топливной иглы 9 и, следовательно, расхода топлива, процесс регулирования пойдет в обратном направлении. Изменение режима работы двигателя осуществляется поворотом рычага 12. При этом изменится натяжение пружины 13 и тем самым изменится настройка регулятора на тот или иной расход топлива.

Топливная игла 9 управляется баростатом. Анероид 10 баростата находится под действием полного давления воздуха на входе в компрессор и корректирует расход топлива с изменением условий работы (высоты или скорости полета) за счет изменения площади проходного сечения иглы 9. Когда давление воздуха на входе в компрессор уменьшится (например, с подъемом на высоту), анероид расширится и переместит топливную иглу 9 на уменьшение

расхода топлива. При повышении давления воздуха топливная игла соответствующим образом увеличит расход топлива. За счет корректирования расхода топлива при изменении условий полета температура рабочих газов перед турбиной ограничится допустимыми пределами.

Рычаги 3 и 12 настройки регуляторов числа оборотов и расхода топлива могут быть связаны между собою рычагом управления 18. Этим может быть установлена определенная связь между изменением числа оборотов и крутящего момента двигателя.

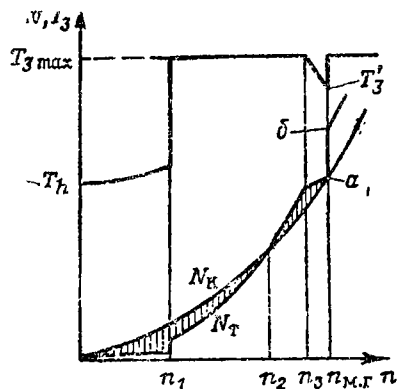
Топливный насос снабжен также ограничителем максимальных оборотов 17 мембранного типа. Действие его было описано выше. Ограничитель максимальных оборотов обычно настраивается на обороты, несколько большие тех максимальных оборотов, которые получаются у двигателя регулированием ВИШ.

Глава XVII

АГРЕГАТЫ ЗАПУСКА ГТД

17.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Газотурбинные двигатели запускают специальным пусковым маломощным двигателем — стартером. Последний сообщает основному двигателю при запуске такую скорость вращения, при которой



Фиг. 17.1. Процесс запуска двигателя.

компрессор обеспечивает достаточный расход воздуха и перепад давлений для работы турбины.

На фиг. 17.1 приведены примерные кривые мощности турбины N_T и мощности, потребной на вращение ротора ГРД N_K в зависимости от числа оборотов двигателя от начала запуска до режима малого газа $n_{м.г.}$. На том же графике нанесена кривая изменения температуры газов перед турбиной T_3 ; T_h представляет собой температуру окружающей среды, а $T_3'_{max}$ — максимально допустимую температуру

газов перед турбиной. Вначале двигатель раскручивается от стартера. При оборотах двигателя n_1 включается подача пускового топлива в камеры сгорания. Благодаря этому температура газов возрастет до $T_3'_{max}$ и мощность турбины N_T несколько увеличится. Для обеспечения более быстрого запуска температура газов перед турбиной поддерживается на максимально допустимом уровне

$T_{3 \max}$. До оборотов n_2 мощность N_T меньше N_K , поэтому двигатель продолжает раскручиваться стартером.

Избыточная мощность у турбины появляется на оборотах больших n_2 , при которых двигатель может работать самостоятельно. Однако, чтобы обеспечить надежный запуск, стартер продолжает некоторое время «сопровождать» ротор двигателя в его вращении и отключается только при достижении оборотов n_3 , когда турбина имеет достаточный избыток мощности и двигатель не может заглохнуть. После этого двигатель самостоятельно выводится на режим малого газа $n_{м.г.}$. Чтобы обеспечить работу на режиме малого газа, т. е. выполнить условие $N_T = N_K$, подачу топлива несколько уменьшают и потому температура газов перед турбиной также соответственно уменьшится до значения T_3' ; кривые N_T и N_K пересекутся в точке *a*. Дальнейший перевод двигателя на рабочие режимы затруднений не вызывает. Для этого увеличивают подачу топлива и температура газов перед турбиной повысится, например, до значения $T_{3 \max}$. В соответствии с этим мощность турбины возрастет до значения в точке *b*. Тогда за счет избыточной мощности двигатель начнет увеличивать свои обороты.

Потребная мощность стартеров зависит прежде всего от типа ГТД, его тяги или мощности и от требуемого времени запуска. Так, например, при запуске ТРД стартером раскручивается только его ротор, а при запуске ТВД — также и воздушный винт. Последний для облегчения запуска устанавливают в положение минимальной тяги. У двухвальных (двухроторных) ГТД стартер раскручивает только один вал (ротор), а потому мощность его требуется меньшая и т. д. Для двигателей с большей тягой (мощностью) соответственно требуется и более мощный стартер.

Мощность, идущая на ускорение вращения двигателя, может быть выражена так:

$$N_{\omega} = \frac{1}{75} J \omega \dot{\omega},$$

где J — массовый момент инерции вращающихся частей двигателя, приведенный к его ротору;

$\dot{\omega}$ — угловая скорость вращения ротора;

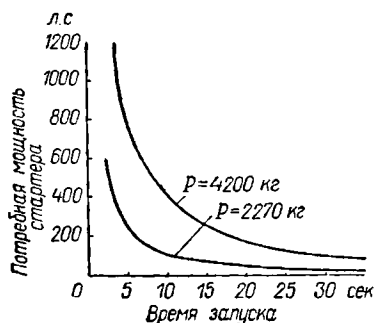
$\theta = \frac{d\omega}{dt}$ — угловое ускорение.

Так как угловое ускорение обратно пропорционально времени запуска, то с уменьшением последнего потребная мощность N_{ω} возрастет. На фиг. 17. 2. показана зависимость потребной мощности стартера от времени запуска ТРД с тягой 2270 кг и 4200 кг. При времени запуска 20 сек. потребная мощность стартеров соответственно составляет 60 и 180 л. с., а при времени запуска 3 сек. составляет 400 и 1200 л. с.

В пусковую систему входят:

а) пусковой двигатель-стартер, который обеспечивает раскрутку ротора основного двигателя до определенных оборотов;

- б) пусковая топливная система, обеспечивающая подачу пускового топлива в камеры сгорания;
 - в) электроагрегаты, обеспечивающие зажигание пускового топлива;
 - г) автоматические устройства, управляющие процессом запуска.
- Пусковые системы различают автономные и неавтономные. В первом случае источник энергии для питания стартера (напри-



Фиг. 17. 2. Зависимость потребляемой мощности стартера от времени запуска ТРД с тягой 2270 и 4200 кг.

мер, аккумуляторные батареи для электростартера) находится на самолете и запуск двигателя не зависит от аэродромных условий. Во втором случае энергия для запуска обеспечивается аэродромными пусковыми устройствами.

17. 2. ТИПЫ СТАРТЕРОВ

В настоящее время на ГТД применяют электро- и турбостартеры. Последние могут быть компрессорными и бескомпрессорными.

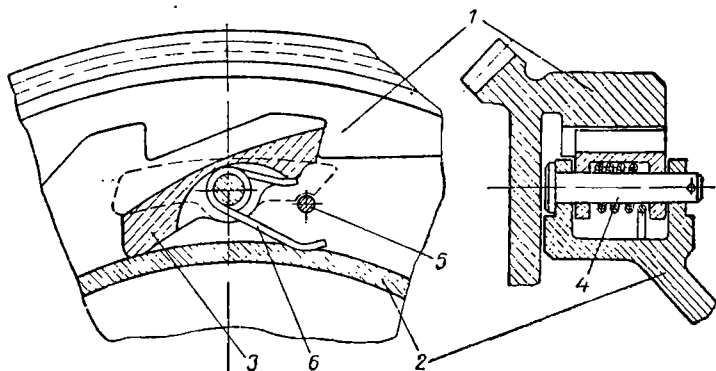
Электростартеры представляют собой четырехполюсные электродвигатели постоянного тока последовательного или смешанного возбуждения, кратковременного режима работы. Число оборотов электростартеров обычно составляет около 3000 об/мин. Вращение ротору двигателя передается через редуктор с храповой муфтой включения.

На фиг. 17. 3 показано устройство храповой муфты стартера ТРД ВК-1, которая состоит из конической шестерни 1, ведомой втулки 2, трех собачек 3, сидящих на осях 4, пружин 6 и упора 5. У шестерни 1 имеются храповые зубья, входящие в зацепления с тремя собачками. Шестерня 1 сцеплена с ведущей шестерней стартера, а ведомая втулка 2 соединена с ротором основного двигателя.

Вначале запуска при включении стартера шестерня 1, вращаясь против часовой стрелки, через собачки 3 и ведомую втулку 2 передает вращение ротору двигателя. В конце запуска стартер отключается и ведомая втулка 2, получая вращение в ту же сторону от ротора двигателя, начинает обгонять шестерню 1. Собачки 3 под действием центробежных сил своих грузиков преодолевают упругость пружин 6 и выходят из зацепления с храповыми зубьями шестерни 1. Упор 5 ограничивает поворот собачек.

Электростартер обычно питается от двух аккумуляторных батарей с напряжением 24 в. Вначале запуск стартер работает при параллельно включенных аккумуляторах, а затем для увеличения мощности стартера их соединяют последовательно. Основным недостатком электростартеров является большой расход электроэнергии на каждый запуск двигателя, что требует больших и громоздких аккумуляторов. Этим ограничивается мощность электростартеров, которая достигает 30 л. с.

Стартеры-генераторы представляют собой электрическую машину, объединяющую в одном агрегате стартер и генера-



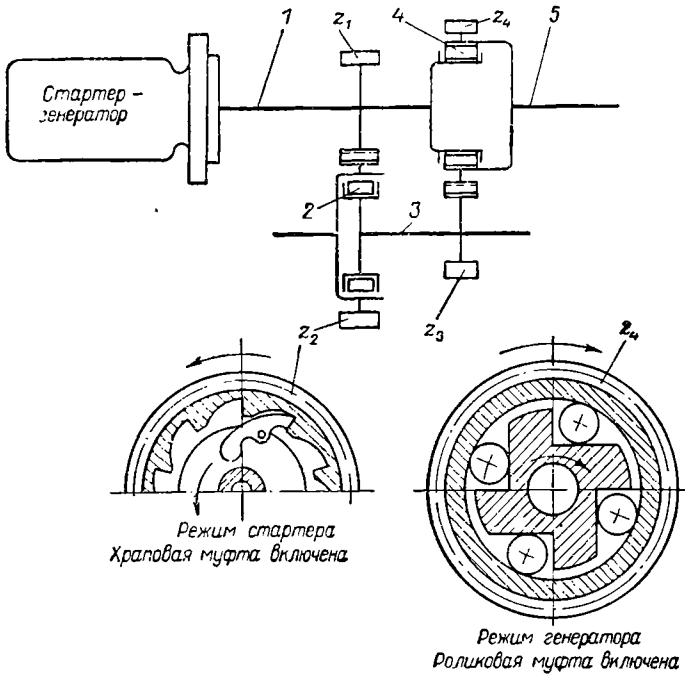
Фиг. 17.3. Конструкция устройства храповой муфты стартера ТРД ВК-1.

тор. Стартеры-генераторы имеют две последовательно работающие обмотки — серийную или смешанную и шунтовую.

На режиме стартера стартер-генератор работает как серийный или компаундный электродвигатель постоянного тока и получает питание от аккумуляторных батарей. При этом по аналогии с обычным электростартером на режиме двигателя он допускает 100% кратковременную перегрузку. После запуска двигателя серийная обмотка стартер-генератора автоматически отключается и подключается шунтовая обмотка. Благодаря этому агрегат начинает работать на режиме шунтового генератора и подает ток в бортовую электросеть самолета.

В соответствии с режимом работы привод стартер-генератора имеет двухстороннее действие с различными передаточными отношениями. На фиг. 17.4 показана схема привода стартера-генератора, которая состоит из шестерен z_1 ; z_2 ; z_3 ; z_4 и двух муфт включения — храповой муфты 2 и роликовой муфты свободного хода 4. Включение и выключение этих муфт производится автоматически и связано только с направлением вращения передачи. При работе на том или ином режиме включается только одна муфта, другая же находится в выключенном состоянии. Так при работе на режиме стартера вращение от него передается валику двигателя 5 через шестерни z_1 ; z_2 ; z_3 и z_4 , причем передача вращения от шес-

терни z_2 к валу 3 осуществляется через храповую муфту 2. После запуска двигатель по оборотам начинает обгонять стартер. Благодаря этому храповая муфта 2 автоматически отключается, а роликовая муфта свободного хода 4 включается и вращение от валика двигателя 5 валу 1 стартер-генератора передается непосредственно через муфту свободного хода 4. В этом случае стартер-генератор переходит на генераторный режим работы.



Фиг. 17. 4. Схема привода стартер-генератора.

Преимущество стартер-генератора перед обычным электростартером заключается в объединении в одном агрегате стартера и генератора, что уменьшает вес и упрощает систему приводов двигателя.

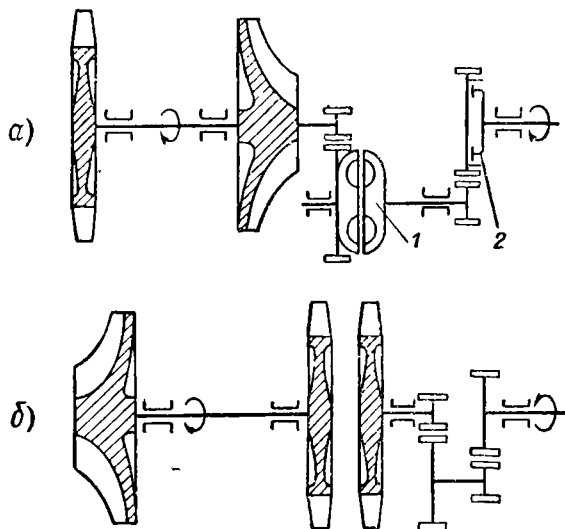
Компрессорные турбостартеры представляют собой маломощные ГТД с центробежным компрессором, рассчитанные на кратковременную работу. На фиг. 17. 5 изображены две кинематические схемы компрессорных турбостартеров. На схеме *a* турбостартер передает избыточную мощность турбины на раскрутку двигателя через двухступенчатый редуктор, в который включены гидромуфта 1 и храповая муфта 2. Гидромуфта обеспечивает постоянство передаваемого момента и уменьшает динамические нагрузки у передачи в момент включения.

На схеме *б* турбостартер имеет двухвальную двухступенчатую турбину. Первая ступень вращает компрессор, а вторая через редуктор раскручивает двигатель. Двухвальная система позволяет

несколько уменьшить число оборотов второй ступени турбины и соответственно уменьшить передаточное отношение редуктора. Начальный пусковой момент при этом получается больше.

Компрессорные турбостартеры способны обеспечить большую мощность при относительно малых габаритах и весе. Некоторым недостатком их является сложность конструкции и увеличенное время запуска, в которое включается запуск и самого стартера.

Бескомпрессорные турбостартеры состоят из турбины и механизма (редуктора) для передачи вращения ротору



Фиг. 17. 5. Схемы турбостартера.

двигателя. Некоторые из них имеют также камеры сгорания или парогенераторы. Бескомпрессорные турбостартеры различают в зависимости от вида применяемого для турбины рабочего тела:

1) воздушные турбостартеры, рабочим телом которых является сжатый воздух, подаваемый из баллонов или от отдельной компрессорной установки;

2) топливо-воздушные турбостартеры, которые отличаются от предыдущих тем, что воздух предварительно подается в камеру сгорания, где за счет сжигания топлива повышается его температура;

3) парогазовые турбостартеры, у которых рабочим телом служит:

а) смесь продуктов сгорания керосина или бензина с водяным паром;

б) парогаз, полученный от разложения перекиси водорода;

в) продукты реакции специальных топлив;

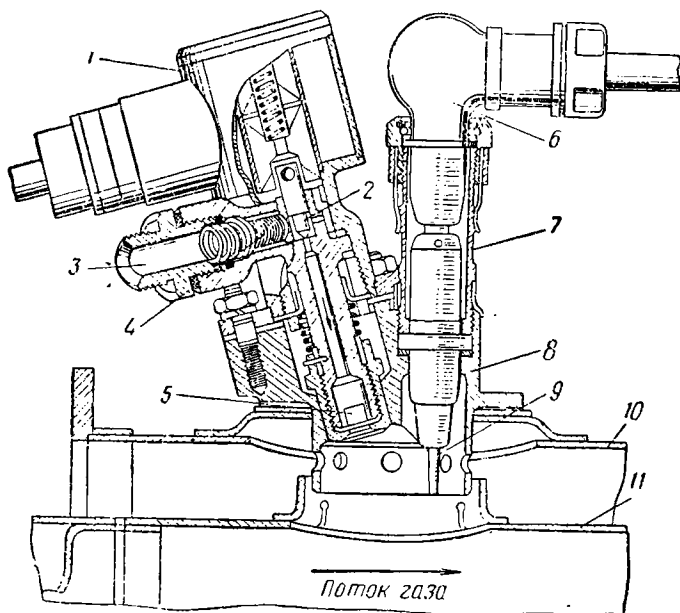
4) пороховые турбостартеры, рабочим телом которых служат пороховые газы.

Бескомпрессорные турбостартеры способны обеспечить большую мощность при малых габаритах и весе.

Тип стартера выбирают в зависимости от его габаритов и веса, а также удобств в эксплуатации.

17.3. ВОСПЛАМЕНТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Воспламенение топливной смеси при запуске двигателя производят специальными воспламенительными устройствами. На фиг. 17.6 показано воспламенительное устройство, состоящее из пусковой форсунки и запальной свечи 6, объединенных в одном корпусе 8.



Фиг. 17.6. Воспламенительное устройство.

1—соленоид, 2—игольчатый клапан, 3—штуцер подвода пускового топлива, 4—фильтр, 5—распылитель, 6—запальная свеча, 7—корпус свечи, 8—корпус воспламенителя, 9—центральный электрод свечи, 10—кожух камеры сгорания, 11—жаровая труба.

Пусковая форсунка центробежная, закрытого типа. У нее имеется распылитель 5 и игольчатый клапан 2 с пружиной. В верхней части корпуса форсунки установлен соленоид 1. Пусковое топливо поступает к форсунке через штуцер 3, в котором поставлен фильтр 4. Последний предохраняет форсунку от засорения. Игольчатый клапан 2 под действием своей пружины перекрывает топливный канал форсунки. Клапан открывается соленоидом. Соленоид представляет собой электромагнит втяжного типа с замкнутой магнитной системой. Он состоит из сердечника и обмотки. При подключении к обмотке тока низкого напряжения (из бортовой

сети самолета) у соленоида создается магнитное поле и сердечник, преодолевая упругость пружины, перемещается вверх и открывает клапан 2 для прохода топлива в форсунку. При прекращении подачи тока к соленоиду игольчатый клапан под действием своей пружины закрывается и прекращает доступ топлива к форсунке.

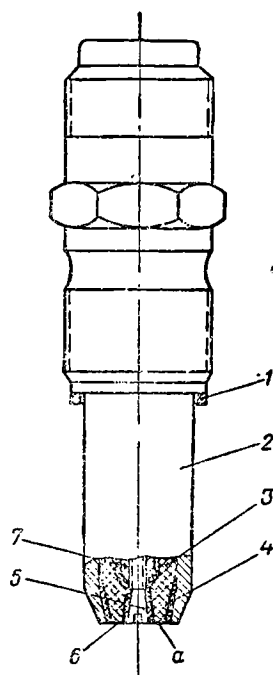
Запальная электросвеча представляет собой разрядник тока и служит для зажигания топлива, поступающего из пусковой форсунки при запуске ГТД. На фиг. 17.6 показана запальная свеча высокого напряжения. Она состоит из корпуса 7, внутри которого укреплен керамический сердечник с центральным электродом 9. Боковые электроды, соединенные на массу, выполнены на корпусе 8 воспламенителя.

При запуске двигателя импульсный ток высокого напряжения (более 10 000 в) подается к свече от индукционной катушки зажигания. Благодаря этому между центральным электродом 9 и корпусом 8 образуется электрическая искра, которая и поджигает топливо.

Работа воспламенительного устройства. Пусковая система двигателя имеет пусковой насос с самостоятельным электроприводом. Во время запуска двигателя он включается в работу и начинает подавать топливо к пусковым форсункам воспламенителей. Одновременно с этим подается ток к соленоидному клапану форсунки и к электросвече. Топливо, выходящее из пусковой форсунки, поджигается от запальной электросвечи и образующийся факел пламени поджигает затем основное топливо, поступающее через рабочую форсунку в камеру сгорания. После 30 сек. работы с помощью реле времени прекращается подача тока и пусковая система выключается.

У ТРД ВК-1 воспламенители установлены на двух камерах сгорания. Передача пламени в другие семь камер осуществляется через соединительные патрубки (см. фиг. 9. 10).

Электроэрозионные запальные свечи. Наряду со свечами высокого напряжения, которые работают при напряжении более 10 000 в, за последнее время в воспламенительных устройствах ГТД применяют электроэрозионные свечи с поверхностным разрядом (фиг. 17.7). Последние для своей работы требуют напряжения порядка 3000÷4000 в и являются свечами низкого напряжения.



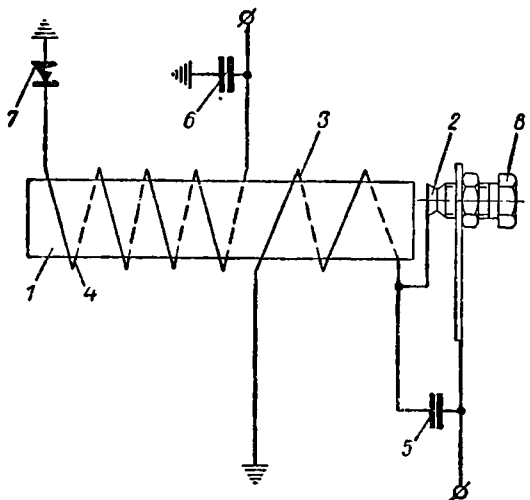
Фиг. 17.7. Электроэрозионная запальная свеча.

1—уплотнительная прокладка, 2—корпус, 3—керамический изолятор, 4—боковой электрод, 5—винт, 6—центральный электрод, 7—гайка.

Сердечник свечи состоит из керамического изолятора 3 в центральном канале которого с помощью винта 5 и гайки 7 укреплен центральный электрод 6. Боковой электрод 4 осуществляет контакт с массой через корпус 2. Керамическим изолятором 3 боковой электрод зажимается в корпусе. Герметизация осуществляется с помощью термцемента. Материал как центрального, так и бокового электродов подвергается при работе свечи электроэрозии, т. е. разрушению и распылению электрической искрой. При этом рабочий поясok *a* изолятора 3 между центральным 6 и боковым 4 электродами покрывается слоем материала электродов и поверхность его становится таким образом полупроводником. Пробивное напряжение у свечи равно $1200 \div 1500$ в.

17. 4. КАТУШКА ЗАЖИГАНИЯ

Индукционная катушка зажигания служит для преобразования тока низкого напряжения, поступающего из бортовой сети самолета, в ток более высокого напряжения, который подается к запальной свече воспламенительного устройства. В зависимости от типа свечей катушки различают высоковольтные и низковольтные.



Фиг. 17. 8. Схема индукционной катушки.

На фиг. 17. 8 изображена схема индукционной катушки, которая состоит из сердечника 1, прерывателя 2, первичной обмотки 3, вторичной обмотки 4, конденсаторов 5 и 6 и селенового выпрямителя 7.

Первичная обмотка одним своим концом через прерыватель 2 сообщается с бортсетью, имеющей напряжение $26 \div 28$ в, а другим — с массой. При включении зажигания по первичной обмотке начинает протекать ток, который, нарастая по величине, создает вокруг обмотки магнитное поле. При этом якорь прерывателя 2

притягивается к сердечнику 1 и разрывает цепь первичной обмотки. Во вторичной же обмотке возникает ток с напряжением у высоковольтной катушки не менее 10 000 в, а у низковольтной — не менее 3000 в. Этот ток подается к запальной свече.

Конденсатор 5 присоединен параллельно контактам прерывателя 2. Он способствует быстрому изменению магнитного потока в сердечнике (наведению большой электродвижущей силы во вторичной обмотке).

Селеновый выпрямитель 7 включен в цепь вторичной обмотки. Он срезает обратные токи. Конденсатор 6 во вторичной цепи увеличивает емкостную составляющую разряда.

Сила тока в первичной цепи регулируется винтом 8 прерывателя. Уменьшение силы тока осуществляется ввертыванием регулировочного винта 8, а увеличение — вывертыванием его.

АВИАЦИОННЫЕ ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

*Глава XVIII***КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА**

Авиационные поршневые двигатели выполняют четырехтактными быстроходными. До второй мировой войны в авиации применялись двигатели с жидкостным и воздушным охлаждением цилиндров. Основным достоинством первых являлась их малая лобовая поверхность, что было важно для истребителей, а вторых — относительная простота конструкции и удобство эксплуатации. С появлением реактивных двигателей сократилось применение поршневых. Поршневые двигатели воздушного охлаждения и сейчас продолжают применять в гражданской авиации.

Воздушное охлаждение цилиндров в полете обеспечивается обычно встречным потоком воздуха. Вертолеты имеют малую скорость полета и могут неподвижно висеть в воздухе. Поэтому двигатели, которые устанавливаются на них, снабжаются специальными вентиляторами. Последние обеспечивают подачу воздуха для охлаждения цилиндров.

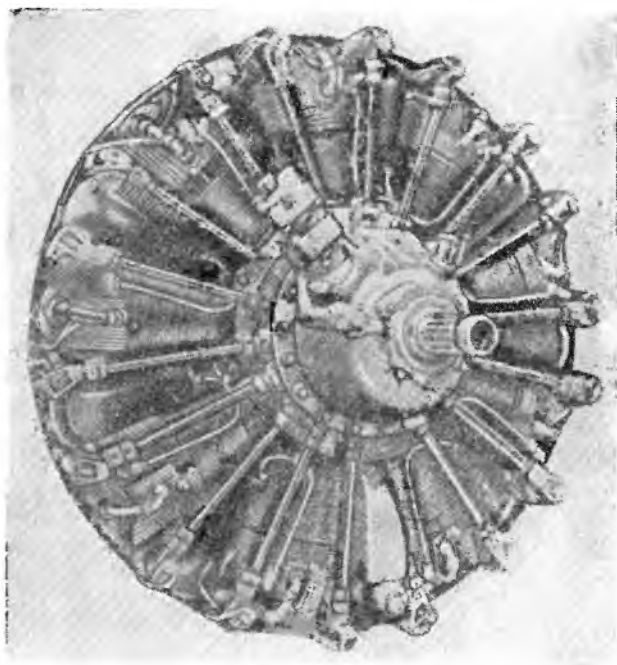
Для лучшего охлаждения цилиндры двигателей воздушного охлаждения располагают в виде звезды (звездообразные двигатели). Звездообразные двигатели выполняют однорядными (одна звезда) и двухрядными (две звезды). Задний ряд цилиндров двухрядной звезды смещают относительно переднего ряда, образуя шахматное расположение цилиндров, чем обеспечивается равномерное охлаждение всех цилиндров двигателя (см. фиг. 23. 2).

Для равномерного чередования работы цилиндров число их в ряду делают нечетным (чаще всего 7 или 9). В качестве примера на фиг. 18. 1 и 18. 2 показаны общий вид и продольный разрез однорядного звездообразного девятицилиндрового двигателя АИ-14Р, а на фиг. 18. 3 — продольный разрез двухрядного звездообразного 14-цилиндрового двигателя АШ-82Т. У последнего в каждом ряду выполнено по семь цилиндров.

Для повышения мощности и обеспечения высотности у авиационных поршневых двигателей применяют наддув. Для этой цели обычно служат низконапорные компрессоры-нагнетатели центробежного типа. Нагнетатель устанавливают в задней части двигателя (см. фиг. 18. 2 и 18. 3). Центробежный нагнетатель имеет

высокое число оборотов (20 000÷30 000 об/мин), поэтому привод к нему от коленчатого вала двигателя выполняют в виде двухступенчатой шестеренчатой передачи.

Воздушные винты подбирают исходя из мощности двигателя и аэродинамических характеристик самолета. Оптимальное число оборотов винта, соответствующее наибольшему его к. п. д., у поршневых двигателей обычно составляет 1000÷1600 об/мин при числе



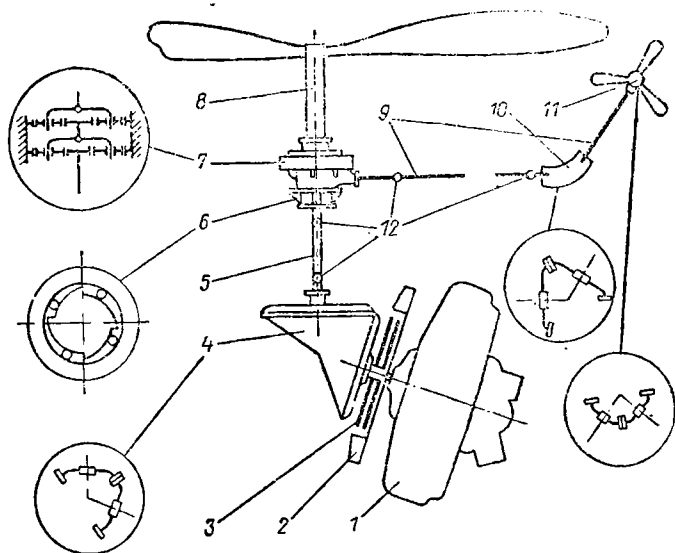
Фиг. 18.1. Однорядный звездообразный 9-цилиндровый двигатель AI-14P.

оборотов двигателя 2000÷2600 об/мин. Для понижения числа оборотов винта на поршневых двигателях, так же как и на ТВД, устанавливают редуктор, представляющий собой планетарную зубчатую передачу.

Редуктор размещают в передней части двигателя, он имеет выходной вал для установки воздушного винта с изменяемым в полете шагом — ВИШ (см. фиг. 18.2 и 18.3). Маломощные двигатели выполняют часто без редуктора.

Число оборотов несущего винта вертолетов составляет порядка 150÷300 об/мин. В этом случае в трансмиссионной передаче к винту устанавливают редуктор, обеспечивающий передаточное отно-

шение 0,05÷0,15. На фиг. 18. 4 приведена схема трансмиссии одновинтового вертолета; трансмиссия обеспечивает передачу вращения от поршневого двигателя 1 к несущему и рулевому винтам. Основными элементами трансмиссии являются: редуктор несущего винта 7, шестеренчатая передача (редуктор) рулевого винта 11, центральная передача 4, сцепная муфта 3, муфта свободного хода 6 и трансмиссионные валы 5 и 9. Редуктор несущего винта 7 выпол-



Фиг. 18. 4. Схема трансмиссии одновинтового вертолета.

1—двигатель, 2—винты, 3—сцепная муфта, 4—центральная передача, 5 и 9—трансмиссионные валы, 6—муфта свободного хода, 7—редуктор несущего винта, 8—вал ротора несущего винта, 10—коническая передача, 11—редуктор рулевого винта, 12—карданное сочленение.

нен в виде двухступенчатой шестеренчатой планетарной передачи, а передача к рулевому винту осуществляется через две пары конических шестерен 10 и 11. Центральная передача 4 состоит также из пары конических шестерен. Конические шестерни обеспечивают передачу вращения под углом.

Сцепная муфта 3 служит для включения и отключения двигателя от трансмиссии. Этим обеспечивается легкий запуск двигателя и посадка вертолета с выключенным двигателем. При включении двигателя сцепные муфты обеспечивают также плавную раскрутку ротора. Муфта свободного хода 6 осуществляет сцепление ведущего вала 5 с ротором 8 только в одном — направлении вращения и автоматически отсоединяет несущий винт от двигателя в случае выхода последнего при полете из строя. В этом случае несущий винт переходит на режим самовращения и вертолет медленно спланирует на посадку.

18. 1. КИНЕМАТИКА НОРМАЛЬНОГО КРИВОШИПНО- ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Кривошипно-шатунный механизм преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение вала двигателя. Угловая скорость вращения последнего равна:

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

где n — число оборотов вала в минуту.

Путь поршня от ВМТ (фиг. 18.5):

$$s = L + R - (R \cos \alpha + L \cos \beta),$$

где L — длина шатуна;

R — радиус кривошипа;

α — угол поворота кривошипа;

β — угол отклонения шатуна.

Угол отклонения шатуна β зависит от угла поворота кривошипа α (см. фиг. 18.5)

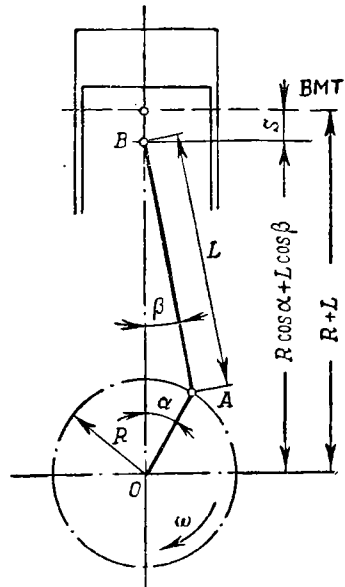
$$\sin \beta = \frac{R}{L} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha,$$

где $\lambda = \frac{R}{L}$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Для авиационных двигателей $\lambda = \frac{1}{3,8} \div \frac{1}{4}$.

В выражение для пути поршня входит $\cos \beta$, который можно выразить так:

$$\begin{aligned} \cos \beta &= \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \approx \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha + \frac{\lambda^4}{4} \sin^4 \alpha} = \\ &= \sqrt{\left(1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \alpha\right)^2} = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \alpha. \end{aligned}$$

Введенный нами член $\frac{\lambda^4}{4} \sin^4 \alpha$ дополняет выражение под корнем до полного квадрата. Значение члена $\frac{\lambda^4}{4} \sin^4 \alpha$ определяется коэффициентом $\lambda^4/4$, который для $\lambda = 1/4$ составляет всего лишь 0,001.



Фиг. 18.5. Схема кривошипно-шатунного механизма.

Полагая

$$\sin^2 \alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2},$$

получим

$$\cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2}{4} + \frac{\lambda^2}{4} \cos 2\alpha.$$

После подстановки полученного выражения для $\cos \beta$, и принимая во внимание, что $L = R/\lambda$, получим формулу пути поршня в окончательном виде:

$$s = R \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right]. \quad (18.1)$$

Скорость поршня равна:

$$v = \frac{ds}{dt} = R\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (18.2)$$

Ускорение поршня равно:

$$j = \frac{dv}{dt} = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos^2 2\alpha). \quad (18.3)$$

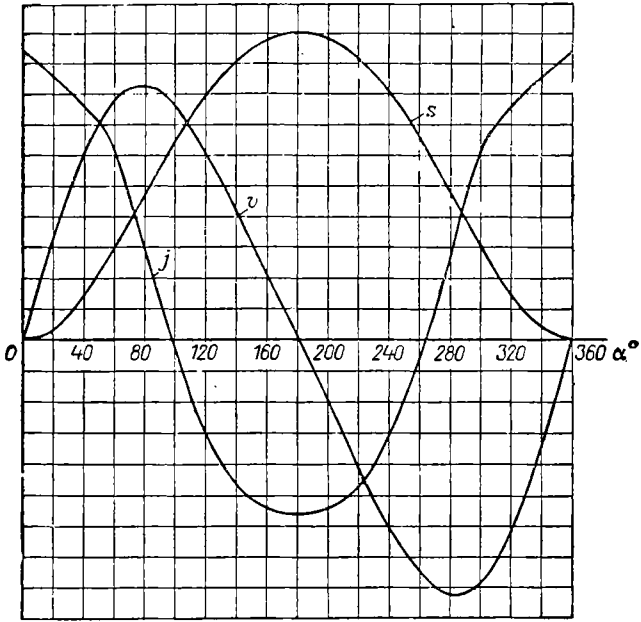
При дифференцировании формул (18.1 и 18.2) получен член $d\alpha/dt$, который представляет собой угловую скорость вращения кривошипа:

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega.$$

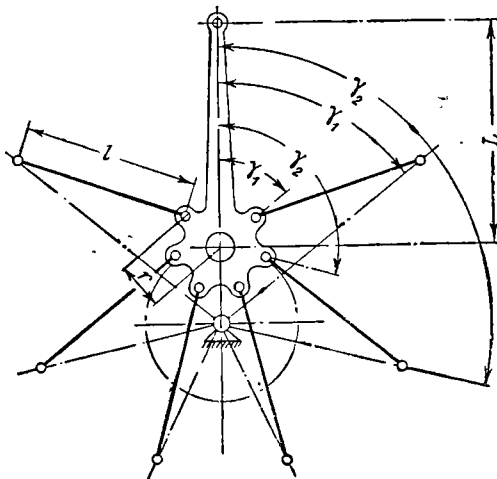
На фиг. 18.6 показаны графики пути, скорости и ускорения поршня для $\lambda = 1/4$.

Система нормального кривошипно-шатунного механизма имеет центральное сочленение шатуна с кривошипом, при котором кривошипная головка шатуна является подшипником для шатунной шейки коленчатого вала.

На один кривошип авиационных двигателей обычно передаются усилия от нескольких цилиндров. Осуществить центральное сочленение нескольких шатунов с одной шатунной шейкой коленчатого вала конструктивно весьма сложно. Поэтому на авиационных двигателях обычно применяют прицепное сочленение шатунов, при котором имеется один главный шатун L и несколько прицепных шатунов l (фиг. 18.7). Главный шатун имеет развитую кривошипную головку с подшипником и непосредственно соединяется с шатунной шейкой коленчатого вала, образуя нормальный кривошипный механизм (с центральным сочленением). Прицепные шатуны



Фиг. 18.6. Путь, скорость и ускорение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа.



Фиг. 18.7. Схема прицепного сочленения шатунов.

своими нижними головками с помощью пальцев шарнирно соединяются с кривошипной головкой главного шатуна. Нормальный кривошипный механизм является трехшарнирным, а с прицепными шатунами — четырехшарнирным. Это приводит к некоторому различию в кинематике поршней с главными и прицепными шатунами.

Обычно у звездообразных двигателей угол расположения пальцев на кривошипной головке главного шатуна делается равным углу развала цилиндров γ (см. фиг. 18.7), а длина прицепных шатунов l из условий взаимозаменяемости делается одинаковой. За счет разных радиусов r расположения нижних головок прицепных шатунов на кривошипной головке главного шатуна обеспечивается одинаковая степень сжатия у всех цилиндров.

Рассмотрение кинематики прицепных шатунов выходит за пределы данного учебника. В дальнейшем будем пользоваться приближенным расчетом, пренебрегая особенностью кинематики прицепных шатунов и считая условно все шатуны центральными.

18.2. СИЛЫ ИНЕРЦИИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Различают два простых движения кривошипного механизма: возвратно-поступательное движение поршня вдоль оси цилиндра и вращательное движение вала.

Шатун, связывающий поршень с кривошипом, совершает сложное движение. В динамическом расчете кривошипного механизма массу шатуна разносят на верхнюю (поршневую) и нижнюю (кривошипную) его головки. Эти две разнесенные массы рассматриваются сосредоточенными на осях поршневого пальца и шатунной шейки коленчатого вала и совершающими соответственно возвратно-поступательное и вращательное движения. При этом динамическая эквивалентность системы разнесенных масс шатуна с действительной его системой обеспечивается условиями:

1) сумма разнесенных масс должна быть равна массе шатуна;

2) общий центр тяжести разнесенных масс должен совпадать с центром тяжести шатуна.

У прицепных шатунов массу, отнесенную к поршневой головке $m_{\text{пр.п}}$, и массу, отнесенную к кривошипной головке $m_{\text{пр.к}}$, находят из следующих выражений (фиг. 18.8, а):

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{пр.п}} &= m_{\text{пр}} \frac{b}{l} \\ m_{\text{пр.к}} &= m_{\text{пр}} \frac{a}{l} \end{aligned} \right\} \quad (18.4)$$

где $m_{\text{пр}} = m_{\text{пр.п}} + m_{\text{пр.к}}$ — масса прицепного шатуна;

a и b — расстояния от поршневой и кривошипной головок шатуна до центра тяжести его;

$l = a + b$ — длина прицепного шатуна.

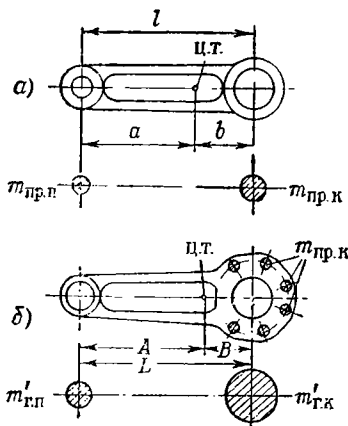
При неизвестном положении центра тяжести шатуна его находят по чертежу расчетным путем. При наличии готового шатуна

центр тяжести его находят либо путем взвешивания на специально оборудованных чашечных весах, либо путем прокачивания.

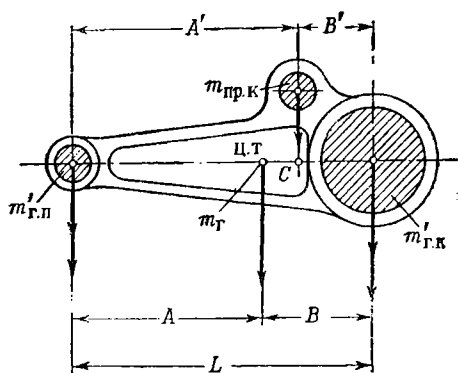
Массу $m_{пр.к}$ относят к главному шатуну и считают сосредоточенной в пальцах прицепных шатунов (см. фиг. 18.8, б). Массу главного шатуна m_r вместе с массами $m_{пр.к}$ образует систему «приведенного шатуна» с массой:

$$m'_r = m_r + \sum m_{пр.к}$$

Отдельные массы, входящие в систему приведенного главного шатуна, разносят по правилам разложения сил на параллельные



Фиг. 18.8. Схема разнеса масс шатунов.



Фиг. 18.9. Схема разнеса масс приведенного главного шатуна с одним прицепным шатуном.

составляющие на поршневую и кривошипную головки главного шатуна. Для примера рассмотрим разнесение масс приведенного главного шатуна с одним прицепным шатуном. В этом случае массу, отнесенную к поршневой головке $m'_{р.п}$, и массу, отнесенную к кривошипной головке $m'_{р.к}$, находят из выражений (фиг. 18.9):

$$\left. \begin{aligned} m'_{р.п} &= m_r \frac{B}{L} + m_{пр.к} \frac{B'}{L} \\ m'_{р.к} &= m_r \frac{A}{L} + m_{пр.к} \frac{A'}{L} \end{aligned} \right\} \quad (18.5)$$

здесь A и B — расстояния центра тяжести главного шатуна от поршневой и кривошипной головок;

A' и B' — расстояния от точки C — проекции оси пальца прицепного шатуна на ось главного шатуна — до поршневой и кривошипной головок;

$L = A + B$ — длина главного шатуна.

В случае главного шатуна с несколькими прицепными шатунами (см. фиг. 18. 8, б) выражения (18. 5) примут следующий вид:

$$m'_{г.п} = m_г \frac{B}{L} + \sum m_{пр.к} \frac{B'}{L}$$

и

$$m'_{г.к} = m_г \frac{A}{L} + \sum m_{пр.к} \frac{A'}{L}.$$

Так как обычно прицепные шатуны делают одинаковыми, то эти выражения можно привести к виду:

$$\left. \begin{aligned} m'_{г.п} &= \frac{m_г B + m_{пр.к} \sum B'}{L} \\ m'_{г.к} &= \frac{m_г A + m_{пр.к} \sum A'}{L} \end{aligned} \right\} \quad (18. 6)$$

К поступательно движущимся массам ПДМ кривошипно-шатунного механизма относят: массу узла поршня $m_{пор}$ и массу шатуна, отнесенную к поршневой головке $m'_{г.п}$ (в случае главного шатуна) или $m_{пр.п}$ (в случае прицепного шатуна):

$$m_{пдм} = m_{пор} + m'_{г.п}$$

или

$$m_{пдм} = m_{пор} + m_{пр.п}.$$

В узел поршня входят: поршень, поршневые кольца и поршневой палец с заглушками или с замками.

Сила инерции ПДМ равна

$$P_j = -m_{пдм} j, \quad (18. 7)$$

где j — ускорение ПДМ при их возвратно-поступательном движении.

Сила P_j является переменной и зависит от угла поворота кривошипа α . Период ее изменения составляет 360° . Направление силы P_j противоположно ускорению j (см. фиг. 18. 6). В ВМТ она направлена в сторону головки цилиндра, а в НМТ — в сторону кривошипа. На фиг. 18. 12 изображена кривая $P_j = f(\alpha)$.

К вращательно-движущимся массам ВДМ кривошипно-шатунного механизма относят: массу главного шатуна, отнесенную к кривошипу $m'_{г.к}$, и массу колена $m_к$, образующего кривошип.

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна будет равна

$$C = -m'_{г.к} R \omega^2. \quad (18. 8)$$

Центробежная сила колена

$$C_к = -m_к \rho_s \omega^2,$$

где ρ_s — радиус расположения центра тяжести s кривошипа.

Для удобства массу колена с центром тяжести на радиусе ρ_s обычно заменяют массой m'_k , приведенной к радиусу кривошипа R (фиг. 18. 10). Из условия динамической эквивалентности

$$C_k = -m_k \rho_s \omega^2 = -m'_k R \omega^2,$$

откуда приведенная масса колена

$$m'_k = m_k \frac{\rho_s}{R}.$$

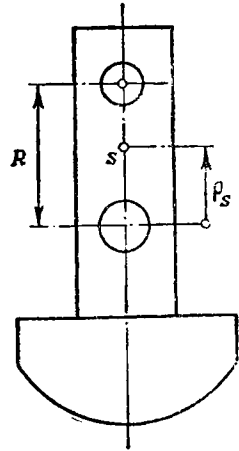
Таким образом, вращательно-движущаяся масса кривошипного механизма будет равна

$$m_{вдм} = m'_k + m'_{г.к}$$

и центробежная сила ВДМ равна

$$C_{вдм} = -m_{вдм} R \omega^2. \quad (18. 9)$$

Центробежная сила ВДМ направлена по радиусу кривошипа.



Фиг. 18. 10. Приведение массы кривошипа к радиусу R .

18. 3. СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВ

Давление газов, действующее на поршень, может быть определено по упрощенной теоретической индикаторной диаграмме (фиг. 18. 11). Для построения ее должно быть известно давление наддува p_k , среднее индикаторное давление p_i и степень сжатия ϵ . Давление в цилиндре в начале сжатия принимают:

$$p_a = (0,9 \div 0,95) p_k.$$

Давление газов по ходу сжатия изменяется по политропному закону:

$$p = p_a \left(\frac{V_a}{V} \right)^{1,35}, \quad (18. 10)$$

где V и V_a — текущий и полный объемы цилиндра.

Давление в конце такта сжатия равно

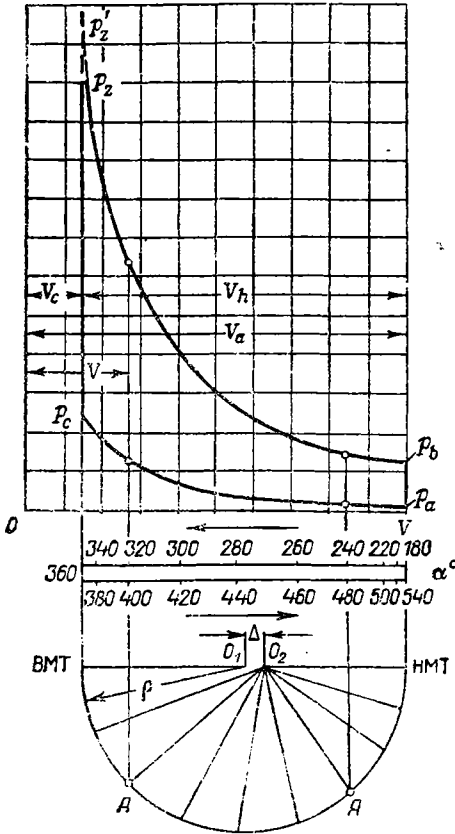
$$p_c = p_a \epsilon^{1,35}. \quad (18. 11)$$

Теоретическое давление вспышки определяют из следующего выражения:

$$p'_s = 0,91 p_c + A p_i, \quad (18. 12)$$

где коэффициент A берут из следующих данных:

ε	5	5,5	6	6,5	7	7,5
A	0,314	0,338	0,360	0,383	0,405	0,425



Фиг. 18.11. Теоретическая индикаторная диаграмма.

текущему положению поршня S соответствует свой объем газов V в цилиндре:

$$V = V_c + F_{\pi} S, \quad (18.15)$$

где $V_c = F_{\pi} S_h \frac{1}{\varepsilon - 1}$ — объем камеры сжатия;

F_{π} — площадь поршня;

S и S_h — расстояние поршня от ВМТ и полный ход поршня.

Давление газов в такте расширения изменяется по политропному закону:

$$p = p_b \left(\frac{V_a}{V} \right)^{1,24}, \quad (18.13)$$

где p_b — давление в конце такта расширения, которое находят по следующей формуле:

$$p_b = \frac{p'_z}{\varepsilon^{1,24}}. \quad (18.14)$$

Получающийся пик максимального давления вспышки на индикаторной диаграмме срезают до величины

$$p_z = 0,85 p'_z.$$

Такты впуска и выпуска протекают при малых давлениях газов и потому на диаграмме их не строят.

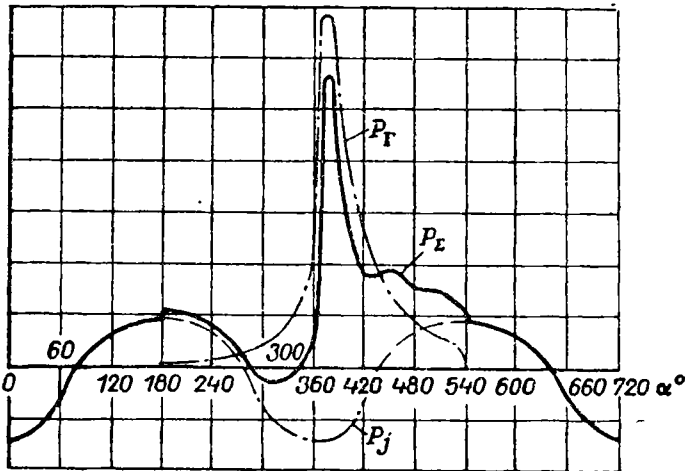
Построенная таким образом теоретическая индикаторная диаграмма дает изменение давления газов в цилиндре в зависимости от их объема в тактах сжатия и расширения. Каждому

Для каждого угла α поворота кривошипа по формуле (18.1) можно определить путь поршня S , а затем по формуле (18.15) объем газов V . Это позволит построить под индикаторной диаграммой шкалу углов поворота коленчатого вала (см. фиг. 18.11).

То же можно выполнить графическим способом. Для этого под индикаторной диаграммой проводят полуокружность радиусом r , равным половине отрезка V_h , и с центром в точке O_1 . На диаметре полуокружности наносят точку O_2 , смещенную в сторону НМТ на величину

$$\Delta = \frac{r\lambda}{2},$$

где $\lambda = \frac{R}{L}$ — отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна L .



Фиг. 18.12. Изменение суммарной силы P_{Σ} в зависимости от угла поворота кривошипа.

Затем из точки O_2 через каждые 20° проводят лучи, пересекающие полуокружность в точках A . Проекции точек A на ось абсцисс образуют шкалу углов поворота коленчатого вала в тактах сжатия и расширения (см. фиг. 18.11).

Индикаторная диаграмма со шкалой углов поворота кривошипа дает изменение абсолютных давлений p в цилиндре в зависимости от угла поворота кривошипа. Сила давления газов на поршень будет равна:

$$P_{\Gamma} = (p - p_h) F_{\Pi} \quad (18.16)$$

где p — абсолютное давление газов в цилиндре;

p_h — внешнее атмосферное давление, действующее на поршень со стороны картера;

F_{Π} — площадь поршня.

Расчеты производят через каждые 20° поворота кривошипа и по полученным данным строят кривую $P_{\Gamma} = f(\alpha)$ (фиг. 18.12).

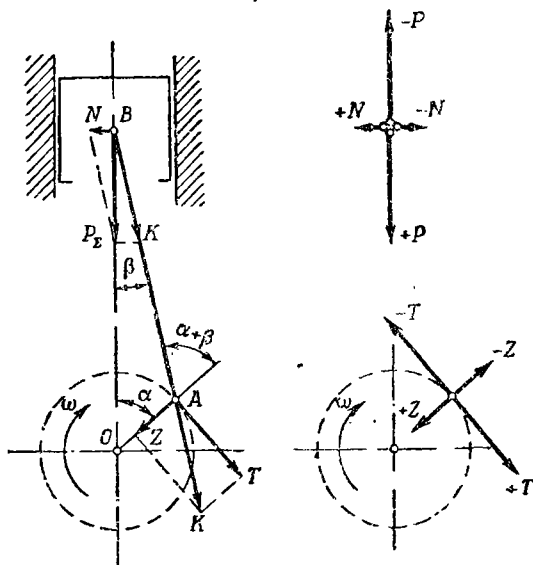
18.4. СУММАРНЫЕ СИЛЫ ОТ ОДНОГО ЦИЛИНДРА

На шатун действуют сила газов и сила инерции ПДМ. Эти силы периодически изменяются. У четырехтактного двигателя период изменения силы газов составляет 720° , а силы инерции 360° по углу поворота кривошипа.

Алгебраическая сумма этих сил дает суммарную силу (см. фиг. 18.12):

$$P_{\Sigma} = P_r + P_j. \quad (18.17)$$

Силу P_{Σ} , действующую на шатун, разлагают по правилам механики на две составляющие: на силу N бокового давления поршня



Фиг. 18.13. Разложение сил, действующих на кривошипно-шатунный механизм.

на стенку цилиндра и силу K , действующую по оси шатуна (фиг. 18.13). Эти силы равны:

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta, \quad (18.18)$$

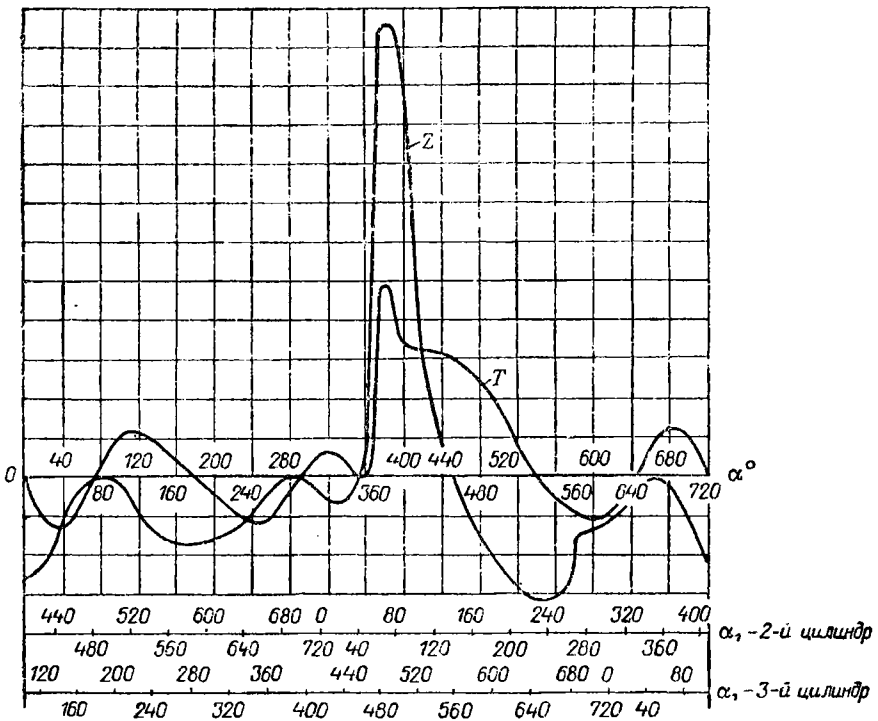
$$K = P_{\Sigma} \frac{1}{\cos \beta}. \quad (18.19)$$

Сила N вызывает трение поршня о цилиндр и создает опрокидывающий момент двигателя. Сила K передается через шатун кривошипу и в свою очередь разлагается на две составляющие: на тангенциальную силу T и нормальную силу Z ; эти силы равны:

$$T = K \sin(\alpha + \beta) = P_{\Sigma} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (18.20)$$

$$Z = K \cos(\alpha + \beta) = P_{\Sigma} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (18.21)$$

Силы T и Z переменные по величине и направлению и зависят от угла поворота кривошипа. Сила T направлена по касательной к окружности вращения кривошипа и создает его крутящий момент. При этом положительная сила T направлена по вращению кривошипа, а отрицательная — против вращения. Сила Z направлена



Фиг. 18. 14. Изменение тангенциальной T и нормальной Z сил в зависимости от угла поворота кривошипа.

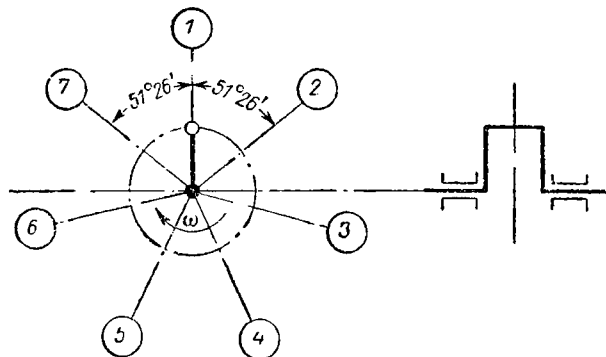
вдоль кривошипа. Положительная сила сжимает кривошип, а отрицательная его растягивает (см. фиг. 18. 13). На фиг. 18. 14 показано изменение сил T и Z в зависимости от угла α поворота кривошипа.

18. 5. ПОРЯДОК ЗАЖИГАНИЯ

Порядок работы цилиндров двигателя обычно определяется порядком зажигания. Авиационные поршневые двигатели четырехтактного цикла, при котором вспышки в цилиндрах происходят за два оборота коленчатого вала.

Для получения наиболее равномерного крутящего момента и, следовательно, меньших нагрузок на коленчатый вал вспышки в цилиндрах двигателя должны чередоваться через одинаковые углы поворота коленчатого вала $720/i$, где i — число цилиндров двигателя.

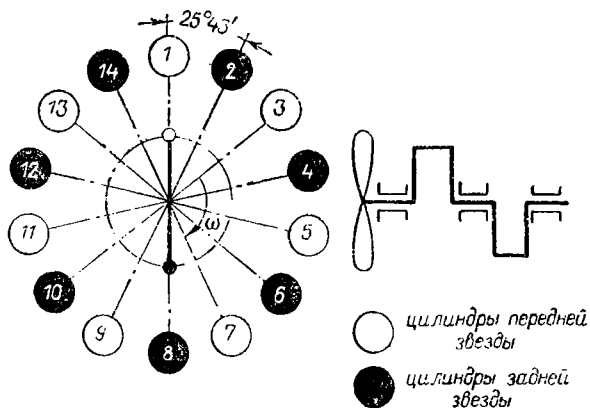
Равномерное чередование вспышек обеспечивается соответствующим расположением цилиндров двигателя и выбором их числа, а также выбором угла развала колен в случае двухколенного вала. У однорядного звездообразного двигателя работа всех ци-



Фиг. 18. 15. Порядок зажигания однорядного семицилиндрового двигателя.

линдров передается на одно колено (кривошип), а у двухрядного звездообразного двигателя — на два колена.

При звездообразном расположении цилиндров двигателя равномерное чередование вспышек получается при порядке зажигания



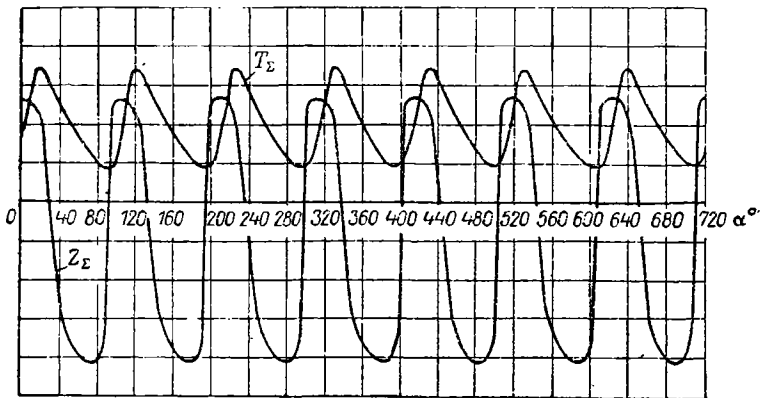
Фиг. 18. 16. Порядок зажигания двухрядного звездообразного 14-цилиндрового двигателя.

через один цилиндр в направлении вращения вала. Это возможно только при нечетном числе цилиндров. Поэтому звездообразные двигатели обычно выполняют с нечетным числом цилиндров в ряду. Соответственно этому, например, порядок зажигания у однорядного 7-цилиндрового звездообразного двигателя (фиг. 18. 15) будет: 1—3—5—7—2—4—6—1.

У двухрядных звездообразных двигателей колена (кривошипы) имеют развал 180° и вспышки происходят то в передней, то в задней звезде. Например, порядок зажигания у 14-цилиндрового двигателя будет (фиг. 18.16): 1—10—5—14—9—4—13—8—3—12—7—2—11—6—1.

18.6. СУММИРОВАНИЕ СИЛ T И Z КРИВОШИПА

На один кривошип авиационных двигателей обычно передается работа от нескольких цилиндров. От каждого цилиндра через шатун на кривошип действуют тангенциальная T и нормальная Z силы. Силы T и Z каждого цилиндра выражаются кривыми, изо-



Фиг. 18.17. Изменение сил T и Z в зависимости от угла поворота кривошипа.

браженными на фиг. 18.14, на которой α — угол поворота кривошипа относительно оси своего цилиндра.

При суммировании сил T и Z всех цилиндров, действующих одновременно на один кривошип, кривые $T=f(\alpha)$ и $Z=f(\alpha)$ для каждого цилиндра должны быть приведены к углу α_1 — поворота кривошипа относительно оси главного цилиндра (имеющего главный шатун). Последний по порядку зажигания считается первым. Если угол поворота кривошипа относительно оси какого-либо k -го цилиндра составит α_k , то ему будет соответствовать угол поворота относительно оси первого (главного) цилиндра

$$\alpha_1 = \alpha_k + (n - 1) \frac{720}{i_{зв}},$$

где n — порядковое число, характеризующее место, занимаемое k -м цилиндром по порядку зажигания в звезде;

$i_{зв}$ — число цилиндров у звезды.

С помощью этой формулы можно под кривыми $T=f(\alpha)$ и $Z=f(\alpha)$ построить для каждого цилиндра свою шкалу углов пово-

рота кривошипа относительно главного цилиндра. На фиг. 18.14 нанесены шкалы для 2 и 3-го цилиндров семицилиндрового звездообразного двигателя.

Пользуясь этими шкалами, можно определить одновременные значения сил T и Z у всех цилиндров двигателя для каждого угла α_1 . Суммарные силы T_{Σ} и Z_{Σ} , действующие на кривошип от всех цилиндров, будут равны:

$$T_{\Sigma} = \sum_1^{i_{\text{зв}}} T \quad \text{и} \quad Z_{\Sigma} = \sum_1^{i_{\text{зв}}} Z.$$

Силы T_{Σ} и Z_{Σ} являются переменными с периодом по углу поворота кривошипа, равным $\frac{720}{i_{\text{зв}}}$. На фиг. 18.17 изображены кривые сил T_{Σ} и Z_{Σ} для семицилиндрового звездообразного двигателя.

18.7. СИЛА, ДЕЙСТВУЮЩАЯ НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Шатунная шейка коленчатого вала во время работы нагружается суммарной тангенциальной силой T_{Σ} , суммарной нормальной силой Z_{Σ} и центробежной силой вращающихся масс шатуна C . Силы Z_{Σ} и C действуют по кривошипу. Складывая их алгебраически, получим:

$$Z_{\text{в}} = Z_{\Sigma} + C.$$

Силы T_{Σ} и $Z_{\text{в}}$ взаимно-перпендикулярны и их равнодействующая будет равна:

$$U = \sqrt{T_{\Sigma}^2 + Z_{\text{в}}^2}. \quad (18.22)$$

Эта сила имеет периодический характер и зависит от угла поворота кривошипа α . Сила U передается на шатунную шейку вала через шатунный подшипник, т. е. шатунный подшипник нагружается реакцией от силы U .

18.8. КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ

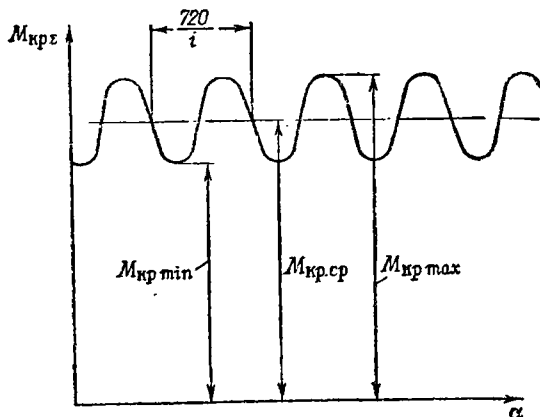
Крутящий момент, действующий на один кривошип звездообразного двигателя, равен

$$M_{\text{кр}} = T_{\Sigma} R, \quad (18.23)$$

где R — радиус кривошипа. Как и силы T_{Σ} , крутящий момент по углу поворота кривошипа является переменным.

Крутящий момент от каждого кривошипа двухрядного звездообразного двигателя выражается формулой (18.23). При суммировании крутящих моментов от обоих кривошипов следует учитывать относительный сдвиг порядков зажигания у передней и задней звезд цилиндров. Последний равен по углу поворота кривошипа $720/i$, где $i = 2i_{\text{зв}}$ — число цилиндров двигателя.

На фиг. 18.18 изображена кривая крутящего момента двигателя. Период изменения момента по углу поворота коленчатого вала составляет $720/i$. Средняя ордината кривой $M_{крз} = f(\alpha)$ дает среднее значение крутящего момента двигателя $M_{кр.ср}$. При пра-



Фиг. 18.18. Изменение суммарного крутящего момента двигателя по углу поворота коленчатого вала.

вильном расчете значение $M_{кр.ср}$ должно совпадать со значением его, полученным по формуле

$$M_{кр.ср} = 71\,620 \frac{N_i}{n},$$

где N_i — индикаторная мощность двигателя;

n — число оборотов коленчатого вала в минуту.

18.9. ОПРОКИДЫВАЮЩИЙ МОМЕНТ

На фиг. 18.19 изображены силы, приложенные в точках A и B кривошипно-шатунного механизма. Силы T и Z , приложенные в точке O — центр вращения кривошипа. Появившаяся пара сил T и T' образует крутящий момент кривошипа $M_{кр}$. Оставшиеся силы T и Z можно сложить по правилу параллелограмма и получить силу K . Разлагая ее затем на вертикальную и горизонтальную оси, получим силы P_z и N .

Сила P_z выражается формулой (18.17) и представляет собой сумму сил газов P_g и сил инерции ПДМ P_j . Сила P_g , приведенная к точке O , в системе двигателя уравнивается такой же силой P_g , действующей на головку цилиндра (см. фиг. 18.19). Сила же P_j , приведенная к точке O — центру вращения кривошипа, остается свободной. Направлена она по оси цилиндра. Ее уравнивание рассмотрено в гл. XIX.

Силы N приложены к стенке цилиндра и в центре вращения кривошипа. Они выражаются формулой (18. 18) и образуют опрокидывающую пару сил двигателя с плечом

$$l = R \cos \alpha + L \cos \beta = R \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right).$$

Опрокидывающий момент от сил N направлен обратно направлению крутящего момента. Поэтому принимаем его со знаком минус:

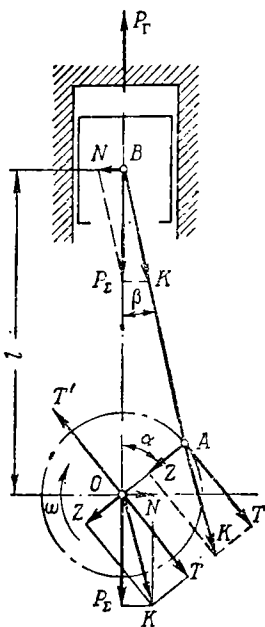
$$M_{\text{он}} = -Nl = -P_z \operatorname{tg} \beta R \times \\ \times \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right) = -P_z R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

Сравнивая полученное выражение с выражением (18. 20), получим:

$$M_{\text{он}} = -TR = -M_{\text{кр}},$$

т. е. опрокидывающий момент равен по величине крутящему моменту, а направлен в сторону, обратную последнему. У многоцилиндровых двигателей от каждого цилиндра возникают опрокидывающие моменты, которые в системе двигателя суммируются.

Фиг. 18. 19. К определению опрокидывающего момента.



Испытание двигателей часто производят на балансирных станках. Для определения мощности двигателя измеряют его опрокидывающий момент и число оборотов.

Глава XIX

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

19. 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Двигатель является уравновешенным, если уравновешены силы инерции его поступательно-движущихся и вращающихся масс. Силы давления газов у поршневых двигателей являются уравновешенными (см. гл. XVIII 18. 9). Силы же инерции ВДМ и ПДМ и их моменты в системе звездообразных двигателей уравновешивают с помощью противовесов.

В гл. XVIII центробежная сила ВДМ выражена формулой (18. 9), а сила инерции ПДМ — формулой (18. 7). В этих формулах силы $S_{\text{ВДМ}}$ и P_j имеют отрицательный знак. Однако при исследовании

довании уравнивания двигателей удобнее знаки у этих сил изменить на обратные и считать эти силы положительными, если они направлены от оси вала. Принимаем центробежную силу ВДМ по формуле (18.9):

$$C_{\text{вдм}} = m_{\text{вдм}} R \omega^2 \quad (19.1)$$

и силу инерции ПДМ по формуле (18.7):

$$P_j = m_{\text{пдм}j} = m_{\text{пдм}} R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (19.2)$$

Последнее выражение можно представить в виде:

$$P_j = P_1 + P_2,$$

где P_1 — сила инерции 1-го порядка,

$$P_1 = m_{\text{пдм}} R \omega^2 \cos \alpha \quad (19.3)$$

и P_2 — сила инерции 2-го порядка,

$$P_2 = \lambda m_{\text{пдм}} R \omega^2 \cos 2\alpha. \quad (19.4)$$

Центробежная сила ВДМ является постоянной по величине, но переменной по направлению. Уравнивание ВДМ было рассмотрено в гл. VI. Силы инерции ПДМ 1 и 2-го порядков переменны как по величине, так и по направлению. Период изменения силы инерции 1-го порядка P_1 соответствует одному обороту кривошипа, а период изменения силы инерции 2-го порядка P_2 — половине оборота кривошипа. В связи с этим их уравнивание рассматривается отдельно. В системе коленчатого вала силы P_1 и P_2 направлены по осям своих цилиндров. Величина амплитуды силы инерции 2-го порядка меньше, чем 1-го порядка и составляет от нее 25—28%.

19.2. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ОДНОРЯДНЫХ ЗВЕЗДООБРАЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

При работе двигателя у поступательно движущихся масс каждого цилиндра возникают силы инерции 1 и 2-го порядков, которые периодически изменяются по углу поворота кривошипа. Направлены они по осям своих цилиндров. Эти силы переносят на коленчатый вал и, геометрически суммируя, приводят к результирующим силам 1-го и 2-го порядков.

На фиг. 19.1 показано геометрическое суммирование сил инерции ПДМ 1-го порядка у пятицилиндрового звездообразного двигателя для текущего угла поворота кривошипа. Подобным же образом можно выполнить суммирование и сил инерции 2-го порядка. В результате такого суммирования можно убедиться, что результирующие силы инерции ПДМ 1 и 2-го порядков звездообразных двигателей равны:

$$P_{\Sigma 1} = \frac{1}{2} i_{\text{зв}} m_{\text{плм}} R \omega^2, \quad (19.5)$$

$$\dot{P}_{\Sigma 2} = i_{\text{зв}} \lambda \frac{r}{l} m_{\text{плм}} R \omega^2, \quad (19.6)$$

где $m_{\text{плм}}$ — ПДМ одного цилиндра;

R — радиус кривошипа;

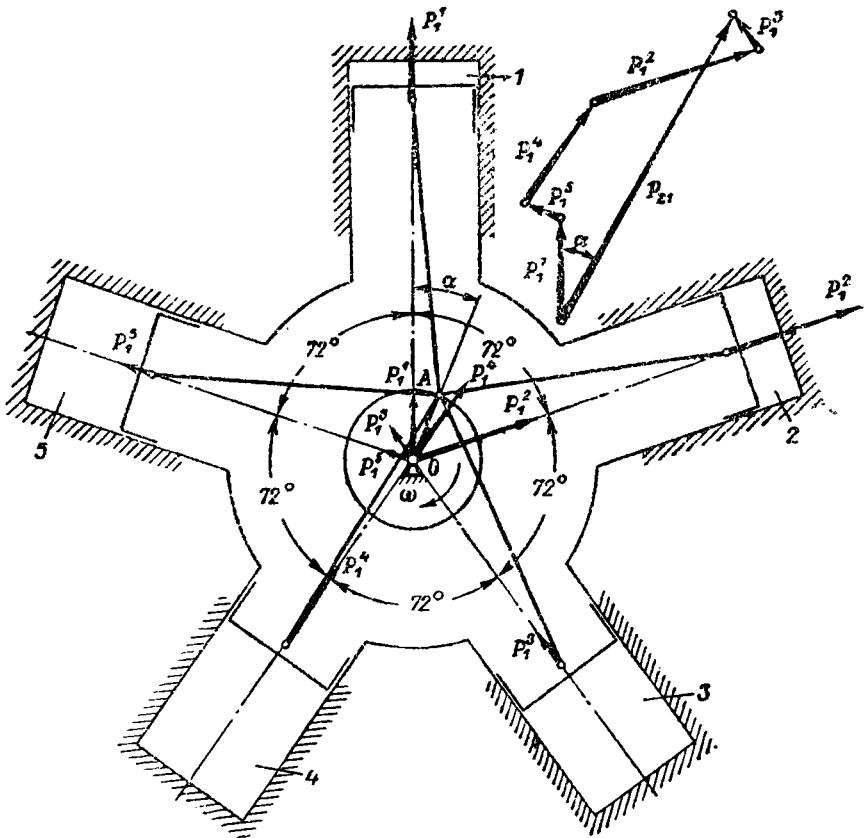
$i_{\text{зв}}$ — число цилиндров в ряду;

ω — угловая скорость вращения вала;

λ — отношение радиуса кривошипа R к длине главного шатуна L ;

r — радиус расположения пальцев прицепных шатунов на кривошипной головке главного шатуна (см. фиг. 18.3);

l — длина прицепных шатунов (см. фиг. 18.3).



Фиг. 19.1. К определению результирующей сил инерции ПДМ звездообразного двигателя.

Результирующие силы инерции ПДМ 1 и 2-го порядков в системе звездообразных двигателей получаются постоянными по величине и переменными по направлению. Они представляют собой вращающиеся векторы сил.

При помощи построений (см. фиг. 19.1) можно также убедиться, что вектор результирующей силы инерции 1-го порядка $P_{\Sigma 1}$ совпадает с направлением вращения кривошипа, вращаясь вместе с ним с той же угловой скоростью ω и в ту же сторону, что и кривошип.

Поэтому у однородных звездообразных двигателей сила $P_{\Sigma 1}$ уравнивается совместно с центробежной силой ВДМ $C_{ВДМ}$ общими противовесами. С этой целью на продолжении щек вала устанавливают два противовеса. Условием уравнивания этих сил будет (фиг. 19.2, а)

$$C_{ВДМ} + P_{\Sigma 1} = P_{прот1} + P_{прот2}$$

или

$$\left(m_{ВДМ} + \frac{1}{2} i_{зв} m_{ПДМ} \right) R = m_1 \rho_1 + m_2 \rho_2. \quad (19.7)$$

Условие уравнивания моментов можно представить в следующем виде:

$$P_{прот1} a = P_{прот2} b$$

или

$$m_1 \rho_1 a = m_2 \rho_2 b, \quad (19.8)$$

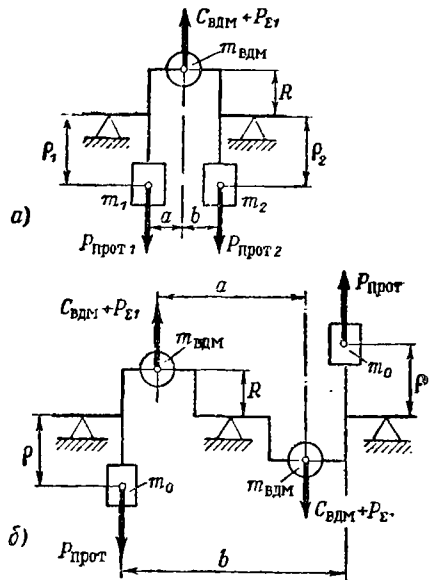
где m_1 и m_2 — массы противовесов;

ρ_1 и ρ_2 — радиусы расположения центров тяжести противовесов;

a и b — расстояние от средней плоскости колена до противовесов.

С помощью геометрического суммирования (см. фиг. 19.1) можно убедиться, что вектор результирующей силы инерции ПДМ 2-го порядка $P_{\Sigma 2}$ вращается с угловой скоростью 2ω в сторону вращения кривошипа.

При угле поворота кривошипа относительно главного цилиндра (с главным шатуном) $\alpha=0$ вектор силы $P_{\Sigma 2}$ составляет с кривошипом угол 180° , а при повороте кривошипа на угол $\alpha=180^\circ$ совпадает с ним. У однорядных звездообразных двигателей сила $P_{\Sigma 2}$ остается обычно неуравновешенной.



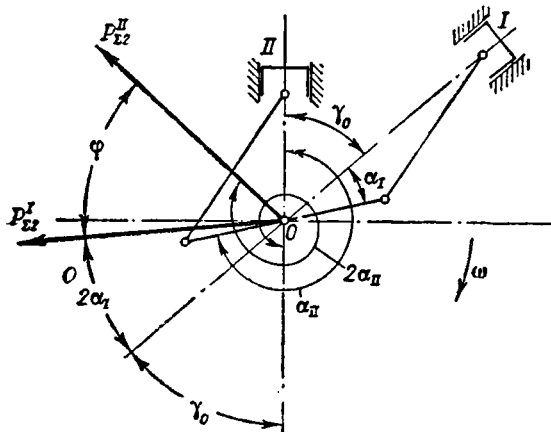
Фиг. 19.2. Схема уравнивания сил инерции ВДМ и 1-го порядка ПДМ звездообразных двигателей.

19.3. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВУХРЯДНЫХ ЗВЕЗДООБРАЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Коленчатый вал двухрядных звездообразных двигателей имеет два колена с углом развала 180° . Центробежные силы ВДМ $C_{ВДМ}$ и результирующие силы инерции 1-го порядка ПДМ $P_{\Sigma 1}$ направлены вдоль своих колен. Силы у обоих колен равны и образуют пару сил с моментом (см. фиг. 19.2, б):

$$M_1 = (C_{ВДМ} + P_{\Sigma 1})a,$$

где a — плечо пары.



Фиг. 19.3. Схема результирующих сил инерции ПДМ 2-го порядка двухрядного звездообразного двигателя.

Этот момент уравнивается противовесами, установленными на продолжении крайних щек вала.

Условие уравнивания следующее:

$$m_0 b = \left(m_{н.тм} + \frac{1}{2} i_{зв} m_{п.тм} \right) R a, \quad (19.9)$$

где a и b — плечи пар сил;

m_0 — масса каждого противовеса;

ρ — радиус расположения центров тяжести противовесов.

Результирующие силы инерции ПДМ 2-го порядка $P_{\Sigma 2}$ у колен вала также равны. На фиг. 19.3 изображено положение векторов сил $P_{\Sigma 2}^I$ передней и $P_{\Sigma 2}^{II}$ задней звезд. Оси главных цилиндров (с главными шатунами) передней I и задней II звезд имеют угол развала γ_0 .

При повороте колена передней звезды на угол α_I , а колена задней соответственно на угол

$$\alpha_{II} = 180 + \alpha_I + \gamma_0$$

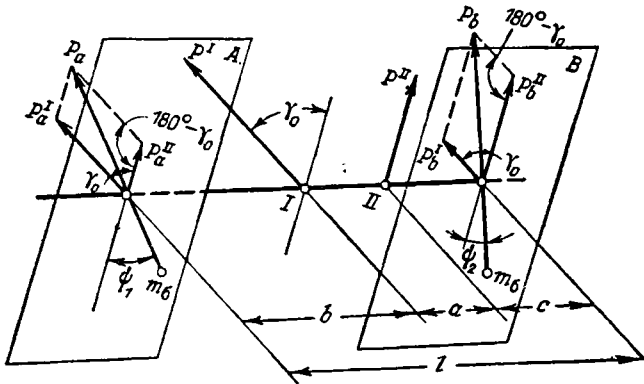
векторы сил $P_{\Sigma 2}^I$ и $P_{\Sigma 2}^{II}$ повернутся от своих исходных положений на углы $2\alpha_I$ и $2\alpha_{II}$. Угол между векторами сил $P_{\Sigma 2}^I$ и $P_{\Sigma 2}^{II}$ (с учетом выражения α_{II})

$$\varphi = 2\alpha_{II} - 360 - \gamma_0 - 2\alpha_I = \gamma_0. \quad (19.10)$$

Таким образом угол между векторами сил $P_{\Sigma 2}^I$ и $P_{\Sigma 2}^{II}$ равен углу развала между главными цилиндрами. Иногда угол развала главных цилиндров делают $\gamma_0 = 180^\circ$. В этом случае силы инерции 2-го порядка ПДМ передней и задней звезды располагаются в одной плоскости и образуют вращающуюся пару сил с моментом

$$M_2 = P_{\Sigma 2} a. \quad (19.11)$$

Силы инерции 2-го порядка ПДМ мощных двигателей достигают больших значений и потому часто уравниваются при помощи двух противовесов-балансиров.



Фиг. 19.4. Уравнивание сил инерции 2-го порядка двух-рядного звездообразного двигателя.

На фиг. 19.4 показано уравнивание сил $P^I = P^{II} = P_{\Sigma 2}$. Эти силы расположены в плоскостях, проходящих через точки I и II перпендикулярно валу, и образуют между собой угол γ_0 . Возьмем две плоскости A и B , в которых поставлены противовесы-балансиры, уравнивающие эти силы.

Разложим эти силы на параллельные силы, приложенные к валу в плоскостях A и B . Составляющие их будут равны:

$$P_a^J = P^I \frac{a+c}{l} \quad \text{и} \quad P_b^J = P^I \frac{b}{l},$$

$$P_a^{II} = P^{II} \frac{c}{l} \quad \text{и} \quad P_b^{II} = P^{II} \frac{b+a}{l}.$$

Таким образом можно заменить силы P^I и P^{II} эквивалентной системой сил, приложенных к валу в плоскостях A и B . Примем $b=c$, тогда

$$P_a^J = P_b^{II} \quad \text{и} \quad P_b^J = P_a^{II}.$$

В этом случае результирующие силы в плоскостях A и B будут равны

$$P_a = P_b = \sqrt{(P_a^J)^2 + (P_a^{II})^2 - 2P_a^J P_a^{II} \cos(180 - \gamma_0)}. \quad (19.12)$$

Результирующие силы P_a и P_b уравниваем при помощи противовесов, расположенных в плоскостях A и B и вращающихся с угловой скоростью 2ω :

$$m_{\sigma} \rho (2\omega)^2 = P_a = P_b,$$

где m_{σ} — масса противовеса;

ρ — радиус расположения центра тяжести противовеса.

Откуда масса противовесов-балансиров будет равна:

$$m_{\sigma} = \frac{P_a}{4\omega^2 \rho}. \quad (19.13)$$

Углы расположения противовесов находим по теореме синусов:

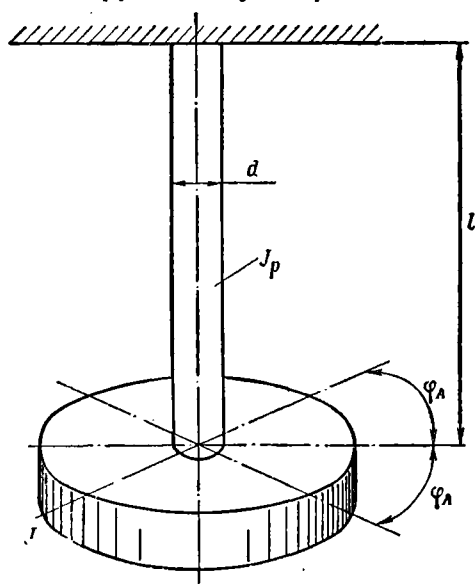
$$\sin \psi_1 = \frac{P_a^I}{P_a} \sin (180 - \gamma_0)$$

и

$$\sin \psi_2 = \frac{P_b^I}{P_b} \sin (180 - \gamma_0).$$

19.4. МАЯТНИКОВЫЕ ПРОТИВОВЕСЫ-ГАСИТЕЛИ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИИ

На фиг. 19.5 показан упругий вал, на одном конце которого насажен массивный диск, а другой конец жестко заделан. Если вал закрутить на угол φ_A , а затем освободить его, то система придет в колебательное движение.



Колебания эти называют крутильными, так как они сопровождаются скручиванием вала. Колебания эти называют также собственными или свободными, так как система, выведенная первоначально из состояния покоя, далее совершает свои колебания свободно без воздействия внешних сил, а только за счет упругости вала и инерции массы диска.

Угловое отклонение диска при собственных колебаниях системы выражается гармоническим законом по формуле (8.1):

$$\varphi = \varphi_A \sin (pt + \beta_0),$$

Фиг. 19.5. Крутильные колебания вала с одним диском.

где φ_A — амплитуда колебаний, т. е. наибольший угол отклонения диска от его среднего положения;

p — круговая частота;

t — время;

β_0 — начальная фаза.

Период собственных колебаний вала равен:

$$T = \frac{2\pi}{p},$$

число собственных колебаний вала в минуту будет равно:

$$n_c = \frac{60}{T} = \frac{30p}{\pi}.$$

Отсюда круговая частота собственных колебаний вала равна:

$$p = \frac{\pi n_c}{30}. \quad (19.14)$$

Коленчатый вал с редуктором и воздушным винтом образует упругую многомассовую систему, имеющую собственную частоту крутильных колебаний.

При работе двигателя коленчатый вал нагружается крутящим моментом, который является переменным по величине и зависит от угла поворота кривошипа (см. фиг. 18.18). Выражение крутящего момента может быть представлено в виде суммы:

$$M_{кр} = M_{ср} + M_{вар},$$

где $M_{ср}$ — средний постоянный крутящий момент,

$M_{вар}$ — переменная часть крутящего момента.

Под действием момента $M_{вар}$ коленчатый вал будет скручиваться то на большую, то на меньшую величину, т. е. у вала возникнут вынужденные крутильные колебания. У звездообразных двигателей переменная часть крутящего момента может быть представлена в виде суммы двух гармонических моментов:

$$M_{вар} = M_1 \sin(\Omega_1 t + \beta_1) + M_2 \sin(\Omega_2 t + \beta_2), \quad (19.15)$$

где M_1 и M_2 — амплитудные значения гармонических моментов;

Ω_1 и Ω_2 — круговые частоты гармонических моментов;

t — время;

β_1 и β_2 — начальные фазы.

Круговые частоты гармонических моментов выражаются так:

$$\Omega_1 = \frac{1}{2} i_{зв} \omega \quad \text{и} \quad \Omega_2 = i_{зв} \omega,$$

где $i_{зв}$ — число цилиндров в ряду двигателя;

ω — угловая скорость вращения вала.

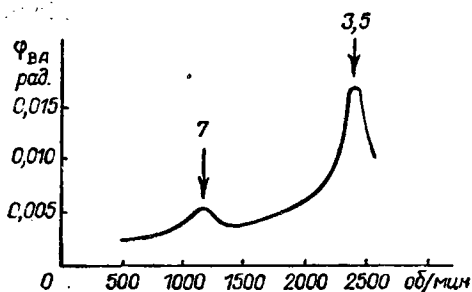
Гармонические моменты характеризуются обычно их порядком. Порядок момента представляет собой отношение круговой частоты момента Ω к угловой скорости вращения коленчатого вала ω :

$$q = \frac{\Omega}{\omega} . \quad (19.16)$$

Отсюда порядки гармонических моментов звездообразных двигателей будут соответственно равны:

$$q_1 = \frac{\Omega_1}{\omega} = \frac{1}{2} i_{зв} \quad \text{и} \quad q_2 = \frac{\Omega_2}{\omega} = i_{зв} .$$

У двигателя АШ-82Г, имеющего $i_{зв} = 7$, получим гармонические моменты $q_1 = 3\frac{1}{2}$ и $q_2 = 7$ порядков.



Фиг. 19.6. Изменение амплитуды колебаний коленчатого вала звездообразного 14-цилиндрового двигателя в зависимости от его оборотов.

Критическое (резонансное) число оборотов двигателя характеризуется тем, что круговая частота $\Omega_1 = q_1 \omega$ или $\Omega_2 = q_2 \omega$ одного из гармонических моментов становится равной круговой частоте p собственных колебаний вала:

$$\Omega = p . \quad (19.17)$$

Но

$$\Omega = q \omega = q \frac{\pi n}{30} , \quad (19.18)$$

где n — число оборотов коленчатого вала в минуту.

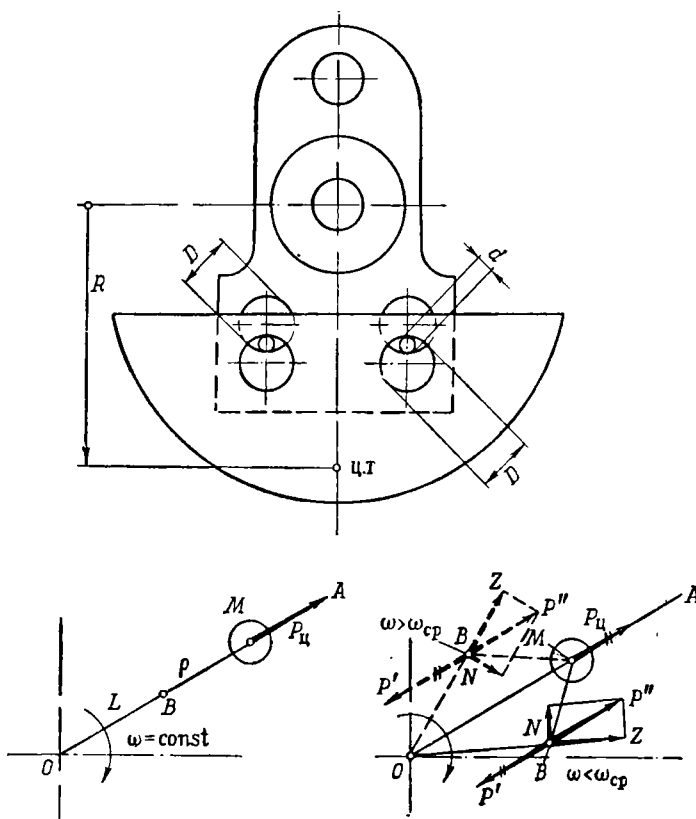
Подставляя в формулу (19.17) выражения (19.18) и (19.14), находим критическое (резонансное) число оборотов двигателя:

$$n_{кр} = \frac{n_c}{q} . \quad (19.19)$$

На фиг. 19.6 показаны амплитуды колебаний коленчатого вала звездообразного двигателя АШ-82Г в радианах в зависимости от оборотов. Так как у двигателя АШ-82Г число собственных колебаний вала в минуту

$n_c = 8340$ кол/мин, то получим два резонансных режима
 $n_{кр1} = 1160$ об/мин от гармоники 7-го порядка и
 $n_{кр2} = 2320$ об/мин от гармоники $3\frac{1}{2}$ порядка.

Для устранения резонансных колебаний вала на звездообразных двигателях обычно применяют гасители крутильных колебаний (демпферы) в виде противовесов с маятниковой подвеской



Фиг. 19. 7. Противовес с бифилярной подвеской.

(фиг. 19. 7). Маятниковая (бифилярная) подвеска осуществляется в двух точках при помощи двух пальцев, вставленных свободно в соответствующие отверстия, выполненные на продолжении щек коленчатого вала и у противовеса. Противовесы же используются те, которые служат для уравнивания двигателя.

Принцип действия маятникового противовеса как гасителя колебаний основан на следующем. Представим себе стержень L (продолжение щеки коленчатого вала), вращающийся вокруг центра O (см. фиг. 19. 7). В точке B у него шарнирно укреплен маятник M с плечом ρ , у которого при вращении возникает центро-

бежная сила $P_{ц}$. В случае равномерного вращения ($\omega = \text{const}$) стержень L и плечо ρ располагаются на одной прямой.

При возникновении крутильных колебаний стержень L , вращаясь с переменной угловой скоростью, начнет совершать колебания относительно своего среднего положения OA . Если перенести в точку B подвеса маятника центробежную силу $P_{ц}$, то при отклонении стержня L от своего среднего положения получим силу P'' и момент от пары сил $P_{ц}$ и P' . Разлагая силу P'' , получим тангенциальную силу N , которая будет противодействовать колебаниям стержня L , и нормальную силу Z , которая будет растягивать стержень.

Момент от пары сил $P_{ц}$ и P' вызовет колебания маятника относительно стержня L . Круговая частота колебаний маятника с бифилярной подвеской выражается следующей формулой:

$$p_m = \omega \sqrt{\frac{R}{\delta} - 1}, \quad (19.20)$$

где ω — угловая скорость вращения коленчатого вала;

R — радиус расположения центра тяжести маятника относительно оси вращения коленчатого вала;

$\delta = D - d$ — зазор пальца в отверстиях;

D и d — диаметры отверстий и пальца.

Сила N будет противодействовать колебаниям стержня L только в том случае, если маятник будет колебаться в такт колебаниям стержня, т. е. при условии настройки маятникового противовеса:

$$p_m = \Omega. \quad (19.21)$$

Подставляя в формулу (19.21) выражения (19.20) и (19.18), находим значение зазора δ у пальца, обеспечивающего настройку маятника на гармонику q порядка

$$\delta = \frac{R}{q^2 + 1}. \quad (19.22)$$

Из выражения (19.22) следует, что маятниковый противовес может быть настроен только на гармонику одного порядка. Настройка маятника не зависит от числа оборотов. Чем больше порядок гармоники, тем меньше должен быть зазор у подвески маятника.

Глава XX

КОЛЕНЧАТЫЕ ВАЛЫ

20.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Коленчатому валу передается работа газов от цилиндров двигателя. В свою очередь через соответствующие передачи вал приводит во вращение воздушный винт, а также механизмы газораспределения и агрегаты, установленные на двигателе.

Однорядные двигатели имеют одноколенный вал, а двухрядные — двухколенный вал с развалом колен под углом 180° . Для уравнивания системы на валах устанавливают противовесы.

Для опор валов звездообразных двигателей применяют подшипники качения. Подшипники шатунов выполняют обычно скользящими; кривошипные головки шатунов разъема не имеют (см. гл. XXI). Для уменьшения износов шатунные шейки валов цементируют или азотируют; для сочленения с шатунами коленчатые валы делают разъемными.

Коленчатые валы несут значительные динамические нагрузки в работе. Их изготавливают из лучших конструкционных сталей. В целях облегчения коленчатые валы делают полыми. Внутренние полости используют для подвода смазки к шатунным подшипникам.

20.2. КОНСТРУКЦИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

На фиг. 20.1 показан двухколенный вал двухрядного звездообразного двигателя АШ-82Т. Колена расположены с развалом под углом 180° .

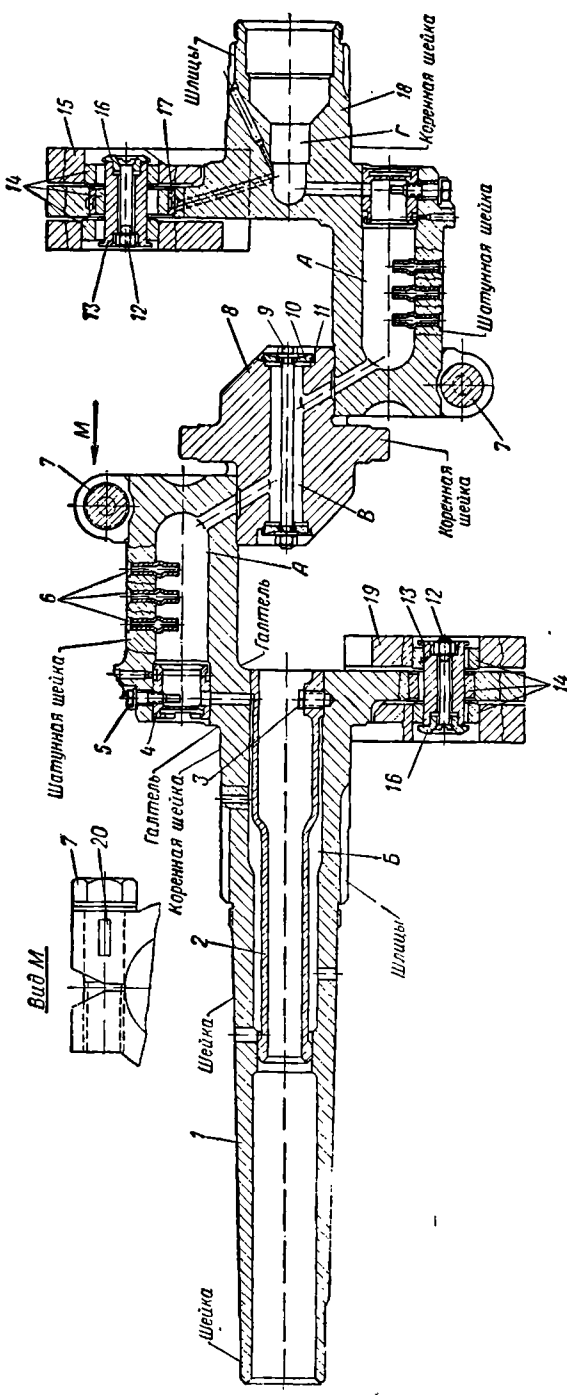
Шейки вала. Три короткие коренные шейки расположены на одной оси вала по обе стороны каждого колена. Шейками вал опирается в картере двигателя на роликовые подшипники. Средняя коренная шейка вала по диаметру больше крайних. Шатунные шейки обычно выполняют по диаметру несколько меньше (на 15—20%), а по длине значительно больше коренных шеек. Уменьшение диаметра шеек продиктовано стремлением получить меньшую величину ВДМ кривошипно-шатунного механизма, а увеличением их длины обеспечивается большая опорная поверхность у скользящих подшипников шатунов.

Шатунные и коренные шейки имеют внутренние расточки, образующие полости для масла. Полости *A* шатунных шеек заглушают пробками *4*, а полость *B* средней коренной шейки — заглушками *10*. Пробки *4* запрессовывают и дополнительно закрепляют болтами *5*. Под заглушки *10* поставлены прокладки *11*. Заглушки стягивают болтом *9*.

Щеки связывают коренные и шатунные шейки. Они имеют призматическую форму. Для сборки вала с шатунами сделаны разъемы его по средним щекам. Вал таким образом состоит из трех частей — передней *1*, средней *8* и задней *18*. Соединения частей вала выполнены клеммного типа. Их стягивают болтами *7*.

Носок и хвостовик вала. На удлиненном носке вала имеются две шейки для установки вала воздушного винта (см. фиг. 18.3 и 25.1). На эвольвентные шлицы носка и хвостовика устанавливают шестерни передач.

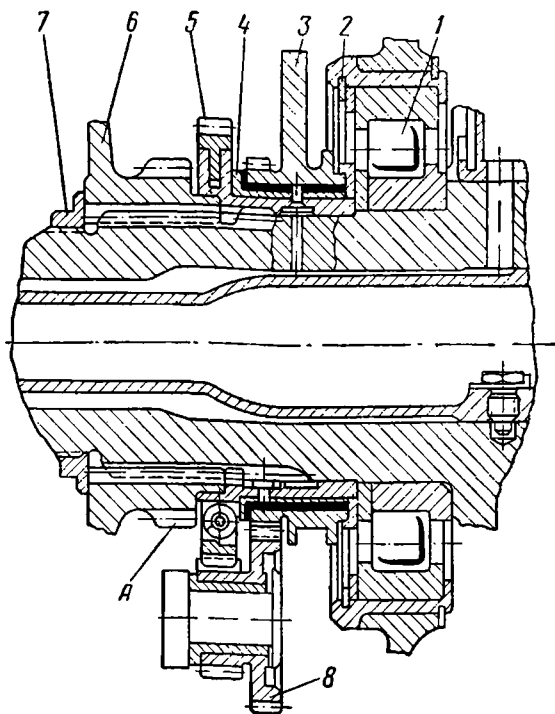
Носок и хвостовик выполнены пустотелыми. Внутри носка с помощью болта *3* укреплена труба *2*, образующая масляную кольцевую полость *B*.



Фиг. 20.1. Коленчатый вал двигателя АИЧ-82Т.

1, 8 и 18—передняя, средняя и задняя части вала, 2—труба, 3—болт, 4—прокладка, 5—болт, 6—трубка для смазки, 7—штульная шейка, 8—болт, 9—палец, 10—заглушка, 11—прокладка, 12—палец, 13—болт, 14—втулка противососа, 15 и 19—задний и передний противососы, 16—шайба, 17—бронзовая втулка, 20—шплицы.

Противовесы. На продолжении крайних щек вала с помощью бифилярных подвесок (см. фиг. 19.7) установлены маятниковые противовесы 15 и 19 (см. фиг. 20.1), имеющие форму сегментов. В отверстиях под пальцы 13 у противовесов и у передней части вала запрессованы стальные втулки 14. У задней же части вала для уменьшения износа в это отверстие запрессована



Фиг. 20.2. Передняя опора коленчатого вала двигателя АШ-82Т.

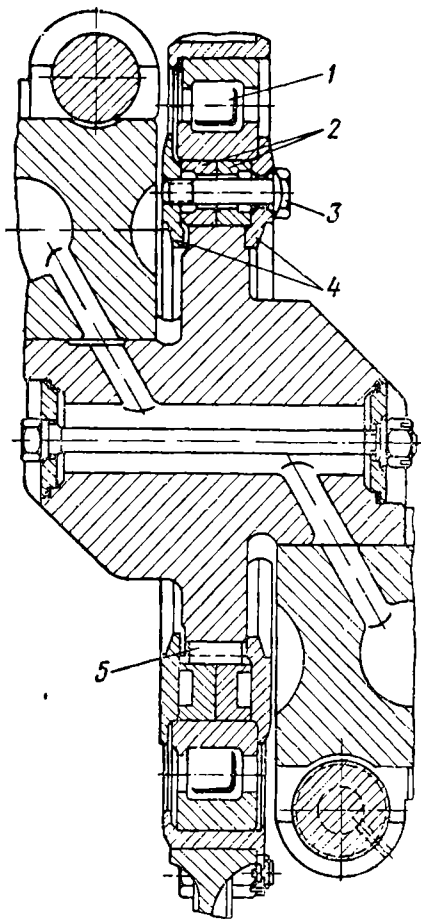
бронзовая втулка 17, а стальная втулка 14 выполнена плавающей. Для ограничения осевых перемещений пальцев 13 на одном конце их сделан буртик, а к другому концу с помощью болта 12 крепят шайбу 16. Пальцы 13 и втулки 14 цементируются. Передний противовес настроен на гармонику 7-го порядка, а задний — на гармонику $3\frac{1}{2}$ -порядка.

Кроме этих, основных, противовесов на носок и хвостовик вала устанавливают противовесы 2-го порядка (фиг. 20.2).

Узел передней опоры вала показан на фиг. 20.2. Роликовый подшипник 1 своим внутренним кольцом установлен на передней коренной шейке вала, а наружным кольцом с помощью пружинного кольца 2 зафиксирован в гнезде картера. Кроме того,

на эвольвентных шлицах носка вала установлены и закреплены с помощью гайки 7 упругая шестерня 5 и шестерня 6 редуктора воздушного винта.

На ступицу шестерни 5 напрессована подшипниковая втулка 4, на которую свободно установлен противовес 2-го порядка 3. Через промежуточную зубчатую передачу 8, укрепленную в картере,



Фиг. 20.3. Средняя опора коленчатого вала двигателя АИ-82Т.

противовес получает вращение от шестерни 5 с удвоенной угловой скоростью коленчатого вала. Второй такой же противовес установлен на хвостовике вала.

На ступице шестерни 6 выполнен зубчатый венец А передачи к механизму переднего газораспределения. Осевое фиксирование вала в картере осуществляется роликоподшипником 1.

Узел средней опоры вала показан на фиг. 20.3. Средний роликовый подшипник 1 по диаметральным размерам значительно больше шейки. Этим обеспечивается возможность пронести его при сборке через средние щеки вала. Между внутренним кольцом подшипника и коренной шейкой на шпонке 5 установлен разрезной вкладыш 2, имеющий продольный и поперечный разрезы. Подшипник закрепляют с помощью двух разрезных колец 4, стянутых болтами 3.

Смазка. Подвод смазки к шатунным подшипникам осуществляется через внутренние полости вала, которые сообщаются сверлениями в щеках. Масло подается в коленчатый вал через полости Б носка и Г хвостовика (см. фиг. 20.1). При вращении

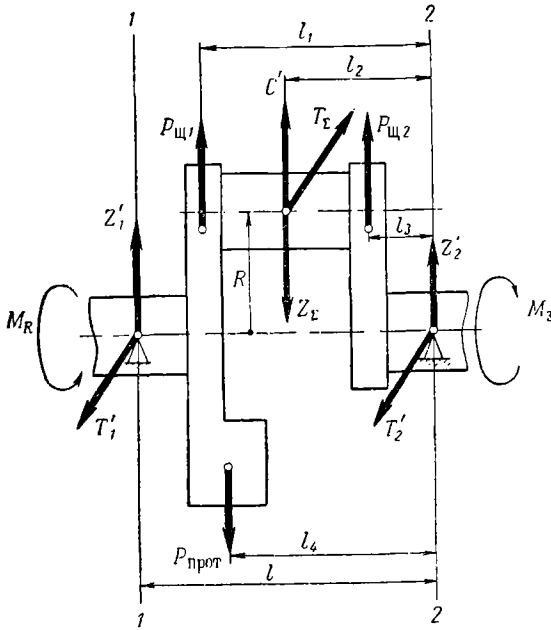
вала под действием центробежных сил тяжелые частицы грязи, стружки, песка и пр., содержащиеся в масле, скапливаются в полостях А на большем радиусе вращения. Масло же для смазки шатунных подшипников отбирается с помощью трубок 6 на меньшем радиусе вращения — из зоны чистого масла.

Через осевые сверления болтов 5 и дополнительные сверления крайних щек масло из полости А подается также для смазки поршней, зеркала цилиндра и опорных роликовых подшипников. Смазка

их осуществляется разбрызгиванием. Для подвода смазки к пальцам заднего противовеса, а также к подшипникам противовесов 2-го порядка у вала выполнены сверления.

20.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

У коленчатого вала на прочность рассчитываются шатунные и коренные шейки и щеки. Расчет обычно ведут по методу расчета разрезной балки. Для этого колено мысленно вырезают двумя плоскостями 1—1 и 2—2, проходящими через середины соседних коренных шеек вала и рассматривают как балку на двух опорах,



Фиг. 20.4. Силы и момент, действующие на колено вала двигателя.

расположенных в плоскостях сечений 1—1 и 2—2 (фиг. 20.4). Влияние отсеченного участка вала учитывают крутящим моментом M_3 от заднего колена (при наличии такового) и реактивным моментом M_R с передней стороны. На фиг. 20.4 показаны нагрузки, действующие на переднее колено двухрядного звездообразного двигателя и реакции опор.

Здесь $Z_г$ и $T_г$ — нормальная и тангенциальная силы;

$C' = C + C_{щ}$ — центробежная сила вращающихся масс шатуна C и шатунной шейки вала $C_{щ}$;

$P_{щ}$ и $P_{прот}$ — центробежные силы щек и противовеса;

M_3 и M_R — момент со стороны заднего колена и реактивный момент со стороны редуктора;

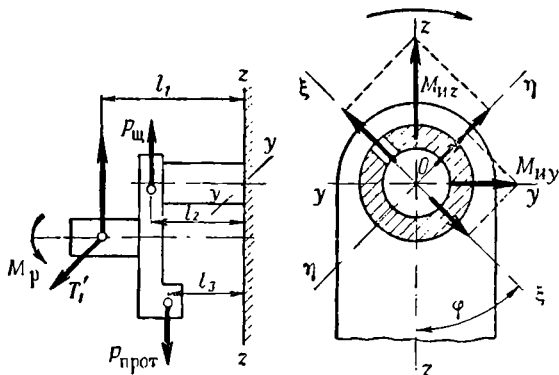
Z' и T' — реакции опор.

Значения нагрузок Z_{Σ} , T_{Σ} , C и M_{Σ} принимают из динамического расчета двигателя с учетом их направления.

Реактивный момент со стороны редуктора равен:

$$M_R = M_{\Sigma} + T_{\Sigma} R. \quad (20.1)$$

Центробежные силы от шатунной шейки $C_{\text{ш}}$ и щек $P_{\text{щ}}$ находят расчетом по геометрическим размерам вала, а центробежную силу противовеса $P_{\text{прот}}$ находят из условия уравнивания двигателя. Силы Z_{Σ} , T_{Σ} и C' прилагают к середине шатунной шейки.



Фиг. 20.5. Расчетная схема шатунной шейки вала двигателя.

Реакции опор определяют раздельно: в плоскости кривошипа Z' и в плоскости, перпендикулярной ему T' . Так у передней коренной шейки коленчатого вала (см. фиг. 20.4) опорные реакции равны:

$$\left. \begin{aligned} Z'_1 &= \frac{(Z_{\Sigma} - C') l_2 + P_{\text{прот}} l_4 - P_{\text{щ}1} l_1 - P_{\text{щ}2} l_3}{l}, \\ T'_1 &= \frac{T_{\Sigma} l_2}{l}. \end{aligned} \right\} \quad (20.2)$$

Шатунная шейка работает на изгиб и кручение. Наибольший изгибающий момент появляется в среднем сечении шейки. За расчетное принимают сечение по масляному отверстию, в зоне которого возникает концентрация напряжений. Через центр шатунной шейки в расчетном сечении проведем оси координат $y-y$ и $z-z$: ось $y-y$ в направлении действия силы T_{Σ} , а ось $z-z$ — в плоскости колена.

Для расчетной схемы по фиг. 20.5 изгибающие моменты у расчетного сечения будут:

относительно оси $y-y$

$$M_{ny} = Z'_1 l_1 + P_{\text{щ}} l_2 - P_{\text{прот}} l_3$$

и относительно оси $z-z$

$$M_{nz} = T'_1 l_1.$$

Моменты, действующие по часовой стрелке, приняты положительными. Отложим векторы изгибающих моментов M_{ny} и M_{nz} по ранее принятому нами правилу (см. гл. II, 2. 6). Масляное отверстие в расчетном сечении шейки расположено под углом φ к оси $z-z$. Проведем вспомогательные оси координат $\xi-\xi$ и $\eta-\eta$, причем ось $\xi-\xi$ направим по масляному отверстию. Изгибающий момент, действующий в плоскости масляного отверстия M_η , находим как сумму проекций векторов M_{ny} и M_{nz} на ось $\eta-\eta$.

$$M_\eta = M_{ny} \cos \varphi + M_{nz} \sin \varphi. \quad (20. 3)$$

Скручивающий момент шейки равен (см. фиг. 20. 4):

$$M_{скр} = M_p - T_1 R. \quad (20. 4)$$

Изгибающий момент M_η и скручивающий момент $M_{скр}$ являются переменными и зависят от угла поворота колена. Поэтому расчет шатунной шейки ведут на усталость по экстремальным значениям $M_{\eta \max}$ и $M_{\eta \min}$; $M_{скр \max}$ и $M_{скр \min}$, которые и находят в пределах цикла их изменения. Затем определяют максимальные и минимальные значения напряжений от изгиба и кручения:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{и \max} &= \frac{M_{\eta \max}}{W_{и}}; & \sigma_{и \min} &= \frac{M_{\eta \min}}{W_{и}}; \\ \tau_{\max} &= \frac{M_{скр \max}}{W_{кр}}; & \tau_{\min} &= \frac{M_{скр \min}}{W_{кр}}, \end{aligned} \right\} \quad (20. 5)$$

где $W_{и}$ и $W_{кр}$ — моменты сопротивления изгибу и кручению определяют по формулам (7. 25) и (7. 20).

Амплитуды напряжений и средние напряжения при изгибе и кручении находят по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_{и \max} - \sigma_{и \min}}{2}; & \tau_a &= \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}; \\ \sigma_{ср} &= \frac{\sigma_{и \max} + \sigma_{и \min}}{2}; & \tau_{ср} &= \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (20. 6)$$

Запасы прочности на изгиб и на скручивание

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\alpha_\sigma \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_{ср}}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\alpha_\tau \tau_a + \varphi_\tau \tau_{ср}}, \quad (20. 7)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} — пределы усталости для материала вала от изгиба и кручения при симметричном цикле;

α_σ и α_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений у масляных отверстий при изгибе и кручении;

φ_σ и φ_τ — коэффициенты приведения к симметричному циклу при изгибе и кручении.

Для стали, идущей на изготовление валов, можно принять

$$\sigma_{-1} = 5500 \text{ кг/см}^2; \tau_{-1} = 3000 \text{ кг/см}^2.$$

При существующих отношениях диаметра масляного отверстия к диаметру шатунной шейки у коленчатых валов авиационных двигателей можно принять

$$\alpha_\sigma = \alpha_\tau = 2,5.$$

С учетом характера нагрузок при расчете коленчатого вала принимают

$$\varphi_\sigma = 0,2 \text{ и } \varphi_\tau = 0,05.$$

Общий запас прочности находят по формуле

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}. \quad (20.8)$$

Запас прочности шатунной шейки звездообразных двигателей составляет $n \geq 2,5$.

Коренные шейки обычно не имеют масляных отверстий и потому свободны от концентрации напряжений. Расчет на кручение ведут по максимальному скручивающему моменту $M_{\text{скр max}}$

Для первой коренной шейки

$$M_{\text{скр max}} = M_{\text{кр max}} - M_{\text{н}},$$

где $M_{\text{кр max}}$ — максимальный крутящий момент на валу двигателя;
 $M_{\text{н}}$ — крутящий момент, идущий на привод нагнетателя.

Максимальное напряжение кручения равно:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{скр max}}}{W_{\text{кр}}}, \quad (20.9)$$

где $W_{\text{кр}}$ — момент сопротивления кручению [см. формулу (7.20)].
У авиационных двигателей $\tau_{\text{max}} \leq 1200 \text{ кг/см}^2$.

Щеки коленчатого вала работают на изгиб, растяжение (сжатие) и кручение. Расчетным у них принимают сечение у галтели (место перехода от щеки к шейке), где возникает концентрация напряжений. Проведем оси координат $x-x$ и $y-y$ через центр расчетного сечения щеки (фиг. 20.6). Для расчетной схемы изгибающий момент относительно оси $x-x$ будет равен:

$$M_{\text{н.х}} = Z' l_1 + P_{\text{прот}} l_2.$$

Знаки моментов сил принимают с учетом направления их действия.

Момент сопротивления изгибу щеки относительно оси $x-x$

$$W_{\text{н}} = \frac{bh^2}{6},$$

где b и h — ширина и толщина щеки (см. фиг. 20.6).

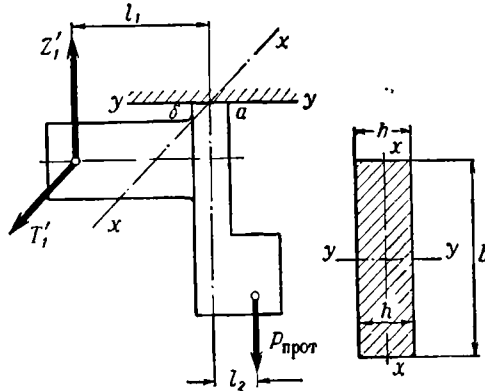
Напряжение изгиба:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и} x}{W_{и}}. \quad (20.10)$$

Растягивающая (сжимающая) сила щеки равна:

$$Q = -Z'_1 + P_{прот}.$$

Растягивающие силы приняты с положительным знаком, а сжимающие — с отрицательным.



Фиг. 20.6. Расчетная схема щеки вала двигателя.

Напряжение растяжения (сжатия):

$$\sigma_p = \frac{Q}{F}, \quad (20.11)$$

где $F = bh$ — площадь сечения щеки, $см^2$.

Суммарные нормальные напряжения в опасных точках a и b равно:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{и} + \sigma_p. \quad (20.12)$$

При суммировании напряжений учитывают их знаки. При этом напряжения растяжения принимают за положительные, а напряжения сжатия — за отрицательные.

Момент, скручивающий щеку, равен:

$$M_{скр} = T'_1 l_1$$

и напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{скр}}{W_{кр}}. \quad (20.13)$$

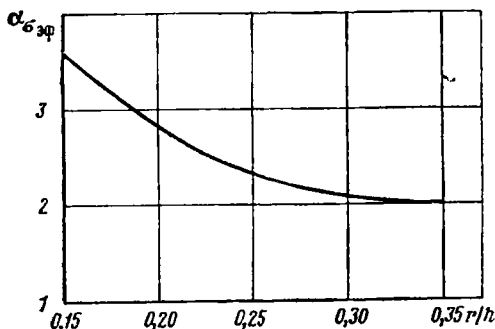
Здесь $W_{кр}$ — момент сопротивления кручению щеки

$$W_{кр} = kbh^2,$$

где коэффициент k принимают в зависимости от отношения b/h :

b/h	1	1,5	2	3	4
k	0,208	0,231	0,246	0,267	0,282

Изгибающий момент $M_{иx}$, сила Q и скручивающий момент $M_{скр}$ являются переменными и зависят от угла поворота колена. Поэтому расчет щеки ведут на усталость по экстремальным значениям $M_{иx \max}$, $M_{иx \min}$, Q_{\max} , Q_{\min} , $M_{скр \max}$ и $M_{скр \min}$, которые находят в пределах цикла их изменений. Определив максималь-



Фиг. 20.7. Зависимость коэффициента эффективной концентрации напряжений от отношения радиуса галтели r к толщине щеки h .

ные и минимальные напряжения по формулам (20.5), находят амплитуды напряжений и средние напряжения по формулам (20.6) и запасы прочности по формулам (20.7 и 20.8).

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе находят по графику фиг. 20.7 в зависимости от отношения радиуса галтели r к толщине щеки h , а при кручении принимают $\alpha_c = 2$.

Запас прочности щек авиационных двигателей $n \geq 2,5$.

Клеммное соединение (фиг. 20.8) рассчитывают на скручивающий момент

$$M_{скр \max} = T'_{\max} R.$$

Момент трения в клеммном соединении равен:

$$M_{тр} = Fd = \mu Qd = 2\mu hP,$$

где F — сила трения;
 $\mu = 0,1 \div 0,15$ — коэффициент трения в клеммном соединении;

$Q = P \frac{2h}{d}$ — сила затяжки шейки;

d — диаметр шейки;

h — вынос болта;

P — сила затяжки болта.

Надежность клеммного соединения обеспечивается следующим условием:

$$M_{\text{тр}} = kM_{\text{скр max}},$$

где $k=3\div 4$ — коэффициент запаса затяжки.

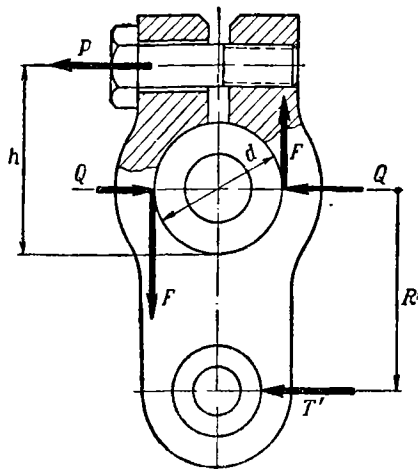
Отсюда необходимая сила затяжки болта равна:

$$P = \frac{kT'_{\text{max}}R}{2\mu h}. \quad (20.14)$$

Напряжение растяжения болтов обычно составляет

$$\sigma_p = (0,5\div 0,7) \sigma_T,$$

где σ_T — предел текучести материала болта.



Фиг. 20. 8. К расчету клеммного соединения щеки.

Усилие затяжки болта проверяют величиной его удлинения:

$$\Delta l = \frac{Pl}{Ef},$$

где l — длина болта;

E — модуль упругости материала болта;

f — площадь поперечного сечения болта.

20. 4. МАТЕРИАЛЫ И СПОСОБЫ УВЕЛИЧЕНИЯ ПРОЧНОСТИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Коленчатые валы при работе несут большие динамические нагрузки. Поэтому их изготавливают из лучших конструкционных сталей марок 40ХНМА или 18ХНВА. Заготовками для них служат поковки. Для увеличения прочности волокна вала располагают по его конфигурации.

Для повышения усталостной прочности коленчатый вал часто подвергают обдувке стальной дробью и полированию. Масляные отверстия шеек и переходные галтели от щек к шейкам являются источником местной концентрации напряжений. Поэтому кромки отверстий закругляют и тщательно полируют. Галтели выполняют с возможно большими радиусами и также тщательно полируют. Отверстия и галтели часто азотируют или цементируют. Иногда применяют местный наклеп их с помощью накатки роликом или шариком.

Шейки валов, подвергающиеся износу во время работы, азотируют или цементируют, а затем тщательно обрабатывают.

Глава XXI

ШАТУНЫ

21.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Шатуны связывают поршни с коленчатым валом. Чтобы обеспечить передачу работы от нескольких цилиндров на одно колено, шатуны выполняют с прицепным сочленением, при котором имеется один главный и несколько прицепных шатунов (см. фиг. 18.7). Главный шатун своей кривошипной головкой сочленяется с шатунной шейкой вала, а прицепные шатуны своими кривошипными головками сочленяются с кривошипной головкой главного шатуна.

В целях получения малых вращающихся масс шатунные подшипники выполняют преимущественно скользящими. При работе они несут значительные нагрузки и потому их заливают свинцовистой бронзой. Последняя обладает высокой прочностью и хорошими антифрикционными качествами.

Из-за большого числа прицепных шатунов кривошипные головки главных шатунов выполняют обычно целыми, без разъема.

Во время работы шатуны находятся под действием значительных динамических нагрузок. Изготавливают их из лучших конструкционных сталей.

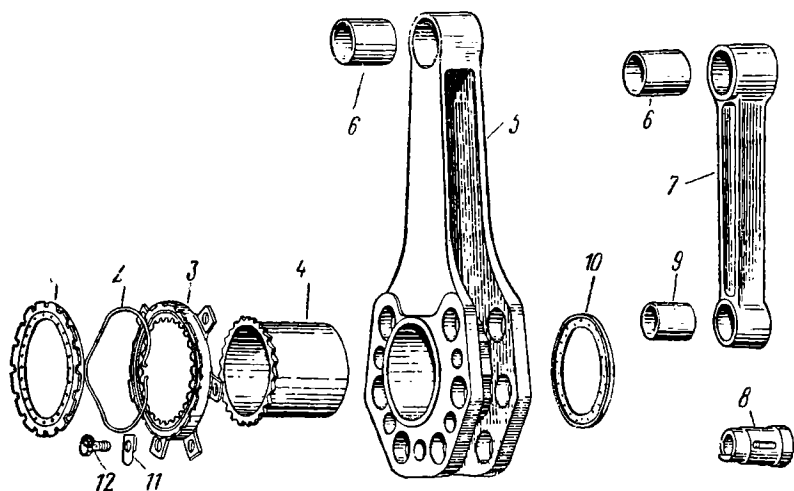
21.2. КОНСТРУКЦИЯ ШАТУНОВ

На фиг. 21.1 показаны главный 5 и прицепной 7 шатуны звездобразного двигателя АШ-82Т. Шатуны имеют поршневую и кривошипную головки, связанные стержнем.

Поршневые головки служат для соединения с поршнем. В их отверстиях запрессованы бронзовые втулки 6. Для лучшей

приработки их освинцовывают. Зазор между поршневым пальцем и втулкой составляет обычно $0,04 \div 0,07$ мм.

Кривошипные головки. В кривошипную головку главного шатуна запрессовывает стальную подшипниковую втулку 4, залитую свинцовистой бронзой. Рабочая ее поверхность расточена по гиперболе (фиг. 21.2, а). Этим обеспечивается более равномерное нагружение по длине подшипника при изгибе шатунной шейки под нагрузкой. Для лучшей приработки рабочую поверх-



Фиг. 21.1. Шатуны звездообразного двигателя АШ-82Т.

1, 10—уплотнительные кольца втулки главного шатуна, 2—пружина, 3—замок втулки главного шатуна и пальцев прицепных шатунов, 4—втулка кривошипной головки главного шатуна, 5—главный шатун, 6—втулки поршневой головки главного и прицепного шатунов, 7—прицепной шатун, 8—палец прицепного шатуна, 9—втулка кривошипной головки прицепного шатуна, 11—пластинчатый замок, 12—болт крепления замка.

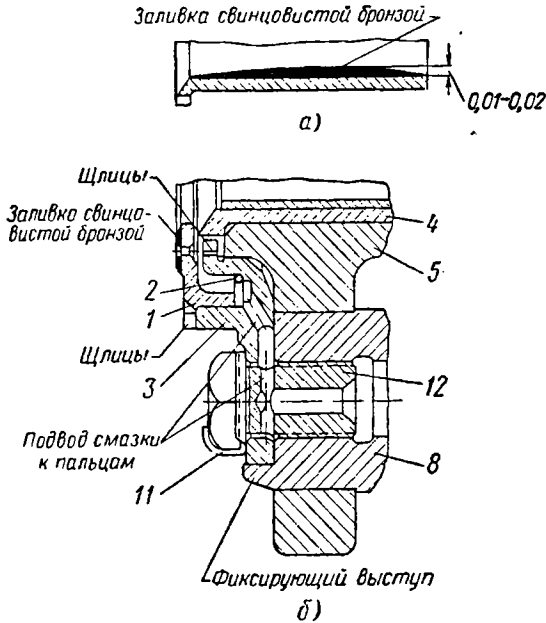
ность подшипниковой втулки освинцовывают. Зазор между шатунной шейкой и подшипником составляет $0,08 \div 0,12$ мм.

Для присоединения шести прицепных шатунов кривошипная головка имеет две щеки с отверстиями под пальцы. Кривошипные головки прицепных шатунов подобны поршневой головке главного и прицепного шатунов. Пальцы прицепных шатунов 8 имеют три шейки. Крайними шейками пальцы запрессованы в отверстия щек главного шатуна, а средними сочленены с прицепными шатунами.

Фиксирование подшипниковой втулки 4 и пальцев 8 осуществлено замком 3 (см. фиг. 21.1 и 21.2, б). Последний имеет внутренние шлицы и шесть ушков (по числу прицепных шатунов). Замок укреплен на шатуне болтами 12, которые ввертывают в отверстия пальцев 8. Втулку 4 фиксируют шлицами, а пальцы 8 ушками. Болты 12 контряют пластинчатыми замками 11.

Для обеспечения лучших условий смазки шатунного подшипника имеются торцовые уплотнения в виде стальных колец 1 и 10.

Уплотнительное кольцо *1* имеет центрирующий буртик и выступы в виде шлицев. Центрирующим буртиком кольцо подвижно сидит в замке *3*, а выступы его входят в торцовые пазы замка. Между замком *3* и уплотнительным кольцом *1* устанавливают отжимную волнообразную пружину *2*, прижимающую кольцо к щеке коленчатого вала. Рабочая поверхность кольца *1* залита свинцовистой бронзой. Кольцо *10* уплотняет подшипник с другой стороны. Своим



Фиг. 21.2. Элементы главного шатуна двигателя АШ-82Г.

а—штулка кривошипной головки, б—замок главного шатуна.
Позиции см. под фиг. 21.1.

торцовым буртиком кольцо *10* садится на цилиндрический выступ кривошипной головки главного шатуна. Рабочая поверхность кольца покрыта серебром. Для подвода масла в кольцах *1* и *10* сделаны сверления.

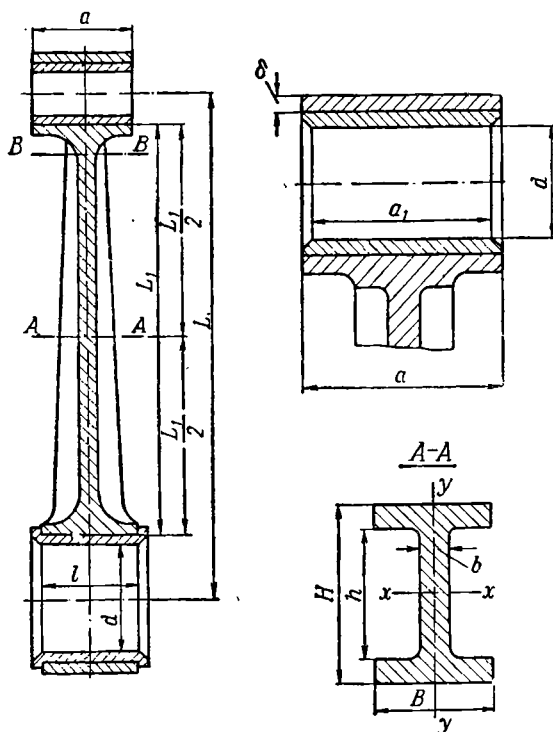
Стержни шатунов в работе подвергаются продольному изгибу от сил газов и растяжению от центробежных сил инерции. Чтобы получить достаточную жесткость шатуна при малом его весе, сечения стержней делают двутавровыми. Полки тавра прицепных шатунов *7* расположены перпендикулярно плоскости движения шатуна, что целесообразно для увеличения прочности. Полки тавра главных шатунов *5* расположены в плоскости движения шатуна. Они непосредственно переходят в щеки кривошипной головки, обеспечивая жесткую связь стержня с головкой. С этой же целью стержень выполнен с уширением полок в сторону кривошипной головки.

Смазка шатунов. К шатунному подшипнику смазка подводится из шатунной шейки вала. Для смазки кривошипных головок прицепных шатунов масло из полости, образованной кольцом *1*, через сверления в замке *3* и болте *12* поступает в полость, пальцев *8*. Отсюда через сверления пальцев масло поступает к головке. Поршневые головки шатунов смазываются разбрызгиванием.

21.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

У шатунов рассчитывают стержень, шатунный подшипник и поршневую головку.

Расчет стержня шатуна. Стержень шатуна испытывает в работе переменное сжатие и растяжение от сил давления газов и сил инерции ПДМ. Сжимающая сила вызывает продоль-



Фиг. 21.3. К расчету шатуна на прочность.

ный изгиб стержня. Последний рассматривают в двух плоскостях: в плоскости движения шатуна и в плоскости, перпендикулярной его движению. В плоскости движения шатун считают шарнирно закрепленным на длине L , а в плоскости, перпендикулярной движению, как стержень с заделанными концами на длине L_1 (фиг. 21.3).

Максимальные значения сжимающей и растягивающей сил за цикл изменения нагрузок получатся при положениях кривошипа в ВМТ: в начале хода расширения и в конце хода выпуска. Для среднего расчетного сечения $A-A$ стержня максимальная сжимающая сила по формуле (18.17) равна:

$$P_{\Sigma} = P_{\Gamma \max} - m_{\text{ПДМ}} R \omega^2 (1 + \lambda), \quad (21.1)$$

а максимальная растягивающая сила равна:

$$P_j = m_{\text{ПДМ}} R \omega^2 (1 + \lambda), \quad (21.2)$$

где $P_{\Gamma \max}$ — максимальная сила давления газов на поршень;

P_j — сила инерции ПДМ кривошипно-шатунного механизма;

$m_{\text{ПДМ}}$ — ПДМ кривошипно-шатунного механизма;

ω — угловая скорость вращения коленчатого вала;

R — радиус кривошипа;

$$\lambda = \frac{R}{L}, \text{ где } L \text{ — длина шатуна.}$$

Суммарные напряжения сжатия и продольного изгиба определяются по следующим формулам:

в плоскости движения шатуна

$$\sigma_{c_x} = \left(1 + 0,000526 \frac{L^2 F}{J_x} \right) \frac{P_{\Sigma}}{F} \quad (21.3)$$

и в плоскости, перпендикулярной движению шатуна

$$\sigma_{c_y} = \left(1 + 0,000526 \frac{L^2 F}{4J_y} \right) \frac{P_{\Sigma}}{F}, \quad (21.4)$$

где F — площадь сечения $A-A$;

J_x и J_y — моменты инерции сечения $A-A$ относительно осей $x-x$ и $y-y$ (см. фиг. 21.3):

$$\left. \begin{aligned} J_x &= \frac{BH^3 - (B-b)h^3}{12} \\ J_y &= \frac{(H-h)B^3 - hb^3}{12} \end{aligned} \right\} \quad (21.5)$$

Напряжение растяжения будет равно:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F}. \quad (21.6)$$

Расчет стержня шатуна производят на усталостную прочность. Амплитуда напряжений и среднее напряжение будут равны:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_c + \sigma_p}{2} \\ \sigma_{cp} &= \frac{\sigma_c - \sigma_p}{2} \end{aligned} \right\} \quad (21.7)$$

Запас прочности стержня определяют по следующей формуле:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_{cp}}, \quad (21.8)$$

где σ_{-1} — предел усталостной прочности при симметричном цикле растяжение—сжатие;

φ_σ — коэффициент приведения к симметричному циклу принимают равным 0,16.

Для стержня шатунов авиационных двигателей $n = 1,4 \div 3$.

Шатунный подшипник рассчитывают на среднее удельное давление от силы U_{cp} , нагружающей подшипник (см. гл. XVIII, 18.7). Оно равно:

$$k_{cp} = \frac{U_{cp}}{dl}, \quad (21.9)$$

где d и l — диаметр и опорная длина шатунной шейки. У авиационных двигателей $k_{cp} = 150 \div 200 \text{ кг/см}^2$.

Поршневую головку шатуна рассчитывают на разрыв, а втулку ее на удельное давление.

Максимальная растягивающая сила поршневой головки равна:

$$P_j \text{ пор} = m_{\text{пор}} R \omega^2 (1 + \lambda), \quad (21.10)$$

где $m_{\text{пор}}$ — масса комплекта поршня.

Напряжение разрыва головки определяют по следующей формуле:

$$\sigma_p = \frac{P_j \text{ пор}}{2a\delta}, \quad (21.11)$$

где a и δ — ширина и толщина головки.

Для авиационных двигателей $\sigma_p = 500 \div 800 \text{ кг/см}^2$. Удельное давление у втулки определяют по формуле:

$$k = \frac{P_{\Gamma \text{ max}}}{a_1 d}, \quad (21.12)$$

где a_1 — опорная длина втулки и d — диаметр поршневого пальца.

Для авиационных двигателей $k = 700 \div 1200 \text{ кг/см}^2$.

21.4. МАТЕРИАЛЫ И СПОСОБЫ УВЕЛИЧЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ШАТУНОВ

Шатуны при работе подвергаются большим динамическим нагрузкам, переменным по величине и направлению. Поэтому их изготавливают из лучших конструкционных сталей 40ХНМА и 18ХНВА. Заготовками шатунов служат штамповки.

Для повышения усталостной прочности напряженные части шатунов тщательно обрабатывают и полируют. У некоторых двигателей шатуны для той же цели подвергают поверхностному наклепу путем обдувки стальной дробью.

Вкладыши шатунов делают из малоуглеродистой ст. 20. Их заливают свинцовистой бронзой БрС30, имеющей хорошие антифрикционные свойства и выдерживающей высокие удельные нагрузки, порядка $250\div 300 \text{ кг/см}^2$. Для обеспечения лучшей приработки рабочую поверхность подшипника освинцовывают. Толщина слоя покрытия составляет $0,005\div 0,01 \text{ мм}$.

Втулки для поршневых головок шатунов и кривошипных головок прицепных шатунов делают из бронзы и для лучшей приработки часто освинцовывают.

Глава XXII

ПОРШНИ

22.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Поршень воспринимает давление газов и через шатун приводит во вращение коленчатый вал. Поршень обеспечивает также герметичность цилиндра, не допуская с одной стороны утечки газов в картер двигателя, а с другой — проникновения излишнего количества масла из картера в камеру сгорания.

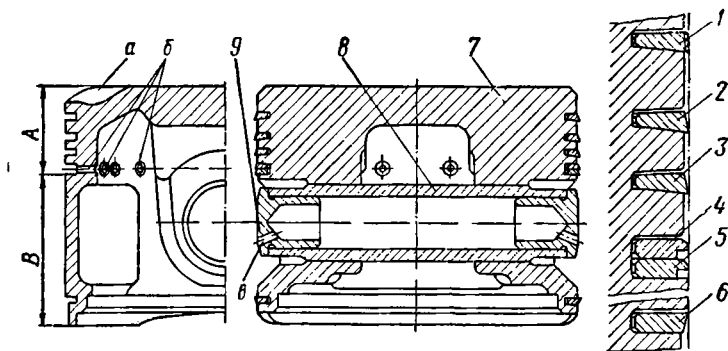
Во время работы поршень подвергается действию высоких температур и давлений. Нагрев его неравномерный. Наибольшую температуру поршень имеет в средней части днища и против выпускного клапана, где температура его достигает $300\div 350^\circ \text{C}$. Перегрев поршня вызывает отложение на нем нагара, пригорание поршневых колец, преждевременные вспышки рабочей смеси, прогар поршня и, наконец, заедание его в цилиндре.

Основная часть тепла отводится от поршня в стенку цилиндра через поршневые кольца и боковую его поверхность. Меньшая часть тепла передается внутренними поверхностями поршня воздуху и маслу, содержащимся в картере. При своем движении поршень подвергается также значительным инерционным нагрузкам, а боковая поверхность его — износу. Поршни выполняют из жаропрочных алюминиевых сплавов, имеющих высокий коэффициент теплопроводности, хорошие антифрикционные качества и малый удельный вес.

22. 2. КОНСТРУКЦИЯ ПОРШНЯ

На фиг. 22.1 показан поршень двигателя АШ-82Т с деталями, входящими в его узел.

Поршень имеет днище, боковую стенку и две бобышки с отверстиями для поршневого пальца. Поршень АШ-82Т имеет плоское днище с двумя местными выемками *a*, которые предотвращают возможность его удара о клапаны в случае заедания последних в положении полного открытия. Толщину днища определяют из условий прочности и теплоотвода. Днище непосредственно переходит в бобышки и плавно сопрягается с боковой стенкой.



Фиг. 22. 1. Узел поршня двигателя АШ-82Т.

1—6—поршневые кольца, 7—поршень, 8—поршневой палец, 9—заглушка.

Боковая стенка поршня разделена на два пояса. Верхняя часть *A*, прилегающая к днищу, является уплотнительным поясом. В ней расположены канавки для поршневых колец. Нижняя часть *B*, так называемая юбка поршня, является несущим поясом, которым поршень опирается на стенку цилиндра и направляется при своем движении в цилиндре.

Форма боковой поверхности поршня выполнена по специальному профилю: по высоте с небольшой конусностью, а в поперечном сечении — слегка овальной формы. Конусностью учитывают неравномерный нагрев поршня по высоте, а овальностью — деформации цилиндра и поршня под действием силы бокового давления *N* (см. фиг. 18. 13). Конусность поршня сделана с уменьшением диаметра в сторону днища. При этом у уплотнительного пояса, как более нагретого, конусность сделана больше, чем у несущего. Овальная форма сечения получается за счет уменьшения диаметра поршня по оси поршневого пальца примерно на 0,1 мм. Высота поршня авиационных двигателей обычно составляет 60÷70% от его диаметра.

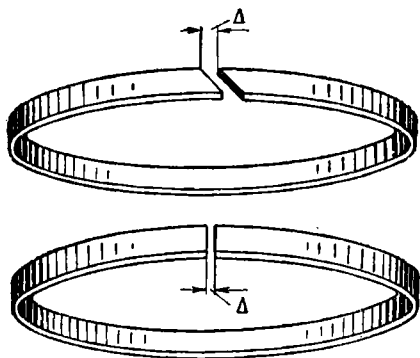
Зазоры поршня. Зазоры между поршнем и цилиндром работающего (горячего) двигателя меньше, чем у неработающего (холодного). Это объясняется различным нагревом и различными коэффициентами линейного расширения алюминиевого поршня

и стального цилиндра. Малые зазоры поршня приводят к его заклиниванию в цилиндре, а большие — ухудшают уплотнение. Величина зазора поршня в холодном состоянии на 100 мм его диаметра составляет:

у верхнего пояса (у днища) — $0,7 \div 0,95$,
у нижнего пояса (у юбки) — $0,5 \div 0,6$.

22.3. ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА

Поршневые кольца служат для уплотнения поршня в цилиндре. Кольца имеют разрез, называемый замком (фиг. 22.2). Вследствие своей упругости кольца прилегают к зеркалу цилиндра и тем обеспечивают герметичность. Равномерное прилегание колец по окружности к зеркалу цилиндра характеризует их качество.



Фиг. 22.2. Форма кольца.

Поршневые кольца работают в условиях повышенных температур и полусухого трения. Их вытоляют обычно из антифрикционного чугуна.

Поршневые кольца разделяют на две группы — газоплотительные (газовые) и маслоуплотнительные (масляные).

Газовые кольца препятствуют прорыву рабочих газов из камеры сгорания в картер двигателя. Они располагаются в

верхних канавках (у днища) поршня обычно в количестве двух-трех штук. Газовые кольца делают прямоугольного — *а* или трапециевидного — *б* сечения (фиг. 22.3). Трапециевидные кольца менее склонны к пригоранию. Угол конуса образующей трапеции составляет обычно $7^\circ 30'$.

Первое газовое кольцо работает в тяжелых температурных условиях, поэтому его иногда делают стальным с пористым хромированием рабочей поверхности толщиной хрома 0,1 мм. Для лучшего отвода тепла в стенку цилиндра рабочую поверхность его делают цилиндрической.

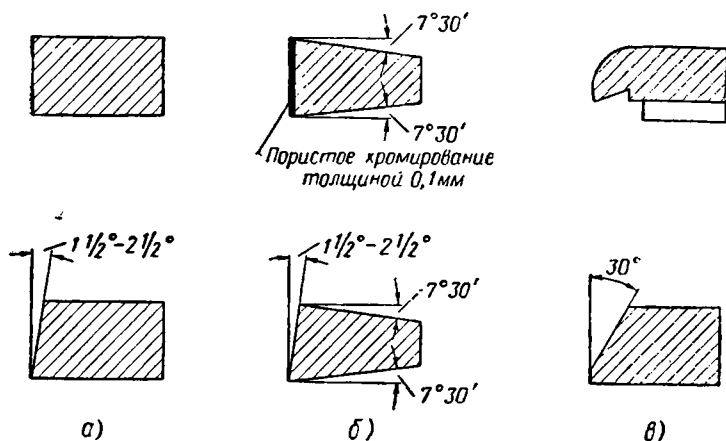
У прочих газовых колец на рабочей поверхности обычно делают скос (конус) с углом $1,5$ — $2,5^\circ$.

Этим облегчается приработка колец к зеркалу цилиндра. Конические кольца ставят на поршень меньшим своим диаметром в сторону днища поршня, что способствует меньшему проникновению масла в камеру сгорания.

Насосное действие колец. Проникновение масла в камеру сгорания происходит главным образом благодаря насосному действию колец (фиг. 22.4).

При движении поршня вниз кольцо прижимается к верхнему торцу канавки и масло, счищаемое со стенок цилиндра, заполняет зазоры в канавке поршня. При изменении направления движения поршня кольцо прижимается к нижнему торцу канавки и выдавливает вверх часть масла.

Масляные кольца препятствуют проникновению излишнего количества масла из картера в камеру сгорания. При движении поршня к НМТ они снимают излишек масла с зеркала цилиндра и в то же время обеспечивают требуемую смазку поршня.



Фиг. 22.3. Сечения колец.

Масляные кольца располагают в нижних канавках поршня в количестве 2÷4 штук. В сечении они представляют собой форму скребка, реже у них делают фаску под углом 30° (см. фиг. 22.3, в). На торцевой поверхности колец под скребком часто делают канавки для прохода масла, счищаемого с зеркала цилиндра, к сверлениям в канавках поршня. Через эти сверления масло сливается в картер.

Размеры колец обычно выполняют в пределах: по высоте 2÷2,5 мм, а по ширине $\left(\frac{1}{25} \div \frac{1}{30}\right) D$, где D — диаметр цилиндра.

Замок кольца делают прямым или косым (см. фиг. 22.2). Размер замка в свободном состоянии кольца составляет обычно $\Delta = (0,1 \div 0,15) D$, где D — диаметр цилиндра. Для свободного температурного расширения колец в рабочем состоянии зазор в их замке устанавливают в зависимости от их рабочей температуры:

для масляных колец $\Delta = (0,005 \div 0,008) D$ и для газовых колец $\Delta = (0,008 \div 0,011) D$.

Торцовые зазоры колец. В канавках поршня кольца имеют свободную посадку. Газовые кольца находятся в зоне высоких температур, при которых масло легко коксуется и приго-

рает. Чтобы не было прихватаывания колец в канавках поршня, торцовые зазоры у них устанавливают в зависимости от рабочей температуры.

У АШ-82Т торцовые зазоры поршневых колец составляют:

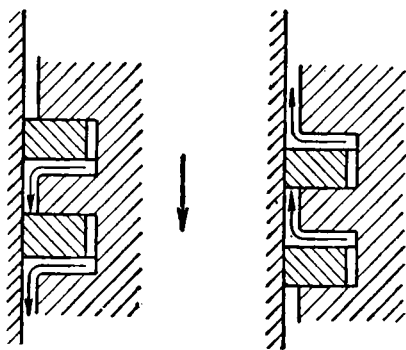
у первого газового кольца $0,16 \div 0,2$ мм,

у 2—3 газовых колец $0,08 \div 0,12$ мм,

у масляных колец $0,04 \div 0,08$ мм.

Для лучшего уплотнения замки колец на поршне при сборке смещают по окружности друг относительно друга на угол $100 \div 180^\circ$.

Расположение поршневых колец двигателя АШ-82Т. На боковой поверхности поршня АШ-82Т (см. фиг. 22.1)



Фиг. 22.4. Схема насосного действия колец.

имеются пять канавок для колец. В первых трех канавках установлены трапециевидные газовые кольца 1, 2 и 3. Первое газовое кольцо сделано стальным. Четвертая канавка сделана шире остальных и имеет 12 радиальных сверлений δ в теле поршня для слива масла в картер. В этой канавке установлены два масляных кольца 4 и 5 со скребками, счищающими масло с зеркала цилиндра при движении поршня к нижней мертвой точке.

На торцовой поверхности этих колец под скребками сделаны перепускные канавки. По ним, а затем по сверлениям в теле поршня излишнее масло удаляется в картер. В пятой канавке расположено коническое масляное кольцо δ , установленное большим диаметром в сторону днища поршня. Это кольцо счищает масло при движении поршня к верхней мертвой точке. Такое расположение масляных колец способствует образованию масляной пленки у юбки поршня при возвратно-поступательном движении поршня и уменьшает тем самым трение его о зеркало цилиндра.

22.4. ПОРШНЕВЫЕ ПАЛЬЦЫ

Поршневой палец 8 (см. фиг. 22.1) служит для соединения поршня с шатуном. Пальцы делают из стали пустотелыми, с плавающей (подвижной) посадкой в шатуне и поршне. Плавающая посадка пальца обеспечивает более равномерный его износ. Зазор пальца в бобышках поршня в холодном состоянии составляет $0 \div 0,02$ мм. За счет большего расширения поршня в работе этот зазор увеличивается.

Для ограничения осевого перемещения пальца применяют заглушки 9 (см. фиг. 22.1) или пружинные замки. Алюминиевые

или бронзовые заглушки вставляют в отверстие пальца; при осевом перемещении пальца они могут касаться зеркала цилиндра, не задирая последнее. Для свободного выхода воздуха из полости пальца в заглушках делают сверления v . Опорные торцы заглушек выполнены сферическими. Стальные пружинные замки вставляют в канавки, проточенные в отверстиях бобышек поршня.

22.5. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Поршень. Боковая поверхность и бобышки поршня рассчитывают на удельное давление. Боковая поверхность поршня нагружается силой бокового давления N_{\max} [см. формулу (18.18)]. Удельное давление на боковую поверхность поршня равно:

$$k = \frac{N_{\max}}{Dl}, \quad (22.1)$$

где D — диаметр поршня;

l — длина опорной поверхности поршня (высота поршня за вычетом канавок и фасок).

Для поршней авиационных двигателей $k = 9 \div 19 \text{ кг/см}^2$.

Бобышки поршня рассчитывают на силу давления газов $P_{r \max}$, которую определяют по формуле (18.16).

Удельное давление на опорной поверхности бобышек (фиг. 22.5) равно:

$$k = \frac{P_{r \max}}{2da_1}, \quad (22.2)$$

где d — диаметр отверстия бобышек;

a_1 — длина опорной поверхности бобышки.

Для бобышек поршней авиационных двигателей $k = 500 \div 700 \text{ кг/см}^2$.

Поршневое кольцо рассчитывают на изгиб и на удельное давление на стенку цилиндра. Напряжение изгиба $\sigma_{\text{и}}$ и удельное давление p находятся по формулам

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{и}} &= E \left(\frac{\delta}{D} \right)^2 \\ p &= \frac{E}{3} \left(\frac{\delta}{D} \right)^4 \end{aligned} \right\} \quad (22.3)$$

где E — модуль упругости материала кольца;

δ — толщина кольца по радиусу;

D — диаметр поршня.

Для колец авиационных двигателей:

$$\frac{\delta}{D} = \frac{1}{25} \div \frac{1}{30},$$

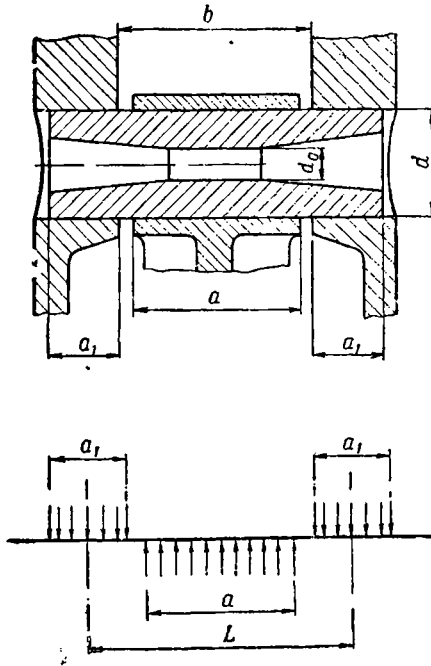
$$p = 0,5 \div 1 \text{ кг/см}^2,$$

$$\sigma_{\text{и}} = 900 \div 1350 \text{ кг/см}^2.$$

Палец поршня рассчитывают на изгиб от силы давления газов $P_{г\max}$. Эту силу полагают равномерно распределенной по длине бобышек поршня и втулки шатуна согласно схеме фиг. 22. 5. Максимальный изгибающий момент будет у среднего сечения пальца:

$$M_{и\max} = \frac{P_{г\max}}{4} \left(L - \frac{a}{2} \right), \quad (22. 4)$$

где L — расстояние между серединами опор бобышек поршня;
 a — опорная длина втулки шатуна.



Фиг. 22. 5. К расчету поршневого пальца.

Напряжение изгиба равно:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и\max}}{W_{и}}. \quad (22. 5)$$

где $W_{и}$ — момент сопротивления изгибу [см. формулу (7. 25)]

Для пальцев поршней авиационных двигателей $\sigma_{и} = 3000 \div 5000 \text{ кг/см}^2$.

22. 6. МАТЕРИАЛЫ

Поршни изготавливают из жаропрочного алюминиевого сплава АК4, обладающего высокой теплопроводностью, малым удельным весом и хорошими антифрикционными качествами. Заготовкой для них служат штамповки.

Поршневые кольца изготавливают из перлитного чугуна марок ПЧИ, ХН или более жаропрочных марок ХМ и ХНВ, обладающих хорошими антифрикционными качествами.

Первое газовое кольцо, работающее в особо тяжелых температурных условиях, часто делают стальным. Для обеспечения хороших антифрикционных качеств рабочая поверхность его подвергается пористому хромированию. В порах хромированной поверхности при работе задерживается масло, необходимое для смазки кольца.

Поршневые пальцы изготавливают из стали 12Х2Н4А. Для уменьшения износа поверхность их цементируют.

Глава XXIII

ЦИЛИНДРЫ

23. 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В цилиндрах поршневых двигателей происходит сгорание топлива и преобразование выделившегося при этом тепла в механическую работу перемещения поршней. Цилиндры находятся под действием высоких температур и давлений газов.

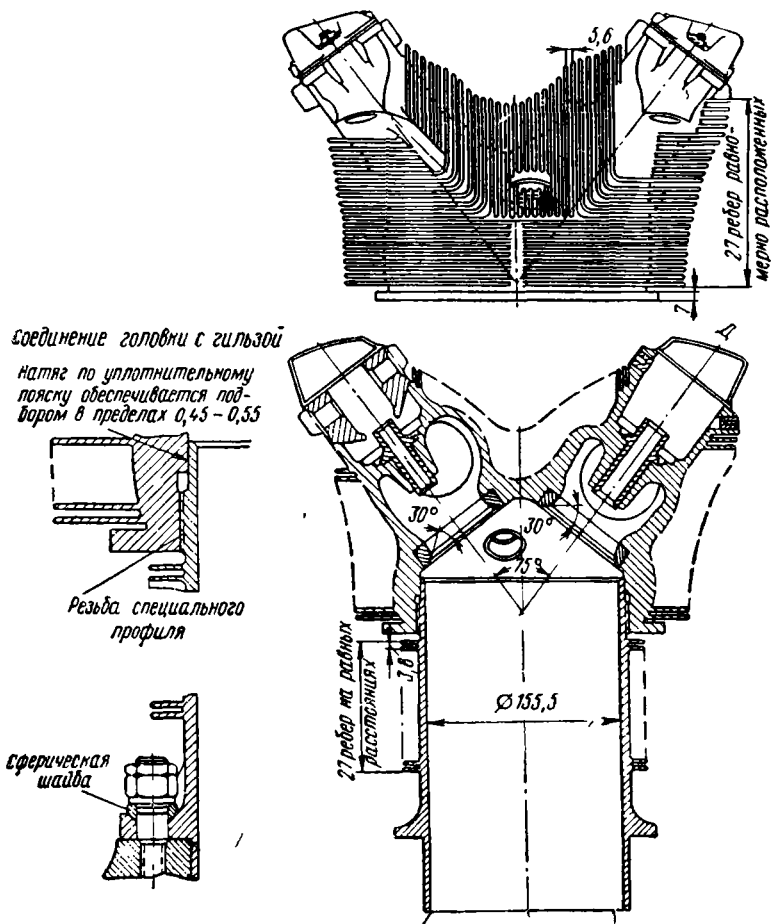
Чтобы обеспечить нормальные температурные условия, с наружной стороны цилиндров делают охлаждающие ребра, с помощью которых при полете самолета цилиндры охлаждаются набегающим потоком воздуха. Звездообразное расположение цилиндров двигателя обеспечивает равномерный подход к ним охлаждающего воздуха.

23. 2. КОНСТРУКЦИЯ ЦИЛИНДРОВ

На фиг. 23. 1 показан цилиндр воздушного охлаждения звездообразного двигателя АШ-82, который состоит из стальной гильзы и алюминиевой головки.

Гильза. Внутренняя поверхность гильзы, по которой перемещается поршень, является рабочей и называется зеркалом цилиндра. Для уменьшения износа зеркало цилиндра азотируют и чисто обрабатывают тонкой шлифовкой (хонингованием). С наружной стороны гильзы сделаны 27 кольцевых ребра для охлаждения высотой 14 мм и с шагом 3,8 мм и фланец двигателя с отверстиями под шпильки крепления цилиндра к картеру.

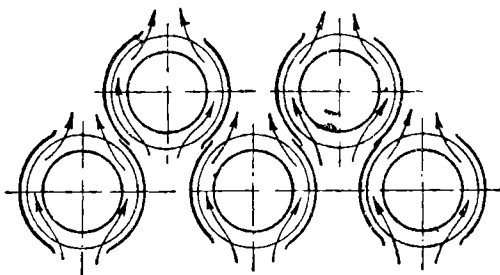
Головка цилиндра образует камеру сгорания. Она выполнена отливкой из жаропрочного алюминиевого сплава, обладающего высокой теплопроводностью, и чисто обработана с внутренней стороны. На головке с развалом под углом 75° расположены две клапанные коробки с направляющими втулками для



Фиг. 23. 1. Цилиндр двигателя АИШ-82.

клапанов впуска и выпуска. С внутренней ее стороны концентрично направляющим втулкам запрессованы седла клапанов. Клапанные коробки образуют каналы для прохода в цилиндр свежего заряда (через коробку впуска) и выпуска выхлопных газов (через коробку выпуска). Кроме того, на головке выполнены три резьбовых отверстия с втулками для постановки двух свечей и топливной форсунки. На фиг. 23. 1 показано одно из них.

С наружной стороны головки выполнены ребра для охлаждения высотой до $40 \div 60$ мм при шаге $5 \div 6$ мм. На боковой поверхности головки ребра расположены горизонтально, а в развале между клапанными коробками — вертикально. Этим обеспечивается хорошее обтекание ребер потоком охлаждающего воздуха. Для более равномерного распределения температуры на головке высота ребер коробки выпускного клапана (более нагретой) сделана больше, чем коробки впускного клапана (менее нагретой). Поверхность оребрения головки, как более нагретой, значительно больше, чем гильзы.



Фиг. 23.2. Установка дефлекторов на цилиндрах двухрядного звездообразного двигателя.

Соединение головки с гильзой выполняют с помощью резьбы, имеющей специальный профиль, и уплотнительного пояска. Герметичность соединения обеспечивается натягом по пояску $0,45 \div 0,55$ мм. В резьбе также сделан натяг порядка $0,3$ мм. Для облегчения заворачивания гильзы в головку последнюю нагревают до $280 \div 300^\circ \text{C}$.

Дефлекторы. Для лучшего охлаждения по контуру оребренной части цилиндров укрепляют дефлекторы. Последние представляют собою направляющие щитки, сделанные из листового материала. Они образуют с ребрами каналы (фиг. 23.2), по которым охлаждающий воздух направляется на заднюю сторону цилиндров, обеспечивая равномерное их охлаждение.

23.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Во время работы цилиндры находятся под действием давления газов.

Гильзу цилиндра рассчитывают по формуле (9.1) на растяжение по поперечному сечению между ребрами под действием максимальной силы давления газов $P_{г \max}$ [см. формулу (18.16)].

Для гильз цилиндров авиационных двигателей $\sigma_p \leq 1100 \text{ кг/см}^2$.

Фланец цилиндра рассчитывают на изгиб от силы $P_{г \max}$ по формуле (10.2). Для фланцев цилиндра авиационных двигателей $\sigma_{из} \leq 1200 \text{ кг/см}^2$.

Шпильки крепления цилиндров на картере рассчитывают на растяжение от силы предварительной затяжки:

$$\sigma = \frac{kP_{г. \max}}{if}, \quad (23.1)$$

где $k=2 \div 4$ — коэффициент затяжки;

i — число шпилек;

f — площадь расчетного сечения шпильки.

Для шпилек авиационных двигателей $\sigma < 4000 \text{ кг/см}^2$.

23.4. МАТЕРИАЛЫ

Гильзы цилиндров изготавливают из стали 38ХМЮА. Для уменьшения износа зеркало цилиндра азотируют и тщательно обрабатывают. Головки цилиндров обычно отливают из жаропрочного алюминиевого сплава АЛ5, обладающего высокой теплопроводностью и малым удельным весом.

Седла клапанов подвергаются газовой коррозии; поэтому их часто изготавливают из жаростойкой клапанной стали ЭИ69. Седла маломощных двигателей изготавливают из бронзы.

Направляющие клапанов изготавливают из бронзы БрАЖМц или специального антифрикционного чугуна. Чугунные направляющие часто устанавливают для выхлопных клапанов, работающих в условиях высоких температур при плохой смазке.

Глава XXIV

ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

24.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Механизм газораспределения обеспечивает периодический выпуск свежего заряда в цилиндры и выпуск из них в атмосферу отработанных газов. На авиационных двигателях обычно применяют клапанное газораспределение. Каждый цилиндр звездообразных двигателей имеет два клапана — один впускной и другой выпускной.

Размер проходных сечений клапанов определяется диаметром d горловины, высотой подъема h клапана и углом α посадочной фаски (фиг. 24.1). Диаметр горловины ограничивается размерами и формой камеры сгорания. Часто диаметр впускного клапана делают на 5—10% больше выпускного. При этом за счет лучшего наполнения мощность двигателя несколько возрастает. Высота подъема клапана ограничивается ростом инерционных нагрузок в клапанном механизме и составляет $h = (0,17 \div 0,3)d$. Угол α по посадочной фаске обычно делают 30° или 45°. Проходное сечение клапана при $\alpha = 30^\circ$ получается несколько больше, чем при $\alpha = 45^\circ$.

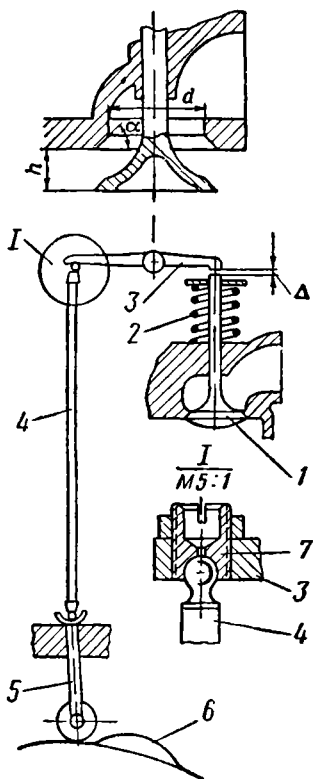
Фаза (продолжительность) открытия клапанов обычно составляет $240 \div 270^\circ$ по углу поворота коленчатого вала. По ходу поршня клапаны открываются до мертвых точек (с опережением), а закрываются после мертвых точек (с запаздыванием). Фазы газораспределения авиационных двигателей равны:

- впуск — начало $20 \div 40^\circ$ до ВМТ
- конец $50 \div 70^\circ$ после НМТ
- выпуск — начало $50 \div 70^\circ$ до НМТ
- конец $20 \div 40^\circ$ после ВМТ.

В конце хода выпуска и в начале хода впуска выпускные и впускные клапаны находятся одновременно в приоткрытом состоянии, образуя так называемое перекрытие клапанов, которое составляет от 30 до 80° по углу поворота коленчатого вала. Этим улучшается наполнение цилиндров свежим зарядом.

Открытие и закрытие клапанов звездообразных двигателей осуществляется кулачковой шайбой при помощи промежуточного механизма. Кулачковая шайба располагается в картере, образуя так называемое нижнее газораспределение. На фиг. 24.1 показана схема механизма газораспределения звездообразного двигателя, которая состоит из клапана 1 с пружиной 2, двуплечего рычага 3, тяги 4, толкателя 5 с роликом и кулачковой шайбы 6. Последняя через соответствующую шестеренную передачу приводится от коленчатого вала. Клапан в закрытом состоянии под действием пружины плотно прилегает к седлу цилиндра. При вращении шайбы 6 кулачки ее набегают на ролик толкателя и перемещают последний. Толкатель в свою очередь воздействует на тягу, которая, опираясь своим верхним концом в левое плечо рычага, поворачивает его относительно оси. Своим правым плечом рычаг нажимает на клапан и, преодолевая упругость пружины, открывает его. После прохождения кулачка пружина закрывает клапан, сажая его на седло.

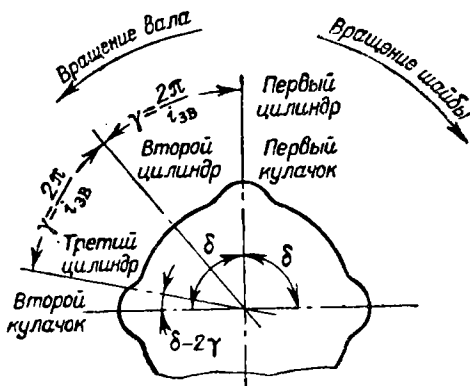
Чтобы обеспечить плотную посадку клапана в седло, между рычагом 3 и клапаном 1 при закрытом положении последнего с помощью регулировочного винта 7 устанавливают монтажный зазор Δ (см. фиг. 24.1). В рабочем состоянии цилиндры расширяются в осевом направлении в большей степени, чем тяга 4; поэтому при работе двигателя зазор Δ увеличивается.



Фиг. 24.1. Схема механизма газораспределения двигателя.

Скорость вращения и число кулачков кулачковой шайбы зависит от числа цилиндров в ряду и от направления вращения ее относительно коленчатого вала. Рассмотрим случай вращения кулачковой шайбы в сторону, обратную вращению коленчатого вала (фиг. 24.2). При числе k одноименных кулачков угол развала их на кулачковой шайбе $\delta = \frac{2\pi}{k}$. Угол развала цилиндров $\gamma = \frac{2\pi}{i_{зв}}$, где $i_{зв}$ — число цилиндров в ряду. На фиг. 24.2

первый кулачок совпадает с осью первого цилиндра. Чтобы обеспечить порядок работы цилиндров (см. гл. XVIII, 18.5), при повороте кривошипа на угол 2γ кулачковая шайба должна повернуться на угол $\delta - 2\gamma$. Тогда второй кулачок совместится с осью третьего цилиндра. Передаточное отношение привода к кулачковой шайбе будет равно:



Тогда второй кулачок совместится с осью третьего цилиндра. Передаточное отношение привода к кулачковой шайбе будет равно:

$$\frac{n_k}{n} = \frac{\delta - 2\gamma}{2\gamma}, \quad (a)$$

где n_k и n — число оборотов кулачковой шайбы и коленчатого вала.

Фиг. 24.2. К определению числа кулачков шайбы.

Цикл работы четырехтактных двигателей совершается за два оборота коленчатого вала. Поэтому при повороте коленчатого вала на угол 4π от исходного положения (фиг. 24.2) кулачковая шайба должна повернуться на угол δ с тем, чтобы второй кулачок совместился с осью первого цилиндра. Передаточное отношение привода к кулачковой шайбе будет равно:

$$\frac{n_k}{n} = \frac{\delta}{4\pi}. \quad (б)$$

Приравнявая выражения (a) и (б), получим

$$\frac{\delta - 2\gamma}{2\gamma} = \frac{\delta}{4\pi}.$$

Откуда угол между кулачками будет равен

$$\delta = \frac{4\pi}{\frac{2\pi}{\gamma} - 1} = \frac{4\pi}{i_{зв} - 1}. \quad (24.1)$$

Число кулачков будет равно

$$k = \frac{2\pi}{\delta} = \frac{i_{зв} - 1}{2}. \quad (24.2)$$

Передаточное отношение привода к шайбе будет равно

$$\frac{n_k}{n} = \frac{1}{i_{\text{св}} - 1}. \quad (24.3)$$

В случае вращения кулачковой шайбы в ту же сторону, что и коленчатый вал

$$\delta = \frac{4\pi}{i_{\text{св}} + 1}; \quad k = \frac{i_{\text{св}} + 1}{2} \quad \text{и} \quad \frac{n_k}{n} = \frac{1}{i_{\text{св}} + 1}.$$

Относительное расположение кулачков выпуска и впуска на кулачковой шайбе должно обеспечивать правильное протекание процессов выпуска и впуска у цилиндров двигателя.

Условия работы. Клапаны работают в условиях высоких температур и давлений. Выпускные клапаны в процессе выпуска непосредственно омываются горячими выхлопными газами и отдельные части их грибка нагреваются до 700° С. Это может вызвать коробление, перегрев и прогар клапанов. Поэтому выпускные клапаны мощных двигателей делают обычно с внутренним охлаждением грибков.

Впускные клапаны работают в более благоприятных условиях. В процессе всасывания они омываются свежим зарядом смеси и отдельные части их грибка нагреваются не более 400÷450° С. Поэтому они обычно не требуют внутреннего охлаждения.

Клапанные пружины и прочие звенья механизма газораспределения работают в условиях больших переменных нагрузок.

24.2. КОНСТРУКЦИЯ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

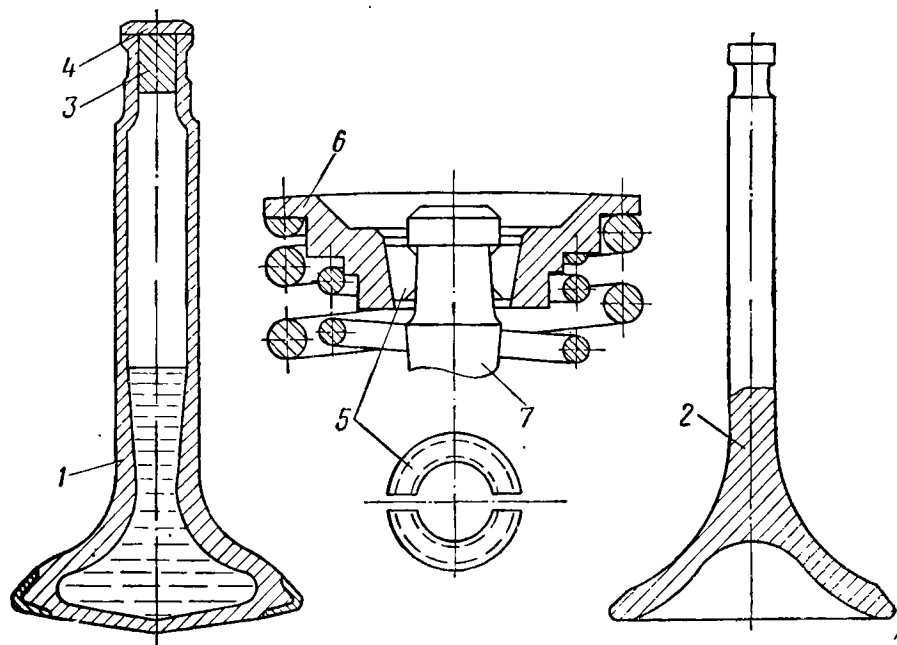
Клапаны. В соответствии с различными температурными условиями работы выпускные и впускные клапаны конструктивно различны. На фиг. 24.3 показаны клапаны выпуска 1 и впуска 2 двигателя АШ-82. Клапан выпуска пустотелый, с сильно развитым грибком.

Внутренняя полость его примерно на 50% по объему заполнена металлическим натрием. В отверстиях штока клапана запрессована пробка 3 и сверху приварена пластинка 4 из инструментальной стали. Во время работы натрий расплавляется и при движении клапана под действием сил инерции перемещается. Натрий переносит тепло от грибка к штоку, охлаждая грибок. От штока тепло через направляющую втулку переходит в головку цилиндра. Применение натрия в качестве переносителя тепла объясняется его малым удельным весом, низкой температурой плавления и высокой температурой кипения.

Клапан впуска выполнен сплошным без внутреннего охлаждения. Его грибок имеет тюльпанообразную форму. Этим обеспечивается плавная форма канала в горловине, а следовательно, и меньшие гидравлические сопротивления прохождению смеси в цилиндр.

Чтобы обеспечить лучшее прилегание (герметичность), посадочные фаски клапанов при монтаже тщательно притирают к седлам. Иногда угол фаски клапана делают на $0,5-1^\circ$ меньше угла фаски седла. При этом первоначальная ширина фаски уменьшается, что способствует более быстрой приработке клапанов во время работы.

В процессе эксплуатации двигателей часто наблюдается коробление седел клапанов, запрессованных в головку цилиндра. Это



Фиг. 24.3. Клапаны двигателя АШ-82.

1—клапан выпуска, 2—клапан впуска, 3—пробка, 4—опорная пластинка, 5—сухарники, 6—тарелка, 7—шток клапана.

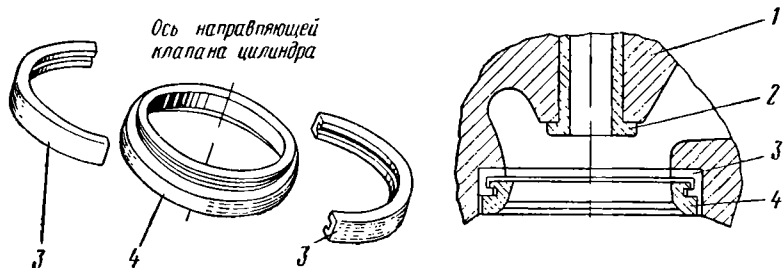
приводит к неплотному прилеганию клапана и, как следствие, к обгоранию его фаски. Чаще этот дефект встречается у выпускных клапанов и потому их фаски наплавляются жаростойкими сплавами типа нихром. Последний предохраняет их от прогара.

У двигателя АШ-82Г для уменьшения коробления седла выпускных клапанов сделаны плавающими (фиг. 24.4). Седло 4 снаружи имеет кольцевой выступ, который при монтаже входит в проточку двух полуколец 3. Полукольца запрессовывают в головку цилиндра, а седло имеет плавающую посадку. Благодаря этому при деформациях головки цилиндра коробление седла устраняется.

Штоки клапанов для уменьшения износа обрабатывают по высокому классу чистоты и часто азотируют. Торец штока воспринимает нагрузку со стороны рычага. Для уменьшения износа выпускных клапанов к торцу штока приваривают наконечник высокой твердости.

Клапанные пружины выполняют из круглой проволоки с числом рабочих витков от 4 до 8. Для повышения усталостной прочности их обдувают дробью или полируют. На каждый клапан устанавливают две-три пружины. Этим повышается надежность клапанного механизма. Направление навивки пружин делают различной с тем, чтобы в случае поломки одной из них витки ее не попали между витками другой.

Клапанные замки. Натяжение пружин клапанов осуществляется тарелками 6, которые укрепляют на штоке клапана 7 с помощью замков (см. фиг. 24.3). Замок состоит из разрезных сухариков 5, на наружной поверхности которых сделан конус. На



Фиг. 24.4. Плавающее седло клапана.

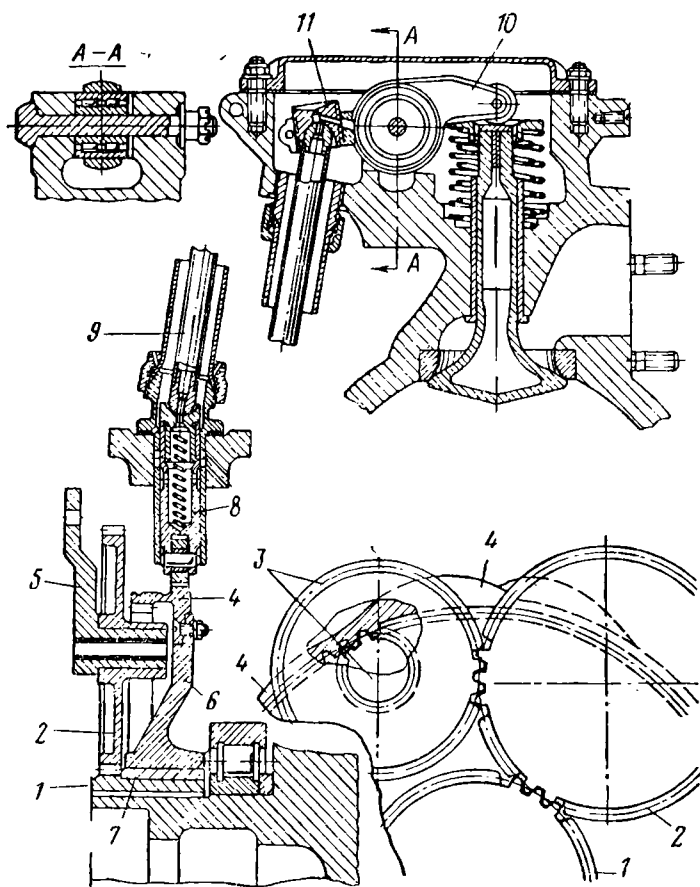
1—головка цилиндра, 2—направляющая втулка клапана, 3—полукольца, 4—седло клапана.

штоке клапана имеется кольцевая проточка, а у пружинной тарелки 6 конусное отверстие. При монтаже пружины предварительно сжимают тарелкой и закладывают сухарики в кольцевую проточку штока. После этого тарелку освобождают и она садится под действием пружин своим конусным отверстием на сухарики. Обжимая их, тарелка закрепляется на штоке клапана.

Механизм газораспределения. На фиг. 24.5 показан механизм газораспределения звездообразного двигателя АШ-82. Клапан поддерживается в закрытом состоянии под действием пружин, а привод к нему осуществляется от кулачковой шайбы 4, через толкатель 8, тягу 9 и двуплечий рычаг 10.

Кулачковая шайба 4 выполнена в виде стального кольца, укрепленного с помощью болтов на алюминиевом диске 6. На наружной поверхности кольца выполнены две кольцевые дорожки, на каждой из которых имеются по четыре кулачка, расположенных равномерно по окружности. Кулачковая шайба обслуживает работу одного ряда цилиндров двигателя. Кулачки передней дорожки управляют впускными, а задней дорожки — выпускными клапанами. Для уменьшения износа кулачки и дорожки цементированы. С внутренней стороны стального кольца нарезаны зубья внутреннего зацепления для привода шайбы. В центральном отверстии диска 6 запрессована бронзовая подшипниковая втулка 7, с помощью которой кулачковая шайба свободно сидит на ступице шестерни 1, укрепленной на шейке коленчатого вала.

Привод кулачковой шайбы осуществлен от коленчатого вала через шестеренную передачу, состоящую из цилиндрических шестерен 1, 2 и 3; шестерня 3 двухвенечная. Промежуточные шестерни 2 и 3 сидят на осях кронштейна 5, укрепленного в картере двигателя. Шестерня 1 сцеплена с промежуточной шестерней 2,



Фиг. 24.5. Механизм газораспределения двигателя АШ-82.

1—ведущая шестерня, 2—промежуточная шестерня, 3—двойная шестерня, 4—кулачковая шайба, 5—кронштейн, 6—диск кулачковой шайбы, 7—бронзовая втулка, 8—толкатель, 9—тяги, 10—рычаг, 11—регулирующий винт.

которая в свою очередь сцеплена с большим венцом шестерни 3, а последняя своим малым венцом — с зубьями кулачковой шайбы. Кулачковая шайба вращается в сторону вращения коленчатого вала; передаточное отношение привода равно $1/8$.

Толкатели 8 стальные пустотелые. Они размещены по окружности картера в бронзовых направляющих втулках. На внутреннем конце толкателей имеются ролики, которые обкатывают кулачковую шайбу и при набегаии кулачков перемещают толкатель.

Чтобы толкатель не проворачивался, у направляющей втулки сделаны прорези, куда входят ролики. На наружном конце толкателя со свободной посадкой установлен наконечник, имеющий сферическое гнездо для тяги. Пружина, вставленная в полость толкателя, выбирает зазор в механизме газораспределения.

Тяги 9 — стальные пустотелые. С обоих концов в них запрессованы стальные сферические наконечники. Тяги размещены внутри кожухов, которые защищают механизм от пыли.

Двуплечие рычаги (коромысла) 10 — стальные. Они сидят в подшипниках на осях, укрепленных в клапанной коробке цилиндра. Со стороны клапана у рычагов имеются ролики, через которые передается усилие клапану. Со стороны тяги у рычагов сделаны резьбовые отверстия, в которые ввернуты регулировочные винты 11 со сферической опорной поверхностью под тяги. С помощью регулировочного винта у клапанов устанавливают температурный зазор Δ (см. фиг. 24. 1). Стенка резьбового отверстия рычага сделана разрезной; контровка регулировочного винта 11 осуществляется стяжным болтом (см. фиг. 24. 5).

24.3. МАТЕРИАЛЫ

Клапаны изготавливают из специальных жаропрочных сталей. Для выпускных клапанов применяется сталь ЭИ69. Клапаны впуска изготавливают из менее легированных сталей ЭИ72 или ЭИ107. Фаски выпускных клапанов наплавляют жаростойким сплавом типа нихром. К концу штока приваривают наконечник из стали Х12М. Для уменьшения износа штоки клапанов часто азотируют. Клапанные пружины делают из проволочной стали 50ХФА, а сухарики замка — из бронзы БрАЖН10-4-4.

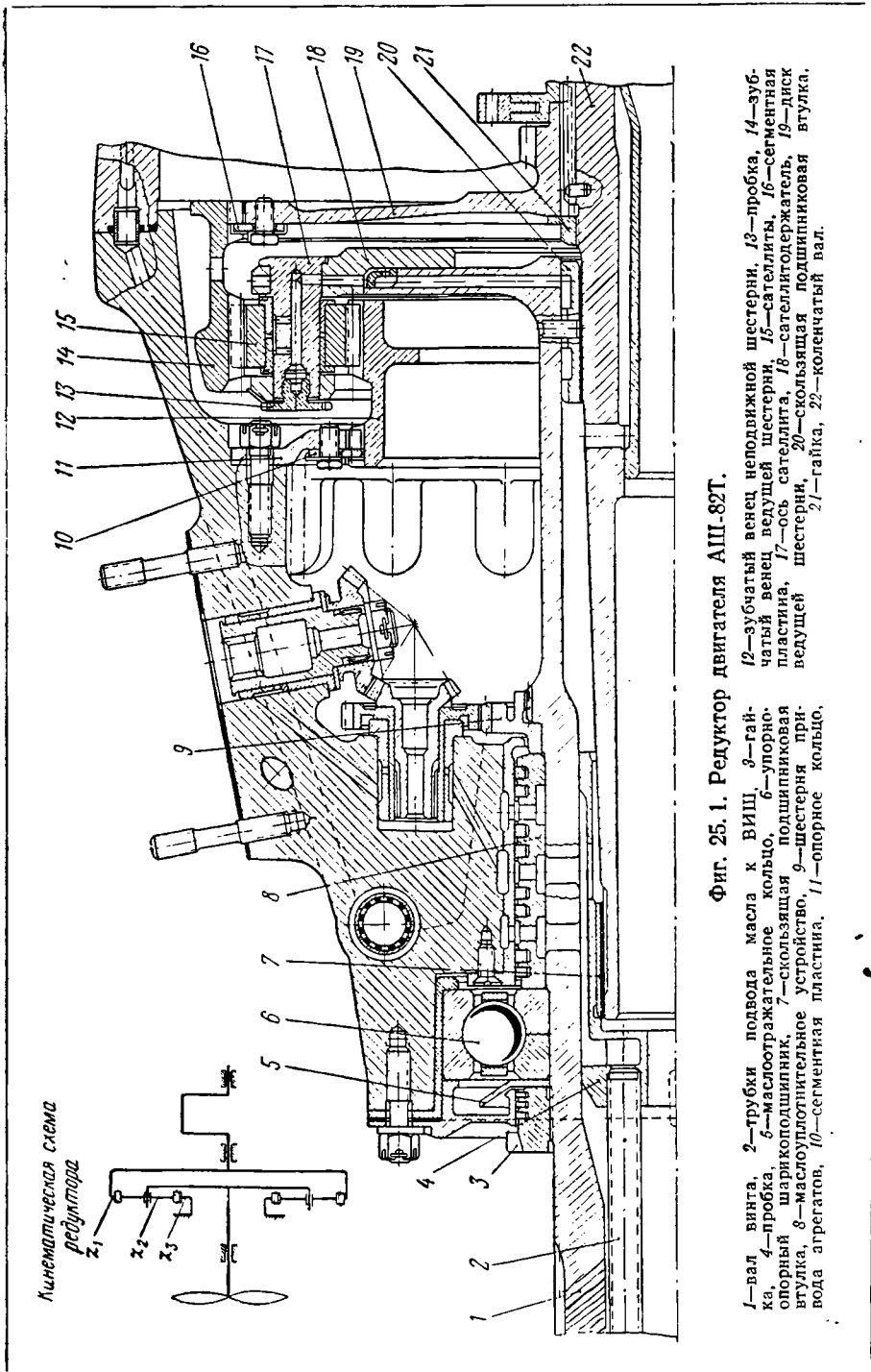
Кулачковую шайбу изготавливают из цементируемой стали 13Н5А или 12Х2Н4А. Рабочую поверхность ее цементируют; она имеет твердость $HRC > 58$. Толкатели делают из стали 12ХНЗА или 37ХНЗА, тяги — из стали 30ХГСА, а коромысла — из стали 40ХНМА.

Глава XXV

РЕДУКТОРЫ И НАГНЕТАТЕЛИ

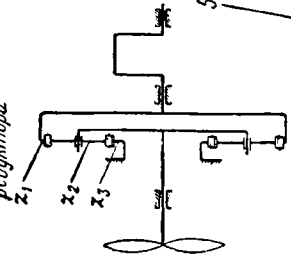
25.1. РЕДУКТОРЫ

Число оборотов поршневых двигателей составляет 2000—2600 об/мин. На таких оборотах воздушный винт имеет низкий к. п. д. Для повышения к. п. д. винта привод его (как и на ТВД) осуществляется через редуктор с передаточным отношением 0,4—0,8. Исключение составляют маломощные двигатели, на которых в целях упрощения конструкции редуктор иногда отсутствует.



Фиг. 25. 1. Редуктор двигателя АШ-82Т.

Кинематическая схема редуктора



1—вал, винта, 2—трубки подвода масла к ВИЩ, 3—гайка, 4—пробка, 5—маслоотражательное кольцо, 6—опорное опорный шарикоподшипник, 7—скользящая подшипниковая втулка, 8—маслоуплотнительное устройство, 9—шестерня привода агрегатов, 10—сегментная пластина, 11—опорное кольцо, 12—зубчатый венец неподвижной шестерни, 13—пробка, 14—зубчатый венец ведущей шестерни, 15—сателлиты, 16—сегментная пластина, 17—ось сателлита, 18—сателлитодержатель, 19—диск ведущей шестерни, 20—скользящая подшипниковая втулка, 21—гайка, 22—коленчатый вал.

На звездообразных двигателях применяют редукторы соосные, планетарного типа, чем обеспечивают равномерный подход охлаждающего воздуха ко всем цилиндрам звезды и малые габариты редуктора.

В качестве примера на фиг. 25. 1 показан планетарный редуктор АШ-82Т с передаточным отношением $i_p=0,574$. Ведущая шестерня выполнена в виде зубчатого венца внутреннего зацепления 14, установленного на шлицах диска 19. Последний своей ступицей сидит на шлицах носка коленчатого вала 22 и укреплен на нем гайкой 21.

Неподвижная шестерня выполнена в виде зубчатого венца внешнего зацепления 12, установленного на шлицах опорного кольца 11. Последний укреплен в картере редуктора с помощью шпилек. Осевое фиксирование ведущего зубчатого венца 14 на диске 19 и неподвижного зубчатого венца 12 на опорном кольце 11 осуществляется сегментными пластинками 10 и 16, которые входят в прорези шлицев зубчатых венцов и укрепляются на диске и опорном кольце винтами. Свободные шлицевые соединения с диском 19 и опорным кольцом 11 позволяют зубчатым венцам во время работы самоустанавливаться по зубьям сателлитов, обеспечивая тем самым равномерное распределение нагрузки на зубья. Зубья и шлицы венцов азотированы.

Сателлиты 15 в количестве 12 шт. имеют подшипниковые бронзовые втулки, с помощью которых они установлены на осях 17 в сателлитодержателе 18.

Оси сателлитов запрессованы в сателлитодержателе до упора в буртик и закреплены пробками 13, которые законтрены пластинчатыми замками. Сателлитодержатель выполнен в виде массивного обода с 12 окнами для сателлитов и прикреплен болтами к фланцу вала винта 1.

Вал винта 1 — пустотелый. В отверстиях его установлены пробка 4 и две подшипниковые втулки 7 и 20. С помощью последних вал винта подвижно устанавливают на носке коленчатого вала 22. На вале винта установлены цилиндрическая шестерня привода агрегатов 9, маслоуплотнительное устройство 8 и упорно-опорный шарикоподшипник 6 с маслоотражательным кольцом 5. Все эти детали закрепляют гайкой 3. На переднем конце вала винта выполнены шлицы и резьба для установки и закрепления втулки воздушного винта.

Воздушный винт с изменяемым в полете шагом двусторонней схемы. Управление винтом гидравлическое и осуществляется регулятором числа оборотов. Подача и слив масла у винта происходит по каналам в корпусе редуктора через маслоуплотнительное устройство 8 вала и по двум трубкам 2. Масло, идущее на смазку редуктора, подается внутрь вала винта, смазывает два скользящих подшипника 7 и 20 и через сверления во фланце вала и в сателлитодержателе 18 поступает в полости осей сателлитов 17 на смазку подшипниковых втулок сателлитов. Из внутренней полости вала винта масло через сверление в носке коленчатого

вала 22 проходит также на смазку передней шатунной шейки. Зубья шестерен редуктора и шариковый подшипник 6 смазываются разбрызгиванием.

25.2. НАГНЕТАТЕЛИ

Для повышения мощности и обеспечения высотности у авиационных поршневых двигателей применяют наддув. Для этой цели обычно служат центробежные низконапорные нагнетатели (компрессоры), которые просты по конструкции, имеют небольшие габариты и малый вес.

Нагнетатели могут иметь привод от коленчатого вала двигателя в виде шестеренной передачи или привод от газовой турбины, работающей на выхлопных газах поршневого двигателя. В первом случае нагнетатель входит в конструкцию поршневого двигателя, а во втором образует отдельный агрегат наддува — турбокомпрессор. В прошлом турбокомпрессоры применялись на поршневых двигателях большой высотности. На современных же поршневых двигателях, имеющих небольшую высотность, преимущественное применение находят нагнетатели с механическим приводом от коленчатого вала, которые хорошо komponуются в системе двигателя.

Рабочее колесо нагнетателя имеет 20 000—30 000 об/мин. Поэтому привод к нему от коленчатого вала осуществляется обычно через двухступенчатую шестеренную передачу с передаточным отношением 8—15. По числу скоростей приводы различают односкоростные и двухскоростные. У двигателей с высотностью до 2000 м обычно применяют односкоростной привод. При большой высотности применяют двухскоростные приводы, которые существенно улучшают высотные характеристики двигателей.

В качестве примера на фиг. 25. 2 показан нагнетатель АШ-82Т. Рабочее колесо 4 нагнетателя полузакрытого типа с 22 лопатками. Вращающийся направляющий аппарат выполнен заодно с колесом. Корпус нагнетателя состоит из двух частей — передней 6 и задней 7. Задняя часть корпуса образует коробку приводов и вход в нагнетатель. Лопаточный диффузор 5 имеет 9 лопаток и крепится к задней части корпуса. На выходе из диффузора корпуса образуют кольцевой сборник с 14 выходными патрубками 14. Через эти патрубки воздух проходит в цилиндры двигателя. На фиг. 3. 7 рабочее колесо и диффузор нагнетателя показаны отдельно.

С помощью шлицев рабочее колесо 4 установлено на валике 8. Валик нагнетателя 8 пустотелый, выполнен заодно с шестерней привода. По обе стороны рабочего колеса на валике установлены кольцевые уплотнения 3 и 9, предохраняющие от проникновения в нагнетатель масла из коробки приводов и картера двигателя. Рабочее колесо и кольцевые уплотнения закреплены на валике гайкой 1. В отверстия валика 8 запрессованы две бронзовые подшипниковые втулки, с помощью которых он подвижно устанавливается на приводном валике 2. Для восприятия осевых усилий от рабочего колеса у валика 8 сделана шаровая упорная пята 10.

Привод к нагнетателю выполнен односкоростным, двухступенчатым с передаточным отношением $i=7,27$. Состоит он из приводного валика 2 с ведущей шестерней 11, валика-перебора 13 с двумя шестернями и валика нагнетателя 8, выполненного заодно с ведомой шестерней.

На переднем конце приводного валика 2 имеются шлицы, с помощью которых он приводится от коленчатого вала двигателя. Ведущая шестерня 11 выполнена в виде зубчатого венца. Передача крутящего момента от приводного валика 2 к ведущей шестерне 11 осуществляется с помощью пружин 12, образующих в системе валика и шестерни упругую пружинную муфту.

При изменении числа оборотов двигателя пружины упругой муфты под действием возникающих инерционных нагрузок деформируются и угловые ускорения рабочего колеса уменьшаются. Этим снижается инерционная нагрузка на привод.

25.3. МАТЕРИАЛЫ

Для шестерен редуктора обычно применяют цементируемые стали 12Х2Н4А или 18ХНВА и азотируемую сталь 38ХМЮА. Соответственно этому зубья шестерен цементируют или азотируют. Вал винта и сателлитодержатель выполняют из стали 40ХНМА. Рабочее колесо нагнетателя изготавливают из легких алюминиевых сплавов Д1, АК1, АК6 или из магниевых сплавов МА2.

Корпус нагнетателя и диффузор отливают из магниевых сплавов М14 или алюминиевого сплава АЛ4. Валики и шестерни привода нагнетателя изготавливают из стали 12Х2Н4А.

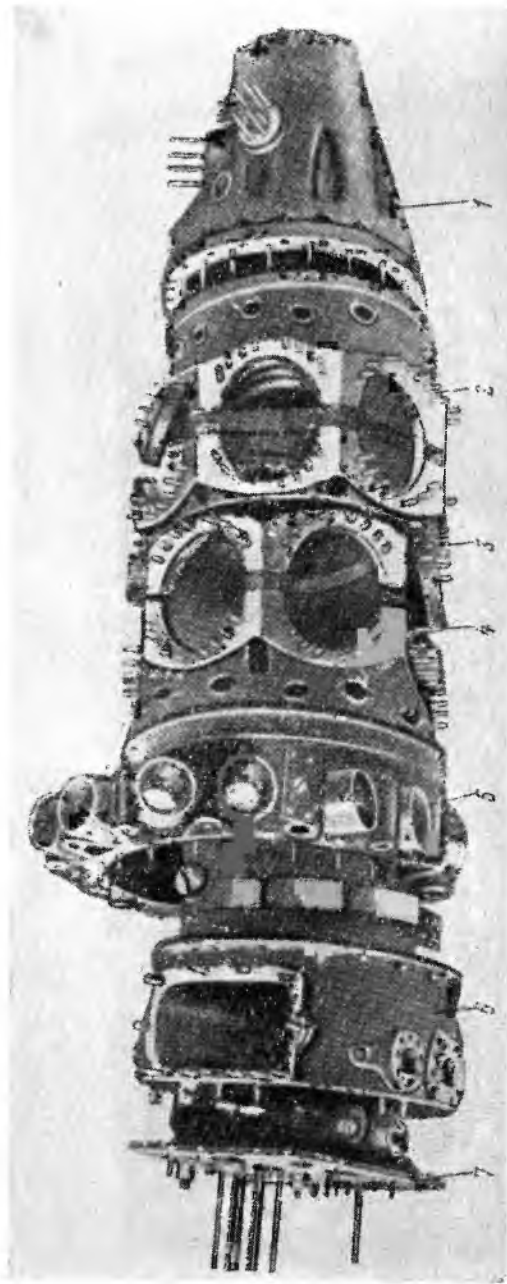
Глава XXVI

КАРТЕРЫ, ПРИВОДЫ К АГРЕГАТАМ И СИСТЕМА СМАЗКИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

26.1. КАРТЕРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Картер является основным силовым корпусом двигателя. На нем устанавливают цилиндры и агрегаты, обеспечивающие работу двигателя и самолета. Внутри картера помещены кривошипно-шатунный механизм, редуктор с валом винта, механизм газораспределения и приводы к агрегатам. Картер служит также резервуаром для масла, вытекающего из подшипников и других частей двигателя. С помощью картера двигатель крепят к раме самолета. Во время работы двигателя картер воспринимает от цилиндров, коленчатого вала и вала винта значительные нагрузки. Тяга воздушного винта передается через картер на раму самолета.

Для обеспечения сборки двигателя картеры делают составными с разъемами по плоскостям, перпендикулярным оси двигателя. На фиг. 26.1 показан картер двухрядного звездообразного двигателя



Фиг. 26. 1. Картер двухрядного звездообразного двигателя АШ-82Г.

АШ-82Т в разобранном виде. Картер состоит из передней части 2, средней части 3 и задней части 4 главного картера, носка 1, передней половины 5 и задней половины 6 корпуса нагнетателя и задней крышки 7.

В главном картере, состоящем из трех частей 2, 3 и 4, расположен на подшипниковых опорах коленчатый вал. Снаружи сделаны фланцы для крепления цилиндров. На передней 2 и задней 4 частях главного картера сделаны гнезда с фланцами для установки толкателей механизмов газораспределения.

В носке картера 1 размещен редуктор. Снаружи сделаны фланцы для крепления регулятора оборотов и других агрегатов.

Передняя половина 5 корпуса нагнетателя имеет выходные патрубки для подвода смеси к цилиндрам. Задняя половина 6 корпуса нагнетателя образует входной патрубок. Внутри расположены приводы к нагнетателю и к прочим агрегатам. С передней стороны корпуса нагнетателя укреплен лопаточный диффузор, а с задней — задняя крышка 7. На задней половине корпуса нагнетателя 6 и на задней крышке 7 выполнены фланцы для крепления агрегатов.

Отдельные части картера скреплены между собой с помощью болтов и шпилек; части главного картера 2, 3 и 4 скрепляются между собой призонными болтами по перемычкам между гнездами для цилиндров.

26.2. ПРИВОДЫ К АГРЕГАТАМ

Для обеспечения работы двигателя и обслуживания самолета на двигателе устанавливают различные агрегаты. К агрегатам двигателя относятся: топливные и масляные насосы, магнето, регулятор оборотов ВИШ, счетчики оборотов, стартер и пр.; к самолетным агрегатам относятся: генератор, гидронасос, воздушный насос высокого давления и пр.

Агрегаты звездообразных двигателей располагают на корпусе редуктора и на коробке агрегатов, которая образуется задним корпусом нагнетателя и крышкой. В первом случае агрегаты приводятся от вала винта, а во втором — от хвостовика коленчатого вала.

Привод к агрегатам осуществляется через шестеренные передачи, обеспечивающие необходимое число оборотов для нормальной работы агрегатов.

26.3. СМАЗКА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Смазка двигателей служит для уменьшения трения и отвода тепла от трущихся поверхностей. Масло применяют также в качестве рабочей жидкости в системе управления ВИШ.

Скользящие подшипники смазываются принудительным подводом к ним масла под давлением. Поршни и цилиндры, поршневые пальцы, шестерни, подшипники качения и пр. детали смазываются

обычно разбрызгиванием. Для смазки клапанного механизма звездообразных двигателей иногда применяют консистентную смазку. Для смазки поршневых двигателей обычно применяют минеральные масла МК-22 или МС-20.

Система смазки поршневых двигателей, так же как ГТД, циркуляционная под давлением $4 \div 8 \text{ кг/см}^2$ и осуществляется по принципу «сухого картера». Масло с помощью насосов циркулирует по замкнутому кругу: маслобак—двигатель—радиатор—маслобак. Удельный циркуляционный расход масла (прокачка) составляет $1,5 \div 3 \text{ кг/л. с. ч.}$ Абсолютный расход масла находится в пределах $5 \div 20 \text{ г/л. с. ч.}$

26. 4. МАТЕРИАЛЫ

Отдельные части картеров отливают из алюминиевых сплавов АЛ4 и АЛ5 или из магниевых сплавов МЛ4. Средние части картера, несущие цилиндры, часто изготавливают штамповкой из алюминиевых сплавов АК5 и АК6 или из стали 40ХНМА.

Шестерни и валики приводов к агрегатам изготавливают из материалов, указанных в 12. 3 гл. XII.

Глава XXVII

СИСТЕМА ЗАЖИГАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

27. 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Система зажигания обеспечивает воспламенение рабочей смеси в цилиндрах двигателя. Обычно применяют двойную систему зажигания, при которой воспламенение в цилиндрах производится одновременно в двух точках от двух независимых источников зажигания. Этим обеспечивается надежность работы двигателя, а также улучшение условий горения рабочей смеси.

В систему зажигания входят: запальные свечи, два магнето, экранированные провода с арматурой, переключатель и пусковое устройство.

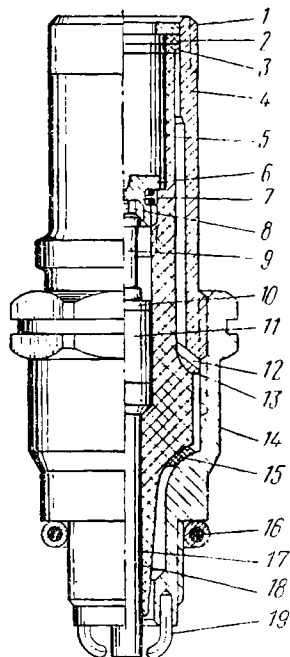
27. 2. ЗАПАЛЬНЫЕ СВЕЧИ

Свеча представляет собой разрядник тока, между центральным и боковыми электродами которого при зажигании проскакивает искра. Зазор между электродами называют *искровым промежутком*, а напряжение, при котором происходит электрический разряд — *пробивным напряжением*. Искровой промежуток свечи составляет $0,3 \div 0,4 \text{ мм}$, а пробивное напряжение $10\,000 \div 12\,000 \text{ в}$. Авиационные свечи обычно делают с керамической изоляцией. Для уменьшения радиопомех свечи экранируют.

На фиг. 27. 1 показана свеча СД-49С, которая состоит из сердечника и корпуса. Основой сердечника является керамический изолятор 5, в центральной части которого на термоцементе 17 укреплен центральный электрод 18. На электроде расположены: токопроводящий элемент 11, прокладка 10 и омическое сопротивление 9. Последнее укреплено в сердечнике с помощью пружины 8 и контактной головки 6, установленной на термоцементе 7. Сопротивление 9 служит для уменьшения эрозии электродов.

Стальной корпус 14 со стороны ввертной части имеет наружную резьбу и два боковых электрода 19, припаянных медью. Стальной экран 4 экранирует токонесущие части свечи. Он ввертывается в корпус на резьбе и закрепляет в нем сердечник. Для уплотнения между корпусом и сердечником установлено медное кольцо 15, а между сердечником и экраном — мягкая латунная шайба 13 и стальное пружинное кольцо 12. В верхней части между сердечником и экраном установлены две паронитовые прокладки 2 и 3 и стальное кольцо 1. Медное кольцо 16 служит для уплотнения при заворачивании свечи в цилиндр.

При работе свечи подвергаются действию высоких температур и давлений. Тепловая напряженность свечи определяется ее теплопроводностью и внешним охлаждением. В соответствии с этим свечи различают горячие, средние и холодные. Для обеспечения нормального теплового режима свечей последние подбирают к двигателю в соответствии с их тепловой характеристикой. Ресурс работы свечей ограничивается обгоранием электродов и нагарообразованием на них.



Фиг. 27. 1. Разрез свечи СД-49С.

1—кольцо экрана, 2 и 3—прокладки, 4—экран, 5—керамический изолятор, 6—контактная головка, 7 и 17—термоцемент, 8—пружина, 9—омическое сопротивление, 10—прокладка, 11—токопроводящий элемент, 12—пружинное кольцо, 13—шайба, 14—корпус, 15 и 16—уплотнительные кольца, 18—центральный электрод, 19—боковые электроды.

27. 3. АВИАЦИОННЫЕ МАГНЕТО

Магнето является генератором тока высокого напряжения. Оно содержит магнитоэлектрический генератор переменного тока, трансформатор, прерыватель и распределитель.

По принципу устройства магнитной системы авиационные магнето бывают двух типов: с постоянным магнитом в роторе — роторный тип и с неподвижным постоянным магнитом — коммутаторный тип. Отечественные авиационные магнето преимущественно выполняются роторного типа, четырехполюсными, т. е.

с образованием четырех искр за один оборот ротора (четырёх-искровые). Магнето делают с фиксированным — с нерегулируемым в процессе работы искрообразованием и с автоматом угла опережения зажигания.

Схема четырёхискрового магнето роторного типа с автоматом опережения зажигания показана на фиг. 27. 2. Ротор магнето 16 состоит из постоянного магнита с четырьмя полюсными наконечниками 15, расположенными относительно друг друга под углом 90° . Два полюсных башмака 12 и сердечник трансформатора 8 образуют магнитопровод и соединены на массу. На сердечник трансформатора 8 намотаны первичная 11 и вторичная 10 обмотки.

Первичная обмотка 11 состоит из $150 \div 200$ витков медной проволоки диаметром $0,8 \div 1,1$ мм. Один конец ее припаян к сердечнику 8, а другой подключен через пружину рычажка к подвижному контакту 18 прерывателя.

Прерыватель состоит из контактов 18 и кулачковой шайбы 5. Неподвижный контакт прерывателя соединен на массу. Под действием пружины контакт 18 находится в замкнутом состоянии. Кулачковая шайба 5 имеет кулачки, число которых равно числу цилиндров двигателя. Кулачковая шайба сидит на валике и через пару шестерен 17 и 6 получает вращение от ротора 16. Параллельно прерывателю включен конденсатор 9.

Вторичная обмотка 10 состоит из $9000 \div 13\,000$ витков медной проволоки диаметром $0,06 \div 0,07$ мм. Один конец ее соединен с концом первичной обмотки, идущим к контакту 18, а другой — с центральным электродом 1 распределителя.

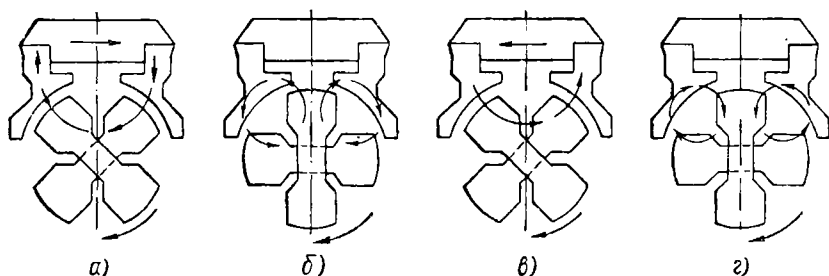
Распределитель состоит из распределительной колодки 2 и бегунка 3 с двумя электродами — рабочим 19 и пусковым 20. Бегунок сидит на валике шайбы 5, вращаясь от ротора 16. Распределительная колодка 2 имеет контакты (по числу цилиндров), каждый из которых соединен проводами с центральными электродами свечей 4.

Включение и выключение системы зажигания производится переключателем. На фиг. 27. 2 показаны положения включения и выключения переключателя. При выключении системы зажигания первичная цепь замыкается переключателем на массу.

Работа магнето. Ток высокого напряжения в магнето возникает при изменении магнитного потока в сердечнике трансформатора 8. При положениях ротора *a* и *в* (фиг. 27. 3) магнитный поток ротора замыкается через сердечник трансформатора 8, а при положениях ротора *б* и *г*, называемых нейтральными, через полюсные башмаки 12. При вращении ротора 16 в сердечнике трансформатора возникает основной переменный магнитный поток: пересекая витки обмоток, магнитный поток каждый раз индуцирует в них электродвижущую силу — ЭДС. При замкнутых контактах 18 по первичной обмотке пойдет ток низкого напряжения, образующий, в свою очередь, в сердечнике трансформатора электромагнитный поток с обратным к основному направлением.

Эти два магнитных потока в сердечнике δ суммируются, индуцируя во вторичной обмотке ЭДС. Однако последняя недостаточна для искрообразования. Увеличение ЭДС во вторичной обмотке достигается разрывом первичной цепи прерывателем 5 в момент максимального значения тока в ней. При этом суммарный магнитный поток в сердечнике трансформатора резко изменяется по величине и, пересекая с большой скоростью вторичную обмотку, возбуждает в ней ЭДС порядка $10\,000 \div 20\,000$ в. Полученная ЭДС обеспечивает искрообразование у свечи.

Угол между нейтральным положением ротора (положение $б$ и $з$ на фиг. 27.3) и положением его в момент размыкания первичной



Фиг. 27.3. Схема работы магнето.

цепи, который называется абрисом, регулируется в магнето угловым смещением контактов 18 относительно кулачковой шайбы 5 (см. фиг. 27.2). Конденсатор 9 увеличивает интенсивность разряда на электродах свечи и уменьшает искрение контактов 18 прерывателя.

Автомат опережения зажигания центробежного типа изменяет угол опережения зажигания в зависимости от числа оборотов двигателя. Этим достигается повышение КПД двигателя на промежуточных режимах работы.

Автомат состоит из двух центробежных грузиков 13 (см. фиг. 27.2), соединяющих ведущий валик с ротором 16 . Каждый грузик состоит из двух частей, соединенных между собой шарнирно осью. Относительное положение их при работе обеспечивается пластинчатой тарированной пружиной 14 . Ведущие части грузиков сидят на двух осях основания автомата, жестко соединенного с ведущим валиком, а ведомые — на двух осях ротора 16 .

При вращении ротора грузики 13 находятся под действием центробежных сил и сил упругости пластинчатых пружин 14 . Каждому числу оборотов ротора будет соответствовать свое положение грузиков. Так при увеличении числа оборотов грузики 13 под действием возрастающих центробежных сил, преодолевая упругость пружин 14 , будут раздвигаться, вращаясь вокруг своих осей, и поворачивать по вращению (опережать) ротор 16 относительно ведущего валика, а следовательно, и коленчатого вала. Благодаря этому угол опережения зажигания увеличивается. При уменьше-

нци числа оборотов угол опережения зажигания будет уменьшаться.

Передаточное отношение в приводе к магнето зависит от числа цилиндров i двигателя. Для четырехтактного двигателя с четырехискровым магнето $k=i/8$. Передаточное отношение k_1 шестерен 17 и 6 (см. фиг. 27.2) передачи к прерывателю и распределителю составляет $k_1=4/i$. Таким образом передаточное отношение от коленчатого вала к прерывателю и распределителю равно 0,5.

27.4. ЭКРАНИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЗАЖИГАНИЯ

Во время работы магнето вокруг проводников и агрегатов зажигания возникает переменный магнитный поток, который вызывает радиопомехи и нарушает нормальную работу радиоаппаратуры. Для уменьшения радиопомех систему зажигания во всех ее токонесущих частях экранируют, т. е. заключают в специальные металлические кожухи, изготавливаемые из немагнитных материалов, которые соединяют с массой двигателя. Для экранировки обычно применяют алюминий и реже медь, обладающие наибольшим омическим сопротивлением.

27.5. ПУСКОВОЕ ЗАЖИГАНИЕ

Рабочее магнето обеспечивает искрообразование у свечей на оборотах двигателя выше 80–100 об/мин и потому запуск двигателя осуществляется с помощью пусковой индукционной катушки или посредством пускового вибратора, приключенного к трансформатору рабочего магнето. На маломощных двигателях часто применяют специальное пусковое магнето, имеющее ручной привод. В случае применения индукционной катушки или пускового магнето ток высокого напряжения подводится от них непосредственно к пусковому электроду распределителя рабочего магнето.

ЛИТЕРАТУРА

1. Авиационные двигатели, под редакцией М. А. Левина и Г. В. Сеничкина, Машгиз, 1951.
2. Авиационные поршневые двигатели, под редакцией И. Ш. Неймана, Оборонгиз, 1950.
3. Масленников М. М. и Рапипорт М. С., Авиационные поршневые двигатели, Оборонгиз, 1951.
4. Бейзельман Р. Д. и Ципкин Б. В., Подшипники качения, Машгиз, 1951.
5. Боднер В. А., Автоматика авиационных двигателей, Оборонгиз, 1956.
6. Братухин И. П., Проектирование и конструкция вертолетов, Оборонгиз, 1955.
7. Даревский В. М. и Карташкин Б. Д., Методика расчета на прочность и устойчивость корпусов турбореактивных двигателей, Оборонгиз, 1956.
8. Жирицкий Г. С., Авиационные газовые турбины, Оборонгиз, 1950.
9. Жирицкий Г. С., Конструкция и расчет на прочность деталей паровых турбин, Госэнергоиздат, 1955.
10. Залманзон Л. А. и Черкасов Б. А., Регулирование ГТД и ПВРД, Оборонгиз, 1956.
11. Кудрявцев В. Н., Зубчатые передачи, Машгиз, 1958.
12. Кудрявцев В. Н., Планетарные передачи, Машгиз, 1959.
13. Кулагин И. И., Теория авиационных двигателей, Оборонгиз, 1958.
14. Кузьмин Г. А. и Демидович В. М., Исследование работы высокооборотных роликовых подшипников ГТД при подаче больших количеств масла, Труды КАИ, вып. XXXIII и XXXIV, 1958.
15. Кузьмин Г. А., К вопросу о влиянии массы вала ротора на его критические обороты, Труды КАИ, вып. XXXIV, 1958.
16. Кузьмин Г. А., К вопросу выносов сечений в плоскости вращения у рабочих лопаток осевых компрессоров и турбин, Труды КАИ, вып. 60, 1961.
17. Кузьмин Г. А., Передаточные отношения и КПД дифференциальных редукторов ТВД, Труды КАИ, вып. XXXIII и XXXIV, 1958.
18. Кузьмин Г. А., Расчет на прочность дисков турбомашин, находящихся в упругом состоянии, Труды КАИ, вып. 55, 1960.
19. Штода А. В. и др., Конструкция авиационных газотурбинных двигателей, Военное издательство, 1961.
20. Поликовский В. И., Самолетные силовые установки, Оборонгиз, 1952.
21. Пономарев С. Д. и др., Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении, Машгиз, 1950—1958.
22. Скубачевский Г. С., Авиационные газотурбинные двигатели, Оборонгиз, 1955.
23. Степанов Г. Ю., Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей, Машгиз, 1958.
24. Стечкин Б. С., Казанджан П. К. и др., Теория реактивных двигателей, Оборонгиз, 1956 и 1958.
25. Тимошенко С. П., Пластинки и оболочки, Гостехиздат, 1948.
26. Тимошенко С. П., Теория колебания в инженерном деле, ГИТИ, 1959.
27. Тимошенко С. П., Устойчивость упругих систем, Гостехиздат, 1946.
28. Швец И. Т. и Дыбан Е. П., Воздушное охлаждение роторов газовых турбин, Издательство Киевского Университета, 1959.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие	3
Введение	5
1. Классификация двигателей	5
2. Основные удельные параметры авиационных двигателей	5
3. Краткий обзор развития и современное состояние авиационных двигателей	7

Часть первая

АВИАЦИОННЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

<i>Глава I. Типы ГТД и их классификация</i>	10
<i>Глава II. Осевые компрессоры</i>	17
2.1. Общие сведения	17
2.2. Конструкция ротора	27
2.3. Конструкция статора	33
2.4. Зазоры и уплотнения ротора компрессора	41
2.5. Профилирование лопаток компрессора	44
2.6. Расчет на прочность	45
2.7. Материалы	74
<i>Глава III. Центробежные компрессоры</i>	74
3.1. Общие сведения	74
3.2. Конструкция ротора	79
3.3. Конструкция статора	84
3.4. Зазоры между статором и рабочим колесом	89
3.5. Расчет рабочего колеса на прочность	89
3.6. Материалы	93
<i>Глава IV. Газовые турбины</i>	93
4.1. Общие сведения	93
4.2. Конструкция ротора	95
4.3. Конструкция статора	104
4.4. Зазоры между ротором и статором турбины	113
4.5. Охлаждение турбин	115
4.6. Построение профиля лопатки	119
4.7. Расчет на прочность	122
4.8. Материалы	140

Глава V. Колебания лопаток и дисков	141
5.1. Общие сведения	141
5.2. Собственные колебания лопаток	143
5.3. Вынужденные колебания лопаток	145
5.4. Колебания дисков	147
Глава VI. Уравновешивание роторов ГТД	149
6.1. Общие сведения	149
6.2. Уравновешивание вращающихся масс	150
6.3. Статическая и динамическая балансировка роторов	154
Глава VII. Валы и опоры роторов	157
7.1. Общие сведения	157
7.2. Валы	158
7.3. Соединение роторов	159
7.4. Подшипники роторов ГТД	162
7.5. Осевое фиксирование роторов двигателей	167
7.6. Конструкция подшипниковых узлов	170
7.7. Нагрузки на валы и подшипники	173
7.8. Расчет на прочность	181
7.9. Материалы	188
Глава VIII. Критические числа оборотов валов ротора	189
8.1. Общие сведения	189
8.2. Гармоническое движение	189
8.3. Собственные изгибные колебания вала	190
8.4. Критическое число оборотов вала с одним диском	191
8.5. Критическое число оборотов вала с несколькими дисками	195
8.6. Критическое число оборотов вала с учетом его массы	197
8.7. Критическое число оборотов вала переменного сечения с несколькими дисками	198
8.8. Критическое число оборотов вала в случае прецессионного его движения	201
Глава IX. Камеры сгорания	204
9.1. Общие сведения	204
9.2. Конструкция камер сгорания	210
9.3. Расчет на прочность	220
9.4. Материалы	222
Глава X. Выходные устройства и форсажные камеры	223
10.1. Общие сведения	223
10.2. Конструкция выходных сопел	230
10.3. Расчет на прочность	235
10.4. Материалы	236
Глава XI. Редукторы ТВД	237
11.1. Общие сведения	237
11.2. Кинематические схемы и передаточные отношения редукторов	239
11.3. Элементы конструкции редукторов	247

11. 4. Расчет на прочность зубьев шестерен	257
11. 5. Втулки воздушных винтов	262
11. 6. Материалы	269
Глава XII. Приводы к агрегатам ГТД	269
12. 1. Общие сведения	269
12. 2. Схемы приводов и их конструкция	270
12. 3. Материалы	275
Глава XIII. Система силовых корпусов ГТД	275
13. 1. Общие сведения	275
13. 2. Силы газов	277
13. 3. Инерционные нагрузки и силы веса	282
13. 4. Крепление двигателя к самолету	282
13. 5. Расчет на прочность	284
Глава XIV. Система смазки ГТД	286
14. 1. Общие сведения	286
14. 2. Схемы смазки ГТД	290
14. 3. Конструкция агрегатов маслосистемы	294
14. 4. Материалы	302
Глава XV. Топливная система ГТД и ее агрегаты	303
15. 1. Общие сведения	303
15. 2. Схемы топливной системы ГТД	308
15. 3. Конструкция агрегатов топливной системы	311
15. 4. Материалы	324
Глава XVI. Регулирование ГТД	324
16. 1. Общие сведения	324
16. 2. Регуляторы чисел оборотов	329
16. 3. Регуляторы расхода топлива	336
16. 4. Собственная устойчивость ГТД	337
16. 5. Системы регулирования ГТД	339
Глава XVII. Агрегаты запуска ГТД	352
17. 1. Общие сведения	352
17. 2. Типы стартеров	354
17. 3. Воспламенительные устройства	358
17. 4. Катушка зажигания	360

Часть вторая

АВИАЦИОННЫЕ ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Глава XVIII. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма	362
18. 1. Кинематика нормального кривошипно-шатунного механизма	365
18. 2. Силы инерции кривошипно-шатунного механизма	368
18. 3. Силы давления газов	371
18. 4. Суммарные силы от одного цилиндра	374
	141

18. 5. Порядок зажигания	375
18. 6. Суммирование сил T и Z кривошипа	377
18. 7. Сила, действующая на шатунную шейку коленчатого вала	378
18. 8. Крутящий момент	378
18. 9. Опрокидывающий момент	379
Глава XIX. Уравновешивание поршневых двигателей	380
19. 1. Общие сведения	380
19. 2. Уравновешивание однорядных звездообразных двигателей	381
19. 3. Уравновешивание двухрядных звездообразных двигателей	384
19. 4. Маятниковые противовесы-гасители крутильных колебаний	386
Глава XX. Коленчатые валы	390
20. 1. Общие сведения	390
20. 2. Конструкция коленчатых валов	390
20. 3. Расчет на прочность	39
20. 4. Материалы и способы увеличения прочности коленчатых валов	40
Глава XXI. Шатуны	402
21. 1. Общие сведения	402
21. 2. Конструкция шатунов	40
21. 3. Расчет на прочность	405
21. 4. Материалы и способы увеличения прочности шатунов	408
Глава XXII. Поршни	408
22. 1. Общие сведения	408
22. 2. Конструкция поршня	409
22. 3. Поршневые кольца	410
22. 4. Поршневые пальцы	412
22. 5. Расчет на прочность	413
22. 6. Материалы	415
Глава XXIII. Цилиндры	415
23. 1. Общие сведения	415
23. 2. Конструкция цилиндров	415
23. 3. Расчет на прочность	417
23. 4. Материалы	418
Глава XXIV. Газораспределение	418
24. 1. Общие сведения	418
24. 2. Конструкция механизма газораспределения	421
24. 3. Материалы	425
Глава XXV. Редукторы и нагнетатели	425
25. 1. Редукторы	425
25. 2. Нагнетатели	428
25. 3. Материалы	429
Глава XXVI. Картеры, приводы к агрегатам и система смазки поршневых двигателей	429
26. 1. Картеры двигателей	429

	<i>Стр.</i>
26. 2. Приводы к агрегатам	431
26. 3. Смазка поршневых двигателей	431
26. 4. Материалы	432
<i>Глава XXVII. Система зажигания поршневых двигателей</i>	<i>432</i>
27. 1. Общие сведения	432
27. 2. Запальные свечи	432
27. 3. Авиационные магнето	433
27. 4. Экранирование системы зажигания	437
27. 5. Пусковое зажигание	437
<i>Литература</i>	<i>438</i>

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
24	19 снизу	выхлопного	выходного
262	2 снизу	(саморотации)	(саморотация)
313	15 сверху	в обоймы	в обойме
336	10 и 11 сверху	их положение зависит только от	их положение не зависит от
383	14 сверху	однородных	однорядных
403	4 сверху	запрессовывает	запрессовывают

Заказ 129/1774

Георгий Анатольевич Кузьмин

КОНСТРУКЦИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Издательский редактор *Н. С. Агейчева*

Техн. ред. *В. П. Рожин*

Г-81519.

Подписано в печать 19/Х 1962 г.

Учетно-изд. л. 27,62

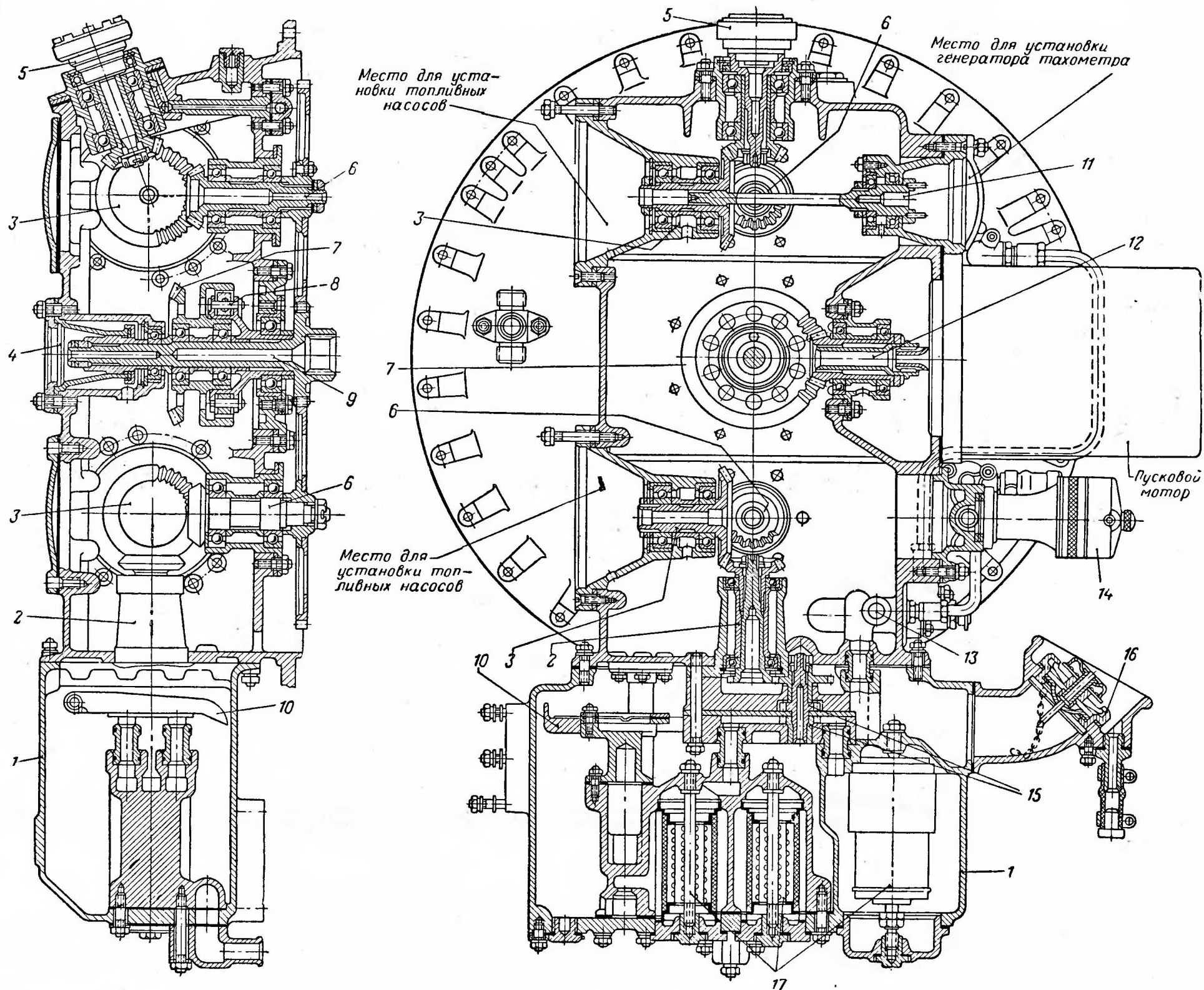
Формат бумаги $60 \times 92^{1/16} = 14,50$ бум. л.—29 печ. л., в т. ч. 4 вкл.

Цена 1 р. 12 к.

Тираж 7000 экз.

Зак. 129/1774

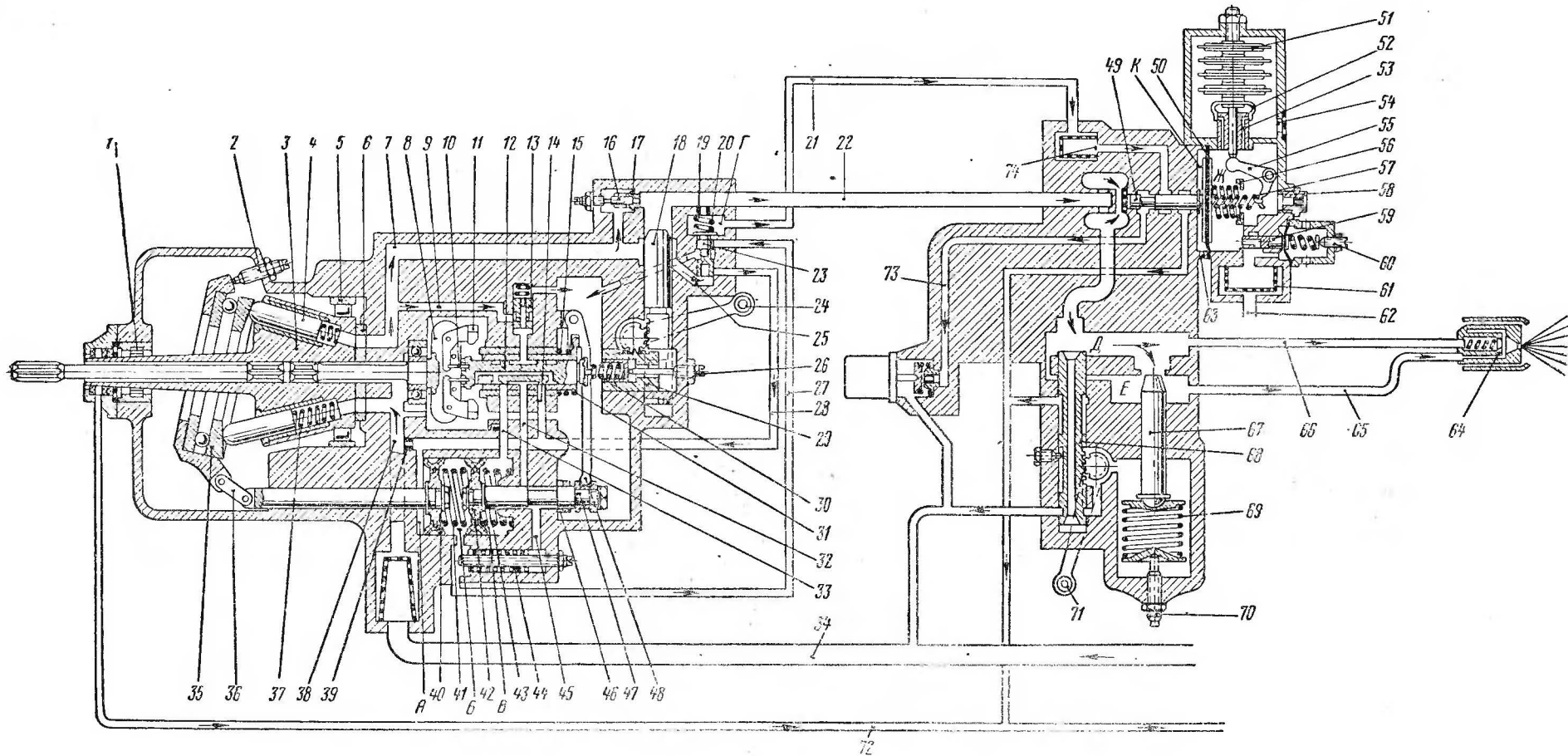
Типография Оборонгиза



Фиг. 12. 6. Коробка приводов агрегатов ТРД с центробежным компрессором.

1—маслосборник, 2—привод маслоснасоса, 3—приводы топливных насосов, 4—суфлер, 5—привод коробки самолетных агрегатов, 6—промежуточные передачи, 7—шестерня привода стартера, 8—храповая муфта, 9—главный приводной вал, 10—масляный лоток, 11—привод генератора

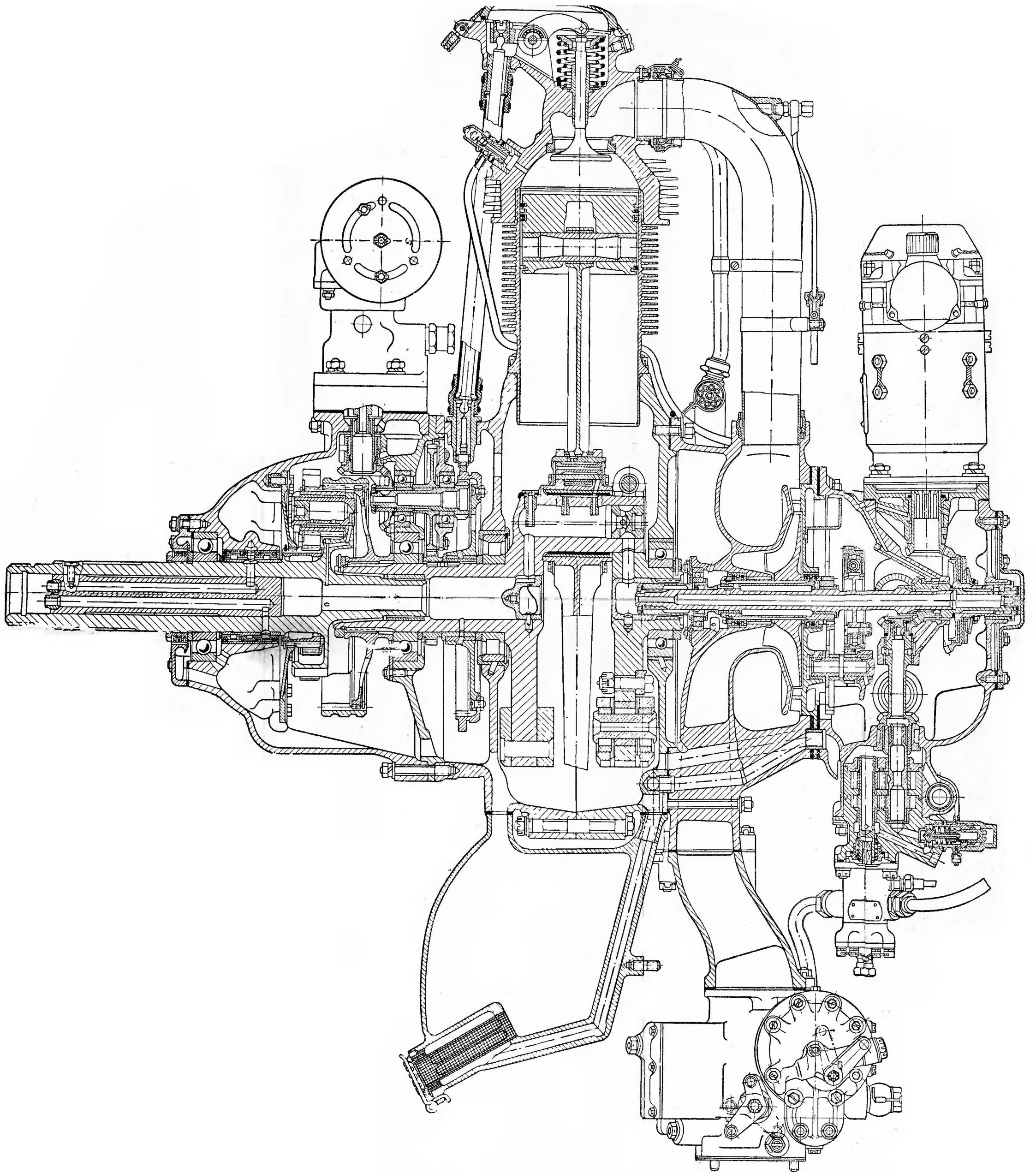
тахометра, 12—привод стартера, 13—редукционный клапан, 14—датчик маслоснасоса, 15—маслофильтры, 16—горловина для заливки масла, 17—маслофильтры.



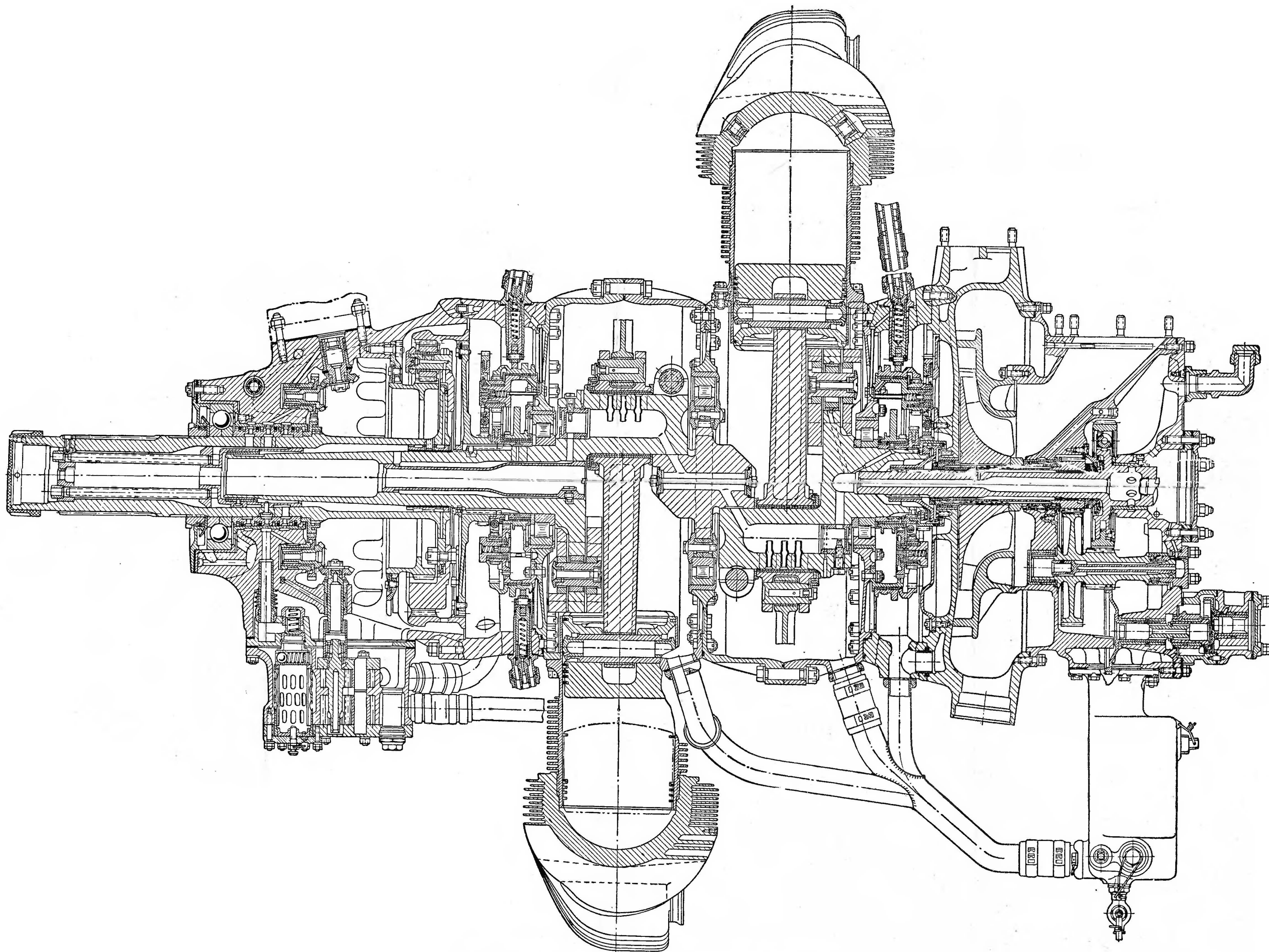
Фиг. 16.11. Схема питания и регулирования ТРД с изодромным регулятором числа оборотов и с регулятором расхода топлива.

1 и 5—подшипники ротора, 2—регулирующий винт, 3—ротор, 4—плунжер, 6—распределительный золотник, 7—нагнетающий канал насоса, 8—ловодок, 9—каналы, 10—штифты грузиков, 11—грузики, 12—золотник, 13—клапан, 14—канал, 15—пружина, 16—игла, 17—жиклер холостого хода, 18—игла дроссельного крана, 19—жиклер, 20—пружина, 21—канал, 22—канал, 23—золотник, 24—рычаг управления, 25—канал, 26—упорный винт, 27 и 28—каналы, 29—зубчатая рейка, 30—пружина, 31—гильза, 32—канал, 33—канал, 34—канал подвода топлива, 35—наклонная шайба, 36—серьга, 37—пружина, 38—всасывающий канал насоса, 39—жиклер,

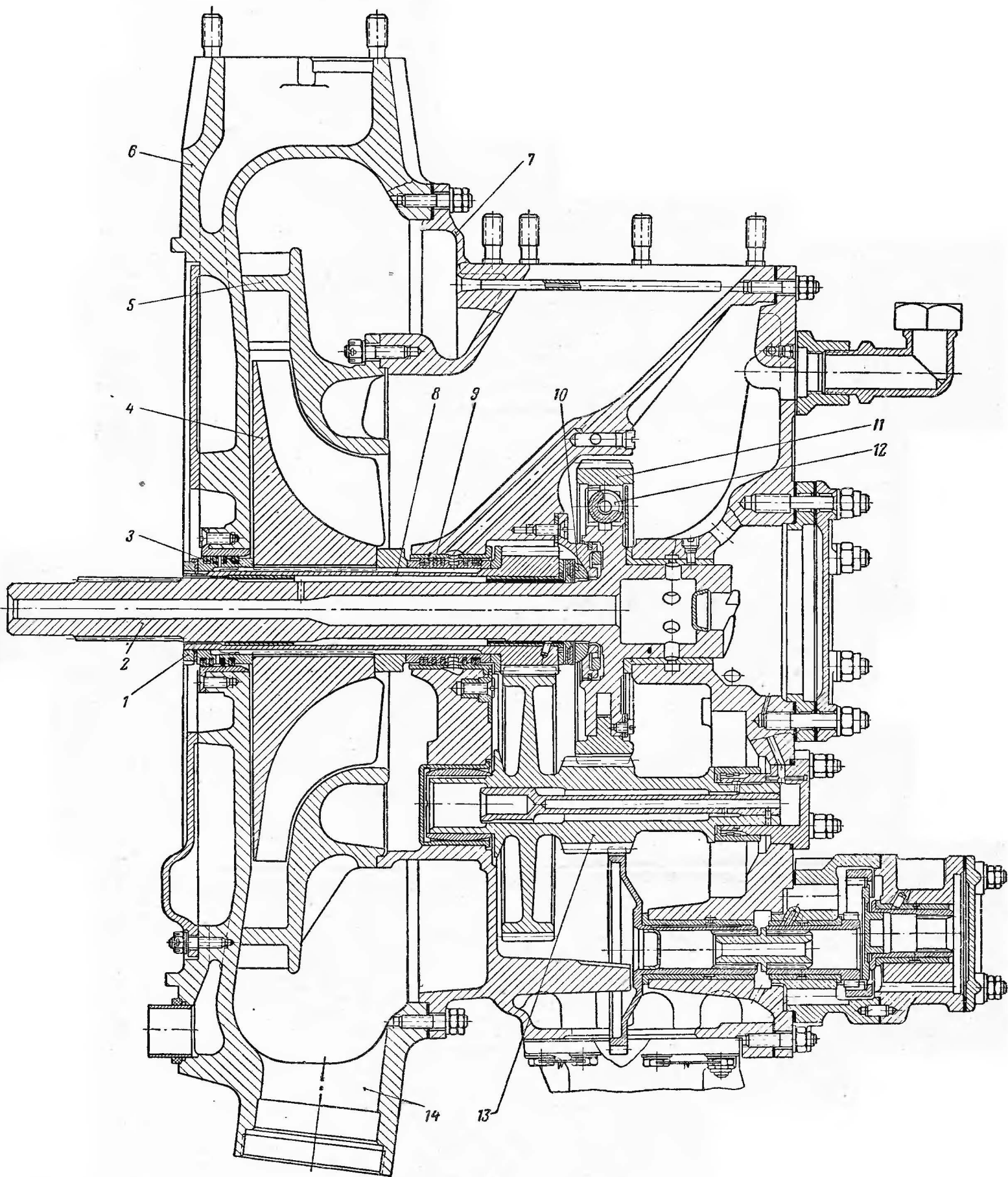
40—сервопоршень, 41 и 43—пружины, 42—поршень изодрома, 44—дросселирующий пакет, 45—канал, 46—канал, 47—золотник изодрома, 48—рычаг обратной связи, 49—золотник автомата приемистости, 50—мембрана, 51—анероид, 52—скоба, 53—канал, 54—отверстие, 55—рычаг, 56 и 57—пружина, 58—жиклер, 59—регулирующая игла, 60—регулирующий винт, 61—фильтр, 62—канал, 63—отверстие, 64—рабочая форсунка, 65—основная магистраль, 66—вспомогательная магистраль, 67—игла распределителя топлива, 68—золотник стоп-крана, 69—пружина, 70—регулирующий винт, 71—рычаг управления стоп-краном, 72—дренажная трубка, 73 и 74—каналы.



Фиг. 18.2. Продольный разрез звездообразного двигателя АИ-14Р.



Фиг. 18.3. Продольный разрез двухрядного звездообразного двигателя АИ-82Т.



Фиг. 25.2. Нагнетатель двигателя АИШ-82Т.

1—гайка, 2—валик привода нагнетателя, 3—кольцевое уплотнение, 4—рабочее колесо нагнетателя, 5—лопаточный диффузор, 6—передний корпус нагнетателя, 7—задний корпус нагнетателя, 8—валик рабочего

колеса, 9—кольцевое уплотнение, 10—шаровая пята, 11—ведущая шестерня валика привода нагнетателя, 12—пружины шестерни, 13—валки перебора привода нагнетателя, 14—выходной патрубок.