

**основы
теории
и конструирования
объемных
гидропередач**



Основы теории и конструирования объемных гидропередач. Кулагин А. В., Демидов Ю. С., Прокофьев В. Н., Кондаков Л. А. «Высшая школа», 1967, стр. 400.

В книге рассматриваются рабочий процесс и проектирование выходного звена силового электрогидропривода, поршневые гидромашинны. Большое внимание уделяется рабочим жидкостям и особенно уплотнениям, анализу их рабочего процесса и конструированию. Устанавливается зависимость между кинематическими свойствами гидромашинны и динамическими свойствами ее линейной модели вместе с нагрузкой. Анализируются детерминированные командным сигналом машинные помехи, выявляется влияние потерь в гидромашинне на линейную модель гидропередачи при любых видах нагрузки и приводится разбор динамических свойств при помощи амплитудно-частотной характеристики.

Учебное пособие предназначено для студентов технических вузов. Может быть использовано работниками КБ и исследовательских организаций.

Рисунков 182, таблиц 35, библиографий 123.

Рецензенты:

**Кафедра гидромашин
Московского энергетического института
Канд. техн. наук В. С. Лейко**

ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемое учебное пособие представляет собой краткое изложение курса, читаемого в МВТУ им. Баумана студентам специальности «Автоматические приводы», посвященного основам теории и конструирования объемных гидropередач машинного (иногда называемого объемным) регулирования. Такая гидropередача является основной частью силового электрогидропривода, имеющего большое применение при сколь-нибудь значительной мощности, если требуется быстрое действие, точность, компактность, малый вес и высокая надежность.

Данный курс из множества образцов различных гидромашин рассматривает как основные роторные поршневые гидромашинны и, в первую очередь, аксиально-поршневые. Остальные типы роторных гидромашин рассматриваются только, поскольку это необходимо для общего представления о роторных гидромашиннах различных типов и поскольку эти конкретные образцы находят себе применение в гидроприводе.

Отличительной особенностью гидropередачи в системе автоматического привода является работа на нестационарных режимах, что может привести к изменению обычно применяемых выражений подачи, а ее колебания — к нарушению чистоты передаваемых через гидropередачу сигналов.

Точная оценка машинных помех и колебаний подачи невозможна без установления точных кинематических соотношений, которые приводятся в пособии. Чтобы не повторять в различных вариантах похожие друг на друга выводы основных кинематических соотношений аксиально-поршневых гидромашин, рассмотрен механизм с кинематически независимыми цилиндрическим блоком и поршневой группой. Накладывая соответствующие связи между углами поворота этих двух основных узлов аксиально-поршневых гидромашин, удалось получить точные кинематические соотношения для целого ряда гидромашин, включая и бескарданные гидромашинны, получившие в последние годы большое распространение.

В связи с тем, что в пособии использована Международная система единиц (СИ), наряду с получившей распространение оценкой гидромашины с помощью рабочего объема q использован характерный объем ω (применяемый в ряде зарубежных работ, например, японских). Благодаря этому удалось получить единую форму разрешающих уравнений как для роторных гидромашин, так и для гидроцилиндров. Кроме того, использование ω упростило написание коэффициентов дифференциальных уравнений.

Наконец, работа гидромашины на нестационарных режимах приводит к возникновению динамических нагрузок, которые, там где это оказывалось возможным, учитывались при расчете гидромашины.

Имея в виду, что при создании новых образцов силового электрогидропривода приходится выбирать подходящие гидромашины из множества существующих, в книге уделено внимание различным критериям, позволяющим сравнивать гидромашины различных типов, в том числе и по способности разгонять инерционную нагрузку (приемистость исполнительного двигателя).

Книга посвящена конструированию собственно гидропривода и поэтому рассмотрение динамики гидропривода ограничено только составлением передаточной функции. Ее точное выражение требует учета особенностей работы гидромашин при различных режимах работы, особенно влияния режима работы гидромашины на ее механический к. п. д. Можно отметить, что в соответствующих учебных пособиях США эта задача рассматривается довольно подробно, хотя впервые она была рассмотрена в Советском Союзе в 30-х годах проф. В. В. Мишке. В качестве примера можно назвать учебник Массачусетского технологического института, изданный применительно к специальности автоматических приводов. В имеющемся у нас сокращенном переводе этого учебника [95] соответствующий раздел выпущен. Краткие сведения об общих закономерностях потерь в роторных гидромашинках приведены в гл. X.

Однако все задачи динамики рассматриваются в книге при сосредоточенных параметрах, поскольку появившиеся в последние годы отдельные работы, посвященные учету волновых процессов, пока еще недостаточны для подробного рассмотрения этих задач и нет еще экспериментально проверенных материалов по основным физическим константам (модуль объемной упругости и объемной вязкости рабочей жидкости, поглощение энергии на границах жидкостных звеньев и т. п.).

Силовой электрогидропривод обычно используется в качестве исполнительного органа системы автоматического управления, которая не только оценивается по величине надежности, но и рассчитывается на получение определенного значения надежности. В отличие от большинства элементов электроавтоматики,

по которым имеются определенные исходные материалы для расчета надежности, по элементам, относящимся к гидropередачам, таких материалов очень мало, а схема самой гидropередачи по различным причинам обычно не предусматривает резервирования различных видов и иных приемов повышения конструктивной надежности. Поскольку без оценки надежности гидropередачи невозможны расчеты надежности системы автоматического управления, в настоящее пособие включена гл. XII, в которой авторы А. Ф. Щеглоз и В. Н. Прокофьев знакомят читателя с элементарными сведениями по оценке надежности гидропривода и приводят имеющиеся в настоящее время, хотя и немногочисленные, исходные материалы.

В последние годы все большее распространение в гидropередачах получает гидростатическое уравнивание. Вместе с тем, литература по гидростатическому уравниванию бедна, а динамические процессы и адиабатические ламинарные потоки в щелях практически не освещаются. Поэтому в настоящей работе различные стороны основных принципов расчета гидростатического уравнивания разобраны в нескольких параграфах (например, в IV.9, V.13, IV.14 и VI.6—VI.9).

Настоящее учебное пособие рассчитано на студентов специальности «Автоматические приводы», «Гидropередачи и гидроавтоматика», «Гидравлические турбины и другие гидравлические машины», а также на инженеров, занимающихся проектированием гидropередач объемного типа.

Учебное пособие является коллективным трудом нескольких авторов: § VI.13—VI.17, § IX.1—IX.6 и § IX.10—IX.12 написаны Л. А. Кондаковым, гл. II—Л. А. Кондаковым совместно с В. Н. Прокофьевым, § VII.19—VII.26, § IX.7, IX.8, § IX.13—IX.15—А. В. Кулагиним, § V.1—V.5—Ю. С. Демидовым совместно с В. Н. Прокофьевым, § 2, § III.3—III.5, § IV.4, § IV.6—IV.9, § IV.11—IV.13, § IV.15, § VI.4—VI.9, § VI.2, § VII.13, § VII.15—VII.17, гл. VIII, гл. X и гл. XI—В. Н. Прокофьевым. Гл. XII была написана А. Ф. Щегловым совместно с редактором. Остальные главы и параграфы написаны коллективом авторов.

Поскольку в настоящее время нет установившейся методики изложения курса основ теории и конструирования объемных гидropередач и при столь ограниченном объеме невозможно рассмотреть все вопросы теории и конструирования, в книге неизбежны недочеты и погрешности, замечания о которых будут приняты авторами с благодарностью.

Докт. техн. наук проф. В. Н. Прокофьев

ВВЕДЕНИЕ

Понятие «привод» охватывает комплекс, объединяющий приводной двигатель, передачу, контрольно-регулирующую аппаратуру, вспомогательные устройства и систему управления. Обычно привод именуют по типу примененной в нем передачи, а иногда — и по типу приводного двигателя. Так, при применении гидropередачи с электродвигателем привод называется силовым электрогидроприводом [89].

Гидроприводом называется агрегат, образованный приводным двигателем, контрольно-регулирующей аппаратурой, гидropередачей, вспомогательными устройствами и элементами управления.

Обязательным элементом любого гидропривода является гидropередача. Количество и состав вспомогательных устройств, элементов автоматики и контрольно-регулирующей аппаратуры гидропривода зависят от назначения и вида управления гидроприводом.

Гидropередача — механизм, в котором, по крайней мере, одно звено — жидкость [22]. Главной частью гидropередачи являются преобразователи энергии — гидравлические машины — насос и гидромотор (или гидромоторы).

Насос — гидравлическая машина, преобразующая механическую энергию на валу приводного двигателя в энергию потока рабочей жидкости.

Гидромотор — гидравлическая машина, преобразующая энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию на выходном валу. К гидромоторам относятся также гидроцилиндры возвратно-поступательного движения, роторные гидромоторы с неограниченным вращательным движением и моментные гидроцилиндры (гидроповоротники), поворачивающие исполнительный орган на ограниченный угол.

В гидropередаче жидкостное звено может устанавливать между соединяемыми им звеньями геометрические или силовые связи. Геометрические связи жидкостное звено может установ-

ливать при помощи определенного герметически изолированного объема рабочей жидкости — поэтому эти передачи называются объемными. В таких механизмах кинематика может быть сделана независимой от нагрузок, и соотношения между кинематическими и между нагрузочными показателями режима могут рассматриваться раздельно [69].

Если жидкостное звено устанавливает между соединяемыми им звеньями силовые связи, то гидropередача называется динамической. В таких механизмах кинематика существенно зависит от нагрузок и не может рассматриваться самостоятельно (механизмы не обладают собственной кинематикой). Про такие механизмы можно сказать, что у них имеется обратная связь по нагрузке.

Гидropередача, составленная из основных элементов (насос и гидромотор) объемного типа, может допускать регулирование либо перепуском части рабочей жидкости через дросселирующее устройство (гидropередача дроссельного регулирования), либо изменением параметров гидромашин, характеризующих соотношение расхода рабочей жидкости через гидромашину изменением входной механической координаты для насоса или выходной механической координаты для гидромотора (гидropередача машинного регулирования). Именно последний тип гидropередач и рассматривается в данном пособии.

Вспомогательные устройства, контрольно-регулирующая аппаратура и элементы гидроавтоматики (фильтры, золотники, арматура, уплотнения, гидроусилители, ограничители мощности и др.) выполняют различные функции обслуживания нормально работающего гидравлического механизма, обладающего заранее заданной характеристикой [71].

Гидропривод, управление которого осуществляется ручным воздействием на регулирующий орган, без подвода дополнительной энергии извне, называется гидроприводом ручного управления (иногда местного управления).

При использовании воздействия на регулирующий орган гидромашин сервомеханизма, а также в случае дистанционного управления применяют термин «гидропривод автоматического управления».

Гидроприводы машинного регулирования получили широкое распространение в различных отраслях техники, особенно при необходимости обеспечения большого быстродействия, высокой точности, особенно динамической и большой мощности в качестве автоматического привода.

Гидропривод имеет и другие достоинства: возможность глубокого бесступенчатого регулирования на ходу при помощи использования простых средств управления, возможность почти мгновенного реверсирования, частых и быстрых переключений скоростей и простота преобразования вращательного движения

в возвратно-поступательное; простота раздельной (независимой) установки насоса и гидромотора, открывающая неограниченные кинематические возможности при компоновке обслуживаемых машин; относительно меньшие по сравнению с приводами иных типов веса, габариты и моменты инерции вращающихся с выходным валом деталей; большая перегрузочная способность, простота необходимой защиты от перегрузок, возможность широкой автоматизации рабочего процесса простыми средствами.

Главное внимание в данной книге уделено рассмотрению основ теории, расчета и конструирования основных элементов (насос и гидромотор) гидropередачи гидропривода машинного регулирования, получившего широкое распространение в автоматических приводах, особенно средних и больших мощностей.

Г Л А В А I

РОТОРНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

§ 1.1. Определение роторных гидромашин

Роторные гидромашины — один из наиболее распространенных классов гидромашин, получивших почти повсеместное распространение в гидропередачах в качестве основных преобразователей энергии.

Одним из старейших представителей роторных гидромашин является шестеренный насос (рис. 1.1), состоящий из двух сопряженных шестерен 2 и 3, размещенных в корпусе 1.

При вращении ведущей шестерни 2 (а значит и ведомой 3) около своей оси зубья, выходя из зацепления, будут образовывать рабочие объемы в виде межзубовых пространств, которые, уходя из всасывающей (приемной) камеры, будут герметически отделяться от нее и от напорной (отдающей) камеры и переносить туда рабочую жидкость. Часть поданной рабочей жидкости может быть возвращена в запертых межзубовых пространствах, когда в них будут размещаться зубья сопряженной шестерни.

Зубья могут иметь профили различных типов, в том числе и такие, которые не могут передавать момент с ведущей зубчатки на ведомую. Тогда они должны быть соединены какой-либо кинематической цепью, например в виде зубчатого редуктора.

Шестеренные насосы могут выполняться и с внутренним зацеплением (см. рис. IV.1), а также на основе пространственных

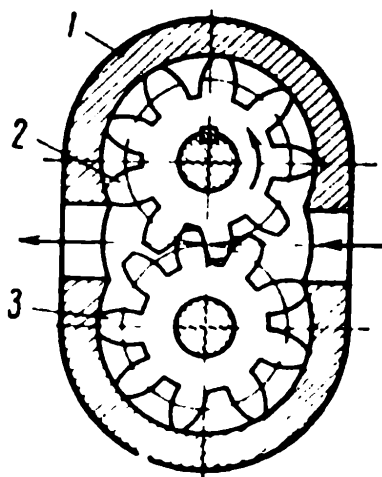


Рис. 1.1. Шестеренный насос

кинематических систем, например при использовании косых или спиральных зубьев в конструкциях со скрещивающимися осями вращения.

Другим типом роторной гидромашины является винтовой насос (рис. 1.2), состоящий из ротора 3 с одним или несколькими сопряженными замыкателями (2 и 4 на рис. 1.2,а), размещенными вместе с ротором в корпусе 1. Винтовая резьба ротора и замыкателей (рис. 1.2,б) выполнена так, что между ними и корпусом образуются герметически отделенные от всасывающей и напорной камер пространства рабочие клетки, которые при вращении ротора переносятся вдоль его оси (как жидкостная гайка) из первой камеры во вторую. В таких гидромашинах удается получить равномерную геометрическую подачу.

По такому же принципу могут быть выполнены гидромашины с внутренним зацеплением при использовании резьбы специального профиля.

В обоих случаях кинематика таких устройств может рассматриваться в плоскости потому, что в каждом сечении, нормальном осям вращения (экваторные сечения), кинематика будет идентичной, хотя и сдвинутой по фазе. Однако, если оси винтов будут скрещивающимися, то механизм считается пространственным и может быть использован только применительно к подаче сжимаемых сред, поскольку рабочий объем при переносе из всасывающей камеры в напорную меняется.

Шиберные гидромашины (рис. 1.3) строятся на основе кулисного механизма. На ведущем валу 5 закреплен ротор 3, в пазах которого совершают возвратно-поступательное движение шиберы 1, опирающиеся на поверхность статора 2. Геометрическая ось цилиндрической поверхности статора эксцентрична относительно оси ротора на величину e , и поэтому пространство рабочей клетки, ограниченное двумя соседними шиберами, поверхностью ротора и поверхностью статора, при вращении вала меняется. При вращении по часовой стрелке ниже горизонтальной оси величина рабочей клетки уменьшается, и рабочая жидкость выдавливается в напорное окно 6. При вращении по часовой стрелке выше горизонтальной оси рабочая клетка увеличивается, и происходит засасывание через окно 4, причем шиберы-замыкатели опираются на поверхность статора либо за счет действия гидростатического давления рабочей жидкости, подводимой под основание шибера, либо за счет действия специальных пружин, выталкивающих шибера из пазов, либо при помощи дополнительных кинематических связей, не показанных на рис. 1.3.

Напорное 6 и всасывающее 4 окна размещаются в статоре так, что в пространстве между двумя окнами (перепальное пространство) всегда размещается, по крайней мере, один замыкатель, а в некоторые моменты — два, герметично изолирующие

рабочую клетку, имеющую либо наибольший (замыкатели находятся справа от оси ротора и притом симметрично относительно горизонтальной оси), либо наименьший объем (замыкатели находятся слева от оси ротора и притом симметрично

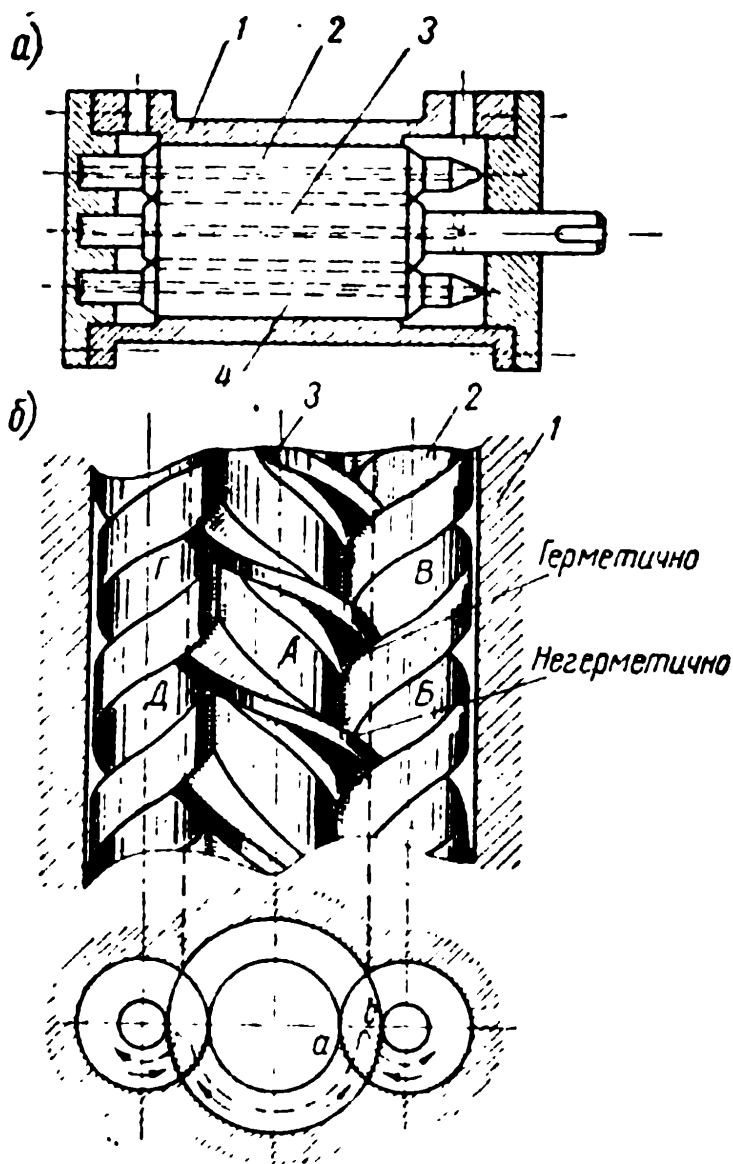


Рис. 1.2. Винтовой насос:
а — схема винтового насоса; б — винты с циклоидальным зацеплением

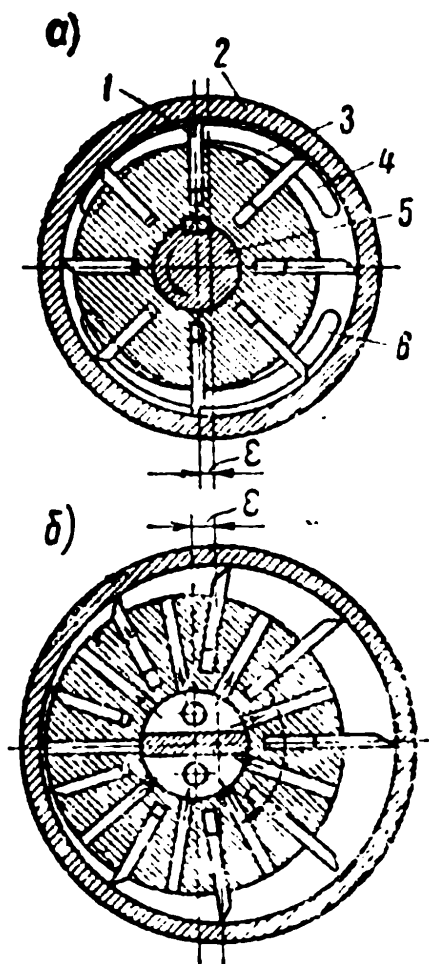


Рис. 1.3. Шиберная гидромашинна:
а — шлицевое распределение;
б — цапфенное распределение

относительно горизонтальной оси). Величина подачи гидромашинны на один шаг ротора, очевидно, определяется разностью наибольшего и наименьшего объемов рабочей клетки.

Шиберная гидромашинна обратима и при выполнении конструкции так, чтобы эксцентриситет e мог изменяться, становится регулируемой.

Напорное и всасывающее окна могут быть размещены в неподвижной распределительной оси (рис. 1.3,б), если она консольно закреплена в корпусе, а ротор соединен с валом при помощи какого-либо торцевого соединения. Изменение подачи

в этом случае достигается перемещением цилиндрической направляющей.

Гидромашину этого вида можно сконструировать так, чтобы шиберы перемещались в пазах, выполненных в статоре, а ротор был аналогичен обычному кулачку. В такой модификации гидромашин кинематика замыкателей относительно ротора будет уже не внутренней, а внешней.

Конструкции с пространственной кинематикой можно получить, если заставить шиберы перемещаться вдоль оси за счет профилированных направляющих. В этих случаях пространства между направляющими, ротором и шиберами могут образовывать перемещающиеся рабочие клетки.

По той же кинематической схеме выполняются радиально-поршневые гидромашин (рис. 1.4), в которых герметично замкнутый объем образуется не выступающим из паза шибером-замыкателем, а запертым в роторе при помощи поршня-замыкателя объемом, который с другого конца периодически перекрывается перемычкой распределителя.

В приведенной на рис. 1.4,а конструкции ведущий вал через роликовые шпонки приводит во вращение ротор 3, в цилиндрах которого перемещаются поршни 5, опирающиеся на конические направляющие, установленные в статоре 8 и имеющие возможность перемещаться по направляющим 4 и 7 в корпусе гидромашин 6. При смещении оси конических направляющих относительно оси ротора (величина смещения оценивается эксцентриситетом) поршни будут совершать в цилиндрах возвратно-поступательное движение. Каждый из них соединен с цапфенным распределителем, имеющим две камеры 1 и 2, одна из которых является напорной, а другая — всасывающей. Распределитель консольно закреплен в неподвижном корпусе, в котором имеются напорный и всасывающий патрубки, соответственно соединенные с напорной и всасывающей камерами распределителя.

Изменение эксцентриситета меняет величину подачи и даже ее знак.

В участке, в котором расстояние от конической направляющей до оси ротора уменьшается при его вращении от приводного вала, поршни обязательно будут входить в цилиндры. Для их выхода из цилиндров в приемной (всасывающей) линии создается повышенное давление, например при помощи вспомогательного шестеренного насоса 9 (рис. 1.4,б).

Если цилиндры размещать в корпусе, то ротор превратится в профилированный кулачок. В такой конструкции кинематика замыкателей относительно ротора будет уже не внутренней, а внешней.

Конструкции поршневых роторных гидромашин с пространственной кинематикой известны под названием аксиально-поршневых гидромашин (рис. 1.5,а), наиболее часто применяе-

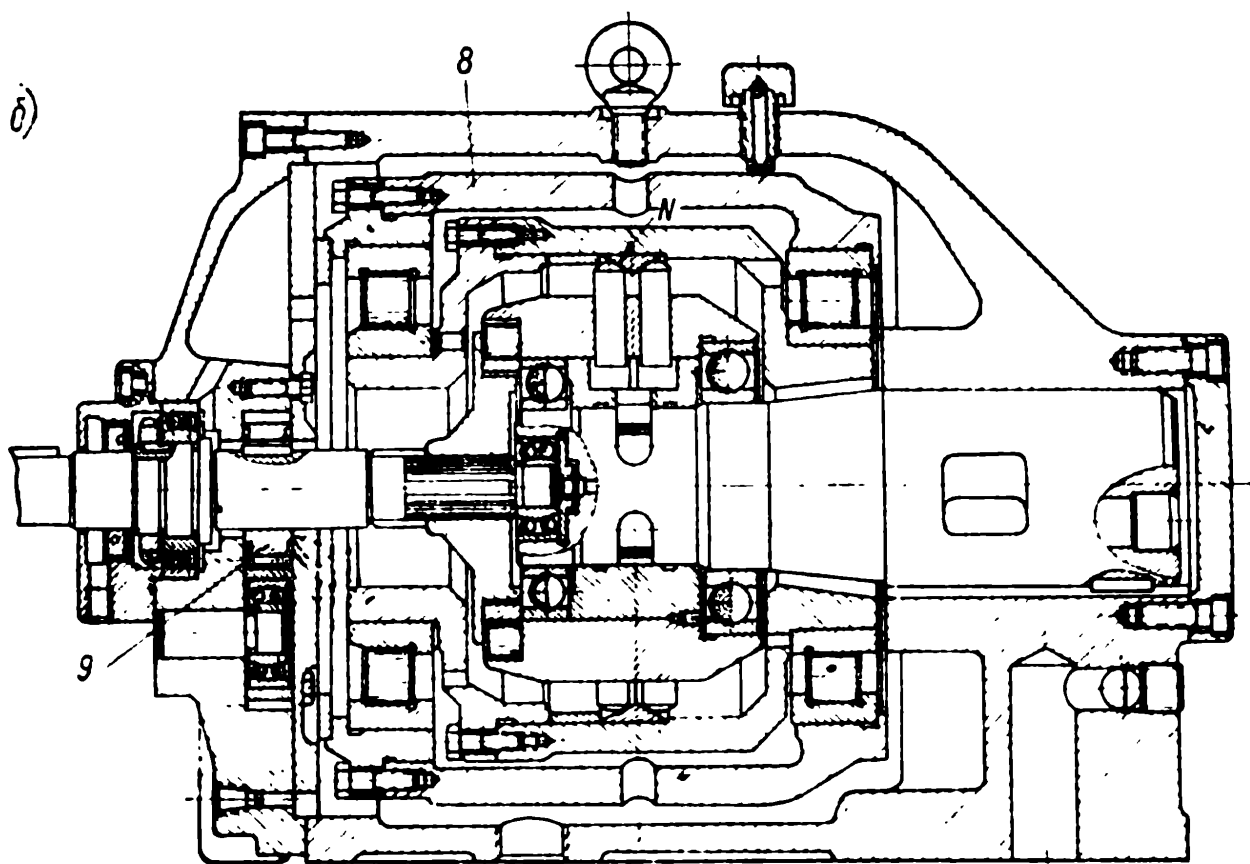
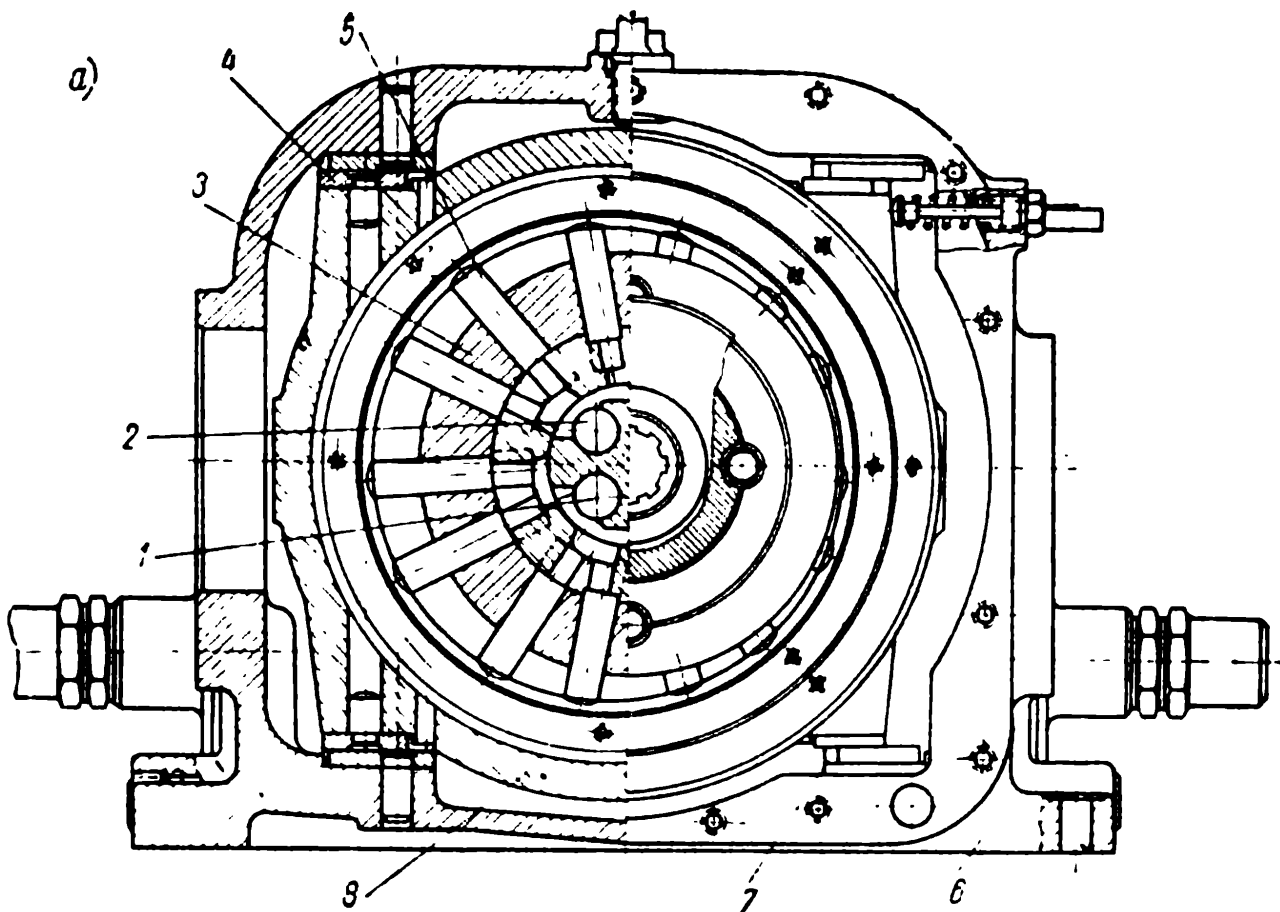


Рис. 1.4. Радиально-поршневая гидромашина

мых в автоматических приводах машинного регулирования. Устройство и принцип действия их сводится к следующему. На приводном валу 8 при помощи шпонки 9 посажен цилиндрический блок 7, в цилиндрах которого совершают возвратно-поступательное движение поршни 5, опирающиеся на упорно-распределительный диск в виде упорного подшипника 4 и нагруженные

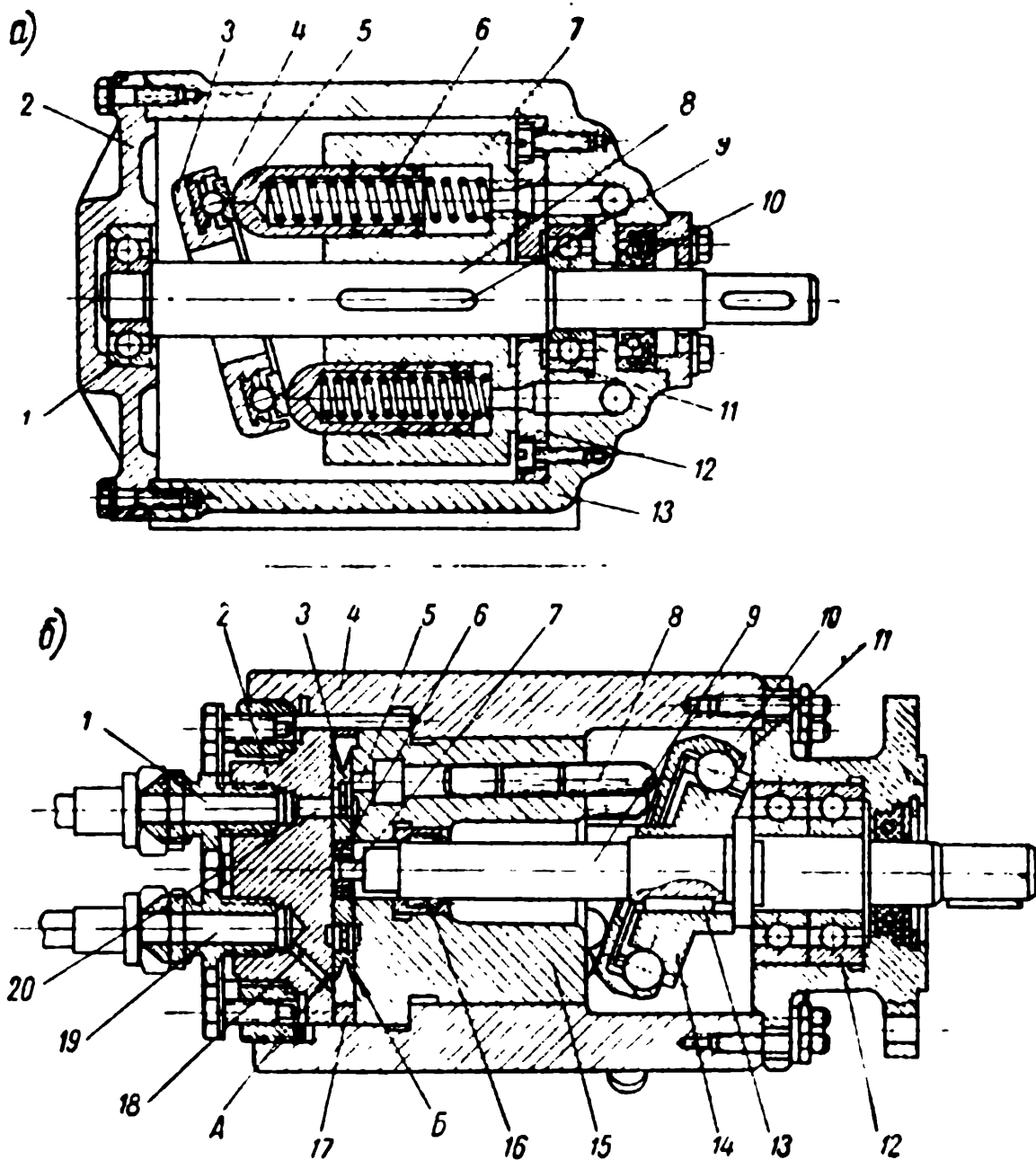


Рис. 1.5. Аксально-поршневые гидромашины

пружинами 6. Упорный подшипник размещен в чашке 3, которая может поворачиваться в корпусе, меняя угол наклона γ , а значит, и ход поршня в цилиндрическом блоке.

Цилиндрический блок упирается в распределитель 12, закрепленный в неподвижном корпусе 13 и периодически соединяющий цилиндр или с напорной или со всасывающей камерой, в зависимости от направления движения поршня в цилиндре.

Корпус закрыт крышкой 2 и уплотнением 10, что обеспечивает создание условий смазки опор 1 и 11, а также невозможность потери рабочей жидкости и ее загрязнения.

Существуют инверсированные конструкции (рис. I.5,б), которые хотя и лишают гидромотор некоторых признаков роторных гидромашин, но позволяют получать гидромашину с весьма небольшим моментом инерции вращающихся частей. В рассматриваемом гидромоторе цилиндрический блок 15 зацеплен неподвижно в корпусе 4 при вращающемся распределителе 3 с помощью эксцентрично посаженного на валу 9 пальца 7. Этот палец через подшипник 6 заставляет перемещаться распределитель, периодически соединяя окно 5 каждого из цилиндров с магистралями 18 и 20, соответственно соединенными с напорным 19 и всасывающим 2 патрубками.

Поршни 8 опираются на упорный диск 10 в виде обоймы упорного подшипника 14, закрепленного при помощи шпонки 13 на том же приводном валу 9, с опорами в цилиндрической блоке 16 и корпусе 12. Шарики 11 воспринимают и радиальные и осевые усилия. Герметичность разделения напорной камеры от всасывающей обеспечивается торцевыми поверхностями А и Б распределителя благодаря регламентированным размерам проставки 17 и чистоте обработки этих поверхностей, а также торцевых поверхностей цилиндрического блока и крышки 2.

Такие конструкции, которые применялись в станкостроении [79, 87] под наименованием конструкции Санстренд, можно выполнять и регулируемые, если упорный диск сделать поворотным относительно вала при помощи приводной вращающейся муфты, допускающей перемещение за счет подвода регулирующего воздействия извне.

Конструкции, аналогичные изображенной на рис. I.5,а, но с кинематическими связями между упорным диском и поршнем при помощи шатуна, будут подробно рассмотрены ниже. Конструкции с кинематическими связями вместо силовых могут работать на самовсасывании.

Гидромашин, в которых регулирование обеспечивается изменением наклона цилиндрического блока относительно упорного диска, связанного с валом, обладают иной кинематикой поршня по сравнению с рассмотренными и, если в одном случае кинематика поршня относительно ротора-вала может рассматриваться в качестве внешней, то в другом — в качестве внутренней.

§ 1.2. Классификация роторных гидромашин

Классификация роторных гидромашин получила свое развитие в связи с тем, что в подавляющем большинстве случаев лучшими образцами основных элементов объемных гидropередач вращательного движения являются гидромашинны,

принадлежащие к определенному классу, названному роторным. В некоторых случаях для тех же целей применяются гидромашины, тяготеющие к роторным, т. е. полученные из роторных в результате инверсии (например, конструкция, показанная на рис. 1.5,б, из конструкции, показанной на рис. 1.5,а), или какого-либо иного изменения геометрии рабочих органов, нарушающих одно (или два) условие основных определяющих признаков.

По Мишке [22, 71], гидромашина вращательного движения, чтобы быть отнесенной к классу роторных, должна удовлетворять пяти определяющим признакам:

1. Гидромашина должна обладать рабочими органами трех родов: статором, ротором и замыкателями.

Статор — неподвижный рабочий орган, обладающий приемной и отдающей камерами. Применительно к нереверсивному классу эти камеры называются всасывающей (если давление в ней никогда не превышает определенного значения) и напорной. Названия — приемная и отдающая камеры — более общие, охватывающие в том числе и первые.

Ротор — вращающийся вокруг неподвижной в пространстве оси рабочий орган, связанный с валом гидромашины.

Замыкатель — рабочий орган, герметично соприкасающийся со статором и ротором и разделяющий приемную камеру от отдающей.

Гидромашина, чтобы быть отнесенной к классу роторных, не должна обладать никакими иными, кроме названных трех, рабочими органами, участвующими в процессе перемещения рабочей жидкости, как приемных и отдающих клапанов, используемых в обычных поршневых насосах, вращающихся золотников и др.

В шестеренном насосе (см. рис. 1.1) ротором является ведущая шестерня, замыкателем — ведомая шестерня и статором — корпус.

2. Гидромашина должна работать по объемному принципу. Поэтому напорная и отдающая камеры всегда должны быть разделены совокупными герметичными линиями касания ротора, статора и замыкателя (или замыкателей). Это и послужило причиной такого наименования рабочего органа роторной гидромашины.

3. Перемещение рабочей жидкости через гидромашину должно совершаться путем перемещения замкнутого объема рабочей клетки из приемной камеры в отдающую. Это перемещение должно быть «прямоточным», т. е. траектория частиц рабочей жидкости не должна иметь изломов, обычных для поршневых насосов с клапанным распределением (в последнем случае имеет место так называемое «клювообразное» движение рабочей жидкости).

Важно, что в роторных гидромашинах происходит именно перемещение рабочей жидкости, а не вытеснение. Хотя после того как рабочая клетка откроется в напорную камеру, то, действительно, будет происходить вытеснение рабочей жидкости, в котором будут принимать равное участие не только замыкатели, но и ротор, как, например, в шестеренных и, особенно, в винтовых гидромашинах. Вот почему при создании классификационной системы был использован термин «замыкатель», а не «вытеснитель».

4. Замыкатель при своем движении должен иметь лишь одну степень свободы относительно ротора или статора и, по крайней мере, с одним из них составлять низшую кинематическую пару.

5. Замыкатель при своем движении относительно ротора и статора должен совершать строго циклическое движение, период которого пропорционален периоду вращения ротора.

Следует отметить, что перечисленные признаки присущи гидромашине как системе, а не как механизму, образующему гидромашину. Так, в радиально-поршневой гидромашине (см. рис. 1.4) поршень может не только совершать возвратно-поступательное движение, но и вращаться в цилиндре. Эта вторая степень свободы придана для уменьшения трения. Свойства же гидромашин определяются только первой степенью свободы — способностью совершать относительное перемещение вдоль оси цилиндра.

Те же конструктивные соображения могут заставить каждый из трех родов рабочих органов выполнять в виде совокупности ряда деталей, образующих конструктивный узел.

Перечисленные пять основных признаков роторных гидромашин приводят к ряду следствий:

а) роторная гидромашинa принципиально обратима, т. е. может работать как в качестве насоса, так и в качестве гидродвигателя.

Под принципиальной обратимостью следует понимать обратимость схемы роторной гидромашины, хотя при некоторых соотношениях размеров и параметров конкретный образец может оказаться и необратимым из-за эффекта самоторможения;

б) роторная гидромашинa приспособлена к работе с большими числами оборотов благодаря «прямоточному» движению рабочей жидкости и наличию, главным образом, вращающихся деталей. Так, в некоторых конструкциях (шестеренные и винтовые гидромашины) полностью устраняется влияние инерционных сил;

в) отсутствие каких-либо иных рабочих органов, кроме трех перечисленных, приводит к замене клапанного или золотникового распределения на шлицевое в виде соответствующих окон или канавок на распределительных поверхностях и к большому

развитию поверхностей трения. Поэтому в роторных гидромашинах потери на трение и утечки преобладают над остальными видами потерь.

Класс роторных гидромашин разделяется на два подкласса. В одном из них и ротор и замыкатель совершают только вращательное движение относительно статора, например шестеренные (см. рис. 1.1) и винтовые (см. рис. 1.2) гидромашин, а в другом основаны на механизмах кулисного типа, например шиберные (см. рис. 1.3) или поршневые (см. рис. 1.4 и 1.5) гидромашин.

Каждый подкласс роторных гидромашин разделяется в свою очередь на два вида в зависимости от того, может ли он образовывать многоступенчатые гидромашин. Для этого в рабочей клетке, переносящей рабочую жидкость из приемной камеры в отдающую, должны быть две противоположно расположенные (считая по направлению движения рабочей жидкости) точки, в которых одновременно соприкасаются рабочие органы всех трех родов — ротор, статор и замыкатель.

Указанными свойствами обладают из первого подкласса винтовые гидромашин (см. рис. 1.2), а из второго — шиберные гидромашин (см. рис. 1.3). Остальные два вида роторных гидромашин — шестеренные (см. рис. 1.1) и поршневые (см. рис. 1.4 и 1.5) — принципиально не могут быть сделаны многоступенчатыми в одном агрегате, если не считать механического соединения двух гидромашин.

Как указывалось выше, каждый вид может быть выполнен на основе механизма с плоскостной или пространственной кинематикой. Возможно еще подразделение каждого варианта на устройства, в которых кинематика замыкателей относительно ротора будет внешней, и на устройства, в которых кинематика замыкателей относительно ротора будет внутренней.

Все существующие роторные гидромашин вписываются в 16 перечисленных типов, позволяющих заранее оценивать их принципиальные свойства.

В качестве основных элементов объемных гидроредукторов с машинным регулированием чаще всего применяются аксиально-поршневые гидромашин как с внешней, так и с внутренней кинематикой, которые в дальнейшем будут подробно рассмотрены.

Шестеренные гидромашин с плоскостной кинематикой и внешним зацеплением, а также шиберные гидромашин с плоскостной кинематикой и перемещением шибера внутри ротора находят применение в качестве вспомогательных насосов объемного гидроредуктора с машинным регулированием, поэтому и этот тип роторных гидромашин будет подробно рассмотрен в последующих главах.

Г Л А В А II

РАБОЧАЯ ЖИДКОСТЬ

§ II.1. Свойства рабочей жидкости

Рабочая жидкость должна обеспечивать нормальную работу гидропередачи во всем эксплуатационном температурном интервале при всех режимах нагрузки.

Для этого рабочая жидкость должна сочетать необходимые свойства рабочего тела, передающего энергию в гидропередаче, со свойствами смазочных материалов, обеспечивающих гидродинамическое или граничное трение на опорах скольжения. Этим требованиям отвечают углеводородные полимеры, входящие в состав минеральных (нефтяного происхождения) масел, или кремнийорганические, фторуглеродные и некоторые другие полимеры, входящие в состав синтетических жидкостей. Смазывающие свойства масел обуславливаются способностью молекул полимеров образовывать во взаимодействии с поверхностью металла граничные адсорбционные слои, обладающие высокой механической прочностью и малым сопротивлением поперечному скольжению. Как рабочее тело гидропередачи, масла способны длительно выдерживать, не разрушаясь, практически любые давления в гидросистеме. Это определяет высокую энергоемкость рабочей жидкости.

Объемные и механические потери в гидропередаче определяются главным образом процессами утечек и трения в зазорах, гидравлическими потерями в трубопроводах. Для того чтобы величины объемных и механических потерь были в допустимых пределах, масло должно обладать, прежде всего, определенной вязкостью, возможно мало изменяющейся в рабочем температурном интервале. Масло для гидропередач должно быть стабильно, теплостойко, негорюче, нетоксично, обеспечивать кор-

розионную защиту деталей и не должно давать в гидросистеме пену.

В стандартном ассортименте масел рабочие жидкости для гидропередатчиков называются гидравлическими маслами. Наибольшее применение получили минеральные масла, основу которых (90÷100%) составляют нефтяные фракции. Для улучшения свойств масел в них вводятся присадки.

Минеральные масла являются смесью различных индивидуальных углеводородов: алифатических (парафиновых), алициклических, ароматических классов и их производных. Вследствие этого масла не обладают свойствами индивидуальных жидкостей, имеющих строго определенную температуру плавления, кипения и упругость паров. Поэтому эти показатели оцениваются для масел условными критериями, имеющими мало общего с критериями для индивидуальных жидкостей.

Основные характеристики масел, требования к ним и методы испытаний устанавливаются стандартом.

Объемный вес (γ) — вес единицы объема ($н/м^3$ или $н/см^3$) для масел находится в пределах 0,00865—0,00905 $н/см^3$.

Удельный вес ($\bar{\gamma}$) — отношение веса масла при 20°C к весу воды в том же объеме при 4°C. Для минеральных масел $\bar{\gamma}_4^{20} = 0,84 \div 0,91$; для некоторых синтетических масел удельный вес достигает 1,02.

Плотность (ρ) — масса единицы объема ($кг/м^3$ или $кг/см^3$). Очевидно, $\rho = \frac{\gamma}{g} \frac{н \cdot сек^2}{см^4}$, где $g = 981 \text{ см/сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

Определение плотности и объемного веса производится по ГОСТ 3900—47.

Объем рабочей жидкости (V) при нагревании увеличивается пропорционально изменению температуры. Если за исходную температуру взять 15°C, то изменение объема ΔV определится из равенства [84]:

$$\frac{\Delta V}{V} = \alpha (t - 15), \quad (II.1)$$

где α — коэффициент температурного расширения, который для минеральных масел находится в пределах от 0,00060 до 0,00086, уменьшаясь с увеличением удельного веса (табл. II.1) [74].

Таблица II.1

$\bar{\gamma}$	0,84 ÷ 0,86	0,86 ÷ 0,88	0,88 ÷ 0,90	0,90 ÷ 0,92
α	0,00083	0,00078	0,00073	0,00068

Объем масла при повышении давления уменьшается, подчиняясь примерно линейной зависимости

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta \gamma}{\gamma} = \frac{\Delta \rho}{\rho} = - \frac{\Delta p}{\kappa} = - \beta \Delta p, \quad (\text{II.2})$$

где κ — модуль объемной упругости, н/см²;

p — изменение давления, н/см²;

V — первоначальный объем масла, см³;

ΔV — изменение первоначального объема масла с давлением, см³;

β — коэффициент сжимаемости, см²/н ($\beta = \frac{1}{\kappa}$).

Коэффициент сжимаемости β минеральных масел несколько изменяется с давлением и температурой, но для практических расчетов обычно принимается равным $7 \cdot 10^{-6}$ см²/н, что соответствует модулю упругости жидкости $\kappa = 140\,000$ н/см². По [57] β изменяется с температурой и давлением (см. табл. II.2 и [74]).

Таблица II.2

Температура, °С	Коэффициент сжимаемости $\beta \cdot 10^6$ при давлении, н/см ²				
	500	1000	2000	3000	4000
0	4,3	4,2	4,0	3,9	3,8
20	4,9	4,7	4,4	4,3	4,2
40	5,5	5,2	5,0	4,8	4,7
60	6,2	5,9	5,6	5,5	5,4
80	7,0	6,7	6,4	6,2	—
100	7,9	7,4	7,1	6,9	—

§ II.2. Вязкость

Вязкость — важнейшая характеристика рабочей жидкости, оценивающая внутреннее трение жидкости. Сила P сопротивления сдвигу одного слоя жидкости относительно другого в соответствии с законом Ньютона определяется выражением

$$P = \mu F \frac{dv}{dn}, \quad (\text{II.3})$$

где F — площадь, по которой происходит сдвиг, см²; $\frac{dv}{dn}$ — градиент скорости по нормали к поверхности слоя, см/сек · 1/см; μ — коэффициент пропорциональности, называемый динамическим коэффициентом вязкости, н · сек/см².

Широкое распространение имеет единица вязкости пуаз (пз) (вязкость, при которой $P = 1$ дин = 10^{-5} н при $F = 1$ см² и $\frac{dv}{dn} = \frac{1}{\text{сек}}$).

Коэффициент вязкости воды при 20°C примерно равен 0,01 *пз* или 1 *спз*. Очевидно, соотношение единиц

$$1 \left[\frac{\text{н} \cdot \text{сек}}{\text{см}^2} \right] = 0,1 \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{см}^2} \right] \equiv 10^5 \text{ пз} = 10^3 \text{ спз}. \quad (\text{II.4})$$

В расчетах потерь напора при просачивании рабочей жидкости величина μ обычно входит в уравнение в сопровождении множителя $\frac{1}{\rho} = \frac{g}{\gamma}$, поэтому широко используется коэффициент ν , называемый кинематическим (из-за размерности) коэффициентом вязкости. $\nu = \frac{\mu}{\rho} = \mu \frac{g}{\gamma} \frac{\text{см}^2}{\text{сек}}$ и измеряется в стоксах. Поскольку эта величина велика, обычно применяют сантистоксы (*сст*), составляющие сотую долю стокса. В системе (СИ) ν измеряется в $\text{м}^2/\text{сек}$, $1 \text{ сст} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$.

Кинематический коэффициент вязкости определяется по ГОСТ 33—53 при помощи вискозиметра Пинкевича. При обозначении вязкости указывают температуру масла, например ν_{50} — при 50°C, ν_{-40} — при —40°C.

В промышленности широко распространен вискозиметр Энглера, представляющий собой регламентированный сосуд с калиброванным отверстием. Замеряя время истечения объема рабочей жидкости в 200 см^3 , судят о вязкости рабочей жидкости. Так, отношение этого времени ко времени истечения воды при 20°C в том же вискозиметре Энглера называется вязкостью в градусах Энглера. Этот способ определения вязкости регламентирован ГОСТ 6258—52.

Перевод единиц вязкости из градусов Энглера в сантистоксы можно проводить при помощи уравнения

$$\nu = 0,0732E^\circ - \frac{0,0631}{E^\circ}. \quad (\text{II.5})$$

Недостаток всех принятых способов определения вязкости заключается в измерении времени медленного истечения жидкости.

Влияние градиента скорости на вязкость минеральных масел с присадками исследовано недостаточно, но есть данные [95], что вязкость их уменьшается вследствие переориентации удлиненных молекул масла и других явлений при высоких напряжениях сдвига.

В осях координат $\lg \lg \nu_t$ и $\lg (273+t^\circ\text{C})$ зависимость вязкости от температуры выражается прямой (рис. II.1). Наименьшая вязкость у керосина кривая 1. Масло ЖРМ (силикон с маслом АМГ10) — прямая 2 — близка по вязкости к легкой нефтяной фракции — прямая 3. Нефтяные масла с присадками АМГ10 и Air3520 существенно отличаются от остальных рабо-

чих жидкостей меньшим изменением вязкости — прямая 4 (стрелки показывают температуры застывания и вспышки). Более вязкие масла АГМ и АУ обычно употребляют в гидропередачах автоматических приводов (прямые 5 и 6 соответственно). Промышленный гидропривод эксплуатируется на более вязком масле «Индустриальное 20» и еще более вязком «Шелл 27» (прямые 7 и 8 соответственно). Основные данные по всем этим рабочим жидкостям приведены в табл. II.3.

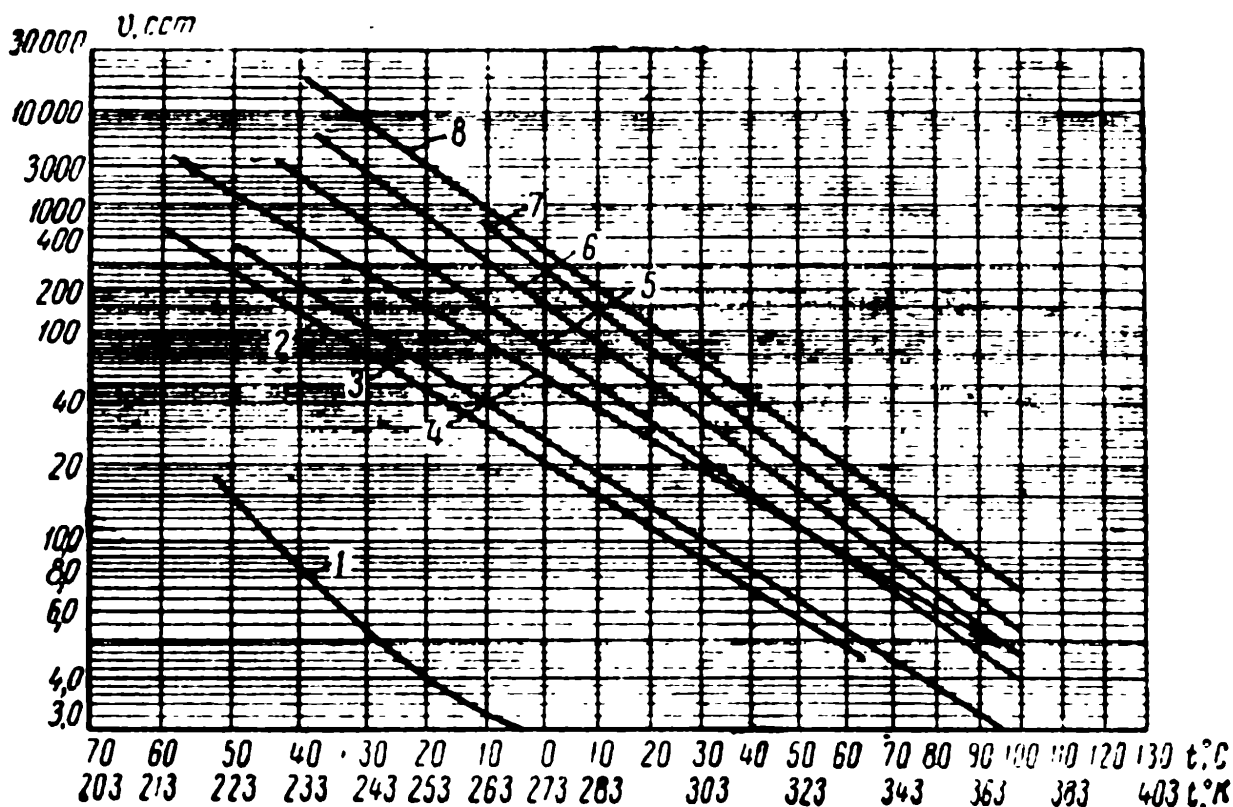


Рис. II.1. Зависимость вязкости от температуры

Зависимость вязкости от температуры в логарифмической шкале для тех же рабочих жидкостей показана на рис. II.2, номера на которой имеют тот же смысл, что и на рис. II.1.

Легкие масла имеют более пологую кривую вязкости. Угол наклона кривой вязкости (рис. II.1) характеризуется вязкостно-температурным коэффициентом TKB , определяемым по ГОСТ 3153—51. Сокращенно он обозначается TKB с индексами, указывающими пределы температуры, для которой он вычислен:

$$TKB_{0 \div 100} = \frac{\nu_0 - \nu_{100}}{\nu_{80}}$$

Для сравнения пологости кривых вязкости применяют также понятие индекса вязкости, сравнивая испытуемое масло с двумя эталонными маслами, первое из которых имеет пологую характеристику и оценивается индексом «100», а второе имеет крутую характеристику и оценивается индексом «0». Минеральные

Таблица П.3

Наименование масел	АМГ10	ВПС	ЖРМ	АІг3620	АГМ	АУ	Индустриальное 20	Шелл 27
ГОСТ или ТУ	ГОСТ 6792—61	—	—	—	—	ГОСТ 1642—50	ГОСТ 1707—51	—
Удельный вес	γ_{4}^{-20}	0,85	0,89+0,95	0,85	0,85	—	0,88+0,90	0,87
Вязкость условная	E_{50}°	1,85	1,86	1,85	1,8	2,1÷2,2	2,6÷3,2	3,7
Вязкость кинематическая при температуре t , <i>сст</i>	ν_{100}	6	—	5,9	4,0	4,5	5	7,2
	ν_{50}	10	10,4	10	9	12÷14	17÷23	23
	ν_{20}	16	—	—	26	49	75	—
	ν_{0}	42	40	—	70	180	260	400
	ν_{-20}	130	—	—	260	1000	—	2440
	ν_{-40}	450	440	150	520	1250	≈10000	—
	ν_{-50}	1250	1060	300	при -54°	4000	—	—
ν_{-60}	—	—	600	2500	—	—	—	
Температура застывания, °С	$t_{зс}$	-70	-70	-67	-60	-45	-20	-43
Температура вспышки, °С, в приборе	открытом закрытом	92	120	107	110	165	170	195
Основа масла	нефтяная с присадками	силиконо-вая	силиконовая с маслом АМГ10	нефтяная с присадками	нефтяная с присадками	нефтяная с присадками	нефтяная	нефтяная
Область применения	все районы, авиация	Арктика, Антарктида, авиация	авиация	все районы	суда, умеренный климат	промышленность	промышленность	промышленность

масла имеют индекс вязкости в пределах 80—120. Некоторые синтетические жидкости и близкие к керосину нефтяные фракции имеют очень пологие характеристики с индексом вязкости до 270 [57].

При низких температурах вязкость многих минеральных масел является величиной непостоянной, вследствие выделения твердых парафинов и появления аномалии вязкости, свойственной дисперсным системам. Такие масла могут применяться только при положительных температурах эксплуатации. Специальные морозостойкие масла, такие как АМГ10 и АГМ, сохраняют свою гомогенность (неизменность свойств) до застывания.

Застыванием масла называют условный критерий, оценивающий потерю подвижности его частиц. При этом масло еще не превращается в твердое тело. Температурой застывания по ГОСТ 1929—51 называют такую наиболее высокую температуру, при которой поверхность уровня масла, залитого в стандартную пробирку, не перемещается при наклоне пробирки на 45° в течение пяти минут. В трубопроводах малых сечений масло может терять подвижность вследствие возрастания вязкости при температуре на $10 \div 15^\circ\text{C}$ выше температуры застывания.

Влияние температуры на вязкость в интервале $30 \leq t^\circ \leq 150^\circ\text{C}$ можно оценивать аппроксимирующим уравнением [68, 84]

$$\nu_t t^n = \nu_{50} 50^n = \text{const}, \quad (\text{II.6})$$

где показатель степени n возрастает с увеличением вязкости. В табл. II.4 приведены значения n для масел из кавказской нефти.

Те же значения n в некоторых случаях могут оказаться справедливыми для смесей масел с керосином и даже для смесей спирта с глицерином. Однако использование присадок чаще всего меняет значение n .

При более низких температурах величина показателя степени n быстро уменьшается. При 25°C n следует уменьшить на 11%, а при 20°C — на 21% [68].

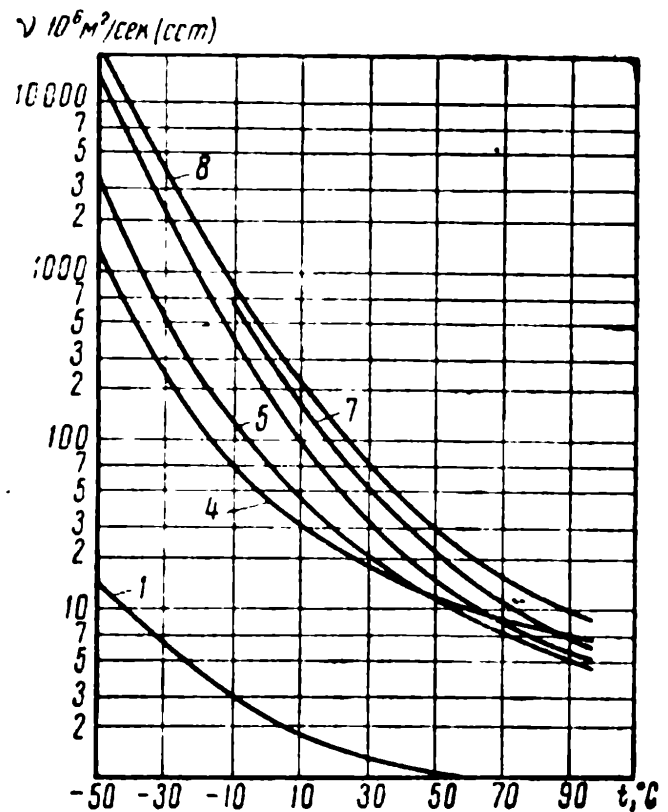


Рис. II.2. Зависимость вязкости от температуры

Таблица II.4

E_{60}°	$\nu_{\text{всст}}$	n	E_{50}°	$\nu_{\text{всст}}$	n	E_{50}°	n	E_{60}°	n	E_{60}°	n
1,2	2,8	1,39	3,0	21,2	1,99	7,0	2,42	15,0	2,75	35,0	3,10
1,5	6,3	1,59	4,0	29,3	2,13	8,0	2,49	20,0	2,86	50,0	3,17
1,8	9,0	1,72	5,0	37,3	2,24	9,0	2,52	25,0	2,96	65,0	3,32
2,0	11,8	1,79	6,0	45,1	2,32	10,0	2,56	30,0	3,06	—	—

При помощи ряда полимеров, получивших название вязкостных присадок, легкие нефтяные фракции, обладающие пологой кривой вязкости, можно загущать до необходимой вязкости в области высоких температур.

При добавлении присадки к масляной основе повышается только уровень вязкости получаемого загущенного масла, а вязкостно-температурная характеристика, как правило, сохраняется. Такие масла обеспечивают работу гидротрансмиссий в широком температурном диапазоне.

Вязкость масла увеличивается при повышении давления. При решении ряда задач необходимо определить вязкость, учитывая влияние давления и температуры. Динамический коэффициент вязкости μ при изменении давления и температуры по [95] можно определять при помощи экспоненциальной зависимости

$$\mu = \mu_0 \frac{e^{a(p-p_0)}}{e^{b(t-t_0)}}, \quad (\text{II.7})$$

где μ_0 , p_0 , t_0 — соответственно вязкость, $\text{н} \cdot \text{сек}/\text{см}^2$ или пз , давление, $\text{н}/\text{см}^2$, и температура в $^{\circ}\text{C}$ при начальных условиях;

коэффициенты $a = \frac{1}{4300} \frac{\text{см}^2}{\text{н}}$, $b = \frac{1}{43} \div \frac{1}{30}$ (для масла АГМ $b = \frac{1}{36}$, для масла АУ $b = \frac{1}{30}$).

§ II.3. Температура вспышки и горючесть

Температура вспышки и горючесть минеральных масел — важные характеристики рабочей жидкости из-за необходимости использовать гидротрансмиссию в помещениях с повышенными температурами.

При нагревании масло испаряется. Пары, смешиваясь с воздухом, образуют воспламеняющуюся смесь. Минимальная температура, до которой необходимо нагреть масло, чтобы пары его образовали с воздухом взрывчатую смесь, воспламеняющуюся при поднесении к ней пламени, называется температурой вспышки. Температура вспышки определяется по ГОСТ

4333—48 или ГОСТ 6356—52 в специальных аппаратах закрытого или открытого типа. В приборе закрытого типа вспышка происходит при температуре $7 \div 30^\circ\text{C}$ меньшей, чем в приборе открытого типа, поэтому температура вспышки указывается с упоминанием метода испытаний. Обычно температура вспышки повышается с увеличением объемного веса масла. Для легких масел она равна $90 \div 110^\circ\text{C}$ (масло АМГ10— 92°C в открытом приборе, масло АГМ— 110°C в закрытом приборе), а для средних масел $120—165^\circ\text{C}$. В закрытых гидросистемах, где масло не соприкасается с воздухом и нет опасности образования горючей смеси, иногда допускают кратковременную работу легких масел при температуре на $10 \div 20^\circ\text{C}$ выше температуры вспышки.

Температура самовоспламенения масла зависит от многих условий и не регламентируется стандартом. Для легких масел отмечалось самовозгорание на горячей поверхности при температурах порядка 250°C , для масла АУ — порядка 350°C . Таким образом, температурный предел работоспособности легких минеральных масел ограничивается в закрытых гидросистемах 120°C . Значительно меньшую огнеопасность представляют собой синтетические масла, которые обеспечивают температурный предел работоспособности до 250°C .

Теплоемкость минеральных масел [количество тепла в кдж/кг (ккал/кг), необходимое для повышения температуры на 1°C] лежит в пределах $1,67—2,5 \text{ кдж/кг}\cdot^\circ\text{C}$ ($0,4—0,6 \text{ ккал/кг}\cdot^\circ\text{C}$) и зависит от температуры [57]. Теплоемкость нефтепродуктов понижается по мере повышения плотности и может ориентировочно определяться из равенства (в $\text{ккал/кг}\cdot^\circ\text{C}$)

$$c = (0,345 + 0,000886t)(2,1 - \bar{\gamma}_{15}). \quad (\text{II.8})$$

При повышении давления на 1000 н/см^2 теплоемкость масел уменьшается, примерно, на 2,5%.

Теплопроводность масел (количество тепла в джоулях или в калориях, которое проходит в 1 сек через 1 см^2 слоя толщиной 1 см) λ (в $\text{вт/м}\cdot^\circ\text{C}$ или $\text{кал/см}\cdot\text{сек}\cdot^\circ\text{C}$) с повышением температуры от 0 до 120°C понижается по линейной закономерности. Величина теплоемкости C и теплопроводности λ некоторых жидкостей по [57] дана в табл. II.5.

Минеральные масла имеют высокую теплоту сгорания, порядка 45 кдж/кг (например, веретенное масло $45,6 \text{ кдж/кг}$, машинное масло $45,7 \text{ кдж/кг}$).

§ II.4. Химическая стабильность масел

Химическая стабильность масел, используемых в гидropередачах, высока. Применяемые рабочие жидкости прекрасно защищают металлические детали от коррозионных про-

Таблица II.5

Жидкость	с, кдж/кг·°С λ, квт/м·°С	Температура, °С				
		0	20	50+60	80+100	120
Вода	с λ	— —	4,19 0,610	4,18 0,640	4,19 0,670	— —
Масло трансформаторное	с λ	— 0,131	1,92 0,128	— 0,125	2,02 0,118	2,12 0,115
Масло промышленное 12 и АУ	с λ	— 0,140	1,83 0,137	— 0,133	2,10 0,129	— 0,127
Керосин	с λ	— —	2,00 —	2,18 0,150	2,38 —	2,48 —

цессов и умеренно воздействуют на неметаллические материалы (резиновые уплотнения и электрическую изоляцию).

При правильной эксплуатации гидропередачи, спроектированной с учетом изменения свойств масел во времени, можно обеспечить ее работоспособность в течение многих лет.

Изменение качества масла в процессе эксплуатации, сопровождающееся изменением вязкости, повышением кислотности, изменением цвета, выпадением осадков и коррозией металлов, связано, прежде всего, с процессом окисления масла. В масле растворяется в нормальных условиях по объему 7÷10% воздуха, который богаче кислородом, чем атмосферный воздух. Окисление углеводородов, являющихся основой масла, приводит к образованию нафтеновых, муравьиной, уксусной кислот и других продуктов, которые вызывают появление отложений и коррозию.

В процессе окисления различают два периода — индукционный и интенсивный. В индукционном периоде заметных изменений в масле нет. Затем наступает период интенсивного окисления, во время которого масло в гидропередаче необходимо заменять.

Индукционный период резко сокращается при эксплуатации гидропередачи за счет накопления в масле продуктов износа деталей гидропередачи, которые оказывают каталитическое действие на процессы старения (особенно частички бронз, содержащих медь и свинец). Кроме того, индукционный период сокра-

щается при высокой температуре, особенно в режимах дросселирования масла на больших перепадах давления с большой кратностью циркуляции или при соприкосновении масла с атмосферным воздухом в открытых резервуарах, что сопровождается проникновением в масло атмосферной пыли, воды и агрессивных промышленных газов. Особенно опасна местная концентрация воды и кислот на парах разнородных металлов при длительной остановке гидropередачи, сопровождающаяся возникновением электрогальванических коррозионных процессов.

Для повышения стабильности и коррозионной защиты масел в них вводят антиокислительные и антикоррозионные присадки.

Действие антиокислительных присадок основано на препятствии образованию перекисных цепей углеводородов за счет вступления в реакции молекул присадки. Поэтому присадка в процессе эксплуатации расходуется и должна в ряде случаев возобновляться. В качестве антиокислительных присадок применяют параоксидифениламин, фенотиазин, ионол, альфанафтол и др.

Антикоррозионные присадки действуют, главным образом, за счет образования на поверхностях деталей гидropередачи прочных адсорбированных пленок, которые предохраняют металл от воздействия продуктов окисления масел и атмосферных примесей. Некоторые присадки изолируют проникшую в масло воду, образуя крупные капли воды, покрытые защитной поверхностно-активной пленкой присадки. Присадки типа МНИ-5 обладают комбинированным действием, улучшая, помимо антикоррозионной защиты, смазочные свойства масла.

Антиокислительные и антикоррозионные присадки входят в состав большинства современных минеральных масел (например, АГМ, АМГ10). Введение этих присадок в масло повышает его работоспособность в 2—3 раза. Контроль за состоянием масла в процессе эксплуатации осуществляется с помощью стандартных критериев — стабильности и кислотного числа. Стабильность оценивается по стойкости масла против окисления кислородом воздуха по ГОСТ 981—55 методом ВТИ и характеризуется процентом осадка, кислотным числом и содержанием водорастворимых кислот в масле, подвергнутом искусственному старению при пропускании через масло воздуха (например, при 120°С в течение 67 ч).

Кислотным числом масел называют количество миллиграммов едкого калия (KOH), требующегося для нейтрализации 1 г масла; оно определяется по ГОСТ 5985—59 или потенциометрическим методом по ГОСТ 1784—47. Кислотное число зависит от наличия в масле свободных жирных кислот и присадок, поэтому само по себе не свидетельствует о разложении масла. Важно изменение кислотного числа в процессе эксплуатации масла, отражающее процесс окисления.

При высоких температурах усиливается отложение смол на поверхностях гидropередачи, омываемых маслом, что неблагоприятно сказывается на работе резиновых уплотнений и золотниковых систем.

В гидropередачах применяют различные резиновые уплотнения и гибкие рукава. Масла растворяют часть компонентов резины и вызывают ее набухание. Чтобы резина не теряла своих упругих свойств, а детали своей формы, эти два процесса должны быть ограничены допустимыми пределами и прекращаться после некоторого периода стабилизации. Воздействие масла на резину существенно зависит от химического состава масла.

Ароматические углеводороды масла проникают в резину и вызывают ее набухание. Парафиновые углеводороды растворяют компоненты резины. Комбинируя состав масла, можно уравновесить процесс и для каждой группы резин из маслостойких синтетических нитрильных каучуков подобрать масла с минимальным воздействием.

Соотношение ароматических и парафиновых углеводородов в масле оценивается анилиновой точкой, которой называют критическую температуру растворения смеси углеводородов в анилине. Резина, удовлетворительно работающая в данном минеральном масле, будет иметь примерно одинаковое набухание в других минеральных маслах с одинаковой анилиновой точкой.

Анилиновая точка распространенных гидравлических масел находится в пределах 70—90°C. Резина, подобранная для работы в минеральном масле с анилиновой точкой около 80°C, будет сильно набухать в маслах с анилиновой точкой 70÷75°C и терять вес в маслах с анилиновой точкой 85÷90°C. Обычно допускают изменение веса резины в масле в пределах 2%. Синтетические масла на основе кремнийорганических и диэфирных соединений характеризуются очень сильным воздействием на обычные маслостойкие резины из нитрильных каучуков и могут применяться в гидropередачах только со специальными резинами.

§ 11.5. Выбор масла для гидropередачи

Выбор масла для гидropередачи основывается на следующих исходных показателях: 1) диапазон рабочих температур; 2) температурный график за один цикл работы; 3) время работы гидropередачи; 4) общий срок эксплуатации гидropередачи, включая хранение; 5) характеристики применяемых в агрегатах материалов; 6) особенности эксплуатации — возможность смены масла, очистка масла, возможное обводнение и засорение масла извне и т. д.; 7) количество гидropриводов в эксплуатации и требование к стоимости масел.

В качестве рабочей жидкости в гидропередачах следует применять в первую очередь жидкость, рекомендуемую завод-изготовителем, на работу с которой проектировались наиболее слабые узлы гидропередач. Так, в зарубежных гидропередачах самыми слабыми узлами, лимитирующими ресурс гидропередачи (8 000 ÷ 10 000 ч и для отдельных конструкций до 20 000 ч), являются опоры, которые подбираются из условий работы с минеральным маслом, вязкость которого при $t^{\circ} = 50^{\circ}\text{C}$ находится в пределах от 4,5 до 5,0°E [63]. Очевидно, применять в таких гидропередачах менее вязкое масло нецелесообразно, тем более, что часто опоры подбираются применительно к работе не только на минеральном масле определенной вязкости, но и, вдобавок, при обязательном использовании различных присадок, увеличивающих маслянистость и обеспечивающих необходимую прочность маслопленочной опоры на трущихся поверхностях.

При работе гидропривода в более широком температурном интервале нужно либо применять рабочую жидкость, у которой вязкость в меньшей степени зависит от изменения температуры и ниже температура застывания, либо при низких и при высоких температурах использовать различные рабочие жидкости (за рубежом часто рекомендуют использовать в соответствии с условиями эксплуатации «зимние» и «летние» смеси).

При невозможности замены рабочей жидкости ограничивают наибольшую вязкость рабочей жидкости величиной $3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{сек}$ (3000 сст) из условий запуска гидропередачи, а для гидроприводов немедленной готовности к работе вязкость не должна превышать $2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{сек}$ (2000 сст).

Это требование к вязкости предопределяет, что температура застывания масла должна быть на $10 \div 20^{\circ}\text{C}$ ниже заданной рабочей температуры. Допустимая температура вспышки масла должна быть выше температуры длительной работы гидропривода на $20 \div 30^{\circ}\text{C}$. При этом следует стремиться эксплуатировать гидропривод при температуре не выше 70°C для увеличения сроков смены масла и сохранения уплотнений. Кратковременные нагревы гидропривода допускаются до температуры вспышки масла, а в закрытых гидросистемах на $10 \div 20^{\circ}\text{C}$ выше ее.

Самым сложным вопросом при анализе температурного режима работы является установление сроков смены масла. Если условия эксплуатации позволяют контролировать состояние масла, следует предусматривать замену масла после возрастания кислотного числа до определенной величины (примерно вдвое больше первоначального).

Рекомендуется предусмотреть замену масла в гидросистеме после первого периода работы гидропривода с целью ее промывки от продуктов интенсивного износа в начале эксплуатации (50 ÷ 100 ч работы).

После этого при периодической работе гидропередачи масла с антиокислительными и антикоррозионными присадками можно не заменять в течение примерно трех лет. Масла без присадок необходимо заменять ежегодно. Высококачественные масла с присадками стоят в 1,5—2 раза дороже, но могут дать большой экономический эффект (в 2—3 раза, за счет увеличения сроков смены). Помимо прямой экономии уменьшение потребляемого гидроприводами масла дает большую экономию на транспортировке и хранении масел, а также уменьшает опасность загрязнения гидросистем при смене масла и увеличивает ресурс работы гидропривода.

Обычно в гидропередачах, которые могут работать в открытых условиях, используется минеральное масло АУ (ГОСТ 1642—50), а при необходимости работы на низких температурах обращаются к минеральному маслу АГМ. Применяются также веретенные 2 и 3 (число указывает вязкость в °Е при 50°С), которые теперь называются индустриальными, турбинное (ГОСТ 32—53) и трансформаторное (ГОСТ 982—56) масла.

В станкостроении в настоящее время широко применяется минеральное масло индустриальное 20 (веретенное 3) [87], а в гидропередачах строительного и дорожного машиностроения — индустриальные масла 12 (веретенное 2), 20 и 45 (машинное С), в соответствии с ГОСТ 1707—51, и трансформаторное.

Для смазки трущихся деталей, не смазываемых рабочей жидкостью, а также для уплотнений применяются консистентные смазки, снижающие силы трения. Среди таких консистентных смазок можно назвать работающую при низких температурах (до —60°С) смазку ЦИАТИМ-201 (ГОСТ 6267—59).

Г Л А В А III

СХЕМЫ СОСТАВЛЕНИЯ ГИДРОПЕРЕДАЧ МАШИННОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ОБЩИЕ КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ СООТНОШЕНИЯ

§ III.1. Объемные гидропередачи машинного регулирования

Схемы составления гидропередачи машинного регулирования, показанные на рис. III.1, обычно состояются (рис. III.1, а) из регулируемого реверсивного роторного насоса 1, приводимого от электродвигателя 3 и нерегулируемого обычно роторного гидромотора 2, преодолевающего нагрузку 4.

В замкнутых схемах магистрали насоса и гидромотора соединены друг с другом и давление во всасывающей магистрали p_B может поддерживаться постоянным при помощи нерегулируемого вспомогательного насоса 6, избыток подачи которого сбрасывается через переливной клапан 9.

Автоматическое присоединение вспомогательного насоса 6 к магистрали, в которой давление будет

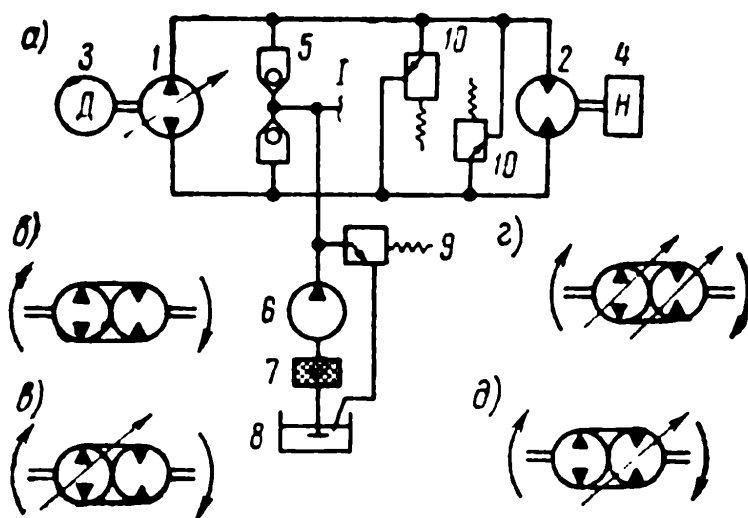


Рис. III.1. Схемы гидропередач:

а.— схема составления гидропередачи машинного регулирования; б — гидравлический вал; в — традиционная гидропередача машинного регулирования; г — гидропередача с двумя регулирующими гидромашинами; д — гидропередача с регулируемым гидромотором

пониженным, например из-за утечек в системе, обеспечивается при помощи обратных клапанов 5, пропускающих рабочую жидкость только в одном направлении.

Фильтр 7 гарантирует очистку рабочей жидкости и чаще всего ставится за вспомогательным насосом для облегчения процесса самовсасывания из сборного бака 8. Очевидно, в этом случае очистке будет подвергаться рабочая жидкость, поступающая в главные магистрали, но не во вспомогательный насос.

Реже применяются (только в неререверсивных гидроприводах) разомкнутые схемы, т. е. такие, в которых основной насос 1 засасывает рабочую жидкость из сборного бака 8, а гидродвигатель 2 сбрасывает подачу в тот же бак. В этом случае насос должен работать на самовсасывании, а значит, при прочих равных условиях на пониженном числе оборотов.

Для ограничения давления в системе используются два предохранительных клапана 10, которые часто называют ограничителями момента, поскольку развиваемый гидродвигателем момент пропорционален давлению.

Присоединение одного предохранительного клапана через два обратных клапана (например, на рис. III.2, а присоединение оборванной магистрали II) не применяется, так как размеры обратных клапанов, через которые может проходить в случае

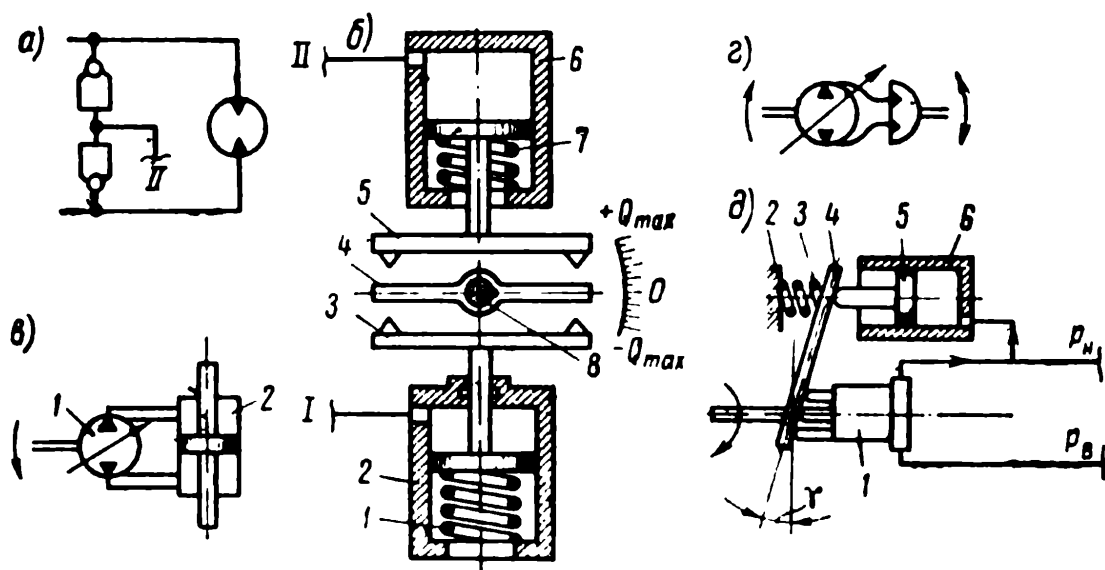


Рис. III.2. Схемы гидроавтоматики:

а — присоединение ограничителя мощности; б — ограничитель мощности и нуль-установитель; в — гидроцилиндр; г — гидроповоротник; д — стабилизатор давления

аварии полный расход основного насоса (2 на рис. III.1, а), оказываются чрезмерно большими.

В тех случаях, когда вспомогательные устройства гидропривода не рассматриваются, применяется схематичное изображение гидропривода, составленного из нерегулируемых насоса и гидромотора, как показано на рис. III.1, б. Такой гидропривод иногда называют гидравлическим валом.

В машиностроении чаще всего применяют гидропривод с регулируемым насосом при нерегулируемом гидромоторе (рис. III.1, в) и реже с регулируемым гидромотором при нерегулируемом насосе (рис. III.1, д). Возможно осуществление гидропривода с двумя регулируемыи основными гидравлическими элементами (рис. III.1, г), например на морских лебедках.

В гидропередачах, составленных по замкнутой схеме, нет магистрали с давлением, меньшим атмосферного. Кроме того, в такой гидропередаче, если она реверсивная, в каждой из магистралей давление может быть наибольшим, и поэтому часто вместо наименования магистралей «напорная» и «всасывающая» используют наименования «приемная» и «отдающая», тем более, что первые два наименования применительно к гидромотору не точны. В дальнейшем обе пары наименований будут использоваться на равных основаниях применительно к насосу, а для гидромоторов преимущественно будет применяться вторая пара наименований.

В гидроприводах средних и больших мощностей с регулируемым насосом применяют ограничитель мощности, не допускающий работы насоса на самой большой производительности при сколь-нибудь значительном давлении в напорной магистрали. Схема ограничителя мощности показана на рис. III.2, б вверху. Пусть регулирование подачи насоса (изменение эксцентриситета на рис. I.3, а и I.4 или изменение угла наклона упорного диска на рис. I.5 а) осуществляется поворотом валика 8 при помощи рычага 4. При повышении давления в любой из двух главных магистралей оно будет подведено через магистраль II к гидроцилиндру 6, поршень которого, сжав пружину 7, опустит ограничительный рычаг 5 и сделает невозможным установку регулирующего органа на большую подачу насоса. Чем выше давление, тем меньше будет подача и меньше мощность, снимаемая с приводного двигателя. В этом случае число оборотов гидромотора будет зависеть от нагрузки, уменьшаясь с увеличением давления. Такая схема имеет обратную связь по давлению.

Если бы в ограничителе мощности не использовались два обратных клапана (показанных на рис. III.2, а), то пришлось бы применить два ограничивающих устройства (показанных на рис. III.2, б), каждый из которых должен быть присоединен к своей магистрали.

Для защиты приводного электродвигателя от перегрузок при пуске используется нуль-установитель, показанный на рис. III.2, б внизу и присоединяемый в сечении I основной схемы. Давление подпитки p_b подводится к гидроцилиндру 2, поршень которого, сжимая пружину 1, опускает ограничивающий рычаг 3 и допускает установку регулирующего органа насоса на любую подачу. При любом останове гидропривода давление подпитки

упадет, и пружина 1 при помощи ограничивающего рычага 3 установит нулевую подачу насоса.

Очевидно, при любой аварии в системе подпитки, при которой давление упадет, нуль-установитель сработает, выключая гидропривод.

В любом гидроприводе возможно использование гидроцилиндра вместо гидромотора (рис. III.2, в) или моментного гидроцилиндра (гидроповоротника), поворачивающего исполнительный орган на ограниченный угол (рис. III.2, г).

При обслуживании одним насосом нескольких периодически включаемых гидродвигателей используют стабилизатор давления, присоединение которого к регулируемому насосу показано на рис. III.2, д. Выключение любого из потребителей приведет к повышению давления в магистрали из-за избытка подачи насоса 1. Повышенное давление в гидроцилиндре 6 переместит поршень 5 влево, сожмет пружину 3, опирающуюся на корпус 2, и соответственно уменьшит подачу насоса 1 в результате уменьшения угла наклона γ упорной, обязательно задемпфированной, шайбы 4.

§ III.2. Основные количественные соотношения роторных гидромашин

Основные количественные соотношения роторных гидромашин при стационарном режиме работы (без ускорения) и отсутствии потерь могут быть получены из условия пропорциональности кинематических показателей режима, а также нагрузочных показателей режима:

$$\left. \begin{aligned} Q_r &= \omega \omega; \\ M_r &= \omega \Delta p, \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.1})$$

где Q_r — геометрическая подача;

ω — угловая скорость вала;

M_r — индикаторный момент, т. е. момент на валу, определяемый гидростатическими неуравновешенными силами без учета потерь;

Δp — перепад давлений, равный разности давлений в отдающей и приемной магистралях;

ω — характерный объем гидромашин, т. е. объем жидкости, пропускаемый при отсутствии утечек через гидромашину при повороте ротора на один радиан.

Обычно наравне с величиной ω используется величина рабочего объема q , пропускаемого через гидромашину при отсутствии утечек за один оборот вала:

$$q = 2\pi\omega. \quad (\text{III.2})$$

При статистических расчетах пользуются величиной q , а при динамических — чаще всего ω не только для того, чтобы изба-

виться от сопутствующего в этом случае множителя 2π , но и для того, чтобы получить более общие результаты анализа, поскольку закономерности гидropередач возвратно-поступательного движения описываются аналогичными уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} Q_r &= Fv; \\ P &= F\Delta p, \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.3})$$

где F и v — активная площадь гидроцилиндра и скорость его поршня соответственно.

Таким образом, замена F на ω , p на M и v на q позволит перейти от равенств (III.3) к равенствам (III.1).

Гидромашина — преобразователь энергии: механической в гидравлическую или гидравлической в механическую. Аналогично электромеханическим преобразователям в электроакустике [86], для которых справедлива теорема электромеханической взаимности, может быть сформулирована теорема гидромеханической взаимности: среднее значение частной производной от кинематической выходной координаты по кинематической входной координате равно среднему значению частной производной нагрузочной входной координаты по нагрузочной выходной координате и определяется свойствами гидромашины:

$$\left(\frac{\partial Q_r}{\partial \omega} \right)_{\text{ср}} = \left(\frac{\partial M_r}{\partial \Delta p} \right)_{\text{ср}} = \omega = \frac{1}{2\pi} q. \quad (\text{III.4})$$

Характерный объем ω и рабочий объем q — понятия интегральные, оценивающие работу гидромашины за целый оборот. На самом деле, в зависимости от конструкции гидромашины при постоянном значении ω и Δp величины Q_r и M_r будут меняться в соответствии с положением ротора и размещением относительно него замыкателей:

$$Q_r = \xi(Q_r)_{\text{ср}}, \quad M_r = \xi(M_r)_{\text{ср}}, \quad (\text{III.5})$$

где ξ — коэффициент равномерности подачи, причем $\xi = \xi(\alpha)$; α — угол поворота ротора.

При оценке гидромашин широко пользуются коэффициентом неравномерности подачи

$$\sigma = \frac{(Q_r)_{\text{max}} - (Q_r)_{\text{min}}}{(Q_r)_{\text{max}}} = 1 - \frac{(Q_r)_{\text{min}}}{(Q_r)_{\text{max}}} = 1 - \frac{\xi_{\text{min}}}{\xi_{\text{max}}}. \quad (\text{III.6})$$

Чем меньше значение σ , тем более качественной может считаться гидромашина. Имея в виду, что для хороших гидромашин величина коэффициента неравномерности подачи σ не должна быть большой, часто обращаются к равенству

$$\sigma \approx \frac{(Q_r)_{\text{max}} - (Q_r)_{\text{min}}}{(Q_r)_{\text{ср}}}, \quad (\text{III.7})$$

поскольку в этом случае $(Q_r)_{\text{max}} \approx (Q_r)_{\text{ср}}$.

Все потери в роторной гидромашине разделяются на объемные и механические, так как первые определяют соотношения кинематических, а вторые — нагрузочных показателей режима. Так, объемным к. п. д. насоса называют отношение действительной подачи к геометрической, а объемным к. п. д. гидромотора — обратное отношение:

$$\left. \begin{aligned} \eta_{o1} &= \frac{Q_1}{Q_{г1}}; \\ \eta_{o2} &= \frac{Q_{г2}}{Q_2}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.8})$$

Для обратимых машин, т. е. таких, у которых все ведущие звенья могут стать ведомыми, а все ведомые — ведущими (роторный насос превращается в роторный гидромотор), доказана общая теорема о том, что для них любая рациональная функция показателей режима, определяющая какое-либо свойство машины, сохраняет смысл, если в ее выражении знак при показателях степени к. п. д. изменить на обратный [69]. Так, выражение действительной подачи для насоса имеет вид

$$Q_1 = \omega \omega_1 \eta_{o1}, \quad (\text{III.9})$$

а для гидромотора

$$Q_2 = \omega \omega_2 \frac{1}{\eta_{o2}}. \quad (\text{III.10})$$

Индекс при ω ставить не обязательно, так как эта величина остается той же самой при превращении насоса в гидромотор. Если же рассматривается гидропривод, в котором одна гидромашинка обязательно насос, а вторая гидромотор, то применение обозначений ω_1 и ω_2 может оказаться оправданным.

Для регулируемых гидромашин подача при повороте ротора на один радиан меняется и может оцениваться долей e от наибольшей возможной. Такая безразмерная величина e (меняющаяся для реверсивных гидромашин в пределах от $+1$ до -1), называемая параметром регулирования, меняется при помощи определенного устройства регулирующего органа гидромашинки и в системе автоматического привода является входной координатой. Таким образом, для регулируемых гидромашин:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= e_1 \omega_1 \omega_1 \eta_{o1}; \\ Q_2 &= e_2 \omega_2 \omega_2 \frac{1}{\eta_{o2}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.11})$$

Для использования равенств (III.11) применительно к нерегулируемой гидромашине достаточно принять равным положительной единице значение соответствующего параметра регулирования.

Любые потери в гидромашине, не являющиеся объемными, называют механическими и оценивают с помощью механического к. п. д.

$$\eta_m = \frac{\eta}{\eta_o}, \quad (\text{III.12})$$

где η — полный к. п. д.

Такое разделение потерь всего лишь на две группы не исключает возможности рассмотрения и иных составляющих механических потерь (гидравлические, на изменение запертого объема, дисковые и др.), как это делают в других областях гидромашиностроения. Однако в гидропередачах такое исследование применяется только при доводке образца гидромашин в процессе ее освоения, но не в процессе использования.

При стационарном режиме работы насоса баланс энергий запишется в виде равенства

$$\eta_1 M_1 \omega_1 = Q_1 \Delta p. \quad (\text{III.13})$$

Заменяя в равенстве (III.13) η_1 на $\eta_{o1} \eta_{m1}$ и Q_1 на его выражение из (III.11), получим

$$M_1 = e_1 \omega_1 \Delta p_1 \frac{1}{\eta_{m1}}. \quad (\text{III.14})$$

По теореме об обратимых гидромашин

$$M_2 = e_2 \omega_2 \Delta p_2 \eta_{m2}. \quad (\text{III.15})$$

Таким образом, механические к. п. д. входят в зависимости между нагрузочными показателями режима, как это следует из равенств (III.14) и (III.15), а объемные к. п. д. — в зависимости между кинематическими показателями режима (III.11).

Из-за существования потерь в соединительных магистралях гидропривода насос должен развивать больший перепад Δp_1 по сравнению с перепадом, под которым работает гидромотор Δp_2 . Отношение этих величин, оценивающее «механические» потери в соединительных магистралях, может быть обозначено через

$$\eta_{m3} = \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}, \quad (\text{III.16})$$

а при существовании утечек или отборе рабочей жидкости на вспомогательные устройства — через

$$\eta_{o3} = \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (\text{III.17})$$

Тогда к. п. д. гидропривода

$$\eta = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{e_2 w_2 \omega_2}{e_1 w_1 \omega_1} \cdot \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \cdot \eta_{m1} \eta_{m2} = \frac{e_2 w_2 \omega_2}{e_1 w_1 \omega_1} \eta_m,$$

где $\eta_m = \eta_{m1}, \eta_{m2}, \eta_{m3}$.

Из равенств (III.11) следует, что

$$\frac{e_2 w_2 \omega_2}{e_1 w_1 \omega_1} = \frac{Q_2 \eta_{o2} \eta_{o1}}{Q_1} = \eta_{o1} \eta_{o2} \eta_{o3} = \eta_o,$$

поэтому

$$\eta = \eta_m \eta_o = k i_{21}, \quad (\text{III.18})$$

где η — полный к. п. д. гидропривода;

η_m — механический к. п. д. гидропривода;

η_o — объемный к. п. д. гидропривода;

$$k = \frac{M_2}{M_1} = \frac{e_2 w_2}{e_1 w_1} \eta_m \text{ — коэффициент трансформации } \left(\frac{e_2 w_2}{e_1 w_1} \text{ — гидравлическая редукция} \right);$$

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \text{ — передаточное отношение.}$$

Закономерности изменения к. п. д. для роторных гидромашин будут рассмотрены ниже, например в гл. X.

§ III.3. Критерии оценки стационарных режимов работы роторной гидромашин

Критерии оценки стационарных режимов работы роторной гидромашин основываются на использовании величины рабочего объема q или характерного объема w , кубический корень из которого называют характерным размером гидромашин:

$$D = \sqrt[3]{w}. \quad (\text{III.19})$$

При испытании гидромашин на разных числах оборотов по достижении определенного значения угловой скорости величина подачи на один радиан резко падает (рис. III.3, а) из-за наступления кавитационных режимов работы. Во избежание возникновения таких режимов необходимо, чтобы коэффициент ско-

рости, в любой из трех применяемых форм, не превосходил предельного значения:

$$\left. \begin{aligned} c_{\omega} &= \omega \sqrt[3]{\psi} \leq (c_{\omega})_{\text{пр}}; \\ c_n &= n \sqrt[3]{q} \leq (c_n)_{\text{пр}}; \\ c_D &= n \sqrt[3]{\psi} \leq (c_D)_{\text{пр}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.20})$$

Существование трех форм коэффициента скорости определяется тем, что при расчетах конструкции гидромашины обычно пользуются параметрами q и n , а при расчетах динамики — параметрами ψ и ω . Предпочтение обычно дается выражению c_{ω} [удобство в анализе задач динамики и соответствие системе (СИ)], а для перехода к остальным двум выражениям используют переводные множители

$$c_n = 30 \sqrt[3]{\frac{2}{\pi^2}} c_{\omega} = 17,65 c_{\omega} \quad \text{и} \quad c_D = \frac{30}{\pi} c_{\omega} = 9,56 c_{\omega}.$$

Коэффициент скорости пропорционален скорости и его предельное значение $(c_{\omega})_{\text{пр}}$ определяется наибольшим допустимым значением $\omega_{\text{пр}}$ из-за наступления режимов кавитации и называется критерием кавитационной работоспособности. Однако если в любом из узлов при $\omega_{\text{пр}}$ в смысле кавитации возникают недопустимо большие окружные скорости, то предельное значение $(c_{\omega})_{\text{пр}}$ соответственно снижают.

Значения коэффициентов скорости гидромашины для серии геометрически подобных образцов меняются сравнительно мало, главным образом за счет влияния вязкости на $(c_{\omega})_{\text{пр}}$, которая не должна меняться в широких пределах из-за уменьшения ресурса опор. Следовательно, чем больше гидромашина, тем меньшее число оборотов она должна иметь на номинальном режиме работы.

Чем выше допускает гидромашина значение c_{ω} , тем более она быстроходна при том же характерном объеме ψ .

При испытании гидромашины на постоянном числе оборотов и переменном перепаде можно определить мощность механических потерь $N_{\text{м}} = N_{\text{м}}(\Delta p)$, которая при некотором значении перепада $\Delta p = (\Delta p)_{\text{пр}}$ меняет свою закономерность, что свидетельствует о разрушении маслопленочной опоры на наиболее слабой

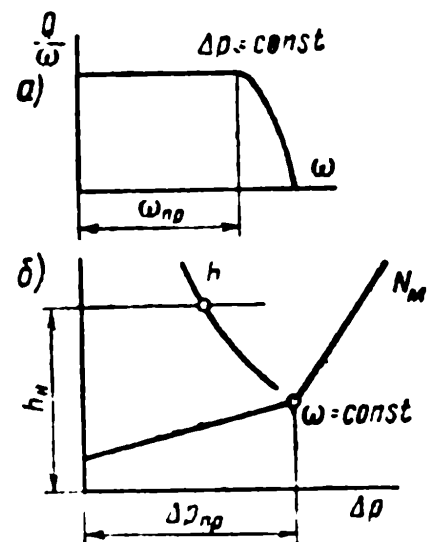


Рис. III.3. Предельные режимы работы:

а — по кавитационной работоспособности; б — по износной работоспособности

поверхности трения и замене жидкостного трения полусухим или, даже, сухим. В этом случае наступает предел износной работоспособности, определяемый предельным значением коэффициента мощности

$$c_w = \Delta p \omega \sqrt[3]{\omega} = \Delta p c_{\omega} \leq (c_w)_{\text{пр}}. \quad (\text{III.21})$$

Однако, если по условиям получения заданного ресурса опор качения $h_{\text{н}}$ необходимо снизить предельное значение номинального давления ($h_{\text{н}}$ на рис. III.3, б — заданный ресурс, а h — действительный ресурс опор качения в часах), предел работоспособности гидромашины, а также ее коэффициент мощности будут определяться опорами качения, для которых критерием работоспособности будет величина

$$c_k = \Delta p h^{\frac{3}{m}}, \quad (\text{III.22})$$

где m — показатель степени экспериментально установленной зависимости между числом циклов напряжений и временным пределом контактной усталости σ_z' . В СССР принято значение $m=10$, а за рубежом $m=9$.

Опять-таки, чем более совершенна гидромашина, тем больше у нее значения коэффициента мощности c_w и критерий работоспособности опор качения c_k . В существующих в настоящее время роторных гидромашинах, работающих на высоких давлениях, лимитирует обычно величина c_k [64].

Коэффициент мощности пропорционален не только мощности, передаваемой гидромашине, но и удельной мощности трения на любой из трущихся поверхностей, разумеется, со своим коэффициентом пропорциональности.

Большое значение при оценке гидромашины имеют весовые характеристики, которыми являются удельный вес гидромашины, т. е. вес, приходящийся на один киловатт мощности (в н/квт)

$$\bar{G} = \frac{G}{W}, \quad (\text{III.23})$$

вес на единицу развиваемого момента (в н/н·м)

$$\bar{G}_M = \frac{G}{M} \quad (\text{III.24})$$

и металлоемкость

$$v = \frac{G}{7,8 \omega} 10^{-3}, \quad (\text{III.25})$$

которая представляет собой отношение объема стали, имеющей вес гидромашины, к ее характерному объему [70, 72].

§ III.4. Динамические возможности гидромотора

Динамические возможности гидромотора оцениваются способностью сообщать инерционной нагрузке большое ускорение. Оценка динамических качеств гидромотора отношением развиваемого им момента к моменту инерции вращающихся частей

$$\kappa_d = \frac{M_d}{J_d} \quad (\text{III.26})$$

не считается удобной динамической характеристикой, поскольку гидромотор обычно соединяется с нагрузкой через ряд редукторов и величина этого отношения при переходе от одного звена кинематической цепи к другому меняется.

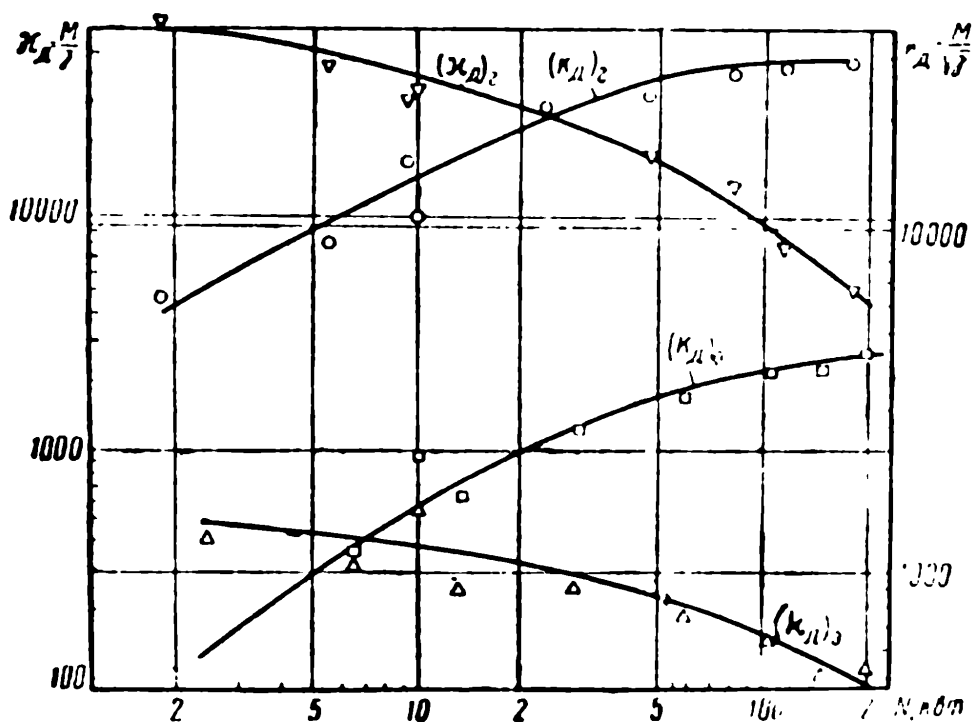


Рис. III.4. Сравнение гидромоторов с электродвигателями по параметрам κ_d и k_d

По параметру κ_d отечественные гидромоторы серии ИМ [81], при мощности в несколько киловатт, в 160 раз добротнее, а при мощности в 200 кВт в 50 раз (параметр κ_d уменьшается с увеличением мощности) добротнее электродвигателей постоянного тока серии ПН (рис. III.4) [53].

Рассмотрим гидродвигатель с моментом инерции вращающихся частей J_d , развивающий момент M_d (рис. III.5) и приводящий через редуктор с передаточным отношением $i = \frac{\theta_n}{\theta_d}$ инерционную нагрузку с моментом инерции J_n (θ_d и θ_n — углы поворота вала гидромотора и нагрузки соответственно). Момен-

ты инерции соответствующих валов и шестерен отнесем к гидромотору и нагрузке.

Из определения передаточного отношения связь между ускорениями обоих валов будет следующая:

$$\ddot{\theta}_d i = \ddot{\theta}_n. \quad (III.27)$$

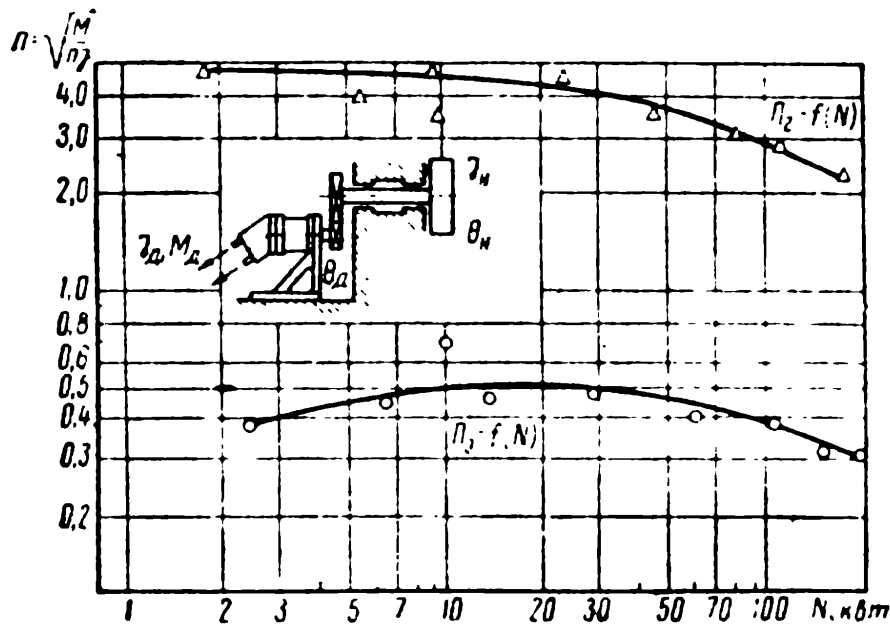


Рис. III.5. Сравнение гидромоторов с электродвигателями по приемистости

Момент двигателя при передаче через редуктор будет изменяться. Обозначим его величину, приведенную к валу нагрузки, через $M_{пр} = \frac{1}{i} M_d$. На разгон инерционной нагрузки затрачивается момент $M_d - \ddot{\theta}_d J_d$, поэтому

$$(M_d - \ddot{\theta}_d J_d) \frac{1}{i} = J_n \ddot{\theta}_n,$$

что после подстановки равенства (III.27) дает

$$M_d = i \ddot{\theta}_n \left(J_n + \frac{1}{i^2} J_d \right). \quad (III.28)$$

Второй член в скобках представляет собой приведенный момент инерции двигателя (приведенный к валу нагрузки): $J_{пр} = \frac{1}{i^2} J_d$. Возведя последнее равенство в степень x и умножив на выражение $M_{пр} = \frac{1}{i} M_d$, можно установить значение x , при котором полученная функция $M_{пр} J_{пр}^x$ не будет зависеть от значения передаточного отношения редуктора i :

$$M_{пр} J_{пр}^x = i^{-1-2x} M_d J_d^x = M_d J_d^x.$$

Очевидно, при $x = 0,5$ выражение

$$k_d = \frac{M_d}{\sqrt{J_d}}, \quad (\text{III.29})$$

приведенное к любому валу, соединенному с гидромотором при помощи редуктора, может служить критерием динамической добротности. Значение этого критерия для тех же гидромоторов серии ИМ и электродвигателей серии ПН приведены на рис. III.4 (k_d для ранее сравниваемых гидромоторов в $7,5 \div 10,0$ раз больше, чем для электродвигателей серии ПН).

Величина ускорения нагрузки из равенства (III.28)

$$\ddot{\theta}_n = \frac{M_d}{\left(J_n + \frac{1}{i^2} J_d\right) i} = \frac{i M_d}{J_d + i^2 J_n}.$$

Продифференцировав это выражение по i и приравняв нулю, можно определить экстремальное значение передаточного отношения редуктора

$$i^* = \sqrt{\frac{J_d}{J_n}} = \frac{n_n^*}{n_d}, \quad (\text{III.30})$$

откуда наибольшее ускорение нагрузки

$$\ddot{\theta}_n^* = \frac{M_d}{2\sqrt{J_n J_d}} = \frac{k_d}{2\sqrt{J_n}} \sqrt{M_d n_d} \frac{1}{2\sqrt{J_n}} \Pi, \quad (\text{III.31})$$

где

$$\Pi = \sqrt{\frac{M_d}{n_d J_d}}, \quad (\text{III.32})$$

может служить критерием, оценивающим динамическую добротность двигателя. Этот критерий, называемый приемистостью, так же как и k_d , не зависит от значения передаточного отношения редуктора и пропорционален $\ddot{\theta}_n^*$. Недостаток этого критерия заключается в том, что в выражение $\ddot{\theta}_n^*$ он входит в сопровождении множителя, пропорционального мощности двигателя, и поэтому должен применяться при использовании значения n_d , наибольшего допустимого для заданных условий работы. Значения Π для той же серии гидромоторов ИМ и электродвигателей приведены на рис. III.5.

По приемистости гидравлические двигатели на порядок более добротны по сравнению с электрическими, почему к ним и обращаются при необходимости быстрого и частого разгона значительной инерционной нагрузки.

Можно показать, что для серии геометрически подобных гидромашин величина приемистости должна быть примерно

одинаковой. Так, в случае геометрического подобия рабочих органов гидромоторов момент инерции их вращающихся частей пропорционален четвертой степени характерного размера $J = \bar{J}D^4$, а момент нерегулируемого гидромотора из равенства (III.15) $M_2 = \omega_2 \Delta p_2 \eta_{м2} = \Delta p_2 \eta_{м2} D^3$. Подставляя эти два выражения совместно с равенством (III.20) $c_D = n \sqrt[3]{\bar{\omega}} = nD$ в уравнение (III.32), получим

$$\Pi = \sqrt{\frac{M}{nJ}} = \sqrt{\frac{\Delta p_2 \eta_{м2}}{c_D \bar{J}}}. \quad (\text{III.33})$$

Поскольку коэффициент скорости c_D для серии гидромашин примерно постоянен, то постоянна и приемистость Π , которую можно существенно увеличить либо форсированием гидромашин по давлению Δp_2 (этим и объясняется постоянное стремление создания образцов, работоспособных при высоких давлениях), либо уменьшением величины \bar{J} , что обычно и делается в так называемых высокомоментных гидромоторах.

Использование критерия Π позволяет определить высокомоментный гидромотор существенно большим значением приемистости по сравнению со значениями приемистости гидромоторов традиционных типов.

Однако использование тех же выражений M_2 и J в равенстве (III.29) дает

$$k_d = \frac{M_2}{\sqrt{J}} = \frac{\Delta p_2 \eta_{м2}}{\sqrt{J}} D, \quad (\text{III.34})$$

т. е. значение k_d будет зависеть от размера образца, а поэтому непригодно для оценки серии гидромоторов и сравнения различных серий гидромоторов.

По тем же причинам непригоден и производный из первых двух критериев

$$k_J = \frac{k_d}{\Pi^2} = n \sqrt{\bar{J}} = c_D D \sqrt{\bar{J}}, \quad (\text{III.35})$$

который так же, как и первые два, не будет зависеть от передаточного отношения редуктора.

§ III.5. Давление в запертом объеме рабочей клетки

Давление в запертом объеме рабочей клетки при ее переходе из напорной области в приемную и обратно определяется деформацией жидкости из-за изменения объема рабочей клетки и утечек.

Поскольку перенос рабочей клетки из приемной области в отдающую является одним из главных признаков роторной

гидромашины (послужив причиной наименования одного из рабочих органов «замыкатель»), а различное выполнение конструкции гидромашины может привести к большим изменениям давления в запертом объеме, необходимо рассмотрение общих закономерностей изменения этого давления.

При достаточной герметичности рабочей клетки закономерность изменения давления в соответствии с уравнением (II.2) будет линейна:

$$dp = -\kappa \frac{dV}{V}, \quad (III.36)$$

где dp — изменение давления;

κ — модуль объемной упругости;

dV — деформация объема;

V — первоначальное значение объема.

Рассмотрим давление, например, под поршнем гидромашины (см. рис. I.5,а), когда цилиндр был соединен с приемной камерой, давление в которой было p_b . Пусть в некоторый момент, когда объем цилиндра был равен V_a , цилиндрический блок повернулся так, что цилиндр оказался запертым (точка a на рис. III.6). Тогда при любом изменении запертого объема давление в нем в соответствии с равенством (III.36) будет определяться уравнением

$$\begin{aligned} p_a &= -\frac{\kappa}{V_a} V + p_b + \kappa = \\ &= -\frac{\kappa}{V_a} V(\alpha) + p_b + \kappa, \end{aligned} \quad (III.37)$$

которому на рис. III.6 в осях координат ($p; V$)-соответствует прямая agb ($hb = \kappa$). Зависимость $V = V(\alpha)$ обычно бывает нелинейна (α — угол поворота ротора).

Если отсечка цилиндра произошла тогда, когда его объем был равен V_e и он был соединен с напорной камерой, давление в которой p_n , то это соответствует его переходу из напорной камеры во всасывающую (точка e на рис. III.6). При изменении запертого объема V_e давление в нем будет определяться уравнением

$$p_e = -\frac{\kappa}{V_e} V + p_n + \kappa = -\frac{\kappa}{V_e} V(\alpha) + p_n + \kappa, \quad (III.38)$$

которому на рис. III.6 соответствует прямая egf ($kf = \kappa$).

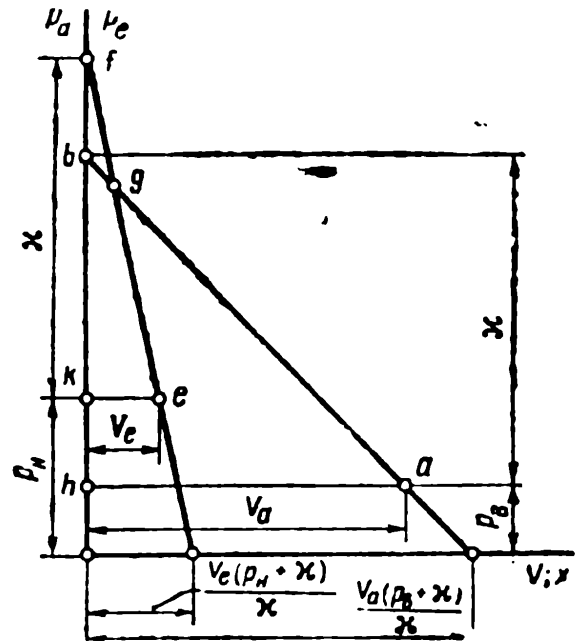


Рис. III.6. Зависимость давления от величины изменения запертого объема

Следовательно, угловой коэффициент линейного уравнения зависит от величины запертого объема, а величина объема, определяемого конструкцией гидромашины, связана определенным образом с углом поворота ротора, и зависимость изменения давления от угла поворота ротора α будет уже нелинейной.

Для поршневой гидромашины, показанной на рис. I.5,а, объем цилиндра пропорционален перемещению поршня в цилиндре x , поэтому графики на рис. III.6 применительно к такой гидромашине показывают давление в запертом цилиндре в зависимости от перемещения поршня.

Координаты точки g на рис. III.6 следующие:

$$V_g = \frac{\Delta p}{\kappa} \frac{V_e}{1 - \frac{V_e}{V_a}};$$

$$p_g = p_H + \kappa - \frac{\Delta p}{1 - \frac{V_e}{V_a}},$$

где $\Delta p = p_H - p_B$.

Рассмотрим случай предварительной отсечки цилиндра в насосе (точка a на рис. III.7,а), когда давление в нем было равно p_B . Дальнейшее увеличение запертого объема изменит давление по прямой ab , а затем уменьшение запертого объема (обратное движение цилиндра) будет повышать давление до тех пор, пока цилиндр откроется в напорную камеру в точке c . В этот момент давление в нем не будет равно давлению в камере нагнетания и величина скачка давления будет измеряться отрезком cd . По мере вытеснения рабочей жидкости из цилиндра (отрезок de) его объем будет уменьшаться вплоть до отсечки в точке e . Дальнейшее уменьшение объема уже запертого цилиндра сначала повысит давление по отрезку прямой ef , а затем увеличение объема снизит давление по отрезку прямой fg , после чего из-за открытия цилиндра в точке g давление скачком выравнивается с давлением в приемной камере. Величина скачка давления будет gh . Затем будет происходить процесс засасывания рабочей жидкости по прямой ha , и цикл повторяется.

Аналогично происходит процесс работы для гидромотора (рис. III.7,б) с преждевременной отсечкой рабочей клетки и, очевидно, с противоположным направлением изменения объема рабочей камеры в напорной и всасывающей камерах.

Если отсечка цилиндров будет происходить с запаздыванием, при обратном движении поршней, то в запертых рабочих клетках не будет меняться знак изменения давления (рис. III.8,а и б), но скачки давления в гидромоторе могут оказаться значительными (cd и gh на рис. III.8,б) и возможно возникновение кави-

тационных разрывов из-за чрезмерного падения давления в точке g .

В момент открытия рабочей клетки происходит обмен энергиями для получения энергетического равновесия. Величина подведенной (или отнятой) к жидкости в момент открытия ра-

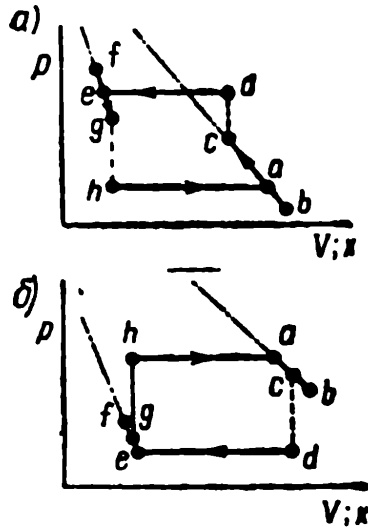


Рис. III.7. Индикаторные диаграммы при предварительной отсечке:
 a — насос; b — гидромотор

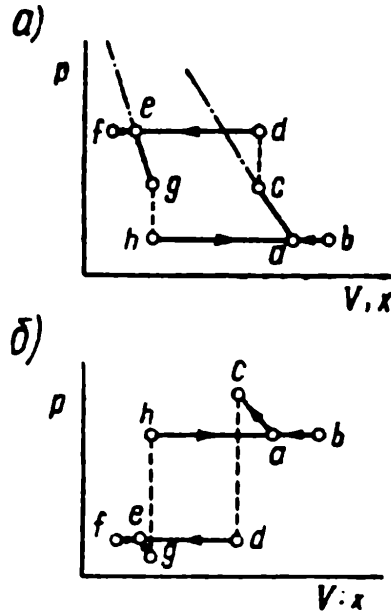


Рис. III.8. Индикаторные диаграммы при поздней отсечке:
 a — насос; b — гидромотор

бочей клетки энергии может быть определена из следующих соображений [67].

Пусть объем жидкости V_1 , находящийся под давлением p_1 , герметично отделен от объема V_2 с давлением p_2 перегородкой OO (рис. III.9, a). Если перегородка получит возможность свободно перемещаться, то она займет новое положение $O'O'$, а давление в обеих частях выравняется и станет равным p_3 . Из равенства (III.36) имеем

$$V = \frac{V_1(p_1 - p_3)}{\kappa} = \frac{V_2(p_3 - p_2)}{\kappa}$$

или, исключая p_3 , получим величину скачка давления

$$p_c = p_1 - p_2 = \kappa \Delta V \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right).$$

Работа, совершаемая при перемещении перегородки из положения OO в $O'O'$,

$$A = \frac{1}{2} p_c \Delta V = \frac{p_c^2 V_1 V_2}{2\kappa(V_1 + V_2)} = \frac{p_c^2 V_1}{2\kappa \left(1 + \frac{V_1}{V_2} \right)} \approx \frac{p_c^2 V_1}{2\kappa}, \quad (\text{III.39})$$

так как $V_2 \gg V_1$.

Для уменьшения скачка давления в некоторых конструкциях роторных гидромашин выполняют дросселирующие канавки, соединяющие запертый объем с какой-либо из камер (напорной или всасывающей). Если обозначить через p_k давление в такой

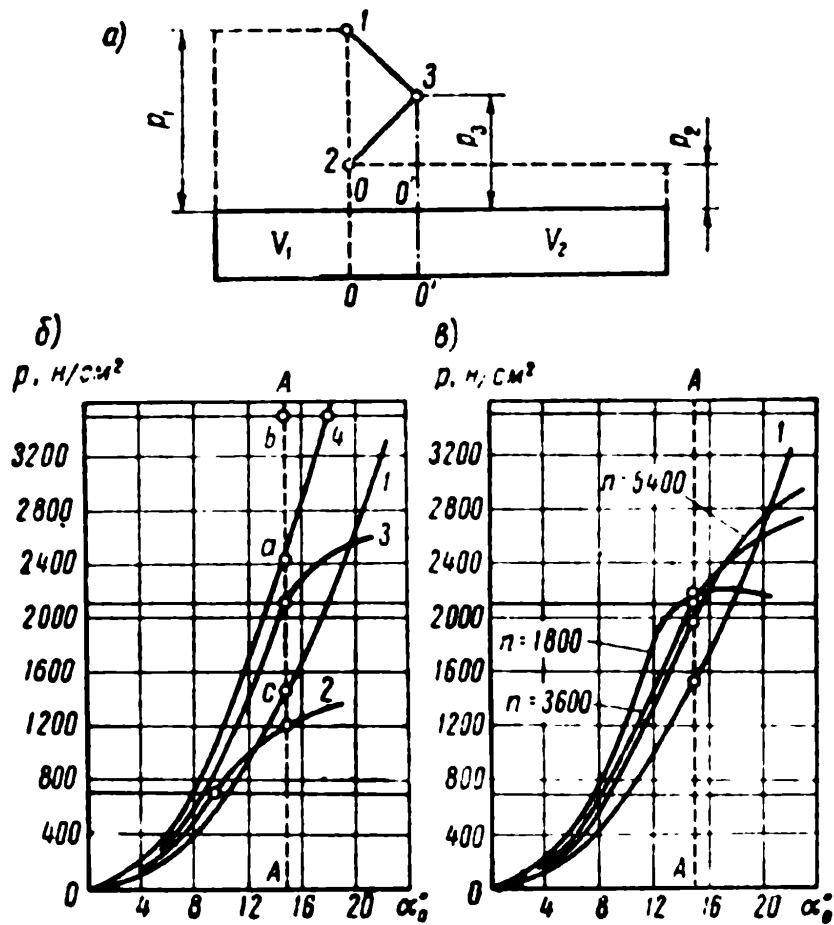


Рис. III.9. Скачки давления:

a — при открытии цилиндра; *б* — при разных давлениях в отдающей камере; *в* — при разных числах оборотов

камере, а через $f=f(\alpha)$ площадь сечений дросселирующей канавки, соединяющей запертый объем, то расход утечек через дросселирующие канавки

$$Q_y = -\text{sign}(p - p_k) \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} |p - p_k|}, \quad (\text{III.40})$$

где $\text{sign}(p - p_k) = +1$ при $p > p_k$ и $\text{sign}(p - p_k) = -1$ при $p < p_k$.

Имея в виду, что утечки Q_y меняют и компенсируют скорость изменения запертого объема $\frac{dV}{dt}$, можно, продифференцировав равенство (III.36), записать его в форме

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{x}{V_0} \left(\frac{dV}{dt} + Q_y \right), \quad (\text{III.41})$$

Проводя численное интегрирование равенства (III.41), можно определить закономерность изменения давления в запертом объеме [67]:

$$dp = - \frac{\kappa}{V_0} \left(\frac{dV}{d\alpha} + \frac{1}{\omega} Q_y \right) d\alpha, \quad (\text{III.42})$$

поскольку $\frac{dp}{dt} = \frac{dp}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dp}{d\alpha}$ (α — угол поворота ротора; ω — его угловая скорость).

При больших значениях Q_y и малых V_0 нельзя при расчетах принимать $V_0 = \text{const}$. В этом случае расчетное уравнение будет иметь форму

$$\frac{dp}{dt} = - \frac{\kappa \left(\frac{dV}{dt} + Q_y \right)}{V_0 + Q_y dt} \approx - \frac{\kappa}{V_0} \left(\frac{dV}{dt} + \psi Q_y \right), \quad (\text{III.43})$$

где $\psi = 1 - \frac{Q_y}{V_0} dt$.

На рис. III.9,б кривая 1 показывает закон изменения давления в запертом цилиндре при его переходе в напорную камеру аксиально-поршневого насоса Виккерс, работающего с числом оборотов $n=3600$ в зависимости от угла открытия цилиндра α . Остальные три кривые 2, 3 и 4 показывают законы изменения давления, в том же цилиндре при выполнении дросселирующих канавок на распределителе и работе насоса на давлениях в 700, 2100 и 3500 н/см² соответственно. Сравнивая точки встречи этих кривых с вертикалью AA, соответствующей моменту открытия цилиндра в напорную камеру, можно видеть, насколько снижают дросселирующие канавки скачки давления (например, при $p_{\text{н}}=3500$ н/см² ab вместо cb).

Объем утечек зависит от времени, а $\frac{dV}{d\alpha}$ от времени не зависит, поэтому величина скачка давления определяется в том числе угловой скоростью ротора, как это следует из равенства (III.42). Результаты подсчетов эффекта дросселирующих канавок при разных значениях чисел оборотов ($n=1800, 3600$ и 5400 об/мин) для той же гидромашинны Виккерс показаны на рис. III.9,в.

При отсутствии дросселирующих канавок ($f=0$) окажутся весомыми утечки через зазоры, причем пути просачивания рабочей жидкости по мере вращения ротора могут меняться в зависимости от угла поворота ротора. Утечки в напорную и всасывающие камеры могут быть аппроксимированы выражениями:

$$Q_{y\text{н}} = - (A_1 + A_2 \alpha) (p - p_{\text{н}}), \quad Q_{y\text{в}} = - (B_1 - B_2 \alpha) (p - p_{\text{в}}),$$

где A_1, A_2, B_1 и B_2 — коэффициенты, определяющие утечки через зазоры и для каждой конкретной конструкции определяемые

величинами зазоров, конфигурацией путей просачивания и вязкостью рабочей жидкости. Необходимость использования двух коэффициентов определяется существованием путей просачивания, длина которых обычно линейно зависит от угла поворота ротора.

В этом случае задача сводится к решению уравнения

$$\frac{dp}{d\alpha} = - \frac{\kappa}{\omega V_0} \left[\frac{dV}{dt} + (A_1 + A_2\alpha)(p - p_n) + (B_1 - B_2\alpha)(p - p_b) \right]. \quad (III.44)$$

Наконец, в многоступенчатых гидромашинах, в которых напорная камера отделена от всасывающей несколькими последовательно расположенными рабочими камерами I, II, III, \dots , система разрешающих уравнений запишется в форме:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_I}{d\alpha} &= - \frac{\kappa}{\omega V_{0I}} \left[\frac{dV_I}{dt} + (A_{1I} + A_{2I}\alpha)(p_I - p_n) + \right. \\ &\quad \left. + (B_{1I} - B_{2I}\alpha)(p_I - p_b) \right]; \\ \frac{dp_{II}}{d\alpha} &= - \frac{\kappa}{\omega V_{0II}} \left[\frac{dV_{II}}{dt} + (A_{1II} + A_{2II}\alpha)(p_{II} - p_n) + \right. \\ &\quad \left. + (B_{1II} - B_{2II}\alpha)(p_{II} - p_b) \right]; \\ \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \quad (III.45)$$

где индексы I, II, \dots относят величины соответственно к рабочим клеткам I, II, \dots

§ III.6. Статические характеристики объемных гидропередач

Статические характеристики объемных гидропередач, составленных из роторных гидромашин, определяются основными количественными соотношениями этих гидромашин. Рассмотрим вначале без учета потерь гидропривод, составленный из регулируемых насоса и гидродвигателя (рис. III.1,2), для которого $\omega_1 = \text{const}$ и $\Delta p = (\Delta p)_{\text{max}} = \text{const}$. Для получения самого большого момента на выходном валу следует использовать параметр регулирования гидродвигателя $e_2 = +1$ (зоны A и A' на рис. III.10), т. е. $M_{r2} = \omega_2 \Delta p$. Изменение скорости выходного вала в этом случае определяется изменением параметра регулирования e_1 , поскольку

$$Q_{r1} = e_1 \omega_1 \omega_1 = \omega_2 \omega_2 = Q_{r2} \text{ или } \omega_2 \sim e_1.$$

В тех же зонах A и A' нагрузка на насос $M_{Г1} = e_1 \omega_1 \Delta p$ будет меняться пропорционально параметру регулирования e_1 , а значит, пропорционально ω_2 . Поскольку $\omega_1 = \text{const}$, то при отсутствии потерь $M_{Г1} \sim W$ — мощности.

Расширение области изменения ω_2 зон B и B' на рис. III.10 достигается изменением параметра регулирования гидродвигателя при неизменном значении $e_1 = +1$:

$$Q_{Г1} = \omega_1 \omega_2 = e_2 \omega_2 \omega_2 = Q_{Г2} \text{ или } \omega_2 e_2 = \text{const.}$$

Поскольку связь между ω_2 и e_2 описывается гиперболой, а $M_{Г2} \sim e_2$, то и $M_{Г2}$ изменяется по закону гиперболы.

В зоне, в которой регулирование скорости гидropередачи достигается изменением параметра e_1 (зоны A и A' на рис. III.10), скорость гидромотора пропорциональна e_1 , а момент нагружения насоса $M_{Г1}$ пропорционален абсолютному значению e_1 . Конструкции роторных насосов выполняются так, что изменение знака параметра регулирования e_1 не меняет знака нагружающего момента $M_{Г1}$ в отличие от гидромоторов, для которых изменение знака величины e_1 меняет направление действия момента, нагружающего гидромотор ($M_{Г2}$ на рис. III.10).

При учете механических потерь в насосе момент на его валу возрастает, поскольку $M_1 = M_{Г1} \frac{1}{\eta_{м1}}$ (*mtp* вместо *okl* на рис. III.11, *a*).

Механические потери в гидромоторе понизят величину момента на выходном валу (*dgef* вместо *abc*).

Изображенные на рис. III.10 и III.11, *a* характеристики являются предельными, соответствующими наибольшему возможному давлению в магистралях, определяемому настройкой предохранительных клапанов. Поэтому гидропривод может работать в области, ограниченной полученными характеристиками и осями абсцисс, причем любой точке этих областей будет соответствовать перепад давления, линейно падающий до нуля пропорционально уменьшению ординат. Следовательно, ось ординат изображает не только момент, но и перепад, в зависимости от которого будут меняться и утечки Q_y (*oq* на рис. III.11, *a*), пропорциональные величине потерянной угловой скорости

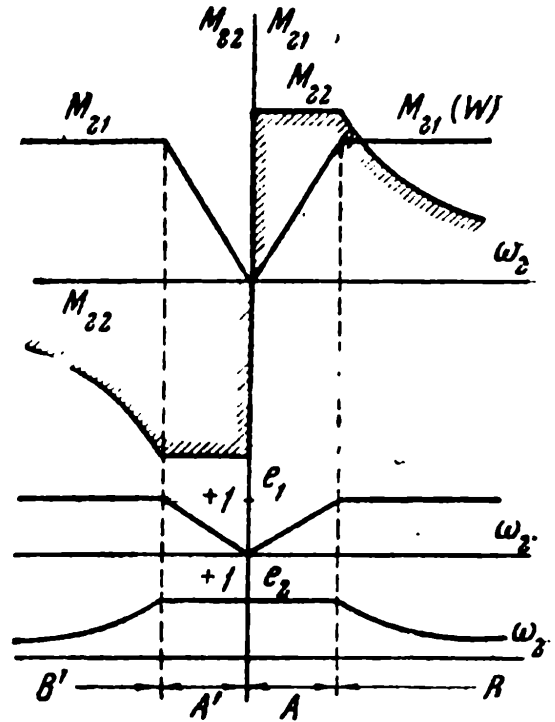


Рис. III.10. Статические характеристики объемной гидропередачи машинного регулирования

$\omega_3 = \omega_1 - \omega_2 = \frac{Q_y}{e_2 \omega_2}$. Поэтому при учете утечек статическая характеристика гидромотора будет изображаться кривой dgh ($qd = ge$),

граница зон A и B будет определяться кривой $o'g$, а точка h определит режим холостого хода, при котором момент на валу гидромотора обращается в нуль. Очевидно, нельзя беспредельно уменьшать параметр регулирования гидродвигателя и, во всяком случае, не следует переходить за значение, устанавливаемое положением точки h .

Из-за большой стоимости регулируемых гидромашин по сравнению с нерегулируемыми в машиностроении чаще всего обращаются к установкам с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором. Однако такой гидропривод оказывается чрезмерно тяжелым, если необходимо передавать им наибольшую мощность при разных значениях момента на валу гидромотора, как этого обычно требуют трансмиссии транспортных устройств, для которых все чаще приходится обращаться к проверке возможности использования гидропривода с регулируемым гидромотором.

Так, если транспортная установка требует диапазон изменения момента на валу гидромотора $d = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}$ обычно равный 6 для универсального сельскохозяйственного трактора, 6—8 для строительного-дорожных машин и до 10 для тяжелых гусеничных машин, то использование гидропривода с регулируемым насосом и нерегулируемым гидродвигателем приведет к необходимости использования его характеристики, ограниченной гиперболой EH , причем $\frac{FD}{FH} = d$ (рис. III.11, б), поскольку наибольший момент $M_{2 \max}$ потребуется на наименьшей скорости, и наоборот. Следовательно, при $0 \leq \omega_2 \leq \frac{\omega_{2 \max}}{d}$ (участок OL) гидромотор может эксплуатироваться с наибольшим моментом $M_{2 \max}$, а значит, с полной нагрузкой насоса (участок OG на прямой OGA). При дальнейшем разгоне гидромотора абсолютная величина нагрузки на насос останется неизменной (заштрихованный участок на

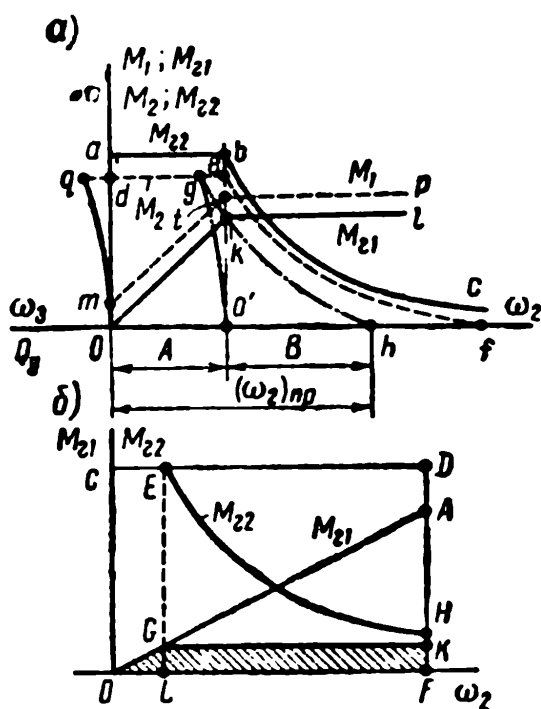


Рис. III.11. Статические характеристики:

a — влияние потерь на статическую характеристику гидропередачи машинного регулирования; b — нагрузка на гидропередачу при регулировании насоса

Так, если транспортная установка требует диапазон изменения момента на валу гидромотора $d = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}$ обычно равный 6 для

универсального сельскохозяйственного трактора, 6—8 для строительного-дорожных машин и до 10 для тяжелых гусеничных машин, то использование гидропривода с регулируемым насосом и нерегулируемым гидродвигателем приведет к необходимости использования его характеристики, ограниченной гиперболой EH ,

причем $\frac{FD}{FH} = d$ (рис. III.11, б), поскольку наибольший момент

$M_{2 \max}$ потребуется на наименьшей скорости, и наоборот. Следовательно, при $0 \leq \omega_2 \leq \frac{\omega_{2 \max}}{d}$ (участок OL) гидромотор может

эксплуатироваться с наибольшим моментом $M_{2 \max}$, а значит, с полной нагрузкой насоса (участок OG на прямой OGA). При дальнейшем разгоне гидромотора абсолютная величина нагрузки на насос останется неизменной (заштрихованный участок на

рис. III.11,б), уменьшая его относительное нагружение пропорционально увеличению скорости ω_2 .

Поскольку номинальная (установочная) мощность выбираемых гидромашин W_y определяется точкой A или D на рис. III.11,б, а полезно используемая, равная мощности приводного двигателя W_d , определяется положением ограничивающей гиперболы EH , то использование гидропривода с нерегулируемым гидродвигателем в этом случае приводит к недогрузке гидропривода или, что то же самое, к большому превышению установочной мощности W_y над мощностью двигателя: $W_y = W_{d \cdot d}$.

§ III.7. Выбор наименьшего размера гидромашин

Выбор наименьшего размера гидромашин при стационарных режимах работы осуществляется при помощи тех же основных количественных соотношений роторных гидромашин.

Если проектированию подлежит гидропривод, который должен обеспечить определенное передаточное отношение $i_{21}^* = \frac{\omega_2}{\omega_1}$, то соотношение характерных размеров роторных гидромашин, составляющих такой гидропривод, будет определяться из равенств (III.11) соотношением

$$i_{21}^* = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{e_1 \omega_1}{e_2 \omega_2} \eta_0, \quad (\text{III.46})$$

откуда при $e_1 = e_2 = +1$

$$\left. \begin{aligned} \omega_2 &= \omega_1 \frac{\eta_0}{i_{21}^*}; \\ \omega_2^* &= \omega_1 i_{21}^*, \end{aligned} \right\}$$

где индекс в виде звездочки относит величины к расчетному режиму.

При проектировании гидропривода, который должен обеспечить определенное значение коэффициента трансформации $k^* = \frac{M_2^*}{M_1}$, следует обращаться к равенствам (III.14), (III.15) и (III.18), приводящимся к уравнению

$$k^* = \frac{M_2^*}{M_1} = \frac{e_2 \omega_2}{e_1 \omega_1} \eta_M,$$

откуда при $e_1 = e_2 = +1$

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{k^*}{\eta_m} . \quad (\text{III.47})$$

Различные по форме равенства (III.46) и (III.47) не являются взаимно независимыми, в чем можно убедиться почленным делением их друг на друга, приводящим к условию (III.18) $\eta^* = k^* i^*_{21}$. Поэтому их использование приведет к совпадающим результатам расчета.

Однако в одном и другом случаях получаются соотношения размеров гидромашин, а не сами размеры, для получения которых следует обращаться к выражению необходимой мощности

$$W_2 = M_1 \omega_1 \eta = e_1 \omega_1 \Delta p_1 \omega_1 \frac{\eta}{\eta_{m1}} ,$$

откуда

$$\omega_1 = \frac{W_2 \eta_{m1}}{e_1 \Delta p_1 \omega_1 \eta} = \frac{W_1 \eta_{m1}}{e_1 \Delta p_1 \omega_1} \approx \frac{\text{const}}{\Delta p_1} . \quad (\text{III.48})$$

Каждый тип роторных гидромашин обладает своим допустимым значением перепада Δp_1 , выбирая которое, получают наименьшее возможное значение характерного объема. Так, через коэффициенты скорости и мощности в соответствии с равенствами (III.20) и (III.21) при $e_1 = +1$

$$\omega_1 \geq \sqrt{\left[\frac{W_2 \eta_{m1}}{(c_\omega)_{\text{пр}} (\Delta p_1)_{\text{пр}} \eta} \right]^3} , \text{ или } \omega_1 \geq \sqrt{\left[\frac{W_2 \eta_{m1}}{(c_W)_{\text{пр}} \eta} \right]^3} . \quad (\text{III.49})$$

Следовательно, задаваясь допустимыми значениями для выбранного типа гидромашин $(c_\omega)_{\text{пр}}$, $(\Delta p)_{\text{пр}}$, η и η_{m1} , можно по мощности нагрузки W_2 найти допустимый характерный размер насоса, по которому определяется размер гидромотора.

Г Л А В А IV

ШЕСТЕРЕННЫЕ И ВИНТОВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

§ IV.1. Шестеренные насосы с внешним зацеплением

Шестеренные насосы с внешним зацеплением (см. рис. I.1) получили широкое распространение благодаря простоте изготовления, надежности, небольшим размерам и малой стоимости. Изготавливаются они на давления до 2000 н/см^2 и расходы до 1200 л/мин [45 и 64]. В гидроприводах чаще всего используются с шестернями эвольвентного профиля в качестве вспомогательных насосов. В качестве основного насоса гидропривода (строительно-дорожное машиностроение, сельскохозяйственное машиностроение и т. д.) используются тогда, когда не требуется большая равномерность подачи, высокое давление и необходимо снижение стоимости изготовления и обслуживания.

Более сложные в изготовлении шестеренные насосы с внутренним зацеплением (рис. IV.1) применяются в случае необходимости получения более равномерной подачи и дополнительного уменьшения размеров рабочих органов (гидромоторы в станкостроении, основные

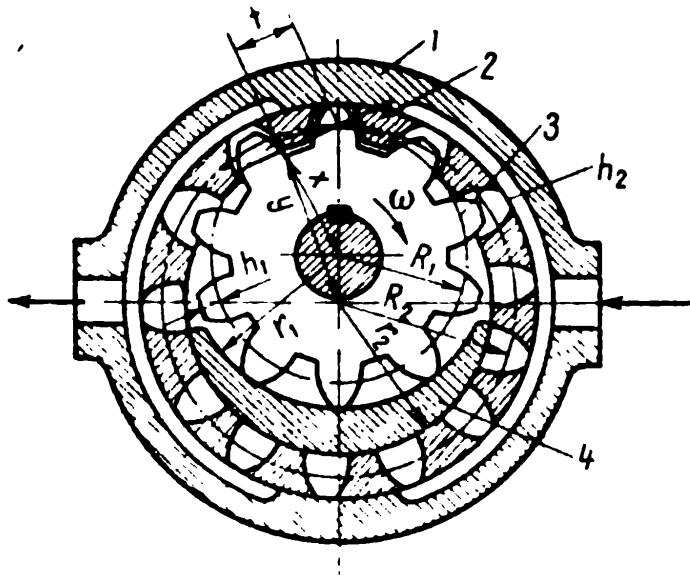


Рис. IV.1. Шестеренный насос с внутренним зацеплением

насосы систем автоматизации управления трансмиссий колесных и гусеничных машин и т. п.). В этом случае часто обращаются к шестерням неэвольвентного профиля, особенно при изготовлении крупных перекачечных насосов.

§ IV.2. Геометрическая подача

Геометрическая подача (без учета утечек) шестеренных гидромашин с внешним зацеплением может быть получена из рассмотрения баланса энергий на двух шестернях гидромашин, в которой разграничение всасывающей камеры

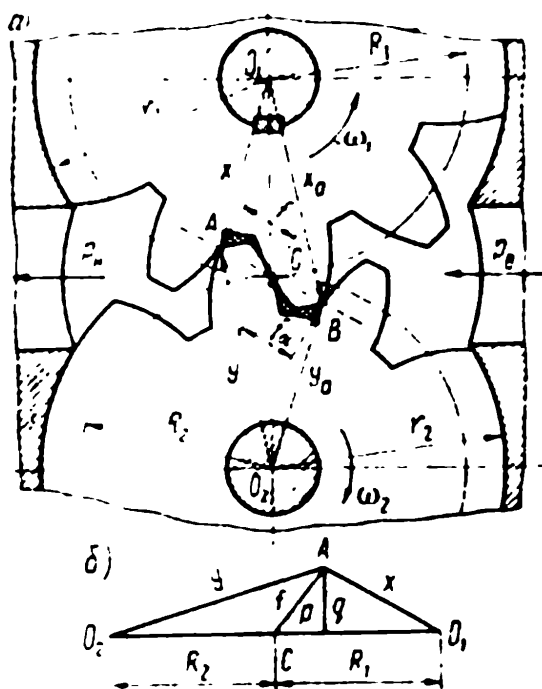


Рис. IV.2. Положение точек зацепления в шестеренном насосе:

а — сопряженные шестерни; б — схема положения точки зацепления

от напорной происходит лишь в одной точке зацепления, находящейся на расстоянии x от оси ведущей шестерни и y от оси ведомой (рис. IV.2). Здесь, как и в дальнейшем, все рассуждения ведутся применительно к сечению рабочих органов плоскостью, нормальной к осям шестерен.

При равномерном вращении шестерен энергия, сообщаемая рабочей жидкости,

$$(p_n - p_a)dV = \Delta p dV,$$

где dV — объем, отдаваемый в напорную магистраль за время dt .

Эту энергию сообщают моменты M_1 и M_2 , подводимые от ведущего вала к шестерням, для преодоления нагрузок, возникающих на шестернях из-за неуравновешенных сил гидростатического давления, причем.

$$\Delta p dV = M_1 d\alpha_1 + M_2 d\alpha_2 = M_1 \omega_1 dt + M_2 \omega_2 dt, \quad (\text{IV.1})$$

$$\text{где } M_1 = \frac{r_1^2 - x^2}{2} b \Delta p, \quad M_2 = \frac{r_2^2 - y^2}{2} b \Delta p;$$

r_1 и r_2 — радиусы головок шестерен ведущей и ведомой шестерен соответственно; b — ширина шестерен.

Здесь, как и в дальнейшем, индекс «1» будет относить величины к ведущей шестерне и «2» — к ведомой.

Если бы в зацеплении одновременно находилось две пары зубьев (точки A и B на рис. IV.2,а), расстояния второй точки зацепления до осей ведущей и ведомой шестерен были бы x_a

и y_a соответственно, а давление в запертом объеме p_3 отличалось бы от p_H и p_B , то выражения моментов M_1 и M_2 приняли бы форму:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= \frac{r_1^2 - x^2}{2} p_H b - \frac{x_a^2 - x^2}{2} p_3 b - \frac{r_1^2 - x_a^2}{2} p_B b; \\ M_2 &= \frac{r_2^2 - y^2}{2} p_H b - \frac{y^2 - y_a^2}{2} p_3 b - \frac{r_2^2 - y_a^2}{2} p_B b. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV.2})$$

Если рассматривать такую конструкцию гидромашины, в которой при помощи специальных каналов, например в боковых щеках насоса, запертый объем соединяется с камерой всасывания и $p_3 = p_B$, то уравнения (IV.2) обращаются в (IV.1).

Сокращая равенство (IV.1) на Δp и имея в виду, что $\frac{dV}{dt} = Q_r$ (геометрическая подача насоса), можно получить выражение геометрической подачи в форме

$$Q_r = \frac{b\omega_1}{2} \left[(r_1^2 - x^2) + \frac{R_1}{R_2} (r_2^2 - y^2) \right], \quad (\text{IV.3})$$

где R_1 и R_2 — радиусы полюдных окружностей шестерен, а $\omega_2 = \frac{R_1}{R_2} \omega_1$ из-за равенства окружных скоростей сопряженных шестерен в полюсе зацепления (точка касания полюдных окружностей, которые обкатываются без скольжения).

Если обозначить расстояние от точки зацепления A до полюса зацепления C через f , а проекции f на линию центров O_1O_2 через p и на нормаль к линии центров через q (рис. IV.2, б), то, обозначая размер головок шестерен через $h_1 = r_1 - R_1$ и $h_2 = r_2 - R_2$, получим:

$$x^2 = R_1^2 - 2pR_1 + f^2 \quad \text{и} \quad y^2 = R_2^2 + 2pR_2 + f^2,$$

что после подстановки в равенство (IV.3) дает

$$Q_r = \frac{b\omega_1}{2} \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{R_1}{R_2} h_2^2 - \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) f^2 \right] \quad (\text{IV.4})$$

Графическое изображение полученной зависимости представлено на рис. IV.3, а в виде кривой 4123, причем абсцисса $\frac{l_{ш}}{2}$ точки 2 является половиной расстояния между двумя смежными точками зацепления, симметрично расположенными относительно полюса зацепления двух пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении (точки A и B на рис. IV.2, а). Величина $l_{ш}$ называется шаговой длиной линии зацепления. Очевидно, что

для следующей пары зубьев зависимость будет иметь ту же форму.

В случае эвольвентного зацепления $f \sim \omega_1 t$ и тогда кривая на рис. IV.3,а будет изображать зависимость геометрической подачи гидромашины от времени t или от угла поворота ведущей шестерни $\alpha_1 = \omega_1 t$. Очевидно, в этом случае график, соответствующий подаче второй пары зубьев, позднее вступивших в зацепление, будет изображаться кривой 5267 (рис. IV.3,а), причем

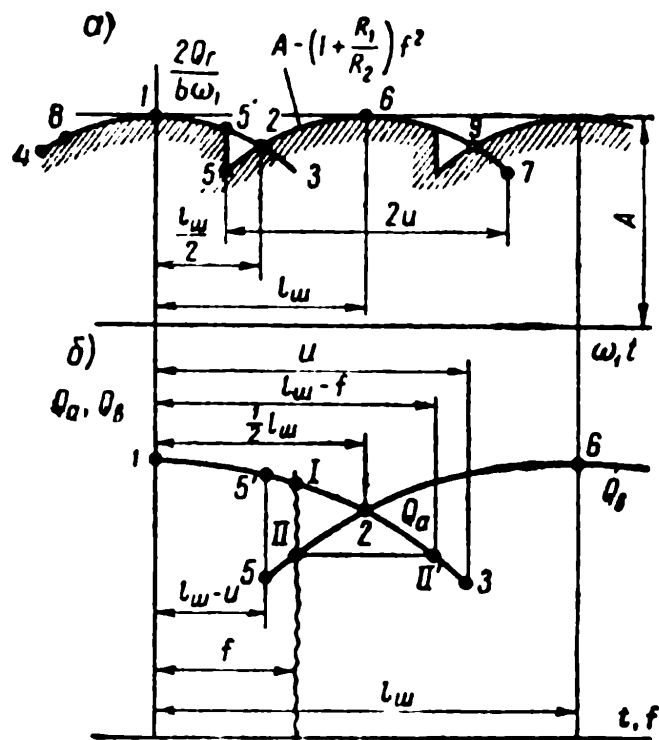


Рис. IV.3. Влияние запертого объема на подачу гидромашины.

а — график геометрической подачи; б — определение расхода рабочей жидкости из запертого объема

то подача насоса изображалась бы кусочно непрерывной функцией 81269... (рис. IV.3,а). Поскольку $\epsilon > 1$, а действительная подача определяется только вновь вступившей парой зубьев, то геометрическая подача определяется кривой 15'526..., т. е. неравномерность подачи существенно увеличивается.

Площадь криволинейного треугольника 5'52 (рис. IV.3) пропорциональна величине изменения запертого объема (заштрихованного в клетку на рис. IV.2,а), и использование или не использование этого объема в общей подаче гидромашины будет зависеть от ее конструкции, т. е. от системы коммуникаций, которые могут соединять запертый объем либо с напорной, либо со всасывающей камерой. Очевидно, что от этого будут зависеть и дополнительные нагрузки на вал гидромашины, связанные с изменением давления в запертом объеме. Если система коммуникаций (часто, исходя из ее физического смысла применяют наименование «система разгрузки») выполнена так, что заштрихованный

абсциссы точек участка по отношению к первому (4123) будут сдвинуты на величину $l_{ш}$. Это относится и к каждой последующей паре зубьев.

Таким образом, точное представление зависимости $Q = Q(\omega_1 t)$ для эвольвентного профиля в виде отрезков парабол превращается в некое условное построение для профилей, отличных от эвольвентных, однако удобное для выяснения ряда количественных соотношений.

Если бы продолжительность зацепления была равна единице: $\epsilon = \frac{2u}{l_{ш}} = 1$, где $2u$ — пол-

ная длина линии зацепления (расстояние между точками, в которых какая-либо пара входит и выходит из зацепления),

на рис. IV.2,а объем отсекается от напорной камеры только в тот момент, когда $f \rightarrow \frac{1}{2} l_{\text{ш}}$ (точка 2 на рис. IV.3,а), а при f , не намного превышающим $\frac{1}{2} l_{\text{ш}}$, тот же объем соединяется уже со всасывающей камерой, то можно при определении геометрической подачи пользоваться понятием гидравлической продолжительности зацепления $\varepsilon_r = \frac{2u_r}{l_{\text{ш}}}$, весьма близкой к единице, где $2u_r$ длина гидравлической линии зацепления (расстояние между двумя точками зацепления двух соседних пар зубьев, взятых в тот момент, когда последующая отсекает запертый объем, а предыдущая — в момент открытия запертого объема).

Если шестерни не только выполняют роль рабочих органов гидромашин, но также должны передавать друг другу нагрузку, то продолжительность зацепления τ обязательно больше единицы, тогда как приближение τ_r к единице свидетельствует о совершенстве принятого способа разгрузки и снижает дополнительные динамические нагрузки на гидромашину, вызываемые изменением давления в запертом объеме.

Система разгрузки, при которой $\varepsilon_r = 1$, называется совершенной. Она довольно сложна [79, 89], обеспечивает наибольшую равномерность подачи; применительно к ней будут получены последующие соотношения, поправки которых на систему разгрузки будут установлены позднее (например, равенство (IV.11)).

Наибольшая подача будет при $f=0$, а наименьшая — при $f = \frac{1}{2} l_{\text{ш}}$, поэтому

$$Q_{\max} = \frac{b\omega_1}{2} \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{R_1}{R_2} h_2^2 \right] \text{ и } Q_{\min} = \frac{b\omega_1}{2} \times \\ \times \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{R_1}{R_2} h_2^2 - \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) \frac{l_{\text{ш}}^2}{4} \right],$$

откуда коэффициент неравномерности подачи

$$\sigma = 1 - \frac{Q_{\min}}{Q_{\max}} = \frac{(R_1 + R_2) l_{\text{ш}}^2}{4R_2 \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{R_1}{R_2} h_2^2 \right]}. \quad (\text{IV.5})$$

§ IV.3. Рабочий объем

Рабочий объем гидромашин может быть определен из равенства (IV.4), а выражение геометрической подачи только тогда, когда известна зависимость $f=f(t)$. Применительно-

но к эвольвентному зацеплению, для которого скорость перемещения точки зацепления по линии зацепления (прямая)

$$\left. \begin{aligned} \frac{df}{dt} &= \omega_1 \rho_1; \\ 2\pi \rho_2 &= l_m z_1, \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV.6})$$

где ρ_1 — радиус основной окружности, развертка которой дает профиль зуба (линия зацепления касательна к основным окружностям сопряженных шестерен):

z_1 — число зубьев ведущей шестерни.

Объем рабочей жидкости, подаваемый гидромашинной при повороте ведущей шестерни на шаговый угол $\frac{2\pi}{z_1}$, может быть определен из равенства

$$V_{\text{ш}} = \int_{V_{\text{ш}}} dV = \int_{t_{\text{ш}}} \frac{dV}{dt} dt = \int_{t_{\text{ш}}} Q dt = \frac{b\omega_1}{2} \int_{t_{\text{ш}}} \left[A - \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) f^2 \right] dt, \quad (\text{IV.7})$$

где

$$A = 2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{R_1}{R_2} h_2^2.$$

Заменяя в последнем равенстве dt через df при помощи условий (IV.6), получаем

$$\begin{aligned} V_{\text{ш}} &= \frac{b}{2\rho_1} \int_{-f_2}^{f_1} \left[A - \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) f^2 \right] df = \\ &= \frac{b}{2\rho_1} \left[A(f_1 + f_2) - \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) \left(\frac{f_1^3 - f_2^3}{3} \right) \right], \end{aligned}$$

откуда

$$q = z_1 V_{\text{ш}} = \frac{z_1 b}{2\rho_1} \left[A(f_1 + f_2) - \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) \left(\frac{f_1^3 + f_2^3}{3} \right) \right].$$

Принимая $f_1 = f_2 = \frac{1}{2} l_{\text{ш}}$, что является точным равенством для одинаковых шестерен, но приближенным для шестерен с разными числами z , получим окончательное выражение для рабочего объема, точное для гидромашинной с одинаковыми шестернями и приближенное, но с большой степенью точности, для гидромашинной с $z_1 \neq z_2$:

$$q = \frac{bl_{\text{ш}}}{2\rho_1} \left[A - \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) \frac{l_{\text{ш}}^2}{12} \right] = \pi b \left[A - \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) \frac{l_{\text{ш}}^2}{12} \right]. \quad (\text{IV.8})$$

Для одинаковых шестерен ($R_1 = R_2 = R$ и $h_1 = h_2 = h$)

$$q = 2\pi b \left(2Rh + h^2 - \frac{l_{\text{ш}}^2}{12} \right). \quad (\text{IV.9})$$

Величина $h^2 - \frac{l_{\text{ш}}^2}{12}$ много меньше члена $2Rh$ и составляет от него примерно 10%, поэтому приближенное выражение рабочего объема можно записать в форме

$$q \approx 4k\pi bRh, \text{ или } Q_r = \frac{qh}{60} = \frac{1}{2\pi} q\omega = \omega\omega, \quad (\text{IV.9}')$$

где $k \approx 1,1$.

Последнее равенство легко запомнить, если представить подачу шестеренной гидромашины в виде бесконечного ремня толщиной $2h$ и шириной b , который сматывается с барабана такого диаметра, что радиус оси этого ремня составляет R . Только в этом случае необходимо использовать исправляющий коэффициент $k \approx 1,1$, что равносильно использованию вместо π числа 3,5.

Можно заметить, что ни в одно из использованных выражений не входили радиусы окружностей ножек зубьев, величина которых не может изменить q , но изменит величину запертого объема, в котором часть рабочей жидкости возвращается из напорной камеры в приемную. Поэтому нельзя определять подачу гидромашины вычислением межзубового пространства шестерен, считая, что только этот объем и переносится из всасывающей камеры в отдающую.

§ IV.4. Величина изменения запертого объема

Величина изменения запертого объема в процессе вращения шестерен может быть определена интегрированием из равенства (IV.4). Подача предыдущей (ранее вступившей в зацепление) пары зубьев Q_a изображена кривой 123, а последующей Q_b — кривой 526 на рис. IV.3,б. Если нет разгрузки от запертого объема, то он будет уменьшаться при

$$l_{\text{ш}} - u \leq f \leq \frac{1}{2} l_{\text{ш}} \text{ и увеличивается при } \frac{1}{2} l_{\text{ш}} \leq f \leq u.$$

Из-за того, что $Q_a \neq Q_b$, из запертого объема будет выдавливаться в первый период его изменения расход $Q_3 = Q_a - Q_b$, определяясь вертикальным расстоянием между точками I и II на рис. IV.3,б. Можно воспользоваться тем, что ординаты точек II и II' на рис. IV.3,б одинаковы, но точки I и II' лежат на одной кривой, описываемой уравнением (IV.4). Тогда изменение за-

пертого объема при перемещении точки зацепления от $f=l_m-u$ до $f=\frac{1}{2}l_m$ можно определить из уравнения

$$\Delta V_s = \int_{\Delta t} Q_s dt = \int_{\Delta t} (Q_a - Q_b) dt = \frac{b\omega_1}{2} \int_{\Delta t} \left\{ \left[A - \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) f^2 \right] - \left[A - \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) (l_m - f)^2 \right] \right\} dt$$

или

$$\Delta V_s = \frac{b\omega_1}{2} \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) l_m \int_{\Delta t} (l_m - 2f) dt.$$

Используя применительно к эвольвентному зацеплению условия (IV.6) и проводя интегрирование, получим

$$\begin{aligned} \Delta V_s &= \frac{\pi b}{z_1} \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) \int_{l_m-u}^{\frac{l_m}{2}} (l_m - 2f) df = \\ &= \frac{\pi b}{z_1} \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) \left(\frac{l_m}{2} - u \right)^2 = \frac{\pi b l_m^2}{4z_1} \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) (\varepsilon - 1)^2, \quad (IV.10) \end{aligned}$$

откуда потеря рабочего объема из-за существования запертого объема будет равна $z_1 \Delta V_s$. Поэтому рабочий объем гидромашин, в которых рабочая клетка немедленно по возникновении соединяется со всасывающей камерой, имеет уменьшенную величину

$$q' = q - z_1 \Delta V_s. \quad (IV.11)$$

В гидромашинах без разгрузки от запертого объема большая часть изменения запертых объемов будет выдавливаться во всасывающую камеру, поскольку давление в ней меньше, чем в напорной.

§ IV.5. Разгрузка от запертого объема

Разгрузка от запертого объема осуществляется либо при помощи специальных коммуникаций, либо в виде канавок на боковых щеках, либо при помощи сверловки, соединяющих запираемый объем с камерами через ось гидромашинны.

Наибольшее распространение имеет разгрузка запертого объема при помощи выполнения профилированных различными способами коммуникаций на боковых щеках так, чтобы отсечка происходила в тот момент, когда запираемый объем приближается к своему наименьшему значению и открывается в прием-

ную камеру тогда, когда запираемый объем увеличивается не на много по сравнению с наименьшим значением.

Применяемые для этой цели разгрузочные канавки в шестеренных насосах, выпускаемых станкостроительными заводами, показаны на рис. IV.4 [29] и благодаря симметрии одинаково работают при вращении шестерен как в одном, так и другом направлениях. Этим выгодно отличается рассматриваемый способ разгрузки от так называемого совершенного (см. § IV.2), который требует выполнения разгружающих канавок асимметричной формы, а изменение направления вращения шестерен не только меняет линию зацепления, но и конфигурацию запертого объема.

Расстояние между разгружающими канавками выбирается наименьшее возможное

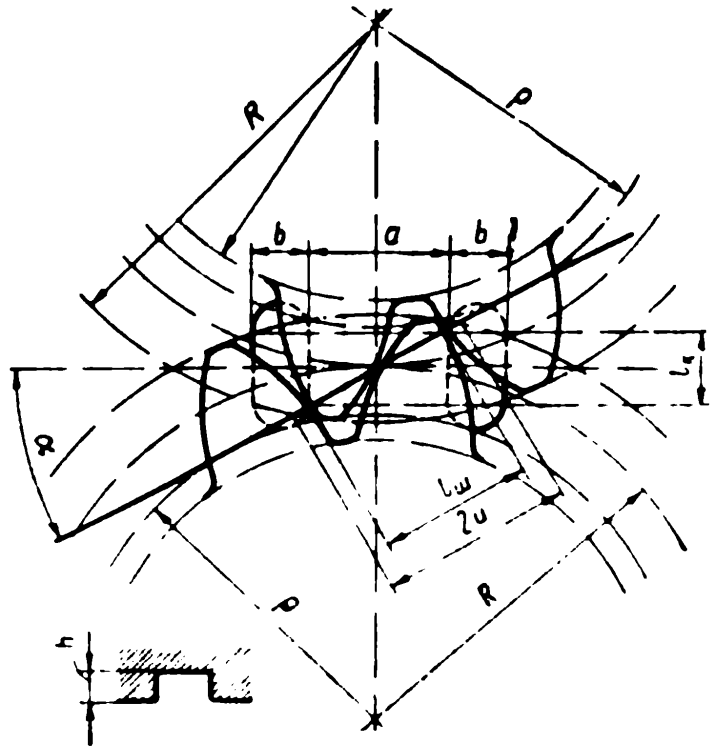


Рис. IV.4. Разгрузка от запертого объема

$$a = l_{ш} \cos \alpha = \frac{p}{R}, \quad (IV.12)$$

где α — угол зацепления, а длина канавки

$$l_k = l_{ш} \sin \alpha = l_{ш} \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} = \pi m \cos \alpha \sqrt{1 - \frac{m^2 z^2 \cos^2 \alpha_0}{L}}, \quad (IV.13)$$

поскольку $l_{ш} = \pi m \cos \alpha_0$, m — модуль, $\cos \alpha_0$ — угол зацепления инструмента (обычно 20°), $\cos \alpha = \frac{mz \cos \alpha_0}{L}$, L — расстояние между центрами шестерен.

Используя все эти обозначения, можно получить

$$a = \frac{\pi m^2 z \cos^2 \alpha_0}{L}, \quad (IV.14)$$

а размер $b = 1,2 m$.

Глубина канавки h при $10 \leq z \leq 17$ принимается равной половине модуля при $m \leq 3$; 2,5 мм при $m = 4$ мм; 4 мм при $m = 5$ мм и 5,5 мм при $m = 6$ мм.

В шестеренных насосах, изготавливаемых на авиационных заводах, применяют иную форму разгружающих канавок во вставных щеках насоса. Сведения о геометрии таких канавок можно найти в работе [90].

Недостатком этих простых способов разгрузки является то, что в первые моменты открытия запертого объема жидкость должна просачиваться через очень узкие дросселирующие щели. Таким недостатком не обладает упоминаемая выше сложная в изготовлении совершенная система разгрузки [79, 89]. Однако из-за того, что при изменении направления вращения шестерен линия зацепления меняется, должна меняться и конфигурация запертого объема. Поэтому совершенная система разгрузки неприменима для реверсивных гидромашин.

Следует иметь в виду, что запертый объем тыльной стороной зубьев разделяется на две части (точка *C* на рис. IV.2), причем на перетекание рабочей жидкости из одной части запертого объема в другую также затрачивается энергия. Поэтому для неразгруженных нереверсивных насосов для уменьшения потерь на тыльной стороне зубьев иногда выполняют разгружающую канавку. Разумеется, в этом случае гидромашинка не может быть реверсивной.

§ IV.6. Шестеренные гидромашинки с внутренним зацеплением

Шестеренные гидромашинки с внутренним зацеплением (см. рис. IV.1) выполняются в виде шестерни 3 и венца 2, размещенных в корпусе 1 и отделенных друг от друга разделительным серпом 4. В насосах большой производительности редко используется эвольвентное зацепление, что позволяет при тех же размерах рабочих органов на 30÷45% увеличить подачу, а также равномерность подачи.

Пользуясь теми же приемами, что и для насосов с внешним зацеплением, можно получить выражение подачи (см. обозначения на рис. IV.1) в форме

$$Q_r = \frac{b\omega_1}{2} \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 - \frac{R_1}{R_2} h_2^2 - \left(1 - \frac{R_1}{R_2} \right) f^2 \right], \quad (IV.15)$$

сравнивая которое с уравнением (IV.4), можно убедиться, что оно отличается знаком при R_2 , поскольку кривизна у второго рабочего органа — венца изменила свой знак по сравнению с шестеренными гидромашинками, имеющими внешнее зацепление. Поэтому и все последующие уравнения будут отличаться только знаком при R_2 . Так, коэффициент неравномерности подачи при внутреннем зацеплении

$$\sigma = \frac{(R_2 - R_1) l_{ш}}{4R_2 \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 - \frac{R_1}{R_2} h_2^2 \right]}; \quad (IV.16)$$

рабочий объем

$$q = \pi b \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 - \frac{R_1}{R_2} h_2^2 - \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) \frac{l_{\text{ш}}^2}{12} \right]; \quad (\text{IV.17})$$

изменение запертого объема

$$\Delta V_3 = \frac{\pi b l_{\text{ш}}^2}{4z_1} \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) (\varepsilon - 1)^2. \quad (\text{IV.18})$$

Величины ε и $l_{\text{ш}}$ для насосов с внешним и внутренним зацеплениями не одинаковы, однако они не настолько отличаются друг от друга, как величины $R_1 + R_2$ и $R_2 - R_1$. Поэтому, сравнивая гидромашин с одинаковыми абсолютными значениями R_1 и R_2 , можно с достаточной для практических целей точностью считать, что гидромашин с внутренним зацеплением при примерно одинаковых значениях рабочего объема q имеют σ и ΔV_3 , меньшие в $\frac{R_2 - R_1}{R_2 + R_1}$ раз по сравнению с гидромашинами, в которых использованы шестерни с внешним зацеплением.

Во всех случаях уменьшение числа зубьев, что требует применения коррегирования, увеличивает рабочий объем.

§ IV.7. Конструктивные формы шестеренных гидромашин

Конструктивные формы шестеренных гидромашин разнообразны и определяются условиями работы, опытом, возможностями завода-изготовителя и рядом других условий, в том числе субъективного характера. На рис. IV.5 показана конструкция вспомогательного насоса на небольшие давления ($100 \div 150 \text{ н/см}^2$) и расходы до 8 л/мин с опорами скольжения в виде бронзовых втулок 4, запрессованных в крышку, основаниями 5 и 7, зафиксированными относительно корпуса 6 центрирующими штифтами 9 и затянутыми винтами 8. Валик B приводится через сухарную муфту, а в качестве опоры скольжения ведомой шестерни использована бронзовая втулка 1, непосредственно запрессованная в нижнюю ведомую шестерню 2.

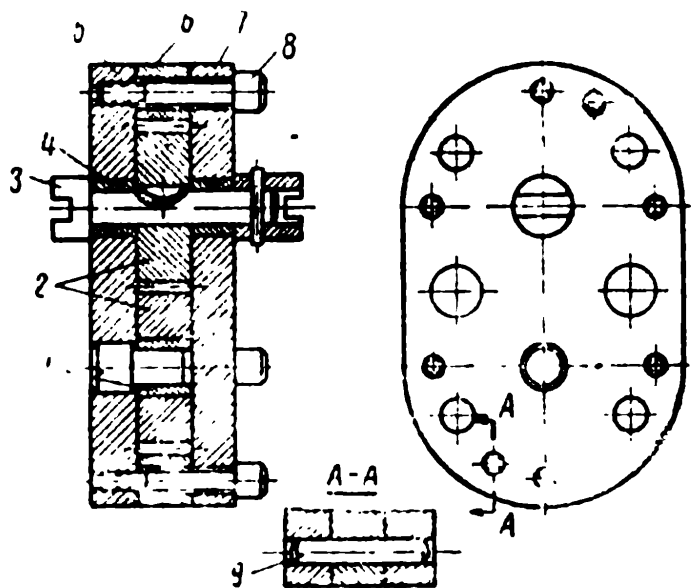


Рис. IV.5. Вспомогательный шестеренный насос

Конструкция другого насоса с опорами в виде шариковых подшипников 1 (рис. IV.6) принципиально не отличается от ранее рассмотренной. Для уменьшения утечек и повышения общего к. п. д. насосы изготавливаются с гарантированными малыми торцевыми и радиальными зазорами. Для этого гнезда корпуса 2 на рис. IV.6 растачиваются по посадке А, наружный диаметр шестерен — по посадке Х, а их ширина — по посадке С или D.

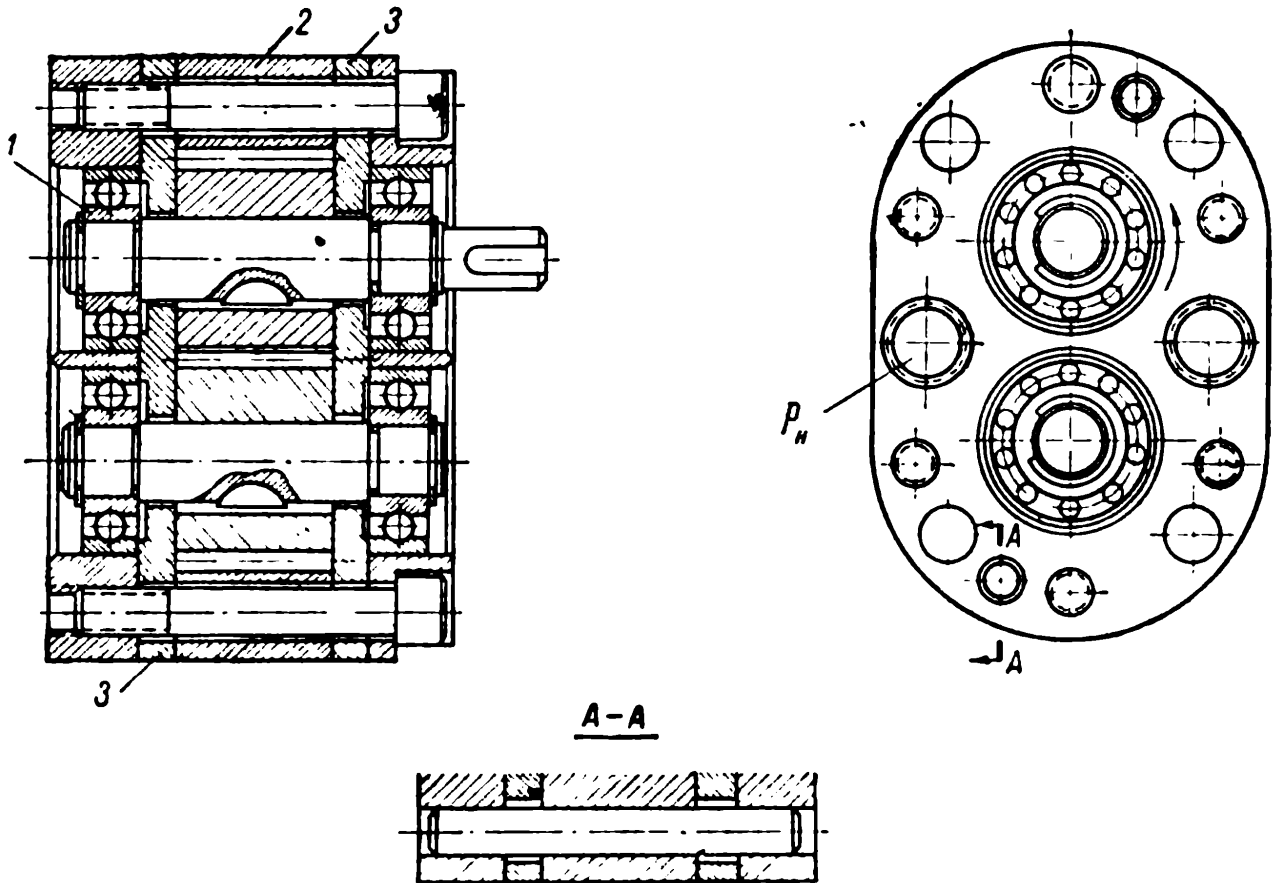


Рис. IV.6. Шестеренный насос с опорами качения

Корпус насоса (например, 2 на рис. IV.6) выполняется из серого чугуна СЧ21-40 ГОСТ 1412—54, а боковые щеки (например, 3 на рис. IV.6) и втулки из бронзы Бр.АЖ9-4 ГОСТ 493—54. При изготовлении боковых щек из серого чугуна СЧ21-40 износоустойчивость насоса уменьшается.

Крышки (см. рис. IV.5) выполняются из стали марки 35 ГОСТ 1050—52 с закалкой до твердости HRC 24÷30 или (рис. IV.6) из сплава D16T ГОСТ 4784—49.

Шестерни (рис. IV.6) выполняются из стали марки 20Х ГОСТ 4543—57 с цементацией на глубину 0,5÷0,9 мм и закалкой до твердости HRC 56÷62 или (рис. IV.6) из стали марки 15Х ГОСТ 4543—57 с цементацией на глубину 0,4÷0,8 мм и закалкой до той же твердости. Применяются также стали марок 18ХГТ и 30ХГС, а для сильно нагруженных шестерен — стали марок 12ХНЗА, 18ХНВА и 40ХНМА. Шестерни из сталей

марок 18ХГТ, 12ХНЗА и 18ХНВА предварительно цементируются на глубину $0,5 \div 0,9$ мм и для всех перечисленных материалов закаляются до твердости HRC 56÷62.

Валик и ось (см. рис. IV.5) выполняются из стали марки 40Х с закалкой до твердости HRC 24÷30 или (рис. IV.6) из стали марки 50 ГОСТ 1050—52 с закалкой до твердости HRC 40÷45. Применяются также стали марок 20Х и 18ХГТ с последующей цементацией на глубину $0,4 \div 0,8$ мм и закалкой до твердости HRC 56÷62.

Торцы шестерен обрабатываются с чистотой поверхности $\nabla 9 \div \nabla 10$, наружный диаметр шестерен $\nabla 6 \div \nabla 7$, расточки в корпусе насоса под шестерни $\nabla 7$, торцы корпуса $\nabla 8$, поверхность прокладки, сопрягаемой с корпусом, $\nabla 8$, поверхность прокладки, сопрягаемой с крышкой (основанием), $\nabla 7$, поверхность крышки и основания $\nabla 7$, шейка валика под подшипник качества $\nabla 7$, поверхность валика, сопрягаемая с шестерней, $\nabla 7 \div \nabla 8$.

При изготовлении насоса нужно следить за тем, чтобы межцентровые расстояния между осями расточек в корпусе насоса под шестерни и между осями расточек под подшипники в крышке и основании были выполнены с точностью $\pm 0,02 \div 0,05$ мм. Соосность отверстий шестерен с наружной окружностью их (эксцентricность) должна лежать в пределах примерно 0,01 мм. Непараллельность торцевых плоскостей шестерен, т. е. разность по ширине шестерен, не должна превышать 0,01 мм. Неперпендикулярность торцевых плоскостей шестерен к их осям не должна превышать 0,01 мм на радиусе 50 мм.

Непараллельность торцевых плоскостей корпуса не должна быть более 0,01 мм, а неперпендикулярность осей расточек в корпусе под шестерни и расточек в крышке и основании под подшипники к их торцевым поверхностям не должна превышать 0,02 мм на радиусе 50 мм.

Целесообразно на торцевой поверхности шестерни выполнять расточку глубиной $0,5 \div 1,0$ мм диаметром, меньшим диаметра окружности ножек на $3 \div 6$ мм. Такая расточка предупреждает возможность возникновения неравномерного прижима и возникновения полусухого трения вместо жидкостного.

В конструкциях на очень высокие давления применяют систему компенсации торцевого зазора в виде специального устройства гидростатического прижима (рис. IV.7). Подвод давления нагнетания по каналу 4 и дренаж через каналы 3 в корпусе 6 позволяет обеспечить компенсацию торцевого зазора между шестернями 1 и боковыми щеками 2 и 5 при правильном выборе геометрических размеров зазоров и гидростатически нагруженных поверхностей.

Полезно также применение глубоких канавок, радиальных на шестерне, и мелких кольцевых на боковых щеках (рис. IV.8,а). Гидростатическая разгрузка при помощи таких канавок авто-

матически центрирует шестерни и предупреждает возникновение сухого трения. Чем больше зазор $y(\delta)$ из-за осевого перемещения отклоняется от равновесного состояния, тем больше восстанавливающая сила (рис. IV.8,б), поскольку прижимающая сила P_n и отжимающая P_o меняются по разным закономерностям.

В насосах на большие перепады давления приходится заботиться также и об уменьшении -односторонней нагрузки, действующей на подшипники насоса. Нагрузка на подшипники создается главным образом давлением рабочей жидкости на шестерни. Зубья, расположенные в полости нагнетания, находятся под действием высокого давления, а зубья, расположенные в полости всасывания, находятся под действием низкого

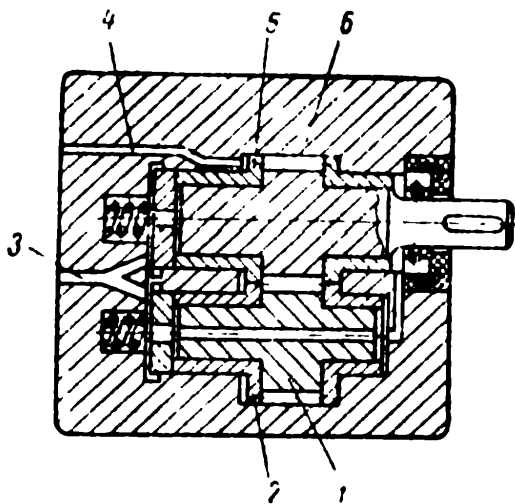


Рис. IV.7. Шестеренный насос с гидростатическим прижимом

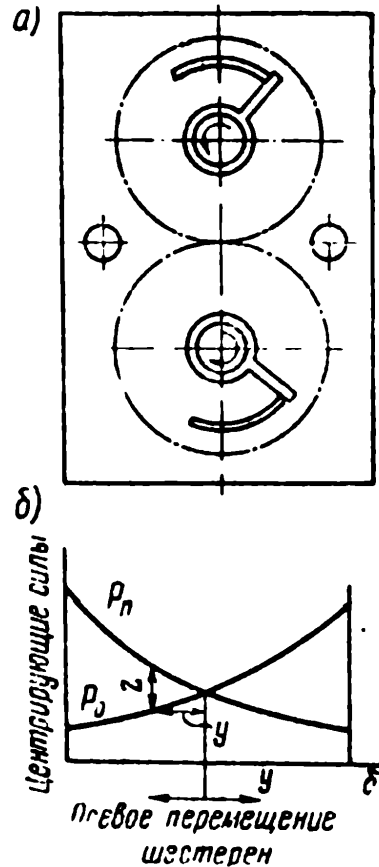


Рис. IV.8. Гидростатическая разгрузка

давления. Все остальные зубья шестерен, расположенные в пределах дуг, ограниченных зубьями 1, 2, 3, 4 (рис. IV.9), находятся под действием постепенно убывающего давления. В результате такого распределения давления по наружным диаметрам шестерен возникают неуравновешенные усилия, которые воспринимаются подшипниками насоса. Величину усилия от давления жидкости, действующего на каждую шестерню приближенно, считая что давление в зазорах падает по линейному закону, можно представить выражением

$$P_{ш} = 0,75 (p_n - p_v) bD = 0,75 \Delta p b D. \quad (IV.19)$$

Уменьшения этого усилия можно добиться применением разгружающих камер, схематически показанных на рис. IV.9.

Разгружающие камеры *a* и *b*, размещенные на противоположных сторонах шестерен от отдающей камеры насоса, и раз-

грузающие камеры c и d , расположенные на противоположных сторонах шестерен от приемной камеры насоса, почти полностью разгружают шестерни от радиальных усилий. При правильном выборе геометрических форм камер a и b , соединенных с отдающей камерой насоса, и камер c и d , соединенных с приемной камерой насоса, достигается разгрузка шестерен от основных радиально действующих усилий. Неразгруженными остаются радиальные усилия, вызванные действием периодически возникающих запертых между соответствующими парами зубьев объемов, и результирующее действие передачи усилия через сопряженные зубья шестерен, работающих в качестве механического редуктора.

Правда, гипотеза о линейной закономерности падения давления в щели не точна и при необходимости проведения уточняющих расчетов следует иметь в виду эффект термического клина и сжатие рабочей жидкости, способ учета которых приведен в разделе IV.9.

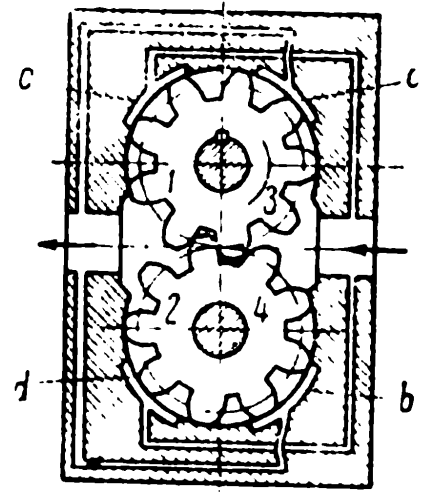


Рис. IV.9. Схема разгрузки шестеренного насоса

§ IV.8. Расчет шестеренного насоса с внешним зацеплением

Расчет шестеренного насоса с внешним зацеплением и одинаковыми шестернями проводится по заданным числам оборотов n , необходимой производительности Q_1 , рабочему (номинальному) давлению жидкости в напорной камере p_n и наибольшему давлению $(p_n)_{\max}$.

Принимая объемный к. п. д. равным $0,7 \div 0,9$, определяют геометрическую подачу $Q_r = \frac{1}{\eta_0} Q_1$, а по ней необходимое значение рабочего объема $q = \frac{60Q_1}{n\eta_0}$, по которому при помощи приближенного равенства (IV.9') можно выбрать модуль m . Так, если принять диаметр начальной окружности равным диаметру полой окружности $2R = mz$, высоту зубьев $h = 1,5m$ и ширину шестерни в виде доли диаметра $b = \bar{b}mz$ (где $\bar{b} = 0,65 \div 1,00$ при давлениях до 100 н/см^2 , $\bar{b} = 0,5 \div 0,7$ — до 250 н/см^2 и $\bar{b} = 0,25 \div 0,40$ — до 700 н/см^2 [87]), получим расчетное уравнение для m (см):

$$m = 1,8 \sqrt[3]{\frac{Q_1}{n\eta_0 \bar{b}z^2}}. \quad (\text{IV.20})$$

Полученное значение модуля округляется до ближайшего по ГОСТу, задаваясь значением числа зубьев в пределах от 10 до 15 и последующим уточнением значения \bar{b} так, чтобы полученное значение q соответствовало заданию.

Имея в виду, что диаметр окружности головок $2r_1 = m(z + 3) = 2(R_1 + h_1)$, диаметр окружности впадин $D_i = m(z - 1,4)$, межцентровое расстояние $L = m(z + 1)$, угол зацепления шестерен в сборе $\alpha = \arccos \frac{mz}{L} \cos \alpha = \arccos \frac{z}{z + 1} \cos \alpha_0$ и диаметр основной окружности $d_0 = mz \cos \alpha_0$.

Величина коэффициента перекрытия уточняется по известному соотношению

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{(z + 3)^2 - z^2 \cos^2 \alpha_0} - L \sin \alpha}{\pi \cos \alpha_0}. \quad (\text{IV.21})$$

Расчет оси проводится по неуравновешенной гидростатической силе при помощи уравнения (IV.19) и среднему значению нормального усилия P_n , возникающего из-за передачи момента через зацепление (рис. IV.10). Направление действия усилия P_n определяется углом $\frac{1}{2}(\alpha_0 + \alpha_s)$, где α_0 — угол размещения границы напорной камеры, а $\alpha_s = \frac{(4 \div 5)\pi}{z}$, и наибольшим значением давления нагнетания.

Среднее значение $P_n = \frac{M_{\max}}{r_o \eta_m}$ представляет собой вектор, действующий по линии зацепления, причем механический к. п. д. $\eta_m = 0,80 \div 0,85$, r_o — радиус основной окружности ведомой шестерни и M_{\max} — наибольший момент нагрузки от гидростатических сил на ведомой шестерне, равный

$$M_{\max} = \frac{r_2^2 - R_2^2 + r_2 l_m \sin \alpha - \frac{l_m^2}{4}}{2} b (\rho_n)_{\max}. \quad (\text{IV.22})$$

Усилие S_b на валике ведущей шестерни будет меньше, чем соответствующее усилие S_o на ведомой шестерне, как это видно из соотношения векторов сил P_n , P_m , S_b и S_o на рис. IV.10.

При поверочном расчете на прочность следует учесть напряжения кручения от момента, подводимого к насосу.

При выполнении валика и оси из стали 50 ГОСТ 1050—52 допускаемые напряжения по третьей теории прочности при III режиме нагрузки равны $13\,500 \text{ н/см}^2$.

Сегментная шпонка рассчитывается на смятие, а при использовании для ее изготовления той же стали 50 допускаемое напряжение может быть принято равным $15\,000 \text{ н/см}^2$.

Опоры качения выбираются в соответствии с рекомендациями каталога по условной нагрузке $S = Rk_b k_k$, где R — суммарная реакция в наиболее нагруженной опоре, $k_b = 2$ и $k_k = 1$.

При выборе опор качения применительно к бронзе ОЦС 6-6-3 удельное давление не должно превосходить $300 \div 400 \text{ н/см}^2$, если удельная работа трения не превышает $550 \div 750 \text{ н} \cdot \text{м/см}^2/\text{сек}$ (произведение удельного давления на скорость скольжения в м/сек).

Для сильно нагруженных шестерен проводится проверка зубьев по контактным и изгибным напряжениям в соответствии с рекомендациями, приводимыми в курсах и справочной литературе по деталям машин [36, 78].

Диаметры всасывающей и напорной магистралей (в мм) выбирают из условия

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}}, \quad (\text{IV.23})$$

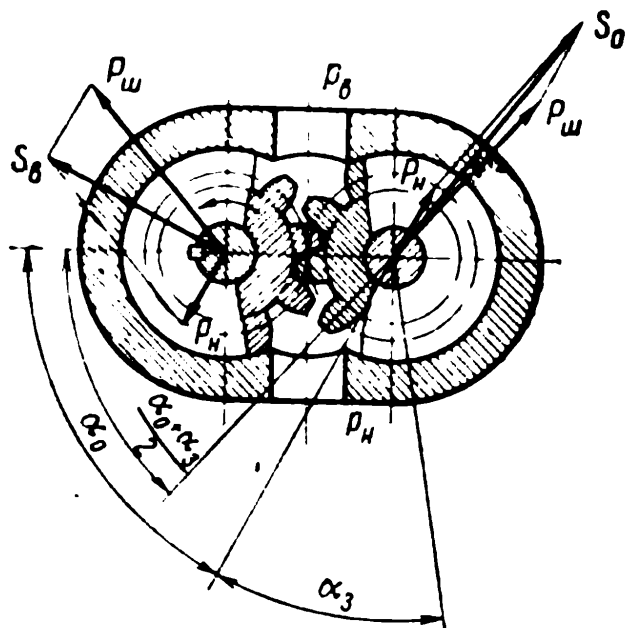


Рис. IV.10. Радиальные усилия в шестеренном насосе

где Q — расход, л/мин, v — скорость рабочей жидкости в магистрали, не превосходящая $1,5 \div 2,0 \text{ м/сек}$ для всасывающей и $3,5 \div 5,0 \text{ м/сек}$ для напорной, если вязкость рабочей жидкости не превосходит $2 \div 3^\circ \text{Е}$.

При бóльшей вязкости значение v и окружную скорость шестерни насоса уменьшают, так как иначе рабочая жидкость не будет успевать заполнять межзубовые пространства, что приведет к возникновению кавитационных явлений.

Допустимые значения окружных скоростей головок зубьев u_{max} самовсасывающих шестеренных насосов в зависимости от вязкости рабочей жидкости ν приведены в табл. IV.1.

Таблица IV.1

$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{сек}$	11.8	25.8	52.8	78.0	105	131	158	304	532	760
$u_{\text{max}}, \text{ м/сек}$	5,1	4,5	3,8	3,5	3,25	3,2	2,85	2,2	1,6	1,26

Ограничение окружной скорости аналогично ограничению по коэффициенту скорости $c_v = n \sqrt[3]{\omega}$ в соответствии с равенством (III.20), поэтому материалы табл. IV.1 позволяют представить себе зависимость $c_v = c_v(\nu)$.

§ IV.9. Влияние термического эффекта и сжатия рабочей жидкости на форму пьезометрической линии

Влияние термического эффекта и сжатия рабочей жидкости на форму пьезометрической линии может быть выяснено при помощи зависимостей вязкости и плотности от температуры и давления. Так, в § II.1 и II.2 это влияние было аппроксимировано при помощи зависимостей (II.1), (II.2) и (II.5)

$$\left. \begin{aligned} \mu &= \mu_0 \frac{e^{a(p-p_0)}}{e^{b(t-t_0)}}; \\ \rho &= \rho_0 [1 - \alpha(t-t_0) - \beta(p_0 - p)], \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV.24})$$

где индекс «нуль» относит величины к начальным условиям.

При протекании рабочей жидкости через щели с большими скоростями можно предположить, что количество тепла, передаваемого стенкам, невелико и энергия, затрачиваемая на продавливание рабочей жидкости через щель, полностью идет на ее нагревание.

Величина работы за время dt_1

$$W = Q dt_1 \gamma c (t - t_0) I = (p_0 - p) Q dt_1 10^4,$$

где Q — расход, $m^3/сек$; t_1 — время, $сек$; γ — объемный вес, n/m^2 ; c — удельная теплоемкость, $ккал/n^\circ \cdot C$ ($c=0,045 \div 0,050$); $t-t_0$ — перепад температур, $^\circ C$; $I=4270$ $n \cdot m/ккал$; p_0-p — перепад давлений, n/cm^2 .

Отсюда перепад температур в рабочей жидкости, возникающий из-за ее продавливания под перепадом p_0-p , пропорционален этому перепаду:

$$t - t_0 = \frac{10^4}{I \gamma c} (p_0 - p) = k (p_0 - p). \quad (\text{IV.25})$$

Исключая из равенств (IV.24) при помощи уравнения (IV.25) перепад температур, получим:

$$\left. \begin{aligned} \mu &= \mu_0 e^{(p-p_0)(a+kb)} = \mu_0 e^{\frac{p-p_0}{p_\tau}}; \\ \rho &= \rho_0 [1 - (p_0 - p)(k\alpha + \beta)] = \rho_0 \left(1 - \frac{p_0 - p}{p_c}\right), \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV.26})$$

где обозначения $p_\tau = \frac{1}{a+kb}$ и $p_c = \frac{1}{k\alpha + \beta}$ введены для того, чтобы можно было пользоваться безразмерными параметрами. В частности, в работе Тома [115] величина p_τ названа «термиче-

ским» давлением, по аналогии величину p_c можно назвать давлением сжатия.

Пользуясь материалами, приведенными в работе [95] и § II.1 и II.2, можно принимать следующие значения p_T и p_c : для минеральных масел $p_T = 2600 \text{ н/см}^2$ и $p_c = 99\,000 \text{ н/см}^2$, для силиконовых жидкостей $p_T = 3000 \text{ н/см}^2$ и $p_c = 64\,000 \text{ н/см}^2$.

Соотношение поправок на термическое давление и давление сжатия определяется величинами $k \frac{b}{a} = \frac{b10^4}{\gamma_{ca}} \approx 0,64 \div 0,74$ и $k \frac{\alpha}{\beta} = \frac{\alpha10^4}{\gamma_{c\beta}} \approx 0,47 \div 0,93$, свидетельствующими об одинаковом порядке поправок и примерно об одинаковой степени важности учета каждой из них.

Протекание рабочей жидкости через плоскую щель описывается уравнением Навье—Стокса $\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}$, где x — координата, направленная по движению потока, и z — координата, нормальная к стенкам щели. После интегрирования можно получить выражение скорости $v_x = \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2\mu} z(z-h)$, поскольку $v_x = 0$ при $z=0$ и $z=h$.

Умножая обе части последнего равенства на ρ (из уравнения неразрывности $\rho v_x = \text{const}$) и используя условия (IV.26), получим дифференциальное уравнение решаемой задачи применительно к каждой из линии тока:

$$\frac{2\mu_0(\rho v_x)}{\rho_0 z(z-h)} dx = \left(1 - \frac{p_0 - p}{p_c}\right) e^{\frac{p_0 - p}{p_T}} dp, \quad (\text{IV.27})$$

решение которого, имея в виду, что при $x=0$ давление $p=p_0$, будет следующее:

$$\frac{2\mu_0(\rho v_x)}{\rho_0 z(z-h)} x = \frac{p_T}{p_c} [p_c + p_T - (p_c + p_T + p - p_0) e^{\frac{p_0 - p}{p_T}}];$$

при $x=l$ давление $p=0$ и тогда

$$\frac{2\mu_0(\rho v_x)}{\rho_0 z(z-h)} l = \frac{p_T}{p_c} [p_c + p_T - (p_c + p_T - p_0) e^{\frac{p_0}{p_T}}].$$

Деля почленно два предыдущих равенства, получим закономерность изменения давления с длиной щели в виде трансцендентного равенства

$$\frac{x}{l} = \frac{e^{\frac{p_0 - p}{p_T}} \left(1 - \frac{p_0 - p}{p_T + p_c}\right) - 1}{e^{\frac{p_0}{p_T}} \left(1 - \frac{p_0}{p_T + p_c}\right) - 1}. \quad (\text{IV.28})$$

Частное решение этой задачи с учетом только термического давления ($p_c = \infty$) было получено Тома [115]:

$$\frac{x}{l} = \frac{e^{\frac{p_0 - p}{p_T}} - 1}{\frac{p_0}{e^{\frac{p}{p_T}} - 1}} \quad (IV.29)$$

Оба эти решения (IV.28 и IV.29) отличаются от традиционного, принимаемого в элементарной гидравлике, сводящегося к прямолинейной пьезометрической линии:

$$\frac{x}{l} = 1 - \frac{p}{p_0} \quad (IV.30)$$

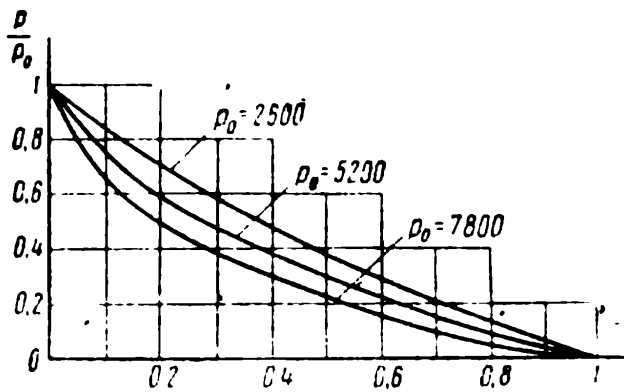


Рис. IV.11. Влияние эффекта «термического клина» на пьезометрическую линию плоской щели

На рис. IV.11 показан действительный характер изменения давления в щели при различных значениях p_0 , $p_T = 2600 \text{ н/см}^2$ и $p_c = 99\,000 \text{ н/см}^2$.

Поскольку целью настоящего расчета является выяснение усилия, создаваемого гидростатическим давлением в щели, то естественно, использовать интегральный способ оценки полученных эпюр по величине

$$P_i = b \int_0^l p dx \quad (\text{где } b \text{ — ширина}$$

щели), а для рассматриваемого шестеренного насоса (см. рис. IV.10) по величине $P_{\text{ш}}$. Так, для случая (IV.28) величина отжимаемого усилия

$$\begin{aligned} P_T &= b \int_0^l \left\{ p_0 - p_T \ln \left[1 + \frac{x}{l} \left(e^{\frac{p_0}{p_T}} - 1 \right) \right] \right\} dx = \\ &= \frac{e^{\frac{p_0}{p_T}} - \left(1 + \frac{p_0}{p_T} \right)}{e^{\frac{p_0}{p_T}} - 1} b l p_T \end{aligned}$$

в отличие от традиционной линейной формы $P = \frac{bl}{2} p_0$, или в безразмерной форме

$$\bar{P}_T = \frac{P_T}{P} = 2 \cdot \frac{e^{\frac{p_0}{p_T}} - \left(1 + \frac{p_0}{p_T} \right)}{e^{\frac{p_0}{p_T}} - 1} \cdot \frac{p_T}{p_0} \quad (IV.31)$$

Безразмерная величина гидростатического отжимающего усилия P_T в зависимости от p_0 при $p_T=2600 \text{ н/см}^2$ и 3000 н/см^2 приведена на рис. IV.12, а. На рис. IV.12, б построены эпюры давлений при различных значениях относительного давления $\frac{p_0}{p_T} = \bar{p}_T = 1, 2 \text{ и } 3$.

В этом анализе было принято $p_c = \infty$ при конечном p_T . Рассмотрим теперь влияние сжимаемости при $p_T = \infty$. Обращаясь с этим условием к равенству (IV.27), получим

$$\frac{2\mu_0 (\rho v_x)}{\rho_0 z (z - h)} x = \int \left(1 - \frac{p_0 - p}{p_c} \right) dp + C.$$

Имея в виду, что при $x=0$ давление $p=p_0$, получим

$$\frac{x}{l} = \frac{\frac{(p_0 - p)^2}{2p_c} - (p_0 - p)}{\frac{p_0^2}{2p_c} - p_0}.$$

Пользуясь положительным значением p , из этого уравнения можно получить

$$\begin{aligned} \bar{P}_c = \frac{\bar{P}_c}{P} &= \frac{2}{b l p_0} b \int_0^l \left[\sqrt{p_c^2 + \frac{x}{l} (p_0^2 - 2p_0 p_c) + p_0 - p_c} \right] dx = \\ &= \frac{2}{3} \cdot \frac{3 - \frac{p_0}{p_c}}{2 - \frac{p_0}{p_c}}. \end{aligned} \quad (\text{IV.32})$$

Характер изменения \bar{P}_c при $p_c=64\,000 \text{ н/см}^2$ и $99\,000 \text{ н/см}^2$ показан на рис. IV.13, а. На рис. IV.13, б показаны эпюры давлений при различных значениях относительного давления $\frac{p_0}{p_c} = \bar{p}_c = 0,1 \text{ и } 0,2$.

Очевидно, теми же приемами, но при помощи более громоздких выражений, можно получить координату центра тяжести эпюр гидростатических давлений.

Величина \bar{P}_c не намного отличается от единицы. Так, при давлении $p_0=6000 \text{ н/см}^2$ (давление аксиально-поршневых гидромашин Брюнингхауз серий D и E) при $p_c=64\,000 \text{ н/см}^2$ величина $\bar{P}_c=1,016$, и превышение этой величины над единицей соизмеримо с обычно допускаемым превышением прижимающего усилия над отжимающим в гидромашинах этого типа (см. разд. VII.21).

Однако не следует отсюда делать вывод о том, что учет сжимаемости рабочей жидкости необходим только при высоких значениях p_0 .

Несмотря на то, что $\bar{P}_c - 1 < 1 - \bar{P}_r$, отношение этих величин меняется мало. Так, $\lim_{p_0 \rightarrow 0} \frac{\bar{P}_c - 1}{1 - \bar{P}_r} = \frac{p_r}{p_c + p_r} \approx 0,045$, увеличиваясь до

0,05 при $p_0 = 8000 \text{ н/см}^2$. Следовательно, влияние сжимаемости рабочей жидкости имеет место при любых давлениях и составляет примерно одну и ту же долю от поправки на термический эффект. Поэтому всегда, когда учитывается термический эффект, необходимо учитывать поправку на сжимаемость рабочей жидкости, которая составляет от 4,5 до 5,0% от первой, отличаясь знаком.

Способ проведения расчета заключается в том, что по уравнению (IV.31) или по графикам на рис. IV.12, а определяется поправка на термический эффект δ , по которой определяется исправляющий множитель гидростатического усилия k внесением исправления на сжимаемость рабочей жидкости \bar{k} , причем

$$k = \bar{k}\delta, \quad (\text{IV.33})$$

где $\bar{k} = 0,945$ для силиконовой жидкости и 0,965 для минерального масла.

§ IV.10. Устройство и действие винтовой гидромашины

Устройство и действие винтовой гидромашины с циклоидальным зацеплением [79, 83] заключается в том, что в неподвижном корпусе 1 (см. рис. I.2, а) размещен ротор 3 и замыкатели 2 и 4 в виде винтов. Резьба на винтах, их заходность и число замыкателей выбраны так, что пространство между неподвижным корпусом и винтами образует герметично замкнутый объем, который при вращении ротора внутри корпуса перемещается из приемной камеры в отдающую.

Так, на рис. I.2, б линии зацепления, находящиеся на верхней части нитки ротора и показанные штриховкой на нижней проекции (для верхней части нитки на той же проекции будут размещены зеркально относительно горизонтальной оси), герметично отделяют пространство А от пространств В и Д, но допустят свободный переток рабочей жидкости из А в Г и Б. Чтобы винты вместе с корпусом могли образовать роторную гидромашину, во-первых, линия зацепления должна проходить через точки а, в и с и, во-вторых, заходность конвексного (с выпуклой резьбой) ротора z_1 удовлетворяла условию $z_1 = k(z_2 - 1)$, где k — число замыкателей и z_2 их заходность, или заходность

конкавного (с вогнутой резьбой) ротора z_2 удовлетворяла условию $z_2 = k(z_1 + 1)$. Тогда при достаточной длине статора винты могут образовать роторную гидромашину.

Сечения винтов, применяемых обычно в винтовых гидромашинах с циклоидальным зацеплением, показаны на рис. IV.14. Очевидно, что незаштрихованная площадь представляет собой

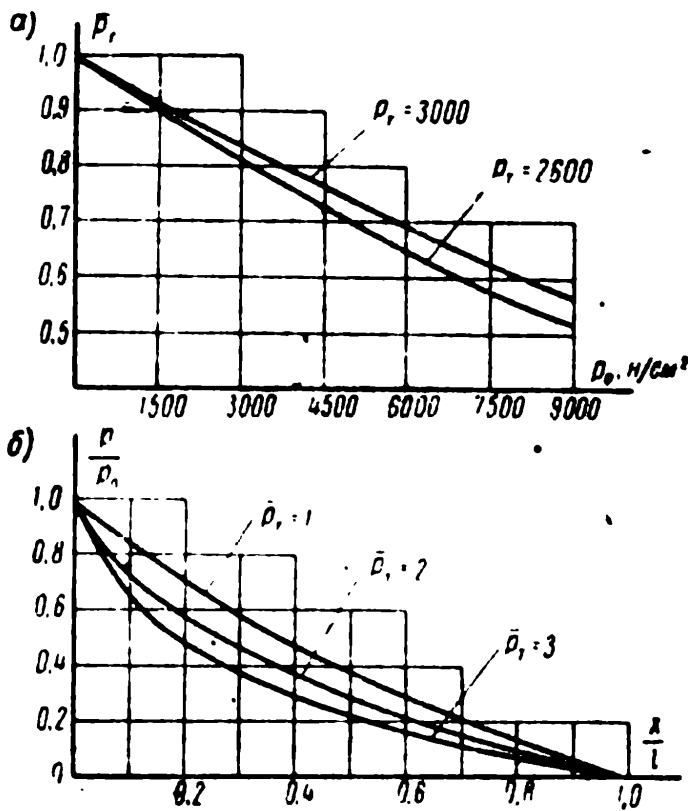


Рис. IV.12. Характеристика плоской щели:
 а — безразмерное отжимающее усилие;
 б — влияние характеристик вязкости рабочей жидкости

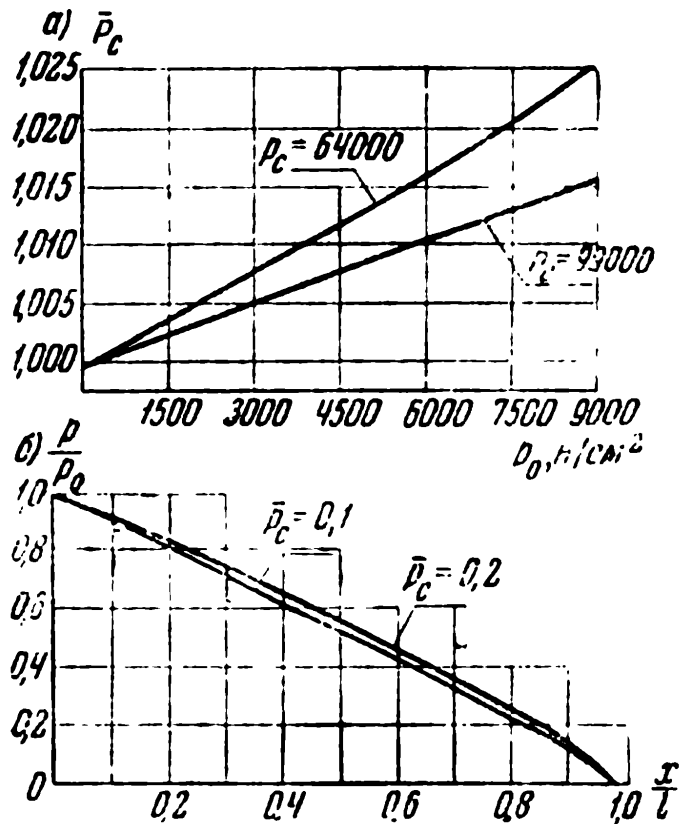


Рис. IV.13. Влияние эффекта сжатия рабочей жидкости на пьезометрическую линию плоской щели:
 а — безразмерное отжимающее усилие;
 б — влияние начального давления на пьезометрическую линию

сечение F рабочей клетки гидромашины, скорость движения которой при угловой скорости ротора ω будет $\frac{t\omega}{2\pi}$, где t — шаг винтов. Поэтому геометрическая подача гидромашины Q_g , ее рабочий q и характерный ω объемы будут равны:

$$Q_g = \frac{Ft\omega}{2\pi}, \quad q = Ft, \quad \omega = \frac{1}{2\pi} Ft. \quad (IV.34)$$

Одно из важных преимуществ гидромашин этого типа — равномерность геометрической подачи. Действительная подача может колебаться из-за утечек и сжимаемости рабочей жидкости.

Многоступенчатость гидромашин достигается применением соответствующей длины винтов. Ведущим должен быть ротор, а замыкатели при правильном выборе профилей винтов будут вра-

щаться за счет действия гидростатических сил давления рабочей жидкости на нитки винтов, поэтому замыкатели, обязанность которых заключается только в обеспечении герметичности гидромашины, часто называются сателлитами.

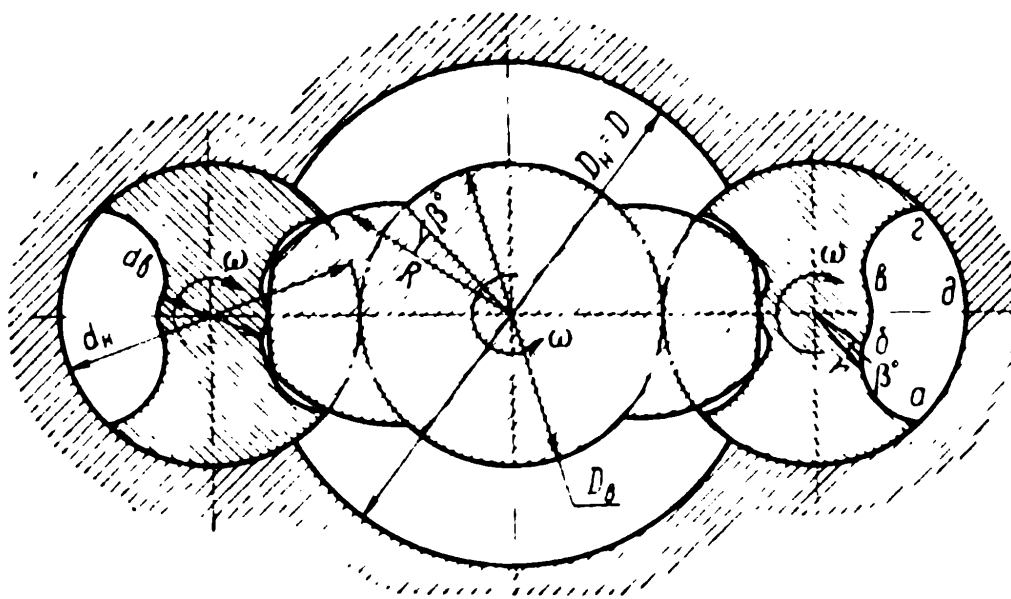


Рис. IV.14. Сечения винтов с циклоидальным зацеплением

§ IV.11. Геометрия циклоидального зацепления

Геометрия циклоидального зацепления при соотношениях диаметров цилиндрических поверхностей головок и впадин (рис. IV.14)

$$D_n = D; D_b = d_n = 2R = 0,6D; d_b = 0,2D;$$

$$h = \frac{1}{2} (D_n - D_b) = \frac{1}{2} (d_n - d_b) = 0,2D_n = \frac{2}{3} R \quad (\text{IV.35})$$

(R — радиус поллоидных цилиндрических поверхностей винтов, h — высота зубьев) определяется в экваторном сечении построением, показанном на рис. IV.15. Окружность I с центром в O и радиусом R — экваторное сечение поллоидной поверхности конвексного винта. Окружность II с центром в O' и тем же радиусом R — экваторное сечение поллоидной поверхности конкавного винта. Окружность III с центром в O'' и радиусом $\frac{1}{2} R$ — коррегирующая окружность, при обкатке которой по поллоидным окружностям получают экваторные сечения коррегированной части профиля ниток винтов.

При качении без скольжения образующей окружности II по поллоидной окружности I чертящая точка d , закрепленная на

окружности II , опишет кривую $e'dв$ (циклоиду), являющуюся экваторным сечением профиля конвексного винта.

При качении без скольжения образующей окружности I по поллоидной окружности II чертящая точка $в$, закрепленная на окружности I , опишет кривую $вкд$ (удлиненную циклоиду), являющуюся экваторным сечением сопряженного профиля конкавного винта.

Пространственные профили винтов можно получить при помощи экваторных сечений профилей винтов и их шага:

$$t = \frac{10}{3} R = \frac{10}{3} d_n = 2D. \quad (IV.36)$$

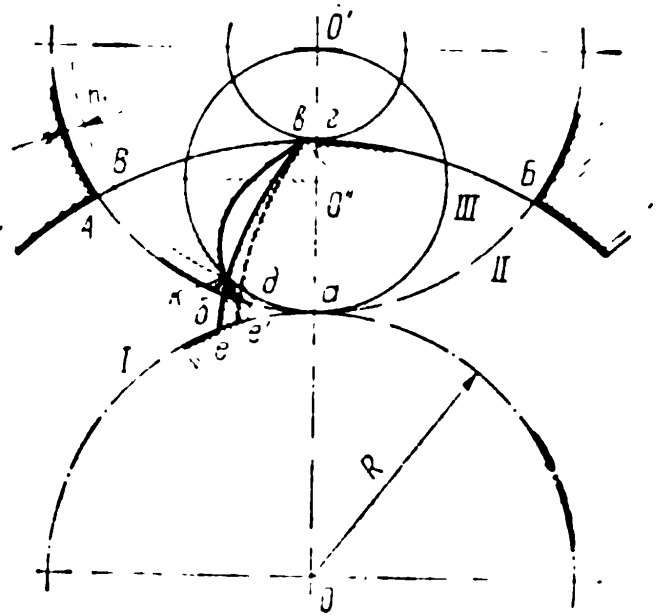


Рис. IV.15. Корректирование циклоидального профиля

§ IV.12. Корректирование циклоидального зацепления

Корректирование циклоидального зацепления необходимо вследствие того, что профиль конкавного винта имеет очень острую кромку, выкрашивающуюся даже при небольших силовых воздействиях. Корректирование, предложенное Складневым [83], заключается в том, что экваторное сечение профиля конкавного винта срезается по радиусу $O'кб$. Получающийся прямолинейный участок профиля $кб = h_1$ также является циклоидой, которая описывается чертящей точкой $к$, принадлежащей окружности III , катящейся без скольжения по окружности II .

Сопряженный участок профиля конвексного винта $ек$ получается при помощи той же чертящей точки $к$ в результате качения без скольжения образующей окружности III по поллоидной окружности I . Остальной участок профиля $кп$ будет описан чертящей точкой $к$, принадлежащей радиусу $O'к$ окружности II , катящейся без скольжения по окружности I .

При использовании указанного способа корректирования линия зацепления будет образована тремя дугами (см. рис. IV.15): $гВ$ с центром в O , $Вк$ с центром в O' и $ка$ с центром в O'' . Несмотря на то, что при таком способе корректирования на участке AB нарушается герметичность гидромашины, при малой величине корректирующей кромки h_1 утечки будут невелики.

Зная экваторное сечение винтов и шаг t , можно определить меридианальное сечение винтов (рис. IV.16, а).

Экваторное сечение профиля (см. рис. IV.14) проще всего определить в полярных координатах (угол β° и радиус R для конвексного или r для конкавного винта), а меридианальное сечение профиля — в декартовых координатах (R ; y или r ; y'),

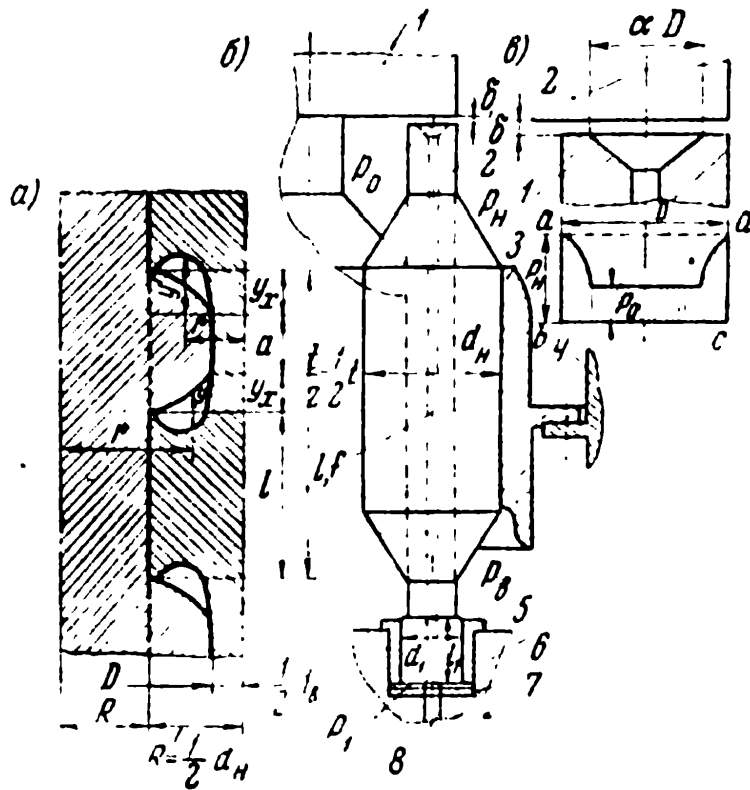


Рис. IV.16. Гидростатическая разгрузка винтов:

а — меридианальное сечение винтов; б — уравновешивание осевого усилия; в — эпюра давления на торце винта

которые приведены в табл. IV.2 для трехвинтовой гидромашины с наружным диаметром ротора $D=45$ мм.

При иных размерах винтов величины R , r , y и y' пропорционально изменяются с неизменными значениями углов β° .

Последние два взаимосвязанных размера на рис. IV.16, а a и b выбираются исходя из так называемой компенсации винтов.

Обозначим площадь, ограниченную окружностью II и окружностью головок конвексного червяка (A_2B_1A на рис. IV.15) — площадь двуугольника — через f_d , а площадь впадины между двумя нитками конкавного червяка в экваторном сечении ($abвгд$ на рис. IV.14) — через f_b . Когда $f_d=f_b$, конкавный винт разгружается от крутящего момента и носит название «компенсированного». Если f_d будет на 4% больше f_b , то на конкавном винте возникает момент, достаточный для преодоления сил трения (такой винт называют перекомпенсированным на 4%) в на-

Таблица IV.2

Конвексный винт			Конкавный винт		
<i>R</i> , мм	β°	<i>y</i> , мм	<i>r</i> , мм	β°	<i>y'</i> , мм
Первая часть профиля					
13,5	0,000	0,0000	4,5	0,000	0,0000
14,0	0,442	0,1105	5,0	18,217	4,5543
14,5	1,233	0,3083			
15,0	2,250	0,5625	5,5	24,233	6,0583
15,66	3,867	0,9667	6,0	27,767	6,9418
Вторая часть профиля					
16	4,783	1,1958	6,5	30,058	7,5145
16,5	6,183	1,5458			
17	7,700	1,9250	7,5	32,558	8,1395
17,5	9,260	2,3150			
18	10,884	2,7210	8,5	33,191	8,2978
18,5	12,583	3,1459	9,5	32,850	8,2125
19	14,333	3,5833			
19,5	16,142	4,0355	10,5	31,843	7,9608
20	18,033	4,5084	11,5	30,333	7,5833
20,5	19,917	4,9794	12,5	28,474	7,1185
21	21,884	5,4710	12,7	28,067	7,0168
21,5	23,901	5,9753	13,5	28,067	7,0168
22	25,950	6,4875	После коррегирования		
22,5	28,067	7,0168	13,5	26,317	6,5793

сосах. Для этого размер a на рис. IV.16 должен удовлетворять равенству $a = 0,3 d_H [f_B = f_B(a)]$.

В гидромоторах следует обеспечивать неравенство $f_d < f_B$ (или, что то же самое, $a > 0,3 d_H$) в соответствии с силами трения.

§ IV.13. Гидростатическая разгрузка винтов

Гидростатическая разгрузка винтов применяется для уравнивания осевых усилий, действующих на винты в результате давления рабочей жидкости.

Если не учитывать выходящий из напорной камеры вал ротора и его цапфу во всасывающей камере, учет которых не представляет принципиальных трудностей, то величина осевого усилия на ротор определяется выражением

$$X_1' = \left(\frac{\pi D_n^2}{4} + z_1 f_n \right) \Delta p, \quad (\text{IV.37})$$

где z_1 — заходность ротора;
 f_n — площадь двугольника;
 D_n — наружный диаметр ротора.

Аналогично для конкавного замыкателя

$$X_2 = \left(\frac{\pi d_n^2}{4} - z_2 f_n \right) \Delta p. \quad (\text{IV.38})$$

Для гидростатического уравнивания замыкателя 2 (рис. IV.16, б), находящегося во втулке 3, закрепленной в корпусе 4, в замыкателе выполняется сверловка длиной l и сечением f , закрываемая сверху поршнем 1, выполненным заодно с ротором. Нижняя часть замыкателя представляет собой поршень длиной l_1 и диаметром d_1 , размещенный во втулке 5, которая запрессована в расточке крышки 6. Под этот разгружающий поршень подается рабочая жидкость через центральную сверловку замыкателя.

При малых значениях зазора δ давления p_0 и p_1 уменьшаются, и под воздействием осевого усилия X_2 замыкатель опускается, увеличивая зазор. Если зазор δ велик, давления p_0 и p_1 возрастают и замыкатель поднимается вверх, уменьшая зазор до такого значения, при котором происходит гидростатическое уравнивание винта [79, 83]. Параметры гидростатической разгрузки подбираются так, чтобы не было возможным возникновение «сухого» или даже «полусухого» трения, что обеспечивает высокое значение к. п. д. винтового насоса.

Если обозначить через D диаметр верхней части винта, а диаметр входной в сверловку камеры через αD (рис. IV.16, в), то усилие, создаваемое эпюрой $abcd$, как это выведено в работе [100] (последовательность вывода дана в § VI.6), определяется выражением:

$$P_a' = \frac{\pi D^3}{4} \cdot \frac{\alpha^3 - 1}{2 \ln \alpha}.$$

Отсюда усилие, действующее на верхний торец винта с диаметром D , направлено вниз и равно

$$P_a = \frac{\pi D^3}{4} \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\alpha^3 - 1}{\ln \alpha} \right) p_n + \left(\frac{\pi D^3}{4} \cdot \frac{\alpha^3 - 1}{2 \ln \alpha} - f \right) p_0,$$

где f — площадь сверловки в винте;
 p_0 — давление в верхней камере;
 p_n — давление нагнетания.

Тогда условие равновесия винта с учетом условия (IV.38) запишется так (слева записаны составляющие усилий, действующих вниз, а справа — вверх):

$$\left(\frac{\pi d_n^2}{4} - z_2 f_d - \frac{\pi D^2}{4}\right) p_n + \frac{\pi D^2}{4} \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\alpha^2 - 1}{\ln \alpha}\right) p_n + \\ + \left(\frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{\alpha^2 - 1}{2 \ln \alpha} - f\right) p_0 = \left(\frac{\pi d_n^2}{4} - z_2 f_d - \frac{\pi d_1^2}{4}\right) p_0 + \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - f\right) p_1,$$

откуда

$$\left(\frac{\pi d_n^2}{4} - z_2 f_d\right) \Delta p = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{\alpha^2 - 1}{2 \ln \alpha} (p_n - p_0) + \frac{\pi d_1^2}{4} (p_1 - p_n) + f(p_0 - p_1), \quad (\text{IV.39})$$

причем правая часть полученного выражения показывает, как за счет увеличения диаметра уравнивающего поршня d_1 можно обеспечить гидростатическую разгрузку осевого усилия X_2 .

Однако для использования равенства (IV.39) необходимо знание величин p_0 и p_1 , которые определяются из уравнений расхода. Так, расход через зазоры уравнивающего поршня (подробный вывод см. в § VI.6)

$$Q = \frac{\Delta^3 k}{8\mu l_1} (p_1 - p_n) = \frac{f^3}{8\mu l \pi} (p_0 - p_1) = \frac{\pi \delta^3}{6\mu \ln \alpha} (p_0 - p_n), \quad (\text{IV.40})$$

где Δ — радиальный зазор;

$k = 1 \div 2,5$ — коэффициент, учитывающий эксцентриситет уравнивающего поршня;

l_1 — длина уплотняющей поверхности;

p_n — давление всасывания;

l и f — длина и площадь поперечного сечения сверловки в винте соответственно;

δ — торцевой зазор.

В равенствах (IV.40) содержатся три уравнения, которые вместе с равенством (IV.39) позволяют найти Q , δ , p_0 и p_1 .

Легко видеть, что обычные кольцевые гидростатические подшипники [10, 108] могут рассматриваться в качестве упрощенного варианта задачи гидростатического уравнивания винта винтового насоса. Задача динамики гидростатического уравнивания кольцевого гидростатического подшипника, рассматриваемого с учетом сжимаемости рабочей жидкости, приведенная в § VI.6 ÷ VI.9, также может рассматриваться в качестве предельного случая динамического расчета гидростатического уравнивания винта [65]. Очевидно, аналогичным способом решается задача уравнивания ротора.

§ IV.14. Расчет винтовых гидромашин

Расчет винтовых гидромашин ведется по заданной производительности Q л/мин. Для насоса

$$d_n = 24,4 \sqrt[3]{\frac{Q}{n\eta_{01}}}, \quad (\text{IV.41})$$

где n — число оборотов ротора в минуту; η_{01} — объемный к. п. д., равный $0,90 \div 0,95$ (при $Q \geq 0,015$ м³/ч и $p_n < 150$ н/см² следует принимать бóльшие значения).

По величине d_n находят остальные диаметральные размеры винтов из равенств (IV.35), шаг t из равенства (IV.36) и координаты профилей из табл. IV.2.

Число ступеней i выбирается так, чтобы на каждую ступень приходился перепад не более 200 н/см². Длина втулки статора

$$L = [2,061 + 2(i - 1)] D, \quad (\text{IV.42})$$

где D — наружный диаметр ротора.

Полученную длину L увеличивают, если напряжение смятия на втулке ротора от замыкателей

$$\sigma = \frac{1,535 p_n d_n}{L} \quad (\text{IV.43})$$

окажется больше 70 н/см² при вязкости рабочей жидкости в 3°Е (при 12°Е можно допускать σ до 100 н/см²).

В многоступенчатых насосах замыкатели можно разрезать на части такой длины (обычно не менее $2,5 \div 3,5 D$), при которой возможна нарезка резьбы без заметной деформации конкавных винтов, имея в виду, что существование осевого усилителя X_2 достаточно для обеспечения необходимой герметичности насоса.

Подсчитываются осевые усилия X_1 и X_2 из равенств (IV.37) и (IV.38) и в соответствии с полученными значениями выбирается система гидростатической разгрузки винтов с одновременной конструктивной проработкой гидромашинны.

Для предупреждения возможности возникновения кавитационных явлений не допускают осевых скоростей рабочей жидкости, бóльших 8 м/сек, которые должны снижаться при пониженных давлениях всасывания, в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [79].

§ IV.15. Винтовые насосы с прямоугольной резьбой

Винтовые насосы с прямоугольной резьбой более просты в изготовлении (рис. IV.17, а), но обладают боль-

шими утечками из-за недостаточной герметичности, допустимой при эксплуатации насоса с высокими числами оборотов.

Из-за того, что винты 2 и 4 (рис. IV.17, а) при прямоугольной резьбе не могут быть сопряженными, они должны быть связаны при помощи зубчатых колес 1 и 5, размещаемых в общем

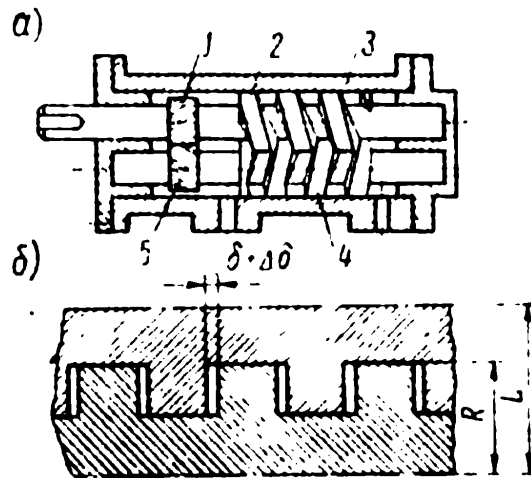


Рис. IV.17. Винтовой насос с прямоугольной резьбой

корпусе 3 для малых насосов или отдельно для средних и крупных насосов.

Чтобы винты с прямоугольной резьбой могли быть совмещены в меридианальном сечении, должен быть зазор, не меньший δ (рис. IV.17, б), значение которого определяется из равенства [79]

$$\delta = \frac{t_1}{2\pi} \left[i \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{(pi + 2p + i + 1 + p^2)(pi + 2p - i - 1 - p^2)}}{ip^2 + 2p - i - 1 - p^2} - \operatorname{arccos} \frac{i + 1 + p^2}{p(i + 2)} \right], \quad (\text{IV.44})$$

где t_1 — шаг ведущего винта;

$p = \frac{L}{R}$ (L — расстояние между осями винтов, R — наружный радиус ведущего винта);

$i = \frac{t_2}{t_1} = \frac{z_2}{z_1}$ — отношение заходностей винтов (t_2 — шаг ведомого винта).

При одинаковых винтах $i = 1$:

$$\delta = \frac{t_1}{2\pi} \left[\operatorname{arctg} \frac{\sqrt{(2 + 3p + p^2)(3p - 2 - p^2)}}{2(p - 1)} - \operatorname{arccos} \frac{2 + p^2}{3p} \right]. \quad (\text{IV.45})$$

Из-за неизбежных ошибок при разметке заготовок винтов резьбовой допуск увеличивают на $\Delta\delta = \frac{t_1}{2\pi} \gamma$, где γ — угловой допуск разметки резьбы. Обычно $\frac{2}{t_1} (\delta + \Delta\delta) < 0,03$.

Геометрическая производительность насоса $Q_r = vF$, где $v = \frac{\pi t}{60}$ и $F = bD^2 = 4bR^2$, причем

$$b = \frac{1}{4} \left\{ 2\pi - 2\rho \arccos \frac{\rho}{2} + \frac{\rho}{2} \sqrt{4 - \rho^2} - 2\pi (\rho - 1)^2 - \right. \\ \left. - \pi\rho (2 - \rho) \left[1 - \frac{2}{t_1} (\delta + \Delta\delta) \right] \right\}.$$

Обычно в начале ориентировочно выбирают диаметр винтов

$$D = 4,5 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{\eta_0 \rho (2 - \rho)}}, \quad (\text{IV.46})$$

принимая $\rho \approx 1,5 \div 1,8$, затем уточняют $t_1 \approx 0,84 D$ и ρ и только после этого проводят окончательное уточнение при помощи уравнений (IV.44) и (IV.45).

Г Л А В А V

ШИБЕРНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

§ V.1. Подача шиберной гидромашинны

Шиберные гидромашинны (см. рис. 1.3) в гидроприводах машинного регулирования применяются в качестве вспомогательных насосов. Выполняются они регулируемыи и нерегулируемыи.

Гидромашинна двойного действия (рис. V.1, а), обладающая двумя напорными 2 и 4 и двумя всасывающими окнами 1 и 3, гидростатически уравновешенная и может обеспечить равномерность подачи при определенном выборе числа шиберов в случае, если на перевальных пространствах (пространства между всасывающим и напорным окнами) поверхности статора и ротора описаны дугами с общим центром, совпадающим с осью вала.

Благодаря разгрузке ротора такие гидромашинны работают на давлениях до 800 н/см^2 , а при использовании специальных мероприятий по разгрузке усилий прижима шиберов к направляющей поверхности статора — на давлениях до 1400 н/см^2 .

Геометрическая подача шиберной гидромашинны определяется из условия равенства подведенной к ней механической энергии и энергии, отданной рабочей жидкости за время dt ,

$$(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}) dV = \Delta p dV = M d\alpha, \quad (\text{V.1})$$

где $\rho_{\text{н}}$ и $\rho_{\text{в}}$ — давление нагнетания и всасывания соответственно;

dV — объем рабочей жидкости, поданный гидромашинной за время dt ;

$d\alpha = \omega dt$ — угол поворота ротора за время dt (ω — угловая скорость ротора);

M — неуравновешенный гидростатический момент на роторе.

При нахождении на обоих перевальных пространствах по одному шиберу (рис. V.1, б) величина M определяется из равенства

$$M = \frac{b\Delta p}{2} (\rho_1^2 - r^2) - \frac{b\Delta p}{2} (\rho_2^2 - r^2) = \frac{b\Delta p}{2} (\rho_1^2 - \rho_2^2), \quad (V.2)$$

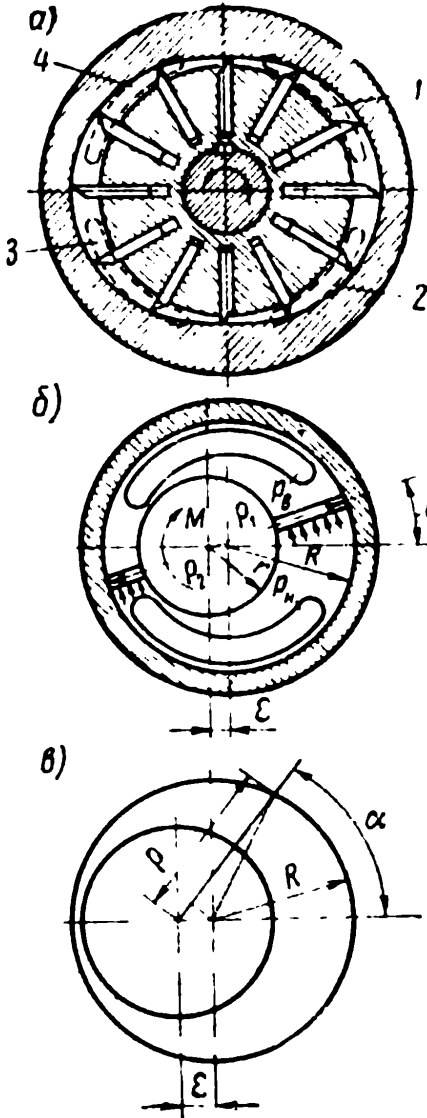


Рис. V.1. Шиберная гидромашина двойного действия:

а — схема гидромашинны;
б — схема одновременно работающих шиберов; в — отношения основных параметров

где b — ширина шибера;

r — радиус ротора;

ρ_1 и ρ_2 — радиальные размеры расточки статора, отсчитываемые от оси ротора.

Значение радиального размера ротора ρ в виде функции угла поворота α определяется равенством (рис. V.1, в).

$$\begin{aligned} \rho &= \epsilon \cos \alpha + \sqrt{R^2 - \epsilon^2 \sin^2 \alpha} = \\ &= R(\bar{\epsilon} \cos \alpha + \sqrt{1 - \bar{\epsilon}^2 \sin^2 \alpha}), \end{aligned} \quad (V.3)$$

где ϵ — эксцентриситет;

$\bar{\epsilon} = \frac{1}{R} \epsilon$ — относительный эксцентриситет.

Подставляя значение M из (V.2) в (V.1), получим выражение геометрической подачи

$$Q_r = \frac{dV}{dt} = \frac{b\omega}{2} (\rho_1^2 - \rho_2^2), \quad (V.4)$$

которое ниже будет рассмотрено применительно к четному и нечетному числам шиберов.

§ V.2. Рабочий объем шиберной гидромашинны

Рабочий объем шиберной гидромашинны ординарного действия (см. рис. I.3) можно получить интегрированием площади рабочей клетки, заключенной между двумя со-

седними шиберами, толщину которых в начале учитывать не будем. Элементарная площадь, заключенная между расточкой статора, ротором и двумя радиусами, составляющими между собой угол $d\psi$, будет составлять

$$df = \frac{1}{2} (\rho^2 - r^2) d\psi.$$

Выражение ρ^2 можно получить из равенства (V.3), используя первые два члена разложения радикала в ряд

$$\rho \approx R \left(1 + \bar{e} \cos \alpha - \frac{1}{2} \bar{e}^2 \sin^2 \alpha \right)$$

или, опуская члены, содержащие \bar{e}^3 и \bar{e}^4 ,

$$\rho^2 \approx R^2 (1 + 2\bar{e} \cos \alpha + \bar{e}^2 \cos 2\alpha), \quad (\text{V.5})$$

с заменой угла α на угол ψ , под которым будем понимать угол, составляемый рабочей осью с горизонтальным диаметром.

Если обозначить через $\varphi = \frac{2\pi}{z}$ угол между осями двух соседних замыкателей, то выражение площади рабочей клетки принимает форму

$$\begin{aligned} f &= \frac{1}{2} \int_{\psi - \frac{\varphi}{2}}^{\psi + \frac{\varphi}{2}} (\rho^2 - r^2) d\psi = \frac{R^2}{2} \int_{\psi - \frac{\varphi}{2}}^{\psi + \frac{\varphi}{2}} (1 + 2\bar{e} \cos \psi + \bar{e}^2 \cos 2\psi) d\psi - \\ &- \frac{r^2}{2} \int_{\psi - \frac{\varphi}{2}}^{\psi + \frac{\varphi}{2}} d\psi = R^2 \left[\frac{1}{2} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right) + 2\bar{e} \sin \frac{\varphi}{2} \cos \psi + \bar{e}^2 \sin \varphi \cos 2\psi \right]. \end{aligned} \quad (\text{V.6})$$

Площадь первой рабочей клетки f_1 , переходящей из всасывающей камеры в напорную при размещении напорного и всасывающего окон с нулевым перекрытием, определяется из равенства (V.6) принятием $\psi=0$, а площадь второй рабочей клетки f_2 , переходящей из напорной камеры во всасывающую, — принятием $\psi=\pi$.

Тогда при достаточно большом числе шиберов можно принять $\sin \frac{\varphi}{2} \approx \frac{\varphi}{2} = \frac{\pi}{z}$, откуда

$$\begin{aligned} f_1 &\approx R^2 \left[\frac{1}{2} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right) + \frac{2\pi}{z} \bar{e} \cos \psi + \frac{\pi}{z} \bar{e}^2 \cos 2\psi \right] = \\ &= R^2 \left[\frac{1}{2} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right) + \frac{2\pi}{z} \bar{e} + \frac{\pi}{z} \bar{e}^2 \right]; \end{aligned}$$

$$f_2 \approx R^2 \left[\frac{1}{2} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right) - \frac{2\pi}{z} \bar{\varepsilon} \cos \psi + \frac{\pi}{z} \bar{\varepsilon}^2 \cos 2\psi \right] = \\ = R^2 \left[\frac{1}{2} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right) - \frac{2\pi}{z} \bar{\varepsilon} + \frac{\pi}{z} \bar{\varepsilon}^2 \right],$$

и выражение рабочего объема принимает форму

$$q' = bz(f_1 - f_2) = 4\pi b \bar{\varepsilon} R^2, \quad (V.7)$$

поскольку $\cos \psi = 1$, а b — ширина лопасти.

Индекс «штрих» использован в выражении (V.7) в связи с тем, что при выводе не учитывалось уменьшение площади рабочей клетки объемом шиберов, имеющих толщину δ и ограничивающих рабочую клетку на перевальном пространстве. Очевидно, для первой рабочей клетки уменьшение ее площади

$$\Delta f_1 = (\rho_1 - r) \delta \approx \delta R \left(1 - \frac{r}{R} + \bar{\varepsilon} \cos \frac{\varphi}{2} - \frac{1}{2} \bar{\varepsilon}^2 \sin^2 \frac{\varphi}{2} \right),$$

а для второй

$$\Delta f_2 = (\rho_2 - r) \delta \approx \delta R \left[1 - \frac{r}{R} + \bar{\varepsilon} \cos \left(\pi - \frac{\varphi}{2} \right) - \right. \\ \left. - \frac{1}{2} \bar{\varepsilon}^2 \sin^2 \left(\pi - \frac{\varphi}{2} \right) \right],$$

поэтому общее уменьшение рабочего объема из-за конечной толщины шиберов

$$\Delta q' = bz(\Delta f_1 - \Delta f_2) = 2R\delta b z \bar{\varepsilon} \cos \frac{\pi}{z}$$

и окончательно

$$q = q' - \Delta q' = 4\pi b \bar{\varepsilon} R^2 - 2\bar{\varepsilon} b z \delta R \cos \frac{\pi}{z} = \\ = 2b \bar{\varepsilon} R \left(\pi R - z \delta \cos \frac{\pi}{z} \right). \quad (V.8)$$

При выводе выражения q' в равенстве (V.6) была применена подстановка $\sin \frac{\varphi}{2} \approx \frac{\varphi}{2} = \frac{\pi}{z}$, что сделало окончательное выражение q' несколько завышенным и не зависящим от z . На самом деле q' будет уменьшаться с уменьшением z , а $\Delta q'$ — увеличиваться, в чем можно убедиться, повторив вывод равенств (V.8) и использовав подстановку $\sin \frac{\varphi}{2} \approx \frac{\varphi}{2} - \frac{\varphi^3}{48}$ вместо

$\sin \frac{\varphi}{2} \approx \frac{\varphi}{2}$. Тогда возможна постановка и решение задачи об оптимальном числе шиберов z , т. е. таком, при котором q будет иметь наибольшее значение при заданных R , $\bar{\varepsilon}$, b и δ .

Однако практическая ценность решения этой задачи снижается из-за того, что небольшим изменением наибольшего множителя можно с избытком компенсировать уменьшение q из-за неоптимального выбора числа шиберов z . Большое значение имеет выбор числа шиберов z с точки зрения обеспечения наиболее равномерной подачи гидромашины.

§ V.3. Неравномерность подачи шиберной гидромашины

Неравномерность подачи шиберной гидромашины определяется по-разному: в зависимости от того, будет ли число шиберов z четным или нечетным.

При z четном два шибера, одновременно участвующих в подаче, будут находиться в диаметрально противоположных поло-

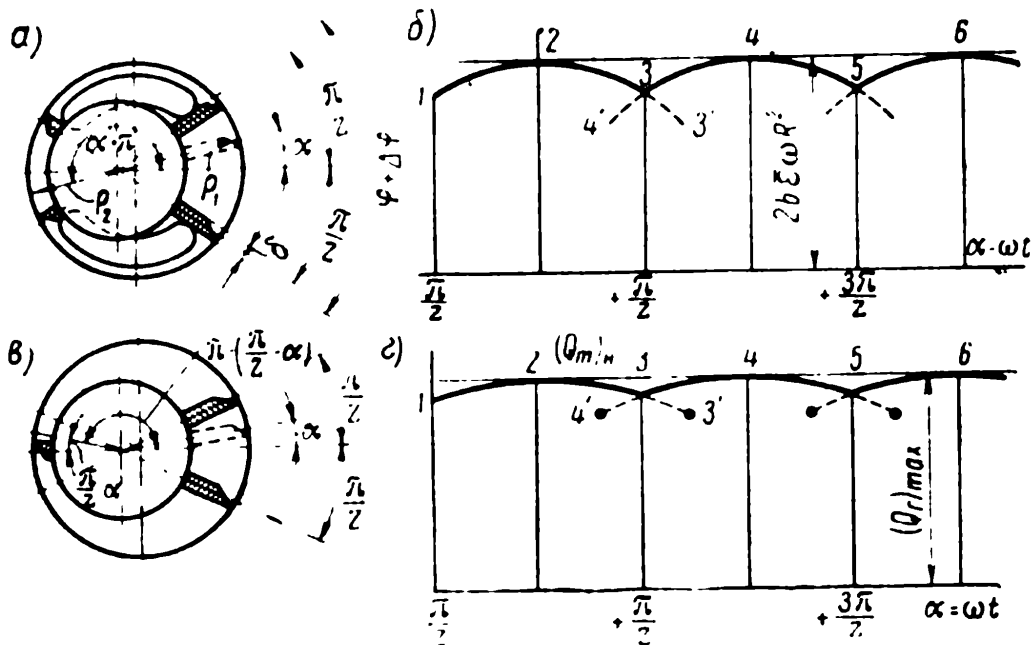


Рис. V.2. Неравномерность подачи:

а — схема гидромашины при z четном; б — график подачи при z четном; в — схема гидромашины при z нечетном; г — график подачи при z нечетном

жениях (рис. V.2, а), причем для первого шибера $\alpha_1 = \alpha$, а для второго $\alpha_2 = \alpha + \pi = \alpha_1 + \pi$, причем для нулевого перекрытия $-\frac{\pi}{z} \leq \alpha \leq +\frac{\pi}{z}$. Тогда, используя равенство (V.4) с подстановкой (V.5), получим выражение мгновенной подачи в зависимости от углового положения первого шибера α_1 :

$$(Q_r)_q = \frac{b\omega}{2} R^3 \{ (1 - 2\bar{\epsilon} \cos \alpha_1 + \bar{\epsilon}^2 \cos 2\alpha_1) - [1 + 2\bar{\epsilon} \cos(\pi_1 + d_1) + \bar{\epsilon}^2 \cos(2\alpha_1 + 2\pi)] \} = b\bar{\epsilon}\omega R^2 \cos \alpha_1. \quad (V.9)$$

График подачи при нулевом перекрытии в форме кусочно-непрерывной функции, составленной из отрезков косинусоид, показан на рис. V.2, б в виде кривой 123456 ..., причем наибольшая подача будет при $\alpha_1 = 0$:

$$(Q_r)_{\max} = 2b\omega\bar{\epsilon}R^2,$$

а наименьшая при $\alpha = \pm \frac{\pi}{z}$

$$(Q_r)_{\min} = 2b\omega\bar{\epsilon}R^2 \cos \frac{\pi}{z},$$

откуда коэффициент неравномерности подачи

$$\sigma = \sigma_q = 1 - \frac{(Q_r)_{\min}}{(Q_r)_{\max}} = 1 - \cos \frac{\pi}{z} = 2 \sin^2 \frac{\pi}{2z} = 2 \sin^2 \frac{\varphi}{4}. \quad (\text{V.10})$$

При перекрытии, отличном от нуля, например положительном, новая пара шиберов сможет вступить в работу только тогда, когда предыдущая пара выйдет в пределы окон, т. е. откроет запертый объем рабочей жидкости. Поэтому участок геометрической подачи 23 на рис. V.2, б должен быть продлен до некоторой точки 3', и при выходе рабочей пары шиберов подача скачком перейдет на новый участок кривой 345. Очевидно, в этом случае $(Q_r)_{\max}$ не изменится, а $(Q_r)_{\min}$ уменьшится, соответственно увеличив значение коэффициента неравномерности подачи σ . Таким образом, влияние конечной толщины шиберов прежде всего сказывается на графике геометрической подачи (а значит, и на ее среднем значении) через величину перекрытия. Кроме того, аналогично шестеренным гидромашинам подача будет определяться не только выгребанием рабочей жидкости при помощи шибера, находящегося на перемычке. Шиберы, вышедшие за пределы перемычки, также будут участвовать в подаче, поскольку их погружение в пазы ротора освобождает пространство в отдающей камере и за этот счет соответственно уменьшается мгновенное значение подачи.

Изменение мгновенного значения подачи за счет объема шиберов применительно к гидромашине двойного действия подробно рассмотрено в [30].

Обычно в шиберных гидромашинках принимают перекрытие положительным так, чтобы на перевальном пространстве точно размещались бы рабочая клетка в ее среднем положении вместе с двумя шиберами, герметично отделяющими рабочую клетку, как от напорного, так и от всасывающего окон (рис. V.2, а).

Величина угла перекрытия $\Delta\varphi$, выраженная в радианах, в этом случае будет определяться выражением

$$\Delta\varphi = \frac{\delta}{(1 - \bar{\epsilon}_{\max}) R}, \quad (\text{V.11})$$

обеспечивая тем самым касание кромок окон с внешними сторонами двух шиберов, размещенных на перевальном пространстве при максимальном объеме рабочей клетки.

При учете перекрытия

$$(Q_r)_{\min} = 2b \omega \bar{\varepsilon} R^2 \cos\left(\frac{\pi}{z} + \frac{\Delta\varphi}{2}\right). \quad (V.12)$$

При нечетном числе шиберов z два шибера, одновременно участвующие в подаче, будут определяться углами $\alpha_1 = \alpha$ и $\alpha_2 = \alpha + \pi - \frac{\varphi}{2} = \alpha + \pi - \frac{\pi}{z}$ при $-\frac{\pi}{z} \leq \alpha \leq 0$ и $\alpha_1 = \alpha$ и $\alpha_2 = \alpha + \pi + \frac{\pi}{z}$ при $0 \leq \alpha < \frac{\pi}{z}$ (рис. V.2, в).

Как и при z четном, использование равенства (V.4) с подстановкой (V.5) в предположении, что $\Delta\varphi = 0$ (нулевое перекрытие), дает следующее выражение геометрической подачи:

$$(Q_r)_n = b\omega\bar{\varepsilon}R^2 \left[2\cos\left(\alpha - \frac{\varphi}{4}\right)\cos\frac{\varphi}{4} - \bar{\varepsilon}\sin\left(2\alpha - \frac{\varphi}{2}\right)\sin\frac{\varphi}{2} \right].$$

Очевидно наибольшее значение подачи будет при $\alpha = 0$:

$$(Q_r)_{\max} = \omega b \bar{\varepsilon} R^2 \left(2\cos^2 \frac{\varphi}{4} + \bar{\varepsilon} \sin^2 \frac{\varphi}{2} \right),$$

а наименьшее при $\alpha = -\frac{\varphi}{2}$:

$$(Q_r)_{\min} = \omega b \bar{\varepsilon} R^2 \left(2\cos^2 \frac{\varphi}{4} - \bar{\varepsilon} \sin^2 \frac{\varphi}{2} \right).$$

Легко показать, что при $0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{z}$ последние два равенства также будут справедливыми, а выражение Q_r дает участок 23 графика $Q_r = Q_r(\alpha)$ на рис. V.2, г.

Несмотря на внешнее сходство графиков, изображенных на рис. V.2, б и г, они отличаются не только геометрическими формами непрерывно-кусочных участков (при нечетном числе шиберов кривая, изображающая геометрическую подачу, намного полнее), но и тем, что при прочих равных условиях (одни и те же значения ω , $\bar{\varepsilon}$, b и R) наибольшее, а также средние значения геометрической подачи при z нечетном несколько больше; это превышение для наибольшей подачи может быть оценено величиной отношения

$$\frac{2\cos^2 \frac{\varphi}{4} + \bar{\varepsilon} \sin^2 \frac{\varphi}{2}}{2\cos^2 \frac{\varphi}{4}} = 1 + \frac{\bar{\varepsilon}}{2} \cdot \frac{\sin^2 \frac{\varphi}{2}}{\cos^2 \frac{\varphi}{4}} = 1 + 2\bar{\varepsilon} \sin^2 \frac{\varphi}{4}.$$

Неравномерность геометрической подачи при z нечетном

$$\sigma_n = 1 - \frac{(Q_r)_{\min}}{(Q_r)_{\max}} = 1 - \frac{2\cos^2 \frac{\varphi}{4} - \bar{e} \sin^2 \frac{\varphi}{2}}{2\cos^2 \frac{\varphi}{4} + \bar{e} \sin^2 \frac{\varphi}{2}} = \frac{4\bar{e} \sin^2 \frac{\varphi}{4}}{1 + 2\bar{e} \sin^2 \frac{\varphi}{4}}$$

или

$$\sigma_n \approx 4\bar{e} \sin^2 \frac{\varphi}{4}. \quad (\text{V.13})$$

Сравнивая полученное выражение для σ_n с равенством (V.10), определяющим σ_q , можно убедиться в том, что переход от четного числа шиберов к нечетному во много раз увеличивает равномерность подачи, поскольку

$$\frac{\sigma_n}{\sigma_q} \approx 2e,$$

а точнее

$$\frac{\sigma_n}{\sigma_q} < 2e. \quad (\text{V.14})$$

§ V.4. Шиберный насос двойного действия

Конструкция двухсекционного шиберного насоса двойного действия (два отдельных насоса в общем корпусе) в исполнении, ставшем традиционным для гидрофицированных станков, показана на рис. V.3. Размещенный в корпусе 1 вал 2 при помощи шлицевой посадки приводит роторы 3 двух автономных насосов. В пазах роторов перемещаются шиберы 4, опирающиеся на профилированные кольца 5.

Производительность шиберного насоса двойного действия при определенном значении z не меняется с углом поворота ротора благодаря тому, что расточки статора на перевальных пространствах описываются цилиндрическими поверхностями из общего центра с радиусами R_1 и R_2 ($R_1 > R_2$).

Геометрическая подача шиберной гидромашины, показанной на рис. V.3, определяется выражением

$$Q_r = q \frac{n}{60} = \frac{bn}{30} \left[\pi (R_1^2 - R_2^2) - \frac{(R_1 - R_2) \delta z}{\cos \tau} \right], \quad (\text{V.15})$$

где τ — угол наклона шибера к радиусу.

Применение углов $\tau \neq 0$ позволяет изменить направление действия реакции направляющей на шибер так, что силы трения не будут давать изгибающих напряжений (τ принимается равным углу трения). Обычно τ увеличивается для малых насосов.

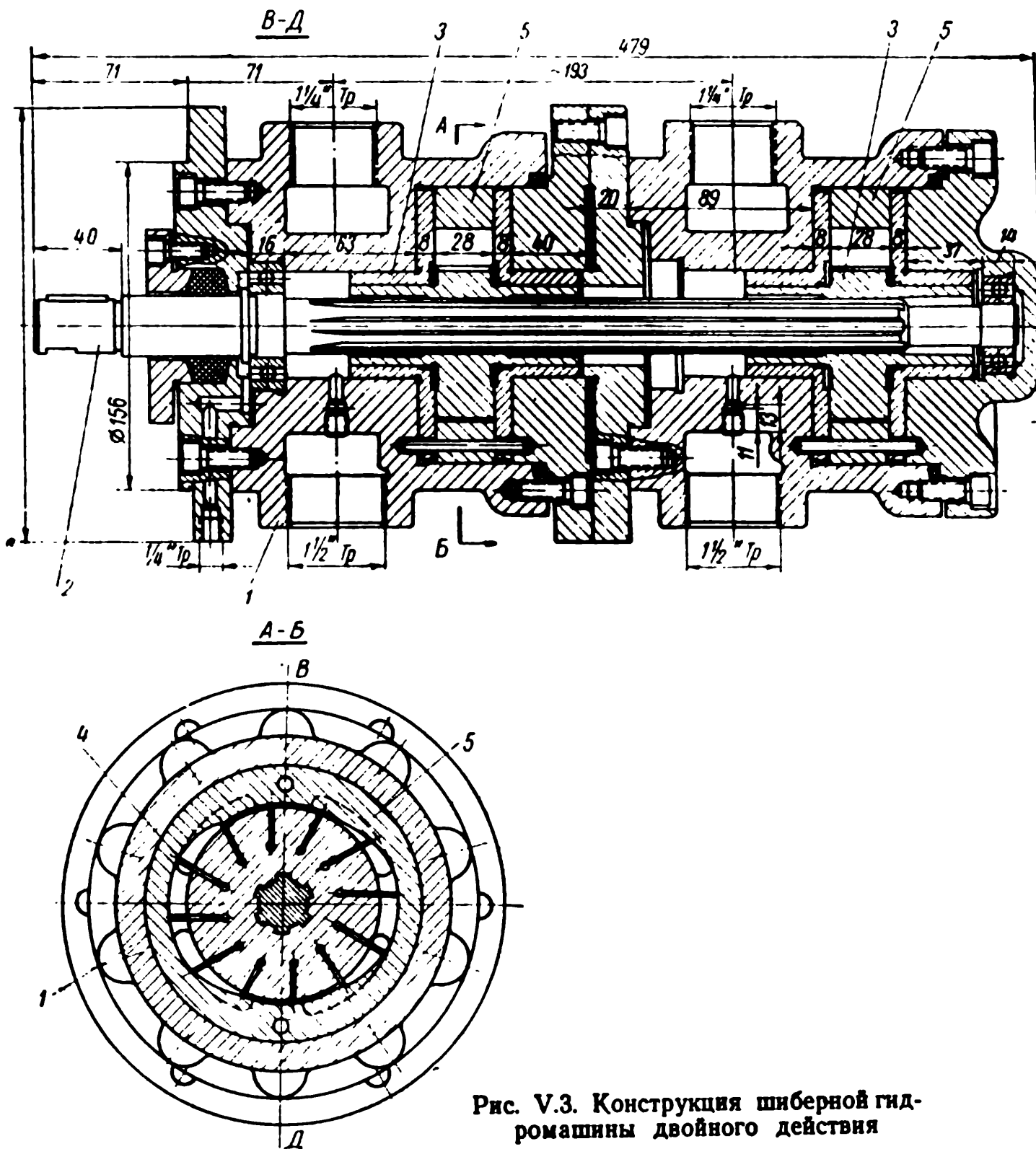


Рис. V.3. Конструкция шиберной гидромашинны двойного действия

Равномерность подачи обеспечивается выполнением направляющей (кроме леревальных пространств) по архимедовой спирали

$$\rho = R_2 + \frac{v}{\omega} \alpha, \quad (V.16)$$

где ρ и α — полярные координаты профиля;

R_2 — наименьший радиус направляющей статора (близкий к радиусу ротора);

$v = \text{const}$ — скорость перемещения шибера в роторе;
 ω — угловая скорость ротора.

Тогда при переходе на участки с $\rho = R_1 = \text{const}$ и $\rho = R_2 = \text{const}$ (перевальные пространства) относительная скорость шибера должна будет скачком меняться с $v = \text{const}$ на $v = 0$ и обратно, что должно сопровождаться ударами. Для предупреждения таких ударов переходные участки длиной в несколько миллиметров выполняются по сопрягающим плавным кривым, полярные координаты которых следующие:

$$\rho = \rho_0 + a (b\alpha - \sin b\alpha), \quad (\text{V.17})$$

где ρ_0 — начальный радиус сопрягающего участка;
 a и b — параметры сопрягающего участка.

ЭНИМС рекомендует [30] вместо спирали Архимеда профилировать направляющую так, чтобы шибер перемещался в пазах ротора с постоянным ускорением. Для этого на участках, где ρ увеличиваются (считая по направлению вращения ротора), принимают

$$\rho = R_2 + \frac{4(R_1 - R_2)}{2\varphi_0^2} \alpha^2, \quad (\text{V.18})$$

а на участках, где ρ уменьшаются, принимают

$$\rho = 2R_2 - R_1 + \frac{4(R_1 - R_2)}{\varphi_0} \left(\alpha - \frac{\alpha^2}{2\varphi_0} \right). \quad (\text{V.19})$$

Здесь φ_0 — центральный угол участка между двумя перевальными пространствами (угол охвата окна).

§ V.5. Неравномерность подачи шиберных гидромашин двойного действия

Неравномерность подачи шиберных гидромашин двойного действия [30] определяется внесением поправки на перемещение шибера в роторе. Так, если геометрическая подача шиберной гидромашин определяется выражением $\frac{dV}{dt}$, где V — объем, подаваемый в магистраль за время dt $\left[\frac{dV}{dt} = \omega b (R_1^2 - R_2^2) \right]$, то при учете влияния объема шибера геомет-

рическая подача (рис. V.4, а)

$$Q_r = \omega b \left[(R_1^2 - R_2^2) - k \frac{v}{\omega} \delta \right], \quad (V.20)$$

где b — ширина шибера;

k — число шиберов, одновременно находящихся в полости нагнетания;

v — скорость относительного движения шибера в роторе, принимаемая постоянной;

δ — толщина шибера.

При z , кратном четырем, $k = \frac{z-4}{2}$. Если z кратно двум, а

$\frac{z}{2}$ нечетно, то $k = \frac{z}{2} - 3$ при $0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{z}$ и $k = \frac{z}{2} - 1$ при

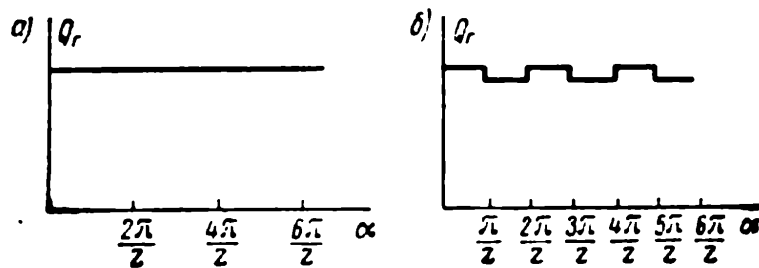


Рис. V.4. Неравномерность подачи:
а — при z , кратном 4; б — при z четном, но нечетном $\frac{z}{2}$

$\frac{\pi}{z} \leq \alpha \leq \frac{2\pi}{z}$. В первом случае подача будет иметь выражение $\omega b \left[(R_1^2 - R_2^2) - \frac{z-6}{2} \cdot \frac{v}{\omega} \delta \right]$, а во втором $\omega b \left[(R_1^2 - R_2^2) - \frac{z-2}{2} \cdot \frac{v}{\omega} \delta \right]$ (рис. V. 4, б).

Следовательно, в гидромашинах двойного действия целесообразно выбирать z , кратное четырем.

При профилировании направляющей по рекомендациям ЭНИМС [30] в соответствии с условиями (V.18) и (V.19) неравномерность подачи будет различна в зависимости от того, будет ли $k = \frac{z-4}{2}$ кратно четырем (рис. V.5, а), кратно двум, но не кратно четырем (рис. V.5, б), или выражаться нечетным числом (рис. V.5, в). Очевидно, в первом случае $z=12, 20, \dots$, во втором случае $z=8, 16, \dots$ и в третьем случае $z=10, 14 \dots$

По этим причинам в шиберных гидромашинах двойного действия применяют $z=12$.

Влияние объема шибера на неравномерность подачи заключается в том, что

$$Q_r = \frac{dV}{dt} - \frac{dV_1}{dt}, \quad (V.21)$$

где $\frac{dV}{dt}$ — подача гидромашины при бесконечно тонких шиберах;
 $\frac{dV_1}{dt}$ — отрицательный расход, вызванный погружением шибера в ротор при их нахождении в отдающей полости.

Закономерность изменения каждого из членов применительно к гидромашине ординарного действия для z четного показана на рис. V.6, а и для z нечетного — на рис. V.6, б. Вычитание $\frac{dV_1}{dt}$ из $\frac{dV}{dt}$ приводит к некоторому уменьшению значения

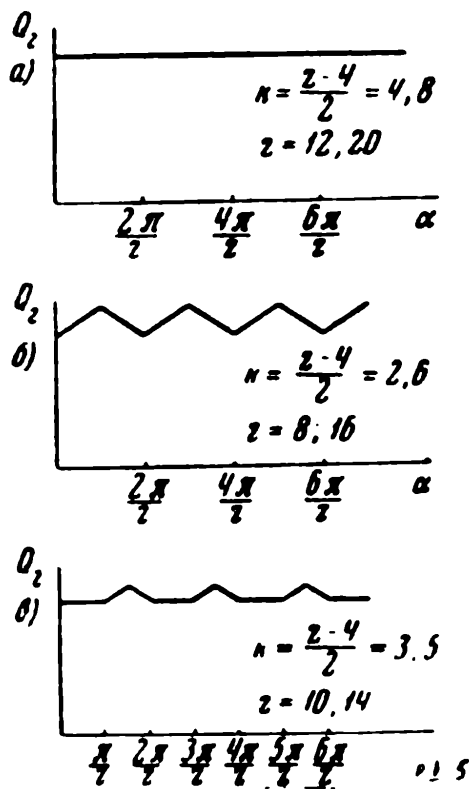


Рис. V.5. Неравномерность подачи:
 а — $z = 12, 20, \dots$; б — $z = 8, 16, \dots$; в — $z = 10, 14, \dots$

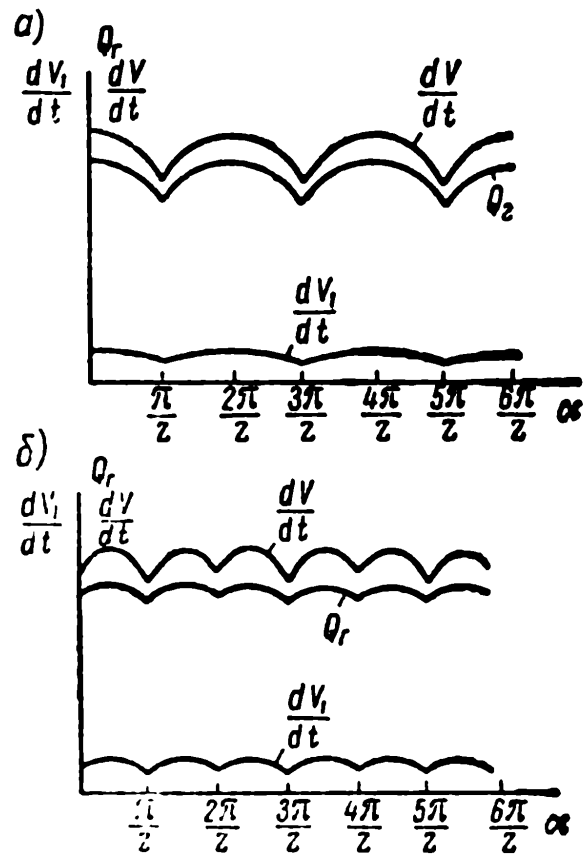


Рис. V.6. Влияние объемов шибера на неравномерность подачи для гидромашины ординарного действия:
 а — при z четном; б — при z нечетном

коэффициента неравномерности подачи (подача выравнивается), причем тем существенней, чем больше шибера и чем они

толще. Однако среднее значение подачи при этом, очевидно, уменьшается.

Все эти закономерности могут быть получены из элементарных геометрических соображений при помощи ранее полученных основных кинематических соотношений шибберных гидромашин.

§ V.6. Конструкции насосов двойного действия

Конструкции насосов двойного действия (см. рис. V.3) обычно обладают значением механического $\eta_m = 0,7 \div 0,9$ и объемного к. п. д. $\eta_o = 0,60 \div 0,95$ в зависимости от качества изготовления, числа оборотов и давления.

Толщины шибберов, соприкосновение которых с поверхностью статора обеспечивается гидростатическим прижимом рабочей жидкости, подводимой из камеры нагнетания под основание шиббера, не должны быть более $2,0 \div 2,5$ мм с углом наклона пазов в роторе $6 \div 13^\circ$ (иногда до 15°).

Во избежание отпуска материала шиббера из-за нагрева от трения о поверхность статора следует при изготовлении шиббера выбирать стали с высокой температурой отпуска (например, быстрорежущие стали). Обычно используется сталь марки P18 ГОСТ 5952—63 с закалкой до твердости HRC $62 \div 65$. Корпус выполняется из хромистых сталей марок 20X ГОСТ 4543—61 и ШХ15 ГОСТ 801—60; поверхность направляющей корпуса, соприкасающаяся с шибберами, цементируется на глубину $0,8 \div 1,2$ мм и закаливается до твердости HRC $60 \div 64$. Для ротора рекомендуется брать хромистую сталь марки 40X ГОСТ 4543—61 с последующей закалкой до твердости HRC $43 \div 48$, а для боковых дисков — алюминиевожелезную бронзу Бр. АЖ9-4 ГОСТ 493—54.

Толщина и ширина шиббера, как и ширина ротора, обрабатываются по посадке D или X , причем ширина ротора и ширина шиббера должны обрабатываться по одной и той же посадке; ширина паза в роторе обрабатывается по посадке A , а ширина корпуса-статора — по посадке G .

Трущиеся поверхности шиббера и торцы ротора имеют чистоту $\nabla 9$, а пазы ротора, поверхности боковых дисков, торцы корпуса-статора и рабочая поверхность направляющей — чистоту $\nabla 8$.

При изготовлении шибберов допускается непараллельность ее основных плоских поверхностей не более $0,01$ мм (разность толщин). В тех же машинах допускается непараллельность торцевых плоскостей корпуса, ротора и боковых дисков.

Неперпендикулярность поверхности направляющей корпуса

к торцевым плоскостям и неперпендикулярность стенок пазов ротора не должна превышать 0,01 мм. В тех же пределах должна быть выдержана неперпендикулярность стенок пазов ротора к торцевым плоскостям ротора на длине 20 мм и торцевых плоскостей ротора к своей оси на радиусе 50 мм.

Неперпендикулярность осей расточек под подшипники в крышках к торцевым плоскостям не должна быть более 0,02 мм на радиусе 50 мм и в тех же пределах должна быть выдержана неперпендикулярность торцевых плоскостей боковых дисков к осям отверстий в них.

Ротор имеет ширину b от 10 до 40 мм (чаще применяют меньшие размеры), $R_2 - R_1 = 2 \div 10$ мм, а размеры окон выбираются такими, чтобы скорость в них не превышала $0,25 \div 0,30$ м/сек.

Насосы на производительности до 833 см³/сек работают с числом оборотов 1800 ($\omega = 60\pi$) в минуту, на производительности до 1250 см³/сек — с числом оборотов 1500 ($\omega = 50\pi$) в минуту и свыше 1250 см³/сек — с числом оборотов 1200 ($\omega = 40\pi$) в минуту и ниже.

§ V.7. Соотношение размеров рабочих органов шибрных гидромашин

Соотношение размеров рабочих органов шибрных гидромашин ординарного действия определяется различно, в зависимости от того, будет ли использовано цапфенное распределение (см. рис. I.3, б) или размещение окон в боковых дисках. В последнем случае выбор всех основных размеров ведется по рабочему объему q и объемному к. п. д. η_0 при помощи нескольких соотношений.

Наибольший эксцентриситет

$$e_{\max} = k_e \sqrt[3]{\frac{q}{\eta_0}} \quad (V.22)$$

где $k_e = 1$ при $q \leq 200$ см³, $k_e = 0,8$ при $200 < q \leq 500$ см³ и $k_e = 0,6$ при $500 < q \leq 4000$ см³.

Диаметр направляющей в мм

$$D = 2R = \sqrt{\frac{500 q}{\pi \eta_0 k_b e_{\max}}} \quad (V.23)$$

где $k_b = 0,2 \div 0,55$, увеличиваясь с уменьшением q .

Очевидно, диаметр ротора $d = D - 2 e_{\max}$.

Ширина шибера $b = k_b D$, а его длина принимается примерно в шесть раз большей e_{\max} .

Число шиберов принимается от 7 до 16. Шиберы рассчиты-

ваются на изгиб от сил гидростатического давления и реакции направляющей с учетом сил трения. Коэффициент трения f принимают равным 0,1, а наибольшее напряжение в опасном сечении лопасти из стали Р18 не должно превышать $25\,000 \text{ н/см}^2$.

Если перемещение шиберов в пазах обеспечивается при помощи роликов, перемещающихся в специальных направляющих, то общая нагрузка соответственно распределяется между роликами и собственно шибером.

В шиберных гидромашинах с цапфенным распределением ширину шибера b принимают от 40 до 75 мм, диаметр направляющей статора $(3 \div 5) b$ и e_{\max} от 2 до 15 мм. Обычно выбирают $e_{\max} = 2,5 + 0,01 q$, мм, где q , $\text{см}^3/\text{об}$ — рабочий объем.

Г Л А В А VI

РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

§ VI.1. Гидромашина с плоской направляющей

Гидромашина с плоской направляющей (рис. VI.1), обладая наиболее простой кинематикой (моногоармоническое относительное движение деталей), имеет ограниченное применение из-за сложности изготовления (точная обработка

большого числа плоских направляющих и обязательность перпендикулярности направляющих к осям цилиндрического блока). Изготовление не упрощается при выполнении гибкого соединения плоской головки поршня с телом собственно поршня 2.

Кинематическая схема (рис. VI.1, б) состоит из ротора 4 (цилиндрический блок), вращающегося около центра O , закрепленного в корпусе 1 (осевой распределитель), в котором размещена ось O_1 направляющих 3, фиксирующих

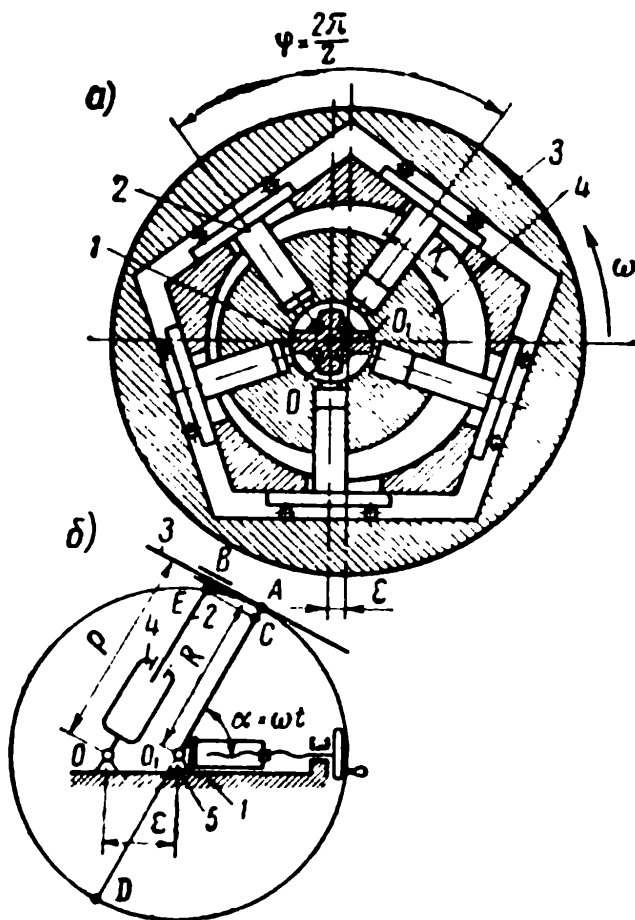


Рис. VI.1. Гидромашина с плоской направляющей:
а — схема гидромашины; б — схема механизма гидромашины

направление относительного движения головок поршней. Звенья 3 и 4 вращаются синхронно с угловой скоростью ω , и переменность ρ (расстояние от плоской направляющей до оси O) свидетельствует о том, что поршень 2 в цилиндре совершает возвратно-поступательное движение, которое используется при нахождении поршня в верхней полуплоскости для осуществления подачи рабочей жидкости. При прохождении цилиндра через нижнюю полуплоскость происходит прием рабочей жидкости.

При изменении эксцентриситета e (допустим, перемещением опоры 5 оси O_1) изменяется величина хода поршня, а значит, и подача гидромашины, меняющая знак (отдающая магистраль превращается в приемную, и наоборот) при изменении знака эксцентриситета e .

Проектируя OO_1AB на OB , получим $\rho = R + e \cos \omega t$, причем $\rho_{\min} = R - e$ и $\rho_{\max} = R + e$, откуда ход поршня $S = 2e$ и рабочий объем цилиндров (в $см^3/об$)

$$q = FS_{\max} z = 2e_{\max} zF, \quad (VI.1)$$

где F — поперечное сечение поршня,

а средняя геометрическая подача (в $см^3/сек$)

$$(Q_r)_{\text{ср}} = eq \frac{n}{60} = eq \frac{\omega}{2\pi}, \quad (VI.2)$$

причем безразмерный параметр регулирования $e = \frac{S}{S_{\max}} = \frac{e}{e_{\max}}$

может изменяться в пределах $-1 \leq e \leq +1$.

Относительные перемещения, скорость и ускорение поршня в цилиндре при $e = \text{const}$:

$$\left. \begin{aligned} x &= \rho_{\max} - \rho = e(1 - \cos \omega t); \\ \dot{x} &= e\omega \sin \omega t; \\ \ddot{x} &= e\omega^2 \cos \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (VI.3)$$

Относительные перемещения, скорость и ускорение головки поршня на направляющей (AB на рис. VI.1, б):

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= e \sin \omega t; \\ \dot{x}_1 &= e\omega \cos \omega t; \\ \ddot{x}_1 &= -e\omega^2 \sin \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (VI.4)$$

где t — время, измеряемое от момента прохождения поршня через начальное положение.

Мгновенная подача любого поршня, находящегося в отдающей полости, определяется произведением $Q_i = \dot{x}F$, откуда мгновенное значение подачи гидромашины

$$Q_r = \sum_n Q_i = e\omega F \sum_n \sin(\omega t)_i = e\omega F \sum_n \sin \alpha_i, \quad (VI.5)$$

где индекс «н» означает суммирование по всем поршням, одновременно находящимся в полости нагнетания. Обычно для z четного индекс равен $\frac{z}{2}$, а для нечетного $\frac{z+1}{2}$ или $\frac{z-1}{2}$, а точно, от α_1 (угол, при котором открывается цилиндр) до α_{1n} (угол отсечки цилиндра).

Аналогично определяется неравномерность расхода, поступающего в гидромашину.

Обычно цилиндры располагаются в цилиндрической блоке равномерно, поэтому

$$\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i = \omega (t_{i+1} - t_i) = \frac{2\pi}{z}. \quad (\text{VI.6})$$

При быстром изменении величины ε , что имеет место в системах автоматического регулирования, равенства (VI.3), (VI.4) и (VI.5) перестают быть справедливыми и нуждаются в уточнениях (см. § VI.5).

Размер окна K направляющей (рис. VI.1, а) должен быть достаточным, чтобы допустить перемещения x_1 ($K > 2\varepsilon + d$, где $d = 2\sqrt{\frac{F}{\pi}}$, а F — площадь поперечного сечения поршня в окне).

Неравномерность подачи обуславливается переменностью величины $\sum_n \sin \alpha_i$, которую можно определить аналитически [4] или графически [33] при помощи построения, показанного на рис. VI.2 для z четного.

На рис. VI.2, а радиусами $R = OA, OB, OC$ и OD показано положение осей цилиндров, углы наклона которых с осью x определяются углом $\alpha_1 = \omega t$, т. е. углом наклона последнего вступившего в отдающую область цилиндра с осью AO .

Искомая величина $\sum_n \sin \alpha_i$ будет определяться как отношение суммы вертикальных проекций OA, OB, OC и OD к радиусу. Для получения искомого отношения построим ломаную $OAB'C'D'$ так, чтобы $OB' \parallel OB, B'C' \parallel OC$ и $C'D' \parallel OD$. Эта ломаная является половиной правильного z -угольника с диагональю $OO'D'$ и центром в O' . Любой из одинаковых треугольников $OO'A, AO'B', \dots$ будет равнобедренным, причем $OA = R; OO' = \frac{R}{2\sin \frac{\varphi}{2}}$; $\angle OO'A = \varphi$ и $\angle O'OA = \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi}{2}$, поэтому при любом четном z величина диагонали $OD' = \frac{R}{\sin \frac{\varphi}{2}}$, а угол ее наклона $\theta = \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi}{2} + \alpha_1$, откуда

$$\sum_n \sin \alpha_1 = \frac{OD' \sin \theta}{R} = \frac{\sin \left[\frac{\pi}{2} - \left(\frac{\varphi}{2} - \alpha_1 \right) \right]}{\sin \frac{\varphi}{2}} = \frac{\cos \left(\frac{\varphi}{2} - \alpha_1 \right)}{\sin \frac{\varphi}{2}}. \quad (\text{VI.7})$$

Графическое изображение $\sum_n \sin \alpha_1$ для нулевого перекрытия показано отрезками косинусоид $EFGHK\dots$ на рис. VI.2,б, причем выражению (VI.7), справедливому в этом случае при $0 \leq \alpha_1 \leq \varphi$, соответствует участок EFG , а участок GHK и осталь-

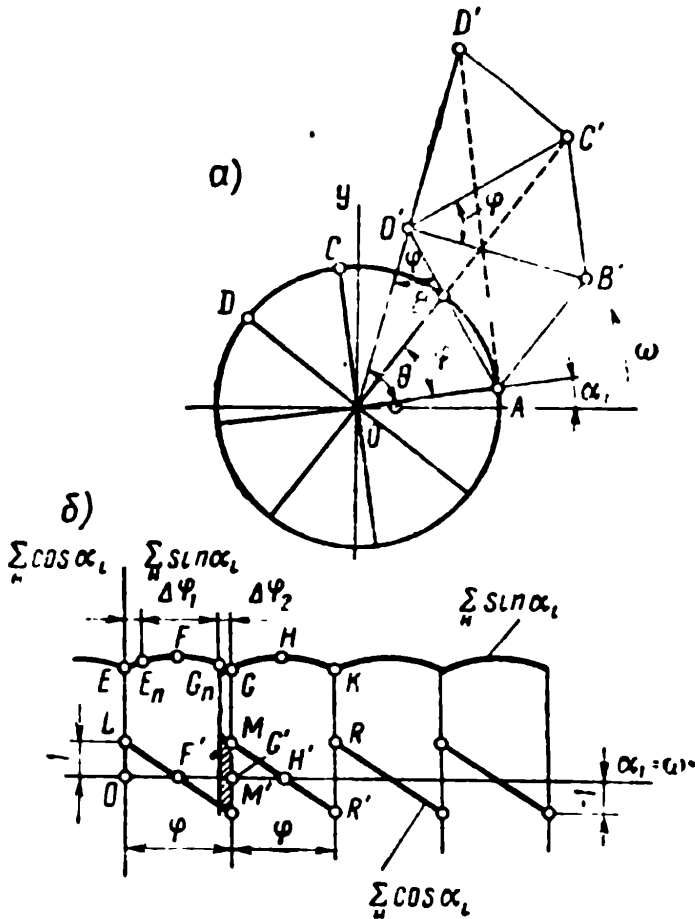


Рис. VI.2. Определение $\sum_n \sin \alpha_i$ и $\sum_n \cos \alpha_i$ при z четном:

a — построение; b — зависимость $\sum_n \sin \alpha_i$ и $\sum_n \cos \alpha_i$ от $\alpha_i = \omega t$

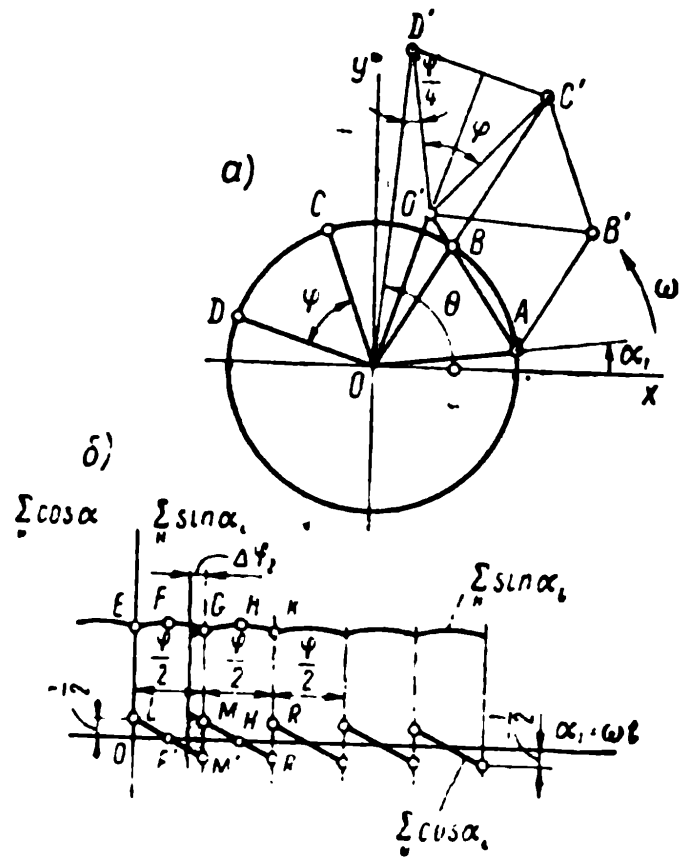


Рис. VI.3. Определение $\sum_n \sin \alpha_i$ и $\sum_n \cos \alpha_i$ при z нечетном:

a — построение; b — зависимость $\sum_n \sin \alpha_i$ и $\sum_n \cos \alpha_i$ от $\alpha_i = \omega t$

ные получаются сдвигом построенного участка на фазу, кратную φ . Этот же график изображает Q_r .

Наибольшее значение мгновенной подачи будет при $\alpha_1 = \frac{\varphi}{2}$, а наименьшее — при $\alpha_1 = 0$ и φ :

$$\left. \begin{aligned} (Q_r)_{\max} &= \varepsilon \omega F \frac{1}{\sin \frac{\varphi}{2}}; \\ (Q_r)_{\min} &= \varepsilon \omega F \operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.8})$$

Коэффициент неравномерности подачи

$$\sigma_q = \frac{(Q_r)_{\max} - (Q_r)_{\min}}{(Q_r)_{\max}} = 1 - \cos \frac{\varphi}{2} = 2 \sin^2 \frac{\varphi}{4} = 2 \sin^2 \frac{\pi}{2z}. \quad (\text{VI.9})$$

Такое же геометрическое построение позволяет получить используемое при анализе силовых воздействий выражение $\sum \cos \alpha_i$:

$$\sum_{\#} \cos \alpha_i = \frac{OD' \cos \theta}{R} = \frac{\sin \left(\frac{\varphi}{2} - \alpha_1 \right)}{\sin \frac{\varphi}{2}}, \quad (\text{VI.10})$$

графическое изображение которого показано линией $LF'M'MH'R'R\dots$ ($OL = -G'M' = +1$), причем участок $LF'M'$, хотя и является участком синусоиды, но настолько незначительно отличается от прямой при возможно большом z , что может аппроксимироваться прямой. В этом можно убедиться, заменяя функцию синуса его аргументом. При положительном симметричном перекрытии, определяемом одинаковыми углами $\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_2$, построение будет справедливым лишь на участке $\Delta\varphi_1 \leq \alpha_1 \leq \Delta\varphi_2$, соответствующем участку $E_{\#}FG_{\#}$. Тогда, при $-\Delta\varphi_1 \leq \alpha_1 \leq +\Delta\varphi_1$ разрешающее выражение должно быть получено при помощи отрезка AD' вместо OD' , а при $\varphi - \Delta\varphi_2 \leq \alpha_1 \leq \varphi + \Delta\varphi_2$ — OC' вместо OD' (см. рис. VI.2,а).

Величина отрезков $OC' = AD'$ определяется без труда, так как треугольники $OC'D'$ и OAD' прямоугольные с простыми выражениями углов. Соответственно выясняется и величина коэффициента неравномерности, которая обычно не намного изменяется при небольших значениях углов перекрытия.

Аналогично решается задача и для z нечетного (рис. VI.3). В этом случае в правильном z -угольнике $OAB'C'D'$ две большие диагонали OD' и OC' равны между собой: $OD' = OC' = \frac{R}{2 \sin \frac{\varphi}{4}}$. Угол

между этими диагоналями $D'OC' = \frac{\varphi}{2}$, а $\theta = \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\varphi}{2} \right) + \alpha_1 + \frac{\varphi}{4}$, поэтому при $0 \leq \alpha_1 \leq \frac{\varphi}{2}$

$$\sum_n \sin \alpha_i = \frac{OD' \sin \theta}{R} = \frac{\sin \left[\frac{\pi}{2} - \left(\frac{\varphi}{2} - \alpha_1 - \frac{\varphi}{4} \right) \right]}{2 \sin \frac{\varphi}{4}} = \frac{\cos \left(\frac{\varphi}{4} - \alpha_1 \right)}{2 \sin \frac{\varphi}{4}} \quad (\text{VI.11})$$

и при $\frac{\varphi}{2} \leq \alpha_1 \leq \varphi$

$$\sum_n \sin \alpha_i = \frac{OC' \cdot \sin \left[\theta - \left(\frac{\varphi}{2} - \alpha_1 + \frac{\varphi}{4} \right) \right]}{2 \sin \frac{\varphi}{4}} = \frac{\cos \left(\frac{3}{4} \varphi - \alpha_1 \right)}{2 \sin \frac{\varphi}{4}} \quad (\text{VI.12})$$

Аналогично определяем $\sum_n \cos \alpha_i$.

В первом случае

$$\sum_n \cos \alpha_i = \frac{\sin \left(\frac{\varphi}{4} - \alpha_1 \right)}{2 \sin \frac{\varphi}{4}}; \quad (\text{VI.13})$$

во втором случае

$$\sum_n \cos \alpha_i = \frac{\sin \left(\frac{3\varphi}{4} - \alpha_1 \right)}{2 \sin \frac{\varphi}{4}}. \quad (\text{VI.14})$$

Графическое изображение $\sum_n \sin \alpha_i$ и $\sum_n \cos \alpha_i$ показано на рис. VI.3,б линиями $EFGHK\dots$ и $LM'MR'R\dots$ ($OL = \frac{1}{2}$) соответственно, причем удвоенная частота колебания определяемых величин при z нечетном обуславливается тем, что отсечка цилиндра, уходящего из области нагнетания, происходит тогда, когда вновь вступивший в эту область цилиндр сделает только половину рабочего хода (OD и OA соответственно на рис. VI.3,а).

При положительном перекрытии, т. е. при $-\Delta\varphi_1 \leq \alpha_1 \leq +\Delta\varphi_1$, построение следует проводить при помощи диагонали AD' вместо $OD' = OC'$, а при $\frac{\varphi}{2} - \Delta\varphi_2 \leq \alpha_1 \leq \frac{\varphi}{2} + \Delta\varphi_2$ используются равенства (VI.12) и (VI.14), что приводит к более раннему переходу на последующую ветвь искомым графиков, как показано заштрихованными участками на рис. VI.3,б.

Если z нечетно, то $Q_r = (Q_r)_{\max} = \varepsilon\omega F \frac{1}{2 \sin \frac{\varphi}{4}}$ при $\alpha_1 = \frac{\varphi}{4} (1 + 2k)$ и $Q_r = (Q_r)_{\min} = \frac{1}{2} \varepsilon\omega F \operatorname{ctg} \frac{\varphi}{4}$ при $\alpha_1 = \frac{\varphi}{4} (k - 1)$, причем $k = 1, 2, 3, \dots$

Коэффициент неравномерности подачи, аналогично выражению (VI.9),

$$\sigma_n = 1 - \frac{(Q_r)_{\min}}{(Q_r)_{\max}} = f - \cos \frac{\varphi}{4} = 2 \sin^2 \frac{\varphi}{8} = 2 \sin^2 \frac{\pi}{4z}. \quad (\text{VI.15})$$

Значения коэффициентов неравномерности подачи имеют смысл только при z целом и притом большем трех. Эти дискретные значения лежат на кривых, ординаты которых при z четном примерно в четыре раза больше, чем при z нечетном:

$$\frac{\sigma_4}{\sigma_n} = \frac{\sin^2 \frac{\varphi}{4}}{\sin^2 \frac{\varphi}{8}} = 4 \cos^2 \frac{\varphi}{8} = 4 \cos^2 \frac{\pi}{4z} < 4. \quad (\text{VI.16})$$

Удвоенная частота колебаний [подачи при z нечетном приводит к тому, что рабочий участок, изображающий ветви кривых $\sum_n \sin \alpha_i$ и $\sum_n \cos \alpha_i$, меньше, чем и определяются бо́льшая равномерность подачи для этого случая и меньшая величина

$$\left(\sum_n \cos \alpha_i \right)_{\max} = \frac{1}{2}.$$

Интенсивность уменьшения коэффициента неравномерности σ с увеличением z постепенно затухает (рис. VI.4, а).

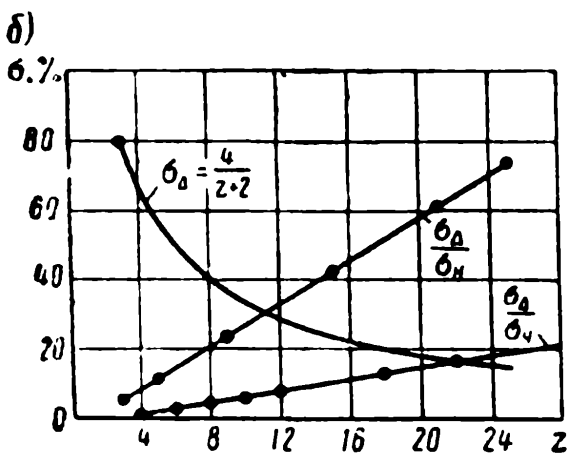
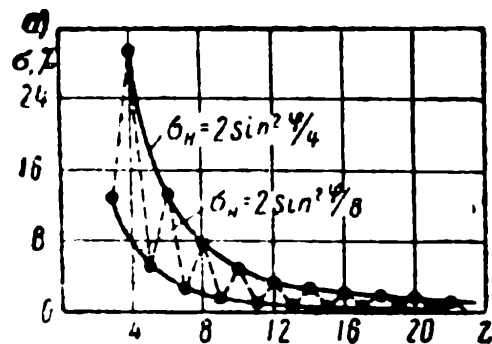


Рис. VI.4. Неравномерность подачи в зависимости от z :
а — неравномерность основной подачи; б — неравномерность динамической подачи

§ VI.2. Анализ силовых воздействий

Анализ силовых воздействий на плоскую головку поршня показывает, что ведущей деталью должен быть водитель. Так, при отсутствии потерь для вращения водителя, ведущего i -й поршень, необходимо приложить момент $M_i = \epsilon P \sin \alpha_i = \epsilon p_n F \sin \alpha_i$ (рис. VI.5, а), поскольку гидростатическое давление p_n создает противодействующее усилие P , линия действия которого совпадает с осью поршня, а водитель вращается около оси O_1 , смину-

той относительно оси O вращения ротора на величину эксцентриситета ϵ .

Из-за существования механических потерь на трение поршня в цилиндре, вращения ротора на оси и т. п. усилие воздействия водителя на поршень несколько увеличится и сдвинется на ве-

личину $\Delta \varepsilon$, как показано на рис. VI.5,б, что изменит эпюру распределения усилий на головку поршня (эпюра III), создающую момент воздействия поршня на стенки цилиндра (эпюры I и II) и уравниваемую гидростатическим давлением рабочей жидкости на поршень (эпюра IV).

Для гидромашин с высоким механическим к. п. д. $\Delta \varepsilon$ мало и головка поршня будет изгибаться лишь долей момента (в работе одновременно принимают участие несколько поршней), затрачиваемого на преодоление механических потерь.

Если в машине не будет механических потерь и ведущей деталью сделать ротор, то к нему должен быть приложен такой же по величине момент $M_i' = M_i$ (показан на рис. VI.5,а пунктиром). Линия действия уравнивающего усилия $P' = P$ в этом случае будет параллельна оси поршня, но сдвинута на величину $\varepsilon \sin \alpha_i$, а головка поршня будет изгибаться полным моментом M_i . Существование механических потерь еще больше увеличит изгибающий момент, а значит, и потери на трение при перемещении поршня в цилиндре. Таким образом, вал гидромашин обязательно должен соединяться с водителем, перемещение которого при регулировании эксцентриситета требует либо использования фрикционной передачи (обычно клинно-ременной), либо применения специальной соединительной муфты (например, муфты Ольдгема) для соединения с валом, имеющим неподвижную в пространстве ось вращения.

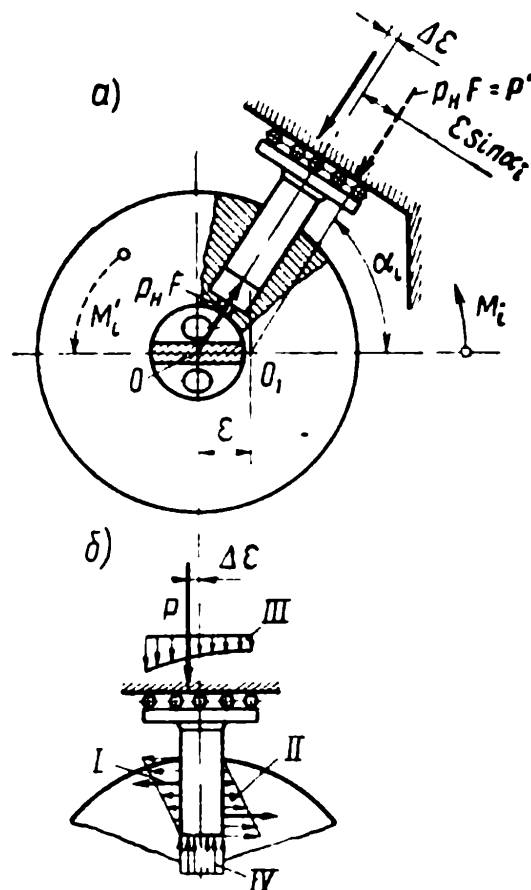


Рис. VI.5. Силовые воздействия:

а — на поршень; б — на цилиндрический блок

§ VI.3. Силовые воздействия водителя на ротор

Силовые воздействия водителя на ротор определяются суммированием усилий на каждый отдельный поршень P_i с проекциями P_{ix} и P_{iy} на оси x и y соответственно (рис. VI.6,а):

$$\left. \begin{aligned} P_x &= \sum_n P_{ix} = \rho_n F \sum_n \cos \alpha_i; \\ P_y &= \sum_n P_{iy} = -\rho_n F \sum_n \sin \alpha_i, \end{aligned} \right\} \quad (VI.17)$$

причем для z четного:

$$\left. \begin{aligned} P_x &= \rho_H F \frac{\sin\left(\frac{\varphi}{2} - \alpha_1\right)}{\sin \frac{\varphi}{2}}; \\ P_y &= -\rho_H F \frac{\cos\left(\frac{\varphi}{2} - \alpha_1\right)}{\sin \frac{\varphi}{2}}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.18})$$

а для z нечетного:

$$\left. \begin{aligned} P_x &= \rho_H F \frac{\sin\left(\frac{\varphi}{4} - \alpha_1\right)}{2\sin \frac{\varphi}{4}}; \\ P_y &= -\rho_H F \frac{\cos\left(\frac{\varphi}{4} - \alpha_1\right)}{2\sin \frac{\varphi}{4}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.19})$$

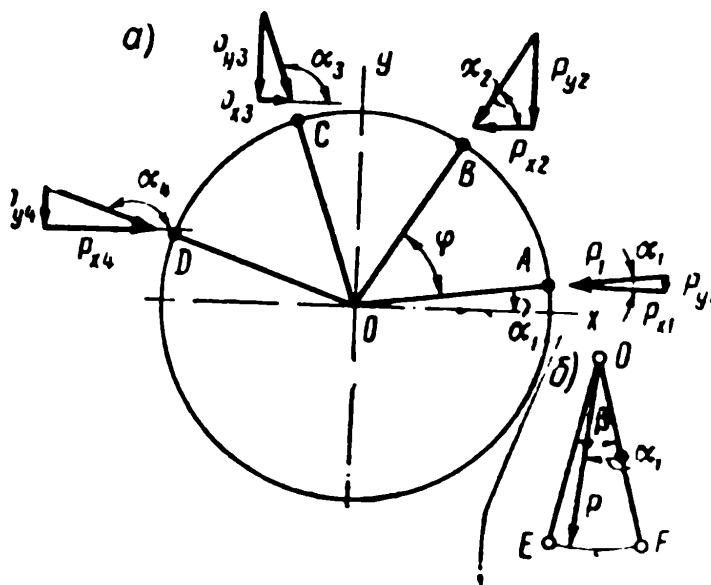


Рис. VI.6. Силовые воздействия водителя на ротор:

а — воздействия через поршни; б — векторная диаграмма

Таким образом, $\sum \sin \alpha_i$, мгновенная подача Q_r и вертикальная составляющая усилия на ротор и водитель P_y изображаются одним и тем же графиком в соответствующих масштабах, а горизонтальная составляющая P_x — графиком $\sum \cos \alpha_i$, изображающим колебание усилия на управляющем (регулирующем) органе гидромашины.

Значительные усилия P_y приведут к возникновению сил трения, которые должны преодолеваться при изменении эксцентриситета, а своеобразный характер изменения P_x при недостаточном закреплении управляющего органа может привести к тому, что в период плавного изменения P_x силы трения удержат его в зафиксированном положении. Зато в момент скачкообразного изменения P_x силы трения будут преодолены, поэтому регулирующий орган рывками уйдет из зафиксированного положения.

Равнодействующие усилия $P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$. При z четном $P = \rho_n F \text{csc} \frac{\Phi}{2}$, а при z нечетном $P = \frac{1}{2} \rho_n F \text{csc} \frac{\Phi}{4}$. Таким образом,

составляющие усилия $P = \text{const}$ меняются с изменением угла α_1 . Это можно представить в виде неизменного по величине вектора P , поворачивающегося около центра O (рис. VI.6,б) так, что его конец равномерно перемещается по дуге из F в E и затем скачком возвращается в F . Очевидно, $\angle \beta$ на рис. VI.6,б для z четного равен $\frac{\Phi}{2}$ и для z нечетного $\frac{\Phi}{4}$.

Исправления на величины перекрытий, отличные от нуля, вносятся аналогично тому, как это делалось при оценке неравномерности подачи.

Влияние потерь на величины P_x и P_y обычно не учитывается, так как рассматриваются гидромашины с высоким к. п. д. и потери мало меняют величину вектора P_i , сдвигая его почти параллельно самому себе на $z \sin \alpha_i$. Обычно в этом случае можно считать, что механические потери добавляют некоторый момент M_T к усилиям P_x и P_y .

Заменяя в выражении для усилия P функцию $\sin \frac{\Phi}{4} = \sin \frac{\pi}{2z} \approx \frac{\pi}{2z}$ (при z нечетном):

$$P \approx \rho_n F \frac{z}{\pi} = \rho_n \frac{q}{\pi S}, \quad (\text{VI.20})$$

где q — рабочий объем гидромашины и S — ход поршня, можно убедиться в возможности некоторого уменьшения P за счет увеличения S при заданном значении $q = zFS$ (т. е. при уменьшении F). Однако при этом уменьшаются не только напряжения смятия на боковой поверхности поршня, но и увеличиваются радиальные габариты рабочих органов, а также существенно возрастает момент инерции вращающихся частей, что нежелательно в гидроприводах автоматического управления.

В правильно выполненных гидромашинах трение между неподвижной распределительной осью и вращающимся ротором

должно быть жидкостным, поэтому усилие P должно передаваться на распределительную ось через поддерживающую масляную пленку, прочность которой обеспечивается гидростатическим уравновешением ротора.

§ VI.4. Гидростатическое уравновешение распределительной оси

Гидравлическое уравновешение распределительной оси обеспечивается соответствующим направлением утечек в зазорах между ротором и осью. Так, эпюра давления в зазоре со стороны напорного окна 3 обозначена буквой A на рис. VI.7. Аналогичная эпюра, но с соответственно меньшим

давлением, действует со стороны всасывающего окна 5. Разность этих эпюр определяет величину уравновешивающего усилия T . Если $T < P$, то поддерживающая масляная пленка на стороне напорного кармана может быть разрушена (например, при падении чисел оборотов, когда уменьшается гидродинамический эффект), жидкостное трение заменяется полусухим и даже сухим с износами этой поверхности. В этом случае необходимое изменение эпюр достигается увеличением длины контактной части распределительной оси.

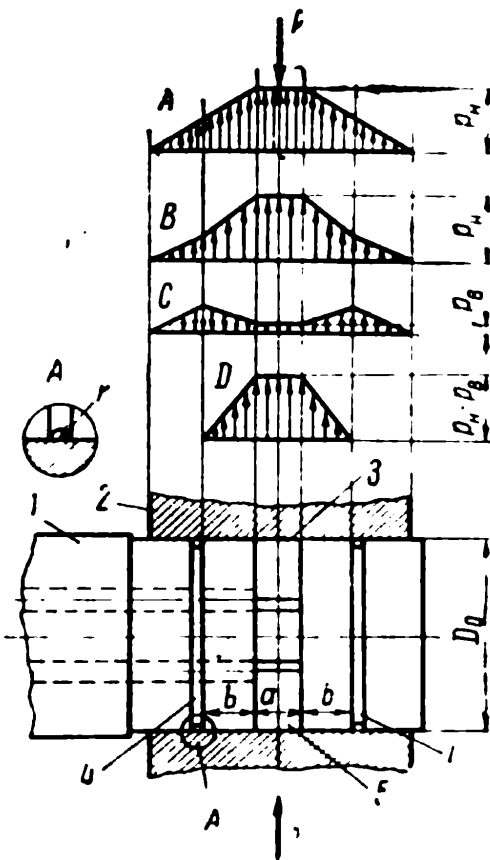


Рис. VI.7. Гидростатическая разгрузка распределительной оси

Несколько сложнее обстоит дело при необходимости уменьшения T , когда износу подвергается полуповерхность распределительной оси со стороны всасывающего окна, осевой размер которой уменьшать нежелательно. Тогда приходится обращаться к гидравлической разгрузке в виде двух проточек 4 на распределителе

1, симметрично расположенных относительно напорного и всасывающего окон 3 и 5 на рис. VI.7. В этом случае свободный проход рабочей жидкости внутри расточки ротора 2 по проточкам изменит эпюры давлений (B и C с напорной и всасывающей сторон соответственно), разность которых D позволяет вычислить необходимые расстояния в этих проточках от окон, обеспечивающие равенство $P_{ср} = T$:

$$\Delta p \frac{d^2}{4} z = \Delta p D_0 (a + b)$$

или

$$b = \frac{zd^3}{4D_0} - a, \quad (\text{VI.21})$$

где D_0 и d — диаметры цапфы распределителя и поршня соответственно.

Чаще всего проточка выполняется с радиусом $r = (0,02 \div 0,025)D_0$, причем меньшее значение соответствует бóльшим размерам D_0 .

§ VI.5. Динамическая подача

Динамическая подача [62], отличающаяся от ранее вычисленной за счет переменности эксцентриситета ε в процессе регулирования гидромашины, определяется из второго равенства системы (VI.3):

$$\left. \begin{aligned} Q_{i\lambda} = F\dot{x} &= \varepsilon\omega F \sin\omega t + \dot{\varepsilon}F(1 - \cos\omega t) \\ \text{или} \\ Q_{\lambda} = Q_r + \Delta Q &= Fe \sum_n \sin\alpha_i + \dot{\varepsilon} \sum_n (1 - \cos\omega t). \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.22})$$

Пользуясь выражением средней подачи, а также понятием безразмерного параметра регулирования гидромашины $e = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\max}}$, можно записать выражение динамической подачи так [71]:

$$Q_{\lambda} = e \frac{qn}{60} \left(\xi_1 + \frac{15}{n} \cdot \frac{\dot{\varepsilon}}{e} \xi_2 \right), \quad (\text{VI.23})$$

где $\xi_1 = \frac{\pi}{z} \sum_n \sin\alpha_i$ и $\xi_2 = \frac{2}{z} \sum_n (1 - \cos\alpha_i)$ — коэффициенты колебания подачи, поскольку $\dot{\varepsilon} = \dot{e}\varepsilon_{\max}$, $\varepsilon = e\varepsilon_{\max}$ и $q = 2\varepsilon_{\max}Fz$.

Пользуясь ранее полученными выражениями (VI.7), (VI.10), (VI.11) и (VI.13), можно убедиться, что коэффициенты колебания подачи меняются около значения +1, отражая влияние конечного числа поршней, причем для z четного

$$\xi_{1ч} = \frac{\varphi \cos\left(\frac{\varphi}{2} - \alpha_1\right)}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} \quad \text{и} \quad \xi_{2ч} = 1 - \frac{\varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} - \alpha_1\right)}{\pi \sin \frac{\varphi}{2}}, \quad (\text{IV.24})$$

а для z нечетного

$$\xi_{1н} = \frac{\varphi \cos\left(\frac{\varphi}{4} - \alpha_1\right)}{4 \sin \frac{\varphi}{4}} \quad \text{и} \quad \xi_{2н} = 1 + \frac{\varphi}{2\pi} \left[1 - \frac{\sin\left(\frac{\varphi}{4} - \alpha_1\right)}{\sin \frac{\varphi}{4}} \right]. \quad (\text{VI.25})$$

Для сравнения неравномерности стационарной и дополнительной подачи можно воспользоваться соотношением (III.6)

$$\sigma_{\Delta} = 1 - \frac{\xi_{2\min}}{\xi_{2\max}} = \frac{4}{z+2},$$

поскольку $(\xi_{2ч})_{\min} = (\xi_{2н})_{\min} = 1 - \frac{2}{z}$ и $(\xi_{2ч})_{\max} = (\xi_{2н})_{\max} = 1 + \frac{2}{z}$ [62].

Колебание ξ_2 много больше колебания ξ_1 , о чем можно судить по отношениям $\frac{\sigma_{\Delta}}{\sigma_{н}}$ и $\frac{\sigma_{\Delta}}{\sigma_{ч}}$ (см. рис. VI.4,б), причем много большее значение первой величины по сравнению со второй обуславливается соответственно меньшим значением $\sigma_{н}$ по сравнению с $\sigma_{ч}$, тогда как значения σ_{Δ} при z четном и нечетном ложатся на общую кривую.

Характер колебания ξ_2 аналогичен колебанию $\sum_n \cos \alpha_i$ и для z четного показан на рис. VI.8,а, а для z нечетного на рис. VI.8,б.

Остается выяснить физический смысл возникновения дополнительной подачи, которая имеет бóльшую неравномерность и может создать бóльшие дополнительные динамические нагрузки на систему и дополнительные нежелательные эффекты в виде целого спектра дополнительных откликов — шумов [62].

На рис. VI.9 показан поршень 3, опирающийся на водитель 2 и находящийся в цилиндрической блоке 1 в нейтральном положении (или $e=e=0$, или $\alpha_i = \frac{\pi}{2}$). При параметре регулирования $e \neq 0$ и вращении ротора ($n \neq 0$) поршень 3 вместе с плоской направляющей совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре, границы которого показаны линиями а и б на рис. VI.9. При этом заштрихованная в клетку часть объема цилиндра будет переноситься из напорной камеры в приемную, и обратно.

При изменении параметра регулирования e штрих-пунктирные границы будут перемещаться, меняя соответственно рабочую и нерабочую части объема цилиндра. За счет изменения нерабочей части цилиндра и возникает дополнительная подача.

$$\begin{aligned} \text{Скорость перемещения границы нерабочего объема } \dot{x}_1 &= \frac{ax_1}{dt} = \\ &= \frac{de}{dt} = \dot{e} e_{\max}. \end{aligned}$$

Умножая скорость вытеснения \dot{x}_1 на F и $\frac{z}{2}$ (неравномерность дополнительной подачи из-за конечного числа поршней учитывается при помощи ξ_2), получим среднее значение дополнительной подачи

$$\Delta Q = \frac{z}{2} e v_{\max} F = q \frac{\dot{e}}{4} = e \frac{qn}{60} \left(\frac{15}{n} \cdot \frac{\dot{e}}{e} \right).$$

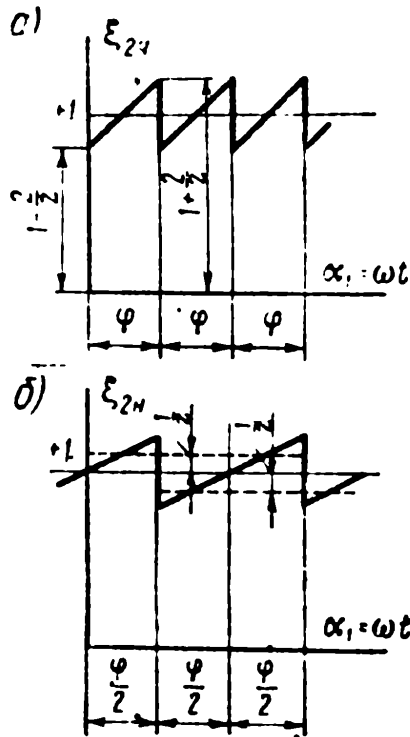


Рис. VI.8. Коэффициент колебания подачи:
а — при z четном, б — при z нечетном

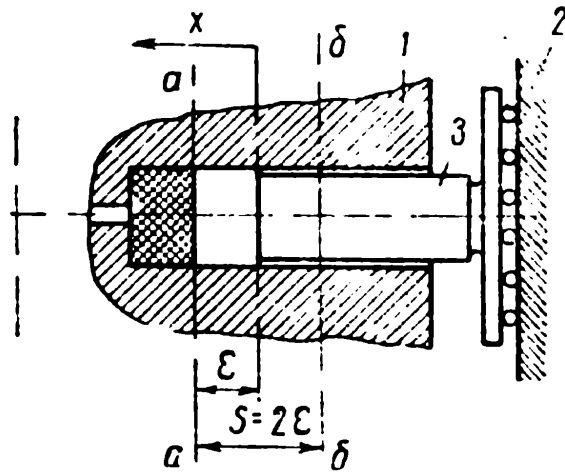


Рис. VI.9. Мертвый объем

Выражение в скобках отличается от соответствующего члена в выражении (VI.23) только отсутствием множителя ξ_2 , поскольку рассматривается среднее значение дополнительной подачи гидромашины.

Итак, среднее значение рабочего объема гидромашины в процессе регулирования должно определяться выражением

$$(q_d)_{\text{ср}} = \lambda_{\text{ср}} q = \left(1 + \frac{15}{n} \cdot \frac{\dot{e}}{e} \right) q = \left(1 + \frac{\pi}{2\omega} \cdot \frac{\dot{e}}{e} \right) q, \quad (\text{VI.26})$$

а истинное

$$q_d = \lambda q = \left(\xi_1 + \frac{\pi}{2\omega} \cdot \frac{\dot{e}}{e} \xi_2 \right) q. \quad (\text{VI.27})$$

Пользуясь выражением λ для регулируемой гидромашины, легко учесть влияние отклонения величины λ от единицы на работу гидropередачи в процессе регулирования.

§ VI.6. Расчет гидростатического уравновешения

Расчет гидростатического уравновешения тяжело нагруженного водителя аналогичен расчету гидростатических направляющих металлорежущих станков. Ползун 1 водителя с массой M и нагрузкой P перемещается по направляющей 2

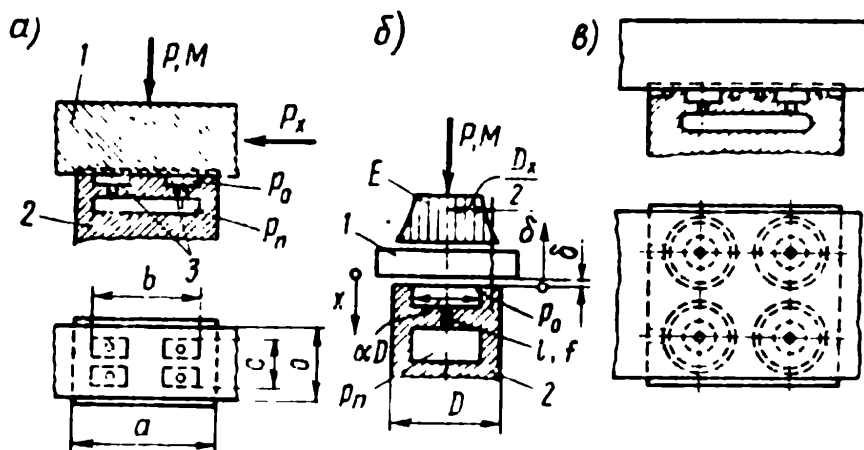


Рис. VI.10. Гидростатическое уравновешение:
 а — четыре прямоугольных подпятника; б — кольцевой подпятник; в — четыре кольцевых подпятника

(рис. VI.10,а), на поверхности которой выполнено несколько разгружающих камер 3. Эти камеры имеют такие размеры, при которых разгружающее усилие $W > P$, что приводит к подъему ползуна, снижению давления p_0 в камерах по сравнению с давлением питания p_n за счет утечек через возникающий зазор δ .

При грубых прикидках принимают величину разгружающего усилия

$$W = \frac{p_0}{2} (o \cdot a + b \cdot c), \quad (\text{VI.28})$$

которая может увеличиваться в связи с ростом p_0 вплоть до p_n при увеличении нагружения P и соответственном уменьшении зазора δ . Чтобы не было износов несущих поверхностей, δ не должно быть чрезмерно малым и

$$W < \frac{p_n}{2} (o \cdot a + b \cdot c). \quad (\text{VI.29})$$

Принимая закон падения давления в щели линейным, можно для каждого достаточно малого заданного зазора определять расход из равенства

$$Q = \frac{p_0 \delta^3}{6\mu} \cdot \frac{a^2 + a^2 - b^2 - c^2}{(a - c)(a - b)}, \quad (\text{VI.30})$$

поскольку $\frac{1}{2}(a + b)$ и $\frac{1}{2}(a + c)$ — ширины каналов, а $a - c$ и $a - b$ — длины каналов, через которые просачивается рабочая жидкость [100].

Неточность подсчета обусловливается двумя обстоятельствами: 1) искажением эпюр падения давления из-за прямоугольной конфигурации разгружающих камер, особенно в угловых участках, и 2) из-за искажения падения давления вдоль линии тока просачивающейся жидкости вследствие эффекта термического клина и сжимаемости рабочей жидкости, о чем уже говорилось ранее (§ IV.9).

Кроме того, асимметрия точки приложения усилия P приведет к различным давлениям в разгружающих камерах, а значит, к различным зазорам, которые при достаточной жесткости ползуна связаны друг с другом простыми линейными зависимостями.

Каждая из перечисленных неточностей в отдельности может быть устранена. Так, в работах [102, 108] имеются материалы по статическому расчету загружающих камер прямоугольной формы.

Однако одновременный учет всех этих отклонений представляет большие трудности, поэтому при необходимости проведения динамического расчета используют симметричные цилиндрические камеры (рис. VI.10, в), расчет которых упрощается из-за возможности рассмотрения одномерной задачи. В этом случае появляется возможность направленного изменения динамических свойств рассчитываемого устройства [65].

Применение симметричных цилиндрических камер не ограничивается гидравлической разгрузкой ползуна. Аналогичные устройства применяются в винтовых гидромашинах (§ IV.13), в бескарданных аксиально-поршневых гидромашинах Гидроматик (гл. VIII) для разгрузки цилиндрического блока, для разгрузки башмачных опор головок поршней в аксиально-поршневых гидромашинах с упорным диском [92, 101, 111, 112] и др. (§ VII.13). То же устройство широко известно во многих отраслях машиностроения в качестве гидростатических подшипников. Такое наименование фиксирует, в отличие от гидродинамических подшипников, существование несущей способности при малых и даже нулевых скоростях смещения ползуна относительно направляющей. Рассматриваемое устройство получило большое распространение из-за практически неограниченного срока службы.

На самом деле рассматриваемое устройство одновременно работает и в качестве гидростатической и в качестве гидродина-

мической опор [110], способы расчета которых принципиально разные [91], не говоря уже о том, что существующие приемы расчета ограничиваются лишь стационарными процессами, а расчет динамических процессов таких опор пока еще находится в самой ранней стадии развития [97].

Рассмотрим пята 1 (рис. VI.10,б) с массой M , размещенной на торцевой цилиндрической опоре 2, в которой выполнена камера с объемом V и диаметром αD . Пусть из питающей магистрали, в которой поддерживается постоянное давление p_n , в камеру поступает рабочая жидкость через калиброванный канал (сечение f , длина l). Тогда просачивание рабочей жидкости через калиброванный канал и торцевую щель создает под пятой 1 давление, уравнивающее внешнее усилие P_* . Уравнивающее давление в камере p_{0*} будет возрастать по мере увеличения P_* и уменьшения зазора δ_* , причем $\delta_* = \delta_*(P_*)$.

Здесь, как и в дальнейшем, звездочка в виде нижнего индекса будет относить величины к стационарным процессам, при которых давление p_{0*} неизменно. Звездочка в виде верхнего индекса будет относить величины к нестационарным процессам, характеризующим динамику рассматриваемого устройства.

При достаточно малых зазорах δ режимы потоков в калиброванном канале и торцевой щели будут ламинарными, а выражения потерь напора для нестационарного движения, как это известно из гидравлики [5], принимают форму:

$$p_n - \dot{p}_0 = \rho l \dot{v}^* + \frac{8\mu l \pi}{f} v^*; \quad (\text{VI.31})$$

$$-\dot{p}_0 = \rho \frac{D}{2} \ln \alpha \dot{\omega}^* + \frac{6\mu D \ln \alpha}{(\delta^*)^2} \omega^*, \quad (\text{VI.32})$$

где v^* и ω^* — скорость жидкости в калиброванном канале и на выходе из торцевой щели соответственно;

ρ и μ — плотность и вязкость рабочей жидкости соответственно.

В случае стационарного потока ($\dot{\omega}_* = \dot{v}_* = 0$) равенства упрощаются:

$$\left. \begin{aligned} p_n - p_{0*} &= \frac{8\mu l \pi}{f} v_*; \\ -p_{0*} &= \frac{6\mu D \ln \alpha}{\delta_*^2} \omega_*, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.33})$$

позволяя получить простое выражение расхода

$$Q_* = f v_* = \pi D \delta_* \omega_* = \frac{f^2 (p_n - p_{0*})}{8\mu l \pi} = - \frac{p_{0*} \delta_*^3}{6\mu l \pi \alpha}, \quad (\text{VI.34})$$

показывающее, что связь между давлениями p_n и p_{0*} не зависит от вязкости рабочей жидкости и размера пяты D :

$$p_{0*} = \frac{1}{1 - \frac{4\pi l}{3f^2 \ln \alpha} \delta^3} p_n. \quad (\text{VI.35})$$

Для определения давления на текущем диаметре $D_x = \alpha_x D$ ($\alpha \leq \alpha_x \leq 1$) можно воспользоваться одномерной задачей Навье—Стокса

$$-\left[\frac{\partial p^*}{\partial D_x} + \dot{w}^* \frac{D}{2D_x} \rho \right] \frac{\pi D_x (\delta^*)^3}{6\mu} = Q^* = \pi D \delta^* w^*, \quad (\text{VI.36})$$

в которой для какого-либо произвольного момента времени можно заменить $\frac{\partial p^*}{\partial D_x}$ на $\frac{dp^*}{dD_x}$ и в результате интегрирования получить

$$\left. \begin{aligned} p^* &= - \left[\frac{6\mu}{\pi (\delta^*)^3} Q^* + \frac{D}{2} \rho \dot{w}^* \right] \ln \alpha_x, \\ - p_* &= \frac{6\mu}{\pi (\delta_*)^3} Q_* \ln \alpha_x, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.37})$$

имея в виду, что при $D_x = D$ давление $p^* = 0$.

Для стационарного режима работы связь между внешним усилием P_* и давлением в камере p_{0*} следующая [100] (гидростатическое усилие, создаваемое эпюрой давления E на рис. VI.10,б):

$$P_* = \frac{\pi}{4} \alpha^2 D^2 p_{0*} + \pi \int_{D_x = \alpha D}^{D_x = D} p_* \alpha \left[\frac{D_x^2}{4} \right] = p_{0*} F_{\text{пр}}, \quad (\text{VI.38})$$

где $p_{0*} = \frac{6\mu}{\pi (\delta_*)^3} Q_*$ и приведенная площадь $F_{\text{пр}} = \frac{\pi}{8} D^2 \frac{\alpha^3 - 1}{\ln \alpha}$.

При учете эффекта термического клина и сжатия рабочей жидкости падение давления в торцевой щели будет более интенсивным и величину приведенной площади следует исправлять корректирующим множителем $\theta < 1$:

$$F_{\text{пр}} = \theta \frac{\pi}{8} D^2 \frac{\alpha^3 - 1}{\ln \alpha} \quad (\text{VI.39})$$

в соответствии с рекомендациями, приведенными в § IV.8.

Из равенств (VI.35) и (VI.38) величина зазора δ_* определится выражением

$$\delta_* = \sqrt[3]{\frac{3f^2 \ln \alpha}{4\pi l} \left(1 - \frac{F_{\text{пр}}}{P_*} p_n \right)} \geq [\delta] = \delta_\Delta + kx_{\text{ст}}, \quad (\text{VI.40})$$

где $[\delta]$ — минимально допустимый зазор;

δ_{Δ} — составляющая $[\delta]$, определяемая величиной выступов шероховатости сопряженных поверхностей и размерами твердых включений в рабочей жидкости;

$x_{ст}$ — перемещение пяты при воздействии на нее статического внешнего усилия P_* , эквивалентного действию динамической нагрузки на пяту;

k — динамический коэффициент, оценивающий отличие действия динамического усилия P^* от статического P_* .

Эквивалентное статическое внешнее усилие P_* численно равно амплитуде моногармонического колебания, являющегося рассматриваемым динамическим воздействием на пяту.

Использование перемещения $x = \delta_* - \delta$, где δ — текущее (переменное) значение зазора, считается удобным при рассмотрении колебаний пяты около равновесного положения.

Выбором $\rho_{п}$ и геометрии системы гидравлического уравновешения можно получить разные значения δ_* при восприятии одной и той же нагрузки P_* (рис. VI.11, а), а значит, разные потери рабочей жидкости и различную «жесткость» опоры

$$C = \frac{dP_*}{d\delta_*} = F_{пр} \frac{d\rho_{о*}}{d\delta_*} = \frac{4\pi l F_{пр} \delta_*^2}{\left(1 - \frac{4\pi l}{3f^2 \ln \alpha} \delta_*^3\right)^2 f^2 \ln \alpha} \rho_{п} < 0. \quad (VI.41)$$

При переходе от δ к x зависимость восстанавливающего усилия $\Delta P = P - P_*$, где P — значение медленно меняющегося внешнего усилия от перемещения пяты x (ось x имеет направление, обратное направлению оси δ , как показано на рис. VI.10, б), даст положительное значение «жесткости», поскольку $\frac{dP_*}{d\delta} = -\frac{dP_*}{dx}$

(рис. VI.11, б).

Использование новой координаты x особенно удобно при рассмотрении замкнутых систем гидростатического уравновешивания (рис. VI.11, в).

Замкнутые системы гидростатического уравновешения применяются для существенного повышения «жесткости». Так, если внешнее усилие $2jP_*$ уравновешивается при помощи j пар равнонагруженных симметричных замкнутых опор, то при перемещении пяты вниз на величину x верхний зазор будет $\delta_0 + x$, а нижний $\delta_0 - x$, где δ_0 — зазоры при равновесных положениях ненагруженных пят.

Применяя в этом случае те же равенства (VI.35) и (VI.38), можно записать

$$\frac{P_*}{F_{пр}} = \left[\frac{1}{1 - \frac{4\pi l}{3f^2 \ln \alpha} (\delta_0 - x)^3} - \frac{1}{1 - \frac{4\pi l}{3f^2 \ln \alpha} (\delta_0 + x)^3} \right] \rho_{п}, \quad (VI.42)$$

поскольку давление в каждой верхней камере будет стремиться опустить пята вниз, а давление в каждой нижней камере будет препятствовать этому опусканию.

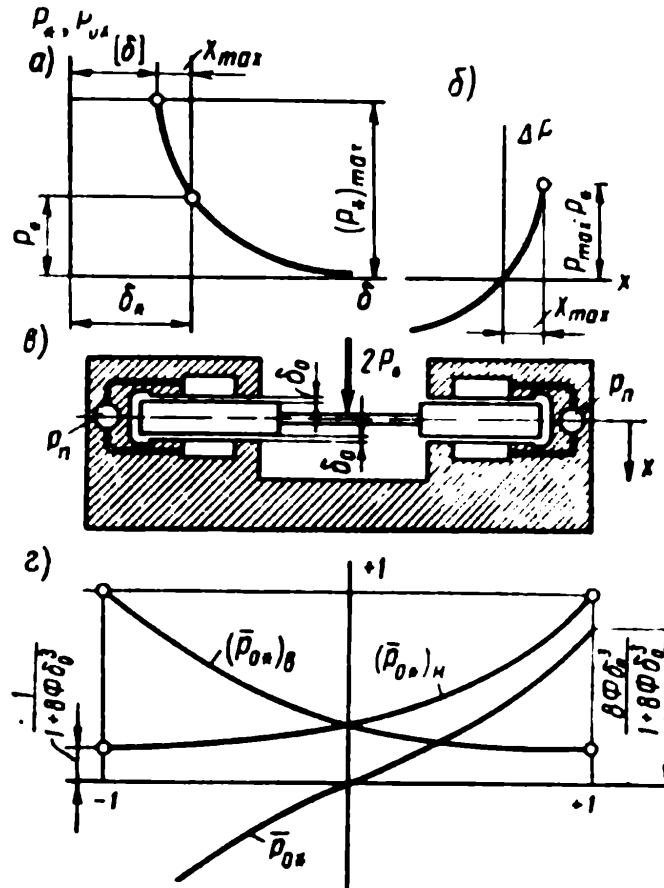


Рис. VI.11. Гидростатические опоры:
 а — изменение отжимающего усилия с зазором;
 б — изменение отжимающего усилия с перемещением;
 в — замкнутая гидростатическая опора;
 г — характеристика замкнутой гидростатической опоры

То же выражение в безразмерных параметрах:

$$\bar{p}_{0*} = (\bar{p}_{0*})_н - (\bar{p}_{0*})_в = \frac{p_{0*}}{p_n} = \frac{P_*}{p_n F_{пр}} = \frac{1}{1 + \Phi (1 - \bar{x}_*)^2} - \frac{1}{1 + \Phi (1 + \bar{x}_*)^2}, \quad (VI.43)$$

где $\Phi = -\frac{4\pi l}{3f^2 |p_a|} \delta_0^3$ и $\bar{x}_* = \frac{x_*}{\delta_0} \ll 1 - \frac{[\delta]}{\delta_0}$;

$(\bar{p}_{0*})_н$ и $(\bar{p}_{0*})_в$ — безразмерные давления в нижней и верхней камерах соответственно.

В этом случае безразмерная жесткость

$$\bar{C} = C \frac{\delta}{p_n F_{пр}} = \frac{dp_{0*}}{d\bar{x}} = 3\Phi \left\{ \frac{(1 - \bar{x})^2}{[1 + \Phi(1 - \bar{x})^2]^2} + \frac{(1 + \bar{x})^2}{[1 + \Phi(1 + \bar{x})^2]^2} \right\}. \quad (VI.44)$$

Графическое изображение $\bar{\rho}_{0*}$, $(\bar{\rho}_{0*})_н$ и $(\bar{\rho}_{0*})_в$ приведено на рис. VI.11, *е*, причем $\left[\text{при } \bar{x} = 1, (\bar{\rho}_{0*})_н = 1, (\bar{\rho}_{0*})_в = \frac{1}{1 + 8\Phi} \text{ и } (\bar{\rho}_{0*})_н = \frac{8\Phi}{1 + 8\Phi} \right]$ зависимость $\bar{\rho}_{0*} = \bar{\rho}_{0*}(\bar{x})$ с достаточно большой точностью аппроксимируется равенством

$$\bar{\rho}_{0*} = \frac{-\frac{32\pi l}{3f^3 \ln a} \delta_0^3}{1 - \frac{32\pi l}{3f^3 \ln a} \delta_0^3} \operatorname{tg} \frac{\pi}{4\delta_0} x. \quad (\text{VI.45})$$

Как и для незамкнутых устройств (равенство VI.40), существуют ограничения величин перемещения пяты, обусловленные неравенством $1 - \bar{x}_{\max} > \frac{\delta_{\Delta} + kx_{\text{ст}}}{\delta_0}$, откуда

$$\bar{x}_{\max} < \frac{\delta_0 - \delta_{\Delta} - kx_{\text{ст}}}{\delta_0}. \quad (\text{VI.46})$$

Если верхнюю и нижнюю камеры гидравлической опоры сделать неодинаковыми, принципиальная сторона гидростатического расчета не изменилась бы, хотя все выкладки стали бы более громоздкими.

§ VI.7. Влияние сжимаемости рабочей жидкости на расчет гидростатического уравновешения

Учет влияния сжимаемости рабочей жидкости на расчет гидростатического уравновешения [65] должно проводиться тогда, когда масса уравновешенных узлов велика, что всегда имеет место для уравновешенных водителей крупных радиально-поршневых гидромашин.

По закону Гука относительная деформация рабочей жидкости в камере пропорциональна модулю объемной упругости рабочей жидкости $d\rho_0^* = \kappa \frac{dV}{V}$, где V — объем камеры. Поэтому расход сжатия рабочей жидкости в камере в процессе изменения давления

$$Q_{\text{сж}} = \frac{dV}{dt} = -\tau \frac{d\rho_0^*}{dt} = -\tau \dot{\rho}_0^*. \quad (\text{VI.47})$$

где $\tau = \frac{V}{\kappa}$ и κ — модуль объемной упругости рабочей жидкости.

При опускании пяты (рис. VI.11, в) вниз наряду с поступающим в камеру расходом $Q_1 = v^* f$ и уходящим через торцевую щель под воздействием перепада p_0^* расходом $Q_2 = -\pi D \delta^* \omega^*$, а также расходом сжатия $Q_{сж}$ будет еще вытесняться жидкость из-за перемещения пяты $Q_3 = -\frac{\pi D^2}{4} \dot{\delta}^*$. Отсюда уравнение расхода будет иметь вид

$$\sum Q_i = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{сж} = v^* f - \pi D \delta^* \omega^* - \frac{\pi D^2}{4} \dot{\delta}^* - \tau \dot{p}_0^* = 0. \quad (\text{VI.48})$$

Наконец, замыкающее систему уравнение, устанавливающее связь между внешним усилием P^* и давлением в камере p_0^* , будет иметь вид

$$P^* + M \ddot{\delta}^* = p_0^* F_{пр}. \quad (\text{VI.49})$$

Динамика пяты, т. е. связь между δ^* и P^* , описывается системой нелинейных уравнений (VI.31), (VI.32), (VI.48) и (VI.49), решение которых не просто. Однако, рассматривая установившиеся вынужденные колебания при длительно действующей моногармонической внешней нагрузке P^* , можно получить гармонический отклик пяты в виде его перемещения, решая задачу о малых колебаниях около равновесного положения. Если внешняя нагрузка изменяется по периодическому не гармоническому закону, то ее при помощи обычных приемов [37] можно представить в виде соответствующей суммы гармонических нагрузок. Пользуясь затем принципом суперпозиций, можно при помощи того же способа найти отклик на каждую составляющую полной нагрузки и, складывая полученные гармонические отклики, найти искомые суммарные стационарные колебания пяты.

При рассмотрении малых колебаний пяты около положения равновесия можно представить все переменные неустановившегося движения в виде сумм значений, соответствующих установившемуся (без ускорения) движению, и малых изменений (вариаций), при обозначении которых индекс в виде звездочки применяться не будет [39, 76]:

$$\left. \begin{aligned} p_0^* &= p_{0.} + p_0, \dot{p}_0^* = \dot{p}_0, \delta^* = \delta_{.} + \delta, \dot{\delta}^* = \dot{\delta}; \\ v^* &= v_{.} + v, \dot{v}^* = \dot{v}, \omega^* = \omega_{.} + \omega, \dot{\omega}^* = \dot{\omega}, P^* = P_{.} + P, \end{aligned} \right\} (\text{VI.50})$$

где

$$p_0 \ll p_{0.}, \delta \ll \delta_{.}, v \ll v_{.}, \omega \ll \omega_{.}, P \ll P_{.}$$

Подставляя эти выражения в уравнения (VI.31), (VI.32), (VI.48) и (VI.49) и отбрасывая члены последующих порядков малости, получим следующую систему разрешающих линейных уравнений [65]:

$$\left. \begin{aligned} -p_0 &= \rho \dot{v} + \frac{8\mu\pi}{f} v; \\ -p_0 &= \rho \frac{D}{2} \ln \alpha \dot{\omega} + \frac{6\mu D \ln \alpha}{\delta^2} \omega - \frac{12\mu D \ln \alpha}{\delta^3} \omega \cdot \delta; \\ v f - \pi D \delta \cdot \omega - \pi D \omega \cdot \delta - \frac{\pi D^2}{4} \dot{\delta} - \tau \dot{p}_0 &= 0; \\ P + M \ddot{\delta} &= \rho_0 F_{\text{пр}}. \end{aligned} \right\} \text{(VI.51)}$$

Так, подставляя условия (VI.50) в (VI.32), получим

$$-p_0 - p_0 = \rho \frac{D}{2} \ln \alpha \dot{\omega} + \frac{6\mu D \ln \alpha}{(\delta_* + \delta)^2} (\omega_* + \omega).$$

Имея в виду, что

$$\begin{aligned} \frac{\omega_* + \omega}{(\delta_* + \delta)^2} &\approx \frac{\omega_* + \omega}{\delta_*^2} \left(1 - 2 \frac{\delta}{\delta_*} \right) = \frac{\omega_*}{\delta_*^2} + \frac{\omega}{\delta_*^2} - 2 \frac{\omega_*}{\delta_*^3} \delta - \\ &- 2 \frac{\omega \delta}{\delta_*^3} \approx \frac{\omega_*}{\delta_*^2} + \frac{\omega}{\delta_*^2} - 2 \frac{\omega_*}{\delta_*^3} \delta, \end{aligned}$$

а также второе уравнение системы (VI.33), можно убедиться в справедливости второго уравнения (VI.51).

Подставляя условия (VI.50) в (VI.48), получим

$$v f + v f - \pi D \delta \cdot \omega_* - \pi D \delta \cdot \omega - \pi D \delta \omega_* - \pi D \delta \omega - \frac{\pi D^2}{4} \dot{\delta} - \tau \dot{p}_0 = 0.$$

Имея в виду, что для стационарного потока $v f - \pi D \delta \cdot \omega_* = 0$, а член $\pi D \delta \omega$ имеет последующий порядок малости по сравнению с остальными оставшимися членами, убедимся в справедливости третьего уравнения (VI.51).

Рассмотрим связь между вариациями p_0 и v , устанавливаемую первым уравнением (VI.51). Пусть p_0 изменяется по гармоническому закону, т. е. $p_0 = C_p e^{i\omega t}$, где ω — круговая частота, а $v = C_v e^{i(\omega t + \Phi_v)}$, где Φ_v — фаза v относительно p_0 , т. е. угол между двумя векторами v и p_0 , одновременно вращающимися с одной и той же круговой частотой. Тогда проекция этих векторов на любую ось, лежащую в плоскости этих векторов, даст закон изменения исследуемых величин p_0 и v .

От произвольной точки O (рис. VI.12, а) построим вектор $OA = \frac{8\mu l}{f} v$ перпендикулярно к нему, как это следует из первого уравнения (VI.51), вектор $OB = \rho l v \omega$, поскольку $\dot{v} = i\omega C_v e^{i(\omega t + \Phi_v)}$, а умножение комплексного числа на i равносильно повороту вектора, его изображающего, на угол $\frac{\pi}{2}$. Тогда вектор OC будет изображать сумму $\frac{8\mu l}{f} v + \rho l v$, что

соответствует величине $-\rho_0$, поэтому искомая величина ρ_0 должна изображаться вектором OD .

Легко видеть, что при увеличении частоты возмущающего усилия ω фаза Φ_v уменьшается, а C_v уменьшается по сравнению с C_p . Из-за увеличения ω вектор OB заменяется вектором OB' , точка C переходит в C' , а D — в D' .

Имея в виду, что $OA \perp OB$, можно строить векторную диаграмму внутри полуокружности OAC (рис. VI.12, б), причем для установившегося режима, когда $\omega = 0$, точки A и C совмещаются, что соответствует величине фазы $\Phi_v = \pi$ и равенству $\rho_0 = -\frac{8\mu l}{f} v$, а при $\omega \rightarrow \infty$ совме-

щаются уже точки A и O , $\Phi_v = \frac{\pi}{2}$ ($OA \perp CO$) и при конечном ρ_0 величина $v \rightarrow 0$.

Поскольку рассматриваются стационарные вынужденные колебания (при длительно действующей моногармонической внешней нагрузке P), то систему разрешающих дифференциальных уравнений (VI.51) можно привести к системе алгебраических уравнений при помощи подстановок $\dot{v} = i\omega v$, $\dot{\omega} = i\omega \omega$, $\dot{\delta} = i\omega \delta$, $\ddot{\delta} = -\omega^2 \delta$, $\rho_0 = i\omega \rho_0$.

Исключая переменные v , ω и ρ_0 , можно получить связь между воздействием P и откликом δ в форме

$$\frac{P}{x} = -\frac{P}{\delta} = \frac{C_3 S^4 + C_2 S^2 + C_1 S + C_0}{A_3 S^3 + A_2 S^2 + A_1 S + A_0} +$$

$$+ MS^2 = \frac{B_5 S^5 + B_4 S^4 + B_3 S^3 + B_2 S^2 + B_1 S + B_0}{A_3 S^3 + A_2 S^2 + A_1 S + A_0}, \quad (\text{VI.52})$$

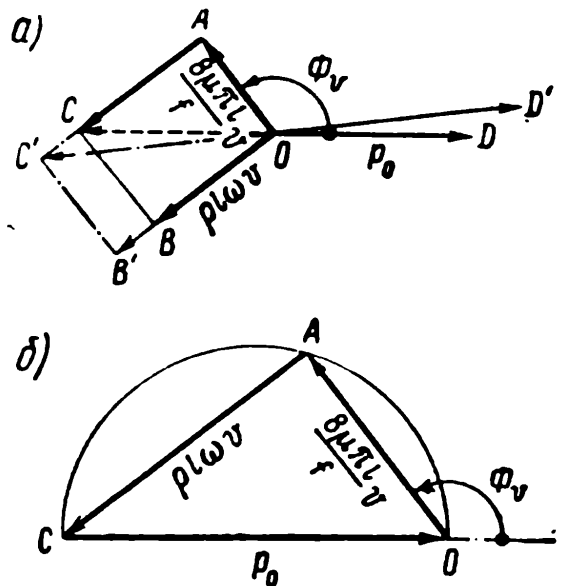


Рис. VI.12. Векторные диаграммы:
а — сложение векторов; б — круговая диаграмма

где $S = i\omega$ (переменная Лапласа).

$$\left. \begin{aligned}
 A_0 &= -\frac{16\pi^2\mu}{\rho^2 f \ln \alpha} \delta_0 + \frac{12\mu f}{\rho^2 l \delta_0}; \\
 A_1 &= \frac{2\pi}{\rho \ln \alpha} + \frac{f}{\rho l} + \frac{96\pi\mu^2}{\rho^2 f \delta_0^2} \tau; \\
 A_2 &= 4\tau \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{3}{\delta_0^2} + \frac{2\pi}{f} \right); \\
 A_3 &= \tau; \\
 B_0 &= 576\pi\psi F \sqrt{\pi F} \frac{\mu^2}{\rho^2 f} \frac{\omega_0}{\delta_0^2}; \\
 B_1 &= 8\mu\psi F \frac{1}{\rho} \sqrt{\pi F} \omega_0 \left(\frac{9}{\delta_0^2} + \frac{2\pi}{f} \right) + \frac{96\pi\mu^2\psi F^2}{\rho^2 f \delta_0^2}; \\
 B_2 &= 2\psi F \sqrt{\pi F} \omega_0 + 4\psi F^2 \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{3}{\delta_0^2} + \frac{2\pi}{f} \right) - \\
 &\quad - 4\mu M \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{4\pi^2}{f \ln \alpha} \delta_0 - \frac{3f}{l \delta_0} \right); \\
 B_3 &= \psi F^2 + M \left(\frac{96\pi\tau\mu^2}{\rho^2 f \delta_0^2} + \frac{f}{\rho l} - \frac{2\pi\delta_0}{\rho \ln \alpha} \right); \\
 B_4 &= 4\tau M \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{3}{\delta_0^2} + \frac{2\pi}{f} \right); \\
 B_5 &= \tau M,
 \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.53})$$

причем $C_0 = B_0$, $C_1 = B_1$, $C_2 = B_2 - A_0 M$ и $C_3 = B_3 - A_1 M$ и для упрощения введены обозначения $F = \frac{\pi D^2}{4}$, $\alpha = \frac{D_0}{2} \sqrt{\frac{\pi}{F}}$ (где D_0 — диаметр центральной камеры и $F_{\text{пр}} = \psi F$).

Полученное выражение представляет собой обратную величину комплексного передаточного числа, позволяющего по входной координате P определять выходную (отклик на возмущение) δ для любой частоты ω , поскольку $s = i\omega$:

$$K[x, P] = \frac{x}{P} = -\frac{\delta}{P} = K(\omega) = \frac{K_0}{r + im} = A(\omega) e^{i[\omega t - \Phi(\omega)]}, \quad (\text{VI.54})$$

где $A(\omega) = \frac{K_0}{\sqrt{r^2 + m^2}}$ — амплитудно-частотная характеристика;

$\Phi(\omega) = \text{arctg} \frac{m}{r}$ — фазочастотная характеристика; m и r — дей-

ствительные числа, выражения которых определяются из условий (VI.52) и (VI.53).

Для нахождения r и m можно числитель и знаменатель выражения (VI.52) умножить на комплексное сопряженное число

$$(A_0 + A_2 S^2) - S(A_1 + A_3 S^2) = (A_0 - A_2 \omega^2) - i\omega(A_1 - A_3 \omega^2).$$

Тогда в знаменателе передаточного числа (VI.52) будет действительное число

$$(A_0 + A_2 S^2)^2 - S^2(A_1 + A_3 S^2)^2 = A_3^2 \omega^6 + (A_2^2 - 2A_1 A_3) \omega^4 + \\ + (A_1^2 - 2A_0 A_2) \omega^2 + A_0^2,$$

и составляющие частотных характеристик r и m могут быть вычислены при помощи выражений:

$$r = \frac{-A_3 B_5 \omega^6 - (A_2 B_4 - A_1 B_5 - A_3 B_2) \omega^4 + (A_0 B_4 + A_2 B_2 - A_1 B_3 - A_3 B_1) \omega^2 + A_0 B_0}{A_3^2 \omega^6 + (A_2^2 - 2A_1 A_3) \omega^4 + (A_1^2 - 2A_2 A_0) \omega^2 + A_0^2} \times \\ \times \frac{+ (A_1 B_1 - A_0 B_2 - A_2 B_0) \omega^2 + A_0 B_0}{A_3^2 \omega^6 + (A_2^2 - 2A_1 A_3) \omega^4 + (A_1^2 - 2A_2 A_0) \omega^2 + A_0^2}; \\ m = \frac{(A_3 B_4 - A_2 B_5) \omega^6 + (A_0 B_5 + A_2 B_3 - A_1 B_4 - A_3 B_2) \omega^4 + \\ + (A_1 B_2 + A_3 B_0 - A_0 B_3 - A_2 B_1) \omega^2 + (A_0 B_1 - A_1 B_0) \omega}{A_3^2 \omega^6 + (A_2^2 - 2A_1 A_3) \omega^4 + (A_1^2 - 2A_2 A_0) \omega^2 + A_0^2} \times \omega. \quad (VI.55)$$

Подсчет значений $A(\omega) = \frac{K_0}{\sqrt{r^2 + m^2}}$ в пределах тех частот, которые имеют место при колебании уравниваемого усилия P , позволяет определить динамический коэффициент, представляющий собой отношение амплитуды выходной координаты δ при заданном $\omega = \omega_3$ к амплитуде выходной величины при $\omega = 0$ (статический отклик),

$$k = k(\omega) = \frac{A(\omega = 0)}{A(\omega = \omega_3)}. \quad (VI.56)$$

Этот коэффициент может быть подсчитан из выражений (VI.54) и (VI.55). Очевидно, при $\omega = 0$ $k = 1$ и

$$A(\omega = 0) = \frac{A_0^2}{\sqrt{B_0^2 A_0^2 + (A_0 B_1 - A_1 B_0)^2}}. \quad (VI.57)$$

На некоторых частотах, называемых собственными, соответствующих значению фазы $\Phi(\omega) = \frac{\pi}{2}$ (или, что то же, $r = 0$), возможны возрастания значений динамического коэффициента (явление резонанса). Поэтому параметры проектируемой системы гидростатического уравнивания должны выбираться

так, чтобы наименьшее значение любой из собственных частот ω_i , по крайней мере, на 50% превышало наибольшую возможную частоту колебания внешнего воздействия.

Собственные частоты определяются корнями характеристического уравнения $r=0$, имеющего форму

$$A_3 B_5 \omega_i^8 + (A_2 B_4 - A_1 B_5 - A_3 B_3) \omega_i^6 + (A_3 B_1 - A_1 B_3 - A_0 B_4 - A_2 B_2) \omega_i^4 + (A_2 B_0 + A_0 B_2 - A_1 B_1) \omega_i^2 - A_0 B_0 = 0. \quad (\text{VI.58})$$

Разрешающие уравнения (VI.52) — (VI.58) существенно упрощаются, если игнорировать влияние сжимаемости рабочей жидкости (т. е. принимать $\tau=0$), что приводит к обращению в нуль коэффициентов членов, содержащих ω в наиболее высокой степени. Так, в этом случае $A_2 = A_3 = B_4 = B_5 = 0$. Однако для крупных гидромашин это упрощение недопустимо, поскольку в данном случае масса M водителя, связанная с пятой, велика и в коэффициенты B_4 и B_5 [равенства (VI.53)] входит произведение малой величины τ на большую M . Поэтому даже при малых объемах камер сжимаемость рабочей жидкости может сказаться из-за больших значений M .

§ VI.8. Порядок расчета гидростатического уравновешения

Порядок расчета гидростатического уравновешения основывается на предварительном статическом расчете с последующей проверкой в динамике узла водителя после предварительной конструктивной проработки гидромашин в целом, так как иначе не будет известно точное значение массы уравновешенного узла.

Величина уравновешенного усилия определяется из равенства (VI.20) и делится на число (обычно четыре) гидростатических равнонагруженных опор j , каждая из которых должна уравновесить усилие

$$P_* = \left(\frac{q p_n}{\pi S} + G \right) \frac{1}{j} = \left(\frac{z F}{\pi} p_n + G \right) \frac{1}{j}, \quad (\text{VI.59})$$

где G — вес узла водителя.

Задаются величиной зазора в статическом режиме работы δ_* , обычно от 0,01 до 0,05 мм, и отношением $\frac{p_{0*}}{p_n}$, равным $\frac{2}{3}$

для незамкнутых опор и $\frac{1}{2}$ для замкнутых, что позволяет из равенства (VI.35) выбрать параметры l , f и α , а из равенства (VI.39) — размер опоры D . Полученные значения позволяют определить расход Q из равенства (VI.34) и из конструктивных соображений объем камеры V .

Вычисляя по величине Q потери энергии, оценивают допустимость выбранного зазора δ_* и статическую «жесткость» опоры C при помощи равенства (VI.41).

В заключение проводится поверочный расчет при условии, что уравновешенное усилие меняется по тому же закону, что и геометрическая подача:

$$P = \frac{\xi z F}{2\pi j} \rho_{\text{н}}, \quad (\text{VI.60})$$

где ξ — коэффициент равномерности подачи,
а угловая частота

$$\omega = \frac{2\pi z}{60} v, \quad (\text{VI.61})$$

где v равно 1. при z четном и 2 при z нечетном.

Если гидромашина предназначена для работы с большими скоростями изменения параметра регулирования, то расчетная величина амплитуды динамического усилия увеличивается пропорционально увеличению дополнительной подачи по сравнению со статической в соответствии с материалами § VI.5.

Выражение статической «деформации» под воздействием усилия P следует из определения «жесткости»

$$\delta_{\text{ст}} = \left| \frac{P}{C} \right|. \quad (\text{VI.62})$$

Затем проводится проверка собственных чисел системы при помощи уравнения (VI.58). Если собственные числа ω_i больше чем $1,5 \omega$, то поверочный расчет продолжается. В ином случае изменяются параметры системы (f , l , α , соотношение ρ_{0*} и $\rho_{\text{н}}$, число опор, их размещение и др.) так, чтобы указанное условие оказалось справедливым.

Для частот, на которых эксплуатируется гидромашина, подсчитываются m и r , а по ним определяется амплитудно-частотная характеристика $A(\omega)$ и динамический коэффициент K [равенства (VI.54), (VI.55) и (VI.56)], по максимальному значению которого проверяют надежность динамической работоспособности гидростатической опоры с помощью условия (VI.40). Если превышение δ_* над $\delta_{\Delta} + k\delta_{\text{ст}}$ окажется большим, расчет необходимо повторить, уменьшив зазор на стационарном режиме работы δ_* , а значит, и потери энергии. Если условие (VI.40) не будет удовлетворено даже при соответствующем изменении параметров системы разгрузки, то расчет также повторяется после соответствующего увеличения исходной для расчета величины δ_* .

§ VI.9. Динамика замкнутого гидростатического уравновешения

Динамика замкнутого гидростатического уравновешения описывается уравнениями, аналогичными системе (VI.51), решения которых становятся более громоздкими лишь в случае использования неодинаковых верхних и нижних опор (см. рис. V.11, в) [65].

Применяя индексы «н» к нижней и «в» к верхней опорам, можно записать условия связи между давлениями в камерах и вариацией перемещения опоры x в следующей форме:

$$P - M\ddot{x} = \rho_{0н} (F_{пр})_н - \rho_{0в} (F_{пр})_в, \quad (\text{VI.63})$$

поскольку

$$\delta_{н_0} = \delta_{0н} - x_0 \text{ и } \delta_{в_0} = \delta_{0в} + x_0,$$

откуда

$$\delta_n = -x = -\delta_v. \quad (\text{VI.64})$$

Условия потерь в калиброванных каналах запишутся аналогично первому равенству системы (VI.51):

$$\left. \begin{aligned} -\rho_{0н} &= \rho l \dot{v}_н + \frac{8\mu_n \pi}{f_n} v_n; \\ -\rho_{0в} &= \rho l \dot{v}_в + \frac{8\mu_v \pi}{f_v} v_v, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.65})$$

а потерь в торцевых щелях — аналогично второму равенству системы:

$$\left. \begin{aligned} \rho_{0н} &= \rho \frac{D_n}{2} \dot{w}_н - \frac{6\mu D_n \ln \alpha_n}{\delta_{н_0}^2} w_n - \frac{12\mu D_n \ln \alpha_n}{\delta_{н_0}^3} w_{н_0} x; \\ \rho_{0в} &= \rho \frac{D_v}{2} \dot{w}_в - \frac{6\mu D_v \ln \alpha_v}{\delta_{в_0}^2} w_v - \frac{12\mu D_v \ln \alpha_v}{\delta_{в_0}^3} w_{в_0} x. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.66})$$

Аналогично запишутся уравнения расхода, если использовать замену δ_n и δ_v через x в третьем уравнении системы (VI.51) в соответствии со знаками условия (VI.64):

$$\left. \begin{aligned} v_n f_n - \pi D_n \delta_{н_0} w_n + \pi D_n w_{н_0} x + \frac{\pi D_n^2}{4} \dot{x} - \tau \rho_{0н} &= 0; \\ v_v f_v - \pi D_v \delta_{в_0} w_v - \pi D_v w_{в_0} x - \frac{\pi D_v^2}{4} \dot{x} - \tau \rho_{0в} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.67})$$

Исключая при помощи равенств (VI.65) и (VI.66) v_n , v_v , w_n и w_v из дифференциальных уравнений (VI.67), получим выражения $\rho_{0н}$ и $\rho_{0в}$ через x . Подставляя эти выражения в равен-

ство (VI.63), получим искомую зависимость выходной координаты x от входной P , что позволяет получить все необходимые расчетные уравнения, аналогичные тем, которые приводились в § VI.7 и VI.8 [65]

$$\left. \begin{aligned} P_{0H} &= \frac{A_{0H} + A_{1H}S + A_{2H}S^2 + A_{3H}S^3}{B_{0H} + B_{1H}S + B_{2H}S^2 + B_{3H}S^3} = (r_H + im_H)x = W_H x; \\ P_{0B} &= \frac{A_{0B} + A_{1B}S + A_{2B}S^2 + A_{3B}S^3}{B_{0B} + B_{1B}S + B_{2B}S^2 + B_{3B}S^3} = (r_B + im_B)x = W_B x, \end{aligned} \right\} \text{(VI.68)}$$

где

$$\begin{aligned} A_{0H} &= -24^2 \frac{\pi\mu^2}{f\rho^2} \sqrt{\pi F} \frac{w_{H*}}{(\delta_0 - x_*)^2}; \\ A_{1H} &= -\frac{8\mu \sqrt{\pi F}}{\rho} w_{H*} \left[\frac{9}{(\delta_0 - x_*)^2} + \frac{2\pi}{\rho} \right] - \frac{96\pi\mu^2 F}{f\rho^2 (\delta_0 - x_*)^2}; \\ A_{2H} &= -2\sqrt{\pi F} w_{H*} - 4\frac{\mu}{\rho} F \left[\frac{3}{(\delta_0 - x_*)^2} + \frac{2\pi}{f} \right], \quad A_{3H} = -F; \\ B_{0H} &= \frac{16\pi^2\mu}{\rho^2 f \ln \alpha} (\delta_0 - x_*) - \frac{12\mu f}{\rho^2 f (\delta_0 - x_*)^2}; \\ B_{1H} &= \frac{2\pi}{\rho \ln \alpha} (\delta_0 - x_*) - \frac{f}{\rho l} - \frac{96\pi\tau\mu^2}{\rho^2 f (\delta_0 - x_*)^2}; \\ B_{2H} &= -4\tau \frac{\mu}{\rho} \left[\frac{3}{(\delta_0 - x_*)^2} + \frac{2\pi}{f} \right], \quad B_{3H} = -\tau; \\ A_{0B} &= 24^2 \pi\mu^2 \sqrt{\pi F} \frac{w_{B*}}{f\rho^2 (\delta_0 + x_*)^2}, \quad A_{3B} = F; \\ A_{1B} &= 8\sqrt{\pi F} \frac{\mu}{\rho} w_{B*} \left[\frac{9}{(\delta_0 + x_*)^2} + \frac{2\pi}{f} \right] + \frac{96\pi\mu^2 F}{\rho^2 f (\delta_0 + x_*)^2}; \\ A_{2B} &= 2\sqrt{\pi F} w_{B*} + 4\frac{\mu}{\rho} F \left[\frac{3}{(\delta_0 + x_*)^2} + \frac{2\pi}{f} \right]; \\ B_{0B} &= \frac{16\pi^2\mu}{\rho^2 f \ln \alpha} (\delta_0 + x_*) - \frac{12\mu f}{\rho^2 l (\delta_0 + x_*)^2}; \\ B_{1B} &= \frac{2\pi}{\rho \ln \alpha} (\delta_0 + x_*) - \frac{f}{\rho l} - \frac{96\pi\tau\mu^2}{\rho^2 f (\delta_0 + x_*)^2}; \\ B_{2B} &= -\frac{4\mu\tau}{\rho} \left[\frac{3}{(\delta_0 + x_*)^2} + \frac{2\pi}{f} \right]; \quad B_{3B} = -\tau, \end{aligned}$$

причем $f_H = f_B = f$, $D_H = D_B = D$, $F = F_H = F_B$, $\alpha = \alpha_H = \alpha_B$, а $S = i\omega$ — переменная Лапласа.

Передаточные числа W_H и W_B являются комплексными числами, действительные (r_H и r_B) и мнимые (m_H и m_B) части которых могут быть получены при помощи равенства (VI.55) для любой частоты ω .

Подставляя выражения (VI.68) в равенство

$$P - M\ddot{x} = (\rho_{0H} - \rho_{0B}) \psi F, \quad (\text{VI.69})$$

можно получить передаточное число исследуемой системы

$$\frac{x(S)}{P(S)} = W(S) = \frac{1}{\psi F (r_H - r_B) - \omega^2 M + i\psi F (m_H - m_B)}. \quad (\text{VI.70})$$

причем отношение амплитуды перемещения x к амплитуде нагрузки P будет определяться выражением

$$A(\omega) = \frac{1}{\psi F \sqrt{\left(r_H - r_B - \omega^2 \frac{M}{\psi F}\right)^2 - (m_H - m_B)^2}},$$

а динамический коэффициент

$$k = \frac{A(\omega \neq 0)}{A(\omega = \epsilon)}.$$

При очень большом возрастании значения динамического коэффициента k следует изменить параметры системы так, чтобы значение наименьшей частоты собственных колебаний, определяемое из равенства (VI.70)

$$F_\omega = r_H - r_B - \frac{M}{\psi F} \omega_i^2$$

оказалось существенно меньше частоты внешнего воздействия на систему (частота соответствующей гармоники изменения внешнего усилия P).

§ VI.10. Гидромашины с цилиндрическими направляющими

Гидромашины с цилиндрическими направляющими (рис. VI.13) выпускаются в ГДР государственным объединением Центакс и в ФРГ фирмой Гидромеханик [64] на мощности до 580 квт с ресурсом в 20 000 ÷ 40 000 ч, вес 95 000 н (двухрядные с общей осью на каждую пару поршней, опирающихся при помощи роликов на цилиндрическую направляющую). Компонуются они так, что поршни (рис. VI.13 и VI.14) полностью разгружаются от изгибающих усилий при помощи ползунов и шайб 5 на поршнях 3; возвратно-поступательное движение поршней в цилиндрах ротора 2 обеспечивается тремя цилиндри-

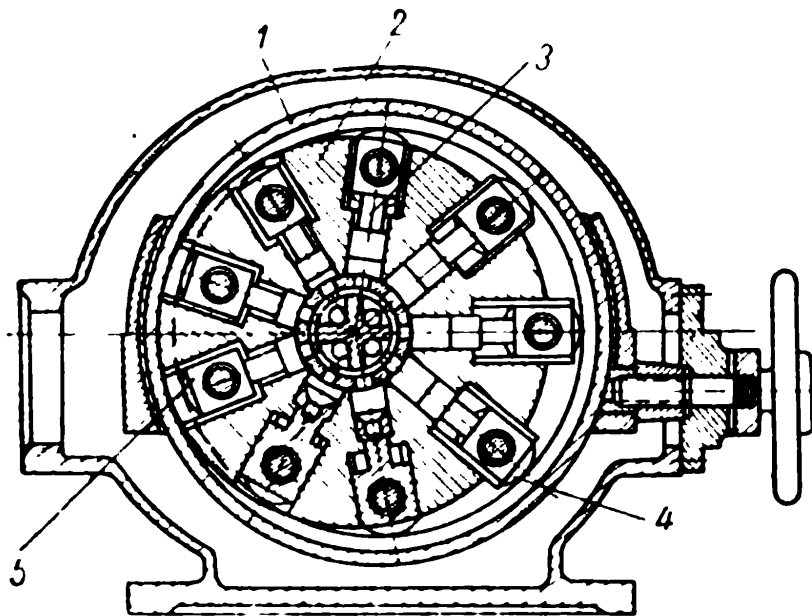
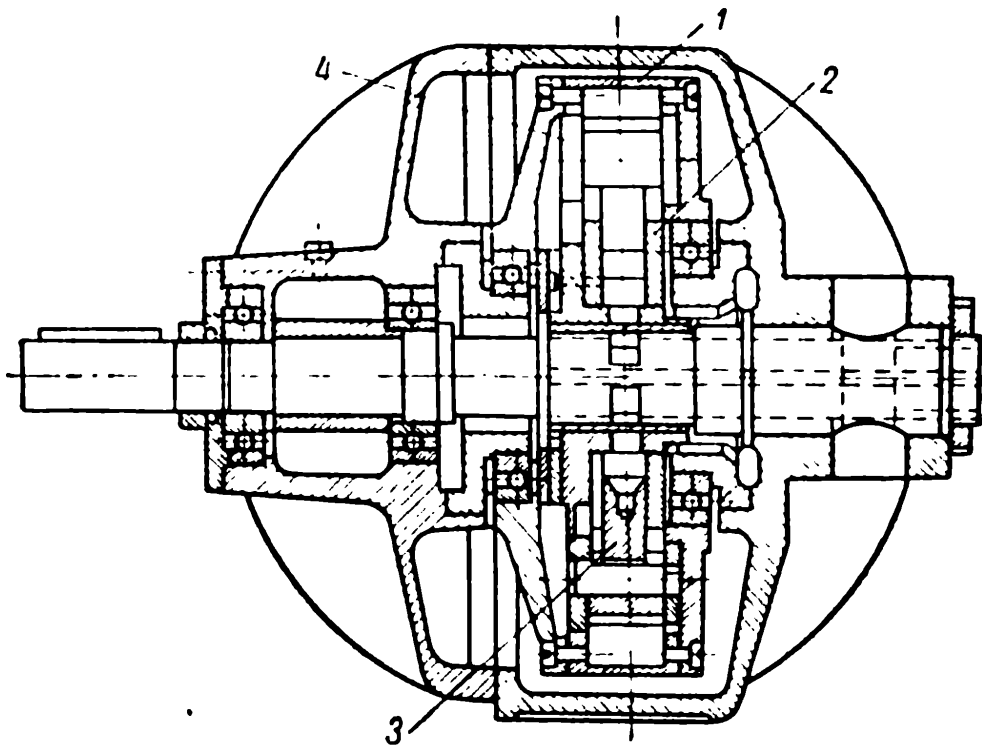


Рис. VI.13. Радиально-поршневая гидромашина с цилиндрической направляющей

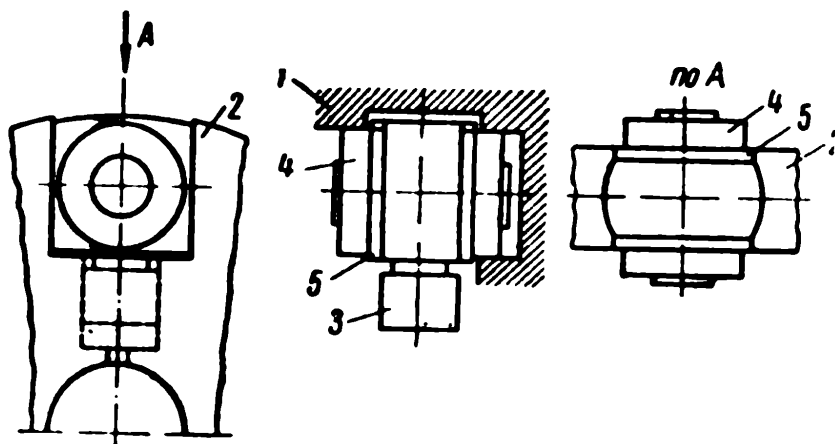


Рис. VI.14. Поршень с ползуном

ческими направляющими в водителе 1. Наружные цилиндрические поверхности обеспечивают работу гидромашины под давлением нагнетания $p_{\text{в}}$, а одна внутренняя — ход всасывания. Применение трех направляющих поверхностей позволяет проводить их обработку с одного станова, а несимметричность действующего на ролик 4 в процессе всасывания реактивного усилия со стороны только одной цилиндрической направляющей компенсируется силовыми воздействиями соответствующих поверхностей ползуна и шайб.

Кинематическая схема перемещения поршней 2 в цилиндре 1 показана на рис. VI.15, а, причем цилиндрическая направляющая 3 с радиусом R , имеющая геометрический центр в O_1 (эксцентриситет $OO_1 = \varepsilon$) может быть неподвижной, но обычно с целью уменьшения потерь на трение роликов о направляющую выполняется свободно вращающейся (рис. VI.15, б). Эта кинематическая схема отличается от изображенной на рис. VI.1, б тем, что определяющий рабочий размер ρ у нее меньше на величину отрезка $AC = X$, который можно определить из равенства

$$\frac{AC}{EC} = \frac{EC}{DC} \quad \text{или} \quad \frac{X}{\varepsilon \sin \alpha_i} = \frac{\varepsilon \sin \alpha_i}{2R - X}.$$

Считая X малым по сравнению с $2R$, можно записать

$$X = \frac{\varepsilon^2}{2R} \sin^2 \alpha_i = \frac{\varepsilon^2}{4R} (1 - \cos 2\alpha_i), \quad (\text{VI.71})$$

и в соответствии с равенствами (VI.3), а также имея в виду, что

$$\rho = R + \varepsilon \cos \alpha_i - \frac{\varepsilon^2}{4R} (1 - \cos 2\alpha_i) \quad \text{и} \quad \rho_{\text{max}} = R + \varepsilon, \quad \text{будем иметь:}$$

$$\left. \begin{aligned} x &= |\rho - X|_{\alpha=0} - |\rho - X|_{\alpha=\alpha_i} = \\ &= \varepsilon \left[(1 - \cos \alpha_i) + \frac{\varepsilon}{4R} (1 - \cos 2\alpha_i) \right]; \\ \dot{x} &= \varepsilon \omega \left(\sin \alpha_i + \frac{\varepsilon}{2R} \sin 2\alpha_i \right); \\ \ddot{x} &= \varepsilon \omega^2 \left(\cos \alpha_i + \frac{\varepsilon}{R} \cos 2\alpha_i \right). \end{aligned} \right\} (\text{VI.72})$$

Структура уравнений (VI.3) и (VI.72) одинакова, и рассматриваемые механизмы различаются как кривошипно-шатунные с бесконечно длинным шатуном и шатуном конечной длины.

Поскольку ход поршня в обеих сравниваемых гидромашинах одинаков, то выражение средней подачи и рабочего объема q

одинаковы (равенство VI.1), а мгновенные подачи разные. В рассматриваемом случае

$$Q_r = \sum_n Q_i = \varepsilon \omega F \left(\sum_n \sin \alpha_i + \frac{\varepsilon}{2R} \sum_n \sin 2\alpha_i \right). \quad (\text{VI.73})$$

Выражение $\sum_n \sin 2\alpha_i$ можно получить при помощи построения, аналогичного построению, проведенному на рис. VI.2 и VI.3. Выберем для определенности $z=5$ (при любом ином нечетном z

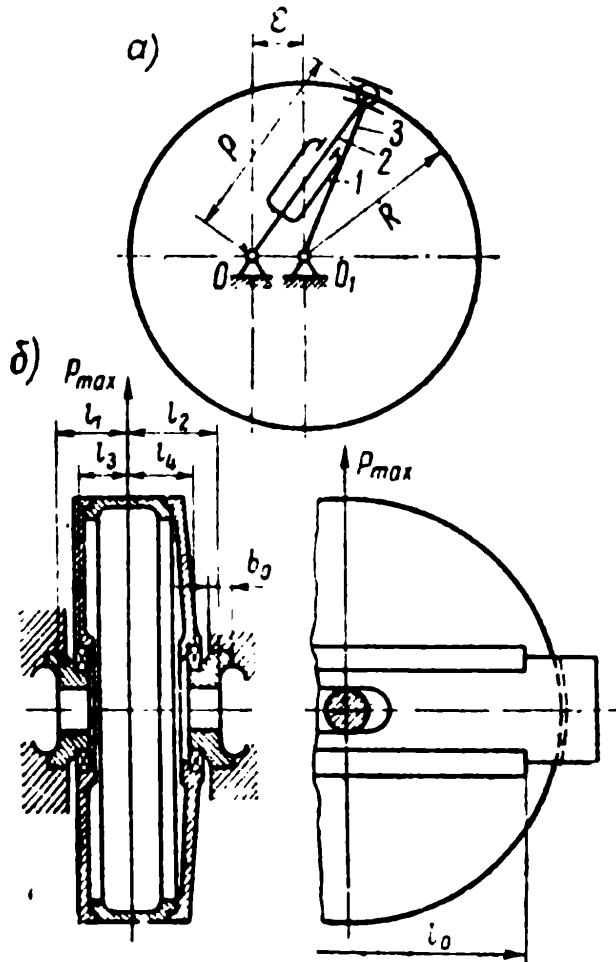


Рис. VI.15. Установка цилиндрической направляющей в корпусе: а — кинематическая схема; б — цилиндрическая направляющая

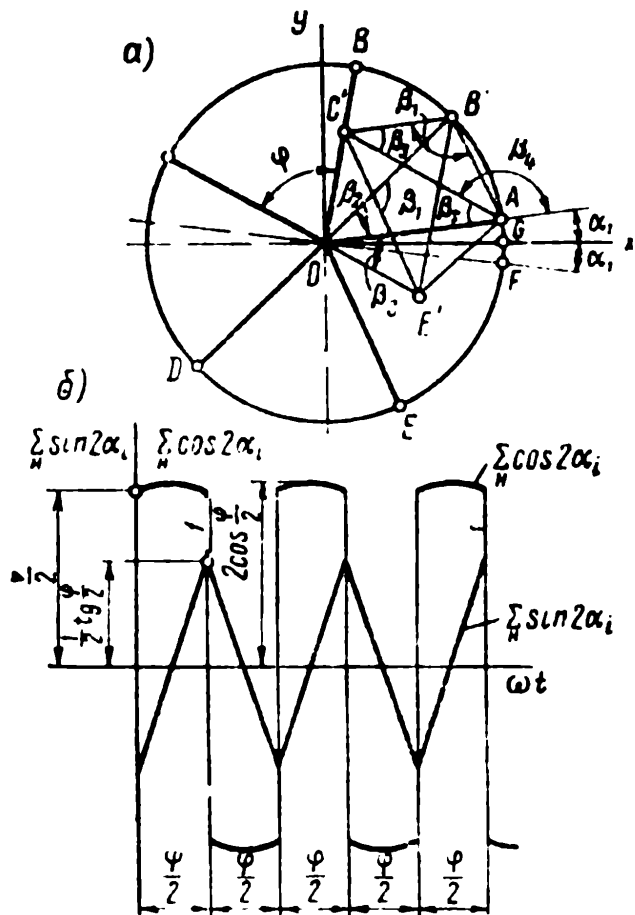


Рис. VI.16. Определение $\sum_n \sin 2\alpha_i$ и $\sum_n \cos 2\alpha_i$ при z нечетном:

а — построение; б — зависимости $\sum_n \sin 2\alpha_i$ и $\sum_n \cos 2\alpha_i$ от $\alpha_i = \omega t$

результаты будут те же) и покажем при помощи радиусов OA , OB , OC , OD и OE на рис. VI.16, а положение осей цилиндров (центральный угол между соседними цилиндрами φ), первый из которых наклонен к оси x под углом α_1 [71].

Искомая величина $\sum_n \sin 2\alpha_i$ должна представлять собой сумму проекций радиусов $OA=OC=OE=1$ на ось, перпендикулярную к прямой OF , поскольку $\angle FOA=2\angle GOA=2\alpha_1$, $\angle FOC=2(\alpha_1+\varphi)$ и $\angle FOE=2\angle GOC=2(\alpha_1+2\varphi)$.

Для нахождения искомой проекции построим $AC' \# OC$, $C'E' \# OE$, $E'B' \# OB$ и $B'O \# OD$. Построение завершается в точке O и будет представлять собой совокупность малых диагоналей правильного z -угольника, в чем можно убедиться, соединив полученные точки ломаной $OE'AB'C'O$ и рассмотрев соотношение углов $\beta_1 = \pi - \varphi$, $\beta_2 = \pi - 2\varphi$, $\beta_3 = \frac{\varphi}{2}$ и $\beta_4 = 2\varphi$ ($\beta_1 = \pi - \varphi = 2\beta_3 + \beta_2$, $\beta_1 + 2\beta_3 = \pi$ и $\beta_2 + \beta_4 = \pi$).

При $0 \leq \alpha_1 \leq \frac{\varphi}{2}$ в области нагнетания находятся три поршня и третья точка от O , считая по малым диагоналям $OAC'E'$, будет отстоять от центра O на расстоянии $OE' = \frac{OA}{2 \cos \beta_3} = \frac{1}{2 \cos \frac{\varphi}{2}}$, а

угол $FOE' = 2\alpha_1 - \beta_3 = 2\alpha_1 - \frac{\varphi}{2}$, поэтому

$$\sum_n \sin 2\alpha_i = OE' \sin \left(2\alpha_1 - \frac{\varphi}{2} \right) = \frac{\sin \left(2\alpha_1 - \frac{\varphi}{2} \right)}{2 \cos \frac{\varphi}{2}} \text{ и}$$

$$\sum_n \cos 2\alpha_i = \frac{\cos \left(2\alpha_1 - \frac{\varphi}{2} \right)}{2 \cos \frac{\varphi}{2}}. \quad (\text{VI.74})$$

Очевидно, что при $\frac{\varphi}{2} \leq \alpha_1 \leq \varphi$ в области нагнетания будут находиться только два поршня и разрешающей точкой будет точка C' вместо E' , причем $OC' = OE' = \frac{1}{2 \cos \frac{\varphi}{2}}$, а угол $FOC' = \beta_2 + \beta_3 +$

$+ 2\alpha_1 = \pi - \left(\frac{3}{2} \varphi - 2\alpha_1 \right)$, поэтому

$$\sum_n \sin 2\alpha_i = \frac{\sin \left(\frac{3}{2} \varphi - 2\alpha_1 \right)}{2 \cos \frac{\varphi}{2}} \text{ и } \sum_n \cos 2\alpha_i = \frac{-\cos \left(\frac{3}{2} \varphi - \alpha_1 \right)}{2 \cos \frac{\varphi}{2}}. \quad (\text{VI.74}')$$

График изменения полученных величин, показанный на рис. VI. 16, б, отличается от приведенного на VI. 3 тем, что эти функции в интервале $\frac{\varphi}{2} \leq \alpha_1 \leq \varphi$ не повторяют своих значений в интервале $0 \leq \alpha_1 < \frac{\varphi}{2}$.

При z четном в результате аналогичного построения можно убедиться, что разрешающая точка оказывается в центре O , поэтому $\sum_n \sin 2\alpha_1 = \sum_n \cos 2\alpha_1 = 0$.

Легко видеть, что коэффициент неравномерности подачи гидромашины с цилиндрической направляющей имеет большее значение по сравнению с гидромашинной, обладающей плоской направляющей, особенно на больших производительностях.

Количество поршней z обычно принимают равным девяти и только для очень малых размеров $z=7$. Малое количество поршней нежелательно из-за увеличивающейся неравномерности подачи и чрезмерного увеличения усилия на каждом поршне, а большее количество поршней невозможно разместить в цилиндрической блоке тех же размеров.

Допустимое число оборотов проектируемой гидромашины выбирается при помощи коэффициента скорости $c_n = n \sqrt[3]{q}$ (не выше 7400), а рабочее давление для гидромашин нормальной серии до 1200 н/см^2 (2000) и для тяжелой серии до 1500 н/см^2 (2500). Здесь, как и в дальнейшем, в скобках даются величины, относящиеся к допустимым режимам кратковременной перегрузки [71].

Рабочий объем $q = 2e_{\max} Fz = SFz = k_s d \cdot F \cdot z$, где k_s — коэффициент хода поршня, принимаемый равным $\frac{4}{3} \div \frac{3}{2}$ для рабочих давлений до 750 н/см^2 и $\frac{3}{2} \div 2$ для более высоких давлений.

Заменяя F на $\frac{\pi d^2}{4}$, получим

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q}{\pi k_s z}}. \quad (\text{VI.75})$$

Диаметр распределительной оси (в см)

$$d_0 = k_0 \sqrt[3]{q^2} + b_0 \sqrt[3]{q}, \quad (\text{VI.76})$$

где $k_0 = -0,026$ и $b_0 = 1,312$ для давлений до 750 н/см^2 и $k_0 = -0,040$ и $b_0 = 1,48$ для давлений до 1500 н/см^2 .

Окончательная величина диаметра цилиндрической направляющей может быть получена путем конструктивной проработки компоновки гидромашины в целом. Однако при проведении конструктивной проработки необходим предварительный выбор этого размера, который может проводиться при помощи равенства (d_n в см)

$$d_n = -0,075 \sqrt[3]{q^2} + b_n \sqrt[3]{q}, \quad (\text{VI.77})$$

где $b_n = 6,9$ для давлений до 750 н/см^2 и $7,8$ для давлений до 1500 н/см^2 .

Предварительный выбор трех размеров d , d_0 и d_H облегчает проведение компоновки машины, потому что остальные размеры рабочих органов обычно являются функциями одной из этих трех характерных величин, в соответствии с тем, к какой группе узлов относится искомый размер.

Ранее в § VI.3 было установлено, что величина силового воздействия на ротор непостоянна. Однако, имея в виду, что в существующих машинах при достаточно большом значении z эти колебания невелики, прочностные расчеты можно вести на некоторое среднее значение действующего усилия

$$P = \frac{\rho_H F}{\sin \frac{\varphi}{2}} \quad \text{или} \quad \frac{\rho_H F}{2 \sin \frac{\varphi}{4}} \approx \frac{\rho_H z F}{\pi} = \frac{\rho_H z d^3}{4} = P_{cp}. \quad (\text{VI.78})$$

При проектировании распределительной оси необходимо обеспечение четырех условий. Напряжения на изгиб, а также прогиб оси не должны выходить за допустимые пределы. Скорость скольжения втулки ротора и скорости рабочей жидкости не должны превосходить допустимых значений, а ротор на распределительной оси должен находиться во взвешенном состоянии (гидравлическое уравновешение обязательно).

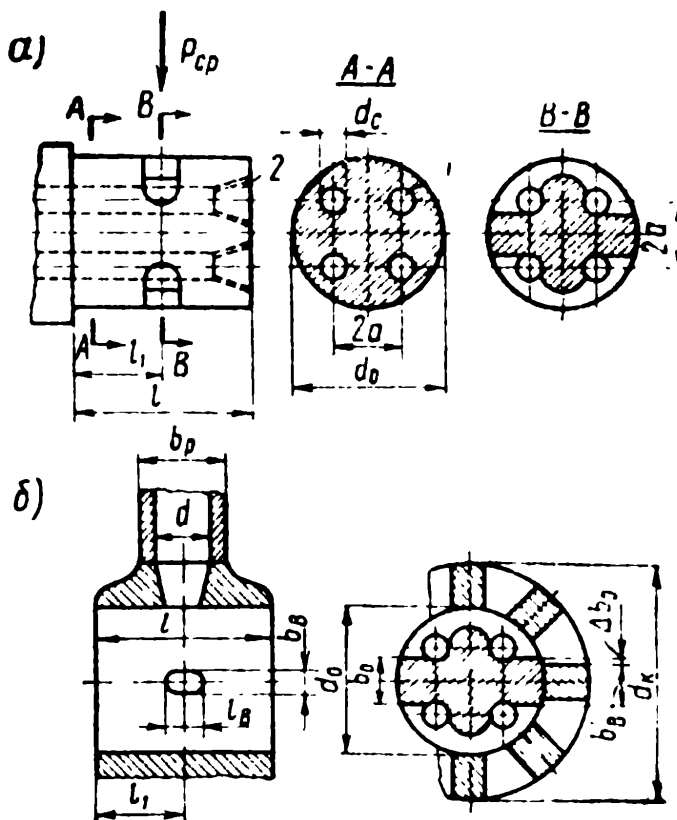


Рис. VI.17. Цапфенное распределение:
а — распределительная ось; б — втулка

Обычно скорости скольжения втулки ротора на распределительной оси для регулируемых насосов, равные 3 м/сек, считаются нормальными, а у нерегулируемых гидромоторов не должны превосходить максимальных допустимых значений в 4,5 м/сек.

Скорости рабочей жидкости в сверловках распределительной оси v_c принимаются от 2 до 5,8 м/сек, причем большие значения обычно используются для гидромашин большего размера, работающих на более высоких давлениях.

Если в напорной и приемной полостях распределительной оси выполняется по две сверловки (рис. VI.17, а), то диаметр сверловки можно выбирать при помощи выражения

Если в напорной и приемной полостях распределительной оси выполняется по две сверловки (рис. VI.17, а), то диаметр сверловки можно выбирать при помощи выражения

$$d_c = \sqrt{\frac{2Q_r}{\pi v_c}} = 0,8 \sqrt{\frac{Q_r}{v_c}}, \quad (\text{VI.79})$$

причем употребляемые значения диаметров сверловок и места их размещения оцениваются коэффициентами

$$\bar{d}_c = \frac{d_c}{d_0} = 0,0075 \sqrt[3]{q} + 0,255 \text{ и } \bar{a} = \frac{a}{d_0} \approx 0,19. \quad (\text{VI.80})$$

Величина разности осей сверловок l должна выбираться так, чтобы можно было разместить запирающие пробки 2 и штуцеры присоединительных трубопроводов.

Осевые размеры распределительной оси в существующих гидромашинах следующие:

$$\bar{l} = \frac{l}{d_0} = 1,68 \text{ и } \bar{l}_1 = \frac{l_1}{d_0} = 0,87. \quad (\text{VI.81})$$

Момент инерции распределительной оси

$$J = J_0 - 4 \left(J_c + \frac{\pi d_c^2}{4} a^2 \right) = \frac{\pi d_0^4}{64} - \frac{\pi d_c^2}{4} \left(\frac{d_c^2}{16} + a^2 \right). \quad (\text{VI.82})$$

Допускаемые напряжения на изгиб составляют 8000—12 000 н/см². Действительные напряжения обычно бывают меньше, особенно у малых образцов. Стальная ось калится до твердости НРС (60÷65).

Величина прогиба в участке размещения осей окон не должна превышать 0,033% от $f = \frac{l_1^3}{3EJ} P_{\text{ср}}$.

Ротор сажается на распределительную ось при помощи втулки (рис. VI.17, б), запрессованной (прессовая посадка при конусности 1:20) в роторе. В этом случае ротор может выполняться из более дешевого материала, а материал втулки ротора выбирается так, чтобы он составлял подходящую с точки зрения работоспособности пару с материалом распределительной оси.

Наружный диаметр втулки $d_k = 1,4 d_0$, длина окна во втулке $l_b \approx 0,74 d$ (от $0,667 d$ до $0,89 d$), а площадь окна f_b выбирается так, чтобы скорость рабочей жидкости в нем была примерно в 2,13 раза больше скорости поршня, т. е. $f_b = 0,47 F$ (в выполненных конструкциях коэффициент пропорциональности не опускается ниже 0,343 и не поднимается выше 0,582):

$$f_b = l_b b_b - b_b^2 + \frac{\pi b_b^2}{4} = l_b b_b - 0,215 b_b^2. \quad (\text{VI.83})$$

Диаметральный зазор между втулкой ротора и распределительной осью $\delta_0 = (0,41 \div 0,81) 10^{-3} d_0$ и обычно увеличивается с увеличением q , а перекрытие $\Delta b_0 = 1$ мм при $\sqrt[3]{\bar{q}} \leq 3,8$ см, 2 мм при $3,8 \leq \sqrt[3]{\bar{q}} \leq 6,8$ см, 3 мм при $6,8 \leq \sqrt[3]{\bar{q}} \leq 11$ см.

Из элементарных геометрических соображений можно по величине Δb_0 найти углы отсечки и открытия цилиндров (от $1^\circ 31'$ до $2^\circ 52'$). Повышение давления в запертом объеме (в н/см²) из-за этого положительного перекрытия приблизительно определяют из равенства

$$\Delta p = \frac{v^2}{20}, \quad (\text{VI.84})$$

где v — скорость рабочей жидкости в зазоре, м/сек.

Выбор размеров поршня сопровождается выполнением его конструктивной схемы (рис. VI.18, а), на которой выбираются положения центров $OO' = \varepsilon$ и строятся соответствующие дуги с

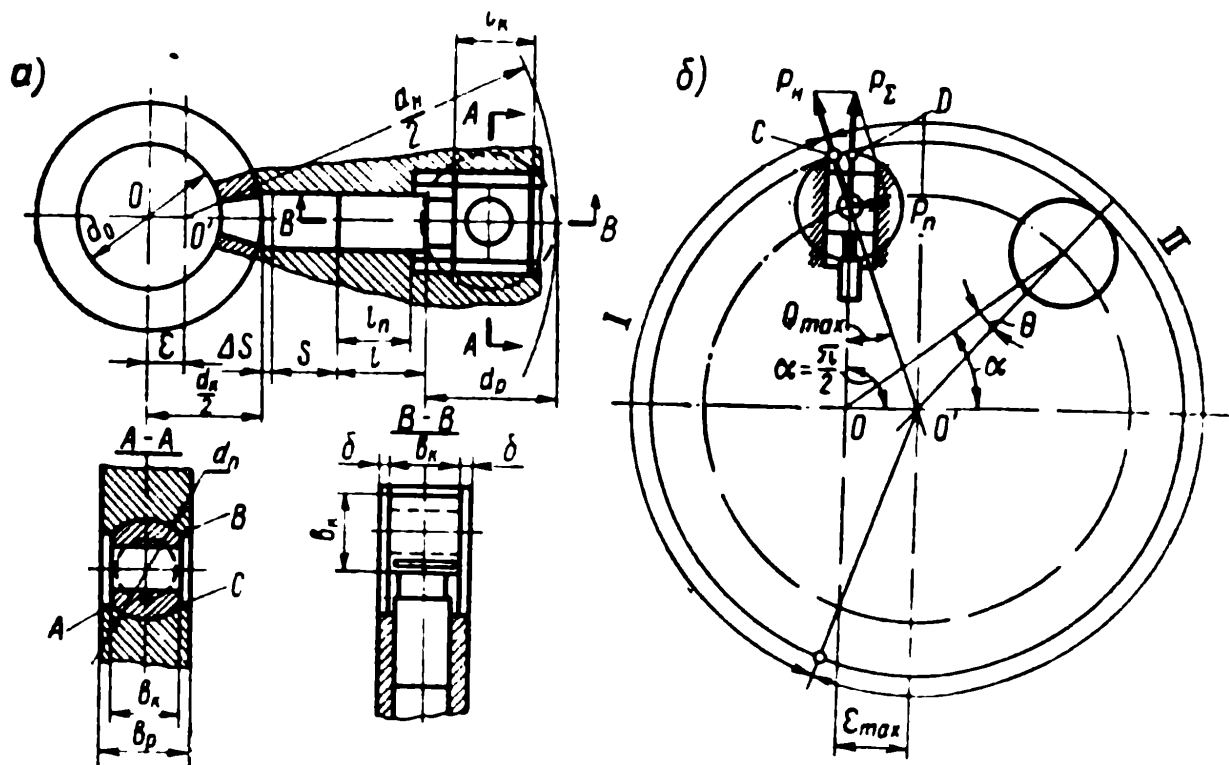


Рис. VI.18. Предварительная компоновка:

а — размещение поршня; б — поршень на цилиндрической направляющей

диаметрами d_0 , d_k и d_n . Штриховой линией показывается положение направляющего ролика с диаметром $d_p = 0,19 d_n$ (в осуществленных конструкциях $\frac{d_p}{d_n} = 0,176 \div 0,200$), который уточняется после определения основных размеров поршня и ползуна.

Усилие воздействия ползуна на ротор определяется разложением суммарного усилия $P_{\Sigma} = \frac{\pi d^2}{4} p_n + P_{ц}$ ($P_{ц}$ — центробежные силы) на составляющие P_n и $P_{п}$, как показано на рис. VI. 18, б:

$$P_n = \frac{1}{\cos \theta_{\max}} P_{\Sigma} \text{ и } P_{п} = \operatorname{tg} \theta_{\max} P_{\Sigma}. \quad (\text{VI.85})$$

В первом приближении считают $P_{\Sigma} = 1,7 \frac{\pi d^2}{4} p_n$.

Имея в виду, что смазочные канавки (рис. VI.18, б) могут занимать до 10% опорной площади ползуна, необходимую площадь опоры ползуна определяют из равенства

$$f = \frac{P_{п}}{0,9\sigma}, \quad (\text{VI.86})$$

причем напряжения смятия σ не должны превышать 95 н/см² при нормальной нагрузке и 130 н/см² при кратковременной перегрузке.

Удельная работа на той же поверхности $A = \sigma v_{\text{ср}} = \frac{\sigma \varepsilon_{\max} n}{15}$ не должна превышать 13 250 н/см·сек (при кратковременных перегрузках до 18 650 н/см·сек).

Ширина ротора b_p равна ширине ползуна b_k , сложенной с удвоенной толщиной шайб без одного миллиметра. Величины b_p , b_k и диаметр ползуна $d_{п}$ выбираются в долях от диаметра поршня d :

$$b_k = \bar{b}_k d, \quad b_p = \bar{b}_p d \text{ и } d_{п} = \bar{d}_k d, \quad (\text{VI.87})$$

где $\bar{b}_k = 1,16$, $\bar{b}_p = 1,6$ и $\bar{d}_k = 2,6$ при $p \leq 750$ н/см²;

$\bar{b}_k = 1,45$, $\bar{b}_p = 2,0$ и $\bar{d}_k = 2,6$ при $p = 1200 \div 1500$ н/см² [71].

Обычно шайбе придают квадратную форму и ее размер определяют из $\triangle ABC$ (рис. VI. 18, а): $h = BC = \sqrt{AB^2 - AC^2} = \sqrt{d_k^2 - b_k^2} = \bar{h}d$, где $\bar{h} = 1,63$ при $p \leq 750$ н/см² и 2,04 при $p = 1200 \div 1500$ н/см².

Пользуясь величинами f и b_k , находят $l_k = \frac{f}{b_k}$ и проводят разметку осевых размеров вдоль оси поршня на рис. VI.18, а. Так, от оси O откладывается размер $0,5 d_k$, затем конструктивный размер $\Delta S = 1 \div 2$ мм, выполнение которого предупреждает удар поршня о втулку ротора, и, наконец, величина удвоенного эксцентриситета $S = 2 \varepsilon_{\max}$.

Длина уплотняющей поверхности поршня l_{Π} выбирается в зависимости от размера гидромашины и давления:

$$l_{\Pi} = \bar{l}_{\Pi} d, \quad (\text{VI.88})$$

где $\bar{l}_{\Pi} = 1,5$ при $\sqrt[3]{q} < 2$ см или $p > 1000$ н/см² и $\bar{l}_{\Pi} = 1$ при $\sqrt[3]{q} > 3$ см или $p < 1000$ н/см².

Наименьшая длина уплотняющей поверхности поршня $(l_{\Pi})_{\min} = \frac{2}{3} l$ (этот размер относится непосредственно к ротору и определяет длину цилиндра в роторе). Пользуясь нанесенными размерами, можно определить длину поршня, считая от оси ролика до торца поршня.

Диаметр оси ролика выбирают равным 0,96 от диаметра поршня при $p \leq 750$ н/см² и $1,2d$ при $p = 1200 \div 1500$ н/см².

Кольцевая направляющая установлена на подшипниках и вращается вместе с ротором, увлекаясь роликами, прижимаемыми давлением рабочей жидкости на поршни. При повороте ротора на угол $\alpha = 90^\circ$ (рис. VI.18, б) контактная точка на поверхности ролика сместится из D в C , что приведет к его повороту на угол θ_{\max} , поэтому в зоне I ролик повернется в одну сторону на угол $2\theta_{\max}$, а в зоне II — на тот же угол в другую сторону, отсюда среднее значение числа оборотов ролика

$$n_p = \frac{2\theta_{\max}}{\pi} n \approx 0,078n, \quad (\text{VI.89})$$

поскольку θ_{\max} изменяется в пределах от $6^\circ 24'$ до $7^\circ 36'$.

В гидромашинах с $\sqrt[3]{q} \leq 3,5$ см применяется более простой вариант крепления роликов (рис. VI.19, а), а при $\sqrt[3]{q} > 3,5$ см для более равномерного распределения нагрузки по оси ролика применяется вставная втулка (рис. VI.19, б) с наружным диаметром $d' = kd$, где $k = 1,35 \div 1,55$ при $p \leq 750$ н/см² и $1,62 \div 1,86$ при $p = 1200 \div 1500$ н/см². Ширина опорной части этой втулки $b = k_b d$, где $k_b = 0,50 \div 0,58$ при $p \leq 750$ н/см² и $0,60 \div 0,70$ при $p = 1200 \div 1500$ н/см². На этой наружной поверхности допускаются напряжения смятия до 2000 н/см², а на внутренней — до 600 н/см² при нормальной (без перегрузки) работе [71].

Ширина ролика принимается равной $b_1 = (0,0418 \div 0,0589) d_H$, где d_H — диаметр кольцевой направляющей, а края закругляются с $r = (0,0015 \div 0,0025) d$.

Напряжения в линии контакта (в н/см²)

$$\sigma = \sqrt{0,35 \frac{pE}{b_1} \left(\frac{1}{d_p} - \frac{1}{d_H} \right)}, \quad (\text{VI.90})$$

где b_1 — ширина рабочей части ролика (рис. VI.19, в).

Эти напряжения не должны превышать $50\,000 \text{ н/см}^2$, а при перегрузках — $70\,000 \text{ н/см}^2$, что существенно ограничивает возможности увеличения диаметра поршня.

Ширина втулки ролика $b_2 = (1,12 \div 1,18) b$, а допускаемые напряжения смятия на оси ролика ограничиваются величиной 800 н/см^2 на нормальных режимах работы.

Ширина кольцевой направляющей b_n делается на $1 \div 2 \text{ мм}$ больше ширины ролика b_1 .

Проверочный расчет осей проводится для схем нагружения, показанных на рис. VI.19, а и б. Эти нагружения состоят из равномерно распределительной нагрузки P_1 (центробежные силы оси поршня со всеми крепежными деталями), равномерно распределенной на ширине ползуна b_n нагрузки P_2 (центробежные силы собственно поршня и давление рабочей жидкости на него) и равномерно распределенных на толщине опорных шайб нагрузок $2P_3$, вызванных центробежными силами этих шайб.

Такой расчет следует проводить при $\alpha = 0$, когда величины центробежных сил наибольшие.

Размеры опорных поверхностей выбираются при отсутствии гидравлической разгрузки так, чтобы напряжения смятия не превышали 150 н/см^2 для чугунных опорных поверхностей. Обычно $b_0 = (0,055 \div 0,0756) d_n$ и $l_0 = (0,77 \div 1,02) d_n$, причем большие значения соответствуют более крупным машинам (см. рис. VI.15, б).

Выбор опор проводится по величинам полных усилий, реакции опор для которых определяются при конструктивной компоновке по размерам l_1, l_2, l_3 и l_4 .

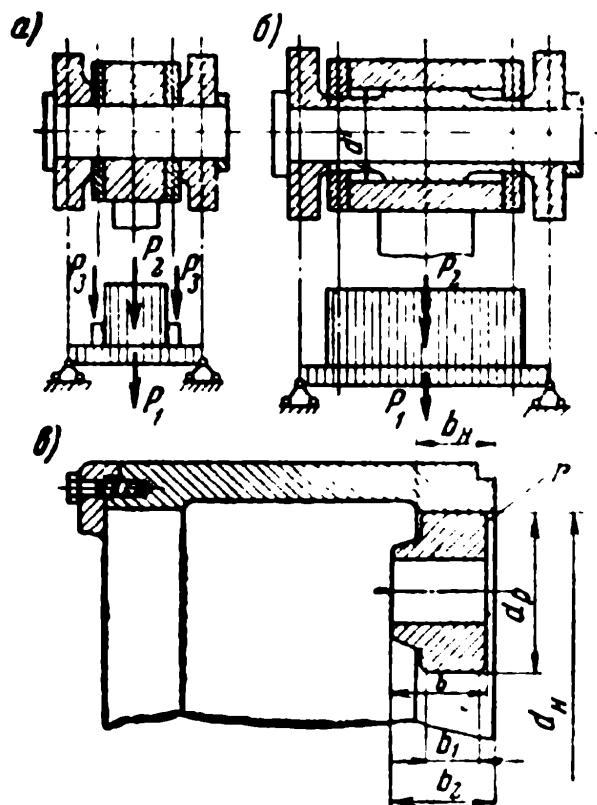


Рис. VI.19. Крепление роликов: а — ролики средних гидромашин; б — ролики крупных гидромашин; в — положение ролика на направляющей

§ VI.11. Гидромашины с коническими направляющими

Гидромашины с коническими направляющими получили большое распространение, главным образом, из-за простоты изготовления (см. рис. I.4). В гидромашине с плоской направляющей предпосылкой выбора ведущего звена было уменьшение изгибающего момента на головке поршня. В гидромашине с цилиндрической направляющей усложнение конст-

рукции (узлы ползунов и креплений роликов) имеет целью наибольшую разгрузку поршней от изгибающих моментов и радиальных нагрузок. В гидромашинах с конической направляющей ради упрощения конструкции идут на то, что реакция конической направляющей N (см. рис. I.4) нагружает изгибающим моментом поршень. Однако эксцентricность ее приложения приводит к возникновению вращательного движения поршня вокруг своей оси, что должно обеспечить гидродинамический эффект в зазоре и уменьшение потерь на трение при движении поршня в цилиндре. Кроме того, применение конической направляющей позволяет получать двухрядные конструкции (удвоенная производительность) при практически тех же осевых размерах с почти полным осевым уравновешением.

При выборе геометрических размеров головок поршней необходима проверка обязательности размещения точки контакта на сферической части головки поршня в достаточном удалении (не менее 1 мм) от границы сферы.

На рис. VI.20 показаны две проекции поршня, находящегося в контакте с конической направляющей [29], где τ — угол наклона оси поршня, γ — угол между радиусами конической направляющей и осью поршня, встречающимися в центре сферы, r — радиус сферы, α — угол наклона конической направляющей, ε — эксцентricитет (OO'), d_1 — диаметр окружности контактов на сфере.

По теореме синусов $R \sin \gamma = \varepsilon \sin \alpha$, поэтому наибольшее значение угла γ имеет место при $\alpha = 90^\circ$ ($\sin \gamma_{\max} = \frac{\varepsilon}{R}$).

Для нахождения расстояния от точки контакта A до оси поршня ($s = AD$) рассекаем поршень плоскостью, нормальной к его оси и встречающейся с точкой A . В этой плоскости выберем ортогональные оси координат с началом в D так, чтобы ось y была параллельна оси вращения ротора. Тогда

$$x_A = r \cos \tau \sin \gamma = \varepsilon \frac{r}{R} \cos \tau \sin \alpha, \quad y_A = r \sin \tau \quad (\text{VI.91})$$

и

$$s = \sqrt{x_A^2 + y_A^2} = r \sqrt{\left(\frac{\varepsilon}{R}\right)^2 \cos^2 \tau \sin^2 \alpha + \sin^2 \tau},$$

откуда при $\alpha = 90^\circ$

$$s = s_{\max} = r \sqrt{\left(\frac{\varepsilon}{R}\right)^2 \cos^2 \tau + \sin^2 \tau},$$

или (в см)

$$d_1 = 4r \sqrt{\left(\frac{\varepsilon}{R}\right)^2 \cos^2 \tau + \sin^2 \tau} + 0,2. \quad (\text{VI.92})$$

Используя выражение s , можно найти угол наклона ψ (рис. VI.21, *a*) линии действия реакции N конической направляющей с осью поршня

$$\psi = \psi(\alpha) = \arcsin \frac{s}{r} = \arcsin \sqrt{\left(\frac{e}{R}\right)^2 \cos^2 \tau \sin^2 \alpha + \sin^2 \tau}. \quad (\text{VI.93})$$

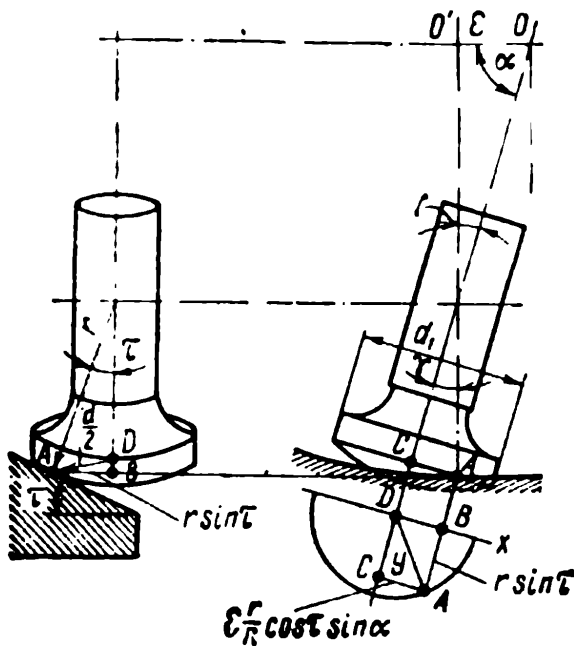


Рис. VI.20. Размещение головки поршня на конической направляющей

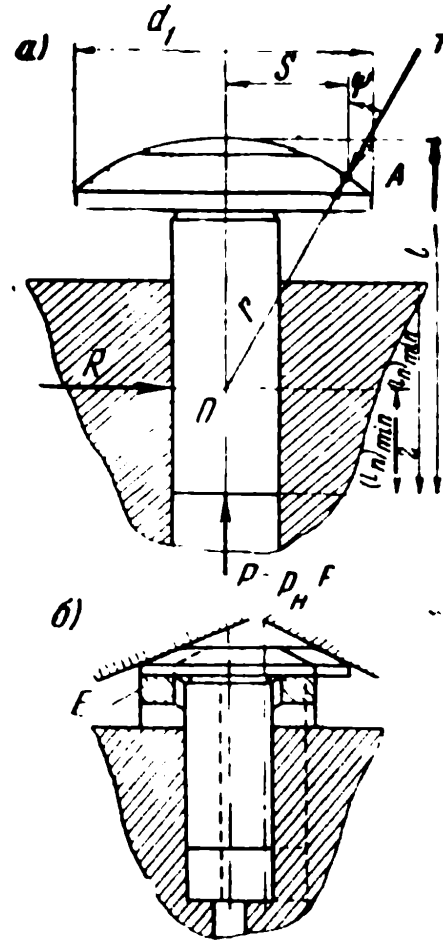


Рис. VI.21. Положение головки поршня на конической направляющей:

a — реакция направляющей; *б* — установка выталкивающего кольца

Величина реакции конической направляющей N определяется проектированием векторов сил на ось поршня:

$$\left. \begin{aligned} N &= \frac{pF}{\cos \psi} = \frac{pF}{\sqrt{1 - \left(\frac{s}{r}\right)^2}} = \frac{rpF}{\sqrt{r^2 + s^2}} \\ R &= T \sin \psi = \frac{s}{r} T = \frac{spF}{\sqrt{r^2 + s^2}}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.94})$$

где R — осевая реакция ротора (получается проектированием векторов сил на направление, нормальное к оси поршня).

Выбор геометрических форм поршня целесообразно проводить так, чтобы центр сферической головки (точка O на рис. VI.21, a) лежал посередине минимальной длины контактной поверхности поршня

$$l = r + \frac{(l_n)_{\min}}{2}. \quad (\text{VI.95})$$

Последнее условие нарушается (см. рис. I.4) тогда, когда необходимо уменьшить радиальные габариты и момент инерции вращающихся узлов.

Обычно принимают $\frac{(l_n)_{\min}}{l} = 0,6$ или $r = 0,7l$.

Иногда на сфере снимается лыска с диаметром $d_2 < 2S_{\min} = 2r \sin \tau$ (при $\alpha = 0$).

Обычно принимают угол наклона конической направляющей $\tau = 14 \div 20^\circ$, причем уменьшение τ приводит к увеличению длины поршня l , обычно равной $3 \div 3,5d$, а $\epsilon_{\max} = 0,14 \div 0,17l$.

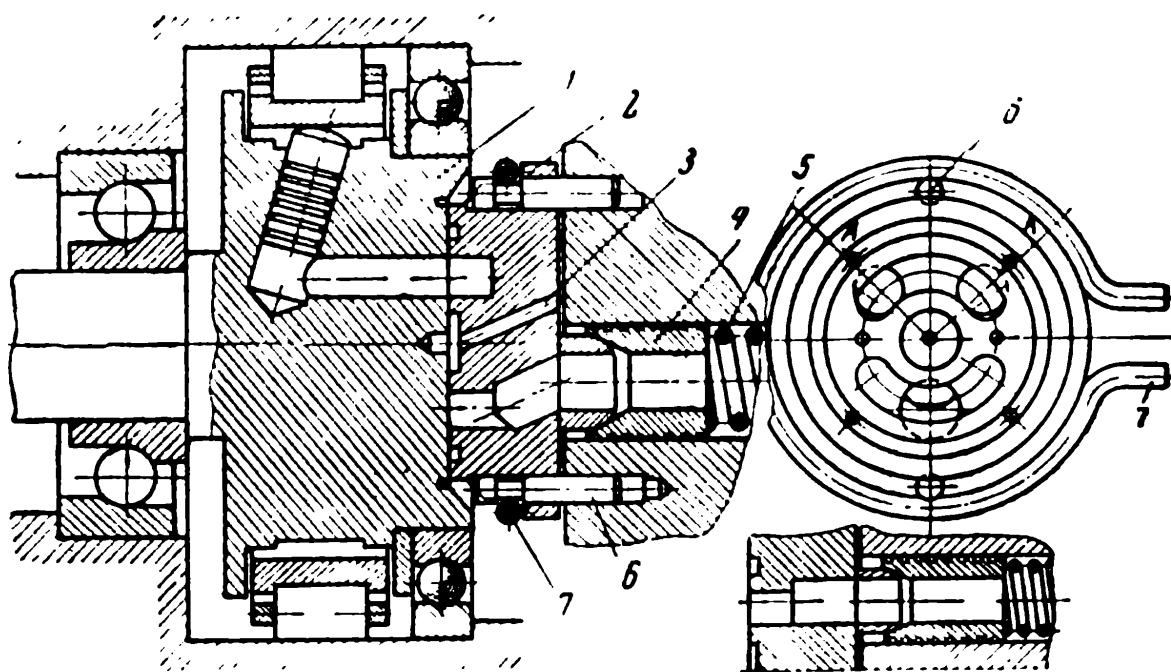


Рис. VI.22. Гидромашина с торцевым распределением

В гидромашинах большой мощности ради уменьшения механических потерь увеличивают диаметр головки поршня, принимая $d_1 = 1,8 \div 2,0d$, что позволяет получать приведенный (учитывающий потери в пятне контакте с конической направляющей и на трение поршня о стенки цилиндра) коэффициент трения, меньший 0,02.

Рассматриваемые гидромашинны могут быть и самовсасывающими при размещении под головками всех поршней общего

кольца F (рис. VI.21, б), в ином случае в приемной линии должно поддерживаться повышенное давление, способ подсчета которого аналогичен расчету, приводимому в § VII.6.

При достаточно большом числе поршней в рассматриваемых гидромашинах принимают z четное ради упрощения изготовления (обработка цилиндров протяжкой).

Такого же типа гидромашин выполняются с нулевым углом наклона конической направляющей, с пространственным (не радиальным) размещением поршней и заменой осевого (цапфенного) распределения на торцевое (рис. VI.22).

К вращающемуся ротору прижимается неподвижный распределитель 2, снабженный дренажным каналом 3 и поджимающим устройством. Поджимающее устройство состоит из стаканов 4, нагруженных гидростатическим давлением рабочей жидкости и натягом пружин 5. Фиксация торцевого распределителя осуществляется при помощи шпилек 6 и кольцевого упругого замка 7.

Расчет торцевого распределения таких гидромашин аналогичен расчету торцевого распределения аксиально-поршневых гидромашин (см. § VII.9).

§ VI.12. Материалы основных деталей гидромашин

Материалы основных деталей гидромашин с конической направляющей выбираются в зависимости от типа конструкции. При использовании гидравлической разгрузки распределительной оси, когда зазор между распределительной осью и втулкой ротора не фиксирован и возможны износы трущихся поверхностей, втулки изготавливаются из хорошей антифрикционной бронзы (Бр. ОСН10-2-3 нормаль НВ488—48, Бр. ОФ10-1 нормаль 211 АМТУ-49, Бр. СУЖ7-2 ГОСТ 493—54, Бр. ОЦС-6-6-3 ГОСТ 613—50), а распределительная ось — из стали марки 20Х ГОСТ 1412—54 с цементацией поверхностей трения на глубину $0,7 \div 0,9$ мм с закалкой твердости НРС 58 ÷ 62 или стали марки 40Х ГОСТ 4543—61 с закалкой до возможно высокой твердости.

При выполнении того же сопряжения с гарантированным зазором (ротор опирается на распределительную ось через опоры качения) втулка выполняется из серого чугуна марки СЧ 20-40 ГОСТ 1412—54, а распределительная ось — из тех же материалов.

Ротор изготавливается из чугуна марки СЧ 32-52 ГОСТ 1412—54 с твердостью после термообработки не менее НВ80.

Поршни изготавливаются из сталей марок 20Х, 40Х или ШХ-15 ГОСТ 801—60 с твердостью после термообработки поверхности

трения HRC 56÷62, а из стали марки 40X с наибольшей возможной твердостью.

Коническая направляющая изготавливается из стали марки ШХ-15 с твердостью после обработки HRC 56÷62. Статор изготавливается из чугуна марки СЧ 21-40, должен обладать необходимой прочностью, жесткостью, а также не быть пористым и не иметь раковин.

При использовании торцевого распределения ротор снабжается накладкой из бронзы марки ОСН10-2-3, а распределитель выполняется из стали марки Х12Ф1, или наоборот.

Во время войны в Германии изготавливались гидромашины с цилиндрическими направляющими, в которых избегали применять цветные металлы. В этих конструкциях (см. § VI.10) распределительная ось, цилиндрическая направляющая, ось поршня и ролики выполнялись из стали марки St с 16.61 (Din 1629), вал и ротор — из стали марки st 60.11 (Din 1611), а втулка ротора — из стали марки st 34.11 (Din 1611) [71].

Некоторые конструктивные и технологические требования к основным деталям гидромашин с конической направляющей являются общими для радиально-поршневых гидромашин. Так, наиболее ответственными сопряжениями при использовании осевого распределения являются сопряжения распределительной оси со втулкой ротора, цилиндра с поршнем и поршня с опорной поверхностью.

Износоустойчивость трущихся пар поршень — цилиндр, распределительная ось — втулка ротора и величины зазоров в этих парах определяют объемный к. п. д. гидромашин, ее нагрев и ресурс.

Овальность и конусность распределительной оси и расточки втулки ротора не должны превышать 3÷5 мкм. При фиксированных зазорах между распределительной осью и втулкой ротора овальность и конусность не должны превышать 40 мкм при диаметрах до 40 мм, 60 мкм при диаметрах до 75 мм и 90 мкм при диаметрах до 115 мм.

Для обеспечения должной concentричности фиксированного зазора, что должно исключить возможность задиров, несоосность расточек ротора под подшипник и втулки под распределительную ось не должна превышать 10 мкм, а несоосность поверхностей оси под подшипники и оси распределения — 5 мкм.

Конусность и овальность цилиндров и поршней не должна превышать 5 мкм.

Чистота обработки направляющих не должна быть ниже $\nabla 9 \div \nabla 10$, а посадка направляющих в статор по наружному диаметру $\frac{A}{\Pi}$.

§ VI.13. Высокомоментные гидромоторы

Высокомоментные гидромоторы (сокращенно называемые *ГМВ*) предназначены для привода нагрузки без промежуточного понизительного редуктора с целью уменьшения веса, габаритов и потребляемой мощности привода, а также устранения люфтов в передаче и улучшения динамических характеристик следящего привода. Высокомоментными гидромоторами называют специализированные гидромоторы, которые проектируют для работы только при сравнительно малых числах оборотов вала, что позволяет получать лучшие технические параметры. Обычно исполнительный двигатель соединяется с нагрузкой через редуктор с передаточным отношением $i_p = 0,002 \div 0,0033$ и имеет к. п. д. $0,80 \div 0,85$, а самотормозящий червячный редуктор — даже $0,3$. Устранение понизительного редуктора с $i_p \ll 1$ потребует соответствующего снижения угловой скорости ω_2 и увеличения рабочего объема q , определяющего размеры и вес гидромотора. Чтобы улучшить весовые и габаритные показатели, сохранить статические и динамические характеристики гидропередачи, *ГМВ* должны быть специализированными гидромоторами.

В *ГМВ* обычно существенно повышают рабочий объем q благодаря использованию многоходового принципа работы, при котором за один оборот ротора поршни в цилиндрах совершают несколько ходов. *ГМВ* отличаются от высокооборотных гидромоторов значительно бóльшей величиной приемистости Π , малым значением веса, приходящегося на единицу момента \bar{G}_m , определяемого равенствами (III.32) и (III.24), а также бóльшим значением отношения $\frac{M}{\omega_{\max}} \left[\frac{\text{н} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}}{\text{рад}} \right] > 0,5$, достигающего значений 2000 (для обычных гидродвигателей это отношение не превосходит 0,2).

Динамические свойства *ГМВ* существенно зависят от отношения объема полости V_{Π} от выходного патрубка до поршней цилиндров к характерному объему ω_2 , которое должно быть наименьшим,

$$\bar{V}_{\Pi} = \frac{V_{\Pi}}{\omega_2}. \quad (\text{VI.96})$$

Следует иметь в виду, что эксплуатация гидромотора на пониженном числе оборотов сопровождается существенным снижением объемного к. п. д. Величины утечек пропорциональны давлению и практически не зависят от числа оборотов. Для ряда гидромоторов утечки Q_y примерно пропорциональны характерному размеру ($Q_y \sim \sqrt[3]{\omega_2}$). Поэтому *ГМВ* должны иметь относительно меньшие утечки, чем обычные гидромоторы.

Основные параметры ГМВ различных типов приведены в табл. VI.1, в которой $\bar{V} = \frac{V}{\omega_2}$ (отношение габаритного объема V к характерному объему ω_2), v — металлоемкость.

Сравнение параметров M_2 , ω_2 и N_2 ГМВ и гидромотора с понизительным редуктором производят по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} M_2 &= \frac{M_H}{i_p i_s \eta_p \eta_s}; \\ \omega_2 &= i_p i_s \omega_H; \\ N_2 &= \frac{M_H \omega_H}{\eta_p \eta_s 1000} \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.97})$$

где M_H и ω_H — момент (в $\text{н} \cdot \text{м}$) и угловая скорость (в рад/сек) нагрузки;

i_s и η_s — передаточное отношение и к. п. д. зубчатой пары нагрузки;

i_p и η_p — передаточное отношение и к. п. д. редуктора;

M_H , ω_H , N_H — момент, угловая скорость и мощность исполнительного двигателя (в кв) соответственно. Для ГМВ $i_p = \eta_p = 1$ и потребляемая мощность на 15 ÷ 20% меньше.

Обычно проектируется ряд типоразмеров ГМВ. Зная параметры одного ГМВ из ряда, можно ориентировочно определить параметры остальных по методу подобия. В серии геометрически подобных машин веса G и объемы V изменяются пропорционально ω_2 или (при большом увеличении ω_2) пропорционально $\omega_2^{0.75 \div 0.8}$. Моменты инерции изменяются пропорционально $\omega_2^3 \sqrt{\omega_2}$ (III.33) ÷ (III.35).

На рис. VI.23 показана схема шестиходового ГМВ с торцевым распределением, выполненная по типу радиально-поршневых гидромашин с цилиндрической направляющей (1 — ротор; 2 — ползун поршня; 3 — ролик; 4 — профилированная направляющая — копир; 5 — распределитель, имеющий по два канала-щели против каждого выступа копира).

На рис. VI.24 показана аналогичная конструкция с цапфенным распределением (нумерация деталей та же).

Окружное усилие T может быть получено из направления реакции копира N и гидростатических сил давления рабочей жидкости P на поршень (рис. VI.23).

Конструкция самоустанавливающегося торцевого распределения показана на рис. VI.25. Жидкость из полости высокого давления 1 поступает через подвижные стаканы 2 и удерживаемый от вращения шпонкой распределительный диск 3 в цилиндры блока 7, поршни 6 которого, опираясь на траверсу 5 и да-

Таблица VI.1

Образец	ω , см ³ /рад	P_{max} , н/см ²	М, н·м	ω , рад/сек	С, н	σ	$\bar{\sigma}_m$, н/мм	\bar{V}_n	\bar{V}
Аксиально-поршневой с силовым карданом	684	750	4750	37,5	6000	112,3	1,26	1,57	276
Аксиально-поршневой с двойным несильным карданом	477	1600	7000	10,0	5500	147,8	0,78	1,57	232,5
Радиально-поршневой многоходовой ВНИИ-Гидропривод	467	1000	4000	7,5	2000	54,9	0,50	0,408	111
Радиально-поршневой многоходовой ВНИИ-Стройдормаш	566	1000	5000	10,0	2500	56,7	0,50	0,226	72,4
Радиально-поршневой многоходовой Гипроуглемаш	509	1500	6900	7,0	2500	63	0,49	0,226	100
Шиберный многоходовой Гипроуглемаш	420	1000	3700	7,0	1000	30,55	0,30	—	29,5
Шиберный Братваг (Норвегия)	2005	1000	20000	12,5	—	—	—	—	—
Радиально-поршневой Дюстерлюо (ФРГ): КМ 63/5	124	3000	3150	30,0	—	—	—	1,57	—
КМ 105/5	500	3000	12750	30,0	—	—	—	1,57	—
Радиально-поршневой многоходовой САММ (Франция) М 32-500	79,5	1500	1050	60,0	—	—	—	0,389	—
Радиально-поршневой многоходовой Ха-науэр Пампенбау (ФРГ): LS 500	79,5	1800	1300	20,8	1300	210	1,00	0,389	—
LS 2000	318	1800	5200	16,0	3850	155	0,74	—	—
Радиально-поршневой многоходовой, Юрановы заводы (ЧССР): VMP 630	100	2500	2200	31,5	2800	359	1,27	—	—
VMP 2500	413	1800	6300	8,0	3100	96,1	0,49	—	—
Радиально-поршневой многоходовой, Пжеровский завод (ЧССР): НМ 26,25	4175	800	33400	1,5	13400	41,2	0,40	—	—
НМ 52,5	8350	800	66500	1,5	18600	28,6	0,28	0,195	—
Радиально-поршневой Стафа (Англия, Япония)	486	1400	6500	10,0	2800	73,9	0,43	1,57	—

лее на копир 4, создают окружное усилие. Распределитель аналогичен показанному на рис. VI.22.

Геометрия распределения выбирается такой, чтобы в результате гидростатической разгрузки превышение прижимающего

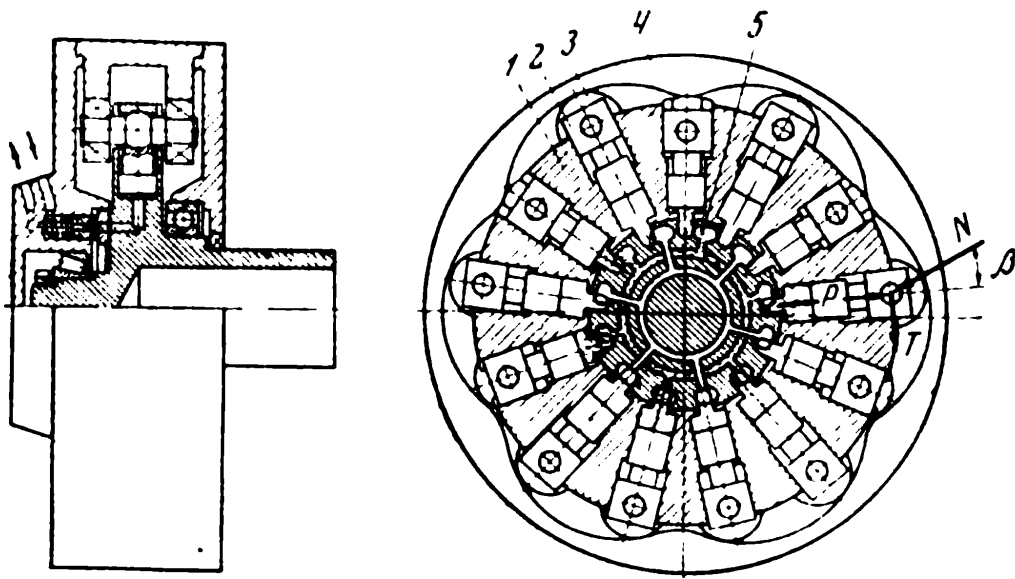


Рис. VI.23. Конструктивная схема ГМВ с торцевым распределением

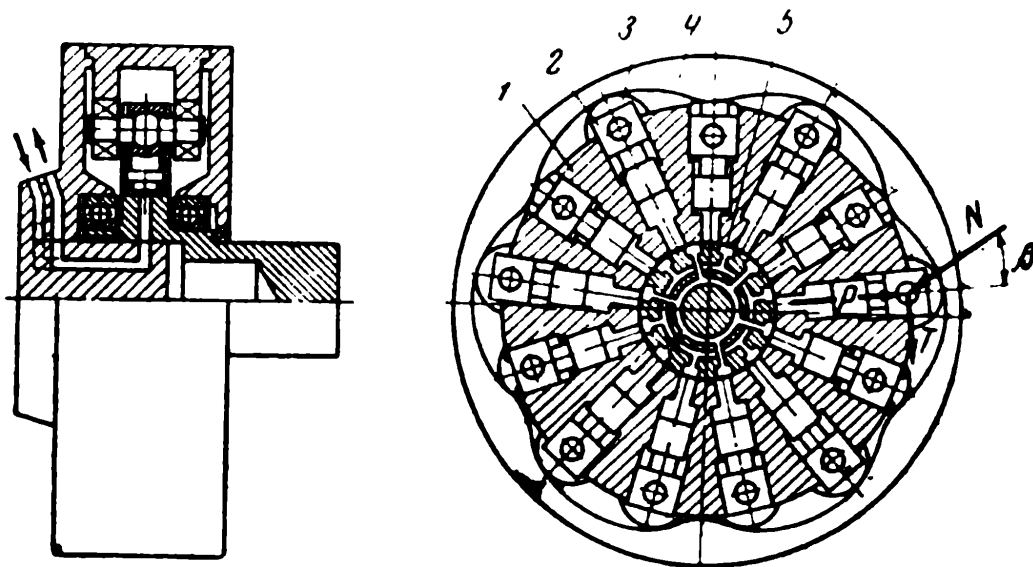


Рис. VI.24. Конструктивная схема ГМВ с цапфенным распределением

усилия над отжимающим было достаточным для обеспечения герметичности.

ГМВ с цапфенным распределением, который имеет большие утечки, но меньшие габариты и более простую конструкцию, показан на рис. VI.26 (1 — направляющая статора; 2 — поршень; 3 — ротор; 4 — распределитель; 5 — полая траверса).

Использование ползунов, охватывающих цилиндры снаружи (так называемая полая траверса), существенно уменьшает габариты гидромашины и позволяет применять подшипники боль-

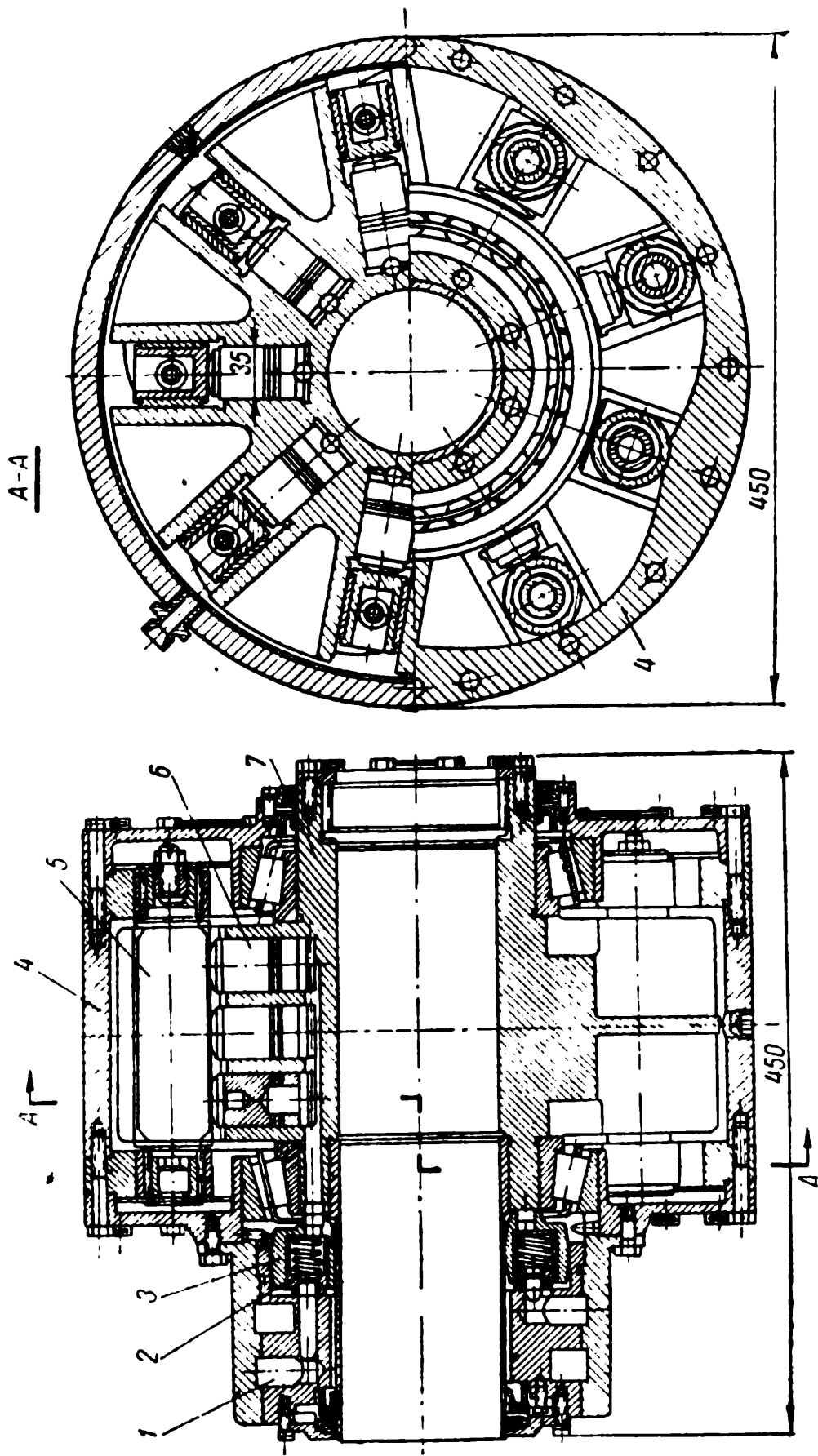


Рис. VI.25. Конструкция ГМВ с самоустанавливающимся торцевым распределением

шей несущей способности. Есть сообщения [60], что такие конструкции за счет обеспечения жидкостного трения на опорных поверхностях могут иметь механический к. п. д., доходящий до 96÷97%.

ГМВ могут быть выполнены либо с неподвижным корпусом и вращающимся валом, сблокированным с цилиндрическим бло-

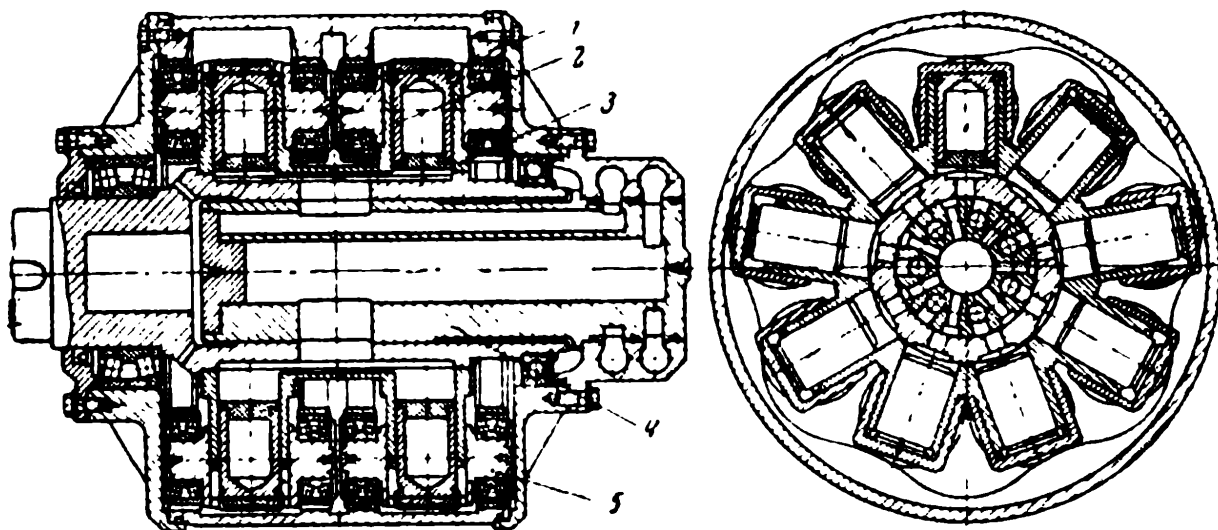


Рис. VI.26. Конструкция ГМВ с цапфенным распределением

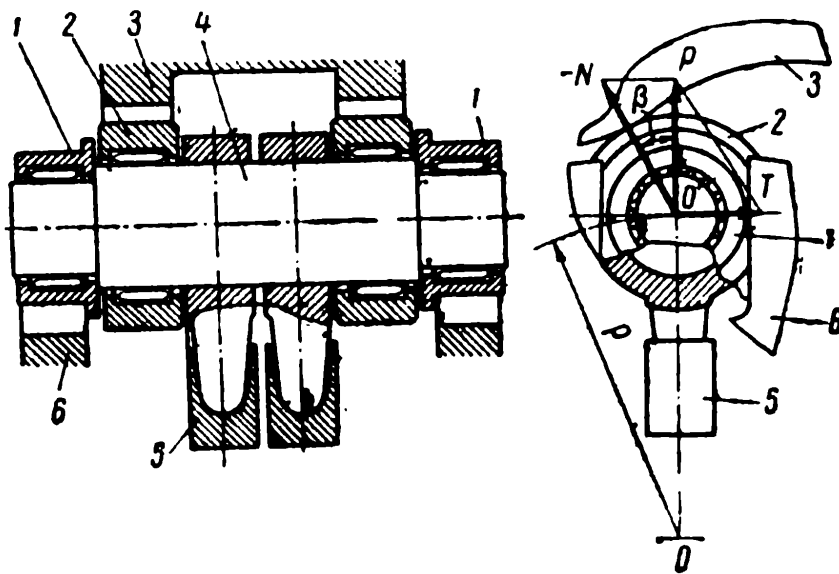


Рис. VI.27. Замена ползунов роликами, передающими окружное усилие на цилиндрический блок

ком, либо с вращающимся корпусом и неподвижным цилиндрическим блоком. Однако конструкции с вращающимся корпусом должны иметь устройство для подвода рабочей жидкости к вращающемуся распределителю, в котором возникают дополнительные утечки.

Для снижения потерь в конструкциях с траверсой 4 (рис. VI.27) передача усилия поршней 5 на цилиндрический блок 6 осу-

осуществляется при помощи дополнительных роликов 1, посаженных на общую траверсу с основными роликами 2, опирающимися на копир 3. В таких конструкциях окружное усилие T всегда направлено перпендикулярно к оси поршня.

Величина момента определяется произведением ρT и гидромашина должна профилироваться так, чтобы суммарный момент от всех участвующих в работе поршней был в достаточной мере постоянным.

Другой тип механизма (рис. VI.28) передачи момента на цилиндрический блок с фиксированной точкой приложения усилия

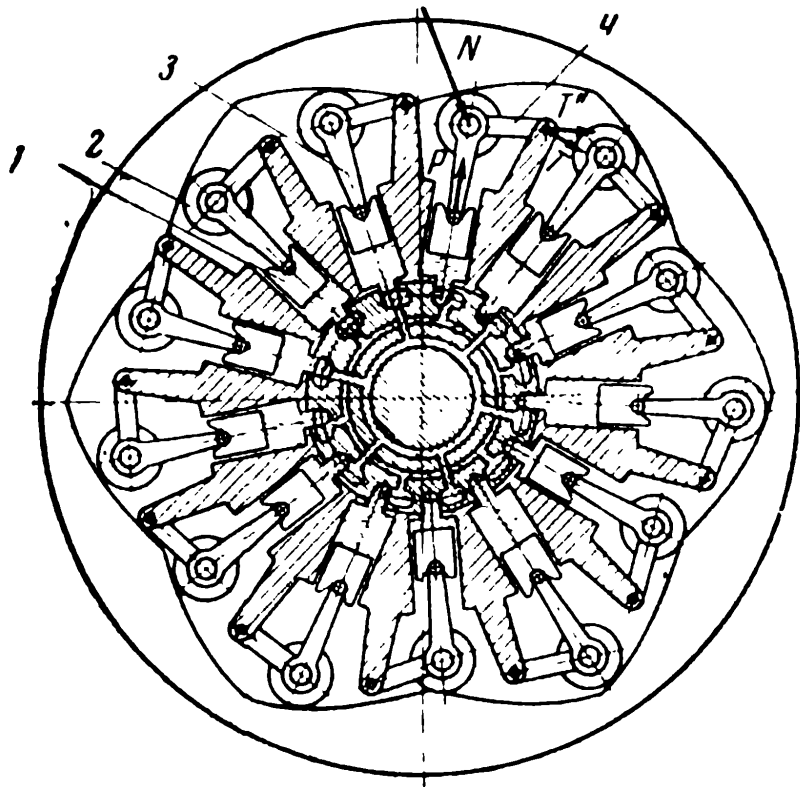


Рис. VI.28. Многоходовой ГМВ рычажного типа

осуществляется при помощи рычажных механизмов. Поршень 1 соединен с валиком роликов 2 при помощи шатунов 3. Гидростатическое усилие P на поршень и реакция копира N на ролик создают равнодействующую T'' , направленную по оси рычага 4. Крутящий момент создается перпендикулярной к радиусу составляющей T этой равнодействующей.

Основная трудность проектирования механизма заключается в необходимости такого выбора геометрии рычагов, профиля копира и размера роликов, при которых будет обеспечена достаточная равномерность развиваемого момента при изменении угла поворота цилиндрического блока. Профиль копира получается несимметричным.

Конструкция ГМВ рычажного типа показана на рис. VI.29. Считается, что она мало подвержена износу. Потери на трение

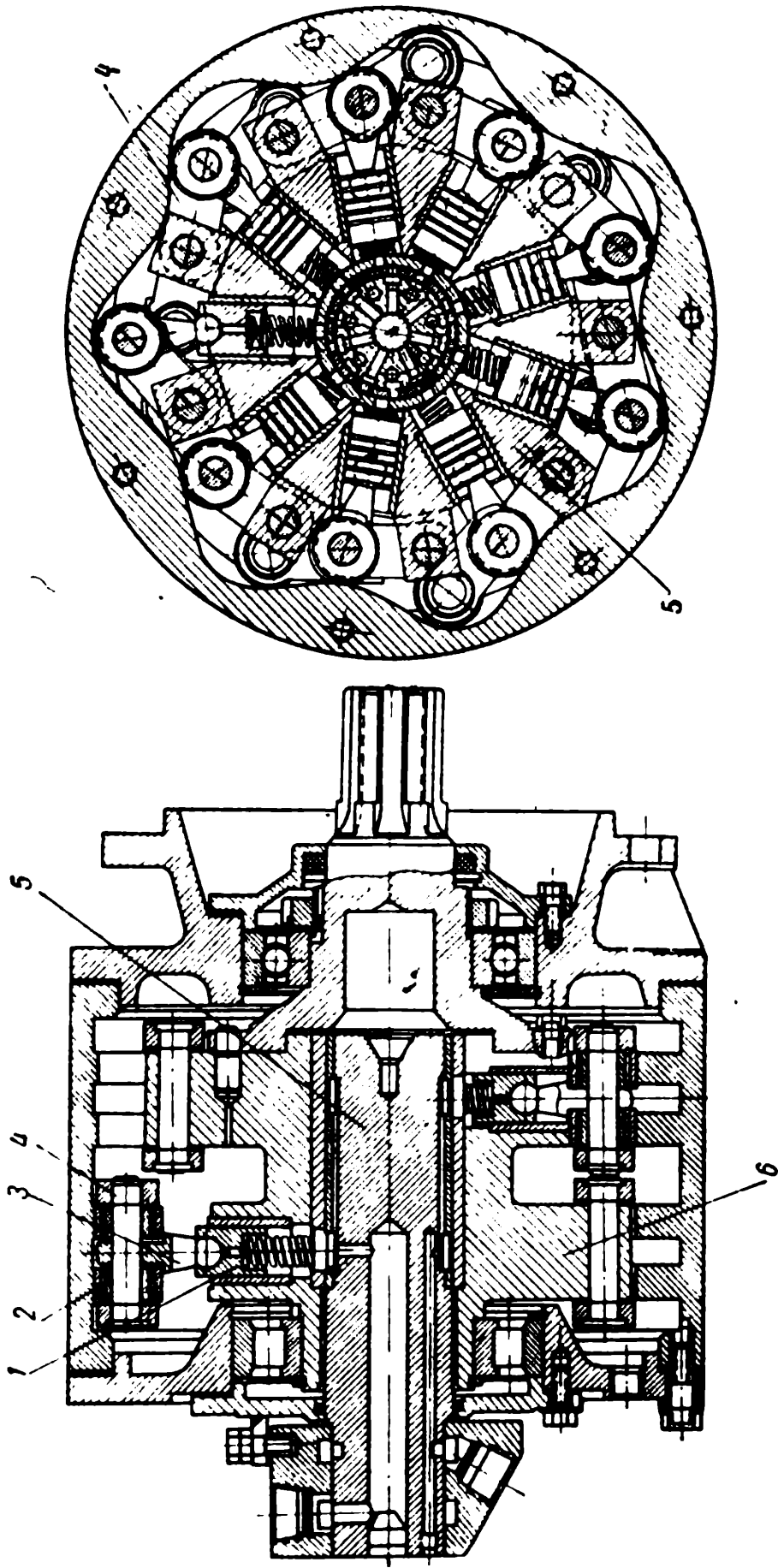


Рис. VI.29. Конструкция ГМВ рычажного типа:
 1 — поршень; 2 — ролик; 3 — рычаг; 4 — рычаг; 5 — распределитель; 6 — ротор

в конструкциях данного типа и рассмотренных ранее примерно одинаковы, так как потери на трение в ползунах поршней или в устройствах, их заменяющих, оказываются примерно такими же, что и потери на трение в двух опорах шатуна и силы трения от бокового давления на поршень в конструкциях рычажного типа.

При прочих равных условиях конструкция рычажного типа имеет диаметральный размер, больший на $10 \div 15\%$. Неточности

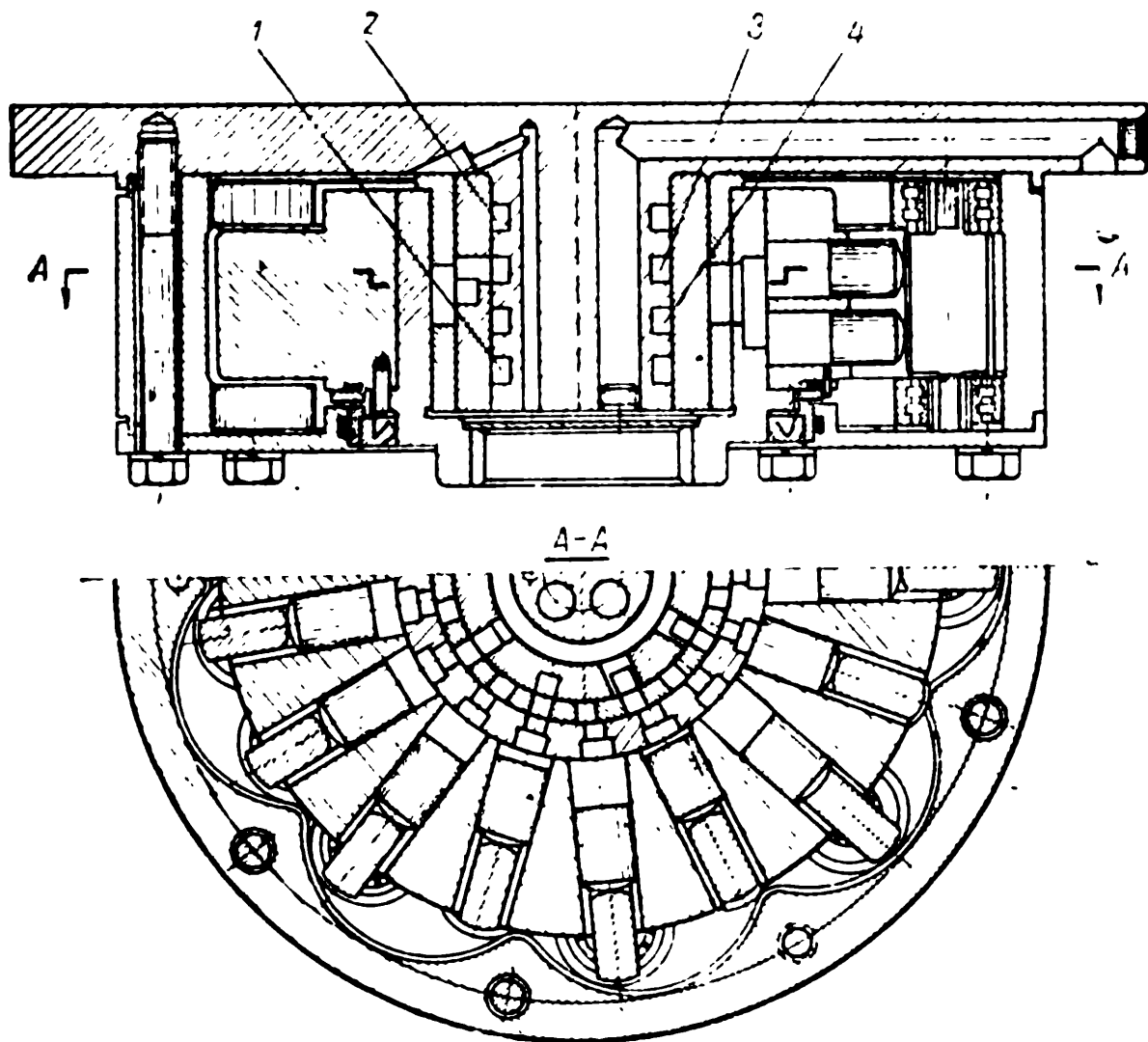


Рис. VI.30. Конструкция составного ГМВ

в профилировании копира и геометрии опор рычагов увеличивают неравномерность подачи и снижают наименьшие устойчивые обороты.

Нереверсивный ГМВ, допускающий ступенчатое регулирование, показан на рис. VI.30. Три разных подводящих канала 2, 3 и 4 и один общий сливной 1 допускают возможность включения либо всех 34-х поршней двухрядного девятиходового гидромотора, либо тех поршней, которые обслуживаются шестью комбинациями использования подводящих каналов.

§ VI.14. Базовые соотношения механизмов ГМВ

Базовые соотношения механизмов ГМВ, выполненных по кинематическим схемам роторных радиально-поршневых гидромашин (см. рис. VI.23 и VI.24), при отсутствии сил трения основываются на трех очевидных соотношениях:

$$T = P \operatorname{tg} \beta, \quad N = \sqrt{P^2 + T^2} = \frac{P}{\cos \beta} \quad \text{и} \quad M = \rho T, \quad (\text{VI.98})$$

где ρ — плечо окружного усилия T ;

β — угол наклона к радиусу реакции копира N (рис. VI.31).

Сначала анализ ведется применительно к кривой, по которой перемещается ось ролика. По этой кривой с радиусами

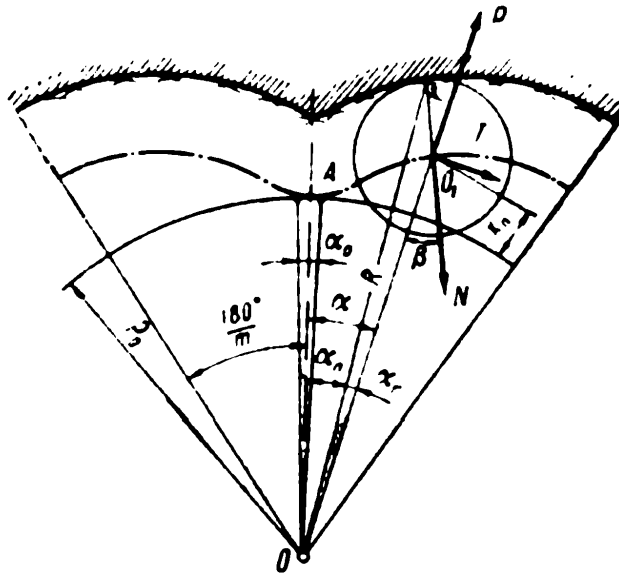


Рис. VI.31. Базовые соотношения материалов ГМВ

$\rho = OO_1$ и углами α относительно начального положения определяются полярные координаты копира

$$R = \sqrt{\rho^2 + r^2 + 2\rho r \cos \beta} \quad \text{и} \quad \alpha_n = \alpha - \alpha_r, \quad (\text{VI.99})$$

где $\sin \beta = \frac{R}{r} \sin \alpha_r$, r — радиус ролика.

Тангенс угла между направлением радиуса-вектора и касательной к кривой в полярных координатах [13]

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{d\alpha}. \quad (\text{VI.100})$$

Подставляя значение $\operatorname{tg} \beta$ в равенство (VI.98), получим

$$M = P \frac{d\rho}{d\alpha} = P v_\alpha, \quad (\text{VI.101})$$

где $v_\alpha = \frac{d\rho}{d\alpha}$ — приведенная скорость поршня [13].

Применяя в последнем равенстве индекс i для i -го поршня, участвующего в подаче и проводя суммирование для всех поршней, одновременно участвующих в подаче, получим следующее выражение суммарного момента

$$M_n = \sum_n M_i = P_i \sum_n v_{\alpha_i}. \quad (\text{VI.102})$$

При учете поршней, цилиндры которых соединены с отдающей полостью,

$$M = M_n - M_b = \rho_n F \sum_n v_{\alpha_i} - \rho_b F \sum_b v_{\alpha_i}.$$

Обычно величины $\sum_n v_{\alpha_i}$ и $\sum_b v_{\alpha_i}$ при $0 \leq \alpha \leq \theta$ и при $\theta \leq \alpha \leq < 2\theta$, где для z нечетного $\theta = \frac{\pi}{mz}$ (m — число уступов на копира и z — число поршней), изменяются одинаково (периодические функции с периодом θ). Поэтому расчет ведут при помощи уравнения (опуская в дальнейшем индекс « i » при v_α)

$$M = \Delta p F \sum_n v_\alpha. \quad (\text{VI.103})$$

Следовательно, для получения $M = \text{const}$ необходимо найти условия, при выполнении которых $\sum_n v_\alpha = \text{const}$, а коэффициент неравномерности момента

$$\sigma = 1 - \frac{(\sum_n v_\alpha)_{\min}}{(\sum_n v_\alpha)_{\max}}. \quad (\text{VI.104})$$

Если обозначить через ρ_0 радиус выступов копира, а через x_n ход поршня от начального положения при повороте цилиндра на угол α , то

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \rho_0 + x_n; \\ v_n &= \frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega v_\alpha; \\ j_n &= \omega^2 j_\alpha, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI.105})$$

где ρ — радиус центра ролика;
 v_n — скорость поршня;
 j_n — ускорение поршня;
 ω — угловая скорость вращения ротора.

Величины $v_\alpha = \frac{v_n}{\omega} = \frac{d\rho}{d\alpha}$ и $j_\alpha = \frac{j_n}{\omega^2} = \frac{l}{\omega^2} \frac{dv_n}{dt}$ — приведенная скорость и ускорение поршня.

Геометрическая подача

$$Q_r = \sum_n Q_i = \omega F \sum_n v_{\alpha_i}$$

Поршни должны иметь такие ускорения, при которых будет обеспечиваться гарантированный прижим роликов поршней к копиру.

На копире имеются нерабочие участки, угловые размеры которых α_0 (см. рис. VI.31 и VI.32) образуются дугами окружности с радиусами ρ_0 , для того чтобы не было изменения запертого объема при использовании распределителей с положительным перекрытием. Иногда аналогичные нерабочие участки выполняют и во впадинах копира (α_0' на рис. VI.32, а).

В диапазоне изменения угла α , определяемом углом α_1 на рис. VI.32, относительная скорость поршня возрастает, а на участке, определяемом углом α_2 , — уменьшается.

На рис. VI.32 точками 1, 3, 5, 7, 9 и 11 показаны начальные положения всех поршней, приведенных к первому полусектору копира, а точками 2, 4, 6, 8 и 10 — ко второму полусектору копира (область вытеснения рабочей жидкости из цилиндров). При повороте ротора на угол α все точки сместятся вправо, как показано отрезками прямых. В этом случае в полости нагнетания находятся $k_1 = \frac{z+1}{2}$ поршней, а в полости вытеснения

$$k_2 = \frac{z-1}{2} \text{ поршней.}$$

При симметричном размещении цилиндров в цилиндрической блоке ($\varphi = \frac{2\pi}{z}$ — центральный угол между двумя соседними цилиндрами) центральный угол полусектора копира будет равен $\psi = \frac{\pi}{m}$, где m — число уступов на копире (число рабочих ходов каждого поршня при повороте ротора на один оборот).

Полусектор копира ограничен с обеих сторон нерабочими участками, находясь на которых, поршень не может участвовать в работе (мертвое положение). Каждый поршень может иметь за один оборот $2m$ мертвых положений, а все z поршней — $2mz$ таких положений. Гидромашина совершает строго циклическую работу, цикл которой определяется углом

$$\theta = \frac{2\pi}{2mz} = \frac{\pi}{mz}. \quad (\text{VI. 106})$$

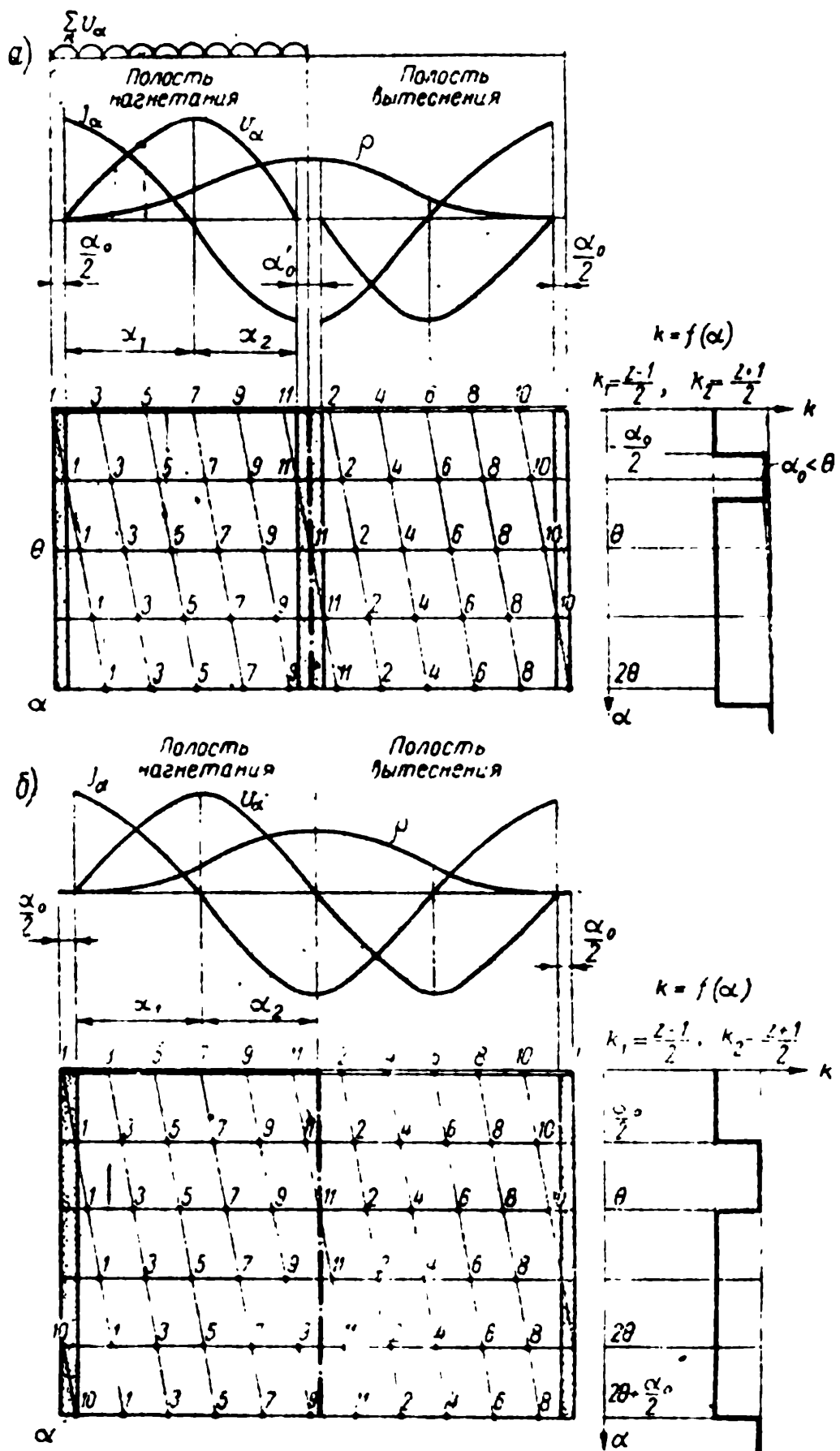


Рис. VI.32. Изображение фазовых положений поршней:
 а — два нерабочих участка; б — один нерабочий участок

Если поршень 1 (рис. VI.33, а) находится в начальном (мертвом) положении $\alpha_1=0$, а второй поршень относительно него смещен на угол $\varphi=\frac{2\pi}{z}$, то положение каждого поршня,

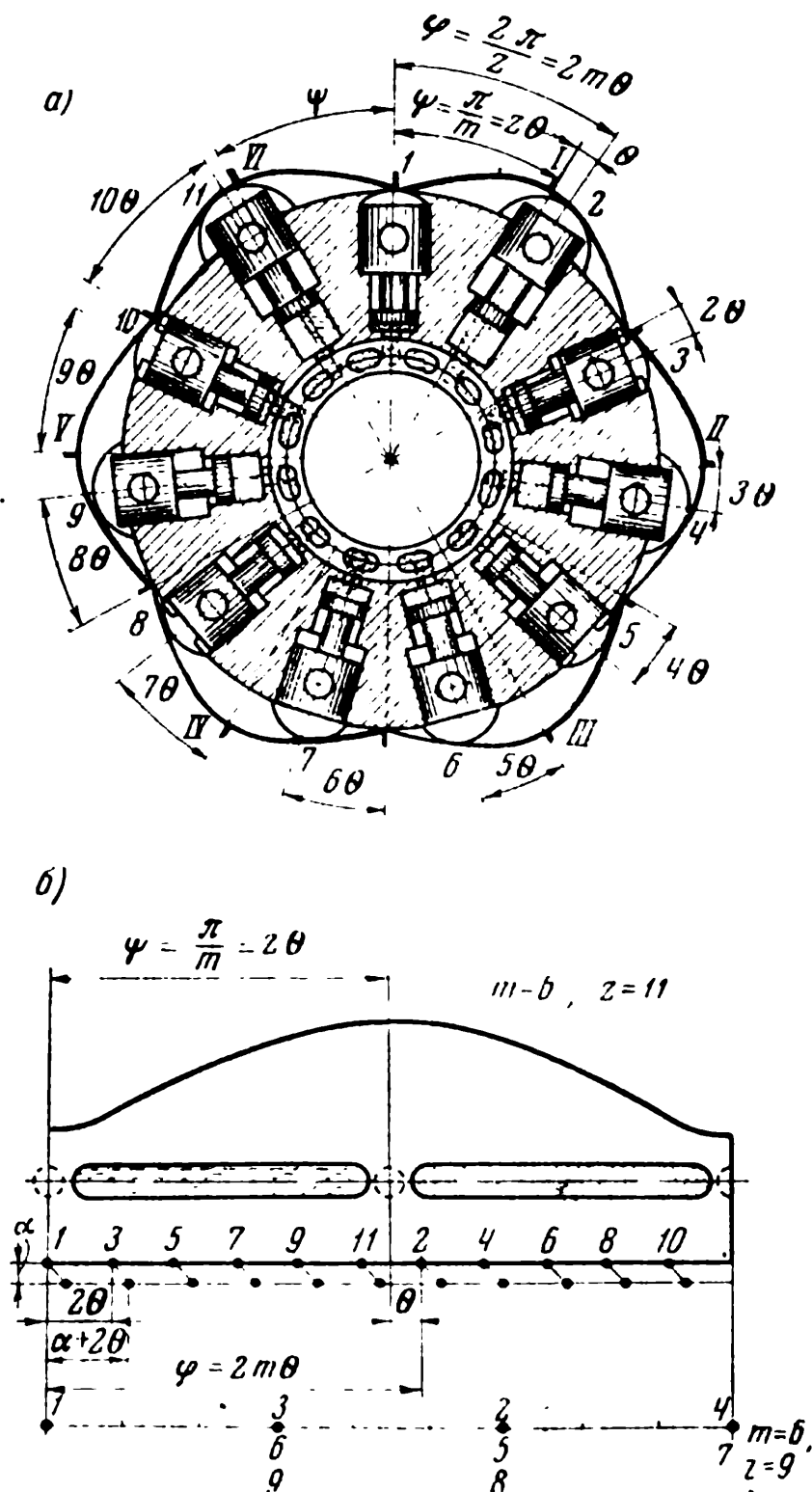


Рис. VI.33. Сопоставление схемы механизма с фазовой диаграммой:

а — схема механизма; б — фазовая диаграмма

участвующего в создании крутящего момента (соответствующие участки копира показаны более толстыми линиями), будет определяться выражением $\alpha_i = (i-1)\theta(2m-z)$, так как $\alpha_i =$

$= (i-1) (\varphi-\psi) = (i-1) (2m\theta - z\theta)$. Поэтому, если первый поршень повернут на угол α_1 , то положение любого i -го поршня на копира будет определяться углом

$$\alpha_i = \alpha_1 + (i-1)\theta(2m-z). \quad (\text{VI.107})$$

Примененный способ приведения поршней к первым двум полусекторам копира, как это выполнено на рис. VI.32 и VI.33, б, упрощает процесс расчета, поскольку кинематические зависимости определяются периодическими функциями, фазовые значения которых сохраняются.

Форма развернутых фазовых положений поршней, показанная на рис. VI.32, позволяет рассмотреть последовательность действия поршней. Справа даны диаграммы $k=f(\alpha)$ (число поршней, одновременно участвующих в создании крутящего момента, области изменения которых определяются соотношениями углов θ , α_0 и α_0').

После поворота ротора на угол θ последний поршень перейдет в полость вытеснения и наступит новый цикл работы.

Очевидно, если числа, равные $2m$ и z , имеют общий наибольший делитель n , то поршни оказываются сгруппированными в соответствующих положениях по n штук, одновременно попадая в мертвое положение, не говоря уже о трудностях получения малых значений коэффициента неравномерности σ . Еще хуже положение при $m=z$, когда все поршни будут находиться в одной фазе и ГМВ работать не сможет.

Рис. VI.33, б иллюстрирует сказанное и показывает начальное размещение точек, соответствующее положению поршней при $m=6, z=11$ и при $m=6, z=9$.

С точки зрения совершенства рабочего процесса и уравновешивания сил давления на блок цилиндров целесообразно выбирать

$$z - 2m = \pm 1. \quad (\text{IV.108})$$

§ VI.15. Профилирование копира

Профилирование копира осуществляется при помощи фазовых диаграмм поршней (показаны на рис. VI.32) графическими или табличными методами в пределах одного цикла θ . Фаза каждого поршня фиксируется с помощью косоугольной сетки, по графику v_α определяется соответствующее значение для каждого из поршней, после чего находится искомая величина $\sum_k v_\alpha$ в виде функции углового положения первого поршня. Такие численные приемы решения применяются тогда, когда аналитические выражения v_α сложны.

На рис. VI.34 показан случай «трапецеидальной» закономерности изменения v_α , когда диапазоны углов разгона α_1 и замедления α_2 одинаковы и кратны углу цикла θ :

$$\alpha_1 = \alpha_2 = n\theta = n \frac{\pi}{mz} \quad (n = 1, 2, 3, \dots), \quad (\text{VI.109})$$

для которой $\Sigma v_\alpha = \text{const}$.

Рассмотрим более общую закономерность изменения v_α в виде кривой ADB и перечислим условия, при которых $\Sigma v_\alpha = \text{const}$ [59].

1. Эюра приведенной скорости v_α должна быть симметрична относительно центральной оси OO ($\frac{\psi}{2} = \frac{\pi}{2m}$).

2. Участки разгона α_1 и замедления α_2 профиля копира должны быть одинаковы и определяться условием (VI.109).

3. Если участки профиля непрямолинейны и $v_\alpha = \Delta v_\alpha + \Delta v'_\alpha$, где Δv_α — приведенная скорость для прямолинейного копира (AB и $B'A'$ на рис. VI.34), то для углов α и $\alpha_1 - \alpha$ значения отклонений $\Delta v'_\alpha$ должны быть одинаковы по абсолютной величине, но различны по знаку, а эюры ADB и $B'D'A'$ должны быть симметричны относительно оси OO .

Участки разгона и замедления описываются спиралью Галилея (спираль 2-го порядка)

$$\rho = \rho_0 + c_1\alpha + c_2\alpha^2, \quad (\text{VI.110})$$

где c_1 и c_2 — постоянные коэффициенты.

При $c_2 = 0$ и $c_1 \neq 0$ приведенная скорость будет постоянной — спираль Архимеда (спираль первого порядка).

При $c_2 = c_1 = 0$ приведенные скорости обращаются в нуль (нерабочие участки, описываемые спиралью нулевого порядка).

На начальных и конечных участках профиля для более плавного изменения ускорений используются спирали третьего порядка (многоспиральный профиль копира).

Рис. VI.34. Кинематические характеристики копиров

Можно обеспечить $\Sigma v_\alpha = \text{const}$ при помощи профиля, образованного квадратичными парабололами или их сочетаниями со спиралью Архимеда [60]. Так, на участке разгона

$$\rho = \rho_0 + \frac{1}{2} j_\alpha \alpha^2 \quad \text{и} \quad v_\alpha = j_\alpha \alpha, \quad (\text{VI.111})$$

где $j_\alpha = \frac{1}{\omega^2} j_\pi$ — приведенное ускорение.

Многоспиральные и параболические профили, обеспечивая теоретическую равномерность подачи, из-за неточностей их выполнения могут создавать значительную неравномерность движения. Поэтому представляют интерес гармонические профили, построенные при помощи простых тригонометрических функций, которые можно получить методами непрерывной обработки на универсальных станках.

Синусоидальный (моногоармонический) профиль может быть получен при помощи кулисного механизма

$$\rho = \rho_0 + \frac{1}{2} S (1 - \cos m\alpha), \quad (\text{VI.112})$$

где m — число двойных ходов;

S — величина хода поршня.

Способ обработки в этом случае заключается в том, что подлежащий обработке направляющий копир помещается в шпинделе, вращающемся с угловой скоростью ω . На кулисе устанавливается инструментальная головка со шлифовальным камнем или фрезой одинакового с роликом $ГМВ$ диаметра. Водило кулисы, связанное со шпинделем кинематической передачей, вращается с угловой скоростью $m\omega$.

Общие выражения для профиля рабочих зон копира применительно к i -му поршню следующие:

$$\left. \begin{aligned} \rho_i &= \rho_0 + \frac{1}{2} S \{1 - \cos [m\alpha_1 + (i-1) 2m\theta]\}; \\ v_{ni} &= \frac{1}{2} m \dot{\omega} S \sin [m\alpha_1 + (i-1) 2m\theta]; \\ j_{ni} &= \frac{1}{2} m^2 \omega^2 S \cos [m\alpha_1 + (i-1) 2m\theta], \end{aligned} \right\} (\text{VI.113})$$

так как каждый поршень сдвинут относительно начала сектора на угол $\alpha_1 + (i-1) 2\theta$.

Приведенная скорость v_α описывается синусоидой, поэтому

$$\sum_{k_1}^{k_1} \sin m\alpha_i = \sum_{k_1}^{k_1} v_\alpha = \frac{\cos \left(m\alpha_1 + \frac{m\theta}{2} \right)}{2 \sin \left(\frac{1}{2} m\theta \right)} = \frac{\cos \left(m\alpha_1 - \frac{\pi}{2z} \right)}{2 \sin \frac{\pi}{2z}}. \quad (\text{VI.114})$$

После поворота ротора на угол θ в полостях нагнетания будет $k_2 = \frac{z-1}{2}$ поршней. Меняя угловые параметры в уравнении (VI.114) на θ , получим

$$\begin{aligned} \sum^{k_1} v_{\alpha} &= \sum^{k_1} \sin m\alpha_1 = \frac{\cos \left[m\alpha_1 - \left(\frac{\theta}{2} + \theta \right) m \right]}{2\sin \left(\frac{1}{2} m\theta \right)} = \\ &= \frac{\cos \left(m\alpha_1 - \frac{3\pi}{2z} \right)}{2\sin \frac{\pi}{2z}}. \end{aligned} \quad (\text{VI.115})$$

Легко видеть, что выражения (VI.114) и (VI.115) отличаются от равенств (VI.11) и (VI.12) только масштабом ($m\alpha_1$) угла поворота ротора.

Аналогично могут быть получены выражения и для z четного.

Путем элементарных преобразований можно убедиться, что при моногармоническом профиле копира для z четного $\sigma \approx \frac{5}{z^2}$

и для z нечетного $\sigma \approx \frac{1,23}{z^2}$.

В этом случае степень неравномерности многоходового ГМВ определяется только числом z , но продолжительность цикла пульсаций приведенной скорости уменьшается для многоходовой гидромашины в m раз.

Если профиль копира построен по кривой с нерабочими зонами на выступах, центр ролика движется относительно блока цилиндров по синусоиде с короткими остановками при переходе выступов копира. Во время этих остановок обеспечивается требуемое открытие проходных сечений распределителя и поршни начинают рабочий ход при наличии высокого давления в цилиндре.

Построение траектории центра ролика в этом случае начинается с точки сектора, смещенной на угол $\frac{1}{2} \alpha_0$ от оси выступа копира. Цикличность положения поршней в секторе была рассмотрена на рис. VI.32. При $\alpha_0 < \theta$ уменьшаются периоды, когда в полости находится $\frac{z+1}{2}$ поршней и уравнение (VI.115) следует использовать с поправкой на изменение продолжительности участков $(\theta - \frac{1}{2} \alpha_0$ и $\theta + \frac{1}{2} \alpha_0)$. Тогда график суммы синусоид делается несимметричным, степень неравномерности увеличивается и для z нечетного находится в пределах от $\sigma = \frac{1,23}{z^2}$ (при $\alpha_0 = 0$) до $\sigma = \frac{5}{z^2}$ (при $\alpha_0 = \theta$).

Аналогично внесение поправок при моногармоническом профиле с нерабочими зонами на выступах и впадинах.

§ VI.16. Расчет геометрии распределителей ГМВ

Расчет геометрии распределителей ГМВ производится на основе общих для всех роторных гидромашин принципов.

Отличительной особенностью распределителей многоходовых ГМВ является объединение в одном узле нескольких (m) систем распределения. В каждом секторе с углом $2\psi = \frac{2\pi}{m}$ долж-

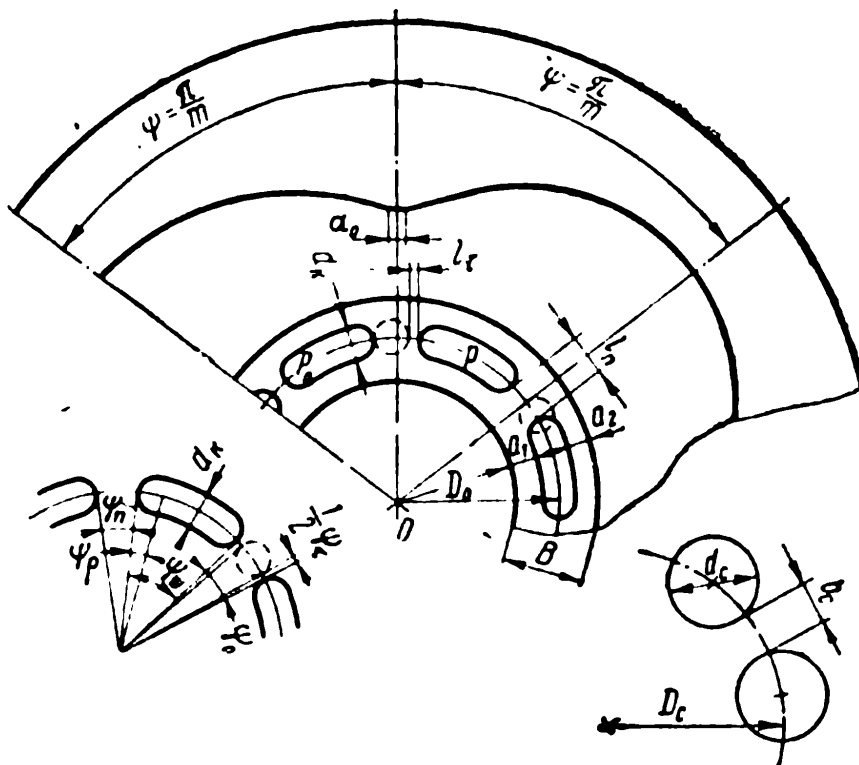


Рис. VI.35. Геометрия распределителя

на располагаться пара шлицов распределителя в строгом соответствии с положением выступов и впадин копира. Основные размеры распределителя определяются из геометрических соотношений, показанных на рис. VI.35. На перемычке между шлицами окно цилиндра не должно замыкать полости, поэтому дуга l_{π} берется на $l_{\tau} = 0,3 \div 0,8$ мм больше дуги окна. Окно блока и шлиц распределителя располагаются на диаметре D_0 в пределах угла $\psi = \frac{\pi}{m}$. Площадь окна выбирается из условия обеспе-

чения скорости жидкости в окне не более 7 м/сек. Обычно окно в блоке делается круглым с диаметром d_{κ} . Расчет уплотняющей поверхности торцевого распределителя должен обеспечить необходимое соотношение сил, обеспечивающих прижим распределителя к блоку. Прижимающая сила P_{π} создается силами давления стаканов распределителя ρF_c и пружин в них P_c :

$$P_{\pi} = mF_c(\rho + \rho_0) + 2mP_c. \quad (\text{IV.116})$$

Центры стаканов (рис. VI.36) располагаются на диаметре D_c , а между ними должна быть перемычка $b_c = 3 \div 6$ мм. Следовательно,

$$D_c = \frac{d_c + b_c}{\sin \frac{\pi}{2m}}. \quad (\text{VI.117})$$

Отжимающая распределитель сила P_0 создается давлением жидкости в зазоре между торцами блока и распределителя, а также давлением на перемычки. Если считать падение давления по уплотняющим пояскам, изменяющимся линейно от p до 0, то после преобразований получим для распределителя с равными поясками

$$P_0 = \frac{\pi}{4} (p + p_0) D_0 (B + d_k). \quad (\text{VI.118})$$

В равенствах (VI.116) и (VI.118) не записан член, учитывающий влияние сквозной части окна распределителя.

Диаметр стаканов d_c распределителя выбирается из условия обеспечения 3÷8-процентного прижима $P_{\Pi} = (1 + \lambda) P_0 = (1,03 \div 1,08) P_0$.

Площадь проходного сечения окна распределителя в начальный и конечный периоды образуется сегментами дуг канала распределителя и окна блока. Скорость жидкости в окне $v_0 = \frac{v_{\Pi} F_{\Pi}}{F_0}$ в начальный период может опасно возрасти, так как v_{Π} нарастает быстрее F_0 .

Подсчет площади сечения не полностью открытого окна упрощается при использовании материалов табл. VI.2, в которой приведены сегменты, образованные наложением двух окружностей с радиусами $r = 1$ см и расстоянием между их центрами $2r - s$ (s — ширина двух сегментов).

Таблица VI.2

$\frac{s}{r}$	$F, \text{ см}^2$	$\frac{s}{r}$	$F, \text{ см}^2$	$\frac{s}{r}$	$F, \text{ см}^2$
0,005	0,00048	0,032	0,00759	0,120	0,0552
0,008	0,00096	0,036	0,00902	0,140	0,0692
0,010	0,00133	0,040	0,01060	0,160	0,0843
0,012	0,00176	0,045	0,01260	0,180	0,100
0,015	0,00247	0,050	0,01495	0,200	0,119
0,018	0,00324	0,060	0,0193	0,220	0,138
0,020	0,00494	0,080	0,0299	0,240	0,157
0,028	0,00620	0,100	0,0421	0,260	0,176

§ VI.17. Пример расчета многоходового радиально-поршневого ГМВ

Заданы скорости вращения, момент, давление и ресурс. При расчете желательно выбирать рабочий объем из того ряда типоразмеров (обычно ряд геометрической прогрессии со знаменателем 1,6 или 1,42), который принят в виде рекомендуемого типажа гидромашин.

Пусть для определенности таким рядом будет $q = 10\,000—16\,000—25\,000—40\,000—\dots \text{ см}^3/\text{об}$ (соответственно получим ряд

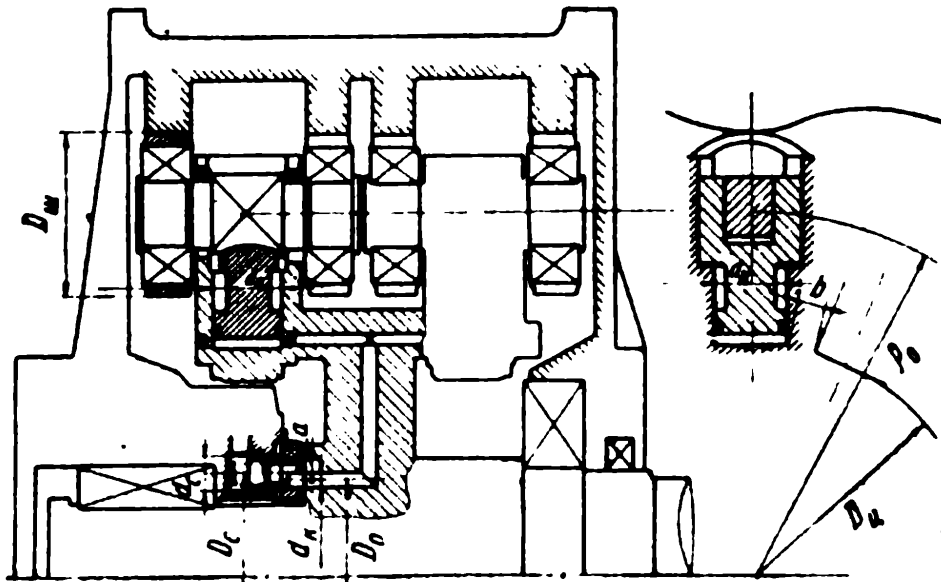


Рис. VI.36. Конструктивная схема ГМВ

характерных объемов ω_2). Задание предусматривает скорость в пределах $0,25 \text{ рад/сек}$ (кратковременно $0,6 \text{ рад/сек}$), развиваемый момент $\pm 30\,000 \text{ нм}$ (кратковременно до $50\,000 \text{ нм}$), рабочее давление $p_n = 1000 \text{ н/см}^2$ (при кратковременных перегрузках до $p_{\max} = 2000 \text{ н/см}^2$), давление в полости вытеснения $p_0 = 100 \text{ н/см}^2$ и конструктивную схему, показанную на рис. VI.36.

Проектируемый ГМВ должен работать до ремонта с заменой деталей 5000 ч, включая 250 ч при кратковременных перегрузках. В качестве рабочей жидкости выбирается минеральное масло с присадками.

Задаваясь механическим к. п. д. $\eta_m = 0,75$ (малые обороты), можно определить необходимое значение рабочего объема q по наибольшему моменту и перепаду $\Delta p = 2000—100 = 1900 \text{ н/см}^2$:

$$q = 2\pi\omega_2 = \frac{2\pi M}{\Delta p \eta_m} = \frac{2\pi \cdot 50\,000 \cdot 100}{1900 \cdot 0,78} = 21\,100 \text{ см}^3/\text{об}.$$

Влижайший подходящий типоразмер $q = 25\,000 \text{ см}^3/\text{об}$ ($\omega_2 = 4000 \text{ см}^3/\text{рад}$). Механический к. п. д. возрастает с увеличением

скорости n , выбрав его значения (табл. VI.3), можно определить давления на длительных режимах работы

$$p_{\text{н}} = \frac{M}{\omega_2 \eta_{\text{м}}} + p_0 = \frac{30\,000 \cdot 100}{4000 \cdot \eta_{\text{м}}} + 100.$$

Таблица VI.3

ω , рад/сек	0,05	0,25	0,25 ÷ 0,6
$\eta_{\text{м}}$	0,78	0,88	0,92
$p_{\text{н}}$, н/см ²	1070	960	920
Δp , н/см ²	970	860	820

Расход рабочей жидкости при $\omega = 0,6$ рад/сек, $p_{\text{н}} = 2000$ н/см² и $\eta_0 = 0,98$ (форсированные режимы работы)

$$Q_{\text{max}} = \frac{\omega_2 \omega}{\eta_0} = \frac{4000 \cdot 0,6}{0,98} = 153\,000 \text{ см}^3/\text{мин} = 153 \text{ л/мин},$$

а при $\omega = 0,25$ рад/сек, $p_{\text{н}} = 960$ н/см² и $\eta_0 = 0,976$ $Q = 64$ л/мин.
Подводимая мощность при длительной работе

$$W = \frac{\Delta p Q}{6000} = \frac{820 \cdot 64}{6000} = 8,6 \text{ квт},$$

а при перегрузках ($\Delta p = 1900$ н/см² и $Q = 153$ л/мин) $W = 47$ квт.
Задаваясь относительным ходом поршня $\bar{s} = \frac{s}{d} = 0,7$, можно определить необходимый диаметр поршней при различном числе z , числах ходов m и числах рядов i при помощи равенства (табл. VI.4)

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q}{\pi m z i \bar{s}}}$$

Таблица VI.4

Размеры, мм	Комбинации параметров		
	$m=8, z=15, i=1$	$m=8, z=15, i=2$	$m=10, z=21, i=1$
d	74	58	60
s	52	40,5	42
$D_{\text{ц}}$	410	322	472
$2p_0$	666	545	700

В табл. VI.4 приведен диаметр размещения днищ цилиндров $D_{ц} = 0,37 zd$ и диаметр осей под выступом копира $2\rho_0$.

Наименьшими габаритами будет обладать второй вариант (двухрядный восьмиходовой ГМВ, по пятнадцати цилиндров в каждом ряду), который принимается за основу в дальнейших подсчетах.

Для синусоидального профиля копира угол наклона нормали

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{mS}{2\rho_0} \cdot \frac{\sin ma}{1 - \frac{R}{2\rho_0} \cos ma}$$

Усилие на поршне $P = pF = 25\,400 \text{ н}$ (53 000 н при перегрузках), реакция на ролик $N = \frac{P}{2 \cos \beta} = 14\,800 \text{ н}$ (31 000 н при перегрузках) и окружное усилие $T = P \operatorname{tg} \beta = 15\,200 \text{ н}$ (31 000 н при перегрузках).

Для выбора подшипников принимаем, что из 5000 ч работы 4750 ч ГМВ работает при давлении $p_H = 960 \text{ н/см}^2$ и $\omega = 0,25 \text{ рад/сек}$, 125 ч при давлении $p_H = 2000 \text{ н/см}^2$ и $\omega = 0,25 \text{ рад/сек}$, 125 ч при давлении $p_H = 2000 \text{ н/см}^2$ и $\omega = 0,6 \text{ рад/сек}$.

Если считать, что за один оборот вала подшипник-поршня сделает 8 оборотов, то эквивалентная нагрузка

$$\begin{aligned} Q_3 &= \sqrt[3]{\frac{T_1}{T} \frac{\omega_1}{\omega_3} N_1^{10} + \frac{T_2}{T} \frac{\omega_2}{\omega_3} N_2^{10} + \frac{T_3}{T} \frac{\omega_3}{\omega_3} N_3^{10}} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{4750}{5000} \cdot \frac{2}{2} \cdot 14800^{10} + \frac{125}{5000} \cdot \frac{2}{2} \cdot 31000^{10} +} \\ &\quad + \frac{125}{5000} \cdot \frac{4,8}{2} \cdot 31000^{10}} = 17500 \text{ н}. \end{aligned}$$

Принимая из каталогов подшипников качения коэффициенты $k_6 = 2,5$ и $k_K = 1,2$, определяем условную нагрузку $Q = Q_3 k_6 k_K = 52\,500 \text{ н}$, откуда коэффициент работоспособности

$$c = Q (n_3 T)^{\frac{10}{3}} = 52\,500 (20 \cdot 5000)^{\frac{10}{3}} = 168\,000.$$

Роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник № 3610 с размерами $d \times D \times H = 50 \times 110 \times 40$ имеет $c = 182\,000$ и допускает статическую нагрузку $Q_{ст} = 105\,000 \text{ н}$.

Подшипник усиливаем напрессованной снаружи цементированной и закаленной до HRC 56÷62 обоймой с толщиной стенок 10 мм.

Необходимая опорная поверхность поршня определяется по величине допускаемого напряжения $\sigma = 600 \text{ н/см}^2$ (при перегрузке $\sigma = 1300 \text{ н/см}^2$):

$$F_{\text{оп}} = \frac{T}{\sigma} = \frac{15200}{600} \approx 25 \text{ см}^2.$$

Эта опорная поверхность образуется бóльшим диаметром поршня и двумя опорными шайбами.

$$\begin{aligned} \text{Наибольшая скорость поршня при } \omega = 0,25 \text{ рад/сек } v = \\ = \frac{ms\omega}{2} = \frac{8 \cdot 0,04 \cdot 0,25}{2} = 0,042 \text{ м/сек, а при } \omega = 0,6 \text{ рад/сек} \\ v = 0,1 \text{ м/сек.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Удельная работа трения при } p_n = 960 \text{ н/см}^2 \quad A = \sigma v = \\ 600 \cdot 0,1 = 60 \frac{\text{н}}{\text{см}^2} \cdot \frac{\text{м}}{\text{сек}} \left(125 \frac{\text{н}}{\text{см}^2} \cdot \frac{\text{м}}{\text{сек}} \text{ при } p_n = 2000 \text{ н/см}^2 \right). \end{aligned}$$

Распределитель, схема которого показана на рис. VI.36, благодаря малому числу оборотов ГМВ должен иметь небольшие габариты и может быть размещен в цилиндрической блоке. Задаваясь скоростью рабочей жидкости в окне, можно выбрать диаметр канала

$$d_k = d \sqrt{\frac{v_{ni}}{v_0}} = 58 \sqrt{\frac{0,1 \cdot 2}{5}} = 11,6 \text{ мм.}$$

Выбираем $d_k = 12 \text{ мм}$.

Из конструктивных соображений можно выбрать диаметр делительной окружности $D_0 = 152 \text{ мм}$ (диаметр размещения осей окон и осей шлицев на торцевом распределении). Центральный угол перемычки распределителя (см. рис. VI.35 и VI.36)

$$\sin \frac{1}{2} \psi_n \approx \frac{d_k + l_\tau}{D_0} = \frac{12 + 1}{152} = 0,0855, \quad \psi_n = 9^\circ 44'.$$

Центральный угол шлица распределителя

$$\psi_{\text{ш}} = \frac{180}{m} - \psi_n = \frac{180}{8} - 9^\circ 44' = 11^\circ 46'.$$

Задаваясь шириной поясков распределителя $a = a_1 = a_2 = 8 \text{ мм}$, определяем усилие, отнимающее распределитель,

$$\begin{aligned} P_0 &= \frac{\pi}{4} (p_n + p_0) D_0 (B + d_k) = \\ &= \frac{\pi}{4} (900 + 100) 15,2 (2,8 + 1,2) = 47600 \text{ н.} \end{aligned}$$

Желая использовать распределитель с 5%-ным отжимом, принимаем $\lambda = 0,05$ и определяем необходимое прижимающее усилие

$$P_{\Pi} = (1 + \lambda) P_0 = (1 + 0,05) 47600 = 50\,000 \text{ н},$$

которое должно быть создано силой давления на 16 стаканов, каждый площадью F_c , и 16 пружинами, натяг которых P_c , причем

$$P_{\Pi} = m(\rho_{\Pi} + \rho_0) F_c + 2mP_c.$$

Необходимая площадь стакана, если $P_c = 60 \text{ н}$ и $2mP_c = 2 \cdot 8 \cdot 60 = 960 \text{ н}$, будет

$$F_c = \frac{P_{\Pi} - 2mP_c}{m(\rho_{\Pi} + \rho_0)} = \frac{50\,000 - 960}{8(900 + 110)} = 6,13 \text{ см}^2.$$

Стакан должен иметь диаметр $d_c = 28 \text{ мм}$, а его ось должна располагаться на диаметре:

$$D_c = \frac{d_c + b_c}{\sin \frac{180}{2m}} = \frac{28 + 6}{\sin 10^{\circ}15'} = 175 \text{ мм},$$

где b_c — перемычка между стаканами.

Для ограничения скорости рабочей жидкости в окне в начальный период открытия на вершинах копиров выполняются нерабочие участки с центральным углом охвата $\alpha_0 > \psi_{\tau}$, причем $\alpha_0 > \frac{1}{152 \cdot 0,5} = 0,013 \text{ рад} = 45'$, где ψ_{τ} — угол полного перекрытия (см. рис. VI. 35).

Угол цикла $\theta = \frac{180}{mz} = \frac{180}{8 \cdot 15} = 1^{\circ}30'$. Имея в виду возможность угловой ошибки в расположении копира и распределителя, увеличиваем подсчитанное значение α_0 до 1° .

Г Л А В А VII

АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

§ VII.1. Аксиально-поршневая гидромашина с силовым карданом

Аксиально-поршневая гидромашина с силовым карданом (рис. VII.1) — основной элемент объемных гидропередач, получивший практическое применение еще в конце прош-

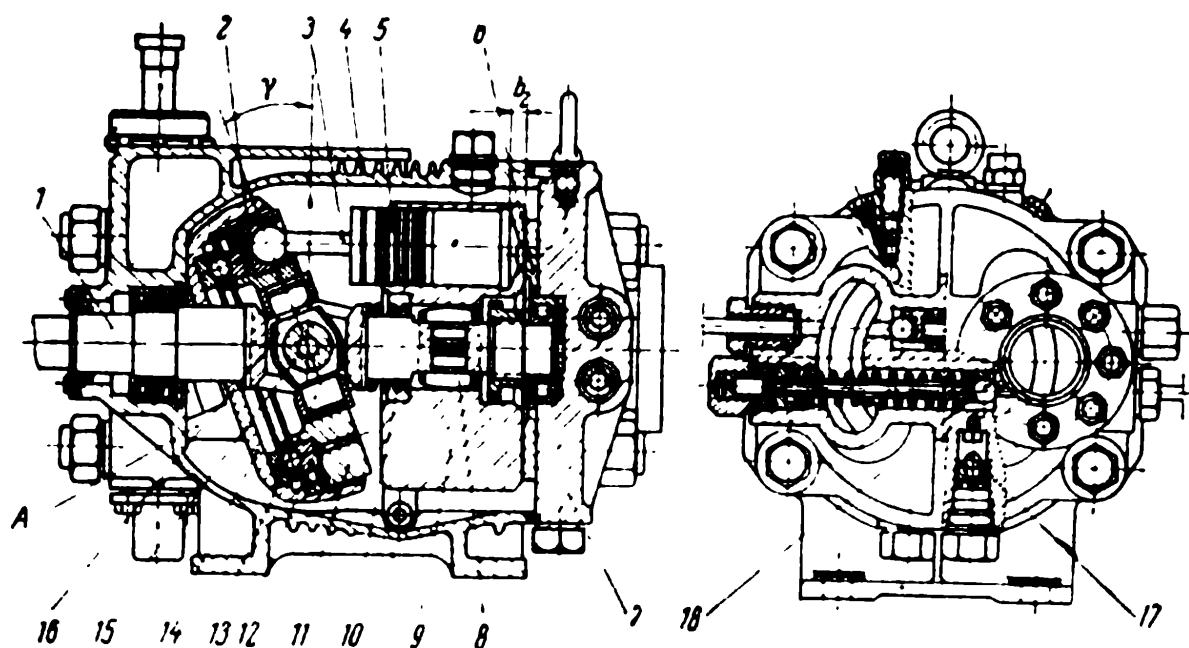


Рис. VII.1. Аксиально-поршневая гидромашина с силовым асинхронным карданом

лого столетия на флоте [61], изготавливается в ряде стран (СССР, Англии, США и Японии). Эта гидромашина отличается от ранее рассмотренной (см. рис. I.5, а) невозможностью проскальзывания головок поршней относительно упорного диска из-за

того, что поршни 5 снабжены шатунами 3, головки которых при помощи вкладыша 2 заделаны в упорном диске 11, опирающемся на чашку 14 через упорный подшипник 12.

Упорный диск 11 связан с ведущим валом 1 при помощи обычного асинхронного кардана 16 так, что ведущая деталь — вал 1 — вращается около одной оси, а упорный диск 11 — около другой, наклоненной на угол γ относительно первой. Возможность вращения этих деталей около разных осей обеспечивается крестовиной, поворачивающейся относительно вала вокруг оси шпильки 15 и относительно упорного диска вокруг осей цапф, втулки которых жестко закреплены на упорном диске.

Цилиндровый блок 9, имея возможность самоустанавливаться (в определенной степени выбирать неперпендикулярность поверхности распределителя 6 относительно торца цилиндрического блока) благодаря грибковым шпонкам 8, приводится во вращение ведущим валом 1.

Первоначальный прижим цилиндрического блока к распределителю обеспечивается пружиной 10, а распределитель 6 в большинстве случаев выполняется за одно целое с крышкой 7. Во время работы гидромашины цилиндрический блок прижимается к распределителю гидростатическими усилиями, рассматриваемыми при расчете геометрических форм распределителя.

Подпиточные 17 и предохранительные клапаны 18 размещаются в крышке.

Чашка 5 (рис. VII.2) опирается через подшипники 4 на корпус и может изменять угол наклона при повороте регулирующего валика 3, на котором нарезан червяк 2. При его вращении сухарь 6, не имея возможности поворачиваться, перемещаясь вдоль вилки А, будет изменять угол наклона чашки 5.

Установление кинематической связи упорного диска с головками штоков приводит к тому, что основная часть подводимого к валу момента затрачивается на поворот упорного диска через асинхронный кардан, поэтому гидромашины этого типа называют машинами с силовым карданом. Таким образом, это название относится не к особенностям самого кардана, а к кинематической схеме машины. Разумеется, при этом конструкция кардана должна быть такой, чтобы он мог передавать достаточный момент.

Момент, затрачиваемый на потери, связанные с вращательным движением цилиндрического блока, передается через шпонки 8 и составляет лишь небольшую долю (имея в виду высокое значение к. п. д. современных образцов) от момента, нагружающего кардан.

Неравномерность вращения упорного диска приводит к дополнительной неравномерности подачи, а значит, к дополнительным помехам при передаче сигнала через гидropередачу (см. § VI.5 и § VII.17), не говоря уже о дополнительных нагруз-

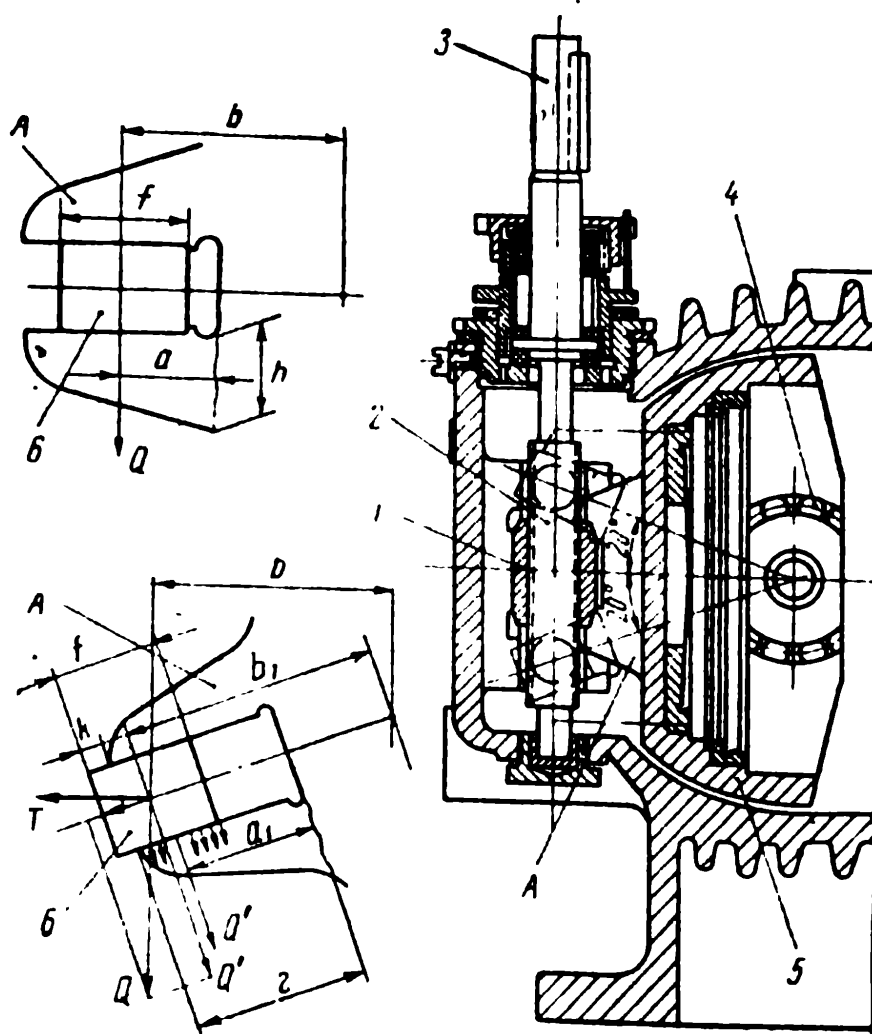


Рис. VII.2. Узел управления

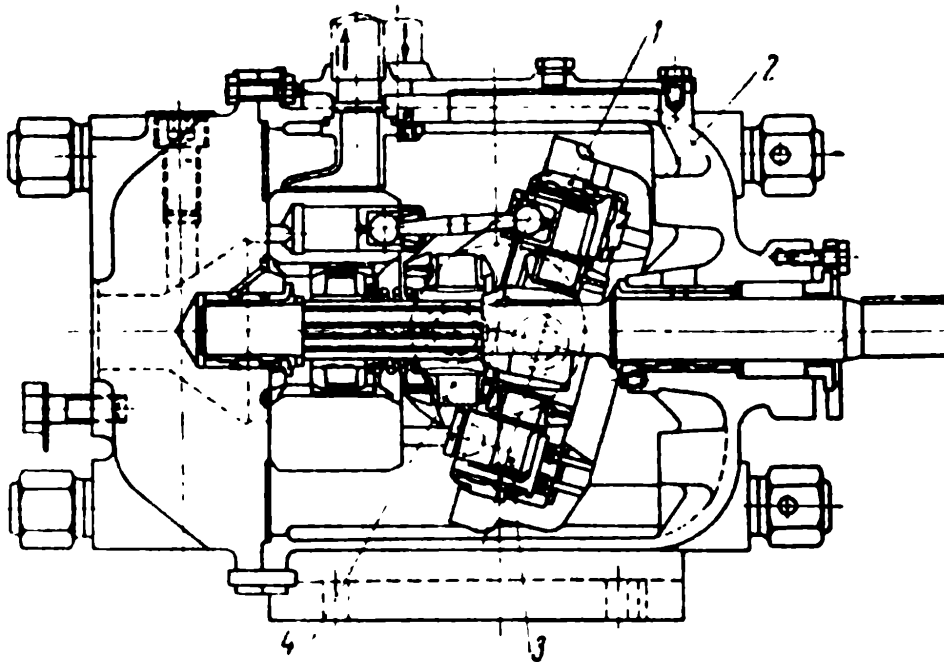


Рис. VII.3. Аксально-поршневая гидромашинна с двойным силовым карданом

ках различных узлов, вызванных асинхронностью кардана. Поэтому имеются выполненные конструкции гидромашин с синхронным карданом [22], представляющим собой последовательное соединение двух асинхронных карданов. Несмотря на то, что конструкция синхронного кардана несколько сложнее и имеет значительно увеличенные значения моментов инерции вращающихся деталей, ее изготавливают в Англии на заводах Виккерс—Армстронг, в Японии на заводах Мицубиси Зосен (рис. VII.3).

Синхронный кардан этой машины состоит из последовательным соединением двух (3 и 4 на рис. VII.3) синхронных карданов, что не только усложняет конструкцию, увеличивая осевые габариты гидромашин и удлиняя шатуны, но также заставляет увеличивать радиальные габариты рабочих органов, а значит, и момент инерции вращающихся вместе с валом деталей.

Осевые усилия, весьма большие на крупных машинах, воспринимаются специальными гидродинамическими опорами (1 и 2 на рис. VII.3), что позволяет избавиться от использования специальных дорогих опор качения.

§ VII.2. Кинематика асинхронного кардана

Кинематика асинхронного кардана определяется известной [49] зависимостью между углами поворота приводного вала α и упорного диска β :

$$\operatorname{tg} \alpha = \cos \gamma \operatorname{tg} \beta. \quad (\text{VII.1})$$

В этой зависимости за начало отсчета принимается такое положение упорного диска, при котором ось втулки крестовины нормальна плоскости кардана (плоскость, в которой находятся оси вала и упорного диска).

Положения упорного диска 1 при $\alpha=0$ и $\alpha=\frac{\pi}{2}$ показаны на рис. VII.4, а (изображение одного и того же узла в двух разных положениях), причем 2 — цапфы чашки, а места крепления головок шатунов поршней на упорном диске отмечены порядковыми номерами поршней.

Позиционная асинхронность $\beta-\alpha$ подсчитывается из равенства

$$\operatorname{tg} (\beta - \alpha) = \frac{\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \beta} = \frac{(1 - \cos \gamma) \operatorname{tg} \beta}{1 + \cos \gamma \operatorname{tg}^2 \beta} \quad (\text{VII.2})$$

и для четырех значений γ показана на рис. VII.4, б для $0 \leq \beta < \pi$. За один оборот цилиндрического блока упорный диск будет дважды обгонять его и дважды отставать.

Беря производные по времени от обеих частей равенства (VII.1), выясняют связь между угловыми скоростями упорного диска $\dot{\beta} = \Omega$ и ведущего вала $\dot{\alpha} = \omega$:

$$\omega = \cos \gamma \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \beta} \Omega = \frac{\cos \gamma}{\cos^2 \beta + \cos^2 \gamma \sin^2 \beta} \Omega = \frac{\sin^2 \alpha + \cos^2 \gamma \cos^2 \alpha}{\cos \alpha} \Omega. \quad (\text{VII.3})$$

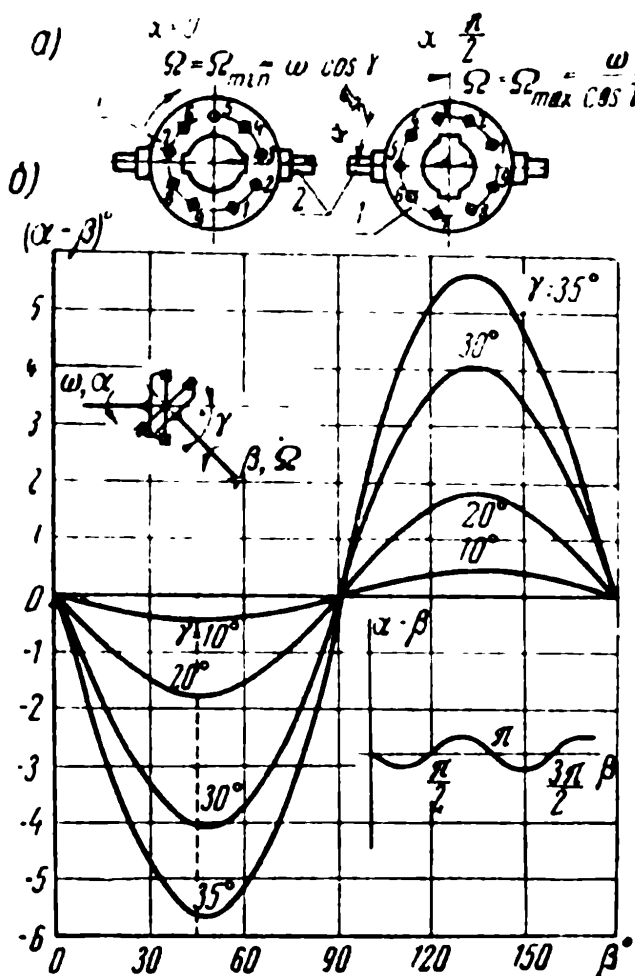


Рис. VII.4. Угловая асинхронность кардана:
 а — упорный диск; б — график угловой асинхронности кардана

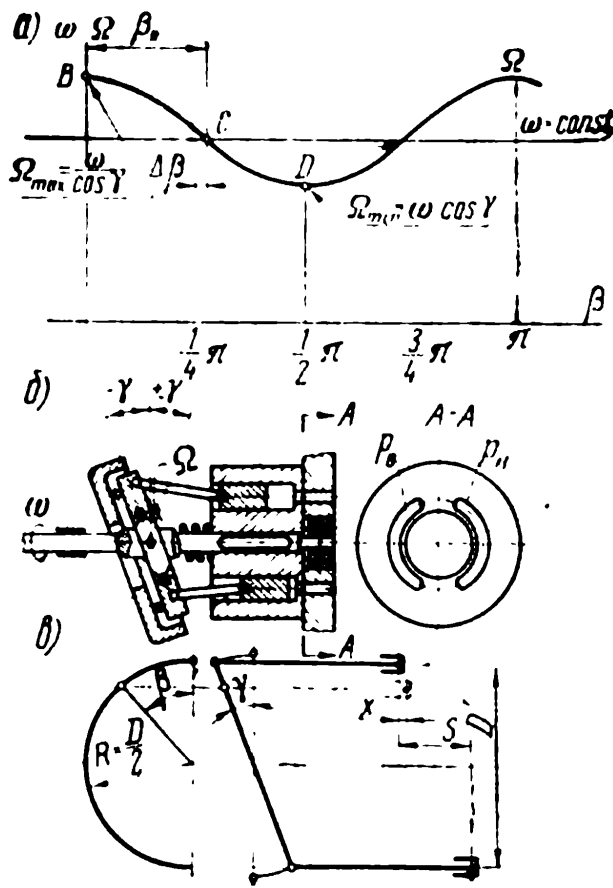


Рис. VII.5. Схема гидромашины:
 а — скоростная асинхронность кардана;
 б — схема механизма; в — приближенные соотношения размеров

Угловая скорость Ω колеблется с удвоенной частотой около значения ω (рис. VII.5, а), достигая наибольшего значения при $\beta=0$ и наименьшего при $\beta = \pm \frac{\pi}{2}$ (точки В и D соответственно):

$$\Omega_{\max} = \frac{\omega}{\cos \gamma} \quad \text{и} \quad \Omega_{\min} = \omega \cos \gamma. \quad (\text{VII.4})$$

Угол $\beta = \beta_*$, при котором угловые скорости выравниваются (точка С на рис. VII.5, а), не намного отличается от $\frac{\pi}{4}$, причем

$$\sin \beta_* = \frac{1}{\sqrt{1 + \cos \gamma}}. \quad (\text{VII.5})$$

Скоростная асинхронность оценивается обычным выражением коэффициента неравномерности угловой скорости

$$\sigma_{\omega} = 1 - \frac{\omega}{\Omega}, \quad (\text{VII.6})$$

значения которой, а также величины $\Delta\beta = \beta_* - \frac{\pi}{4}$ приведены в табл. VII.1.

Таблица VII. 1

$\beta^{\circ} \backslash \gamma^{\circ}$	0	15	30	45	60	75	90	$\Delta\beta$
5	0,0038	0,0033	0,0020	0,000	-0,0019	-0,0033	-0,0038	3',5
10	0,016	0,0134	0,0078	0,000	-0,0075	-0,0131	-0,015	10'
20	0,065	0,0558	0,033	0,0020	-0,0192	-0,052	-0,060	52'
30	0,155	0,1354	0,0825	0,0104	-0,0618	-0,1146	-0,134	2°04'
35	0,222	0,1939	0,1204	0,0200	-0,0804	-0,1540	-0,181	2°46'

Кривая $B CD$ на рис. VII.5, a является косинусоидой

$$\Omega = \omega_{cp} + A \cos 2\beta = \omega + \Delta\omega + A \cos 2\beta, \quad (\text{VII.7})$$

в чем легко убедиться, подставив в равенство (VII.3) выражения

$$\cos^2\beta = \frac{1}{2}(1 + \cos 2\beta) \text{ и } \sin^2\beta = \frac{1}{2}(1 - \cos 2\beta), \text{ причем}$$

$$\Delta\omega = 2 \frac{\sin^4 \frac{\gamma}{2}}{\cos \gamma} \omega \text{ и } A = \frac{\sin^2 \gamma}{2 \cos \gamma} \omega. \quad (\text{VII.8})$$

Неравномерность угловой скорости упорного диска приводит к возникновению больших угловых ускорений и, как следствие, к возникновению больших дополнительных нагрузок. При $\omega = \text{const}$ угловое ускорение $\dot{\Omega} \sim \omega^2$, в чем можно убедиться, продифференцировав выражение

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \dot{\Omega} = - \frac{\sin^2 \gamma}{2 \cos \gamma} \left[\left(1 + 2 \frac{\sin^4 \frac{\gamma}{2}}{\cos \gamma} \right) \sin 2\beta + \frac{\sin^2 \gamma}{4 \cos \gamma} \sin 4\beta \right] \omega^2. \quad (\text{VII.9})$$

В рассматриваемых гидромашинах обычно $\gamma_{\max} = 20^{\circ}$ и $n_{\max} = 500 \text{ об/мин}$.

§ VII.3. Кинематика относительного движения поршня

Кинематика относительного движения поршня без учета влияния длины шатуна и дезаксиала $K_D = \frac{D}{D'}$ (величина, оценивающая отличие диаметров разнесения осей цилиндров в цилиндрическом блоке и осей крепления головок шатунов в упорном диске) определяется простыми геометрическими соотношениями элементарной кинематической схемы, показанной на рис. VII.5, б и в, для которой ход поршня $S = D \sin \gamma$, а перемещения, скорости и ускорения соответственно равны:

$$\left. \begin{aligned} x_i &= \frac{D}{2} \sin \gamma (1 - \cos \beta_{oi}); \\ \dot{x}_i &= \Omega \frac{D}{2} \sin \gamma \sin \beta_{oi}; \\ \ddot{x}_i &= \Omega^2 \frac{D}{2} \sin \gamma \cos \beta_{oi}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.10})$$

где β_{oi} — угол поворота рассматриваемого цилиндра от опорной точки (т. е. от положения, соответствующего началу процесса нагнетания). Очевидно, β в уравнении асинхронного кардана (VII.1) отличается от β_{oi} на $\frac{\pi}{2}$ и $\beta_0 + \frac{\pi}{2}$.

Рабочий объем гидромашины определяется выражением

$$q = FDz \sin \gamma, \quad (\text{VII.11})$$

где F — площадь сечения поршня и z — число поршней, а выражение мгновенной подачи принимает форму

$$Q_r = \Omega F \frac{D}{2} \sin \gamma \sum_n \sin \beta_{oi}. \quad (\text{VII.12})$$

При определении q и коэффициента неравномерности подачи $\sigma = 1 - \frac{Q_{\min}}{Q_{\max}}$ считается допустимым использование указанных выше приближенных кинематических соотношений ($\frac{D}{D'} = 1$ и бесконечно длинные шатуны). Если необходимо точное описание кинематики, то следует обращаться к выражениям, полученным в § VII.16 и справедливым применительно к любым аксиально-поршневым гидромашинам.

Поскольку в выражение (VII.12) входят два переменных множителя, график неравномерности подачи оказывается более неблагоприятным, нежели для радиально-поршневых гидромашин с плоской направляющей (пунктирные линии на рис. VII.6).

При z нечетном наибольшие и наименьшие значения Ω и $\sum_n \sin \beta_{0i} =$

$$= \frac{\cos\left(\frac{\pi}{2z} - \beta_{01}\right)}{2\sin\frac{\pi}{2z}}$$

совпадают, поэтому

$$Q_{\max} = \frac{D}{2} F \omega \frac{1}{2\sin\frac{\pi}{2z}} \quad \text{и} \quad Q_{\min} = \frac{D}{2} F \omega \cos^2 \gamma \operatorname{ctg} \frac{\pi}{2z},$$

откуда

$$\sigma_n = 1 - \frac{Q_{\min}}{Q_{\max}} = 1 - \cos^2 \gamma \cos \frac{\pi}{2z}. \quad (\text{VII.13})$$

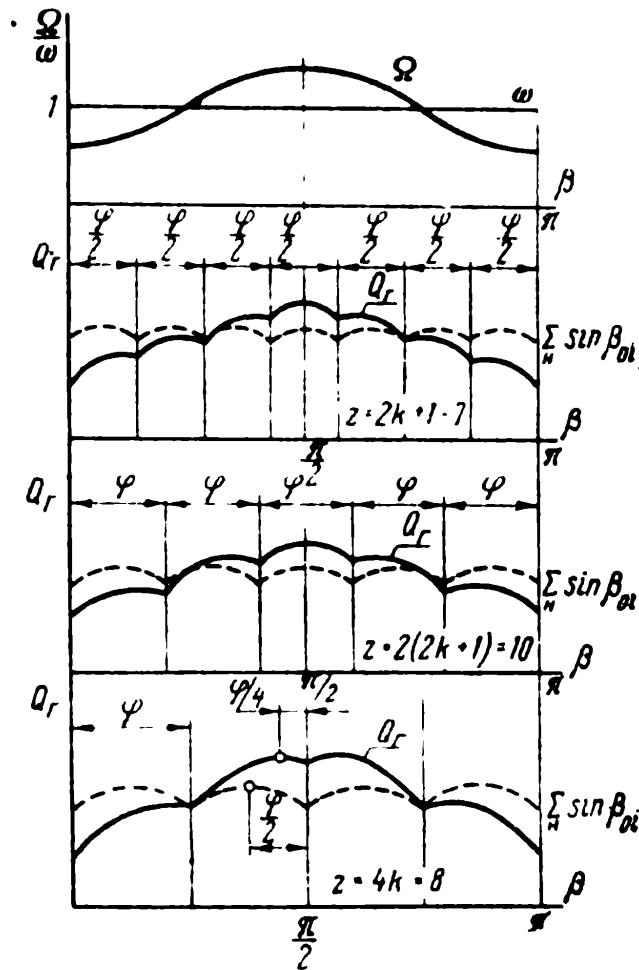


Рис. VII.6. Неравномерность подачи

При четном числе поршней возможны два варианта.

Если $z = 2(2k + 1)$, где k — любое целое число, то Ω и $\sum_n \sin \beta_{0i} =$

$$= \frac{\cos\left(\frac{\pi}{2z} - \beta_{01}\right)}{2\sin\frac{\pi}{z}},$$

как и при z нечетном, достигают наибольших

и наименьших значений при одних и тех же значениях $\beta_{01} = 0$ и $\frac{\pi}{2}$, поэтому

$$Q_{\max} = F \frac{D}{2} \omega \frac{1}{\sin \frac{\pi}{z}} \text{ и } Q_{\min} = F \frac{D}{2} \omega \cos^2 \gamma \operatorname{ctg} \frac{\pi}{z},$$

откуда

$$\sigma_q |_{z=2(2k+1)} = 1 - \cos^2 \gamma \cos \frac{\pi}{z}. \quad (\text{VII.14})$$

Если z кратно четырем, то наибольшие значения Ω и $\sum_n \sin \beta_{0i}$ имеют место при различных значениях β_{01} и можно показать, что наибольшая подача (наибольшее значение произведения $\Omega \sum_n \sin \beta_{0i}$) будет иметь место при $\beta = \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi}{4} = \frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{1}{z}\right)$, где $\varphi = \frac{2\pi}{z}$ — центральный угол в цилиндрическом блоке между осями двух равномерно размещенных соседних цилиндров. В этом случае

$$\Omega = \frac{\omega}{\cos \gamma} \left(\cos \gamma + 2 \sin^4 \frac{\gamma}{2} + \frac{1}{2} \sin^2 \gamma \cos \frac{\pi}{2z} \right)$$

и

$$\sum_n \sin \beta_{0i} = \frac{1}{2 \sin \frac{\pi}{2z}},$$

$$Q_{\max} = F \frac{D}{4} \frac{\omega \cos \gamma}{\sin \frac{\pi}{2z}} \left(1 + \frac{2 \sin^4 \frac{\gamma}{2}}{\cos \gamma} + \frac{\sin^2 \gamma}{2 \cos \gamma} \cos \frac{\pi}{2z} \right)$$

и

$$Q_{\min} = F \frac{D}{4} \omega \cos^2 \gamma \operatorname{ctg} \frac{\pi}{2z},$$

откуда

$$\sigma_q |_{z=4k} = 1 - \frac{\cos^2 \gamma \cos \frac{\pi}{2z}}{1 + \frac{2 \sin^4 \frac{\gamma}{2}}{\cos \gamma} + \frac{\sin^2 \gamma}{2 \cos \gamma} \cos \frac{\pi}{2z}}. \quad (\text{VII.15})$$

Из-за неблагоприятного влияния асинхронного кардана коэффициент неравномерности подачи σ нельзя уменьшать за счет увеличения числа поршней, как это делают в радиально-поршневых гидромашинах, поэтому приходится прибегать к специальным конструктивным мерам по выравниванию подачи, либо устанавливать синхронный кардан [22], например в виде двух последовательно соединенных асинхронных карданов.

Позднее, в § VII.15 будет показано, что применение синхронного кардана в виде двух последовательно соединенных карданов обеспечивает постоянство угловой скорости упорного диска только при определенном значении γ . При всех остальных значениях γ синхронный кардан перестает быть синхронным и будет эквивалентен некоторому асинхронному кардану со своим новым значением угла наклона γ_3 . Поэтому кинематика гидромашин с синхронным карданом (см. § VII.15), строго говоря, та же, что и для рассматриваемых гидромашин. В конечном счете влияние переменности Ω на подачу возникает вследствие неоднородности кинематики отдельных поршней из-за различного ориентирования относительно кардана, что будет подробно рассмотрено в § VII.17.

О том, как мало влияет увеличение z на неравномерность подачи при $\gamma = 30^\circ$, дают представление значения σ , приведенные в табл. VII.2 для разных значений z .

Таблица VII. 2

z	$z = 2k + 1$					$z = 2(2k + 1)$				$z = 4k$			
	7	9	13	15	23	10	14	18	22	8	12	16	24
$\sigma, \%$	31,3	30,5	29,9	29,6	29,1	33,7	31,4	30,4	29,9	32,2	30,3	30	29,7

В табл. VII.3 приведены предельные значения σ_∞ , соответствующие $z \rightarrow \infty$, при разных значениях γ .

Таблица VII. 3

γ°	0	3	5	10	15	20	25	30
$\sigma_\infty, \%$	0	0,274	0,7625	3,125	6,93	12,45	19,85	28,85

§ VII.4. Конструктивные приемы выравнивания подачи

Конструктивные приемы выравнивания подачи можно получить из анализа выражения (VII.12), записанного в форме $Q_r = \cos \gamma \sum_n F \frac{D}{2} \Omega \sin \beta_{0r}$. Находящиеся под знаком сум-

мы величины F и $\frac{D}{2}$ можно делать разными так, чтобы в момент, когда Ω имеет наибольшее значение, уменьшение подачи компенсировалось увеличенными значениями F или $\frac{D}{2}$ того поршня, который в этот момент обеспечивает наибольшую часть подачи. Каждый поршень в цилиндрической блоке совершает возвратно-поступательное движение примерно по гармоническому закону (выражение VII.10) и дает наибольшую подачу тогда, когда находится в среднем положении периода нагнетания, как, например, поршень 5 на рис. VII.4, а справа. Однако в этом положении упорного диска его угловая скорость — наибольшая и увеличение ее можно компенсировать уменьшением либо размера поршня F , либо размещением этого поршня на меньшем радиусе $\frac{1}{2} D$.

При повороте упорного диска на 90° его угловая скорость будет наименьшей, зато поршень 5 окажется на опорной точке, выйдя из области нагнетания (см. рис. VII.4, а слева). В этом случае наибольшую часть подачи будут обеспечивать поршни 7 и 8, у которых величины F или $\frac{1}{2} D$ выполняются соответственно бóльшими.

Аналогичный результат может быть получен, если изображенные на рис. VII.4, а слева поршни 6, 7, 8 и 9, а также 1, 2, 3 и 4 разместить ближе к горизонтальному диаметру (метод «сгущения» поршней). Тогда при повороте упорного диска на 90° они окажутся расположенными ближе к крайним положениям, соответствующим или началу, или концу процесса нагнетания, и тем самым уменьшат величину подачи, компенсируя увеличивающуюся угловую скорость упорного диска (см. рис. VII.4, а справа).

Метод «сгущения» поршней при $z=8$ (величина углового смещения поршней $\delta=10^\circ 51'$) позволяет получить $\sigma=11,8\%$ вместо $32,6\%$, а при $z=7$ (углы смещения каждой последующей пары поршней: $\delta_1=10^\circ 48'$, $\delta_2=4^\circ 38'$ и $\delta_3=11^\circ 18'$) приводит к $\sigma=4,26\%$ вместо $31,3\%$. Увеличение равномерности подачи более чем в семь раз весьма существенно.

Кроме способов выравнивания подачи методами использования поршней разных размеров, размещения поршней на разных радиусах и метода «сгущения» поршней, часто пользуются комбинированными методами, одновременно осуществляя все три мероприятия. В этом случае удается получать наибольшую равномерность подачи.

Так как обычно гидромоторы работают при $\gamma=\text{const}$, а для насосов $\gamma \neq \text{const}$, рассмотренные способы выравнивания подачи различны. Так, уже многие десятилетия на отечественных гид-

ромашинах для гидромоторов и насосов при $z=9$ используется комбинированный метод выравнивания подачи, заключающийся в исполнении метода «сгущения» поршней и переменности радиусов размещения осей поршней в цилиндрическом блоке R' и φ'_i ,

а также радиусов размещения головок шатунов в упорном диске R и φ_i . Для гидромоторов (на рис. VII.7,а) вершины многоугольника показывают места положения осей головок шатунов на упорном диске, а номер при вершине соответствует номеру поршня) применяют (индекс внизу указывает номера поршней):

$$\varphi'_i = \varphi_i \text{ и } \frac{R_i}{R'_i} = k_D = 1,03$$

— дезаксиал, причем $\varphi_{12} = \varphi_{89} = 39^\circ 40'$; $\varphi_{23} = \varphi_{78} = 36^\circ 5'$; $\varphi_{34} = \varphi_{67} = 37^\circ 50'$; $\varphi_{45} = \varphi_{56} = 43^\circ 25'$; $R_1 = R_9 = 1,03093 \cdot R_5$; $R_2 = R_3 = R_7 = R_8 = 1,1236 \cdot R_5$ и $R_4 = R_6 = 1,0989 \cdot R_5$.

При соблюдении приведенных соотношений размеров коэффициент неравномерности подачи $\sigma = 2,4\%$.

Для насосов (рис. VII.7,б) на упорном диске применяют: для всех головок шатунов поршней одно и то же значение радиуса R , на 10,95% меньше R_5 гидромотора; $\varphi_{12} = \varphi_{89} = 39^\circ 38'$; $\varphi_{23} = \varphi_{78} = 36^\circ 18'$; $\varphi_{34} = \varphi_{67} = 37^\circ 47'$; $\varphi_{45} = \varphi_{56} = 43^\circ 26'$ и $\varphi_{19} = 46^\circ$.

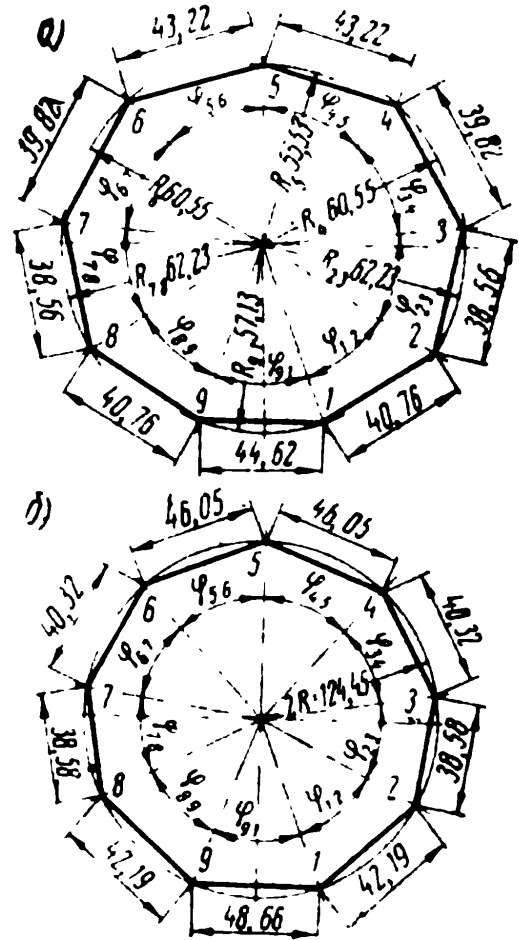


Рис. VII.7. Разноска осей головок шатунов на упорном диске:

а — гидромотор; б — насос

§ VII.5. Диаметры поршней

Диаметры поршней d и наружный диаметр цилиндрического блока D_6 выбираются так, чтобы деформации цилиндров Δ для бронзовых цилиндрических блоков не превосходили $6 \div 7$ мкм, стальных — 8 мкм, а напряжения не превосходили определенных пределов. Обычно полученное из расчета значение d округляется до ближайшего по ГОСТ 6540—53 значения в миллиметрах: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 20; 22; 24; 25; 26; 27; 28; 29; 30; 32; 34; 35; 38; 40; 42; 44; 45; 46; 48; 50; 52; 58; 60; 62; 65; 68; 70; 72; 75; 78; 80; 82; 85; 90; 92; 95; 98; 100; 105 и далее через 5 мм до 500 мм. Напряжения и деформации цилиндров подсчитываются для условной толстостенной трубы с наружным диаметром $Ad = d + 2a$ (где d — диаметр поршня, a — толщина

стенки). Эта концентрическая сечению цилиндра окружность с диаметром Ad , которая касается наружной поверхности цилиндрического блока диаметром D_0 , не должна выходить за пределы тела цилиндрического блока и перерезаться пазом шпонки.

Деформация стенки условной трубы (в см)

$$\Delta = \frac{d}{E} \left(\frac{A^3 + 1}{A^3 - 1} + \mu \right) p_p, \quad (\text{VII.16})$$

а напряжения (в н/см²)

$$\sigma = \frac{A^3 + 1}{A^3 - 1} p_p, \quad \text{н/см}^2, \quad (\text{VII.17})$$

где μ — коэффициент Пуассона, равный 4000 н/см² для прокаливаемых сталей (например, сталь марки X12Ф1) и цементируемых (например, сталь марки 20Х) при $p_{\max} = 1800 \div 2000$ н/см²; $p_p = 2500$ н/см² для бронзы (например, ОСН10-2-3 и СУН7-2) при $p_{\max} = 1500 \div 1800$ н/см².

Допускаемые напряжения: 15 000 н/см² для указанных выше сталей и 6000 н/см² для бронзы. Обычно при этих условиях для стальных цилиндрических блоков $A = 1,32 \div 1,43$ и для бронзовых $A = 1,55 \div 1,68$.

В двух соседних цилиндрах одновременно могут быть высокие давления, что повышает напряжения в перемычке b и учитывается при расчетах принятием соответствующего значения p_p , неравного p_{\max} . Однако в гидромашинах, работающих в нагруженных системах автоматических приводов, могут возникать давления, превышающие на 50 ÷ 80% p_{\max} , поэтому размер перемычки между двумя соседними цилиндрами принимают $b = (1,3 \div 1,6) a = ca$, причем меньшие значения соответствуют стальным цилиндрическим блокам, а большие — бронзовым.

В соответствии с равенствами (VII.16) и (VII.17) относительная толщина условной толстостенной трубы должна удовлетворять неравенству

$$\sqrt{\frac{\sigma + p_p}{\sigma - p_p}} \leq A \geq \sqrt{\frac{\Delta \cdot E - \mu d \cdot p_p + 1}{\Delta \cdot E - \mu d \cdot p_p - 1}}, \quad (\text{VII.18})$$

абсолютная толщина

$$a = \frac{1}{2} d (A - 1); \quad (\text{VII.19})$$

размер перемычки

$$b = ca = D' \sin \frac{\varphi}{2} - d, \quad (\text{VII.20})$$

где φ — центральный угол между осями двух соседних цилиндров;

D' — диаметр разности осей цилиндров в цилиндрическом блоке.

Очевидно, наружный диаметр цилиндрического блока

$$D = D' + d + 2a = D' + Ad \quad (\text{VII.21})$$

(диаметр внутренней расточки $D_B = D' - Ad$), а его высота

$$B = S + (0,8 + 1,0)l + b_1 + b_2, \quad (\text{VII.22})$$

где S — ход поршня, l — его длина, b_1 — ширина технологической проточки и b_2 — толщина дна блока.

Обычно принимают $l = (1,4 \div 1,8) d$, причем меньший размер принимается для поршней с уплотнениями, большая длина — для поршней из железистой бронзы Бр. АЖ-9-4 ГОСТ 493—54 (применяется в паре с блоками из стали марки Х12Ф1) для гидромашин с высоким к. п. д.

Толщина дна b_2 , включая конусную часть цилиндра (см. рис. VII.1), должна быть не меньше толщины перемычки b между цилиндрами, а высота окна без конусной части — не меньше толщины стенки условной толстостенной трубы a .

Равенство (VII.22) предусматривает выход поршня на $(0,2 \div 0,25) l$ из цилиндра при нахождении его в одном крайнем положении и вход в технологическую проточку при нахождении его в другом крайнем положении.

§ VII.6. Примерный порядок расчета аксиально-поршневой гидромашин с силовым карданом

Примерный порядок расчета аксиально-поршневой гидромашин с силовым карданом приводится применительно к гидродвигателю, который, как и для всех обратимых гидромашин, принципиально не отличается от насоса за исключением того, что насосы обычно делаются регулируемые. Рассматриваемая гидромашин существенно отличается большими нагрузками на кардане, нагруженном почти полным моментом гидромашин (исключая момент потерь при проворачивании цилиндрического блока) и значительными инерционными нагрузками, возникающими из-за изменения угловых скоростей упорного диска.

Большие усилия со стороны штоков поршней на упорный диск приводят к затруднениям при выборе упорного подшипника, который приходится делать либо специальным, либо применять гидродинамические опоры (рис. VII.8), расчет которых рассмотрен в работе [91].

Для гидромашин малой и средней мощности принимают $p_H = 800 \text{ н/см}^2$ (реже до 1200 н/см^2), $\gamma_{\max} = 20^\circ$ (реже до 23°) и $n_1 = n_2 \max = 500 \text{ об/мин}$ (реже до 1000 об/мин). Для мощных гидромашин $n_1 = 428 \div 375 \text{ об/мин}$.

Средние значения объемных к. п. д. $\eta_{o1} = \eta_{o2} = 0,95 \div 0,97$ и механических $\eta_{m1} = \eta_{m2} = 0,92 \div 0,94$. Число поршней z принимается равным 9, но при очень большом возрастании размера увеличивается до 13.

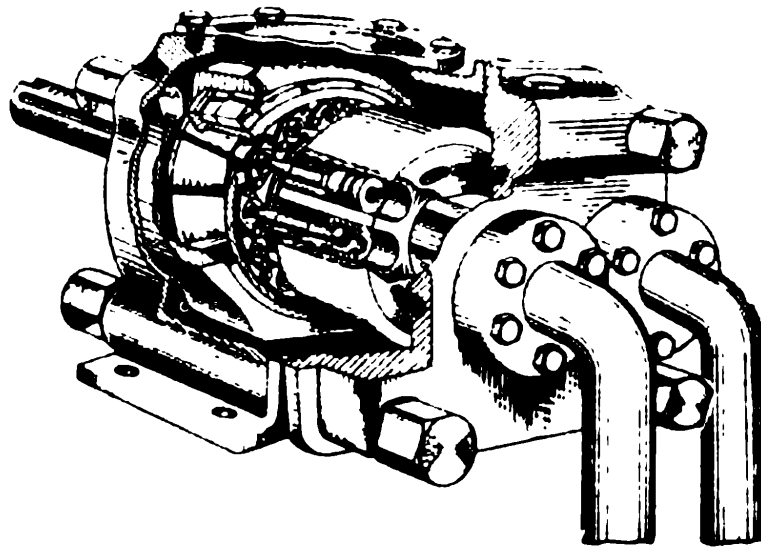


Рис. VII.8. Аксиально-поршневая гидромашина с силовым синхронным карданом

Рабочий объем гидромашины (равенство VII.11) определяется из соотношения

$$q_2 = 2F \sin \gamma_{\max} \sum_n R_i, \quad (\text{VII.23})$$

или для $z=9$

$$q_2 = 19,508FR_5 \sin \gamma_{\max} \quad (\text{VII.24})$$

и при $\gamma_{\max} = 20^\circ$ $q_2 = 6,67FR_5$.

По величине дезаксиала $K_D = \frac{D}{D'}$ и D определяют радиус разноски осей поршней в цилиндрическом блоке $R' = \frac{D'}{2} = \frac{D}{2K_D}$, а по центральному углу между осями соседних цилиндров φ находится выражение диаметра поршня d (равенство VII.20). Применительно к рассматриваемому случаю (см. рис. VII.7, а) для наименьшего значения угла $\varphi_{23} = \varphi_{78}$ получим

$$R_2' \sin 18^\circ 2',5 = \frac{d+b}{2} = \frac{d + (0,65 \div 0,80)(A-1)d}{2},$$

где значение A должно удовлетворять условиям (VII.18), откуда

$$R_5 = 1,03R_5' = \frac{1,03}{1,1236} R_2' = 2,96d [0,5 + (0,325 \div 0,400)(A-1)].$$

Подставляя полученное выражение в равенство (VII.24), будем иметь.

$$d = \sqrt[3]{\frac{q_2}{15,5 [0,5 + (0,325 \div 0,400)(A - 1)]}} \quad (\text{VII.25})$$

или для цилиндрического блока из стали марки Х12Ф1 ($\sigma = 15\,000 \text{ н/см}^2$ и $b = 1,3$)

$$d = \sqrt[3]{\frac{q_2}{2,7 + 5A}} \quad (\text{VII.26})$$

Уточняя полученное значение d по ГОСТ 6540—53 (см. § VII.5), находят R_i и R_i' для всех поршней и проверяют величины q_2 , σ , Δ . Затем находят D_0 , B и диаметр внутренней расточки цилиндрического блока (равенства VII.21 и VII.22).

Крутящий момент на упорном диске определяется суммированием составляющих моментов от каждого из поршней, находящихся в полости нагнетания,

$$M_d = F p_n \sin \gamma \sum_n R_i' \cos \beta_{0i} \quad (\text{VII.27})$$

считая направление действия усилий на каждый поршень совпадающим с осью цилиндра.

При выборе размеров окон цилиндров следует иметь в виду, что гидромашины этого типа обычно не имеют избыточного давления во всасывающей линии (это давление определяется сравнительно небольшой высотой размещения подпиточного бачка), поэтому скорости рабочей жидкости в окне цилиндра, в каналах и щели подпиточного клапана выбираются не более $1,4 \div 2,0 \text{ м/сек}$.

С целью уменьшения скоростей относительного движения на торцевом распределении и уменьшения момента трения диаметр осей окон цилиндров D_0 принимается меньшим, чем диаметр разности осей цилиндров D' в цилиндрическом блоке.

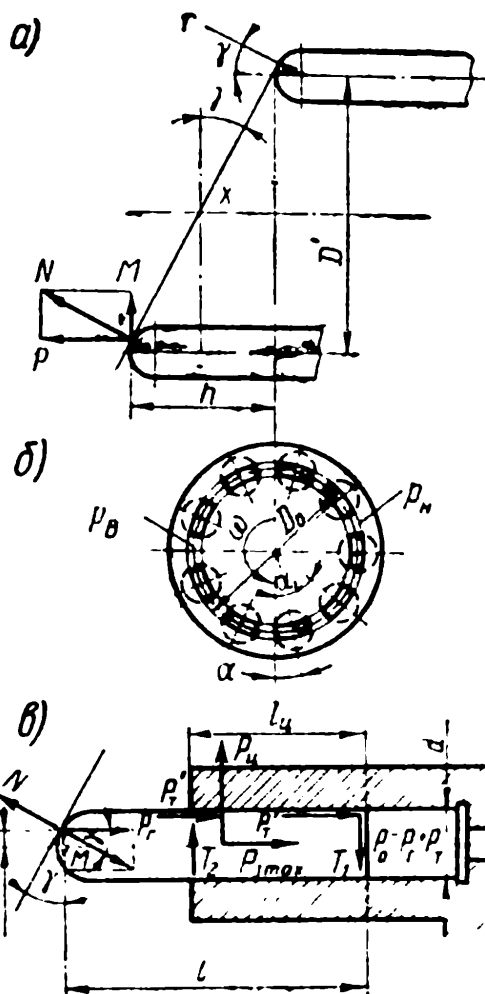
Дальнейший расчет на прочность обычно проводится после предварительной конструктивной проработки цилиндрического блока и сопряженных с ним деталей.

§ VII.7. Аксиально-поршневые гидромашины с точечным касанием

Аксиально-поршневые гидромашины с точечным касанием обычно выполняются с вращающимся цилиндрическим блоком и реже с вращающимся упорным диском и распределителем (14 и 3 соответственно на рис. I.5, б). В обоих случаях при помощи соответствующих конструктивных мероприятий

можно сделать гидромашину регулируемой путем изменения угла наклона γ упорного диска относительно оси вала.

Величина хода поршня (в см), а значит и средняя геометрическая подача гидромашин (в см³/мин) зависят от величины угла γ (рис. VII.9, а):



$$S = D' \operatorname{tg} \gamma \text{ и } (Q_r)_{\text{ср}} = z F h n. \quad (\text{VII.28})$$

Текущие значения относительных перемещений, скорости и ускорения i -го поршня определяются выражениями

$$\left. \begin{aligned} h_i &= \frac{1}{2} D' \operatorname{tg} \gamma (1 - \cos \alpha_i); \\ v_i &= \dot{h}_i = \frac{1}{2} D' \omega \operatorname{tg} \gamma \sin \alpha_i; \\ j_i &= \ddot{h}_i = \frac{1}{2} D' \omega^2 \operatorname{tg} \gamma \cos \alpha_i, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.29})$$

где α_i — угол поворота вала относительно положения, соответствующего началу нагнетания.

Мгновенная подача гидромашин определяется суммой подач поршней, одновременно находящихся в напорной полости,

Рис. VII.9. Схема гидромашин: а — размещение точек контакта; б — торец цилиндрического блока; в — поршень

$$Q_r = \sum_{\text{в}} Q_i = \sum_{\text{н}} v_i F_i = \frac{1}{2} D' F \omega \operatorname{tg} \gamma \sum_{\text{в}} \sin \alpha_i \quad (\text{VII.30})$$

и изображается кусочно-непрерывной функцией в виде отрезков синусоид (см. рис. VI.2 и VI.3). При z нечетном (для уменьшения коэффициента неравномерности подачи)

$$Q_r = \frac{D' F \omega \operatorname{tg} \gamma}{4 \sin \frac{\varphi}{4}} \cos \left(\frac{\varphi}{4} - \alpha_i \right), \quad (\text{VII.31})$$

где $\varphi = \frac{2\pi}{z}$ — центральный угол между двумя соседними цилиндрами;
 α_i — угол поворота последнего вступившего в область нагнетания цилиндра.

§ VII.8. Расчет торцевого распределения

Расчет торцевого распределения гидромашины с вращающимся блоком аналогичен расчету торцевого распределения аксиально-поршневых гидромашин с двойным несилковым карданом (подробно рассмотрен в § VII.20) с учетом трех дополнительных специфических особенностей:

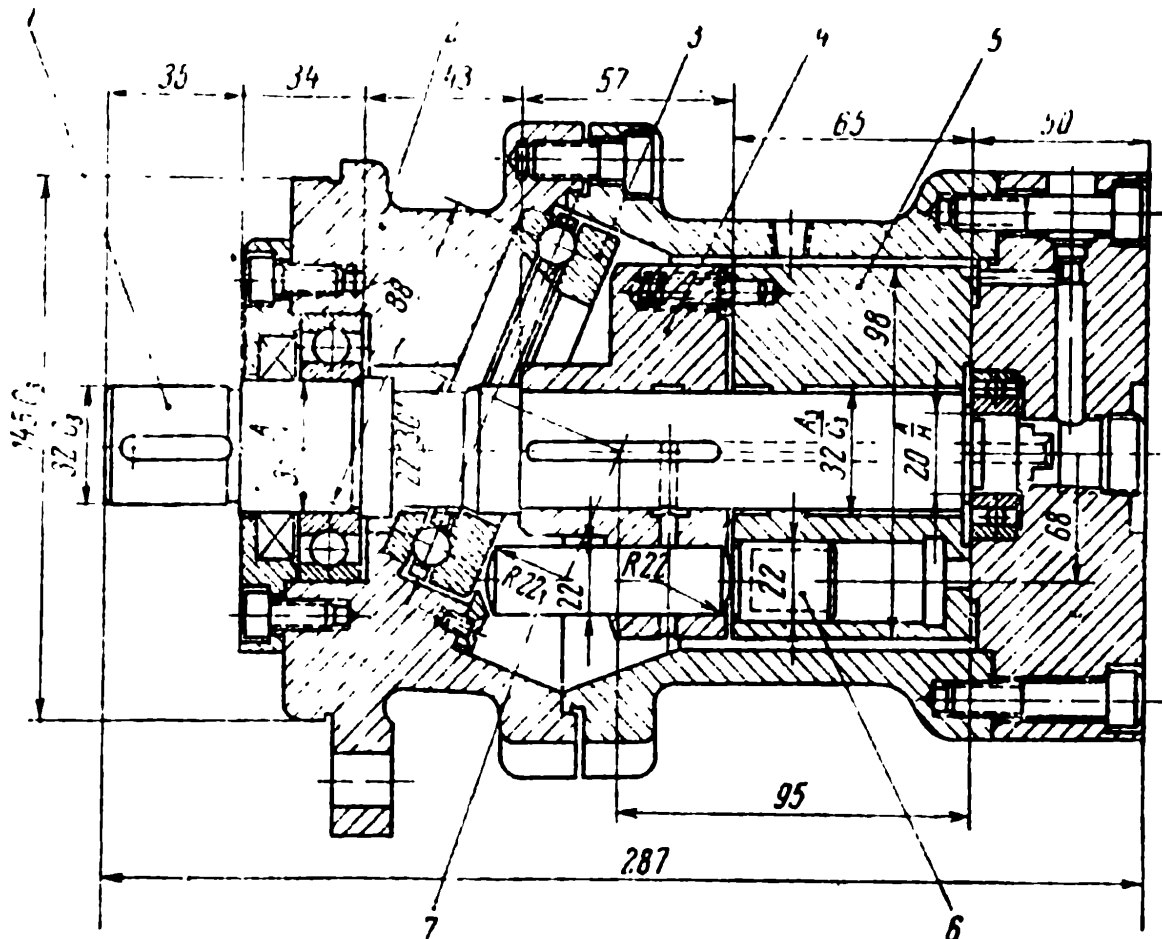


Рис. VII.10. Разгрузка конструкции при помощи толкателей

1) процент прижима увеличивается на $1,5 \div 3,0\%$ из-за существования значительных нормальных к оси вращения сил на цилиндрический блок (см. рис. VII.9, б и в);

2) проходную площадь F_0 окон цилиндрического блока насоса, работающего на самовсасывании, выбирают из условия получения средних скоростей рабочей жидкости, равных $v_0 = 1,2 \div 2,0$ м/сек (перепады в окне — несколько ньютон на квадратный сантиметр);

3) для гидромашин с подпиткой размеры окон цилиндрического блока те же, что и у гидромашин с двойным несилковым карданом, а величина давления подпитки должна быть увеличена, чтобы обеспечить силовые связи в механизме (недопустимость отрыва головки поршня от упорного диска).

Для разгрузки цилиндрического блока от опрокидывающих усил-

лий со стороны поршней (результат реактивных усилий воздействия упорного диска на поршни, показанных на рис. VII.9, в) применяют разгружающие толкатели (рис. VII.10).

Для разгрузки поршня 6 от радиальных усилий используется толкатель 7, перемещающийся в направляющей 4, установленной на валу 1 при помощи шпонки. В этой конструкции реакция упорного подшипника 3, закрепленного в крышке гидромашины 2, через толкатель и направляющую воспринимается опорами вала, разгружая цилиндрический блок 5 от радиальных усилий.

§ VII.9. Усилия, действующие на поршни гидромашины

Усилия, действующие на поршни гидромашины, и давление подпитки определяют с учетом массы толкателей и сил трения толкателей в направляющих.

Подпиточный насос должен обеспечить такое давление всасывания p_b , которое с учетом потерь в окнах цилиндрического блока $\Delta p_0 = p_b - p_0$ создает гидростатическое усилие на поршне, способное преодолеть силу трения P_T , силу инерции P_j и создать гарантированный прижим головки поршня к поверхности опорной шайбы P_r :

$$p_b = \Delta p_0 + \frac{P_T + P_j + P_r}{F} = \Delta p_0 + \frac{P_\Sigma}{F} + \frac{P_r}{F}. \quad (\text{VII.32})$$

Перепад давления в окне Δp_0 определяется через скорость (в м/сек) из равенства

$$v_0 = \mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p_0} = 0,72 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p_0} \approx 3,42 \sqrt{\Delta p_0}. \quad (\text{VII.33})$$

Наибольшая скорость поршня

$$(v_0)_{\max} = \frac{F_0}{F} (v_0)_{\max} = \frac{F_0}{F} \frac{D' \omega}{\sin \gamma} \text{ г } \gamma. \quad \text{[(VII.34)]}$$

Используя это выражение в равенстве (VII.33), получим значение Δp_0 (в н/см²)

$$\Delta p_0 = 2,19 \cdot 10^{-2} \left(D' \omega \text{ tg } \gamma \frac{F_0}{F} \right)^2. \quad (\text{VII.35})$$

В действительности, при включении гидромашины на холодном масле μ меньше. Кроме того, в начальные моменты приема жидкости цилиндром, хотя скорость поршня меньше, существенно меньше и проходное сечение полностью открытого окна, что приводит к некоторому увеличению действительного значе-

ния $\Delta p_{\text{од}} > \Delta p_0$. В настоящее время для вычисления $\Delta p_{\text{од}}$ недостаточно экспериментальных материалов, поэтому расчет ведут по Δp_0 , предусматривая определенный запас давления подпитки в виде соответствующего значения гарантированного прижима поршня P_r .

Максимальная величина силы инерции относительного движения поршня с массой m

$$P_{j\text{max}} = m(\dot{v}_i)_{\text{max}} = \frac{1}{2} m D' \omega^2 g \gamma, \quad (\text{VII.36})$$

а сила трения

$$P_T = P_T' + P_T'',$$

где P_T' — составляющая от действия нормального реактивного усилия N упорного диска на головку поршня;

P_T'' — составляющая от центробежных сил, возникающих из-за вращения цилиндрического блока (см. рис. VII.9, в).

Обычно поверхность цилиндра воспринимает только часть (хотя и бóльшую) центробежной силы, а остальная ее часть вместе с гидростатическим усилием уравнивается реактивным усилием N .

Величина P_r выбирается от нескольких ньютонов до 10–20 н в зависимости от веса поршня. Величина реактивного усилия без учета соответствующей части центробежных сил поршня

$$N = \frac{P_r}{\cos \gamma} = \frac{p_0 F}{\cos \gamma}, \quad (\text{VII.37})$$

а уравнивающие радиальные усилия на поршне T_1 и T_2 (см. рис. VII.9, в) определяются из условий равновесия:

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \left(\frac{l}{l_u} - 1 \right) P_r \operatorname{tg} \gamma - \frac{P_r}{l_u} \left(\frac{1}{2} d - r \sin \gamma \right); \\ T_2 &= \frac{l}{l_u} P_r \operatorname{tg} \gamma + \frac{P_r}{l_u} \left(\frac{1}{2} d - r \sin \gamma \right), \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.38})$$

где $r \sin \gamma$ — эксцентricность контактной точки головки поршня.

Составляющие сил трения поршня:

а) от действия радиальных сил T_1 и T_2

$$P_T' = (T_1 + T_2) f = \frac{l}{l_u} \operatorname{tg} \gamma P_r (2l - l_u - 2r \cos \gamma), \quad (\text{VII.39})$$

где f — коэффициент трения;

б) от действия центробежных сил

$$P_T'' = f m \omega^2 \frac{D'}{2}. \quad (\text{VII.40})$$

Поскольку наибольшие силы инерции поршня $P_j = \frac{1}{2} D' m \omega^2 \text{tg } \gamma$ и трения $P_\tau = P'_\tau + P''_\tau$ будут при γ_{\max} , то суммарное максимальное сопротивление движению поршня

$$\begin{aligned} P_\Sigma = P_{j\max} + P_\tau = \frac{1}{2} D' m \omega^2 (f + \text{tg } \gamma_{\max}) + \\ + f \text{tg } \gamma_{\max} \left(2 \frac{l}{l_u} - 1 - \frac{2r}{l_u} \right) \cos \gamma_{\max}. \end{aligned} \quad (\text{VII.40}')$$

Задаваясь величиной P_τ , а также вычисляя при помощи равенств (VII.35) и (VII.40') значения Δp_0 и P_Σ , определяют из условия (VII.32) необходимое давление всасывания p_b , полученное значение которого увеличивают в 1,5÷2 раза, имея в виду возможность работы при отрицательных температурах и дросселирующий эффект неполностью открытого окна в начальные моменты открытия цилиндра.

Коэффициент трения f принимают равным 0,05 (сталь по бронзе при хорошей смазке, $\gamma = 20^\circ$ и $n = 1500 \div 2000$ об/мин), а отношение $\frac{F_0}{F}$ равным 0,5.

Если насос должен работать на самовсасывание, то поршень выталкивается пружиной; наименьшее усилие которой (в н)

$$P_{\text{пр}} = P_\Sigma + P_r + P_a, \quad (\text{VII.41})$$

где $P_a = 10 F p_a$ (p_a — разрежение, принимаемое равным $6 \div 8$ н/см²).

В месте контакта головки поршня — большие напряжения, ограничивающие увеличение мощности гидромашины. Эти напряжения могут быть снижены путем увеличения радиуса сферической поверхности головки поршня r (рис. VII.11,а) или установкой специальных башмаков (1 на рис. VII.11,б), перемещающихся по опорной поверхности 2. Эти устройства могут иметь гидростатическую разгрузку башмака 1 (рис. VII.11,в) при помощи подвода рабочей жидкости из цилиндра в разгружающую камеру 2 и приспособление 3 для принудительного выхода поршней, находящихся в области всасывания, превращая такие насосы в самовсасывающие. Возможно осуществление конструкции с башмаками, имеющими замкнутую гидростатическую разгрузку.

§ VII.10. Торцевое распределение в конструкциях с неподвижным цилиндрическим блоком

Торцевое распределение в конструкциях с неподвижным цилиндрическим блоком (1 на рис. I.5,б) устанавливается на наружном кольце подшипника (рис. VII.12), поса-

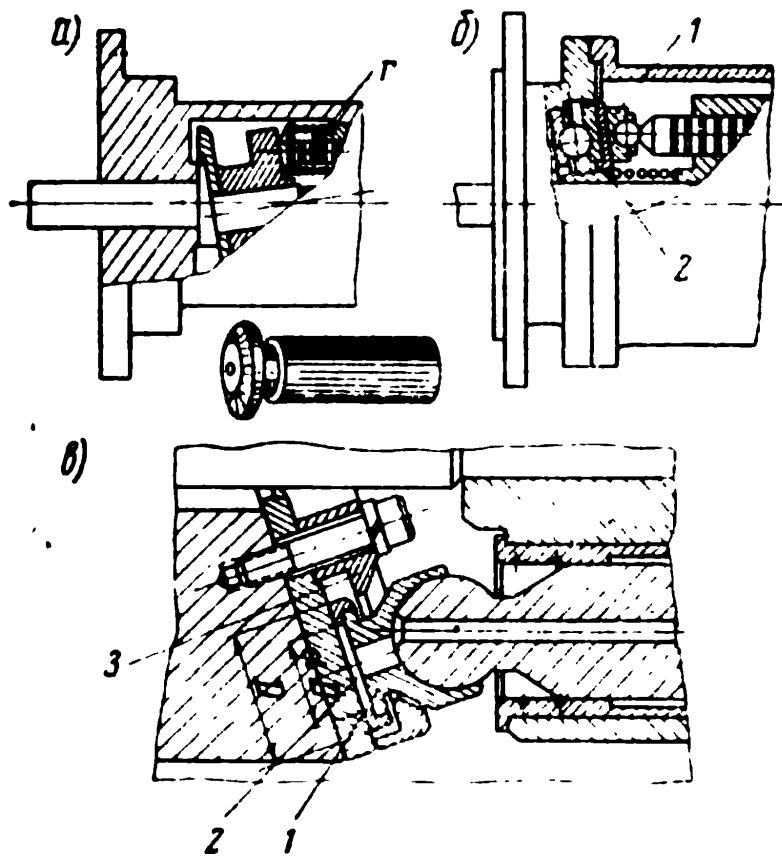


Рис. VII.11. Конструкции поршней:
 а — сферическая головка; б — опора через башмак; в — приспособление, обеспечивающее возможность самовсасывания

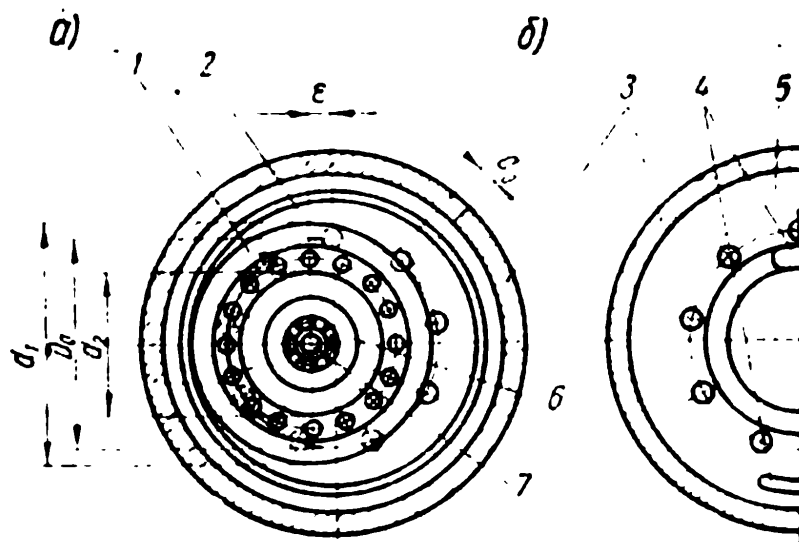


Рис. VII.12. Вращающийся золотник:
 а — вид на цилиндрический блок; б — вид на крышку;
 1 — золотник; 2 — цилиндрический блок; 3 — корпус; 4 — приемный и отдающий каналы; 5 — крышка; 6 — подшипник

женного на эксцентрично (эксцентриситет e) выполненном пальце вала гидромашины. Расчет геометрии торцевого распределителя, совершающего вращательно-колебательное движение по торцевой поверхности неподвижного цилиндрического блока, сводится, в основном, к определению наружного d_1 и внутреннего d_2 диаметров уплотняющих поясков (рис. VII.12) в зависимости от эксцентриситета e и диаметра разноски окон цилиндров D_0 .

Для круглых окон в цилиндрическом блоке с диаметром d_0 зависимости d_1 и d_2 от D_0 , e и d_0 определяются равенствами:

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= \sqrt{D_0^2 + 4eD_0 \sin \varphi_n + 4e^2} + d_0; \\ d_2 &= \sqrt{D_0^2 - 4eD_0 \sin \varphi_n + 4e^2} + d_0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.42})$$

причем углы перекрытия для наружной кромки φ_n и внутренней кромки φ_b определяются соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_n &= \arcsin \frac{(d_1 - d_0)^2 - (D_0^2 + 4e^2)}{4eD_0}; \\ \varphi_b &= \arcsin \frac{(D_0 + 2e)^2 - (d_2^2 + d_0^2)}{4eD_0}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.43})$$

Обычно принимают углы перекрытия $\varphi_n = \varphi_b = 1 \div 3^\circ$. Величина d_0 выбирается из допустимых значений скорости рабочей жидкости в окне (см. § VII.8).

Уравнения (VII.42) и (VII.43) получаются путем простейших геометрических преобразований. Выводы их можно найти в работе [6].

§ VII.11. Момент на регулирующем органе

Момент на регулирующем органе затрачивается на уравновешение гидростатических усилий на поршни; преодоление сил трения в цапфах люльки между головками поршней и поверхностью упорного диска и между поршнями и поверхностями цилиндров (в том числе от действия центробежных сил); преодоление инерции поршней; преодоление гироскопических сил вращающихся деталей упорного диска.

Последние две составляющие даже при сравнительно большой частоте командного сигнала, при помощи которого регулируют насос, обычно невелики. Поэтому чаще всего расчет ведут с определенным коэффициентом запаса, но без учета составляющих, идущих на преодоление гироскопических сил и на преодоление инерции поршней. Исключения составляют акси-

ально-поршневые гидромашины крупного размера, особенно с силовым карданом.

На рис. VII.13,а показан вид на упорный диск через цилиндрический блок. Справа и слева от цилиндрического блока расположены опоры цапф. Если считать, что гидростатические силы через поршни действуют вдоль их осей, то, пользуясь уравнением моментов, можно определить как величины векторов сил для полости нагнетания P_H и полости всасывания P_B , так и соответственно координаты точек приложения этих сил x_H, y_H, x_B, y_B .

При нахождении в полости нагнетания $\frac{z+1}{2}$ поршней и их симметричном расположении относительно оси цапф (рис. VII.13,а):

$$\left. \begin{aligned} P_H &= p_H F \frac{z+1}{2}, \quad P_B = p_B F \frac{z-1}{2}; \\ y_H &= y_B = 0; \\ x_H &= \frac{D'}{z+1} \left(1 + 2 \cos \frac{2\pi}{z} + 2 \cos \frac{4\pi}{z} \right); \\ x_B &= \frac{2D'}{z-1} \left(\cos \frac{\pi}{z} + \cos \frac{3\pi}{z} \right). \end{aligned} \right\} \quad (VII.44)$$

При любом ином расположении цилиндрического блока ординаты y_H и y_B будут отличны от нуля, изменяясь в пределах от $+\frac{D'}{2(z+1)}$ до $-\frac{D'}{2(z+1)}$, если в полости нагнетания находится $\frac{z+1}{2}$ цилиндров, и в пределах от $+\frac{D'}{2(z-1)}$ до $-\frac{D'}{2(z-1)}$,

если в полости нагнетания находится $\frac{z-1}{2}$ цилиндров. Соответствующие положения цилиндрического блока показаны на рис. VII.13,б. График изменения момента от векторов сил P_H и P_B , поворачивающего упорный диск около оси xx , показан на рис. VII.13,в в виде функции угла поворота цилиндрического блока α . Высокая частота изменения величины и знака этого момента при значительных моментах инер-

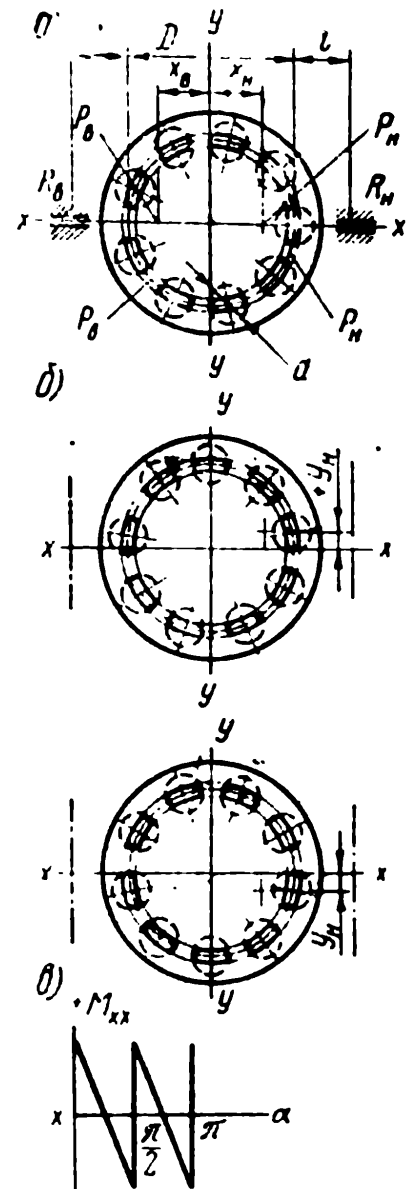


Рис. VII.13. Вид на регулирующий орган со стороны торца цилиндрического блока (а — симметричное размещение поршней; б — предельные случаи симметрии) и график изменения момента (в)

ции упорного диска позволяет игнорировать при расчетах величину воздействия этого момента на регулирующий орган.

Суммарная величина реакций R_n и R_b на цапфах от векторов гидростатических сил P_n и P_b (рис. VII. 13, а)

$$R_n + R_b = \frac{P_n + P_b}{\cos \gamma} = \frac{F}{2 \cos \gamma} [(p_n + p_b)z + (p_n - p_b)] \quad (\text{VII.45})$$

потребуется от регулирующего органа преодоления момента трения на цапфах

$$\begin{aligned} M &= (R_n + R_b) f \frac{d_u}{2} = (P_n + P_b) \frac{f d_u}{2 \cos \gamma} = \\ &= \frac{F f d_u}{4 \cos \gamma} [(p_n + p_b)z + (p_n - p_b)], \end{aligned} \quad (\text{VII.46})$$

где f — коэффициент трения:

d_u — диаметр шейки цапфы (или диаметр расположения векторов сил трения в подшипнике).

При резких перебросках и быстрых реверсах давление в обеих магистралях гидropередачи может быть наибольшим ($p_n = p_b = p_{\max}$), поэтому величина момента сил трения от реакций гидростатических сил

$$M = \frac{1}{2 \cos \gamma} z f d_u p_{\max} F. \quad (\text{VII.46}')$$

Принятое допущение о действии гидростатических сил по осям поршней возможно только при малых радиусах r сферы головок поршней, удовлетворяющих выражению $|y_n| = \left| \frac{D'}{2(z+1)} \right| > r$ или, как крайний случай, неравенству $\left| \frac{D'}{2(z+1)} \right| > r \sin \gamma$.

В этих случаях можно пренебречь моментом относительно цапф, эксцентрично действующих на упорный диск сил P'_n и их боковых составляющих S'_n (рис. VII.14,а), средняя величина которого, равная $(r-l) \left[(z+1) P'_n + (z-1) P'_b \right] \frac{\text{tg } \gamma}{2 \cos \gamma}$, получается из-за смещения относительно осей поршней точек контактов головок поршней с поверхностью упорного диска. Величина этого момента изменяется в пределах

$$\pm \frac{D'}{4 \cos^2 \gamma} (P'_n - P'_b) - (r-l) [(z+1) P'_n + (z-1) P'_b] \frac{\text{tg } \gamma}{2 \cos \gamma}.$$

Возникновение момента обусловлено неравенством плеч OA и $O'B$, а также Ox и $O'x$. Среднее значение этого момента от-лично от нуля.

Одним из слабых участков гидромашин с точечным касанием является пятно контакта головки поршня с поверхностью упорной шайбы. Сферические головки поршней подвергаются питтин-

говому износу (от сферической поверхности отделяются чешуйки материала), а поверхность упорного диска покрывается следами износа, приобретая при этом характерные цвета побежалости, свидетельствующие о значительном повышении температуры в процессе работы.

Для повышения ресурса гидромашины увеличивают радиусы сфер головок поршней и смещают ось цапф упорного диска от

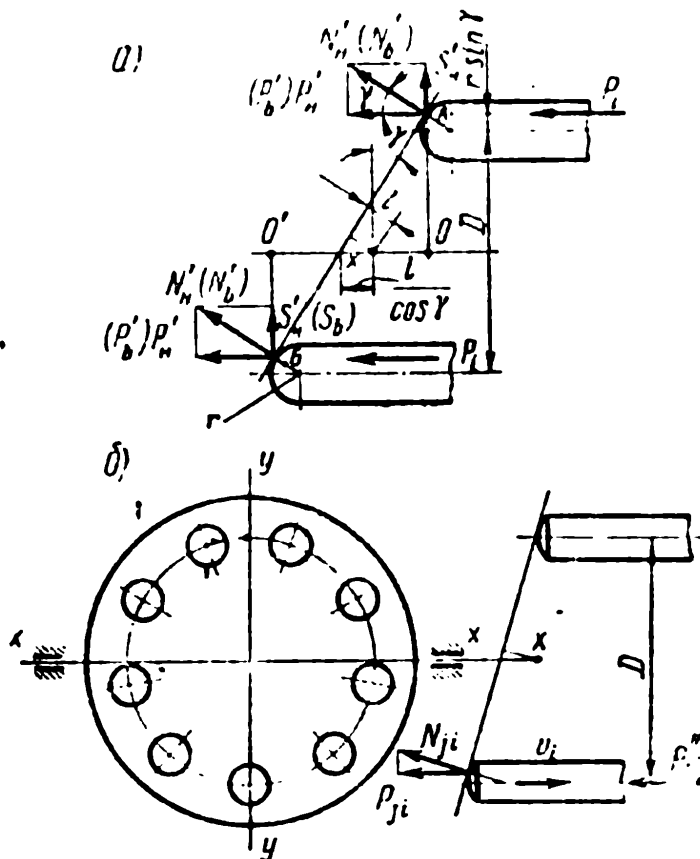


Рис. VII.14. Воздействие поршней на упорный диск:

а — положение точек контакта относительно оси поворота; б — действие инерционных сил

плоскости, в которой размещается опорная поверхность (обычно $r=l$).

Вертикальные составляющие реакций упорного диска на головки поршней создают силы бокового давления на поршни $T_i = P'_n \operatorname{tg} \gamma \frac{1}{l_i} (2l_n - l_i - 2r \cos \gamma)$, в результате чего возникают силы

бокового давления, которые в опорах цапф регулируются погружением

из-за того, что упорного диска на поршень нагружает его моментом $T_{изп}$, от которого возникают также свои дополнительные усилия бокового давления на поршни.

При симметричном расположении относительно оси x (от цапф) $\frac{z+1}{2}$ поршней в полости нагнетания и среднем значении $l_i = l + \frac{1}{2} S = l + \frac{1}{2} D' \operatorname{tg} \gamma$:

$$\left. \begin{aligned} P_i &= fT_i = f \operatorname{tg} \gamma P'_n \left[\frac{4(l_n - r \cos \gamma)}{2l + D' \operatorname{tg} \gamma} - 1 \right]; \\ M_n &= \frac{1}{2 \cos \gamma} f_{\text{ц}} d_{\text{ц}} \sum P_i = \\ &= \frac{1}{4 \cos \gamma} f f_{\text{ц}} d_{\text{ц}} (z+1) P'_n \left[\frac{4(l_n - r \cos \gamma)}{2l + D' \operatorname{tg} \gamma} - 1 \right]. \end{aligned} \right\} \text{(VII.47)}$$

Для гидропередач, работающих с быстрой переброской, момент определяется по всему числу поршней z при $P'_n = \rho_{\max} F$ и γ_{\max} :

$$M_n = z f f_{\text{ц}} d_{\text{ц}} P_{\max} \frac{\operatorname{tg} \gamma_{\max}}{2 \cos \gamma_{\max}} \left[\frac{4(l_n - r \cos \gamma)}{2l + D' \operatorname{tg} \gamma_{\max}} - 1 \right]. \quad \text{(VII.48)}$$

Момент сил инерции поршней $P'_{ji} = m v_i = \frac{1}{2} \omega^2 m D' \operatorname{tg} \gamma \cos \alpha_i$ и момент сил трения поршней в цилиндрах, возникающих от сил инерции поршней аналогично силам трения поршней от гидростатических сил P'_n (равенство VII. 47), $P'_{ji} = P'_{ji} f \frac{\operatorname{tg} \gamma}{l_i} (2l_n - l_i - 2r \cos \gamma)$ определяются для $\frac{z+1}{2}$ поршней, находящихся ниже оси x и симметрично расположенных относительно оси y (рис. VII. 14, б), при среднем значении $l_i = l + \frac{1}{4} S = l + \frac{1}{4} \operatorname{tg} \gamma D'$. Суммарное усилие на поршне P_{ji} , равное сумме сил инерции и трения, его момент и суммарный момент сил всех поршней относительно оси цапф соответственно будут:

$$\left. \begin{aligned} P_{ji} &= P'_{ji} + P_{ji} = P'_{ji} \left\{ 1 + f \operatorname{tg} \gamma \left[\frac{8(l_n - r \cos \gamma)}{4l + D' \operatorname{tg} \gamma} - 1 \right] \right\}; \\ M_{ji} &= \frac{1}{\cos \gamma} P_{ji} \frac{D' \cos \alpha_i}{2 \cos \gamma} = P_{ji} D' \frac{\cos \alpha_i}{2 \cos^2 \gamma}; \\ M_j &= \sum M_{ji} = \omega^2 m (D')^2 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{2 \cos^2 \gamma} \times \\ &\times \left\{ 1 + f \operatorname{tg} \gamma \left[\frac{8(l_n - r \cos \gamma)}{4l + D' \operatorname{tg} \gamma} - 1 \right] \right\} \\ &\times \left(\frac{1}{2} + \sum_{i=1}^z \cos^2 \alpha_i \right). \end{aligned} \right\}$$

Выражение (VII.49) может быть заменено приближенным

$$M_j = 1,1 (D')^2 m \omega^2 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{2 \cos^2 \gamma} \left(\frac{1}{2} + \sum_{i=1}^{z-1} \cos^2 \alpha_i \right), \quad (\text{VII.50})$$

в связи с тем, что $f \operatorname{tg} \gamma \left[\frac{8(l_n - r \cos \gamma)}{4l + D' \operatorname{tg} \gamma} - 1 \right]$ не превышает $0,09 \div \div 0,1$ для традиционных конструкций $\left[l \geq 2d, l_n = l + S + (0,5 \div \div 0,75) d, r = (0,40 \div 0,45) \frac{d}{\sin \gamma} \right]$.

Момент на цапфах чашки упорного диска, возникающий от сил трения, вызванных центробежными силами $P_\omega = \frac{1}{2} m \omega^2 D'$,

$$M_\omega = m \omega^2 d_{\text{ц}} z f f_{\text{ц}} D' \frac{1}{4 \cos \gamma}. \quad (\text{VII.51})$$

Суммарный момент на цапфах определяется суммированием выражений (VII.46), (VII.47), (VII.49) и (VII.51), а для гидропередач с быстрой переброской регулирующего органа — суммированием выражений (VII.46'), (VII.48), (VII.49) и (VII.51).

Обычно момент регулирующего органа на чашку упорного диска передается в виде силы P_0 (например, силы поршня гидроусилителя), приложенной на плече l_0 к одной из цапф чашки (рис. VII.15), от реакций которой в опорах цапф

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \left(1 + \frac{2l_1}{2l + D'} \right) P_0 = \frac{1}{l_0} \left(1 + \frac{l_1}{2l + D'} \right) M_\Sigma; \\ R_2 &= \frac{l_1}{2l + D'} P_0 = \frac{1}{l_0} \cdot \frac{l_1}{2l + D'} M_\Sigma \end{aligned} \right\} (\text{VII.52})$$

создается момент

$$M_0 = \frac{1}{2} d_{\text{ц}} f_{\text{ц}} (|R_1| + |R_2|) = \frac{f_{\text{ц}} d_{\text{ц}}}{2l_0} \left(1 + \frac{2l_1}{2l + D'} \right) M_\Sigma. \quad (\text{VII.53})$$

Расчетный момент регулирующего органа

$$M_p \leq M_\Sigma + M_0 = \left[1 + \frac{f_{\text{ц}} d_{\text{ц}}}{2l_0} \left(1 + \frac{2l_1}{2l + D'} \right) \right] M_\Sigma, \quad (\text{VII.54})$$

причем знак неравенства обусловлен тем обстоятельством, что действительное значение расчетного момента M_p должно определяться в каждой опоре геометрической суммой усилий, вызывающих возникновение моментов трения.

Наиболее слабым участком чашки упорного диска является сечение $a-a$ (рис. VII.15), в котором из-за концентрации напряжений происходят поломки с характерными следами усталостных напряжений в случае долговременной работы насоса на нестационарных режимах.

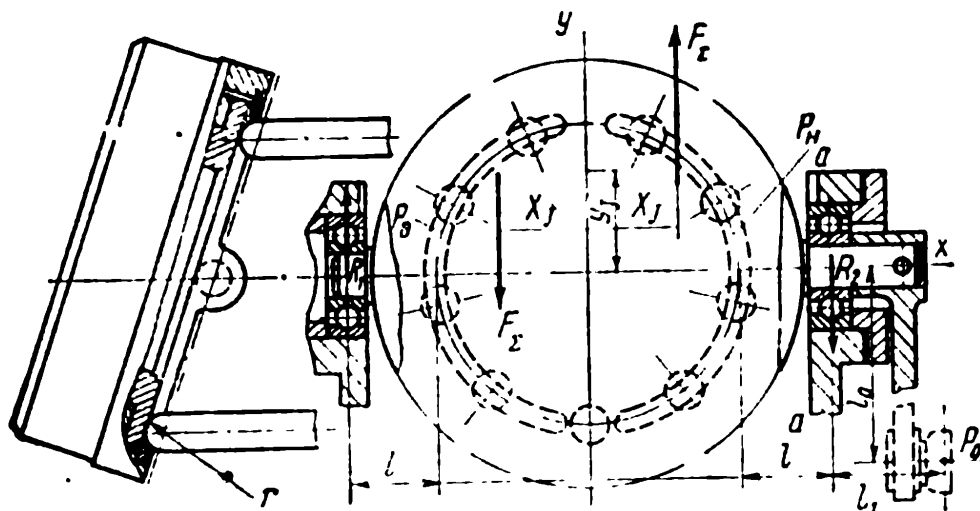


Рис. VII.15. Регулирующий орган гидромашин

§ VII.12. Аксиально-поршневая гидромашина с коническим размещением поршней

Аксиально-поршневая гидромашина с коническим размещением поршней в цилиндрическом блоке применяется для уменьшения окружных скоростей на торцевом распределении и использования центробежных сил при выдвигании поршней, что позволяет уменьшить необходимое давление подпитки. Однако в этом случае существенно изменится усилие на регулирующем органе, способ определения которого, а также анализ принципиальной кинематической схемы такого механизма можно найти в работе Н. А. Борисовой [11].

Пусть ось OO_3 на рис. VII.16, *a* является осью цилиндрического блока, приводимого во вращение валом так, как это выполняется в любом аксиально-поршневом насосе с точечным касанием (см., например, рис. I.5, *a*). Плоскость I нормальна к оси OO_3 , а плоскость II является плоскостью упорного диска, на которую опираются головки поршней.

Ради упрощения выкладок рассмотрим приближенное решение, соответствующее случаю размещения пятна контакта головок поршней с поверхностью опорного диска в точке O_1 встречи оси поршня O_3O_1 с плоскостью II (предельный случай при уменьшении радиуса сферической головки поршня). Очевидно, точка O лежит на оси поворота OO_2 поверхности опорного диска, одновременно лежащей в плоскостях I и II .

Пусть $OO_3 = a = \text{const}$ и угол наклона оси поршня $\theta = \text{const}$. Тогда при повороте цилиндрического блока на угол α от оси O_2O точка контакта O_1 в плоскости упорного диска повернется на угол $\beta = \beta(\alpha)$ и отрезок $O_3O_1 = l = l(\alpha)$, изменяясь различно в зависимости от угла наклона γ плоскости II относительно плоскости I .

Угол $O_1OO_4 = \mu$, где O_4 — точка встречи O_3O_1 с плоскостью I , меняется от 0 до γ с изменением угла α . Связь между l и α может быть получена при помощи теоремы синусов (рис. VII.16,б)

$$l = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} + \mu\right)}{\sin\left(\pi - \frac{\pi}{2} - \mu - \theta\right)} a, \quad (\text{VII.55})$$

а связь между углами может быть легко получена при помощи элементарных приемов сферической тригонометрии.

Построим сферу с центром в O и точки встречи этой сферы с прямыми OO_1 , OO_2 и OO_4 обозначим через O'_1 , O'_2 и O'_4 соответственно (рис. VII. 16, в). Тогда треугольник $O'_1O'_4O'_2$ на поверхности сферы будет прямоугольным ($\angle O'_1O'_4O'_2 = \frac{\pi}{2}$, $\angle O'_2O'_1O'_4 = \nu$ и $\angle O'_1O'_2O'_4 = \gamma$), центральный угол дуги $O'_1O'_4$ есть μ , дуги $O'_2O'_4 = \alpha$ и дуги $O'_2O'_1 = \beta$. Из сферической тригонометрии известно, что для сферического прямоугольного треугольника

$$\left. \begin{aligned} \text{tg } \mu &= \sin \alpha \text{ tg } \gamma; \\ \text{tg } \beta \cos \gamma &= \text{tg } \gamma; \\ \cos \nu &= \cos \alpha \sin \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.56})$$

Для малых значений угла γ можно принять $\gamma \approx \sin \gamma \approx \text{tg } \gamma$ и $\text{tg } \mu \approx \mu \ll \gamma$. Тогда равенство (VII.55) после использования первого равенства (VII.56) в форме $\mu = \gamma \sin \alpha$ дает возможность получить приближенное выражение для l , позволяющее оценить относительное перемещение поршня в цилиндре,

$$l \approx \frac{\cos(\gamma \sin \alpha)}{\cos(\gamma \sin \alpha + \theta)} a. \quad (\text{VII.57})$$

Имея в виду, что $\alpha = \omega t$, $\dot{\alpha} = \omega$ и $\ddot{\alpha} \equiv 0$, можно получить скорости и ускорения относительного движения поршня:

$$\left. \begin{aligned} \dot{l} &= \frac{\sin \theta \cos \alpha}{\cos^2(\gamma \sin \alpha + \theta)} \gamma \omega a; \\ \ddot{l} &= \frac{2\gamma \cos^2 \alpha \text{ tg}(\gamma \sin \alpha + \theta) - \sin \alpha}{\cos^2(\gamma \sin \alpha + \theta)} \sin \theta \gamma \omega^2 a. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.58})$$

Усилие воздействия поршня на упорный диск определяется суммой трех составляющих. Гидростатическое усилие $P_r = \rho_H F$ (для поршня, находящегося в напорной полости) или $P_r = \rho_B F$ (для поршня, находящегося во всасывающей полости). Инерционные силы

$$P_{II} = -m\ddot{l} = -\frac{2\gamma \cos^2 \alpha \operatorname{tg}(\gamma \sin \alpha + \theta) - \sin \alpha}{\cos^2(\gamma \sin \alpha + \theta)} \sin \theta \gamma \omega^2 m a, \quad (\text{VII.59})$$

где m — масса поршня.

Продольная составляющая центробежных сил, включая силы трения, возникающие от проекции сил трения на направление, нормальное оси поршня,

$$P_{II} = m(l-h)\dot{\alpha}^2 \sin \theta (\sin \theta - f \cos \theta) = m\omega^2(l-h) \sin \theta \sin(\theta - \vartheta),$$

где $(l-h)\sin\theta = R$ — радиус центра тяжести поршня;

h — расстояние от головки поршня до его центра тяжести;

f — коэффициент трения поршня в цилиндре;

ϑ — угол трения.

Используя выражение l из уравнения (VII.57), получим

$$\begin{aligned} P_{II} &= m\omega^2 \left[\frac{\cos(\gamma \sin \alpha)}{\cos(\gamma \sin \alpha + \theta)} - h \right] (\sin \theta - f \cos \theta) \sin \theta = \\ &= m\omega^2 \left[\frac{\cos(\gamma \sin \alpha)}{\cos(\gamma \sin \alpha + \theta)} - h \right] \sin \theta \sin(\theta - \vartheta). \quad (\text{VII.60}) \end{aligned}$$

Для определения момента, действующего на цилиндрический блок, необходимо установить угол δ между осью поршня и плоскостью упорного диска, который может быть найден из второго прямоугольного сферического треугольника (рис. VII.16, г и д). Построим сферу с центром в O_1 и точки встречи этой сферы с прямыми O_1O , O_1O_4 и O_1O_2 обозначим через O' , O'_4 и O'_2 соответственно.

Очевидно, сферический треугольник $O'O'_2O'_4$ будет прямоугольным, причем $\sphericalangle O'_4O'_2O' = \frac{\pi}{2}$, $\sphericalangle O'_2O'O'_4 = \nu$, центральный угол дуги O'_4O' есть $\frac{\pi}{2} - \mu - \theta$ (угол OO_1O_3 на рис. VII.16, б) и дуги $O'_4O'_2$ — искомый угол δ .

Для сферического прямоугольного треугольника можно записать

$$\sin \delta = \sin \left(\frac{\pi}{2} - \mu - \theta \right) \sin \nu = \cos(\mu + \theta) \sin \nu, \quad (\text{VII.61})$$

где углы ν и μ определяются из равенств (VII.56).

Тогда, обозначая продольную реакцию поверхности упорного диска на поршень через $P = -P_r - P_n - P_c$, получим без учета сил трения нормальную к поверхности упорного диска реакцию на поршень

$$N = \frac{P}{\sin \delta} = \frac{P}{\cos(\mu + \theta) \sin \nu} \quad (\text{VII.62})$$

откуда момент, действующий на цилиндрический блок от рассматриваемого поршня,

$$M = \rho N = \frac{aP \sin \theta \sin \beta}{\cos^2(\mu + \theta) \sin \nu} \quad (\text{VII.63})$$

где $\rho = \overline{OO_1} \sin \beta$, а отрезок $\overline{OO_1}$ определяется из треугольника OO_1O_3 (рис. VII.16, б) по теореме синусов

$$\frac{\overline{OO_1}}{\sin \theta} = \frac{a}{\cos(\mu + \theta)}.$$

Величина момента, действующего от рассматриваемого поршня на упорный диск, будет такой же по величине, но отличной по знаку, откуда средний момент, создаваемый реакциями всех поршней за один оборот цилиндрического блока,

$$M_{\text{ср}} = \frac{z}{2\pi} \int_{2\pi}^0 M d\alpha,$$

причем подстановка в это равенство значения M из (VII.63), а также величин P_r , P_n и P_c приводит к интегралу, который не может быть вычислен в квадратурах, поэтому его следует определять численно. Некоторое упрощение вычислений можно получить сужением пределов интегрирования. Так, для сил P_n , P_r

и $P_r = \rho_n F$ пределы могут быть сужены до $-\frac{\pi}{2} < \varphi < +\frac{\pi}{2}$ и для

$P_r = -\rho_n F$ — до $\frac{\pi}{2} < -\varphi < -\frac{\pi}{2}$, поэтому

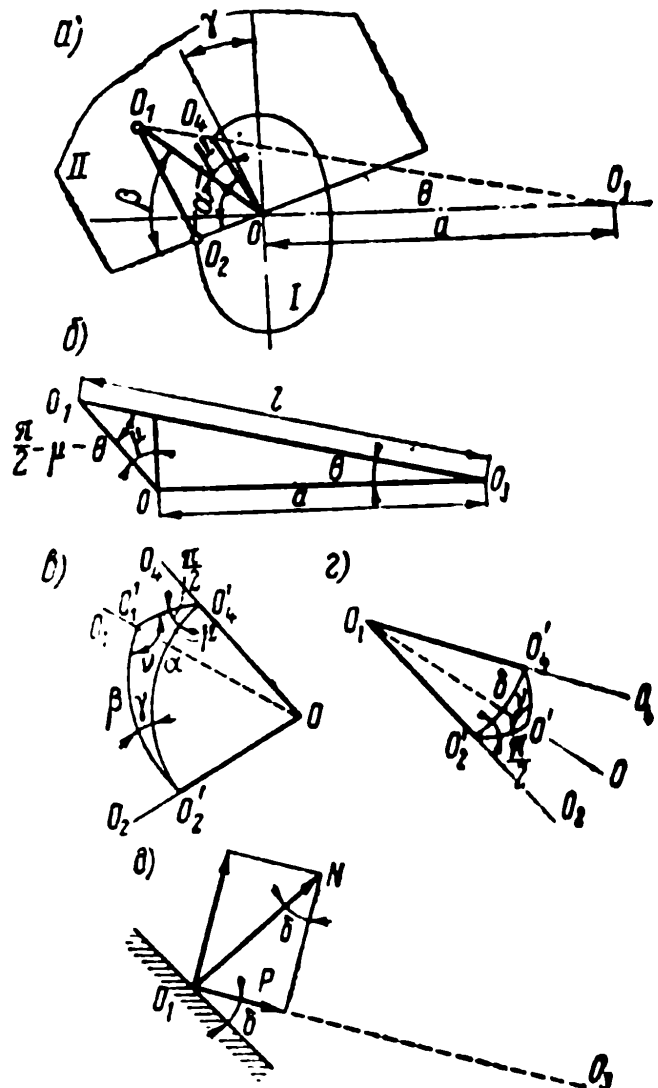


Рис. VII.16. Геометрические соотношения в механизме с коническим размещением поршней в цилиндрическом блоке: а — определение перемещения поршня; б — определение положения поршня; в — соотношения углов μ , α , γ и ν ; г — сферический прямоугольный треугольник; д — наклон оси поршня к плоскости упорного диска

$$\begin{aligned}
M_{cp} &= za \sin \theta \left[\frac{1}{2\pi} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \frac{p_H f \sin \beta}{\cos^2 (\mu + \theta)} d\alpha - \right. \\
&\quad \left. - \frac{1}{\pi} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \frac{p_B F \sin \beta}{\cos^2 (\mu + \theta)} d\alpha + \frac{1}{\pi} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} (P_H + P_U) \frac{\sin \beta}{\cos^2 (\mu + \theta)} d\alpha \right] = \\
&= \frac{za \sin \theta}{\pi} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \left(\frac{p_H + p_B}{2} F + P_H + P_U \right) \frac{\sin \beta}{\cos^2 (\mu + \theta)} d\alpha. \quad (\text{VII.64})
\end{aligned}$$

Проще всего интегрирование производить вычислением подынтегральной функции, ее построением и последующим планиметрированием.

Разумеется, при определении необходимого момента на управляющем органе необходимо учесть момент инерции поворачивающихся вместе с упорным диском деталей, а также силы трения на цапфах, при помощи которых он должен поворачиваться (см. § VII.11).

§ VII.13. Гидростатическая разгрузка башмаков головок поршней

Гидростатическая разгрузка башмаков головок поршней (см. рис. VII.11 и VII.17) позволяет создавать гидромашины на более высокие давления и большего размера, обладающие большим ресурсом. Разгрузка чаще всего применяется незамкнутой.

При гидростатической разгрузке гидростатического усилия давление в камере p_0 пропорционально давлению в цилиндре p_H :

$$p_0 = \frac{2 \ln \alpha}{\vartheta \bar{D}^2 (\alpha^2 - 1) \cos \gamma} p_H, \quad (\text{VII.65})$$

где $\bar{D} = \frac{\alpha D}{d}$;

ϑ — коэффициент неполноты пьезометрической линии, рассмотренный в § IV.9;
 γ — угол наклона упорного диска.

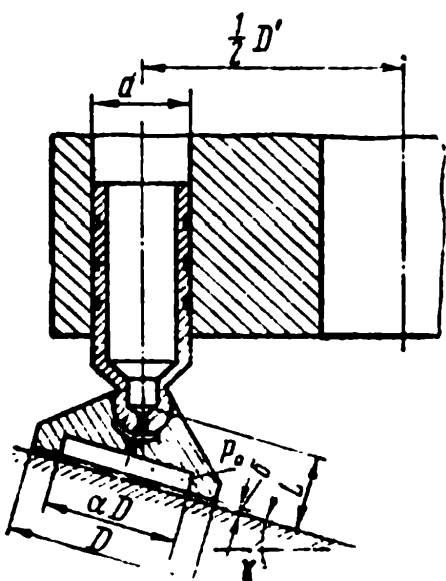


Рис. VII.17. Гидростатическая разгрузка головки поршня

В стационарном режиме работы расход рабочей жидкости через подводящий канал и торцевую щель одинаков:

$$Q = - \frac{\pi \delta^3}{6\mu \ln \alpha} p_0 = \frac{(\rho_n - \rho_0) f^2}{8\mu l \pi} \quad (\text{VII.66})$$

Потери при применении гидростатической разгрузки состояются из объемных потерь и потерь на жидкостное трение, причем утечки учитываются только в течение того периода времени, когда поршень находится в полости нагнетания, т. е. в течение половины любого цикла работы, поэтому мощность потерь на утечки можно оценивать половиной произведения Q на ρ_n , которое из двух предыдущих равенств (VII.65 и VII.66) может быть представлено в форме

$$W_y = \frac{Q \rho_n}{2} = \frac{\pi \delta^3}{6\mu \bar{D}^2 (1 - \alpha^2) \cos \gamma} \rho_n^2 \quad (\text{VII.67})$$

Момент механических потерь на жидкостное трение пропорционален градиенту скорости $\frac{\pi l R_s}{30\delta}$, площади трущихся поверхностей $\frac{1}{4} \pi D^2 (1 - \alpha^2)$, μ и R_s — эффективному радиусу окружности, среднее квадратичное отклонение которой от эллиптической траектории перемещения контакта поршня с упорным диском будет наименьшим [110]

$$R_s = \frac{1}{2} D' \sqrt{f(\gamma)} = \\ = \frac{1}{2} D' \sqrt{1 + \frac{1}{2} (\sec \gamma - 1)^2 + \frac{2L}{(D')^2} \operatorname{tg}^2 \gamma + \frac{4}{\pi} (\sec \gamma - 1)} \quad (\text{VII.68})$$

Умножая этот момент на $\frac{\pi l}{30}$, получим выражение мощности фрикционных потерь

$$W_\phi = \frac{\pi^3 l^2 (D')^2 f(\gamma) D^2 (1 - \alpha^2) \mu}{14400\delta} \quad (\text{VII.69})$$

Относя эти потери к индикаторной мощности цилиндра $\frac{\pi l}{240} D' d^2 \operatorname{tg} \gamma \rho_n$, получим величину ухудшения к. п. д., выраженную в процентах [111, 112],

$$\epsilon = 100 \beta \left[\frac{20}{\sin \gamma} \frac{R_s^2}{D^2} \frac{\pi^2 f(\gamma)}{30\beta \delta^2 \operatorname{tg} \gamma} \right] \quad (\text{VII.70})$$

где

$$\beta = \frac{\left(\frac{\rho_n}{\mu l} \right)}{R \bar{D}^2 (1 - \alpha^2)} = \frac{\sigma}{R \bar{D}^2 (1 - \alpha^2)} \quad (\text{VII.71})$$

$\bar{R} = \frac{R'}{d}$ — относительный радиус разности осей цилиндров;

$\sigma = \frac{\rho_n}{\mu n}$ — критерий изогональности, определяющий поток просачивания вязкой жидкости через малую щель, функцией которого является коэффициент жидкостного трения, структура потока и т. п.

Введение в работе [112] вместо σ пропорционального ему параметра β , специфичного для аксиально-поршневых гидрома-

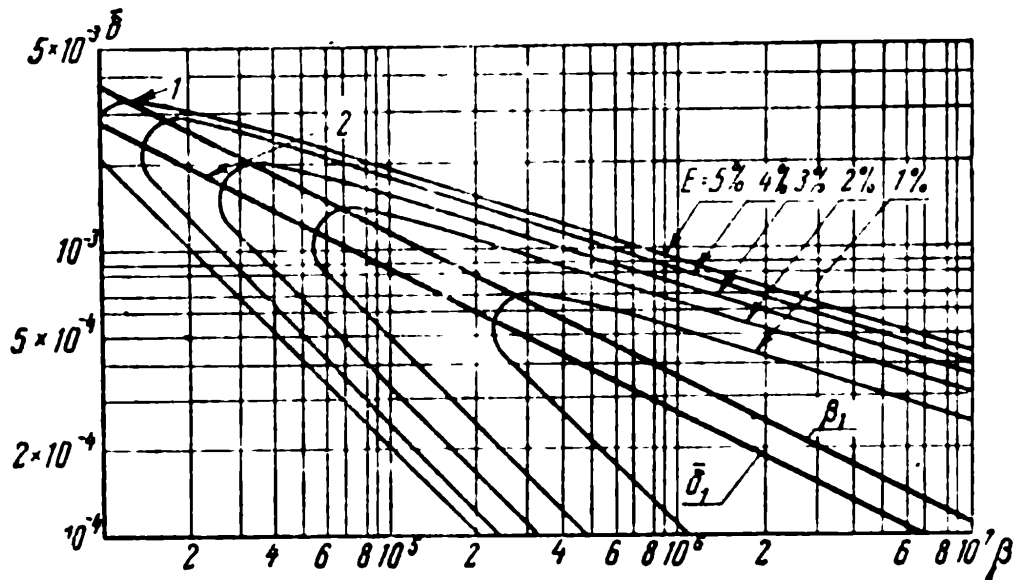


Рис. VII.18. Оценка потерь энергии на гидростатическую разгрузку головок поршней

шин, преследует единственную цель — предельное упрощение разрешающих уравнений.

Топографическое изображение относительных потерь E при различных значениях β и $\bar{\delta} = \frac{\delta}{d}$ при $\gamma = 20^\circ$ показано на рис. VII.18.

Если при проектировании опоры было задано какое-либо значение $\bar{\delta}$, допустим по соображениям получения определенной динамической характеристики опоры, то из основного расчетного уравнения (VII.70) можно определить оптимальный по E режим работы гидромашин (дифференцируя выражение E по β и приравнявая его нулю)

$$\beta_1 = \frac{\pi}{10 \sqrt{6} \bar{\delta}^2} \sqrt{f(\gamma) \cos \gamma} \approx \frac{0,129}{\bar{\delta}^2}, \quad (\text{VII.72})$$

Как $\sqrt{f(\gamma) \cos \gamma} \approx 1$; $\bar{\delta} \approx 1$ при $\gamma \approx 20^\circ$.

На рис. VII.18 это решение показано прямой 1.

Чаще приходится решать обратную задачу. Режим работы гидромашин (ρ_n , μ и n) задан и требуется выбрать такой зазор $\bar{\delta}$, чтобы E было наименьшим. Так, если известна мини-

мальная площадь башмака, то подсчитывается значение β , а по нему находится экстремальное значение $\bar{\delta}_1$ (прямая 2 на рис. VII.18):

$$\bar{\delta}_1 = \frac{0,274}{\sqrt{\beta}} \left(\text{или } \beta = \frac{0,0745}{\sqrt{\bar{\delta}_1}} \right). \quad (\text{VII.73})$$

В случае работы гидромашины на регламентированных переходных режимах, для которых n под нагрузкой меняется в пределах от n_a до n_b , имея в виду, что из равенства (VII.71) $\beta n = \text{const}$, и заменяя в выражении для E величину β через $\frac{\beta_a n_a}{n}$, получим экстремальное значение

$$\beta_1 = \frac{0,091}{\bar{\delta}^2} \sqrt{\frac{\left(\frac{n_b}{n_a}\right)^2 - 1}{\ln \frac{n_b}{n_a}}} \quad (\text{VII.74})$$

по заданным величинам $\bar{\delta}$ и $\frac{n_b}{n_a}$.

Аналогичное решение получается в случае работы гидромашины на регламентированных переменных давлениях, изменяющихся от p_a до p_b . В этом случае в выражении для E применяется подстановка $\beta = \beta_a \frac{p_n}{p_a}$ и тогда

$$\beta_1 = \frac{0,182}{\bar{\delta}^2} \sqrt{\frac{\ln m}{m^2 - 1}}, \quad (\text{VII.75})$$

где $m = \frac{p_b}{p_a}$.

Наконец, при работе гидромашины на регламентированно меняющихся и давлениях и числах оборотов используется подстановка $\beta = \beta_a \frac{p_n n_a}{p_a n}$, проводится интегрирование выражения для E по обоим переменным в пределах от n_b до n_a и от p_b до p_a , а результат делится на $(p_b - p_a)(n_b - n_a)$. Оптимальное значение β_1 для этого решения будет

$$\beta_1 = \frac{0,129}{\bar{\delta}^2} \sqrt{\frac{(t^2 - 1) \ln m}{(m^2 - 1) \ln t}}, \quad (\text{VII.76})$$

где $t = \frac{n_b}{n_a}$.

§ VII.14. Аксиально-поршневая гидромашина с двойным несилковым карданом

Аксиально-поршневая гидромашина с двойным несилковым карданом (рис. VII.19) — наиболее распространенная гидромашина автоматических приводов сколь-нибудь значительной мощности. В этих гидромашинах кардан δ оказывается разгруженным (несилковым) от рабочего момента, так как он

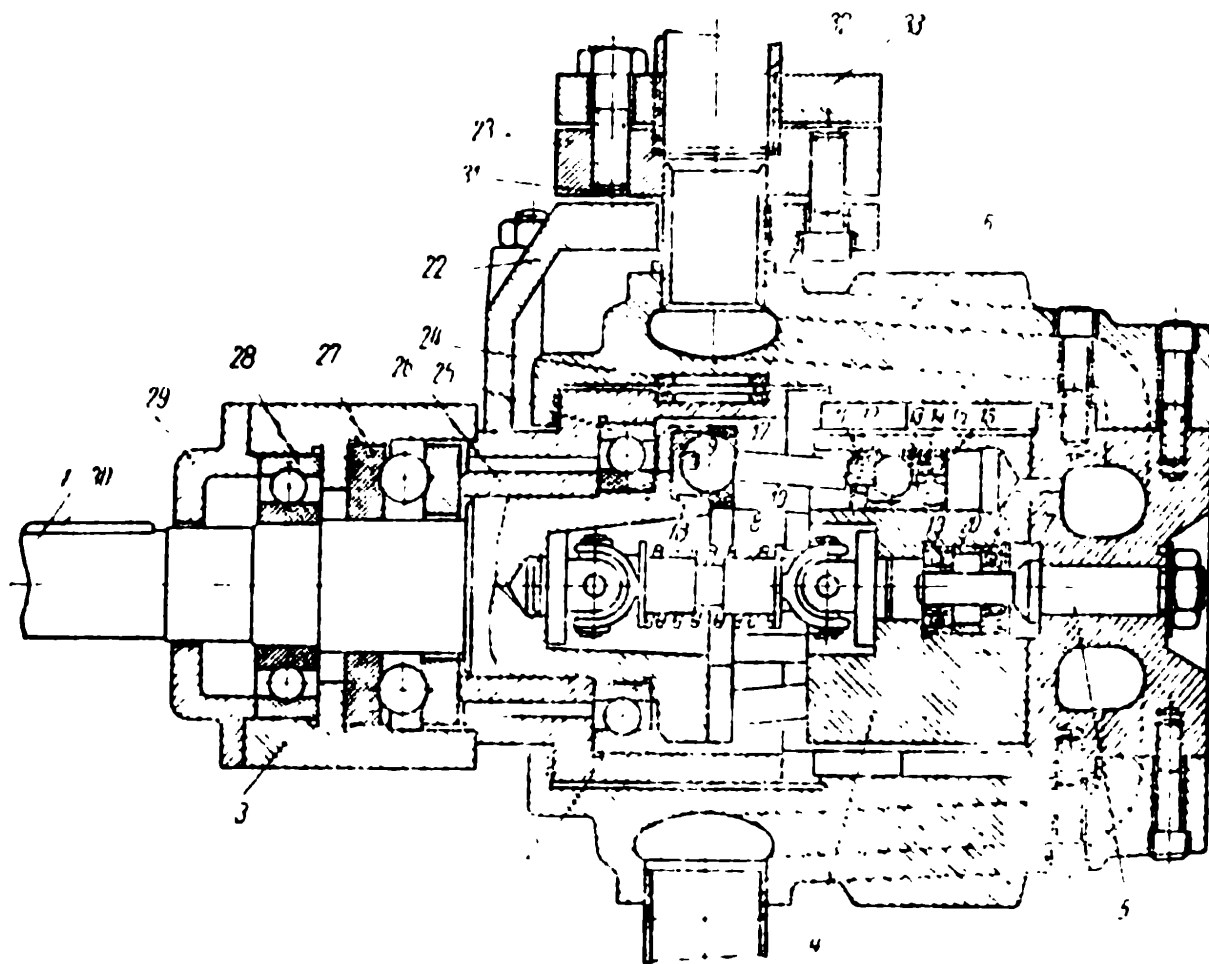


Рис. VII.19. Аксиально-поршневая гидромашина большой мощности с двойным несилковым карданом

непосредственно через ведущий вал 1 и шпонку 30 (или заменяющие ее шлицы) передает рабочий момент на упорный диск, который выполняется за одно целое с валом и связанными с ним деталями и называется поршневой группой. Двойной кардан, являясь почти синхронным, обеспечивает достаточно равномерное вращение цилиндрического блока 4 , будучи нагруженным только моментом соответствующих потерь на трение.

Большие нагрузки на поршневую группу воспринимаются двумя радиальными подшипниками 25 и 28 и одним упорным 27 , нагруженным через промежуточную втулку 26 . Все эти нагрузки воспринимаются либо непосредственно корпусом гидромашин 2 , либо через укрепленный на нем фланец подшипников 3 ,

закрывающихся крышкой 29, в которой обычно выполняются уплотняющие устройства, предохраняющие подшипники от попадания грязи и от потери рабочей жидкости.

Цилиндровый блок 4 при помощи подшипников 19 и 21, разделенных втулкой 20, посажен на центрирующую цапфу 5, закрепленную на крышке 7, которая совместно со щеками 6 образует составную поворотную люльку. При помощи этой люльки меняют угол наклона цилиндрического блока 4 относительно поршневой группы, а значит, и производительность насоса, аналогично рассмотренным ранее аксиально-поршневым гидромашинам с силовым карданом.

Большие усилия, возникающие из-за гидростатического давления со стороны напорной магистрали (на рис. VII.19 сверху), заставляют устанавливать упорный подшипник 24.

Насос закрепляется на кожухе 22, к которому на фланцах 23 и 33 присоединяется напорный трубопровод 32; герметичность его соединения со щекой люльки 6 обеспечивается при помощи обтюратора 31.

Сферическая головка штока 10, опираясь на вкладыш 18, при помощи фасонных крышек 17 закрепляется на упорном диске.

В рассматриваемой конструкции поршень 11 выполнен разъемным. На составной сферической вкладыш 12 опирается вторая сферическая головка штока 10, которая запирается доньшком поршня 15 через прокладку 14 и вкладыш 13.

Смазка обеспечивается рабочей жидкостью через сверловку в доньшке поршня, закрываемую клапаном 16, при прохождении поршня через всасывающую полость.

Смазка второй шариковой головки штока осуществляется через сверловку и специально выполненную полость 9. Для предупреждения выжимания смазки из-под этой сферической головки штока размер ее выбирается достаточно большим по сравнению с площадью сечения поршня.

Просачивание рабочей жидкости через зазоры между уплотняющими поверхностями создает эффект гидравлического разгружения (§ VI.6 и VII.13), поэтому строгий расчет геометрии таких систем должен проводиться теми же приемами, что и динамический расчет гидростатических опор. Если в результате таких расчетов появится необходимость в уменьшении давления питания гидростатических опор, то подводящая рабочую жидкость сверловка делается не в доньшке поршня, а на его уплотняющей цилиндрической поверхности в некотором удалении от доньшка.

Если считать, что давление по уплотняющей поверхности поршня падает по линейному закону, то всегда можно определить место сверловки, обеспечивающее необходимое уменьше-

ние давления питания. Указанное размещение сверловки применялось еще в сороковых годах в некоторых американских конструкциях.

Рассмотренная конструкция поршня не единственная. На рис. VII.20,а показана другая конструкция поршня с разъемными соединениями, обычно используемая в гидромашинах с силовым карданом, а на рис. VII.20,б — два варианта с неразъемными соединениями.

Шатун 1 на рис. VII.20,а опирается на поршень 2 и через вкладыш 3 фиксируется в поршне гайкой 4. Вторая сферическая головка шатуна в поршневой группе фиксируется кольцевой гайкой 5.

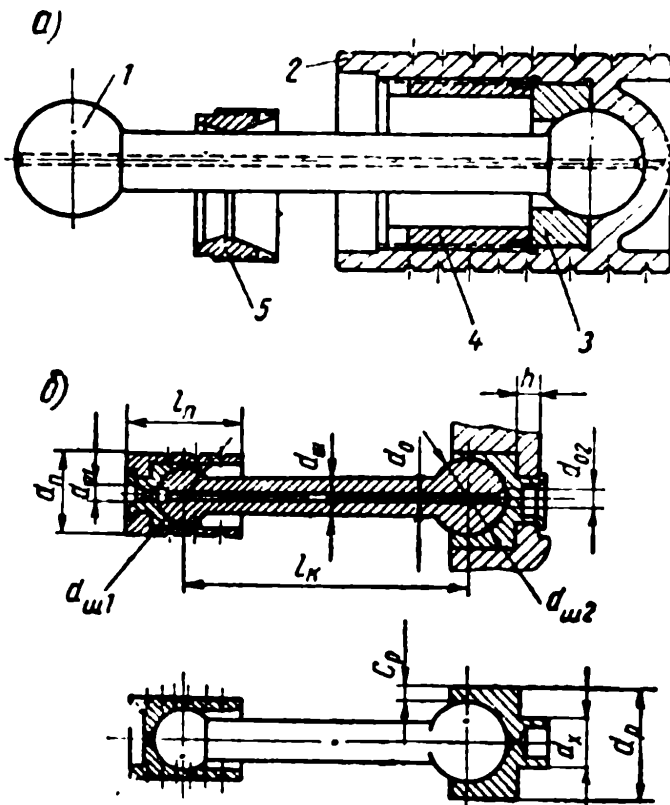


Рис. VII.20. Конструкции поршней:

а — с разъемным соединением; б — с неразъемным соединением

Гидромашины, имеющие конструкцию, показанную на рис. VII.19, выполняются на рабочие объемы $q=250 \div 1090 \text{ см}^3/\text{об}$. При рабочих объемах $q=38 \div 130 \text{ см}^3/\text{об}$ гидромашины имеют несколько иную конструкцию (рис. VII.21).

Приводной вал 1 со шпонкой 37 (или шлицевой вал) размещается в корпусе 2 при помощи трех подшипников 25, 29 и 31, положение которых фиксировано стопорным кольцом 32, шайбы 30 и промежуточного кольца 26. Вал уплотнен с помощью втулки 36 и сальников 33 и 35 с пружиной 34.

Распределитель выполнен за одно целое с ковальной люлькой 3, в которой при помощи цапфы 5 зафиксирован цилиндрический блок 4.

Двойной синхронный кардан 19 выполнен так, что вместо крестовин использованы вставные пальцы 20, на которых могут поворачиваться сегменты 21, совершая осевые перемещения в продольных пазах букс 8 и 24. Эти буксы не могут проворачиваться, потому что выступы буксы 8 плотно посажены в пазах цилиндрического блока, а букса 24 зафиксирована штифтами 28, закрытыми предохранительными головками 27.

Кардан 19 в буксе 8 опирается на фиксированное сферическое гнездо 9 и в буксе 24 — на плавающее сферическое гнездо 22, прижимаемое пружиной 23. При повороте люльки кардан в буксе 24 будет совершать возвратно-поступательное движение.

ние, а пружина 23, нажимая на цилиндрический блок, создаст первоначальный прижим его к распределителю.

Для обеспечения принудительной смазки кардана имеются калиброванные сверловки, запираемые пробкой 7, через которые рабочая жидкость под давлением, поднимая клапан 6, не

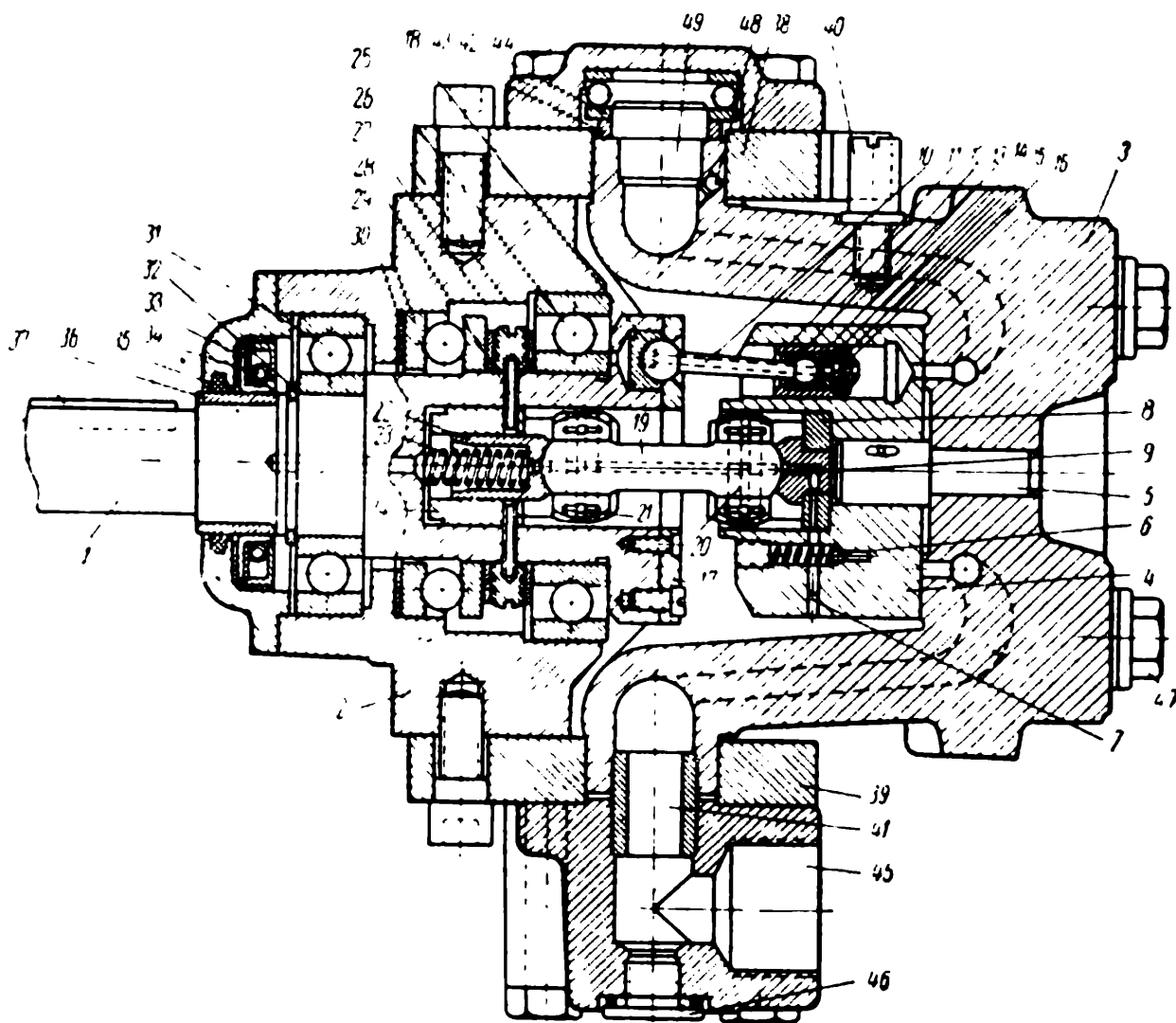


Рис. VII.21. Аксально-поршневая гидромашина с двойным несилковым карданом

только обеспечит смазку кардана, но и поступит по соответствующим сверловкам для смазки подшипника 31.

Поршни со штоками, нумерация деталей которых 10, 11, 12, 13, 14, 15 и 16 совпадает с нумерацией деталей предыдущей конструкции (см. рис. VII.19), закреплены в упорном диске при помощи сферических вкладышей 18 и фасонных крышек 17.

Цапфы поворотной люльки закреплены в боковых щеках 38 и 39, в одной из которых выполнен упор, ограничивающий поворот люльки углом $\gamma = 25^\circ$ при помощи штифта 40. Герметичность соединения канала люльки с напорным патрубком 45 и перекрытым пробкой 46 прямым каналом обеспечивается при по-

мощи обтюратора 41, а при размещении насоса под уровнем рабочей жидкости в баке засасывание обычно осуществляется через отверстие в люльке (на рис. VII.21 не показаны). Тогда отверстие во второй цапфе люльки, запирается пробкой 49, а смазка цапфы происходит за счет просачивания рабочей жидкости через калиброванное отверстие в пробке 48.

Гидростатическое усилие со стороны напорного патрубка воспринимается крышкой 42 через кольцо 43 и упорный под-

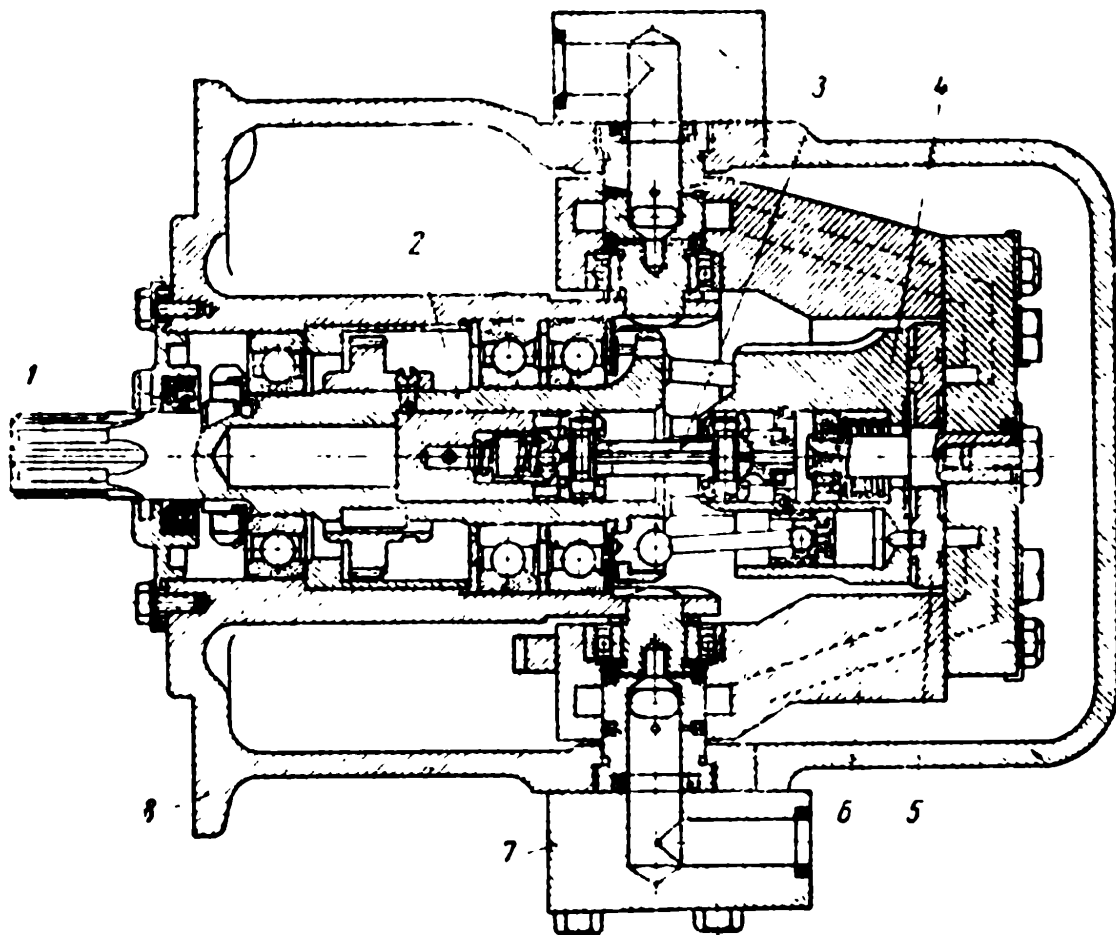


Рис. VII.22. Регулируемый насос

шипник 44. Для выпуска воздуха из каналов люльки предусмотрены вантузы-пробки 47.

На рис. VII.22 показана конструктивная разработка регулируемого насоса на основе конструкции отечественного гидромотора [88] из гаммы современных гидроприводов, основные параметры которых приведены по материалам [81] для насосов ИИ в табл. VII.4 и для гидромоторов ИИМ в табл. VII.5.

Вал 1 с поршневой группой 2 через двойной силовой кардан 3 вращает цилиндрический блок 4. Распределитель 5 размещается в качающейся люльке 6, а трубопроводы присоединяются к неподвижно закрепленным на корпусе 8 переходникам 7.

Таблица VII. 4

Параметры	Номера насосов							
	0,5	1,5	2,5	5	10	20	30	50
Геометрическая (без учета утечек) подача, л/мин	9	26,5	47	102	204	361	491	774
Наименьшее время изменения подачи от 0 до наибольшей Δt , сек.	0,1	0,12	0,15	0,20	0,30	0,35	0,40	0,50
Рабочий объем q , см ³ /об	3	9	16	71	142	251	501	790
Наибольшее число оборотов в 1 мин. . .	2950	2950	2950	1440	1440	1440	980	980
Наибольшая передаваемая мощность, кВт	2,35	7,0	12,3	26,5	53,0	93,5	128,6	201,5
Вес без рабочей жидкости G , кг	98,1	172	284	930	1570	2330	4020	5680
Вес на единицу мощности \bar{G} , кг/квт . . .	41,8	24,65	23	35,3	29,6	24,9	31,4	28,2
Характерный объем w , см ³ /раб	0,4775	1,435	2,55	11,3	22,6	40,0	79,8	126
Коэффициент скорости $c_\omega = \omega \sqrt[3]{w}$	221	309	385	310	389	470	402	469
Коэффициент мощности $R_{max} \omega \sqrt[3]{w} 10^{-6}$	0,353	0,495	0,616	0,493	0,622	0,752	0,643	0,750
Металлоемкость v	2700	1570	1470	1070	905	763	704	590

Примечание. Данные относятся к насосам серии ДН.

Таблица VII. 5

. Номера гидромоторов

Параметры	Номера гидромоторов									
	0,5	1,5	2,5	2,5A	5	10	20	30	50	
Рабочий объем q , $см^3/об$	3	9	16	32	71	142	251	501	790	
Характерный объем w , $см^3/рад$	0,4775	1,435	2,55	5,1	11,3	22,6	40,0	79,8	126	
Наибольшее число оборотов в 1 мин	2950	2950	2950	1440	1440	1440	1440	980	980	
Наибольший развиваемый момент, $н·м$	5,89	17,65	31,4	62,8	155	309	545	1079	1728	
Момент инерции вращающихся частей J , $кг·см·сек^2$	0,0009	0,004	0,009	0,02	0,056	0,175	0,415	1,5	3,74	
Наибольшая развиваемая мощность, $квт.$	1,84	5,52	9,78	9,41	23,5	47,1	82,4	111,7	178	
Вес G , $н$	11,75	45,5	68,6	144	294	514	774	118,6	1962	
Вес на единицу мощности \bar{G} , $н/квт$	6,41	8,28	7,09	15,36	12,02	10,96	9,35	10,69	11,09	
Приемистость $\Pi = \sqrt{\frac{M}{Jn}}$	4,76	3,902	3,47	4,71	4,43	3,55	3,067	2,75	2,19	
Металлоемкость v	324	415	354	359,5	329	296,7	253,5	208	204	

Примечание. Данные основных параметров взяты из работы [81].

§ VII.15. Кинематика двойного кардана

Кинематика двойного кардана (рис. VII.23,а), в котором оси всех трех валов 1, 2 и 3 лежат в одной плоскости (плоскость карданной передачи), эквивалентна кинематике некоторого асинхронного кардана в случае, если оба крепления крестовин вала 2 симметричны. В этом случае левый кардан устанавливает связь между углами α_1 и α_2 в виде равенства $\operatorname{tg} \alpha_1 = \cos \gamma_1 \operatorname{tg} \alpha_2$, а правый в виде равенства $\operatorname{tg} \alpha_3 = \cos \gamma_2 \operatorname{tg} \alpha_2$, откуда

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1} \operatorname{tg} \alpha_1. \quad (\text{VII.77})$$

При симметричном размещении составляющих карданов сдвоенный кардан с двумя центрами поворота, все три вала которого лежат в одной плоскости, эквивалентен асинхронному кардану, соединяющему валы под углом, косинус которого равен отношению косинусов углов наклона составляющих карданов.

Следовательно, все что говорилось о свойствах асинхронного кардана в § VII.2, можно полностью применить к двойному кардану, работающему в условиях, когда $\gamma_1 \neq \gamma_2$. Только в этом случае нужно пользоваться некоторым эквивалентным карданом с углом поворота $\gamma_0 = \arccos \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}$

или $\gamma_3 = \arccos \frac{\cos \gamma_1}{\cos \gamma_2}$.

При $\gamma_1 = \gamma_2$ двойной кардан становится синхронным.

Имея в виду, что наибольшее угловое смещение валов асинхронного кардана имеет место при α_1 , близком к $\frac{\pi}{4}$ (см. § VII.2), можно для этого значения угла подсчитать величину $(\alpha_3 - \alpha_1)$, которая весьма близка к $(\alpha_3 - \alpha_1)$ при значениях γ_2 и γ_1 , не превосходящих 20° (рис. VII.23,б).

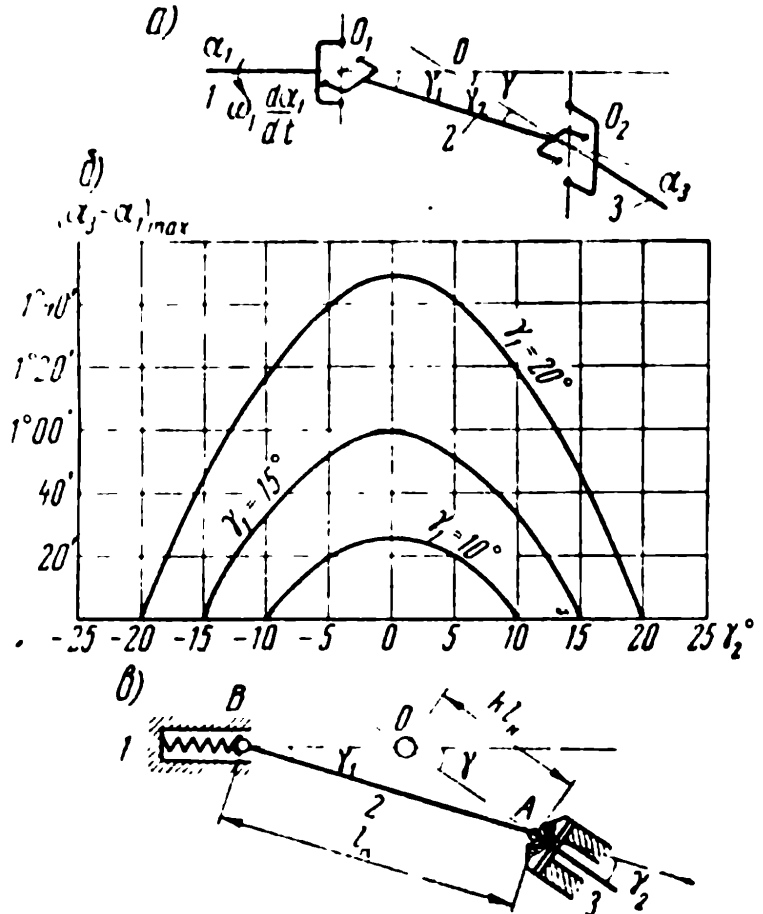


Рис. VII.23. Двойной кардан:

а — устройство; б — наибольшая угловая асинхронность; в — схема установки головок

Точные значения $(\alpha_3 - \alpha_1)_{\max}$ следует подсчитывать при угле $\alpha_3 = \alpha_{3_0}$, значение которого получается в виде экстремального значения дифференцированием равенства (VII.77):

$$\sin \alpha_{3_0} = \sqrt{\frac{\cos \gamma_1}{\cos \gamma_1 + \cos \gamma_2}}. \quad (\text{VII.78})$$

Положение сферической головки A кардана в цилиндрическом блоке зафиксировано (см. рис. VII.23, в и VII.21) так, что $OA = kl_K = \text{const}$, где l_K — длина кардана. Левая сферическая головка B внутри поршневой группы для регулируемых гидромашин опирается на плавающее сферическое гнездо (22 на рис. VII.21), потому что при изменении угла γ (при повороте люльки) расстояние центра OB меняется. Для нерегулируемых гидромашин

$$\gamma = \frac{1}{2} \gamma_1 = \frac{1}{2} \gamma_2, \quad OA = AB \text{ и } k = k_0 = \frac{1}{2 \cos \gamma_1} = \frac{1}{2 \cos \frac{1}{2} \gamma}.$$

Применяя теорему синусов к $\triangle OAB$ на рис. VII.24, можно убедиться, что $\sin \gamma_1 = k \sin \gamma$. Имея в виду, что $\gamma = \gamma_1 + \gamma_2$, можно

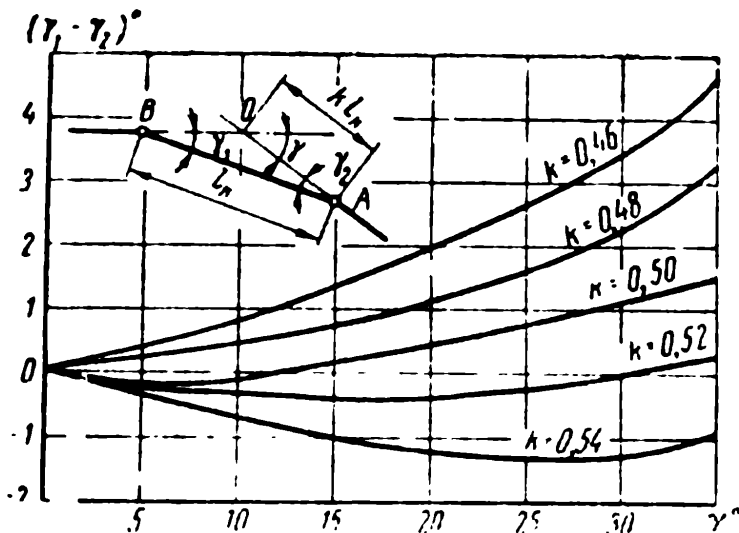


Рис. VII.24. Влияние геометрии установки кардана на его асинхронность

величину угловой асинхронности кардана оценивать углом рассогласования $\Delta\gamma = \gamma_1 - \gamma_2 = 2\gamma_1 - \gamma$. Величины критических значений коэффициента двойного кардана, превращающих его в синхронный, в зависимости от угла γ приведены в табл. VII.6.

Небольшие изменения значения k , осуществляемые установкой калиброванных прокладок в гнезде сферической опоры A , могут существенно изменить угловую асинхронность кардана (рис. VII.24) и сделать его синхронным на любом желаемом значении γ , обычно близком к γ_{\max} .

Таблица VII.6

γ°	k_0	γ°	k_0	γ°	k_0
1	0,50002	5	0,50048	20	0,50771
2	0,50008	7	0,50093	25	0,51214
3	0,50018	10	0,50191	30	0,51559
4	0,50030	15	0,50431	35	0,52426

Из выражений k и $\sin \gamma_1$, а также из графиков на рис. VII.24 можно убедиться, что при $k > k_*$ всегда $\gamma_1 < \frac{\gamma}{2} < \gamma_2$, а при $k < k_*$ всегда $\gamma_1 > \frac{\gamma}{2} > \gamma_2$.

Из элементарных геометрических соображений можно убедиться в том, что смещение плавающей опоры B при изменении угла γ от 0 до γ_{\max} будет равно

$$\Delta = l_k [(1 - \cos \gamma_1) - k(1 - \cos \gamma)] = 2l_k \left(\sin^2 \frac{\gamma_1}{2} - k \sin^2 \frac{\gamma}{2} \right), \quad (\text{VII.79})$$

зная которое, можно подобрать необходимую жесткость пружины.

§ VII.16. Кинематика аксиально-поршневых гидромашин различных типов

Кинематика аксиально-поршневых гидромашин различных типов (конструкции с асинхронным силовым карданом, с синхронным силовым карданом, с двойным несилковым карданом, бескарданного типа и т. п.) определяется различными довольно громоздкими выражениями, которые при практическом использовании приходится заменять более простыми аппроксимирующими уравнениями. Эти уравнения можно получать непосредственно из анализа отдельных упрощенных кинематических схем, как это делалось, например, для аксиально-поршневых гидромашин с асинхронным силовым карданом (см. § VII.3), при анализе которых не учитывалось влияние конечной длины шатуна.

Поскольку конструктивных схем различных аксиально-поршневых гидромашин много, целесообразно установить и применить общий и притом точный анализ кинематики аксиально-поршневых гидромашин, справедливый для любой кинематической схемы.

Применяемые обычно способы анализа кинематики в декартовых координатах для пространственных механизмов аксиально-поршневых гидромашин неприемлемы из-за чрезмерно громоздких преобразований. Однако можно воспользоваться тем, что движения сопряженных звеньев механизма относительно друг друга описываются весьма простыми выражениями, особенно тогда, когда положение каждого звена фиксируется каким-либо вектором. В этом случае, применяя элементарные приемы векторной алгебры, можно обойти громоздкие преобразования и получить разрешающие уравнения путем простых регламентированных приемов. Кроме того, фиксируя положе-

ние любого из звеньев при помощи вектора, легко можно получить теми же приемами значения направляющих косинусов любого вектора, а значит, и положение любого из звеньев. Практически тригонометрические функции $\sin \varphi$ и $\cos \varphi$ углов определяются соответствующими векторными или скалярными произведениями ортов (единичных векторов).

Основоположником применения векторного анализа пространственных механизмов был русский ученый проф. А. П. Котельников [42]. В более поздних работах акад. Н. Г. Бруевича [13], проф. Ф. М. Диментберга [27] и В. А. Зиновьева [35] излагаются практические приемы использования ортов при анализе механизмов.

Переложение этих материалов можно найти и в зарубежных изданиях [93].

При использовании таких приемов анализа механизмов необходимо знать всего лишь несколько элементарных правил из векторной алгебры. Так, скалярное произведение двух единичных векторов (ортов) \underline{u}_a и \underline{u}_b , составляющих угол φ , является скалярной величиной, обозначается $\underline{u}_a \cdot \underline{u}_b$ и считается равным косинусу угла между этими векторами:

$$\underline{u}_a \cdot \underline{u}_b = \cos \varphi. \quad (\text{VII.80})$$

Векторное произведение тех же векторов обозначается $\underline{u}_a \times \underline{u}_b$, является вектором, нормальным к плоскости векторов \underline{u}_a и \underline{u}_b . Этот вектор направлен так, что с его конца последовательность векторов \underline{u}_a и \underline{u}_b читается против часовой стрелки. Считается, что модуль векторного произведения $(\underline{u}_a \times \underline{u}_b)$ численно равен синусу угла между ортами \underline{u}_a и \underline{u}_b :

$$\underline{u}_a \times \underline{u}_b = \sin \varphi. \quad (\text{VII.81})$$

Ф. М. Диментберг в своей работе [27] приводит доказательство того, что если орты \underline{u}_a и \underline{u}_b нормальны друг к другу, то при повороте орта \underline{u}_a вокруг оси с ортом \underline{u}_b на угол φ против часовой стрелки новое положение орта \underline{u}_a' будет определяться равенством

$$\underline{u}_a' = \underline{u}_a \cos \varphi + \underline{u}_b \times \underline{u}_a \cdot \sin \varphi. \quad (\text{VII.82})$$

Использование выражения (VII.82) имеет большое значение при анализе механизмов, поскольку любая точка вращающегося звена может быть фиксирована ортами \underline{u}_a и \underline{u}_a' , а ось его вращения — ортом \underline{u}_b . В этом случае при помощи орта \underline{u}_a' можно определить положение исследуемой точки при повороте звена на любой угол φ .

При преобразовании результирующих выражений можно встретиться с двойным векторным произведением, которое является скалярной величиной, $\vec{u}_a \times (\vec{u}_b \times \vec{u}_c) = (\vec{u}_a \cdot \vec{u}_c) \cdot \vec{u}_b - (\vec{u}_a \cdot \vec{u}_b) \cdot \vec{u}_c$, а также со скалярным произведением двух векторных произведений, которое также является скалярной величиной $(\vec{u}_a \times \vec{u}_b) \cdot (\vec{u}_c \times \vec{u}_d) = (\vec{u}_a \cdot \vec{u}_c) \cdot (\vec{u}_b \cdot \vec{u}_d) - (\vec{u}_a \cdot \vec{u}_d) \cdot (\vec{u}_b \cdot \vec{u}_c)$. Отсюда очевидно, что если все векторы размещены на плоскости, то любые смешанные произведения равны нулю.

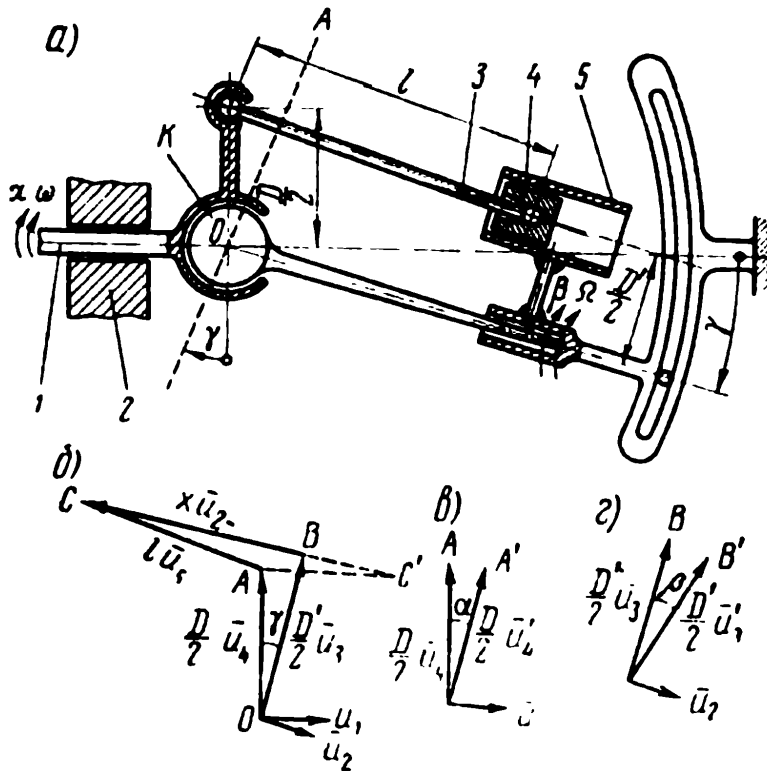


Рис. VII.25. Обобщенная кинематическая схема аксиально-поршневой гидромашины:
 а — механизм с двумя степенями свободы; б — замыкание векторной цепи; в — вектор поршневой группы; г — вектор цилиндрического блока

На рис. VII.25,а показана обобщенная схема механизма аксиально-поршневой гидромашины [75]. Ведущий вал 1 в опоре 2 вращается с угловой скоростью ω (угол поворота вала α), а цилиндрический блок 5, ось которого наклонена под углом γ к оси приводного вала, вращается с угловой скоростью Ω (угол поворота β) вокруг собственной оси. В цилиндрическом блоке 5 поршни 4 совершают возвратно-поступательное движение благодаря тому, что они при помощи штока 3 шарнирно связаны с упорным диском 1, выполненным за одно целое с приводным валом.

Изображенный механизм обладает двумя степенями свободы и для того, чтобы он превратился в механизм какой-либо аксиально-поршневой гидромашины, необходимо установить определенную зависимость между углами α и β . Эта зависи-

мость может быть установлена либо соединением при помощи кардана (K на рис. VII.25,а), как это делается в конструкциях с силовым карданом и с двойным несиловым карданом, либо в бескарданных конструкциях, в которых шток 3, опираясь на юбку поршня 4, принудительно устанавливает определенную связь между углами α и β .

Положение точки крепления штока в поршневой группе (рис. VII.25,б) фиксируется вектором $OA = \frac{1}{2} D \bar{u}_4$, где \bar{u}_4 — орт, а вращение поршневой группы изображается соответствующим вектором \bar{u}_1 , направленным по оси приводного вала. Все рассматриваемые векторы компланарны, т. е. могут переноситься в любую точку пространства без изменения направления действия.

Положение оси цилиндра определяется вектором $OB = \frac{1}{2} D' \bar{u}_3$, где \bar{u}_3 — орт, а вращение цилиндрического блока фиксируется вектором \bar{u}_2 .

Линия действия вектора перемещения поршня $x \bar{u}_2$ должна быть нормальна к вектору OB , а вектор шатуна CA должен быть равен $l \bar{u}_5$, где \bar{u}_5 — орт. Принятие такого обозначения для перемещения поршня свидетельствует о том, что x измеряется расстоянием от оси сферической головки штока, находящейся в поршне, до плоскости OA (рис. VII.25,а). Эта плоскость проходит через точку встречи осей поршневой группы и цилиндрического блока нормально к оси цилиндрического блока. Так как векторы $\frac{1}{2} D \bar{u}_4$, $\frac{1}{2} D' \bar{u}_3$, $l \bar{u}_5$ и $x \bar{u}_2$ должны составить замкнутую векторную цепь, то положение концов векторов AC и BC можно получить по заданной величине $AC = l \bar{u}_5$ (вторая точка C' соответствует размещению цилиндрического блока слева от поршневой группы). Тогда в исходном положении механизма

$$\frac{1}{2} D' \bar{u}_3 + x_0 \bar{u}_2 = \frac{1}{2} D \bar{u}_4 + l \bar{u}_5. \quad (\text{VII.83})$$

При повороте поршневой группы на угол α , а цилиндрического блока на угол β в векторном равенстве множители $\frac{1}{2} D$, $\frac{1}{2} D'$ и l , а также \bar{u}_2 измениться не могут, но изменятся векторы \bar{u}_3 , \bar{u}_4 и \bar{u}_5 на \bar{u}'_3 , \bar{u}'_4 и \bar{u}'_5 соответственно, изменив тем самым перемещение поршня с его начального значения x_0 на новое x . Следовательно, если известна зависимость изменения векторов \bar{u}_3 , \bar{u}_4 и \bar{u}_5 , то можно найти закон изменения перемещения поршня из равенства

$$\frac{1}{2} D' \bar{u}'_3 + x \bar{u}'_2 = \frac{1}{2} D \bar{u}'_4 + l \bar{u}'_5. \quad (\text{VII.84})$$

Из рис. VII.25, в и г видно, что орты \bar{u}_4 и \bar{u}_1 , а также \bar{u}_3 и \bar{u}_2 нормальны и при повороте поршневой группы на угол α , а цилиндрического блока на угол β меняют положение, причем в соответствии с условием (VII.82) их новые положения следующие:

$$\left. \begin{aligned} \bar{u}_3' &= \bar{u}_3 \cos \beta + \bar{u}_2 \times \bar{u}_3 \cdot \sin \beta; \\ \bar{u}_4' &= \bar{u}_4 \cos \alpha + \bar{u}_1 \times \bar{u}_4 \cdot \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.85})$$

Возводя обе части равенств (VII.85) в квадрат и имея в виду, что скалярные произведения $\bar{u}_3 \cdot \bar{u}_4 = \cos \gamma$ и $\bar{u}_2 \cdot \bar{u}_1 = \sin \gamma$ есть скалярные величины, а скалярное произведение двух векторных произведений есть также скалярная величина $(\bar{u}_2 \times \bar{u}_3) \cdot (\bar{u}_1 \times \bar{u}_4) = (\bar{u}_2 \cdot \bar{u}_1) \cdot (\bar{u}_3 \cdot \bar{u}_4) - (\bar{u}_2 \cdot \bar{u}_4) \cdot (\bar{u}_3 \cdot \bar{u}_1) = 1$ и все смешанные произведения ортов равны нулю, так как все исходные орты лежат в одной плоскости, можно получить искомое выражение относительного перемещения поршня в форме

$$x = \frac{D}{2} \left[-\sin \gamma \cos \alpha + \right. \\ \left. + \frac{1}{K_D} \sqrt{\frac{1}{\rho^2} - (K_D - 1)^2 \sin^2 \alpha - (1 - K_D \cos \gamma)^2 \cos^2 \alpha -} \right. \\ \left. - 2K_D (\cos \gamma \cos \alpha \cos \beta + \sin \alpha \sin \beta) \right] \quad (\text{VII.86})$$

или через угловую асинхронность

$$x = \frac{D}{2} \left\{ -\sin \gamma \cos \alpha + \frac{1}{K_D} \times \right. \\ \left. \times \sqrt{\frac{1}{\rho^2} - (K_D - 1)^2 \sin^2 \alpha - (1 - K_D \cos \gamma)^2 \cos^2 \alpha -} \right. \\ \left. - 2K_D \left[(\cos^2 \alpha \cos \gamma + \sin^2 \alpha) (1 - \cos \psi) + \frac{1 - \cos \gamma}{2} \sin 2\alpha \sin \psi \right] \right\}, \quad (\text{VII.87})$$

где $\rho = \frac{D}{2K_D}$;

$K_D = \frac{D}{D'}$ — дезаксиал;

ψ — угол отставания цилиндрического блока от поршневой группы.

Знак перед радикалом меняется при размещении цилиндрического блока слева от поршневой группы на рис. VII.25, а (соот-

ветственно вектору AC' вместо вектора AC на векторной диаграмме, изображенной на рис. VII.25,б).

Более простое выражение перемещения поршня можно получить через угол наклона шатуна относительно поршня δ . Если иметь в виду, что $\bar{u}_2 \cdot \bar{u}_5 = \cos \delta$, то, умножая скалярно векторное равенство (VII.84) на орт \bar{u}_2 , будем иметь

$$x = -\frac{1}{2} D \sin \gamma \cos \alpha + l \cos \delta, \quad (\text{VII.88})$$

причем

$$\cos \delta = \sqrt{1 - \rho^2 \left(1 - \frac{1}{K_D}\right)^2 \sin^2 \alpha - \rho^2 \left(\frac{1}{K_D} - \cos \gamma\right)^2 \cos^2 \alpha - 2\rho^2 K_D \left[(\cos^2 \alpha \cos \gamma + \sin^2 \alpha)(1 - \cos \psi) + \frac{1 - \cos \gamma}{2} \sin 2\alpha \sin \psi\right]}. \quad (\text{VII.89})$$

Для того чтобы получить угол λ , который составляет ось шатуна \bar{u}_5' с радиусом, соединяющим ось цилиндрического блока с осью цилиндра \bar{u}_3' , необходимо определить скалярное произведение $\bar{u}_5' \cdot \bar{u}_3' = \cos \lambda$, откуда

$$\cos \lambda = \rho \left[1 - K_D \cos \gamma - \frac{K_D}{2} (1 - \cos \gamma)\right] \cos \psi + \rho \frac{K_D}{2} (1 - \cos \gamma) \cos (2\alpha - \psi) + \rho (1 - \cos \psi). \quad (\text{VII.90})$$

Для получения угла μ , который составляет ось шатуна \bar{u}_5' с нормалью к радиусу, на котором размещена ось цилиндра, необходимо определить векторное произведение $\bar{u}_2 \times \bar{u}_3' = \cos \mu$, откуда

$$\cos \mu = \rho \left\{ \left[1 - K_D \cos \gamma - \frac{K_D}{2} (1 - \cos \gamma)\right] \sin \psi - \frac{K_D}{2} (1 - \cos \gamma) \sin (2\alpha - \psi) - \sin \psi \right\}. \quad (\text{VII.91})$$

Направление векторов \bar{u}_3' и $\bar{u}_2 \times \bar{u}_3'$ на торцевой поверхности цилиндрического блока, повернутого на угол β , показано на рис. VII.26,а и б, где $l_R = l \cos \lambda$ и $l_t = l \cos \mu$. Таким образом, углы λ и μ фиксируют угловые положения оси шатуна относительно вращающихся вместе с цилиндрическим блоком осей координат.

Удобство векторных методов анализа механизма заключается также в том, что можно при помощи элементарно простых преобразований получить координирующие углы любого звена относительно неподвижных осей координат. Так, если в качестве таких осей принять радиус начального положения оси цилиндра \bar{u}_3 и нормаль к этому радиусу, проходящую через ось цилиндра $\bar{u}_2 \times \bar{u}_3$, то углы между осью поршня и этими осями ν и ξ по определению скалярного произведения обуславливаются равенствами $\cos \nu = \bar{u}_5' \cdot \bar{u}_3$ и $\cos \xi = \bar{u}_5' \cdot (\bar{u}_2 \times \bar{u}_3)$, причем

$$\left. \begin{aligned} \cos \nu &= -\rho (\cos \alpha \cos \psi + \sin \alpha \sin \psi) + \rho K_D \cos \gamma \cos \alpha; \\ \cos \xi &= \rho (-\sin \alpha \cos \psi + \cos \alpha \sin \psi) + \rho K_D \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \text{ (VII.92)}$$

В начальный момент процесса нагнетания ($\alpha=0$) поршень в цилиндре находится в наиболее близком положении к поверхности упорного диска, т. е. координата $x = x_0 = -\frac{D}{2} \sin \gamma +$

$+l \cos \delta_0$ имеет наименьшее значение. Поэтому перемещение поршня при повороте упорного диска на угол α определяется выражением

$$\begin{aligned} h = x - x_0 &= \frac{D}{2} \sin \gamma (1 - \cos \alpha) + \\ &+ l (\cos \delta - \cos \delta_0) = \frac{D}{2} \sin \gamma (1 - \cos \alpha) + \\ &+ 2l \sin \frac{\delta + \delta_0}{2} \sin \frac{\delta - \delta_0}{2}. \end{aligned} \quad \text{ (VII.93)}$$

Все приведенные выражения, точно описывающие кинематику любой аксиально-поршневой гидромашины, будут использованы при рассмотрении аксиально-поршневых гидромашин бескарданного типа.

На одном из углов наклона люльки регулируемого насоса, а также для нерегулируемых гидромашин с двойным несильным карданом обеспечивается синхронность вращения поршневой группы и цилиндрического блока ($\psi=0$ или $\alpha=\beta$). В этом случае перемещение поршня h из равенств (VII.89) и (VII.93) может быть записано в следующем виде:

$$h = \frac{D}{2} \sin \gamma (1 - \cos \alpha) +$$

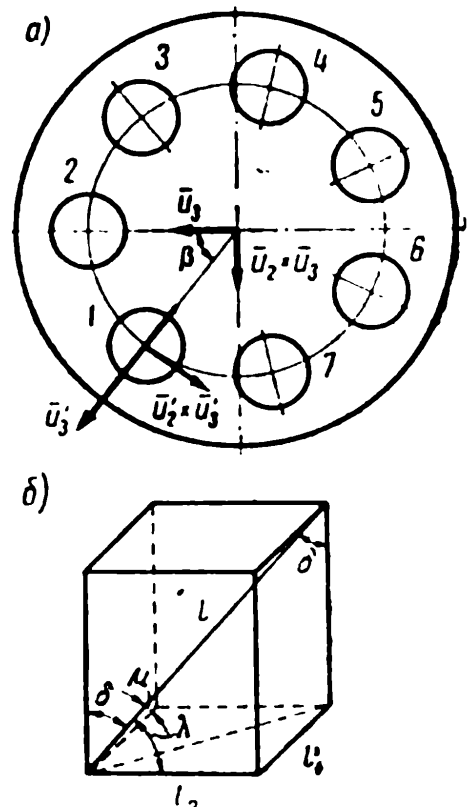


Рис. VII.26. Фиксация положения шатуна:
а — положение цилиндра; б — положение шатуна

$$\begin{aligned}
& + I [VI - p^2 (KD - 1)^2 \sin^2 a - p^2 (1 - KD \cos y)^2 \cos^2 a - \\
& - Y 1 - p^2 (1 - KD \cos y)^2] = - \sin Y (1 - \cos a) + \\
& + \quad 1 - p^2 (1 - A : D \cos Y)^2 - | - [(\ / C D - - 1)^2 - \\
& - (1 - \text{tf}^D \cos y)]^2 (1 - \cos 2a) - VI - p^2 (1 - /C \cos y)^2 J. \quad (\text{VII.94})
\end{aligned}$$

Если считать, что в выражении (VII.94) подрадикальные выражения близки к единице (предположение, равносильное предположению, о малости угла β), то, раскладывая радикалы в ряд и пользуясь лишь двумя первыми членами, можно получить приближенное выражение перемещения поршня

$$\begin{aligned}
A &= j \sin y (1 - \cos a) + \\
D & [- (KD - 1)^2 + (1 - KD \cos y)^2] (1 - \cos 2a) \quad (\text{VII.95})
\end{aligned}$$

Следовательно, перемещение поршня в цилиндре может рассматриваться в виде суммы двух движений ($h = h' + Ah$), одно из которых, часто именуемое основным, $L^{7*} \approx - \sin y (1 - \cos a)$ обусловлено только наклоном оси цилиндрического блока относительно упорного диска, и второе, дополнительное,

$$\begin{aligned}
& \text{№}^2 D I \quad \text{В}^2 [(I - KD \cos y)^2 - (KD - 1)^2] (1 - \cos 2a) \quad (\text{VII.96})
\end{aligned}$$

обусловлено отклонением оси штока поршня от оси цилиндра. Разумеется, это выражение дополнительного перемещения поршня в ряде случаев является приближенным, поскольку оно не учитывает угловой асинхронности вращения цилиндрического блока относительно упорного диска.

Точная зависимость перемещения x от угла поворота ведущего вала a в виде равенства (VII.86) позволяет получить точное выражение коэффициента неравномерности вращения цилиндрического блока для любой аксиально-поршневой гидромашины, конструкция которой устанавливает определенную зависимость между углами поворота вала a и цилиндрического блока p . Так, из равенства (VII.86) можно получить

$$\begin{aligned}
\Phi(0, p) &= \frac{4KJ}{B^2} \cdot \frac{4Ki}{D} x - p^* + I + KB + \\
& + 2KD [\cos y \cos a \cos(a - \beta)] + \sin a \sin(a - \beta) = 0,
\end{aligned}$$

откуда легко найти выражение

$$\frac{2C - \cos \gamma) \sin (2a - \dots - \kappa^n \sin^2 \gamma_{\sin 2a}}{da (1 + \cos \gamma) \sin 2\phi + (1 - \cos \gamma) \sin (2a - \phi)} \quad (\text{VII.97})$$

Из определения Узловой асинхронности $\phi = a - B$
 Имени, можно получить
 или — (о = (о — fi. Отсюда коэффициент
 неравномерности угловой скорости цилиндрического блока

$$0 \quad j \text{---} Q \quad \omega \quad da \quad (\text{VII.98})$$

Обозначим угол поворота поршневой группы, при котором угловая асинхронность будет наименьшей ($\phi = \phi_{\min}$), через a^0 . Это экстремальное-значение угла a^0 можно найти, приравняв нулю выражение о:

$$2 \sin (2a^0 - \dots) - K_0 (1 + \cos \gamma) \sin 2a^0 = 0$$

или

$$\sin \dots \text{Ctg } 2a^0 = \dots (1 + \cos \gamma).$$

Имея в виду малость наименьшей величины угловой асинхронности ϕ_{\min} , можно последнее равенство заменить приближенным, ПРИНЯВ $\sin \phi_{\min} \approx \phi_{\min}$ И $\cos \phi_{\min} \approx 1$:

$$\dots \text{Ctg } 2a^0 = \dots (1 + \cos \gamma). \quad (\text{VII.99})$$

Можно заметить, что если выбирать величину дезаксиала KD так, чтобы при определенном значении $\gamma = \gamma^*$ величина $\text{ctg } 2a^0$ обращалась в нуль, т. е.

$$K_0 = \dots \text{Ctg } 2a^0 = 0 \quad (\text{VII.100})$$

В таких гидромашинах в соответствии с равенством (VI 1.99) угловая асинхронность ϕ_{\min} будет обращаться в нуль при $a = a^0$. С таким выбором значения дезаксиала KD придется встретиться в ряде различных аксиально-поршневых гидро-

§ VI 1.17. Оценка влияния угловой асинхронности цилиндрического блока на перемещения поршня

Оценка влияния угловой асинхронности цилиндрического блока на перемещения поршня может быть проведена при помощи соотношений, полученных в § VII.2, VII.15 и VII.16.

Если существует асинхронность вращения цилиндрического блока, то аксиально-поршневая гидромашина с двойным несилковым карданом с точки зрения кинематических соотношений будет работать как аксиально-поршневая гидромашина с силовым карданом, но только с несколько меньшим влиянием асинхронности, поскольку в выражениях $\operatorname{tg} \alpha = \cos \gamma \operatorname{tg} \beta$ (равенство VII.1)

и $\operatorname{tg} \alpha = \frac{\cos \gamma_1}{\cos \gamma_2} \operatorname{tg} \beta$ (равенство VII.77) множитель $\frac{\cos \gamma_1}{\cos \gamma_2}$ при

прочих равных условиях много меньше множителя $\cos \gamma$.

Поскольку каждый из поршней по-разному ориентирован относительно кардана, дополнительные перемещения поршней, связанные с угловой асинхронностью цилиндрического блока, у каждого из них будут свои. В этом случае можно говорить об «индивидуальности» кинематики поршней.

Разумеется, отличия перемещений поршней друг от друга невелики, зависят от кинематической схемы механизма (в гидромашинах с силовым карданом больше, а в конструкции с двойным несилковым карданом меньше), но при прочих равных условиях ориентировать положение карданного сочленения относительно поршней следует так, чтобы возможные отличия кинематики отдельных поршней были наименьшими.

Несмотря на наибольшие отличия в кинематике отдельных поршней при анализе процесса перехода цилиндра через переключку распределителя такие отличия могут оказаться существенными, поскольку изменение давления в запертом цилиндре может достигать больших значений при очень малых перемещениях поршня (в соответствии с законом Гука о малых деформациях). Дифференциальное уравнение, описывающее этот процесс (§ III.5), для учета различия в кинематике отдельных поршней следует применять для тех двух поршней, которые имеют наибольшие отличия по перемещениям, находясь в одной и той же фазе.

То же самое относится и к процессу открытия окна во всасывающую камеру, когда из-за «медленности» его открытия по сравнению с величиной перемещения поршня возникают дополнительные разрежения (эффект недостаточности открытия окна), которые могут обусловить кавитационную работоспособность гидромашины.

Рассматривая выражение перемещения поршня (уравнение VII.87), можно убедиться, что при $\alpha = \alpha_c = \frac{\pi}{2} + n\pi$, где $n = 0, 1, 2, \dots$, значение x не зависит от угла наклона γ оси цилиндрического блока по отношению к оси поршневой группы

$$x = \frac{D}{2K_D} \sqrt{p^2 - (K_D - 1)^2 - 2K_D(1 - \cos \psi_c)}, \quad (\text{VII.101})$$

если угловая асинхронность $\psi = \psi_c$ не зависит от γ , что справедливо для нерегулируемых гидромашин с двойным несилковым карданом. Поскольку при $\alpha = \alpha_c + \pi$ угловая асинхронность ψ практически не зависит от γ , то при обмерах гидромашин можно найти такое положение вала, для которого поворот люльки с цилиндрическим блоком не будет менять положение поршня в цилиндре, а поэтому значению угла $\alpha = \alpha_c$ можно найти угловое положение вала $\alpha_0 = \alpha_c \pm \frac{1}{2} \pi$. В этом угловом положении рассматриваемый поршень будет находиться на опорной точке распределителя, т. е. в положении либо начала процесса всасывания, либо начала процесса нагнетания.

График угловой асинхронности ψ для ординарного (асинхронного) кардана, приведенный на рис. VII.4,б, достаточно точно аппроксимируется равенством

$$\psi = \psi_{\max} \sin 2\alpha, \quad (\text{VII.102})$$

где

$$\psi_{\max} = \frac{1-a}{1+a} \text{ и } \alpha = \frac{1}{\cos \gamma}.$$

Поскольку двойной несиловой кардан эквивалентен некоторому асинхронному кардану, что было показано при помощи равенства (VII.77), то для конструкций с двойным несилковым карданом можно воспользоваться подстановкой $\alpha_j = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}$.

Рассмотрим различия в перемещениях разных поршней вблизи начального положения каждого из поршней, т. е. при малых значениях α . Очевидно, такие же результаты получены будут при значениях α , близких к π . Пусть для рассматриваемого первого поршня при $\alpha = 0$ ось сегмента удана, перемещающаяся в пазе буксы, будет наклонена под углом $\alpha_{к1}$. Тогда головка i -го поршня окажется в той же фазе, что и головка первого поршня, повернутая на малый угол α_1 , если угол поворота вала

$$\alpha_i = \alpha_1 - \Delta\alpha_i = \alpha_1 - \frac{2\pi}{z} (i-1), \quad (\text{VII.103})$$

и угол, по которому должна оцениваться величина угловой асинхронности, вносимой карданным сочленением применительно к первому поршню, повернутому на малый угол α_1 ,

$$\alpha_{кi} = \alpha_{к1} + \alpha_1, \quad (\text{VII.104})$$

и для любого i -го поршня, находящегося в той же фазе,

$$\alpha_{кi} = \alpha_{к1} + \alpha_1 - \Delta\alpha_i. \quad (\text{VII.105})$$

Таким образом, когда поршень i окажется в той же фазе, что и ранее рассмотренный первый поршень, кардан уже перейдет другую фазу, определяемую углом $\alpha_{кi}$, поэтому перемещение

поршня i будет отличаться от перемещения первого поршня. Следовательно, отличие кинематики любого поршня i относительно первого поршня может быть выявлено сравнением их перемещений, скоростей и ускорений, если они находятся в одной и той же фазе, но в различных фазах для карданного сочленения, отличающихся друг от друга на угол $\alpha_i - \Delta\alpha_i = \frac{2\pi}{z}(i-1)$.

Поскольку относительное движение поршня отличается от того, которое описывается гармоническим слагаемым, независимым от свойств карданного сочленения, то отличия в кинематике поршней, возникающие за счет свойств карданного сочленения, могут быть выявлены только при помощи второго члена уравнения (VII.88). Тогда отличие в перемещении i -го поршня от перемещения первого поршня

$$\Delta x = x_i - x_1 = l(\cos \delta_i - \cos \delta_1), \quad (\text{VII.106})$$

отличие в скорости

$$\Delta v_i = l \left(\sin \delta_i \frac{d\delta_i}{dt} - \sin \delta_1 \frac{d\delta_1}{dt} \right). \quad (\text{VII.107})$$

Аналогично, хотя и в виде более громоздкого выражения, можно получить отличие в ускорении

$$\Delta j = \frac{d}{dt} (\Delta v_i).$$

Подставляя из равенства (VII.88) выражения $\cos \delta_i$ и $\cos \delta_1$ в (VII.106) и заменяя радикалы двумя первыми членами ряда, в которых углы α будут одинаковыми (сравниваются поршни, находящиеся в одной фазе), получим

$$\frac{\Delta x}{K_D P^2 l} \approx \sin \frac{\psi_i - \psi_1}{2} \left[A \sin \frac{\psi_i + \psi_1}{2} + B \cos \frac{\psi_i + \psi_1}{2} \right], \quad (\text{VII.108})$$

где

$$A = 2(\cos^2 \alpha \cos \gamma + \sin^2 \alpha) \approx 2 \cos \gamma;$$

$$B = (1 - \cos \gamma) \sin 2\alpha \approx 2\alpha (1 - \cos \gamma),$$

поскольку рассмотрению подлежат малые значения углов α .

Применяя к полученным выражениям аппроксимирующее уравнение (VII.102), можно получить следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\psi_i - \psi_1}{2} &= \psi_{\max} \cos(\alpha_{ki} + \alpha_{k1}) \sin(\alpha_{ki} - \alpha_{k1}); \\ \frac{\psi_i + \psi_1}{2} &= \psi_{\max} \sin(\alpha_{ki} + \alpha_{k1}) \cos(\alpha_{ki} - \alpha_{k1}), \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.109})$$

в которых на основании условий (VII.104) и (VII.105)

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{ki} + \alpha_{k1} &= 2\alpha_1 + (2\alpha_k - \Delta\alpha_i); \\ -\alpha_{ki} + \alpha_{k1} &= \Delta\alpha_i. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.110})$$

Если подвергнуть анализу все поршни, то в качестве первого следует рассматривать такой поршень, для которого $0 \leq \alpha_k \leq \leq \frac{2\pi}{z}$. Подставляя выражения из (VII.110) в (VII.109) и заменяя в полученных выражениях в силу малости углов $\sin 2\alpha_1$ на $2\alpha_1$ и $\cos 2\alpha_1$ на единицу, получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{\psi_i + \psi_1}{2} &= C + D\alpha_1; \\ \frac{\psi_1 - \psi_i}{2} &= E\alpha_1 + F, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.111})$$

где

$$\begin{aligned} C &= \psi_{\max} \cos \Delta\alpha_i \sin(2\alpha_k - \Delta\alpha_i); \\ D &= 2\psi_{\max} \cos \Delta\alpha_i \cos(2\alpha_k - \Delta\alpha_i); \\ E &= 2\psi_{\max} \sin \Delta\alpha_i \sin(2\alpha_k - \Delta\alpha_i); \\ F &= -\psi_{\max} \sin \Delta\alpha_i \cos(2\alpha_k - \Delta\alpha_i) \end{aligned}$$

— величины малые по сравнению с единицей, поэтому

$$\sin \frac{\psi_1 - \psi_i}{2} \approx E\alpha_1 + F, \quad \sin \frac{\psi_1 + \psi_i}{2} \approx C + D\alpha_1, \quad \cos \frac{\psi_1 + \psi_i}{2} \approx 1.$$

Окончательно приближенная величина безразмерной оценки отклонения в перемещении i -го поршня относительно первого при малых значениях α_1 будет равна

$$\frac{\Delta x_i}{2K_D \rho^2 l} \approx (E\alpha_1 + F) [\cos \gamma \sin(C + D\alpha_1) +$$

$$+ \alpha_1 (1 - \cos \gamma) \cos(C + D\alpha_1)] \approx Fk \sin(\tau + C + D\alpha_1), \quad (\text{VII.112})$$

где

$$k = \cos \gamma \sqrt{1 + \alpha_1^2 \frac{(1 - \cos \gamma)^2}{\cos^2 \gamma}}$$

[$E\alpha_1$ мало по сравнению с F , $\cos \gamma = k \cos \tau$ и $\alpha_1 (1 - \cos \gamma) = k \sin \tau$].

Так как рассматриваются малые значения α_1 , то $k \approx \cos \gamma$, $\sin \tau = \alpha_1 \frac{1 - \cos \gamma}{\cos \gamma} = \alpha_1 \bar{\gamma}$ и $\tau \approx \alpha_1 \bar{\gamma}$, где $\bar{\gamma} = \frac{1 - \cos \gamma}{\cos \gamma}$, и разрешающее уравнение принимает форму

$$\frac{\Delta x_i}{2K_D \rho^2 l} \approx F \cos \gamma \sin [C + \alpha_1 (D + \bar{\gamma})].$$

Для аксиально-поршневых гидромашин с асинхронным карданом величины C , D и $\bar{\gamma}$ одного порядка малости, поэтому в последнем равенстве можно пренебречь членом $\alpha_1(D + \bar{\gamma})$, ведя расчет по упрощенному уравнению

$$\frac{2\Delta x_i}{K_D \rho^2 l \cos \gamma} \approx -\psi_{\max}^2 \sin 2\Delta\alpha_i \sin (4\alpha_k - 2\Delta\alpha_i). \quad (\text{VII.113})$$

При необходимости повышения точности подсчетов следует обращаться к уравнению

$$\frac{\Delta x_i}{2K_D \rho^2 l} \approx -\psi_{\max} \sin \Delta\alpha_i \cos (2\alpha_k - \Delta\alpha_i) \left\{ \psi_{\max} \cos \Delta\alpha_i \sin (2\alpha_k - \Delta\alpha_i) - \Delta\alpha_i \right\} + \alpha_1 \left[2\psi_{\max} \cos \Delta\alpha_i \cos (2\alpha_k - \Delta\alpha_i) + \frac{1 - \cos \gamma}{\cos \gamma} \right].$$

В аксиально-поршневых гидромашинах с двойным несилковым карданом ψ_{\max} мало по сравнению с $\bar{\gamma}$, поэтому можно в том же равенстве пренебречь произведением $\alpha_1 D$, используя разрешающее уравнение

$$\frac{\Delta x_i}{2K_D \rho^2 l} \approx -\psi_{\max} \sin \Delta\alpha_i \cos (2\alpha_k - \Delta\alpha_i) \left[\psi_{\max} \cos \Delta\alpha_i \sin (2\alpha_k - \Delta\alpha_i) + \alpha_1 \frac{1 - \cos \gamma}{\cos \gamma} \right].$$

Условием совпадения перемещения i -го поршня по сравнению с перемещением 1-го поршня, находящегося в той же фазе, будет обращение в нуль функции F , а при $\alpha_1 = 0$ достаточно,

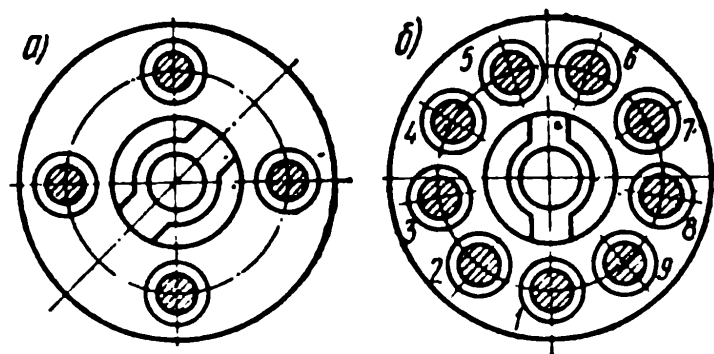


Рис. VII.27. Размещение осей поршней относительно кардана:

а) — вариант, обеспечивающий одинаковые перемещения поршней в окрестностях опорных точек;
б) — традиционный вариант

чтобы функция C обращалась в нуль. Равенство (VII.111) или (VII.113) показывает, что $\Delta x_i = 0$ при $\alpha_k = 135^\circ$ и 225° при $\Delta\alpha_i = 180^\circ$; кроме того, $\Delta x_i = 0$ при $\alpha_k = 45^\circ$ и 135° при $\Delta\alpha_i = 90^\circ$. Следовательно, поршни, заделка шатунов которых в поршневой группе показана на рис. VII.27, а, имеют одинаковые положе-

ния при прохождении через опорные точки, т. е. в начальные моменты всасывания и нагнетания. Однако в силу необходимости получения более равномерной подачи приходится применять большее число поршней, причем нечетное. Применяемое обычно размещение заделок штоков и буксы кардана в поршневой группе (например, конструкция Тромке Тома на рис. VII.19 и VII.21) показано на рис. VII.27,б. Хотя этот вариант крепления буксы оптимальный, небольшие ее повороты относительно поршневой группы не намного увеличивают отклонения перемещений поршней при их проходе через опорные точки, в чем можно убедиться, подсчитав величину

$$f_i = \sin 2\Delta\alpha_i \sin(4\alpha_k - 2\Delta\alpha_i) = - \frac{2\Delta\alpha_i}{K_D^2 \rho^2 l \cos \gamma_{\text{max}}^2}, \quad (\text{VII.114})$$

закономерность изменения которой показана на рис. VII.28.

От перемещения первого поршня больше всего отличаются перемещение седьмого поршня Δx_7 в одну сторону и перемещение девятого поршня Δx_9 в другую сторону. Следовательно, при проходе седьмого и девятого поршней через опорные точки их положения более всего будут отклоняться друг от друга. Эти отклонения можно оценить величиной $\Delta f = f_7 - f_9$, характер изменения которой в зависимости

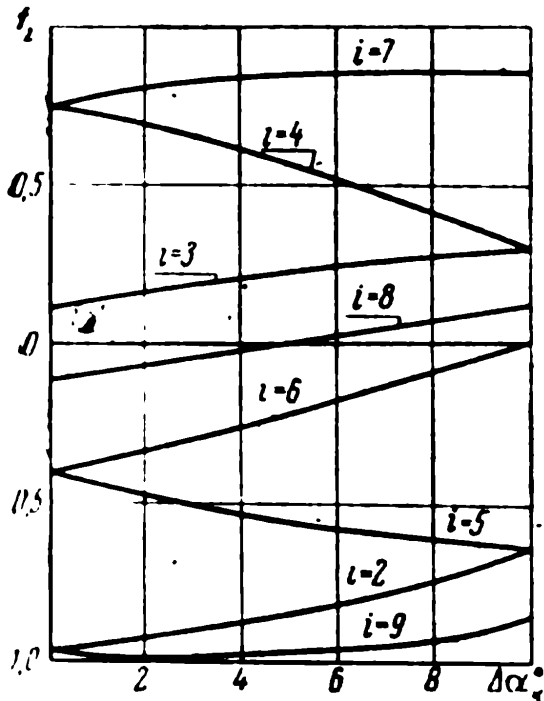


Рис. VII.28. Различия в кинематике разных поршней

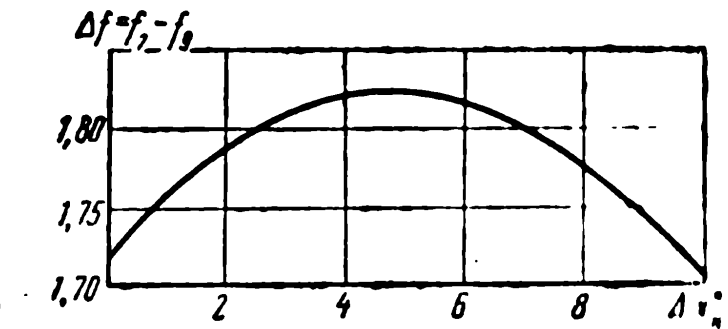


Рис. VII.29. Зависимость отклонений перемещений поршней от угла фиксации кардана

от угла $\Delta\alpha_k$, на который будет дополнительно повернута букса в поршневой группе, показан на рис. VII.29. Несмотря на то, что при $\Delta\alpha_k > 0$ величина Δf возрастает не намного, пренебрегать этим не следует, хотя бы потому, что гидромашина должна конструироваться с использованием лучших свойств.

Величина диапазона отклонения перемещений различных поршней у существующих аксиально-поршневых гидромашин с двойным несилковым карданом меняется мало, находясь в пределах

$$(\Delta x)_{\max} - (\Delta x)_{\min} = (1,65 \div 1,90) \frac{K_D \rho^2 l \cos \gamma \psi_{\max}^2}{2}. \quad (\text{VII.115})$$

В случае необходимости этот диапазон всегда можно уточнить при помощи соответствующих подсчетов величины f_i (VII.114) применительно к любому положению буксы кардана в поршневой группе и любому числу поршней.

Следует обратить внимание на то, что изменение направления вращения гидромашинны изменит последовательность прохождения поршней через опорную точку, каждый из которых имеет свои перемещения. Поэтому спектр помех в виде колебания подачи и давления в магистралях будет зависеть от направления вращения гидромашинны.

§ VII.18. Кинематика гидромашинны при использовании синхронного кардана

Кинематика гидромашинны при использовании синхронного кардана (нерегулируемые аксиально-поршневые гидромоторы и насосы при значении γ , обеспечивающем синхронность вращения цилиндрического блока и поршневой группы) была получена из равенств (VII.86) и (VII.87) при условии угловой асинхронности $\psi = \alpha - \beta = 0$. Приближенное выражение относительного перемещения поршня в цилиндре для этого случая было получено в виде выражения (VII.95), которое при $\frac{D}{2lK_D} = \rho$ принимает форму

$$h = \frac{D}{2} \left\{ \sin \gamma (1 - \cos \alpha) + \frac{\rho}{4K_D} [(1 - K_D \cos \gamma)^2 - (K_D - 1)^2] (1 - \cos 2\alpha) \right\}. \quad (\text{VII.116})$$

При $K_D = \frac{1}{\cos \gamma}$ (при $\gamma = 30^\circ$ $K_D = 1,155$, $\delta_{\max} = 5^\circ 6'$, если $\alpha = 90^\circ$ и $\frac{l}{D} = 0,75$ — используются в конструкциях Тромке Тома, показанных на рис. VII.19 и VII.21) выражение $1 - K_D \cos \gamma$ обращается в нуль и

$$h = \frac{D}{2} \left[\sin \gamma (1 - \cos \alpha) - \frac{\rho}{4K_D} (K_D - 1)^2 (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (\text{VII.117})$$

причем в опорных точках оси шатуна и цилиндра совпадают.

Зависимость угла $\delta^0 = \delta^0(\alpha^0)$ при четырех значениях дезаксиала показана на рис. VII.30 для случая $\gamma = 30^\circ$.

При $K_D < \frac{1}{\cos \gamma}$ (при $\gamma = 30^\circ$ $K_D > 1,155$) в начальном положении поршня ось шатуна отклонена во внешнюю сторону на угол δ_0 , величина которого тем больше, чем больше значение K_D .

При $K_D < \frac{1}{\cos \gamma}$ в начальном положении поршня ось шатуна отклонена от оси цилиндра к оси блока на угол δ_0 , величина которой тем больше, чем меньше K_D .

При $K_D = 1$ (при $\gamma = 30^\circ$ и $\frac{l}{D} = 0,75$ величина $\delta_0 = 5^\circ 8'$ при $\alpha = 0$)

$$h = \frac{D}{2} \left[\sin \gamma (1 - \cos \alpha) + \frac{p}{4K_D} (1 - K_D \cos \gamma)^2 (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (\text{VII.118})$$

и ось шатуна отклоняется от оси цилиндра только в плоскости отклонения люльки и при любом угле α :

$$\delta = p(1 - K_D \cos \gamma) \cos \alpha. \quad (\text{VII.119})$$

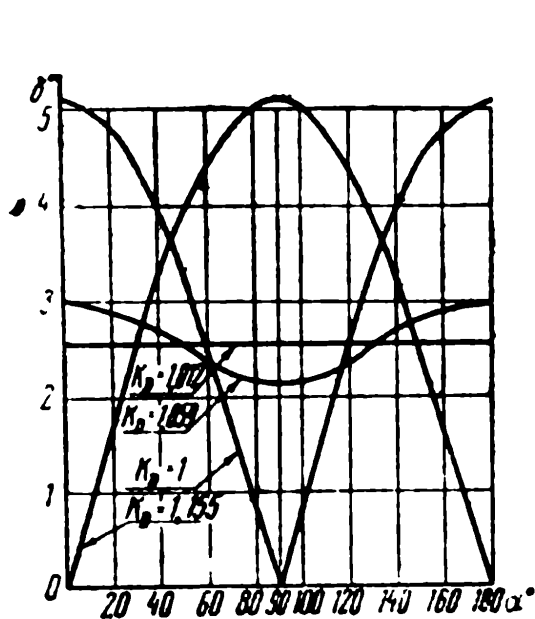


Рис. VII.30. Отклонения оси шатуна с поворотом поршневой группы при разных значениях дезакснала K_D

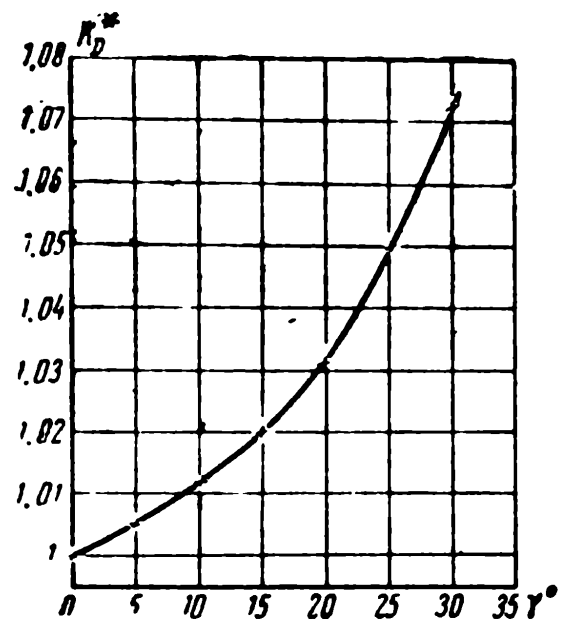


Рис. VII.31. Оптимальный дезакснал

Дополнительное движение поршня

$$\Delta h = \frac{pD}{8K_D} [(1 - K_D \cos \gamma)^2 - (K_D - 1)^2] (1 - \cos 2\alpha), \quad (\text{VII.120})$$

обусловленное конечной длиной шатуна, отклонение оси которого от оси цилиндра приводит к дополнительному перемещению поршня, может быть как положительным, так и отрица-

тельным вне зависимости от значения угла α . В тех случаях, когда величина $h = h' + \Delta h$ меняет свой знак, происходит перекачка рабочей жидкости из одного цилиндра в другой, одновременно соединенных распределителем друг с другом, что увеличивает неравномерность подачи гидромашины.

Из равенства (VII.120) следует, что $\Delta h = 0$ при $\frac{l}{D} \rightarrow \infty$ для аксиально-поршневой гидромашины с точечным касанием, при $\alpha = 0$ и $\alpha = \pi$ для любых аксиально-поршневых гидромашин. Для рассматриваемых гидромашин $\Delta h = 0$ при

$$(1 - K_D \cos \gamma)^2 - (K_D - 1)^2 = 0 \text{ или } K_D^* = \frac{2}{1 + \cos \gamma^*}, \quad (\text{VII.121})$$

т. е. для каждого значения γ существует свое значение оптимального дезаксиала K_D^* , при котором дополнительное движение обращается в нуль. Это значение в зависимости от величины угла наклона цилиндрического блока γ приведено на рис. VII.31.

Выражение (VII.121) было получено ранее в виде равенства (VII.100) для гидромашин, у которых угловая асинхронность цилиндрического блока при $\alpha = \frac{\pi}{4}$ будет наименьшей.

Закономерности изменения дополнительных перемещений Δh , дополнительных скоростей $\Delta v = \dot{\Delta h}$ и дополнительных ускорений $\Delta j = \dot{\Delta v} = \ddot{\Delta h}$ в зависимости от угла γ° при разных значениях K_D и от угла поворота упорного диска α° приведены на рис. VII.32, VII.33 и VII.34. Их выражения при $\gamma = \text{const}$ будут следующими:

$$v = v' + \Delta v = \frac{D}{2} \omega \sin \gamma \sin \alpha + \frac{D\omega\rho}{4K_D} [(1 - K_D \cos \gamma)^2 - (K_D - 1)^2] \sin 2\alpha; \quad (\text{VII.122})$$

$$j = j' + \Delta j = \frac{D}{2} \omega^2 \sin \gamma \cos \alpha + \frac{D\omega^2\rho}{2K_D} [(1 - K_D \cos \gamma)^2 - (K_D - 1)^2] \cos 2\alpha. \quad (\text{VII.123})$$

Мгновенная подача основного движения поршня легко получается суммированием подач отдельных поршней из равенства (VII.122)

$$Q_r = \sum_n Q_i = \sum_n F v_i = \frac{D}{2} F \omega \sin \gamma \sum_n \sin \alpha_i,$$

причем выражение $\sum_n \sin \alpha_i$ уже многократно использовалось ранее для различного типа поршневых гидромашин (см. § VI.1, VI.3, VII.3 и VII.7). Это выражение обращается при z четном в

$$(Q_r)_ч = \frac{DF\omega \sin \gamma \cos \left(\frac{\pi}{z} - \alpha_1 \right)}{2 \sin \frac{\pi}{z}},$$

при z нечетном в

$$(Q_r)_н = \frac{DF\omega \sin \gamma \cos \left(\frac{\pi}{2z} - \alpha_1' \right)}{4 \sin \frac{\pi}{2z}},$$

а графики неравномерности подачи будут такими же, как на рис. VI.2 и VI.3 соответственно. Коэффициенты неравномерности подачи также определяются выражениями (VI.9) и (VI.15) соответственно для z четного и z нечетного.

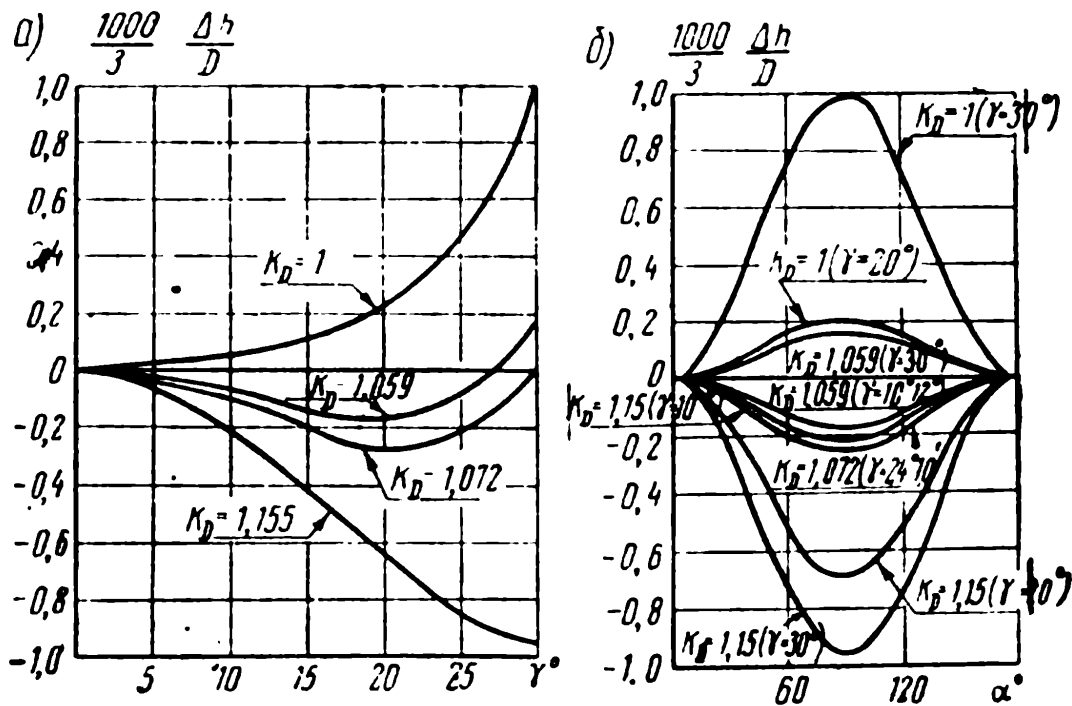


Рис. VII.32. Влияние дезаксиала на дополнительные перемещения поршня:

а) — Δh в зависимости от γ ; б) — Δh в зависимости от α

Рабочий объем гидромашин q , очевидно, будет тот же, что и для гидромашин с силовым карданом (см. выражение VII.11).

Аналогично определяется неравномерность дополнительной подачи, которая для каждого поршня пропорциональна $\sin 2\alpha$, а выражение $\sum_n \sin 2\alpha_i$ ранее определялось равенством (VI.74).

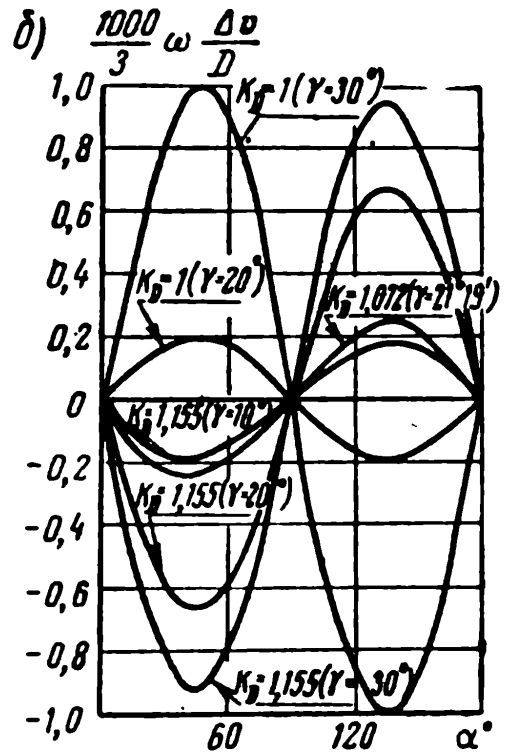
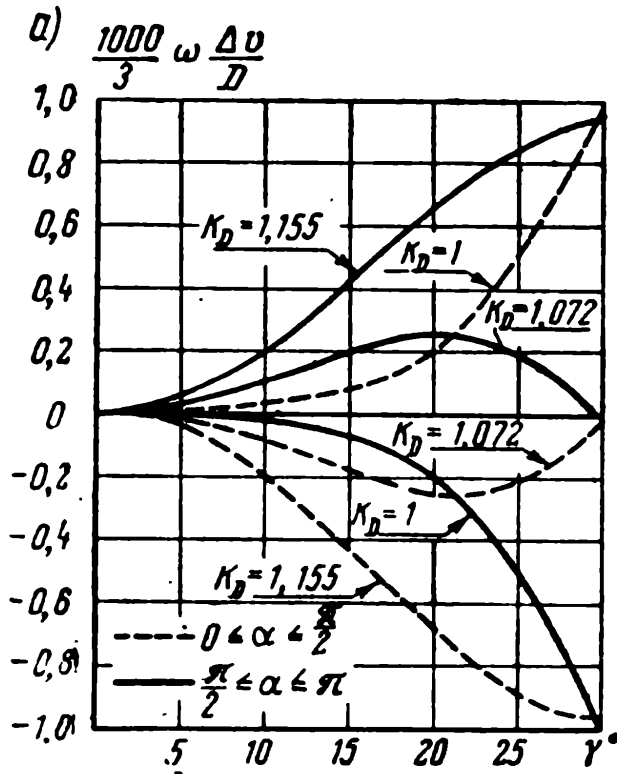


Рис. VII.33. Влияние дезаксиала на дополнительные скорости поршня:
а) — Δv в зависимости от γ ; б) — Δv в зависимости от α

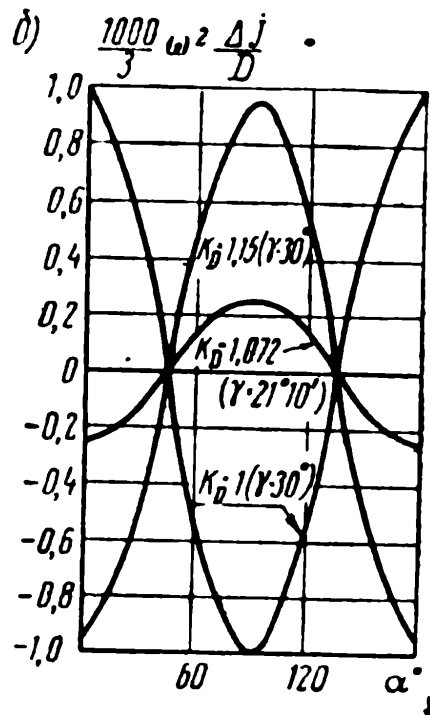
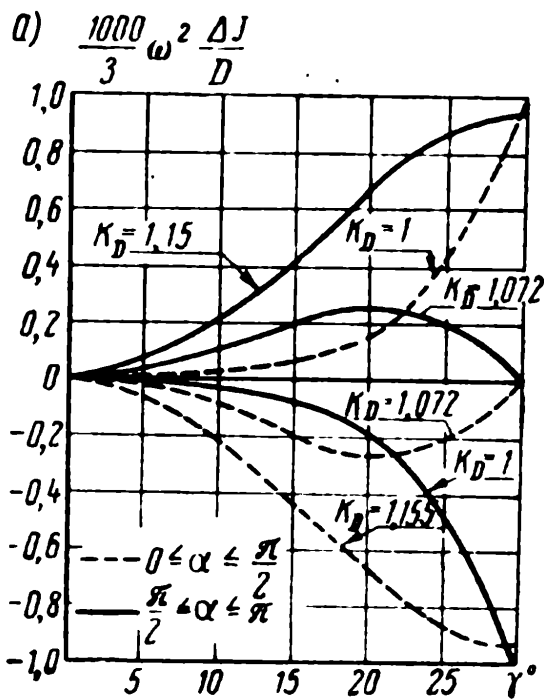


Рис. VII.34. Влияние дезаксиала на дополнительные ускорения поршня:

а) — Δj в зависимости от γ ; б) — Δj в зависимости от α

График изменения дополнительной подачи в зависимости от α для разных значений K_D и таких значений γ , при которых дополнительная подача наибольшая, приведен на рис. VII.35,а. На рис. VII.35,б дано значение коэффициента неравномерности подачи σ в % в зависимости от γ при разных значениях дезаксиала K_D .

Из полученных соотношений видна аналогия дополнительного движения поршня рассматриваемой гидромашины с ради-

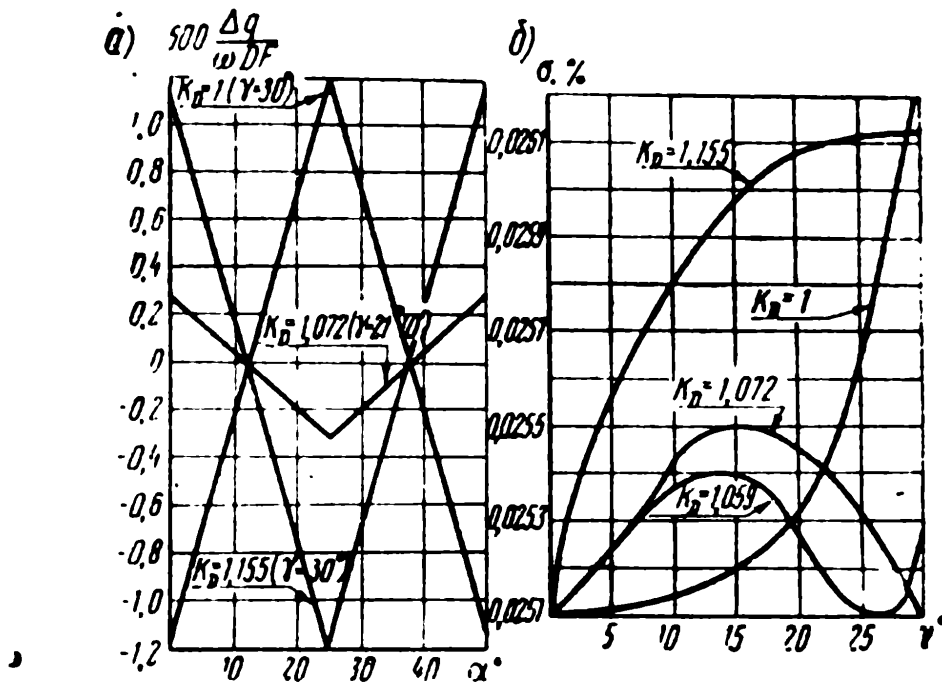


Рис. VII.35. Влияние отклонения значения дезаксиала от оптимального на работу гидромашины:
 а) — дополнительная подача; б) — коэффициент неравномерности

ально-поршневой гидромашинной, имеющей цилиндрическую направляющую. В обоих случаях возникает дополнительное перемещение, пропорциональное синусу двойного угла поворота ведущего вала. В том и другом случаях возникают поправки, аналогичные поправкам на конечную длину шатуна при сравнении кривошипно-шатунного механизма с механизмом, обеспечивающим моногармоническое движение поршня. Таким образом, предпочтителен дезаксиал $K_D^* = \frac{2}{1 + \cos \gamma}$.

§ VII.19. Размеры поршневой группы и цилиндрического блока

Размеры поршневой группы и цилиндрического блока определяются по величине рабочего объема так же, как и для аксиально-поршневых гидромашин с силовым карданом (см. § VII.6), с тем лишь отличием, что центральные углы меж-

ду осями двух соседних цилиндров всегда одинаковы, поэтому равенство (VII.20) принимает форму

$$b = ca = D' \sin \frac{\pi}{z} - d.$$

Кроме того, достаточная синхронность вращения, обеспечиваемая двойным карданом, позволяет не предпринимать каких-либо мероприятий для выравнивания подачи, поэтому радиусы размещения сферических головок шатунов в цилиндрическом блоке одинаковы (разумеется, то же и для упорного диска).

Величину рабочего объема гидромотора q_2 , обычно ту же, что и для насоса q_1 (в том случае большинство деталей у насоса и гидромотора окажутся взаимозаменяемыми), определяют по величине расчетного давления p_* , значение которого должно учитывать и необходимый коэффициент перегрузочной способности k (по моменту или мощности) и механические потери, учитываемые перепадом давления на режиме холостого хода:

$$q_2 = \frac{W_{2н}}{p_* n_{2 \max}} = 2\pi \frac{M_{2н}}{p_*} = 2\pi \omega_2 \quad (\text{VII.124})$$

и

$$p_* = \frac{1}{k} (p_{п.ах} - p_в - p_x), \quad (\text{VII.125})$$

где $W_{2н}$ — номинальная мощность гидромотора, *вт*;

p_{\max} — наибольшее давление в магистрали, обычно принимаемое равным $1600 \div 2500$ *н/см²*;

$p_в$ — давление в магистрали низкого давления, принимаемое равным $45 \div 60$ *н/см²* при скоростях рабочей жидкости в окнах цилиндров $7,5 \div 7,8$ *м/сек* и вязкости рабочей жидкости $(13 \div 14) 10^{-4}$ *м²/сек*;

p_x — давление на режиме холостого хода (принимаемое равным $50 \div 100$ *н/см²* для гидромашин с номинальной мощностью $W_H = 0,37 \div 1,1$ *квт*; $50 \div 70$ *н/см²* при $W_H = 1,85 \div 3,7$ *квт*; $40 \div 60$ *н/см²* при $W_H = 7,36 \div 14,72$ *квт* и $35 \div 55$ *н/см²* при $W_H = 30 \div 73,6$ *квт*).

Номинальную мощность следует определить при $p_x = 300 \div 350$ *н/см²*.

Если по каким-либо соображениям (например, ограничения в значениях n_1 и $n_{2 \max}$, связанные со свойствами приводного двигателя и величиной объемного к.п.д. η_v) рабочий объем насоса q_1 несколько отличается от рабочего объема гидромотора q_2 , то для выравнивания размеров рабочих органов гидромашин (D , D' , d и др.) следует выбрать разные наибольшие значения углов наклона цилиндрического блока γ_{\max} , не превосходя при этом допустимого для этого типа гидромашин значения, равного 30° .

Выбирая величину дезаксиала K_D из равенства (VII.121), получим выражение рабочего объема

$$q = FzD \sin \gamma = FzD'K_D \sin \gamma. \quad (\text{VII.126})$$

Аналогично тому, как это было сделано в § VII. 5, заменим F на $\frac{\pi d^2}{4}$ и D' на $\frac{d+b}{\sin \frac{\pi}{z}}$, где b — размер перемычки между двумя

соседними цилиндрами $\left[b = ca = c \frac{d}{2} (A - 1) \right]$, откуда

$$d = 2 \sqrt[3]{\frac{q \sin \frac{\pi}{z}}{\pi z K_D [2 + c (A - 1)] \sin \gamma}} \quad (\text{VII.127})$$

(соображения по выбору значений c и A также приведены в § VII.5). Обычно $b=0,3d$.

При выборе геометрии блока ни в одном сечении нельзя допускать толщин стенок, меньших a (например, сечения aa по выточке под кольцевой замок буквы или сечение bb по технологической выточке на рис. VII.36,б), если только по технологическим соображениям этот размер не должен быть больше (например, при закалке стального блока на высокую твердость). В этих случаях размеры сечений aa и bb должны выбираться такими, чтобы был невозможен разрыв или невозможно появление трещин.

По величинам D , d и a находят наружный диаметр блока $D_6 = D' + d + 2a$, диаметр внутренней расточки $D_в = D' - d - 2a$, диаметр основания цилиндрического блока $D_0 > D_6$, диаметр разности центров сфер шатунов на опорной шайбе $D = K_D D'$ и размер перемычки b_c

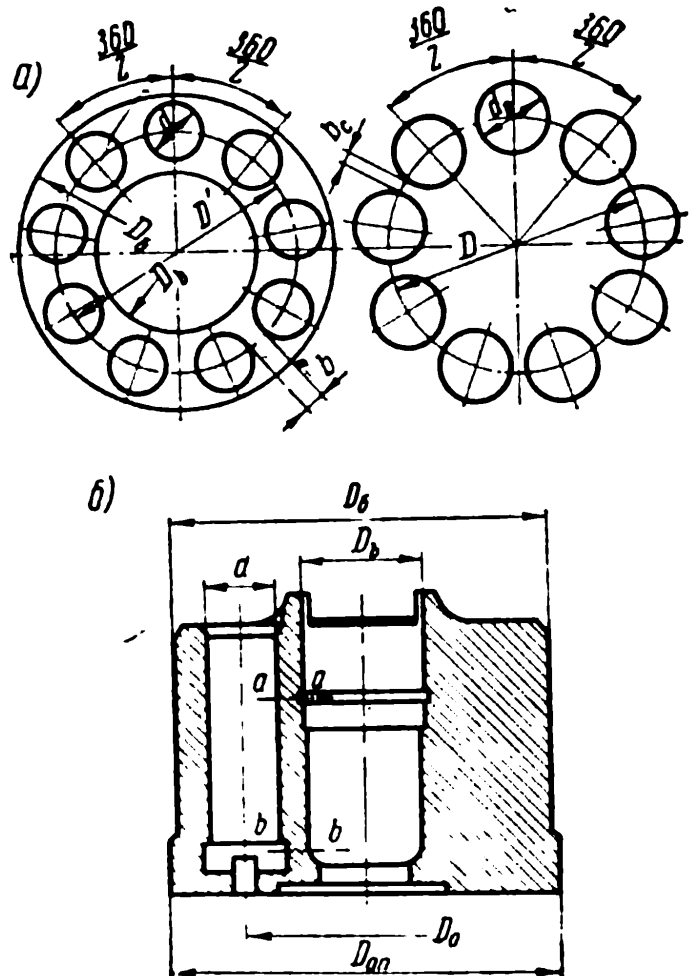


Рис. VII.36. Цилиндрический блок:

а) — цилиндрический блок слева и поршневая группа справа; б) — разрез цилиндрического блока

(рис. VII.36,а) между соседними сферическими опорами. Величина

$$b_c = D \sin \frac{\pi}{z} - d_c \approx (0,25 \div 0,45) d \geq 2 \text{ мм}, \quad (\text{VII.128})$$

где d_c — диаметр сферического вкладыша (18 на рис. VII.21), причем $d_c = d_{\text{ш}} + 2c_p$, где $d_{\text{ш}} = (1 \div 1,06) d$ — диаметр сферической головки шатуна, а размер c_p выбирается из технологических возможностей изготовления надежного вкладыша.

Указанное значение $d_{\text{ш}}$ рекомендуется для давлений $p_{\text{max}} = 1500 \div 1800 \text{ н/см}^2$. При более высоких давлениях размер $d_{\text{ш}}$ увеличивается в $\sqrt{\frac{p_{\text{max}}}{1500}}$ раз.

Полученный размер D_b проверяется на возможность размещения в расточке подшипника, пружины, буксы и соответствующих деталей карданного механизма. Если блок стальной, то для предупреждения возможности соприкосновения стальных сегментов кардана желательна установка бронзовой втулки в расточке цилиндрического блока.

Если к моменту проведения расчета размеров цилиндрического блока конструктивная проработка карданного механизма не проводилась, то ориентировочный размер диаметра сферической поверхности сегментов кардана (в см) можно определять из равенства

$$D_k = (0,8 \div 0,9) \sqrt[3]{q}. \quad (\text{VII.129})$$

Начальный прижим цилиндрического блока к распределителю создается при помощи пружины, натяг которой должен быть в 6–8 раз больше суммарного веса цилиндрического блока, поршней, $\frac{2}{3}$ веса шатунов и валика кардана вместе со всеми комплектующими деталями, размещенными во внутренней расточке (см. рис. VII.21).

Рекомендуемый натяг пружины создает на уплотняющей поверхности распределителя напряжения смятия от 10 до 12 н/см².

Расчет подшипника в цилиндрическом блоке проводится на тот же приведенный вес цилиндрического блока G (радиальная нагрузка) и натяг пружины P (осевая нагрузка). Для радиального подшипника, устанавливаемого на машинах малой и средней мощностей, расчет можно вести на приведенную радиальную нагрузку $G + 4P$.

При постановке радиально-упорного подшипника расчет ведется по условной нагрузке

$$P_y = 2 \left[1,4G + \frac{1}{2,6 \text{ tg } \beta} (P - 1,3 \text{ tg } \beta) \right], \quad (\text{VII.130})$$

где β — угол контакта шариков с беговой дорожкой наружного кольца.

В случае невозможности размещения необходимого подшипника во внутренней расточке цилиндрического блока приходится повторять расчет геометрии цилиндрического блока, несколько увеличивая его размеры.

Для гидромоторов расчет подшипников ведется по числу оборотов, составляющих $0,6 \div 0,75$ от $n_{2\max}$, в зависимости от предполагаемого режима эксплуатации гидромашин.

Расчет шатуна и его опор проводится по номинальному давлению, отличающемуся от расчетного p_0 . (см. равенство VII.125),

$$p^* = p_0 + p_b + p_x = \frac{1}{k} [p_{\max} + (k - 1)(p_b + p_x)]. \quad (\text{VII.131})$$

Наибольшее усилие на шатун

$$P_{\max} = \frac{1}{\cos \delta_{\max}} (F p_{\max} + P_j), \quad (\text{VII.132})$$

где P_j — усилие от инерционной нагрузки.

На шатун, кроме осевой нагрузки P_{\max} , действует изгибающий момент

$$M = \frac{1}{2} p^* F f d_1, \quad (\text{VII.133})$$

где d_1 — диаметр сферической головки в поршне;

$f = 0,05 \div 0,06$ — коэффициент трения.

Допускаемое напряжение в шатуне поршня определяется из условия

$$\sigma \leq \psi \frac{\sigma_{-1}}{n}, \quad (\text{VII.134})$$

где σ_{-1} — предел выносливости при изгибе;

$n = 1,8$ — запас прочности при переменном нагружении;

ψ — коэффициент, значение которого для сталей повышенного качества определяется в зависимости от значения коэффициента гибкости $\lambda = \frac{l_k}{i}$ (l_k — длина шатуна, см.

рис. VII. 20); $i = \sqrt{\frac{J}{f_k}} = \frac{1}{4} \sqrt{d_k^2 - d_0^2}$ — радиус инерции сечения шатуна; J — момент инерции того же сечения f_k ; d_k — диаметр шатуна).

Зависимость $\psi = \psi(\lambda)$ приведена в табл. VII. 7.

По $d = 2\sqrt{\frac{F}{\pi}}$ выбирают наибольший возможный из конструктивных соображений диаметр сферической головки $d_{ш1}$ и l_m

Таблица VII. 7

λ	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
ψ	1,00	0,97	0,95	0,91	0,87	0,83	0,79	0,72	0,65	0,55	0,43
λ	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	—
ψ	0,35	0,30	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	—

на основании конструктивной проработки гидромашины [обычно $l_k = (0,8 \div 0,9) D$], а также наименьший возможный диаметр сверловки шатуна d_0 при длине $l_k + \frac{1}{2}(d_{ш} + d_{ш1})$. При сверлении отдельно с каждой стороны можно выбирать

$$d_0 = \frac{1}{20 + 30} \left[l_k + \frac{1}{2} (d_{ш} + d_{ш1}) \right]. \quad (\text{VII.135})$$

Для сталей марок 20Х и 12ХНЗА ГОСТ 4543—61 принимают $\frac{\sigma_{-1}}{n} = 15\,000 \div 18\,000 \text{ н/см}^2$ и методом последовательных приближений по λ , ψ и σ находят приемлемые значения d_k и d_0 .

Удельные давления на сферах определяются из равенств

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{4p^*F}{\pi(d_{ш}^2 - d_{\Delta}^2)}; \\ \sigma_1 &= \frac{4p^*F}{\pi(d_{ш}^2 - d_{\Delta1}^2)} \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.136})$$

где $d_{ш}$ и $d_{ш1}$ — диаметры сферических головок;

d_{Δ} и $d_{\Delta1}$ — диаметры зенкерования сверловок в этих головках (ОСТ НКМ 4044—В с защитной фаской 120° и ОСТ 3725 тип А без защитной фаски).

Обычно для сферической головки в поршне принимают $\sigma_1 = 900 \div 1000 \text{ н/см}^2$ (сталь по бронзе), а удельную работу

$A_1 = 0,01 \sigma_1 v = 30 \div 35 \text{ н} \cdot \text{м/сек}$, где $v_1 = \frac{\delta_{\max}^\circ}{180^\circ} \omega_1 d_{ш1}$ — скорость

скольжения сферической головки во вкладыше. Для второй сферической головки принимают $\sigma \approx 400 \text{ н/см}^2$ и $v_2 = 0,30 \text{ м/сек}$.

§ VII.20. Геометрия торцевого распределения

Геометрия торцевого распределения показана на рис. VII.37, а. Уплотняющие поверхности распределителя состоят из двух поясков I и II, сливающихся на перемычках,

отделяющих отдающий канал от приемного и наружного опорного пояска *III* (уменьшает удельное давление и повышает устойчивость цилиндрического блока). На пояске *III* выполнены дренажные канавки *IV*, в которых, кроме того, обеспечивается смазка торцевого участка цилиндрического блока, скользящего по опорному пояску.

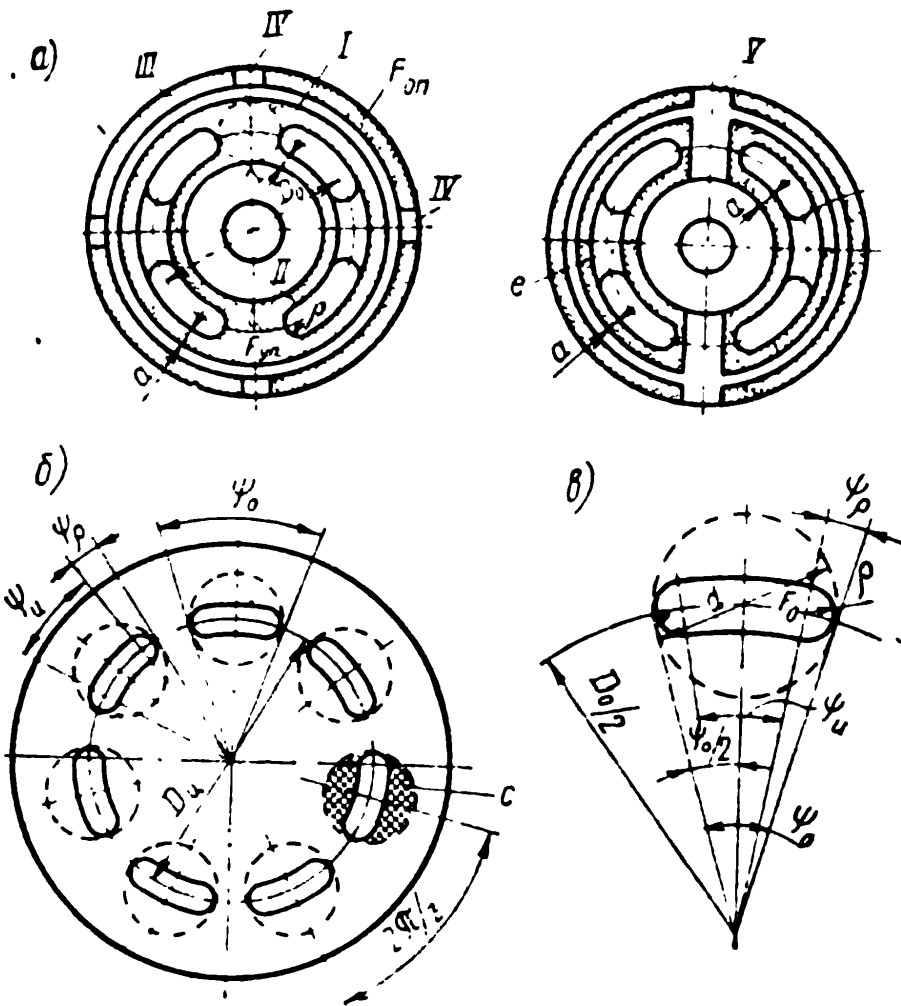


Рис. VII.37. Геометрия торцевого распределения:
 а) — лицевая слева и тыльная справа стороны распределителя; б) — торец цилиндрического блока; в) — окно цилиндра

На тыльной стороне распределителя через дренажные канавки *V* утечки из внутренней части цилиндрического блока поступают в корпус гидромашины.

Геометрические формы распределителя выбираются так, чтобы отдающие каналы гидромашины были герметично отделены от приемных, а скорости рабочей жидкости в каналах гидромашины не превосходили определенного предела и чтобы всегда было некоторое строго регламентированное превышение усилия, прижимающего цилиндрический блок к распределителю, над силами отжима, возникающими при просачивании рабочей жидкости через уплотняющие зазоры. Это превышение должно быть таким, чтобы удельные давления и удельные работы тре-

ния не превосходили допустимых пределов. Кроме того, распределитель должен быть достаточно жестким и на всех режимах работы должен обеспечивать герметичность разъема с крышкой люльки, если он выполнен не за одно целое с ней.

Размер окон цилиндров выбирается так, чтобы наибольшая скорость рабочей жидкости в полностью открытых окнах $(v_0)_{\max}$ не превышала $7,5 \div 8,0$ м/сек с вытянутой формой окна, при котором уплотняющие пояски не получатся чрезмерно узкими. Оговорка о полностью открытых окнах связана с тем,

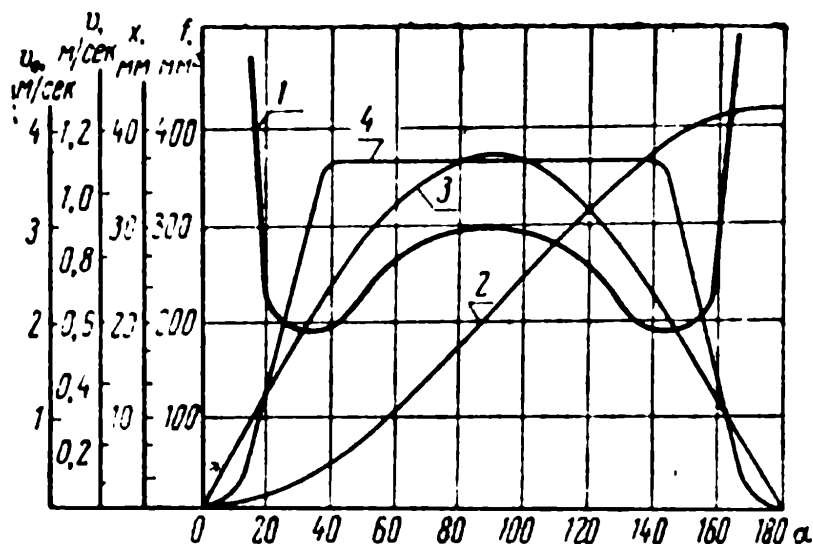


Рис. VII.38. Поток в окне цилиндра:
 1 — скорость рабочей жидкости в окне; 2 — перемещение поршня; 3 — скорость поршня; 4 — площадь открытия окна

что в первые моменты открытия окна скорость рабочей жидкости в них значительно больше и не может быть уменьшена простым увеличением размера окна.

Характер изменения скорости рабочей жидкости в окне v_0 , хода x и скорости v поршня, а также величины площади открытого участка окна f в зависимости от угла поворота вала α показан кривыми 1, 2, 3 и 4 соответственно на рис. VII.38 для одного из образцов гидромашин. Очевидно, что чрезмерно большие скорости в первоначальные моменты открытия окна приводят к значительным дросселирующим эффектам и во избежание возникновения кавитации должны компенсироваться соответственным повышением давления подпитки.

Уменьшение скорости в окне приведет к уменьшению площади днища цилиндра s (заштрихована на рис. VII.37, б) и к уменьшению прижимающего усилия, поэтому для сохранения баланса действующих на блок сил уплотняющие пояски придется делать весьма узкими. Некоторое снижение скорости рабочей жидкости в окне достигается применением более вытянутой формы окна, центральный угол охвата ψ_0 которого пре-

вышает угол цилиндра на $4 \div 7^\circ$ (рис. VII.39). Обычно площадь окна составляет $0,42 \div 0,48$ от площади цилиндра, но эти пределы можно расширять до $0,55 \div 0,60$, если ширина уплотняющего пояска a будет чрезмерно малой.

В конструкциях Тромке Тома ось окна размещается на несколько меньшем диаметре D_0 , чем диаметр $D_{\text{ц}}$ разности цилиндров в цилиндрическом блоке. Уменьшение диаметра размещения окон применяется для уменьшения окружных скоростей

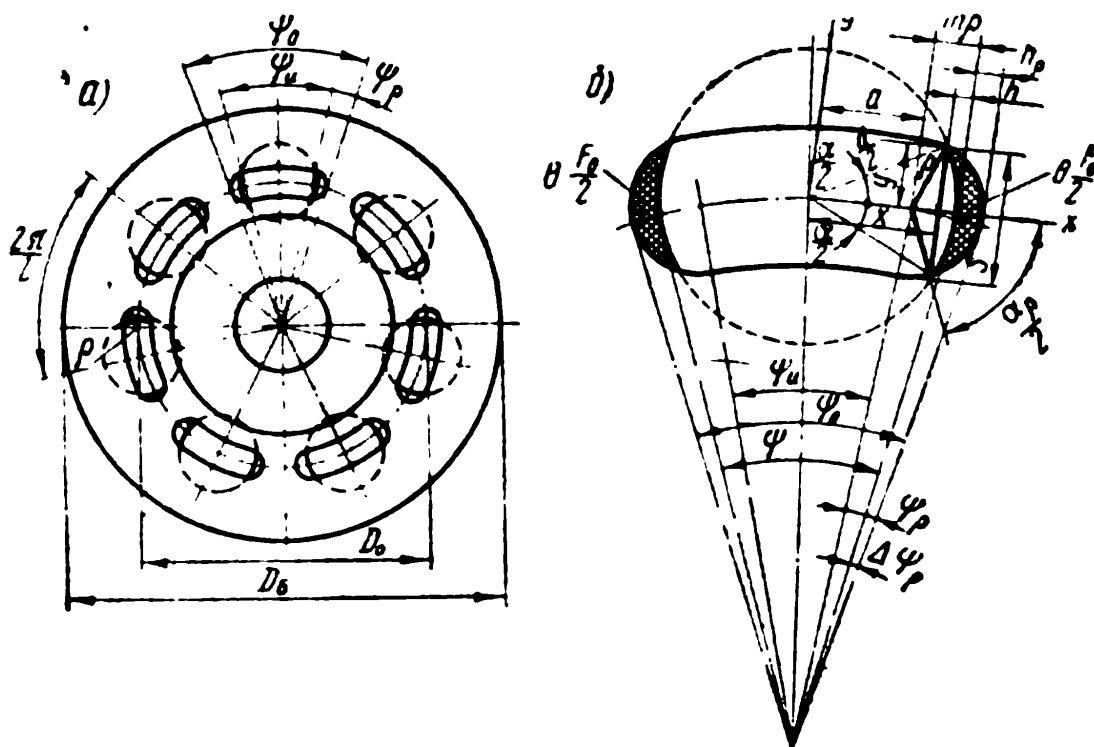


Рис. VII.39. Окна с повышенным значением угла охвата:
а) — торец цилиндрического блока; б) — геометрия окна

на уплотняющих поверхностях. Один из конструктивных вариантов такого уменьшения показан на рис. VII.40. В случае, если указанное уменьшение диаметра разности окон не используется и окно вписывается в габариты цилиндра (рис. VII.37, в), то радиус закругления окна

$$\rho \approx 1,16d \left(1 - \sqrt{1 - 0,675 \frac{F_0}{F}} \right), \quad (\text{VII.137})$$

причем

$$\sin \frac{\psi_0}{2} = \frac{d}{D_0}, \quad \sin \frac{\psi_p}{2} = \frac{2\rho}{D_0}, \quad \psi_n = \psi_0 - 2\psi_p.$$

Если окно выходит за пределы габаритов цилиндра (рис. VII. 40), то:
при $\frac{\pi}{4} < m = 1 - \frac{\psi_0 - \psi_n}{2\psi_p} < 1$

$$\rho = \frac{d}{4m - \pi} \left[1 - \sqrt{1 - \left(m - \frac{\pi}{4} \right) \frac{F_0}{F}} \right]; \quad (\text{VII.138})$$

$$\text{при } m = \frac{\pi}{4} = 0,785$$

$$\rho = \frac{F_0}{2d}; \quad (\text{VII.139})$$

$$\text{при } m < \frac{\pi}{4}$$

$$\rho = \frac{d}{\pi - 4m} \left[\sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{4} - m\right) \frac{F_0}{F}} - 1 \right]. \quad (\text{VII.140})$$

В насосах распределители имеют небольшое положительное перекрытие от 0,5 до 1°. Для гидромоторов, которые могут работать на малых числах оборотов и даже останавливаться, перекрытие принимается ббльшим. Для придания распределителю жесткости в его каналах устанавливают стяжки *e*

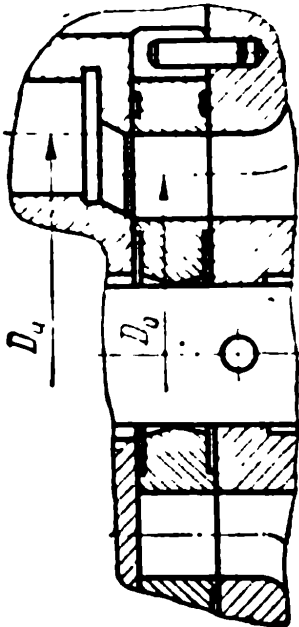


Рис. VII.40. Конструкция с уменьшенным диаметром расположения окон распределителя

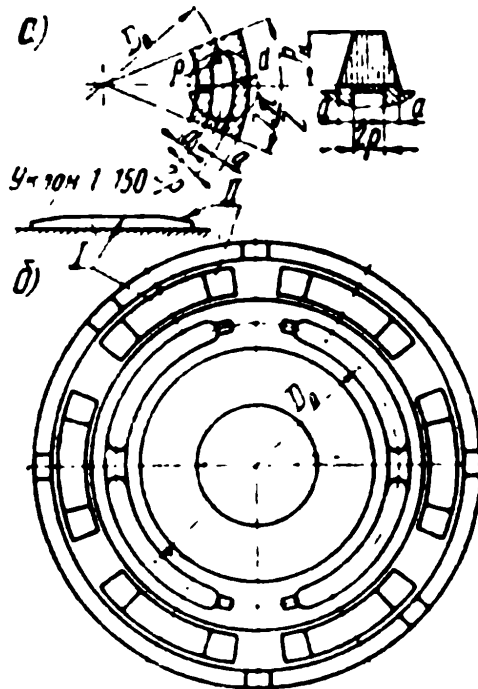


Рис. VII.41. Торцевой распределитель:

а) — сектор распределителя; б) — распределитель аксиально-поршневой гидромашины Тромке Тома

(см. рис. VII.37, а), при выборе размеров которых необходимо учитывать неизбежное стеснение потока. На крупных машинах для повышения жесткости необходимо устанавливать по две стяжки.

При секторном методе расчета гидростатических сил рассматривается центральный сектор на распределителе с углом охвата $\frac{2\pi}{z}$ и центральным размещением в этом секторе оси цилиндра, не находящегося на перемычке (рис. VII.41, а). Для этого сектора величина прижимающего усилия

$$P_{\text{пр}} = p_{\text{н}}(F - F_0), \quad (\text{VII.141})$$

где $F = \pi d^2/4$ — площадь цилиндра;

F_0 — площадь окна,

а величина отнимающего усилия в случае предположения о линейном падении давления на уплотняющем пояске

$$P_{\text{от}} = p_{\text{н}} \left[\frac{\pi D_0}{z} (a + 2\rho) - F_0 \right]. \quad (\text{VII.142})$$

Соотношение между $P_{\text{от}}$ и $P_{\text{пр}}$ следующее:

$$P_{\text{от}} \leq \lambda P_{\text{пр}} = (1 - k) P_{\text{пр}}, \quad (\text{VII.143})$$

где $k < 1$ означает превышение прижимающего усилия над отжимающим.

Используя секторный метод расчета, можно определить ширину уплотняющего пояска a :

$$a = \frac{[\lambda F + (1 - \lambda)(1 - \theta) F_0] z}{\pi D_0} - 2\rho. \quad (\text{VII.144})$$

В выражении (VII.144) принимают $\lambda = 0,89 \div 0,94$ и $\theta = 0$ (относительный размер части окна, выходящей за пределы габаритов цилиндра) в случае, если размер окна вписывается в габариты цилиндра.

Величину a не следует делать меньше 1,5 мм или больше 4 ÷ 6 мм даже у гидромашин большой мощности. Величина a , как и всякий размер рабочих органов, пропорциональна величине $\sqrt[3]{q}$, причем

$$a = \bar{a} \sqrt[3]{q} \text{ и } \rho = \bar{\rho} \sqrt[3]{q}, \quad (\text{VII.145})$$

где $\bar{a} \approx 1$ при $q \leq 10 \text{ см}^3/\text{об}$ и $\bar{\rho} \approx \bar{a}$ или незначительно меньше; $\bar{a} \approx \frac{z-1}{z}$ при $10 \leq q \leq 800 \text{ см}^3/\text{об}$ и $\bar{a} \approx \frac{1}{2} \bar{\rho} = 0,5$ при $q > 800 \text{ см}^3/\text{об}$.

Те же самые уравнения можно использовать, когда размер окна выходит за пределы габаритов цилиндра (см. рис. VII.39). В этом случае необходимо подсчитывать величину θ , оценивающую относительный размер части окна, выходящей за пределы габаритов цилиндра.

Из простых геометрических соображений можно определить величину

$$\theta = \frac{2(F_p - F')}{F_0}, \quad (\text{VII.146})$$

где $F_p = \frac{1}{2} [\rho l_p - S(\rho + h_p)];$

$$F' = \frac{1}{2} \left[\frac{d}{2} l - S \left(\frac{d}{2} - h \right) \right];$$

$$l_p = 0,01745\rho\alpha^{\circ} \text{ (половина длины окна);}$$

$$l = 0,008725d\alpha^{\circ}; \quad x = \frac{d}{2} - \rho \frac{1 - m^2}{d - 2m\rho};$$

$$h_p = \rho(1 - m) \left(1 + \frac{1 + m}{d + 2m\rho} \right);$$

$$h = \rho \frac{1 - m^2}{d - 2m\rho};$$

$$S = d \sqrt{1 - \left(m - \frac{1 - m^2}{d - 2m\rho} \right)^2} = d \sin \frac{\alpha}{2};$$

$$m = 1 - \frac{\psi_0 - \psi}{2\psi_p} \text{ (см. рис. VII.39, б).}$$

Учет площадей, занятых перемычками, изменит разрешающие уравнения и приблизит расчетную схему к действительной картине происходящих в торцевом зазоре явлений. Естественно предположить, что меньшее значение прижимающего усилия будет тогда, когда в полости нагнетания окажутся $\frac{z-1}{2}$ поршней. Тогда наименьшая величина прижимающего усилия

$$(P_{\text{пр}})_{\text{min}} = \frac{1}{2} F [z(\rho_{\text{н}} + \rho_{\text{в}}) - (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}})], \quad (\text{VII.147})$$

а величина отжимающего усилия

$$P_{\text{от}} = \frac{1}{2} (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}) [\pi D_0 (a + \rho) + F_{\text{к}}], \quad (\text{VII.148})$$

где площадь канала на распределителе

$$F_{\text{к}} \approx D_0 \rho \psi_{\text{к}} + \pi \rho^2 \quad (\text{VII.149})$$

(угол $\psi_{\text{к}}$ в радианах).

Однако и в этом случае расчет является приближенным из-за того, что не учитывалось действие гидростатических усилий в пределах окон цилиндров. Принципиальных трудностей учет этих площадей не будет иметь, но сделает разрешающие выражения громоздкими.

Из определения коэффициента прижима $P_{\text{от}} = \lambda_{\text{min}} (P_{\text{пр}})_{\text{min}}$ искомая ширина уплотняющего пояска

$$a = \frac{1}{\pi D_0} \left[F \lambda_{\text{min}} \left(z - \frac{\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{н}} + \rho_{\text{в}}} \right) - F_{\text{к}} \right] - \rho. \quad (\text{VII.150})$$

Обычно принимают $\lambda_{\text{min}} = 0,965 \div 0,975$ для гидромашин с расчетным давлением $p_* = 350 \div 400 \text{ н/см}^2$ и $0,975 \div 0,985$ для гидромашин с $p_{\text{н}} = 1000 \div 1200 \text{ н/см}^2$, имея в виду, что дальней-

шее приближение λ_{\min} к единице существенно повышает утечки.

Выбранная геометрия распределителя проверяется по величинам удельных давлений k_y на рабочей поверхности. Допускаемые значения k_y при $(P_{\text{пр}})_{\min}$ и $P_{\text{от}}$, вычисленных по уравнениям (VII.147) и (VII.148), лежат в пределах от 12 до 15 н/см² при работе гидромашин с расчетным давлением $p_* = 400 \div 500$ н/см².

Кроме гидростатического прижима, на цилиндрический блок еще действуют усилия от пружины в буксе поршневой группы (23 на рис. VII.21), усилия, вызванные моментами трения на сферических головках штоков в поршнях и силами трения между поршнями и стенками цилиндров. Кроме того, точка приложения равнодействующей не совпадает с центром распределителя и появляется так называемый опрокидывающий момент.

Для повышения устойчивости цилиндрического блока, выравнивания и уменьшения давления на различных опорных участках распределителя выполняют дополнительную опорную поверхность ($F_{\text{оп}}$ на рис. VII.37, а), а на некоторых крупных гидромашинах даже дополнительные опорные участки I с наклонными подходами II, обеспечивающими возникновение гидродинамического эффекта (см. рис. VII.41, б). Дополнительные опорные поверхности несколько увеличивают момент трения.

Геометрия распределителя выбирается такой, чтобы при нормальном режиме работы полные удельные давления σ не превышали 30 ÷ 40 н/см², наибольшие скорости v на трущихся поверхностях заключались бы в пределах 10,5—12,0 м/сек и удельные мощности $A = \sigma v$ — в пределах 400—500 н·м/см²·сек (при кратковременной перегрузке допускают $\sigma_{\text{max}} = 100 \div 150$ н/см² и $A_{\text{max}} = 1400 \div 1600$ н·м/см²·сек).

Указанные выше приемы расчета носят приближенный характер, так как на самом деле давления распределяются неравномерно и существует значительный опрокидывающий момент вследствие того, что центр приложения равнодействующей не совпадает с центром симметрии распределителя. Кроме того, силовые воздействия меняются при изменении числа поршней, находящихся в полости нагнетания. Рассматривая отношение превышения прижимающего усилия над отжимающим к среднему значению прижимающего усилия в качестве коэффициента прижима

$$k_p = \frac{P_{\text{пр}} - P_{\text{от}}}{P_{\text{ср}}} \quad (\text{VII.151})$$

и аналогичное выражение

$$k_M = \frac{M_{\text{пр}} - M_{\text{от}}}{M_{\text{ср}}}, \quad (\text{VII.152})$$

вычисленное при помощи значений опрокидывающих моментов, можно оценивать геометрию распределителя при помощи среднего значения коэффициента прижима

$$k_{\text{ср}} = \frac{1}{2} (k_{\text{р}} + k_{\text{н}}) = 1 - \lambda_{\text{ср}}. \quad (\text{VII.153})$$

Для гидромашин, показанных на рис. VII.21, $k_{\text{ср}} = 0,153 \div 0,181$ (при $q \geq 350 \text{ см}^3/\text{об}$), а для гидромашин меньших размеров (см. рис. VII.19) $k_{\text{ср}} = 0,142 \div 0,168$.

Поскольку точных способов расчета распределителя не существует, безразлично, каким из них пользоваться, лишь бы числовые значения коэффициента прижима, подсчитанные применительно к любому из них, основывались на экспериментально отработанных гидромашинах.

После подсчета геометрии уплотняющих и опорных поверхностей распределителя проводится его конструктивная проработка (см. рис. VII.37, а), причем, выбирая сечения дренажных канавок, не допускают скоростей рабочей жидкости в них, больших $0,5 \div 1,0 \text{ м/сек}$, подсчитывая их по расходу утечек. В этом случае ориентировочно считают, что половина утечек происходит через уплотняющую поверхность, поровну распределяясь между наружным и внутренним поясками.

Величина момента трения цилиндрического блока о распределитель определяется в предположении равномерного распределения давления по опорным $F_{\text{оп}}$ и уплотняющим $F_{\text{уп}}$ поверхностям распределителя при помощи равенства

$$M_{\tau} = \frac{\sigma_{\text{ср}} f}{2} (F_{\text{уп}} D_0 + \sum F_{\text{оп}} D_i) = \frac{P_{\text{ср}} f}{2 (F_{\text{уп}} + F_{\text{оп}})} (F_{\text{уп}} D_0 + \sum F_{\text{оп}} D_i), \quad (\text{VII.154})$$

где $\sigma_{\text{ср}}$ — среднее значение удельного давления на распределителе, н/см^2 ;
 $P_{\text{ср}}$ — среднее значение прижимающего усилия, н ;
 $F_{\text{уп}}$ и $F_{\text{оп}}$ — площади уплотняющих и опорных поверхностей распределителя, см^2 ;
 D_0 — диаметр разности опор, см ;
 D_i — средний диаметр рассматриваемого участка опорной поверхности, см ;
 f — коэффициент трения.

$$f = 3,8 \sqrt{\mu \frac{\Omega}{\sigma_{\text{ср}}}}, \quad (\text{VII.155})$$

где Ω — угловая скорость цилиндрического блока, рад/сек ;
 μ — динамический коэффициент вязкости, $\text{н} \cdot \text{сек/см}^2$.

Иначе подсчитывается момент трения в конструкциях с фиксированным зазором между цилиндрическим блоком и распределителем. Такие конструкции, издавна применяемые в аксиально-поршневых гидромашинах Гидростабиль фирмы Гюльдер [64] (ФРГ), выполняются ради увеличения срока службы с небольшим превышением отжимающего усилия над прижимающим (отрицательное значение коэффициента прижима k).

Опора в конструкциях с центральным прижимом цилиндрического блока выбирается по среднему значению превышения отжимающего усилия над прижимающим $P_{\text{ср}} = P_{\text{от}} - P_{\text{пр}}$, а момент трения в опоре оценивается значением приведенного коэффициента трения $f_{\text{пр}}$ и диаметром опоры $d_{\text{пр}}$. В конструкциях с фиксированным зазором момент трения в зазоре δ оценивается по закону Ньютона о вязком трении

$$M_{\tau} = \frac{P_{\text{ср}} f_{\text{пр}} d_{\text{пр}}}{2} + \frac{\omega}{2\delta} [F_{\text{уп}} D_{\text{в}} + \Sigma F_{\text{оп}} D_{\text{л}}]. \quad (\text{VII.156})$$

Обычно принимают $f_{\text{пр}} = 0,009 \div 0,016$ и $\delta = 0,01$ мм. Увеличение δ уменьшит момент потерь, но увеличит утечки.

§ VII.21. Расчет двойного кардана

Двойной кардан рассчитывается как на статические, так и на динамические нагрузки, соизмеримые с первыми при быстром останове вала гидромотора. Наибольшая нагрузка на кардан будет на следующих трех режимах: пуск насоса с наибольшей подачей при остановленном под нагрузкой гидромоторе; быстрый реверс при нагруженном гидромоторе; быстрое затормаживание вала гидромотора, вращающегося с большим числом оборотов.

При расчете предполагается, что нагрузка передается карданом через два равнонагруженных сегмента, каждый из которых опирается всей рабочей поверхностью на направляющую плоскость буксы, и это силовое воздействие уравнивается давлением на полуцилиндрическую поверхность пальца кардана. На самом деле при возможных неточностях изготовления деталей кардана работать может только один сегмент. Контакт на плоской поверхности сегмента с направляющей плоскостью буксы может иметь форму полосы шириной $0,5 \div 2,0$ мм, а второй контакт на пальце кардана — форму полосы шириной $1 \div 2$ мм. Во всех этих случаях смещается точка приложения усилий, меняя не только напряжения на стыкующихся поверхностях, но и величины нагрузок на детали кардана. Учитывая все эти обстоятельства, при расчете приходится снижать допускаемые напряжения, удельные давления и удельную работу трения.

Основные воздействия, нагружающие кардан, сводятся к наибольшему моменту трения цилиндрического блока о распределитель $(M_T)_{\max}$, подсчитываемому при помощи равенства (VII.154) или (VII.156), и инерционной нагрузке, обусловленной ускорением цилиндрического блока и сопряженных с ним деталей, $M_d = J\dot{\Omega}$, где (обычно считают движение равномерно ускоренным или равномерно замедленным) при подсчете момента инерции $J = J_6 + zJ_{\text{п}} + \frac{2}{3}zJ_{\text{ш}}$ учитывают полностью момент инерции каждого поршня $J_{\text{п}}$ и $\frac{2}{3}$ момента инерции каждого шатуна $J_{\text{ш}}$.

Ускорение цилиндрического блока в течение всего времени разгона или торможения считают постоянным, определяя его из равенства

$$\dot{\Omega} = \frac{\pi n_{\text{вmax}}}{30\Delta t}, \quad (\text{VII.157})$$

где $\Delta t = 0,01 \div 0,02$ сек для гидромашин малой мощности, $0,02 \div 0,04$ сек для гидромашин средней мощности и $0,05 \div 0,10$ сек для гидромашин большой мощности.

Желательно выбирать валик кардана (19 на рис. VII.21) таким, чтобы под действием наибольшей нагрузки он закручивался на угол до $5'$ на длине l_k (между центрами сфер), а допустимые напряжения на кручение не превосходили величины $\frac{\tau_{-1}}{n}$, где $\tau_{-1} = 0,6\sigma_{-1}$, $n = 1,8$ и $\sigma_{-1} = 34\,500$ н/см² для стали марки 20Х ГОСТ 4543—61 (обычно принимают напряжение на кручение $10\,000 \div 11\,000$ н/см²).

Длина валика кардана l_k выбирается в пределах от 0,585 до 0,715 расстояния от оси поворота люльки до рабочей поверхности распределителя. Для снижения напряжений на рабочих поверхностях сегментов (рис. VII.42, а) максимально увеличивают их высоту AB и уменьшают размер BC и ширину сегмента b .

Размер BC принимают больше размера валика кардана d_k на $2c$ ($c = 0,5 \div 1,0$ мм для машин малой и средней мощности и на $1,5 \div 3,0$ мм для машин большой мощности).

Диаметр сферической поверхности сегмента D_k близок к диаметру внутренней расточки блока цилиндров.

Величина опорной поверхности сегмента подсчитывается из равенства

$$F = l_c a_c + \frac{r_c^2}{2} \left(\frac{\pi\beta^\circ}{90} - \sin 2\beta \right), \quad (\text{VII.158})$$

где $r_c = OA = \frac{D_k}{2} \cos \alpha = \frac{b}{2 \operatorname{tg} \alpha}$;

$$\sin \beta = \frac{l_c}{2r_c} + \frac{l_c}{D_k \cos \alpha};$$

$$a_c = \frac{D_k}{2} \cos \alpha \cos \beta - \frac{d_k + c}{2};$$

$$l_c = 2(DB + c_1) = 2\left(\frac{d_k + c}{2} \operatorname{tg} \beta + c_1\right) = 2(R_k \sin \beta_1 + c_1);$$

R_k — радиус сферы валика кардана; $\cos \beta_1 = \frac{d_k + c}{2R_k}$.

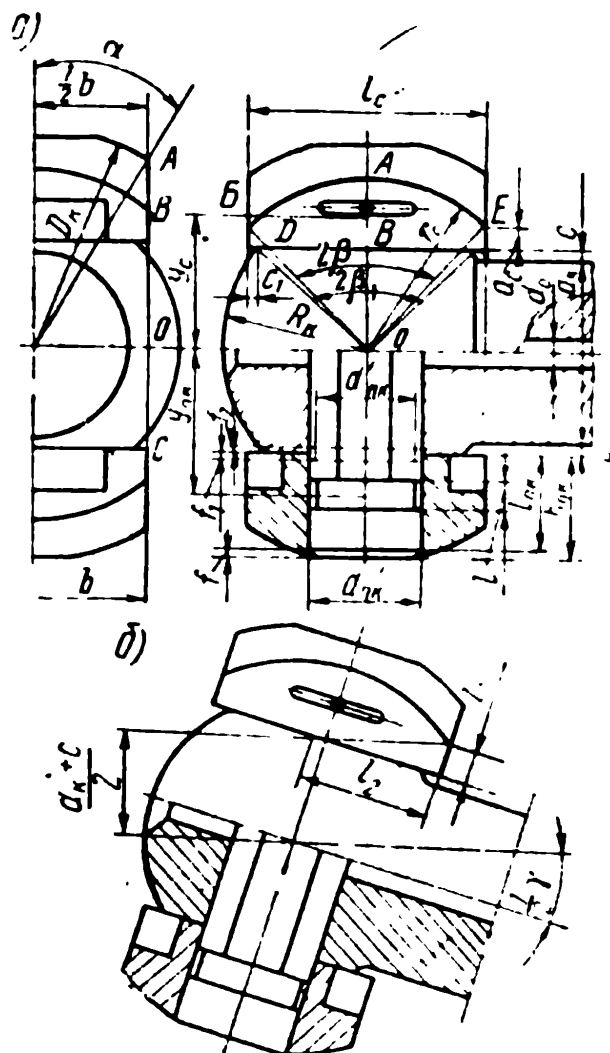


Рис. VII.42. Головка кардаца:
а) — обозначения геометрических размеров;
б) — крайнее положение

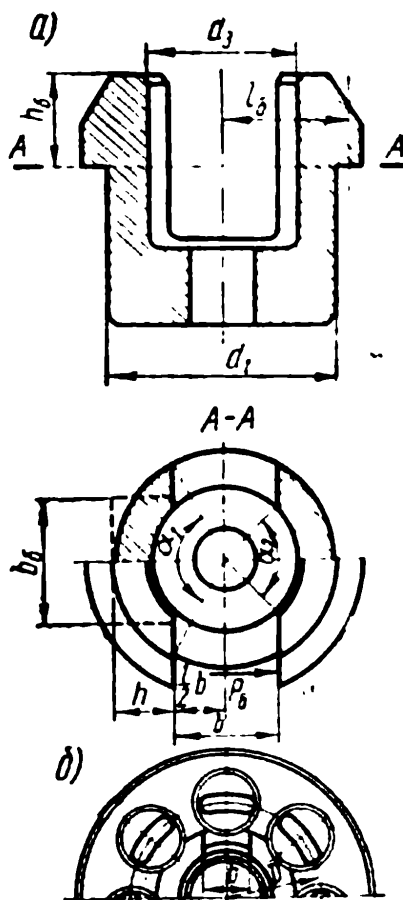


Рис. VII.43. Размещение
буksы в цилиндрическом
блоке:
а) — буksа; б) — цилиндрический блок

Значение c_1 для гидромашин малой мощности принимается $2 \div 4$ мм, а для большой $4 \div 6$ мм.

Ширина сегмента b принимается равной ширине ведущего зуба цилиндрического блока (рис. VII.43, б), который также должен быть рассчитан на передачу того же самого момента $(M_T)_{\max} + M_d$.

При увеличении угла наклона люльки γ опорная поверхность сегмента уменьшается (рис. VII.42, б) на величину

$$F_c = \frac{1}{2} l_1 l_2,$$

где

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= \frac{1}{2} l_c + \frac{d_k + c}{2} \operatorname{tg} \frac{\gamma_{\max}}{4}; \\ l_2 &= l_1 \operatorname{tg} \frac{\gamma_{\max}}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.159})$$

увеличивая тем самым напряжения, которые не должны превосходить 1500 н/см^2 при работе бронзы со сталью.

Сегменты выполняются из стали марки 12ХН2А ГОСТ 4543—61, а буксы — из бронзы с высокой твердостью марок Бр.АЖ9-4, КМЦ1-3 или стали марок 20Х, Х12Ф1, 12ХН3А.

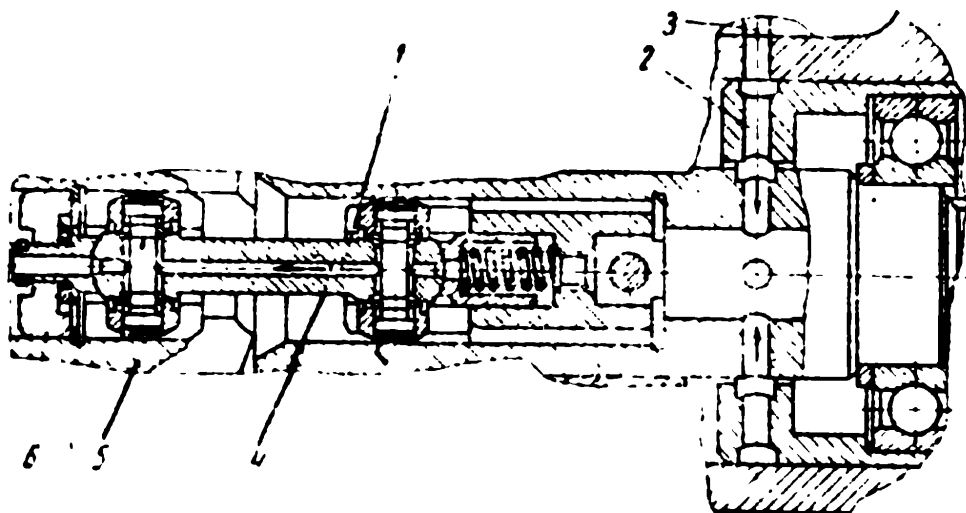


Рис. VII.44. Кардан в сборе

Палец кардана рассчитывается на изгиб и давление смятия на опорной поверхности. Если он выполняется из стали марки 12ХН2А ГОСТ 4543—61, то допустимое напряжение на изгиб при знакопеременной нагрузке определяется как $\frac{\sigma_{-1}}{n}$, где предел выносливости $\sigma_{-1} = 40\,000 \text{ н/см}^2$ и $n = 2 \div 2,2$, а допустимое давление смятия составляет $3500 \div 4000 \text{ н/см}^2$.

Средняя скорость скольжения рабочей поверхности сегмента (в м/сек)

$$v_c = \Omega \frac{\gamma_{\max}^{\circ}}{180} \cdot \frac{y_c}{100}, \quad (\text{VII.160})$$

а средняя скорость скольжения поверхности пальца кардана

$$v_{\pi} = \frac{1}{2} \Omega \frac{\gamma_{\max}^{\circ}}{180} \cdot \frac{d_{\text{пк}}}{100}, \quad (\text{VII.161})$$

по которым вычисляются значения удельных мощностей трения. В первом случае они не должны превосходить $120 \div 160 \text{ н} \cdot \text{м}/\text{см}^2 \cdot \text{сек}$, а во втором — $40 \div 60 \text{ н} \cdot \text{м}/\text{см}^2 \cdot \text{сек}$.

Для продления срока службы применяют принудительную смазку, один из возможных вариантов которой был показан на рис. VII.21. Другой вариант принудительной смазки от сливного клапана через приводной вал показан на рис. VII.44.

Масло под давлением через канал 3 и сверловку 2 поступает для смазки кардана 4, проходя к его головке в буксе 6 цилиндрического блока 5 через сверловку 1.

В гидродвигателях можно обеспечивать смазку кардана установкой клапанов на линии слива утечек, которые поддерживают в корпусе давление в $1,5 \div 3,0 \text{ н}/\text{см}^2$.

§ VIII.22. Расчет букс

Буксы рассчитываются на тот же нагружающий момент, который передается карданом, выбирая в качестве расчетного сечения AA на рис. VII.43. В этом сечении вычисляются напряжения кручения и изгиба.

Изгибающий и крутящий моменты определяются выражением

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{из}} &= \frac{11}{32} \cdot \frac{(M_{\text{T}})_{\text{max}} + M_{\text{д}}}{l_6} h_6 = \frac{1}{2} P_6 h_6; \\ M_{\text{к}} &= \frac{11}{32} P_6 l_6, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.162})$$

где P_6 — нагружающее усилие;
 h_6 и l_6 — плечи нагружающего усилия.

При расчете допустима замена действительного сечения AA равновеликим по площади прямоугольником с высотой $h = \frac{1}{2}(d_1 - b)$ и шириной $b_6 = \frac{F_6}{h}$, где b — ширина паза и F_6 — половина площади сечения AA буксы (см. рис. VII.43, а), величина которой определяется выражением

$$F_6 = \frac{d_1^2}{8} \left(\frac{\pi \alpha_1^{\circ}}{180} - \sin \alpha_1 \right) - \frac{d_3^2}{8} \left(\frac{\pi \alpha_2^{\circ}}{180} - \sin \alpha_2 \right). \quad (\text{VII.163})$$

где $\cos \alpha_1 = \frac{b}{d_1}$ и $\cos \alpha_2 = \frac{b}{d_3}$.

Напряжения определяются при помощи выражений

$$\left. \begin{aligned} \sigma_n &= \frac{M_n}{W_k} = P_0 \frac{3h}{b_0 h^2}; \\ \tau &= \frac{M_k}{W_p} = \frac{l_0 P_0}{2\eta_k b_0 h^2} \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.164})$$

Таблица VII. 8

$\frac{b_0}{h}$	1	1,2	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6	8	10	∞
η_k	0,208	0,219	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,291	0,299	0,307	0,312	0,333

причем $W_p = \eta_k b_0 h^2$, где значение η_k выбирается из табл. VII.8 в зависимости от $\frac{b_0}{h}$.

При расчете момента сопротивления W_k можно пользоваться выражениями $W_k = \eta_k b_0 h^2$ при $4 > \frac{b_0}{h} > 1$ и

$$W_k = \frac{1}{3} \left(\frac{b_0}{h} - 0,63 \right) h^3 \quad (\text{VII.165})$$

при $\frac{b_0}{h} > 4$.

Допустимое напряжение в буксе из стали марки 20Х ГОСТ 4543 — 61 $\frac{\sigma_{-1}}{n} = \frac{34500}{1,5} = 23\,000 \text{ н/см}^2$, в случае применения бронзы марки Бр.АЖ 9-4 $\frac{\sigma_{-1}}{n} = \frac{27\,500}{2} = 13\,750 \text{ н/см}^2$. При определении допустимых напряжений на кручение принимают $\tau_{-1} = 0,6\sigma_{-1}$.

Непосредственно с расчетом кардана связано определение наименьшего допустимого натяга пружины (23 на рис. VII.21), так как она, кроме предварительного прижима цилиндрического блока к распределителю, должна обеспечивать постоянный прижим сферической головки (9 на рис. VII.21) карданного валика к сферическому гнезду в цилиндрическом блоке. Для этого натяг пружины должен с запасом на 25÷50% превышать силы трения сегментов в направляющих букс P_T и силу, затрачиваемую на преодоление инерции кардана P_d :

$$P_n = (1,25 \div 1,50) P_T + P_d. \quad (\text{VII.166})$$

Усилие трения $P_T = 4 P_6 f_c$, где f_c — коэффициент трения сегмента в буксе, равный 0,01, а P_6 — нагружающее сегмент усилие, которое аналогично равенствам (VII.162), определяется делением суммы моментов $(M_T)_{\max} + M_d$ на плече l_6 (см. рис. VII.43, а).

Величину динамического усилия P_d определяют по заданному времени наклона люльки Δt от $\gamma = 0$ до $\gamma = \gamma_{\max}$. За время Δt центр массы кардана (карданный валик, пальцы и сегменты) перемещается на величину δ , составляющую долю от перемещения сферической головки кардана Δ (опора B на рис. VII.24), определяемого равенством (VII.79). Если $\Delta = i\delta$, где i — передаточное отношение, то из уравнения количества движений $0,01 P_d \Delta t = m \frac{\delta}{\Delta t} = m \frac{\Delta}{i \Delta t}$, откуда

$$P_d = 200 \frac{m}{\Delta t^2} l_k \left(\sin^2 \frac{\gamma_1}{\gamma} - k \sin^2 \frac{\gamma_{\max}}{2} \right), \quad (\text{VII.167})$$

где m — масса карданного валика с двумя пальцами и четырьмя сегментами.

Зная необходимый натяг пружины P_n и ее деформацию Δ (равенство VII.79), легко подобрать все остальные параметры пружины.

§ VII.23. Расчет люльки и вала

Люлька и вал рассчитываются по среднему усилию полости нагнетания $(P_n)_{\text{ср.}} = \frac{z}{2} F (p_n)_{\text{max}}$ и среднему усилию полости всасывания $(P_v)_{\text{ср.}} = \frac{z}{2} F (p_v)_{\text{ср.}}$, которые приложены к распределителю с одинаковыми размерами плечей $\frac{D'}{\pi}$ (рис. VII.45, а).

Проводя конструктивную проработку люльки, выбирают ее размер l_d , обычно составляющий $(4,42 \div 4,94) \sqrt[3]{q}$ для гидромашин с $q \leq 130 \text{ см}^3/\text{об}$ и $(2,41 \div 2,58) \sqrt[3]{q}$ для гидромашин большего размера.

Для гидромашин с цапфами (рис. VII.45, а) по этим усилиям определяют реакции опор R_a и R_b , а по ним выбирают подшипники с запасом на 15÷25%. Для гидромашин, изображенных на рис. VII.19 и VII.21, подбирается еще одна опора, удерживающая люльку от перемещения вдоль оси цапфы люльки, равная гидростатической реакции напорного патрубка.

На плоскость упорного диска действуют усилия $(P_n)_{\text{ср}}$ и $(P_v)_{\text{ср}}$, каждое из которых раскладывается на нормальную и тангенциальную к плоскости упорного диска составляющие.

Результирующие нормальная A_H и тангенциальная A_T составляющие (рис. VII.46), а также их плечо y , по которым легко определяются реакции опор 1 и 2 в плоскостях x и y по координатам их размещения l_1 и l_2 , позволяют найти суммарные реактивные усилия $R_1 = \sqrt{R_{y1}^2 + R_{x1}^2}$ и $R_2 = \sqrt{R_{y2}^2 + R_{x2}^2}$, эпюры нагружающих моментов и, если на плече l_3 от опоры 1 размещен привод подпиточного насоса, то и нагрузку P_3 от него. Кроме того, зная место размещения упорного подшипника (на схемах, изображенных на рис. VII.46, а, не показан), можно оценить участок вала, находящийся под воздействием сжимающего усилия A_H . По этой схеме обычными приемами приводится поворочный расчет вала, а по реакциям опор, числу оборотов вала и режимам работы гидромашины осуществляется выбор подходящих подшипников.

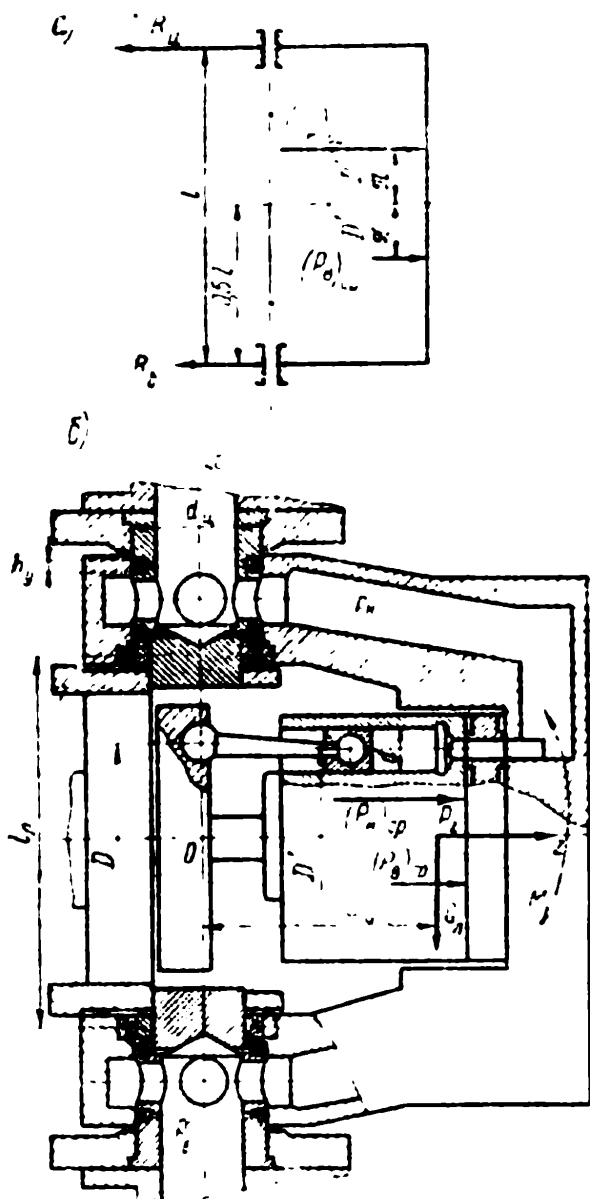


Рис. VII.45. Силовые воздействия на люльку:
а) — действующие силы; б) — схема люльки

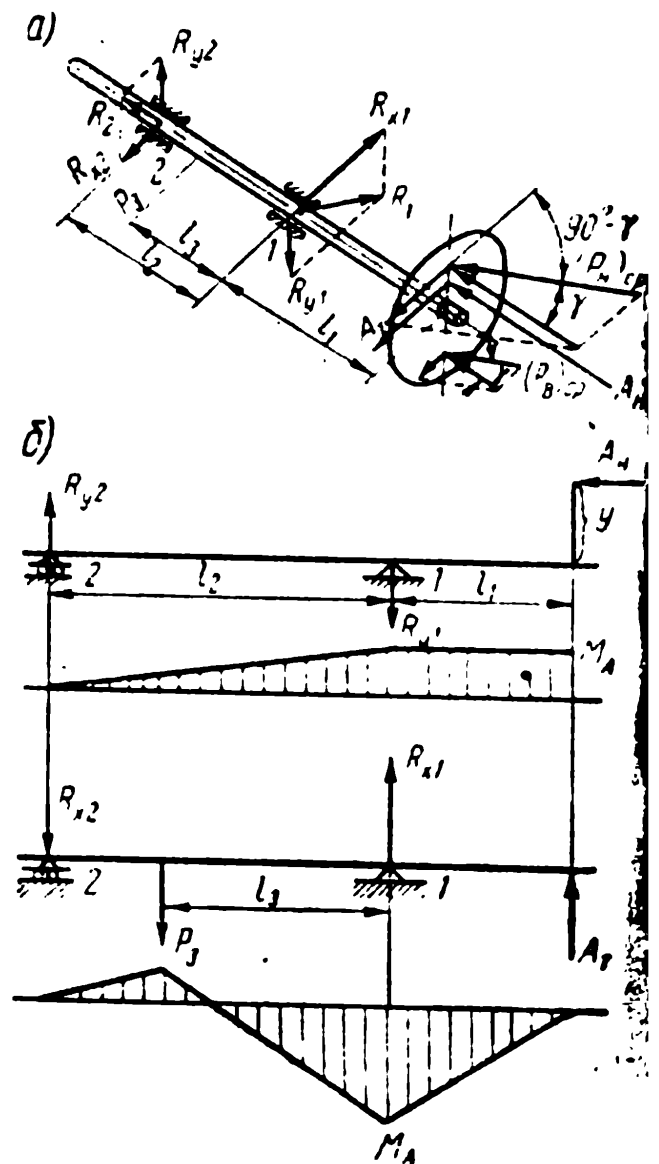


Рис. VII.46. Нагружение вала:
а) — реакции опор; б) — эпюры нагрузок

§ VII.24. Расчет усилия на регулирующем органе насоса

Усилие на регулирующем органе насоса рассчитывается обычно по статическим нагрузкам, сводящимся к определению моментов трения от различного рода действующих сил. Так, пользуясь реакциями R_a и R_b (см. рис. VII.45, а), можно определить момент трения в опорных подшипниках

$$M_1 = \frac{1}{2} f_n d_0 [(P_n)_{ср} + (P_в)_{ср}], \quad (\text{VII.168})$$

где $f_n = 0,010 \div 0,015$ — приведенный коэффициент трения подшипников;

d_0 — диаметр внутренней беговой дорожки.

Момент от сил давления на уплотнения цапф люльки (см. рис. VII.45, б)

$$M_2 = \frac{1}{2} f_y P_y = \frac{1}{2} f_y \pi d_{ц}^2 h_y i (p_{н\max} + p_в), \quad (\text{VII.169})$$

где f_y — коэффициент трения материала уплотнения (рис. VII.45);

$d_{ц}$ — диаметр цапфы люльки;

h_y и i — высота и число уплотнений на одной цапфе соответственно.

Момент, вызываемый моментом инерции люльки и присоединенных к ней деталей $J_{л}$, определяется выражением

$$M_3 = J_{л} \dot{\omega}_{л} = J_{л} \pi \frac{\gamma_{\max}^{\circ}}{180 \Delta t^2}, \quad (\text{VII.170})$$

где γ_{\max}° — наибольший угол поворота люльки;

Δt — время поворота люльки от $\gamma = 0$ до $\gamma = \gamma_{\max}$, обычно равное $0,01 \div 0,03$ сек для малых гидромашин и $0,03 \div 0,04$ сек для гидромашин большой мощности.

При повороте люльки из-за действия центробежных сил возникают дополнительные реактивные усилия на цапфах люльки, момент трения от которых

$$M_4 = \frac{G_{л}}{2g} f_n d_0 L_G \omega_{л}^2, \quad (\text{VII.171})$$

где $G_{л}$ — вес люльки вместе с присоединенными к ней деталями;
 L_G — удаление центра тяжести указанного веса от оси поворота;

$\omega_{л}$ — угловая скорость поворота люльки.

Гироскопический момент вращающегося цилиндрического блока при повороте люльки определяется из известного соотношения

$$M_j = J_z \Omega \omega_{л} = J_z \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{\pi \dot{\gamma}_{\max}}{180 \Delta t} = J_z \pi^2 n \frac{\dot{\gamma}_{\max}}{5400 \Delta t}, \quad (\text{VII.172})$$

где J_z — момент инерции цилиндрического блока относительно оси (можно вычислять как момент инерции цилиндра с диаметром $D_{ц}$ и высотой B);

$\Omega = \frac{\pi n}{30}$ — его угловая скорость.

Этот момент M_j , действуя в плоскости, перпендикулярной к плоскости поворота люльки, создает реактивные усилия на цапфах люльки, а значит, и соответствующий момент трения

$$M_{б} = R_j d_{о} f_{п} = \frac{M_j}{l_{я}} d_{о} f_{п}. \quad (\text{VII.173})$$

Имея в виду, что момент от сил веса цилиндрического блока с присоединенными к нему деталями имеет направление, противоположное направлению действия момента M_j , необходимо в равенстве (VII.173) уменьшить величину M_j на $G_{л} L_G$.

Момент трения цилиндрического блока о распределитель $M_{т}$ (см. § VII.20) также вызывает появление реактивных усилий на цапфах люльки и соответствующий момент противодействия повороту люльки

$$M_{б} = \frac{M_{т}}{l_{я}} f_{п} d_{о}, \quad (\text{VII.174})$$

однако направление действия соответствующих реакций нормально к направлению действия реакций, ранее рассмотренных силовых воздействий, поэтому величина момента на люльке, который должен быть создан регулирующим органом,

$$M = \sqrt{(M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5)^2 + M_6^2}. \quad (\text{VII.175})$$

В этом расчете не учтены силы трения поршней о стенки цилиндров, вызванные в том числе центробежными силами, а также силы трения на сферических головках штоков. Обычно удельный вес этих сил весьма невелик, тем более что на целый ряд неучтенных обстоятельств, в том числе вызванных неточностями изготовления деталей гидромашин, величину момента, развиваемого на регулирующем органе, увеличивают в 1,5÷2,0 раза.

Поворот люльки в случае использования валика ручного

управления (рис. VII.47, а), поворачивающегося в пределах от 120 до 270°, обеспечивается зубчатой передачей с передаточным отношением $i \neq 4 \div 9$, поэтому расчетный момент на валике M_y и усилие на начальной окружности ведущей шестерни Q (рис. VII.47, б) определяются из равенств:

$$\left. \begin{aligned} M_y &= \frac{(1,5 \div 2,0) M}{i \eta}; \\ Q &\approx \frac{2M_y}{d \cos(\alpha + \mu)}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.176})$$

где $\eta \approx 0,95$ — к. п. д. механизма;

d — диаметр окружности зубчатого колеса, см;

α — угол зацепления, обычно равный 20°;

μ — 5°45' — угол трения скольжения между зубьями шестерен (соответствует коэффициенту трения $f = 0,1 = \text{tg } \mu$).

По величине усилия Q и координатам установки опор l_1 и l_2 (рис. VII.47, б) определяются реакции опор R_3 и R_4 , по которым обычными способами выбираются подшипники. По конфигурации валика ручного управления выбирается наиболее слабое сечение AA с координатой l_3 и вычисляются в нем напряжения на изгиб и кручение. Валик можно изготовить из стали марок

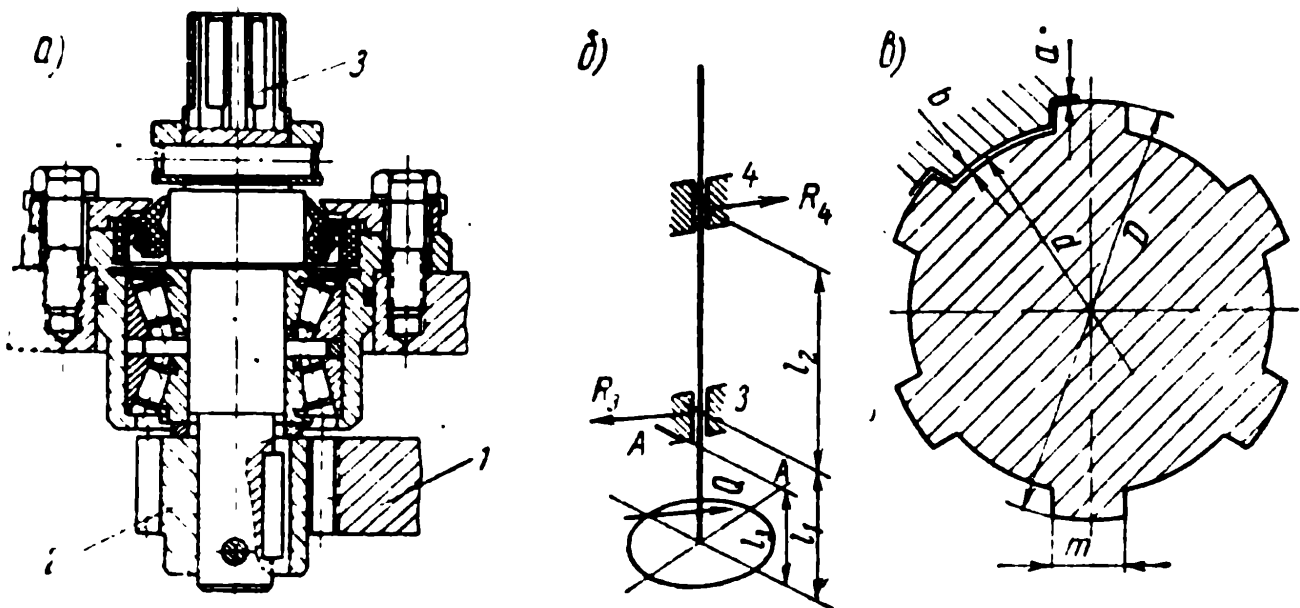


Рис. VII.47. Управляющий орган:

а) — валик ручного управления; б) — схема действия сил; в) — шлицевое соединение

40Х ГОСТ 4543—61, из которой обычно выполняются валы (допустимое напряжение на изгиб $\frac{\sigma_{-1}}{n} = \frac{40\,000}{2} = 20\,000 \text{ н/см}^2$),

используя шлицевую посадку (рис. VII.47, в) органа ручного управления с термообработкой до НРС 40÷44. Расчет шлицевого соединения, выполняемого по ГОСТ 1139—41, проводится

по напряжению смятия σ , которое оценивается развиваемым усилием $P_{ш}$ и рабочей поверхностью $F_{ш}$:

$$\left. \begin{aligned} F_{ш} &= \left[\frac{D-d}{2} - (a+b) \right] lz; \\ P_{ш} &= \frac{2M_y}{D+d}; \quad \sigma = \frac{P_{ш}}{\beta F_{ш}}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.177})$$

где z — число шлицев;

l — рабочая длина шлицев;

β — 0,66 ÷ 0,75 — коэффициент одновременности работы шлицев.

При использовании стали марки 40X допустимое напряжение на изгиб $\frac{\sigma_{-1}}{n} = \frac{40\,000}{2} = 20\,000 \text{ н/см}^2$, на кручение $\frac{\tau_{-1}}{n} = 0,6 \frac{\sigma_{-1}}{n}$ и на смятие 10 000 ÷ 14 000 н/см².

§ VII.25. Соединительные магистрали

Соединительные магистрали выбираются с таким расчетом, чтобы наибольшие скорости рабочей жидкости в них не превышали 3 ÷ 4,5 м/сек. В отдельных конструкциях, работающих на высоких давлениях и выполняемых так, чтобы объем рабочей жидкости в соединительных магистралях был наименьшим (уменьшение влияния сжимаемости рабочей жидкости на динамическую характеристику гидropередачи), повышают скорости до 8 ÷ 10 м/сек.

Расчет напорных магистралей проводится по наибольшему возможному давлению, а в магистралях низкого давления при выборе расчетного давления назначают коэффициент запаса, равный 4 ÷ 5.

Трубопроводы, обычно выполняемые из стали марки 20 ГОСТ 1050—60, рассчитываются как толстостенные трубы и подбираются так, чтобы расчетное давление было меньше давления p_T , при котором возникают пластические деформации,

$$p_T = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}} \left(1 - \frac{d^2}{d_H^2} \right), \quad (\text{VII.178})$$

где d и d_H — диаметр трубопровода в свету и наружный диаметр соответственно;

σ_T — предел текучести при растяжении.

Допустимые напряжения на растяжение $\frac{\sigma_T}{n_T} = \frac{24\,000}{1,8} = 1360 \text{ н/см}^2$.

Магистралы в отливках из стали марки 35Л (отливки 1-й группы ГОСТ 977—58) рассчитываются по допускаемым напряжениям $17\,600 \text{ н/см}^2$ ($\sigma_T = 28\,000 \text{ н/см}^2$, $n_T = 1,6$ и предел прочности при растяжении $\sigma_B = 50\,000 \text{ н/см}^2$), а трубы медные — $6\,000 \text{ н/см}^2$.

Фланцы магистралей присоединяются на чистых болтах ГОСТ 7805—62 (сталь марки А12 ГОСТ 1414—54, $\sigma_T = 24\,000 \text{ н/см}^2$, $\sigma_B = 45\,000 \text{ н/см}^2$); на чистых болтах из стали марки 40Х ГОСТ 4543—61 с термообработкой НРС 28÷32.

Те же болты применяются для крепления крышки люльки, крышек и косога фланца гидродвигателя.

§ VII.26. Тепловой расчет

Тепловой расчет (приближенный) гидропередачи проводится по к. п. д. с целью определения температурного режима в результате работы на стационарном режиме с мощностью W кВт.

Количество выделяемого тепла (кал/сек)

$$Q = 239 (1 - \eta) \frac{W}{\eta}, \quad (\text{VII.179})$$

где $\frac{W}{\eta}$ — мощность (в кВт), подводимая к гидропередаче, а ее нагрев определяется из равенства

$$\Delta T^\circ = \frac{Q}{k_t s_t} \left(1 - e^{-\frac{k_t s_t}{\sum G_i c_i}} \right), \quad (\text{VII.180})$$

где s_t — поверхность теплоотдачи, м^2 ;

G_i — вес деталей гидропередачи;

c_i — удельная теплоемкость этой детали (весовые или массовые единицы в G_i и c_i должны быть одинаковы).

Коэффициент теплоотдачи

$$k_t = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2 + \alpha_3}}. \quad (\text{VII.181})$$

Коэффициент теплоотдачи от рабочей жидкости к стенке

$$\alpha_1 = 1,84 v^{0,57} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С} \cdot \text{ч}},$$

и коэффициент теплоотдачи от стенок к воздуху

$$\alpha_2 = \frac{2 \sqrt{\Delta T_1}}{s_n + s_r} (1,1 \cdot s_n + 1,4 \cdot s_r), \quad (\text{VII.182})$$

где s_v — суммарная вертикальная поверхность гидропередачи;
 s_r — суммарная горизонтальная поверхность гидропередачи;
 ΔT_1 — температурный перепад между стенкой и воздухом, °С.
Коэффициент теплоизлучения

$$\alpha_3 = \frac{3,77}{\Delta T} [(2,73 + 0,01 \cdot T_1)^4 - (2,73 + 0,01 \cdot T_2)^4], \quad (\text{VII.183})$$

где T_1 и T_2 — средние значения температур нагретой поверхности и воздуха соответственно.

Г Л А В А VIII

АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ БЕСКАРДАННОГО ТИПА

§ VIII.1. Конструкция Гидроматик

Гидромашины этой конструкции (рис. VIII.1) изготавливаются различных мощностей — от самых малых до 3000 квт. Эти машины появились в пятидесятых годах в ФРГ под названием схемы Тома и выпускаются в настоящее время во Франции, Швейцарии, Японии, Румынской, Болгарской и Польской народных республиках, ЧССР и ряде других стран.

Ведущий вал 1 в кожухе 2 на трех подшипниках несет разгруженный компактный грушеобразный узел гидромашины. Его корпус составлен из стянутых болтами сферической головки 10 и люльки 5, в которой при помощи вайки 15 и крышки 7 установлен сферический распределитель 6.

Магистраль при помощи переходников 3 и обтюраторов 16 присоединяется к каналам люльки, угол наклона которой изменяется регулирующим органом, воздействующим на управляющий штырь 4.

Цилиндровый блок 8 центрируется валиком 12, а подушка 9 упорного диска опирается на внутреннюю поверхность сферической головки 10 поверхностью, на которой предусмотрена гидростатическая разгрузка при помощи каналов, закрываемых обратными клапанами 14.

Шатуны 11, опираясь на конические юбки длинных поршней, ведут цилиндрический блок 8, передавая на него от поршневой группы момент, идущий на преодоление потерь на трение.

В конструкции широко применяется гидростатическая разгрузка. Так сферические головки штоков имеют гидростатическую разгрузку, в которой для снижения величины подводимого

давления подводная сверловка выполнена в некотором удалении от торца поршня. На сферическом распределителе через обратные клапаны 13 подводится давление нагнетания к периодически приходящим разгружающим камерам, выполненным на цилиндрической блоке. Периодически действующие разгружающие камеры не намного ухудшают объемный к. п. д., но существенно увеличивают ресурс гидромашины.

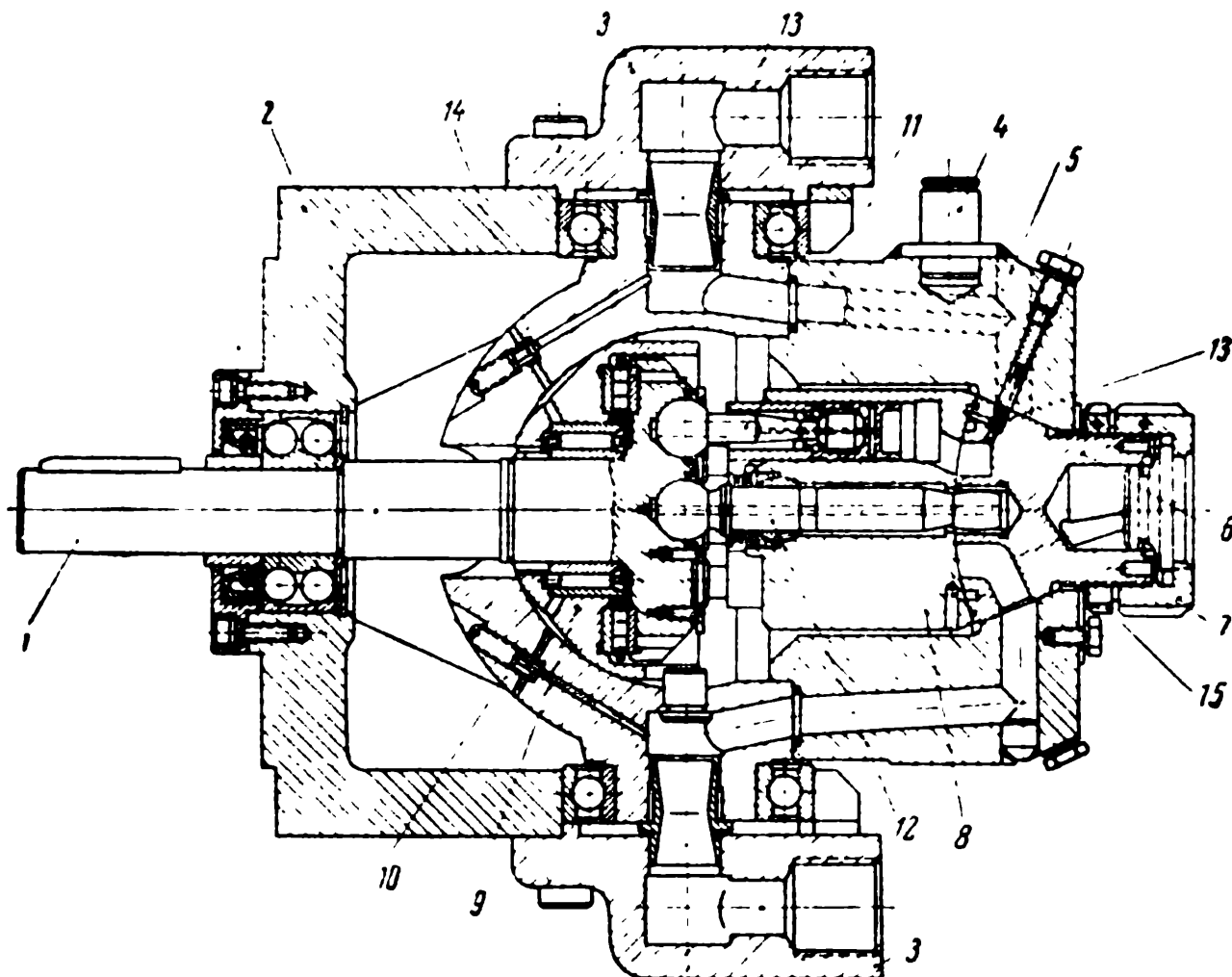


Рис. VIII.1. Насос Гидроматик 13,25

Фирма Гидростабиль (ФРГ), а также некоторые японские заводы также выпускают аксиально-поршневые гидромашины бескарданного типа, но с плоским распределением, имеющим фиксированный торцевой зазор и крепление поршневой группы в корпусе такое же, как у аксиально-поршневых гидромашин с двойным несилковым карданом.

Фирма Брюнингхауз (ФРГ) и некоторые японские заводы (например, Кавасаки Докярд) выпускают аксиально-поршневые гидромашины бескарданного типа с плоским торцевым распределением, аналогичным аксиально-поршневым гидромашинам с двойным несилковым карданом. Эти гидромашины работают на рекордно высоких давлениях со значительным ресурсом (см. § VIII.4).

§ VIII.2. Кинематика бескарданных гидромашин

Кинематика бескарданных гидромашин описывается при помощи аналитических зависимостей, полученных в § VII.16. Угол между осью поршня и осью шатуна δ может быть выражен через угол поворота поршневой группы α и угловую асинхронность ψ . Так, равенство (VII.89) дает выражение $\cos \delta$, из которого можно получить

$$\sin \delta = \rho \sqrt{(K_D - 1)^2 \sin^2 \alpha + (1 - K_D \cos \gamma)^2 \cos^2 \alpha + 2K_D \left[(\cos^2 \alpha \cos \gamma + \sin^2 \alpha) (1 - \cos \psi) + \frac{1 - \cos \gamma}{2} \sin \psi \sin 2\alpha \right]}. \quad (\text{VIII.1})$$

Для ведущего шатуна угол δ должен быть постоянным в течение всего периода, пока он является ведущим и равным углу наклона юбки поршня κ . Заменяя в равенстве (VIII.1) δ на κ , а тригонометрические функции $\sin \psi$ и $\cos \psi$ на тождественные выражения функций $\text{tg} \frac{\psi}{2}$ [75]

$$\sin \psi = \frac{2 \text{tg} \frac{\psi}{2}}{\text{tg}^2 \frac{\psi}{2} + 1} \quad \text{и} \quad \cos \psi = \frac{1 - \text{tg}^2 \frac{\psi}{2}}{1 + \text{tg}^2 \frac{\psi}{2}},$$

будем иметь квадратное уравнение относительно $\text{tg} \frac{\psi}{2}$, решая которое, получим

$$\begin{aligned} \text{tg} \frac{\psi}{2} = & \frac{-K_D (1 - \cos \gamma) \sin 2\alpha + \sqrt{(1 - \cos \gamma) K_D^2 \sin^2 2\alpha +}}{(1 + K_D)^2 \sin^2 \alpha + (1 + K_D \cos \gamma)^2 \cos^2 \alpha - \frac{\sin^2 \kappa}{\rho^2}} \\ & + \left[(1 + K_D)^2 \sin^2 \alpha + (1 + K_D \cos \gamma)^2 \cos^2 \alpha - \frac{\sin^2 \kappa}{\rho^2} \right] \times \\ & \frac{(1 + K_D)^2 \sin^2 \alpha + (1 + K_D \cos \gamma)^2 \cos^2 \alpha - \frac{\sin^2 \kappa}{\rho^2}}{(1 + K_D)^2 \sin^2 \alpha + (1 + K_D \cos \gamma)^2 \cos^2 \alpha - \frac{\sin^2 \kappa}{\rho^2}} \\ & \times \left[\frac{\sin^2 \kappa}{\rho^2} - (1 - K_D)^2 \sin^2 \alpha - (1 - K_D \cos \gamma)^2 \cos^2 \alpha \right] \quad (\text{VIII.2}) \\ & (1 + K_D)^2 \sin^2 \alpha + (1 + K_D \cos \gamma)^2 \cos^2 \alpha - \frac{\sin^2 \kappa}{\rho^2} \end{aligned}$$

(перед радикалом используется знак «+» потому, что для ведущей поршневой группы, как это должно быть у насоса, $\psi > 0$, а значит, $\operatorname{tg} \frac{\psi}{2} > 0$).

При $\gamma = 0$, а также для любых значений γ при $\alpha = \frac{\pi}{2}$ и $\frac{3}{2}\pi$ выражение (VIII.2) существенно упрощается:

$$\operatorname{tg} \frac{\psi_0}{2} = \sqrt{\frac{\sin^2 \kappa - \rho^2 (1 - K_D)^2}{(1 + K_D)^2 \rho^2 - \sin^2 \kappa}} = \operatorname{const}. \quad (\text{VIII.3})$$

Подсчет значений угловой асинхронности ψ для образца 13,25 конструкции Гидроматик ($D=73,3$ мм, $K_D=1,0486$ и $\kappa=1^\circ 54'$) при $\gamma=25^\circ$ в зависимости от значений α для первого поршня (1 на рис. VIII.2) позволил построить зависимости

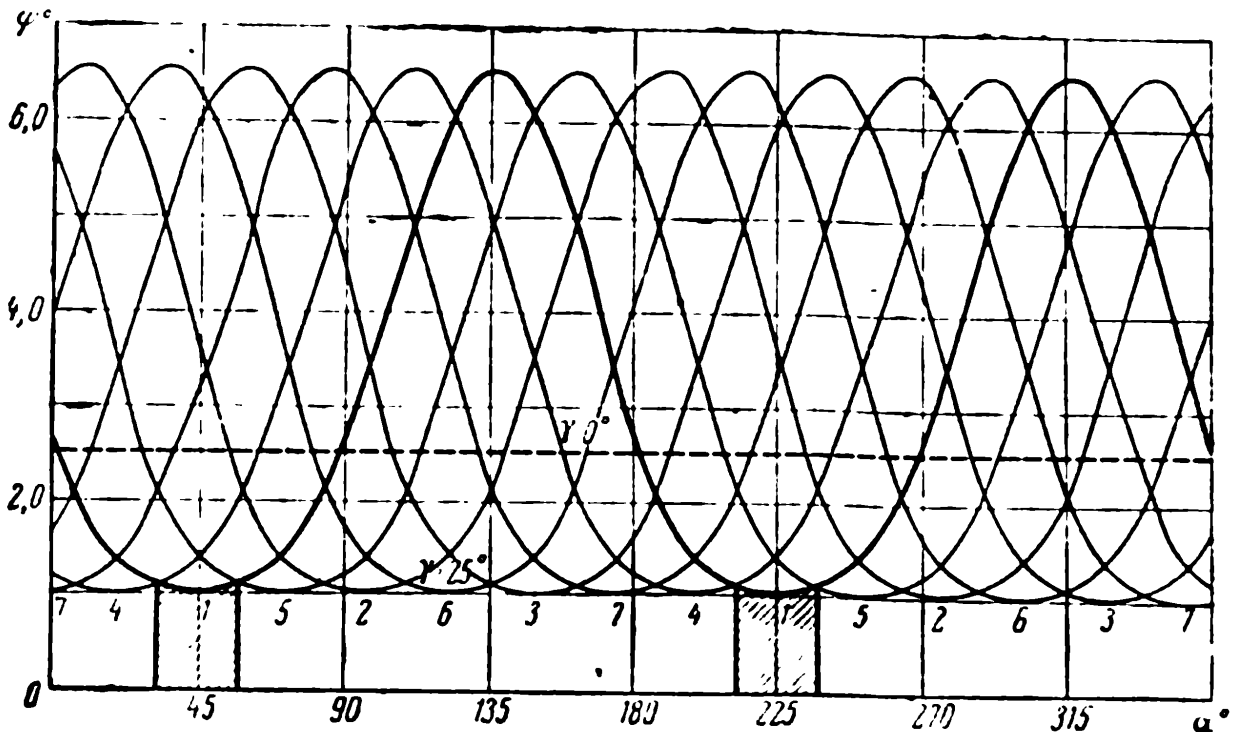


Рис. VIII.2. Угловая асинхронность поршней гидроматки 13,25

$\psi = \psi(\alpha)$ для всех семи поршней (пронумерованы по часовой стрелке), причем кривые 2 и 7 сдвинуты по оси абсцисс относительно друг друга на угол $\frac{2\pi}{z} (i-1)$, где i — порядковый номер поршня, а $z=7$ — число поршней. На том же графике нанесена пунктирная прямая, соответствующая $\psi=2,5^\circ$, которая имеет место при $\gamma=0$.

Очевидно, у насоса цилиндрический блок будет ведомым при помощи шатуна того поршня, для которого угловая асинхронность ψ (угловое отставание цилиндрического блока от поршневой группы) будет наименьшей. В это время у всех остальных

поршней поверхность шатуна будет отходить от поверхности юбки поршня и соответствующие значения δ будут меньше конструктивного угла наклона юбки поршня κ . Поэтому для гидромашин с z поршнями угол отставания ψ будет изображаться нижней границей графика, показанного на рис. VIII.2 в виде циклических кривых, число которых при нечетном числе поршней равно $2z$, а при четном — z . Следовательно, каждый шатун ведет цилиндрический блок за каждый полный оборот дважды в

диапазоне углов $-\tau + \frac{\pi}{4} \leq \alpha \leq \tau + \frac{\pi}{4}$ и $-\tau + \frac{5\pi}{4} \leq \alpha \leq \tau + \frac{5\pi}{4}$, где $\tau = \frac{\pi}{2z}$ при z нечетном и $\tau = \frac{\pi}{z}$ при z четном.

Значения углов α , входящих в указанные диапазоны, являются рабочими и на рис. VIII.2 заштрихованы.

Зная значения углов γ , α и ψ , а также дезаксиала K_D , можно при помощи общего для всех аксиально-поршневых гидромашин уравнения (VII.97) подсчитать коэффициент неравномерности угловой скорости цилиндрического блока σ_ω , график изменения которой для указанной выше гидромашинны показан на рис. VIII.3.

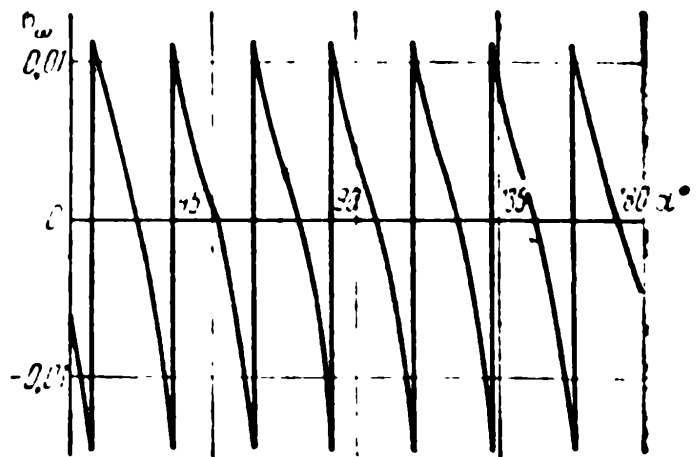


Рис. VIII.3. Коэффициент неравномерности угловой скорости цилиндрического блока гидромашинны Гидроматик 13,25

Можно отметить, что величина дезаксиала в конструкции Гидроматик выбирается из равенства (VII.100), что дает экстремальные значения углов $\alpha_3 = 45^\circ$ и 225° , при которых угловая асинхронность $\psi = \psi_{\min}$.

Угловая асинхронность ψ при $\gamma = \gamma^*$, т. е. при таком значении угла наклона люльки, при котором удовлетворяется уравнение (VII.100) $K_D = \frac{2}{1 + \cos \gamma^*}$, с достаточной для практических целей точностью определяется приближенным выражением

$$\psi \approx \sqrt{\frac{K_D (1 - \cos \gamma^*)}{(1 - K_D)^2 \sin^2 \alpha + \rho^2 (1 - K_D \cos \gamma^*)^2 \cos^2 \alpha}} + \frac{\sin^2 \alpha - \rho^2 (1 - K_D)^2}{\rho^2 (1 + K_D)^2 - \sin^2 \alpha} - \rho^2 K_D \sin 2 \left(\alpha - \frac{\pi}{4} \right), \quad (\text{VIII.4})$$

причем диапазон изменения угловой асинхронности в этом случае

$$\Delta\psi^* = \psi_{\max}^* - \psi_{\min}^* = \rho^2 K_D (1 - \cos 2\tau). \quad (\text{VIII.5})$$

Из равенства (VII.99) следует, что при уменьшении γ до нуля соответствующее экстремальное значение угла поворота ведущего вала $\alpha_3 \rightarrow \alpha_{30}$ стремится к выражению

$$\alpha_{30} = \frac{1}{2} \operatorname{arccctg} (1 - K_D) \frac{1}{\psi_0},$$

которое для рассматриваемой конструкции Гидроматик принимает значение $\alpha_{30} = 68^\circ 10'$.

При углах наклона люльки γ , отличных от нулевого и наибольшего γ^* (индекс в виде звездочки относит величины к условию $\gamma = \gamma_{\max} = \gamma^*$), можно для сокращения вычислений пользоваться приближенными выражениями α_3 , ψ_{\min} и $\Delta\psi = \psi_{\max} - \psi_{\min}$ в виде линейной функции от γ :

$$\left. \begin{aligned} \alpha_3 &= \alpha_{30} + \left(\alpha_{30} - \frac{\pi}{4} \right) \frac{\gamma}{\gamma^*}; \\ \psi_{\min} &= \psi_{\min}^* + (\psi_0 - \psi_{\min}^*) \frac{\gamma^* - \gamma}{\gamma^*}; \\ \Delta\psi &= \psi_{\max} - \psi_{\min} = (\psi_{\max}^* - \psi_{\min}^*) \frac{\gamma}{\gamma^*}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.6})$$

Рабочие участки углов $-\tau - \alpha_3 \leq \alpha \leq \tau - \alpha_3$ можно аппроксимировать при помощи парабол

$$\psi = \psi_{\min} + (\psi_{\max} - \psi_{\min}) \frac{(\alpha - \alpha_3)^2}{\tau^2}. \quad (\text{VIII.7})$$

Для определения относительного движения шатуна в поршне можно воспользоваться выражениями направляющих косинусов (VII.89), (VII.90) и (VII.91) $\cos \delta$, $\cos \lambda$ и $\cos \mu$, причем

$$\cos^2 \delta + \cos^2 \lambda + \cos^2 \mu = 1, \text{ или } \sin \delta = \sqrt{\cos^2 \lambda + \cos^2 \mu}. \quad (\text{VIII.8})$$

Тогда в полярных координатах (ρ, ζ) можно описать относительное движение оси шатуна в некотором сечении, нормальном к оси поршня, при помощи равенств

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \sin \delta = \sqrt{\cos^2 \lambda + \cos^2 \mu}; \\ \zeta &= \arccos \left(-\frac{\cos \lambda}{\sin \delta} \right). \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.9})$$

Замкнутая кривая, описываемая уравнениями (VIII.9), называется годографом оси шатуна, так как представляет собой геометрическое место концов векторов, характеризующих отно-

сительное движение шатуна в экваторном сечении поршня, и отсчет углов ζ ведется от направления u_3' против часовой стрелки, т. е. от радиуса размещения оси цилиндра (см. § VII.16 и рис. VII.26), причем $u_3' = \bar{u}_3 \cos \beta + \bar{u}_2 \times \bar{u}_3 \sin \beta$, где β — угол поворота цилиндрического блока.

На рис. VIII.4 показан годограф шатуна первого поршня рассматриваемой регулируемой гидромашины Гидроматик при $\kappa = 1^\circ 54'$, подсчитанный при помощи уравнений (VIII.8), в которых $\cos \lambda$ и $\cos \mu$ были найдены по уравнениям (VII.90) и (VII.91) и значениям угловой асинхронности ψ , приведенной на рис. VIII.2. Этот годограф, изображенный сплошной линией, на своем рабочем участке сливается с показанной штрихами окружностью, соответствующей обкатке шатуна по конической поверхности юбки поршня, наклоненной под углом $\kappa = 1^\circ 54'$. На каждом из остальных шести рабочих участках касание окружности, показанной штрихами, будет происходить с годографом штока того поршня, который будет в этом случае ведущим. Эти участки на рис. VIII.4 пронумерованы так же, как поршни.

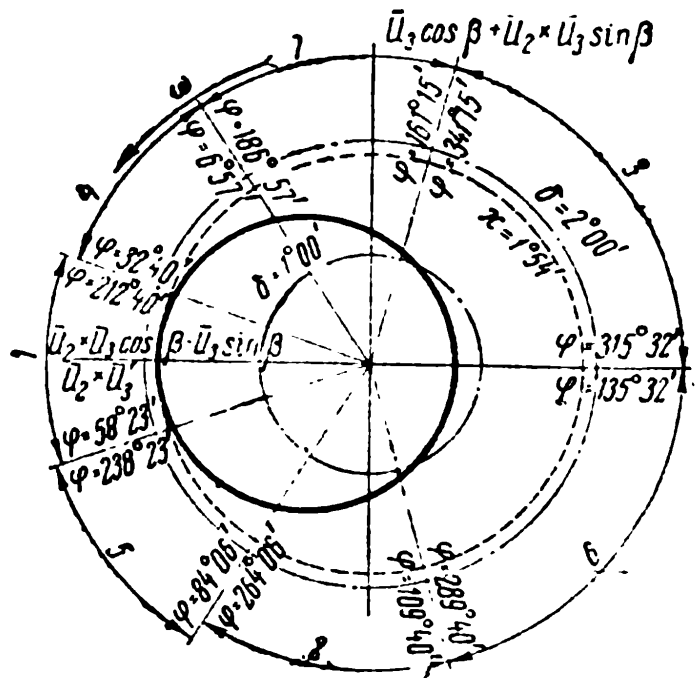


Рис. VIII.4. Годограф относительного движения шатуна в поршне

Очевидно, любой точке графика, изображенного на рис. VIII.4, соответствует свое значение угла наклона шатуна относительно оси поршня δ . Синус этого угла определяется радиусом размещения точки, поэтому шкала синусов — линейная. Так, на том же рис. VIII.4 показаны геометрические места точек, соответствующих $\delta = 1^\circ 00'$ и $\delta = 2^\circ 00'$.

Рассматриваемый механизм работает при размещении годографа на окружности или внутри нее, соответствующей $\kappa = 1^\circ 54'$. Выход годографа в любом месте за пределы этой окружности будет означать заклинивание механизма. При проектировании гидромашины необходимо строить годограф и проверять существование неравенства $\delta \leq \kappa$.

Характер движения поршня в цилиндре в связи с малостью угла δ с достаточной для практических целей точностью может быть принят простым гармоническим.

Существование угла отставания цилиндрического блока от

поршневой группы приводит к необходимости поворота распределителя относительно опорных точек, лежащих в плоскости размещения осей поршневой группы и цилиндрического блока. Для того чтобы на всех режимах работы гидромашин перекрытие было положительным, этот поворот должен быть не меньше наибольшего значения ψ , тогда при уменьшении ψ перекрытие окажется чрезмерным, что приведет к компрессии рабочей жидкости в запорном цилиндре.

Чтобы при запираии цилиндров не происходило чрезмерного повышения давления, окна распределителя обязательно снабжаются дополнительными дросселирующими канавками, обычно треугольного сечения, постепенно сходящими на нет, несколько снижающими объемный к. п. д. гидромашин.

Некоторая свобода перемещения шатуна в юбке поршня делает невозможным выполнение регулируемых реверсивных гидродвигателей, поскольку при реверсе существование люфтов будет приводить к ударам и, как следствие, к разрушениям машины. Поэтому аксиально-поршневые реверсивные гидродвигатели бескарданного типа выполняются нерегулируемыми.

§ VIII.3. Реверсивные нерегулируемые гидромашин

Реверсивные нерегулируемые гидромашин бескарданного типа могут быть получены при соответственном выборе угла наклона конической поверхности юбки поршня κ . Для исключения ударов при реверсе гидродвигателя необходимо, чтобы шатуны каждого поршня всегда соприкасались с конической поверхностью юбки поршня, вне зависимости от направления вращения гидромашин, что возможно в случае, если гидрограф (рис. VIII.4) примет форму окружности. Тогда угол наклона конической поверхности юбки поршня κ должен быть принят равным постоянному значению угла наклона оси шатуна относительно оси поршня δ . Параметры гидромашин, позволяющие обеспечить это требование, будем отмечать индексом в виде звездочки.

Кроме указанного условия $\kappa = \delta$, решение задачи может быть получено обращением в нуль угловой асинхронности ψ .

Выражение $\sin \delta$ может быть найдено из выражения $\cos \delta$ (см. равенство VII.89).

Удовлетворение требования $\psi = \psi^* = 0$ ($1 - \cos \psi^* = \sin \psi^* = 0$) приводит к равенству

$$\sin \delta^* = \rho \sqrt{(K_D^* - 1)^2 \sin^2 \alpha + (1 - K_D^* \cos \gamma)^2 \cos^2 \alpha}, \quad (\text{VIII.10})$$

в котором $\delta^* = \text{const}$ в случае, если $K_D^* - 1 = 1 - K_D^* \cos \gamma^*$, или

$$K_D^{\circ} = \frac{2}{1 + \cos \gamma^*}, \quad (\text{VIII.11})$$

что совпадает с равенством (VII.121), широко используемым в аксиально-поршневых гидромашинах с двойным несилковым карданом (условие обращения в нуль дополнительного движения поршня).

Можно показать, что удовлетворение условия (VIII.11) равнозначно удовлетворению и второго требования $\psi = \psi^* = 0$, в чем можно убедиться из точного равенства (VIII.2) подстановкой в него выражения $\sin \delta^*$ вместо $\sin \kappa$. В этом случае второй множитель под радикалом обратится в нуль, одновременно обращая в нуль и числитель выражения $\operatorname{tg} \frac{\psi^*}{2}$.

Вторые два направляющих косинуса шатуна $\cos \lambda$ и $\cos \mu$, выражения которых даны уравнениями (VII.90) и (VII.91), при соблюдении условия (VIII.11) приобретают простую форму

$$\left. \begin{aligned} \cos \lambda &= \sin \delta^* \cos 2\alpha; \\ \cos \mu &= -\sin \delta^* \sin 2\alpha, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.12})$$

поскольку из равенств (VIII.10) и (VIII.11)

$$\sin \delta^* = \rho(K_D^{\circ} - 1) = \rho(1 - K_D^{\circ} \cos \gamma^*) \quad (\text{VIII.13})$$

и

$$1 - \cos \gamma^* = 2 \left(1 - \frac{1}{K_D^{\circ}} \right),$$

а значит,

$$\frac{\rho K_D^{\circ}}{2} (1 - \cos \gamma^*) = \rho(K_D^{\circ} - 1) = \sin \delta^*.$$

Уравнения (VIII.12) описывают окружность, в чем можно убедиться простой подстановкой выражений $\cos \lambda$ и $\cos \mu$ и равенства (VIII.9):

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \sin \delta^* = \text{const}; \\ \xi &= \arccos(-\cos 2\alpha) = -2\alpha. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.14})$$

Следовательно, удовлетворение условия (VIII.11) обеспечит существование обязательной линии контакта шатуна каждого поршня с конической юбкой поршня, причем эта линия контакта будет обкатывать коническую поверхность юбки поршня с удвоенной угловой скоростью по сравнению с угловой скоростью поршневой группы.

Следует отметить, что постоянство величины угла $\delta = \delta^* = \text{const}$ означает существование моногармонического движения

поршней в цилиндрах аналогично радиально-поршневым гидромашинам с плоской направляющей (см. § VI.1) или аксиально-поршневым гидромашинам с точечным касанием, т. е. $h = -\sin v^* (1 - \cos \alpha)$.

§ VIII.4. К. п. д. и ресурс гидромашин типа Брюнингхауз

К. п. д. и ресурс гидромашины типа Брюнингхауз наиболее подробно изучены по сравнению с к. п. д. и ресурсом других типов гидромашин и имеют достаточно точные аналитические аппроксимирующие выражений [64, 70]. Аксиально-поршневые гидромашины бескарданного типа с плоским торцевым распределителем и фиксацией положения цилиндрического блока в люльке при помощи двух игольчатых подшипников выпуска-

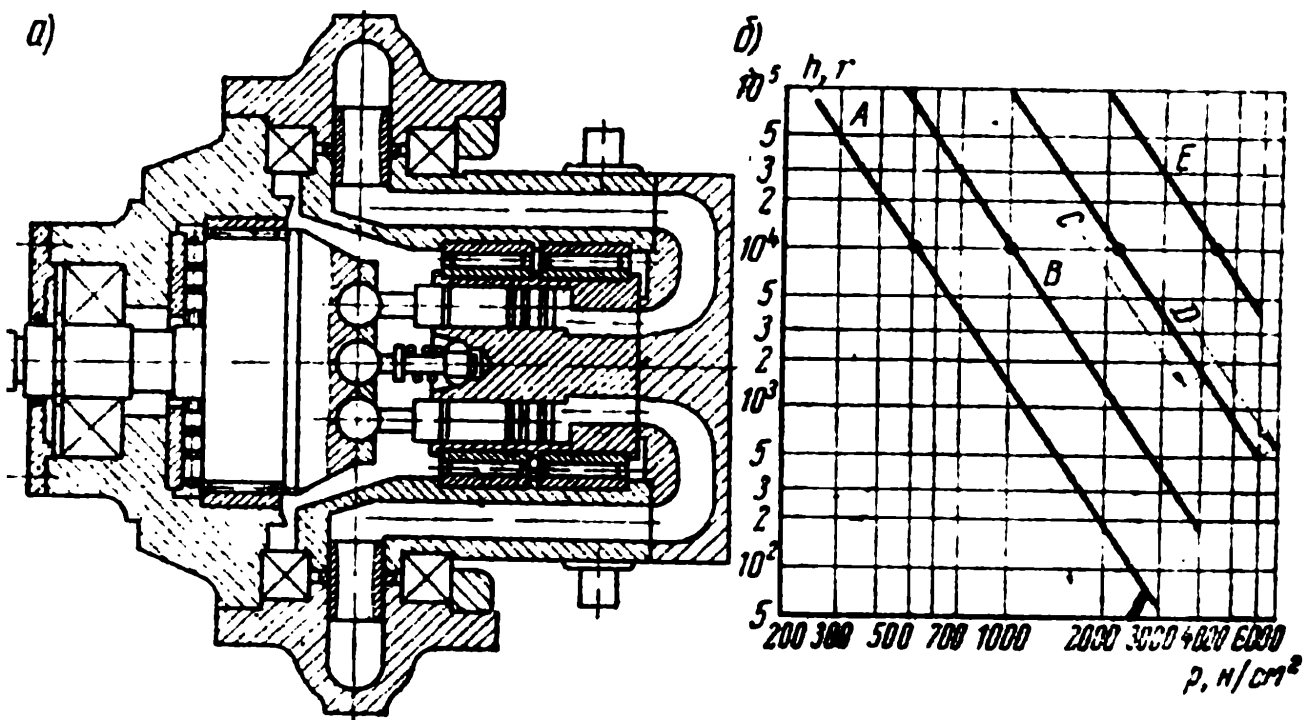


Рис. VIII.5. Гидромашина Брюнингхауз:

а) — конструктивная схема; б) — ресурс в часах для гидромашин различных серий

ются заводами Брюнингхауз (рис. VIII.5, а) с 1954 г. в пяти сериях. Гидромашин серии А рекомендуются для работы с длительно действующим давлением $p = 800 \text{ H/cm}^2$ и допускают перегрузку до давления $p_{\text{Шах}} = 3000 \text{ H/cm}^2$, серии В — с $p = 1500 \text{ H/cm}^2$ и $p_{\text{Шах}} = 4000 \text{ H/cm}^2$, серии С — с $p = 1800 \text{ H/cm}^2$ и $p_{\text{Шах}} = 4000 \text{ H/cm}^2$, серии D — с $p = 1800 \text{ H/cm}^2$ и $p_{\text{Шах}} = 6000 \text{ H/cm}^2$, серии Е — с $p = 4000 \text{ H/cm}^2$ и $p_{\text{Шах}} = 6000 \text{ H/cm}^2$. Столь большое форсирование гидромашин по давлению является уникальным, если, иметь в виду, что ресурс (срок службы) h в часах гидромаши́н весьма велик (рис. VIII.5, б), достигая обычно значения в 10^4 и непрерывной работы. Наибольшее значение $\gamma = 25^\circ$.

Основные параметры гидромашин серии В[^] (регулируемые насосы BV и нерегулируемые гидромоторы VX) приведены в табл. VII.1, где первая-цифра перед обозначением типа указывает на число поршней, а остальные — на размер диаметра поршня в миллиметрах.

Графики на рис. VIII.5,6 позволяют определить значение критерия работоспособности по опорам качения $c_k = p$ [уравнение (111.22)], причем отношения c_k для различных серий гидромашин определяются отношениями:

$$\frac{(c_k)_i}{(c_k)_A} = 1,985, \quad \frac{(c_k)_C}{(c_k)_B} = \frac{(c_k)_D}{(c_k)_E} = 2,1, \quad \frac{\Gamma(C_k)_E}{\Gamma(C_k)_B} = 2$$

(ресурс каждой последующей серии гидромашин в пересчете на одно и тоже рабочее давление увеличивается примерно в 8 раз).

Утечки в гидромашинах рассматриваемого типа пропорциональны давлению и могут оцениваться потерянными оборотами

$$- (0,0045 - f - 0,0075) + 0,0015 (7 - r) \quad (VIII. 15)$$

где $e \sin \nu$ — параметр регулирования;
 $\sin \nu_{\max}$:
 p — давление, н/см^2 .

Пользуясь значением γ_0 , можно определить значения объемных к. п. д. насоса η_{01} и гидромотора η_{02} в виде выражений

$$1 - \frac{JbL}{i + \dots} \text{ и } \dots \quad (VIII. 16)$$

где ω и ω^2 — числа оборотов насоса и гидромотора соответственно [70].

Выражения механического к. п. д. насоса и гидромотора будут

$$\eta_{m1} = \frac{\dots}{1 + M^e + M^v} \text{ и } \Gamma^* = 1 - M^c - M, \quad (VIII. 17)$$

где

$$M^e = 0,02^{e-0,03} + 7,5$$

$$M^v = an A - Bn^2 + cn^3;$$

$$a = 1A - \dots \text{ ю-8};$$

(VIII. 18)

$$b = 1 + 0,02^{e-0,03} + 7,5 \sqrt{1,5^{\Gamma - (2:4)}} e^a 10^{-}$$

$$c = 0,75 - 1,5e^{-(2:4)} e^2 10^{-}$$

§ VII 1.5. Порядок расчета аксиально-поршневых гидромашин бескарданного типа

Расчет аксиально-поршневых гидромашин бескарданного типа в первых стадиях не отличается от расчета гидромашин иных типов, т. е. сводится к определению необходимого рабочего объема q , по которому теми же приемами, что и для аксиально-поршневых гидромашин с двойным несилковым карданом, определяются диаметр поршня d , дезаксиал KD по уравнению. (VIII.11) при $\text{угах} = 25^\circ$, диаметр разности головок шатунов в упорном диске D и диаметр разности осей цилиндров в цилиндрическом блоке $D' = y - D$.

Отличие от аксиально-поршневых гидромашин с двойным несилковым карданом при расчете цилиндрического блока заключается в том, что в рассматриваемых гидромашинах при прочих равных условиях размеры D и D' могли бы быть уменьшены, так как во внутренней расточке цилиндрического блока должен быть размещен центрирующий валик (12 на рис. VIII.1), требующий много меньше места, чем любое карданное сочленение или крепление силового вала в гидромашинах с силовым карданом (см. рис. VII.1). Поэтому в рассматриваемых гидромашинах можно применять для изготовления цилиндрического блока материалы с более высокими значениями допускаемых напряжений, применять более тонкие перемычки между соседними цилиндрами и выбирать число поршней из условия получения наименьших размеров цилиндрического блока при заданном рабочем объеме q . За счет этого удастся несколько уменьшить момент инерции вращающихся деталей гидромоторов и вес гидромашин.

Например, образцы Гидроматик 13,25 и 14,25 (диаметры поршней $d = 25$ мм) имеют наружный диаметр цилиндрического блока $D_g = 105$ мм, а отношение $\frac{D_g}{d} = 4,2$, тогда как то же от-

ношение для аксиально-поршневых гидромашин с двойным несилковым карданом Тромке Тома серии Е в среднем равно 5,21 (см. рис. VII.19 и VII.21). Так, в образцах Е-127, Е-157 и Е-187 диаметры поршней равны 12, 15 и 18 мм при наружных диаметрах цилиндрических блоков 70, 77 и 88 мм соответственно. В образцах Е-189, Е-229 и Е-279 $d = 18, 22$ и 27 мм при $\lambda = 98, 116$ и 140 мм. В образцах Е-329, Е-389 и Е-459 $d = 32, 38$ и 45 мм при $\lambda = 160, 192$ и 230 мм. Аналогичные соотношения имеют место и в конструкциях Вилкерс.

Размер шатуна обычно выбирается равным D .

По выбранным размерам D, d, l, K_D, γ^* и D' подсчитывается $\rho = \frac{D}{2lK_D}$ и по уравнению (VIII.13) — угол наклона оси шатуна

на к оси поршня $\delta^* = \arcsin \rho (K_D - 1) = \arcsin \rho (1 - K_D \sin \gamma^*)$.

Если проектируется нерегулируемый гидромотор, то угол наклона образующей в юбке поршня при цилиндрическом штоке принимается равным $\kappa = \delta^*$.

Если рассчитывается регулируемый насос, то угол κ увеличивается до значения $\kappa = (1,3 \div 1,4) \delta^*$, имея в виду, что превышение κ над δ^* увеличивает угловую асинхронность цилиндрического блока ψ , сокращает рабочий участок на годографе (см. рис. VIII.4), но уменьшает потери на трение между шатуном и поршнем за счет более благоприятных углов приложения векторов усилий по отношению к углам трения.

При помощи уравнения (VIII.2) для регулируемой гидромашины подсчитывается угловая асинхронность ψ для одного из поршней и соответствующим сдвигом полученной кривой строятся зависимости $\psi = \psi(\alpha)$ для всех поршней для ряда значений γ . Если κ не намного превышает δ^* , то обязательно подсчитывается зависимость $\psi = \psi(\alpha)$ для $\gamma = 0,99 \gamma^*$ и $0,97 \gamma^*$. Находятся значения ψ_{\max} , ψ_{\min} и угловые границы рабочих участков углов, причем для промежуточных значений $0 < \gamma < \gamma^*$ используют равенства (VIII.6).

При помощи равенств (VIII.8), (VII.90) и (VII.91) подсчитывается и строится годограф относительного движения шатуна в поршне (см. рис. VIII.4). Если в пределах рабочего участка он будет совпадать с окружностью юбки поршня, а вне его не будет выходить за ее пределы, в том числе при $\gamma = 0,99 \gamma^*$ и $0,97 \gamma^*$, то, применяя уравнения (VII.97) и (VII.98), можно определить неравномерность угловой скорости цилиндрического блока, при помощи которой оцениваются инерционные усилия на шатунах.

Если годограф относительного движения шатуна в поршне выйдет за пределы окружности юбки поршня, то придется увеличить размеры угла наклона конической поверхности юбки поршня и повторить последующие этапы расчета.

По величине наименьшего значения угловой асинхронности (при $\gamma = \gamma^*$ и ψ_0 при $\gamma = 0$), которая определяется с помощью уравнения (VIII.3), выбирается начальный поворот распределителя относительно опорной точки и достаточное перекрытие. Этот поворот распределителя при различных значениях угловой асинхронности может несколько уменьшить подачу вследствие преждевременной отсечки цилиндра в полости всасывания. В случае плоской поверхности распределителя его рассчитывают как и для аксиально-поршневых гидромашин с двойным несилковым карданом. Сферический распределитель имеет диаметр сферы $D_c = (4,3 \div 4,5) D$.

Расчет остальных узлов гидромашин бескарданного типа отличается от расчета этих узлов аксиально-поршневых гидромашин других типов иной схемой нагружения шатуна и неуравновешенными нагрузками на центрирующий цилиндрический блок валик. Расчет их проводится обычными приемами, рассматриваемыми в курсе деталей машин.

§ VIII.6. Сравнение аксиально-поршневых гидромашин различных типов

Сравнение аксиально-поршневых гидромашин различных типов, поршни которых снабжены шатунами, целесообразно проводить по обобщенным показателям (см. § III.3), если только их основные параметры (давление, мощность, быстроходность и др.) удовлетворяют требованиям потребителя.

Аксиально-поршневые гидромашин с двойным несилковым карданом выпускаются у нас в виде гаммы регулируемых насосов и нерегулируемых гидромоторов [81], состоящей из 9 типоразмеров с характерными размерами $D = \sqrt[3]{\omega} = 1,085 \div 2,815$ см, для работы с номинальным давлением $p = 1000$ н/см², допускающие перегрузку до $p_{\max} = 1600$ н/см², обладающие коэффициентом скорости $c_v = n \sqrt[3]{\omega}$, равным 3660, величиной приемистости $\Pi = \sqrt{\frac{M}{nJ}} = 2,19 \div 3,60$. В США по тому же типу выпускаются гидромашин Вилкерс, в Англии — Доути и в Германии выпускались гидромашин Тромке Тома. В дальнейшем будем именовать эти гидромашин индексом I.

Преимущества гидромашин этих типов по сравнению с электродвигателями постоянного тока серии НП [53] видны из сравнения четырех безразмерных оценок $\bar{k}_d = \frac{k_d}{(k_d)_э}$, $\bar{\kappa} = \frac{\kappa}{\kappa_э}$, $\bar{\Pi} = \frac{\Pi}{\Pi_э}$ и $\bar{g} = \frac{\bar{G}_{\max}}{\bar{G}_э}$ (рис. VIII.6), где индекс «э» относит величины к электродвигателям постоянного тока серии НП, $k_d = \frac{M}{\sqrt{J}}$, $\kappa = \frac{M}{J}$, M — момент, развиваемый гидромотором, J — момент инерции вращающихся частей электромотора, Π — приемистость, $\bar{G}_{\max} = \frac{W_{\max}}{G}$ — относительный вес гидродвигателя на режиме наибольшей развиваемой мощности, W_{\max} — наибольшая мощность гидродвигателя, G — вес гидромотора, \bar{G}_{\max} — вес единицы мощности гидромотора и g — безразмерная сравнительная весовая оценка гидромотора по сравнению с электродвигателями серии НП [53].

По весу на единицу мощности гидродвигатели типа I имеют преимущество перед электродвигателями серии НП малой мощности в 80 раз и в 12 раз перед электродвигателями серии НП, большой мощности. По величинам $k_d = \frac{M}{\sqrt{J}}$, пропорциональ-

ным ускорению инерционной нагрузки, гидромоторы типа I в 7—8 раз превосходят электродвигатели той же серии НП и

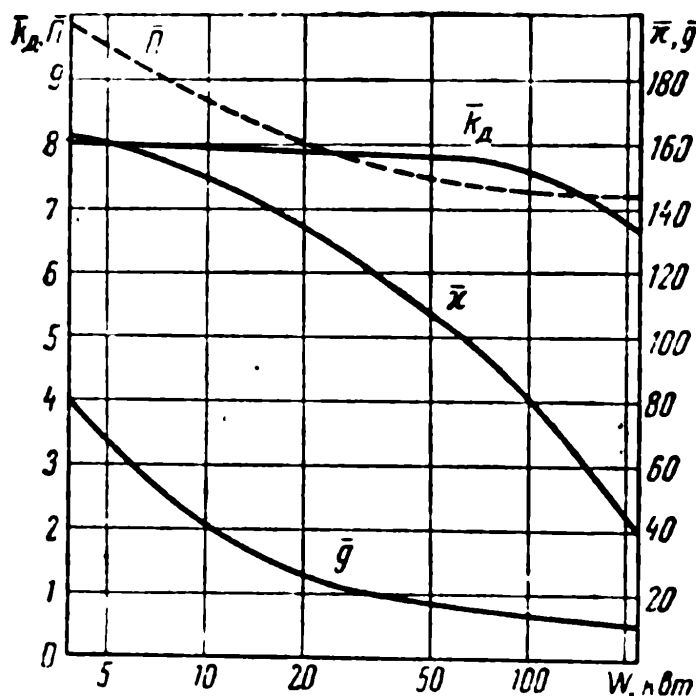


Рис. VIII.6. Сравнение аксиально-поршневых гидромоторов с электродвигателями постоянного тока серии НП

примерно во столько же раз по приемистости Π . По величине $\kappa = \frac{M}{\sqrt{J}}$ гидромоторы типа I в 160÷40 раз превосходят электродвигатели. Все эти преимущества и привели к широкому распространению гидромоторов, в том числе больших мощностей, особенно для разгона нагрузок с большими моментами инерции и частыми изменениями режимов работы.

Аксиально-поршневые гидромашины с асинхронным силовым карданом, в течение ряда десятилетий выпускаемые в США заводами Векерс Ватербери с размерами

$$D = \sqrt[3]{\omega} = 2,435 \div 15,07 \text{ см}$$

для работы с номинальным давлением 2100 н/см², допускают перегрузки до 3500 н/см², обладают коэффициентом скорости $c_v = n \sqrt[3]{\omega}$, равным 5375 (у отдельных образцов крупного размера 6775), величиной приемистости $\Pi = \sqrt{\frac{M}{nJ}} =$

$= 0,67 \div 2,38$. По тому же типу в Англии выпускаются гидромашины Векерс Армстронг и в Японии заводами Мицубиси Зосен конструкции с двойным силовым карданом. Такие машины обладают большим весом на 1 кВт, как это показано кривой II на рис. VIII.7, а.

Степень совершенства конструкции может также оцениваться величиной металлоемкости $v = \frac{0,001G}{7,8\omega}$, представляющей со-

бой отношение объема стали, имеющей вес гидромашины, к ее характерному объему. По этому критерию гидромашины типа I имеют заметное преимущество по сравнению с гидромашинами типа II.

Аксиально-поршневые гидромашины бескарданного типа со сферическим распределением (см. рис. VIII.1) выпускаются в ФРГ заводами Маннесман Меер с размерами 2,785÷10,48 см

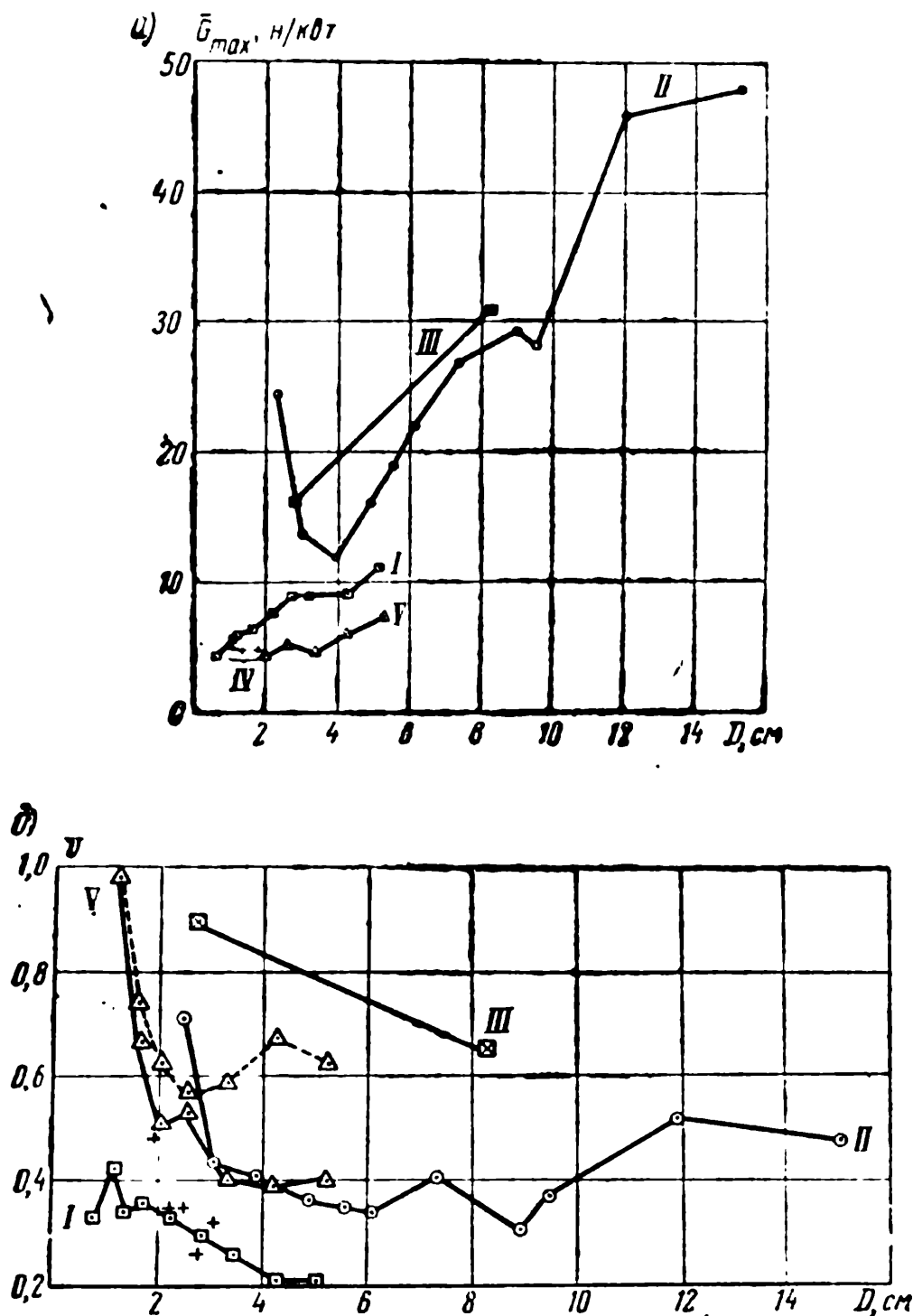


Рис. VIII.7. Сравнение аксиально-поршневых гидромашин различных типов:

I — с двойным несильным карданом; II — с силовым карданом; III — типа Гидроматик; IV — Гидростабиль; V — Брюнингхауз

для работы с номинальным давлением в 1000 н/см^2 . Эти гидромашины допускают перегрузку до 2500 н/см^2 и обладают коэффициентом скорости 6230. По тому же типу выпускаются гидромашины типа Гидроматик (ФРГ) и аналогичные конструкции

на заводе Айзенверка Клус (Швейцария) для работы с давлением 1500 н/см^2 и перегрузочным давлением 3500 н/см^2 . Известны выпущенные в Швейцарии образцы этого типа для прокатного машиностроения мощностью 2750 квт . Самый крупный образец гидropередачи (регулируемый насос и нерегулируемый гидромотор) Маннесман Меер имеет наибольшую мощность в 1575 квт (HAG 100/7) при $n=500 \text{ об/мин}$. Стоимость такого гидropривода составляет $1,6\div 1,8$ марки ФРГ за один ньютон веса.

Несколько завышенные значения \bar{G}_{max} и v на рис. VIII.7,а объясняются тем, что приведены материалы по гидropередаче в целом. Для нерегулируемых гидромоторов эти величины почти втрое меньше.

Аналогичные гидромашини изготавливаются в Японии и во Франции (Промышленное общество передач) на давления $p=2500 \text{ н/см}^2$ и $p_{\text{max}}=3200 \text{ н/см}^2$. Величины \bar{G}_{max} и v для этих гидромашин показаны на рис. VIII.7,а и б.

Наиболее совершенны по величинам G_{max} и v (показано крестиками на рис. VII.7) аксиально-поршневые гидромашини бескарданного типа с плоским торцевым распределением, имеющим фиксированный зазор. Такие гидромашини выпускаются заводами Гюльднер (ФРГ) под названием Гидростабиль с размерами $D=1,08\div 3,935 \text{ см}$ на давления $p=1000 \text{ н/см}^2$ и $p_{\text{max}}=2500 \text{ н/см}^2$ с коэффициентом скорости 5710. По тому же типу выпускаются аналогичные конструкции в Японии и Англии.

На рис. VII.7 под индексом V показаны параметры гидромашин Брюнинггауз ($D=1,23\div 5,23 \text{ см}$, $p=1500 \text{ н/см}^2$, $p_{\text{max}}=4000 \text{ н/см}^2$ и $c_b=5610$). Пунктирная линия соответствует регулируемым насосам, а сплошная — нерегулируемым гидромоторам. Те же величины для серии E с $p_{\text{max}}=6000 \text{ н/см}^2$ значительно меньше.

Заметные преимущества аксиально-поршневых гидромашин бескарданного типа и послужили причиной для их большого распространения в последние годы во многих странах.

Г Л А В А IX

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ IX.1. Уплотнения

Уплотнения должны герметизировать разъемные соединения и места стыкования отдельных деталей, находящиеся под значительным давлением рабочей жидкости или под воздействием жидкости, на поверхности уровня которой давление равно атмосферному. Для работающей гидропередачи обычно допускаются незначительные наружные утечки только по уплотнениям быстро вращающихся валов и штоков.

Применяются четыре степени оценки герметичности: абсолютная, означающая полное отсутствие просачивания жидкости или газа через участки герметизации; отпотевание, не обнаруживаемое невооруженным глазом; просачивание без образования капель; утечки, оцениваемые количеством просочившейся жидкости за минуту, час, месяц.

Для внутренних полостей гидропередачи допускаются утечки в резервуары и перетекание рабочей жидкости в полости более низкого давления. Они оцениваются объемным к. п. д.

Достигнуть абсолютной герметичности, контролируемой специальными способами, чрезвычайно трудно, поэтому обычно при хранении и остановке гидропередачи допускается отпотевание по местам соединений.

Сопряжение деталей называется натягом, если поверхности сдавливаются внешней силой до общей деформации одного или обоих поверхностных слоев (рис. IX,1,а).

Сопряжение называется зазором в случае, если между сопрягаемыми поверхностями имеется свободное пространство со средней высотой δ , заполненное рабочей средой (рис. IX.1,б). Зазор не исключает частичного соприкосновения твердых поверхностей в различных выступающих точках и даже деформации этих поверхностей.

Физическое состояние поверхностных слоев металлов и адсорбированных на них жидких пленок отличается от их свойств в объеме. Поэтому при уменьшении зазора до соприкосновения адсорбированных слоев свойства сопряжения существенно меняются. Такое сопряжение, называемое граничным (рис. IX.1. в), характеризуется отсутствием общей деформации поверхности металла и наличием свободного пространства между поверхно-

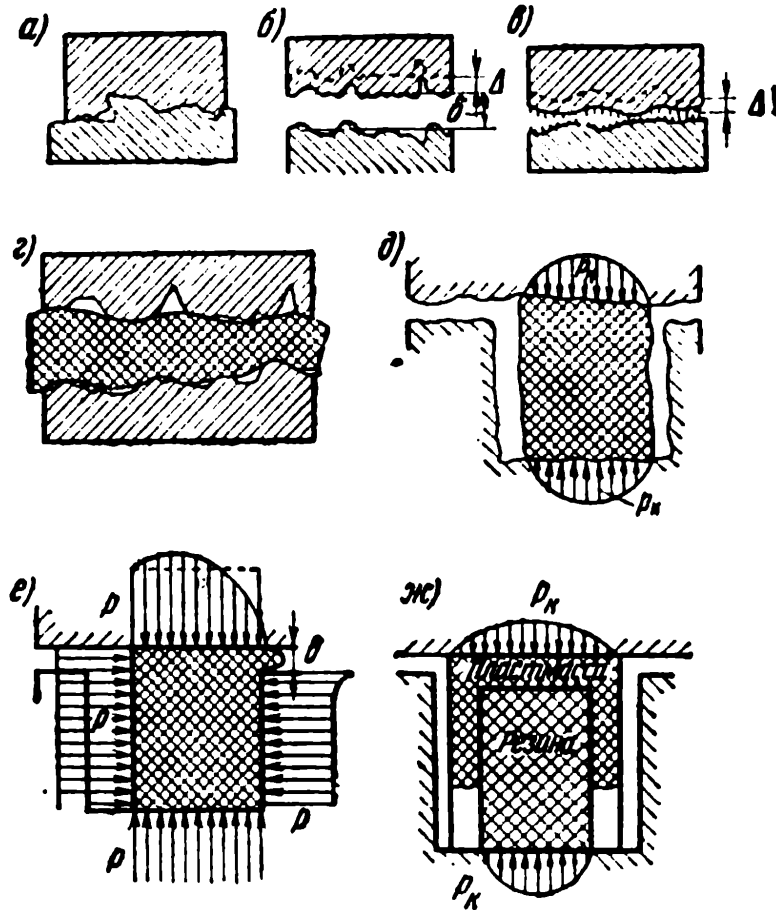


Рис. IX.1. Принцип действия уплотнений:

а) — сопряжение с натягом; б) — зазор; в) — граничное сопряжение; г) — уплотнение прокладкой; д) — уплотнение кольцом при нулевом избыточном давлении; е) — уплотнение кольцом при высоком давлении; ж) — комбинированное уплотнение из резины и пластмассы

стями только в замкнутых областях. В остальных областях происходит соприкосновение преимущественно граничных адсорбированных пленок.

При очень малых перепадах давления закономерности обычной гидравлики нарушаются вследствие действия поверхностного натяжения и облитерации в малых зазорах. Поэтому просачивание жидкости через граничные сопряжения и очень малые зазоры не поддается количественному определению. Процесс в значительной степени зависит от относительных микродеформаций Δ поверхностей сопряжения, наблюдаемых в любой работающей машине вследствие вибраций и действия нагрузок.

Между двумя взаимно перемещающимися поверхностями обычно существует зазор более 3 мкм и утечки могут определяться при помощи приемов общей гидравлики.

Между грубо обработанными поверхностями неподвижных соединений также имеются зазоры за счет поверхностных неровностей (0,4 ÷ 0,8 мкм даже при обработке $\nabla 8$) и неправильной геометрической формы. Уменьшая зазор и повышая чистоту обработки, можно достигнуть граничного сопряжения и прекращения утечек. Однако такой метод уплотнения требует трудоемких доводочных работ и может применяться лишь в исключительных случаях.

Гораздо проще задача решается применением уплотняющих элементов из эластичных материалов. Мягкий эластичный материал уплотнения заполняет зазор и поверхностные неровности сопряжения, предотвращая течение жидкости (рис. IX.1, з). Для этого уплотнение должно быть сжато между поверхностями сопряжения силами давления, упругости пружин, затянутых болтов или других дополнительных элементов; а на поверхностях должно обеспечиваться определенное контактное давление.

При низком давлении жидкости в уплотняемой полости контактное давление создается только упругостью деформированного уплотнительного элемента. Величина этой деформации должна превосходить поверхностные неровности, переменные микродеформации Δ , отклонения от геометрической формы в пределах допусков и обеспечивать минимальные контактные давления порядка $p_k = 20 \text{ н/см}^2$ для предотвращения просачивания жидкости при очень малых давлениях. Поэтому применение уплотняющих элементов типа прокладок (рис. IX.1, з) требует значительных усилий для их предварительной затяжки. Чаще применяют уплотнения в форме колец различного сечения, помещенных в канавки (рис. IX.1, д). В этом случае площадь действия уплотнения и необходимая для предварительной деформации уплотнения сила затяжки существенно уменьшаются. Контактное давление p_k и герметизирующее действие существенно зависят от формы детали. Когда в уплотняемой полости возникает высокое давление, достаточное для деформации уплотнительного элемента, его материал ведет себя подобно сильно вязкой жидкости. При этом на уплотняемых поверхностях соответственно возрастает контактное давление и увеличивается герметизация, но может наблюдаться выдавливание материала уплотнения в зазор (рис. IX.1, е). При высоком давлении уплотняющий элемент деформируется, и уплотнение принимает форму канавки.

Для уплотнения жидкостей под высоким давлением могут быть применены не обладающие существенной упругостью пластические материалы, хотя они не способны уплотнять

жидкости при очень низких давлениях без упругого элемента, создающего минимальное контактное давление (рис. IX.1, ж).

Уплотнения из эластичных материалов наиболее просты и получили самое широкое распространение. Примеры применения уплотнений различных типов в гидроагрегатах показаны на рис. IX.2. Для гидропередач применяются уплотнения преимущественно из маслостойких резиновых смесей.

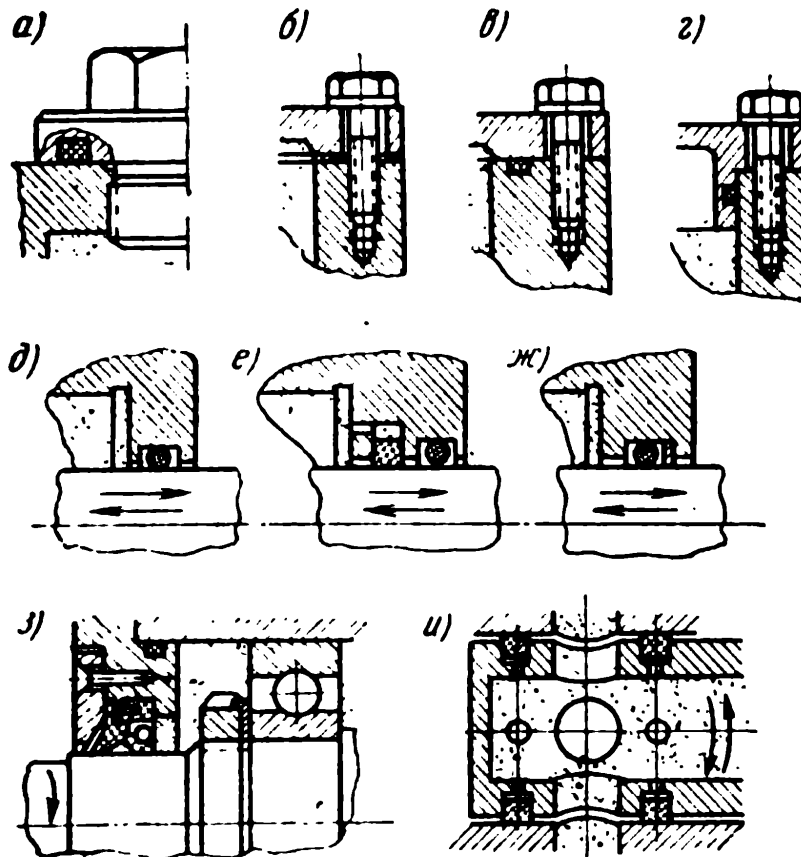


Рис. IX.2. Примеры уплотнений:

а), б), в), г) — неподвижные уплотнения; д), е), ж) — уплотнение пар возвратно-поступательного движения (е — высокое давление уплотняет кольцо из фторопласта-4, ж — при помощи комбинированного уплотнения); з) — уплотнение пары вращательного движения при малых давлениях; и) — уплотнение пары возвратно-вращательного движения при высоких давлениях

§ IX.2. Резина как конструкционный материал

Высокая эластичность, амортизационная способность, стойкость к воздействию различных химических веществ делают резину незаменимым материалом уплотнений. Однако ограниченный срок эксплуатации и недостаточная теплопроводность и теплостойкость резиновых деталей ограничивают рабочие параметры и эксплуатационные возможности гидропередач.

Маслостойкие резиновые смеси готовят на основе синтетических каучуков, которые смешивают с рядом веществ,

придающих смеси необходимые качества. Такая смесь называется сырой и не обладает упругими свойствами. После вулканизации получают эластичные резиновые детали — уплотнения. Основные свойства резины — морозостойкость, теплостойкость, химическая стойкость и, в частности, маслостойкость — определяются каучуком. Для повышения упругих и прочностных свойств резины в смесь вводят активные наполнители (обычно сажи), играющие большую роль в изменении формы молекул каучука. Процесс вулканизации осуществляется при нагреве резиновой смеси за счет реакции вулканизатора (обычно сера и ее соединения) с молекулами каучука. В результате получают длинные цепные молекулы, связанные в единую пространственную систему, обладающие гибкостью и эластичностью.

В смеси существуют определенное количество наполнителя, при котором прочность и упругость резины становятся максимальными, и определенное количество вулканизатора, достаточное для обеспечения вулканизации. Смесь имеет определенную температуру вулканизации, при которой механические свойства резины оказываются лучшими.

Технология приготовления смеси и режим вулканизации должны строго контролироваться, так как они определяют все дальнейшее поведение уплотнения. Так, если увеличивать количество вулканизатора в смеси, резина при вулканизации будет получаться все более твердой и хрупкой, пока не превратится в эбонит. При эксплуатации необходимо считаться с этими явлениями. Например, при работе резиновых деталей в осерненных маслах происходит постепенное затверждение резины, а при перегревах уплотнений в местах трения резина образует твердую и хрупкую корку.

Для получения необходимой твердости резины в смесь вводят пассивные наполнители. Для улучшения пластичности при низких температурах в резиновые смеси вводят пластификаторы. Молекулы резины подвержены процессу старения (резко усиливается под воздействием тепла и света), для уменьшения которого в резиновую смесь вводят стабилизаторы. При эксплуатации резиновых уплотнений важен температурный режим. Для каждого сорта резины существует определенный срок работы при высокой температуре, обеспечивающий надежную работу уплотнения. Если при нормальных условиях деталь может находиться в изделии многие годы, то при нагреве до предельной рабочей температуры она может сохранять свойства сотни часов, а при более высокой температуре быстро разрушается.

Поведение резины в рабочих жидкостях определяется взаимодействием ее молекул с молекулами углеводородов минеральных масел или полимерами синтетических жидкостей. Маслостойкие в минеральных маслах резины изготавливаются на

основе бутадиеннитрильных каучуков (СКН). Отечественная промышленность выпускает СКН18, идущий на приготовление наиболее морозостойких (до -60°C) резин, СКН26, идущий на приготовление умеренно морозостойких (до -45°C) резин, и СКН40, идущий на приготовление маломорозостойких (до -20°C), но наиболее теплостойких и маслостойких резин. Общее свойство резин из бутадиеннитрильных каучуков — понижение маслостойкости с повышением морозостойкости.

В табл. IX.1 сравниваются работоспособности уплотнений из резин на основе СКН и более теплостойких синтетических каучукоподобных пластиков в зависимости от температуры.

Таблица IX.1

Основа резины	Температурный интервал, $^{\circ}\text{C}$	Температура длительной работы свыше 2000 ч, $^{\circ}\text{C}$	Температура ограниченной работы менее 100 ч, $^{\circ}\text{C}$	Предельная морозостойкость, $^{\circ}\text{C}$	Примечание
Натуральный каучук	130	—	—	—	не маслостойкий
СКН18	180	50÷70	120	-60	
СКФ32	280	150÷200	200÷250	-25÷-35	
СКФ26	320	200÷250	250÷300	—	
Вайтон	317	200+250	250+300	-40	
Кель-эф 3700	250	150+200	200÷225	-30	
Кремний органический (СКТ)	316	—	—	—	не маслостойкий
Фторопласт-4	480	—	+285	-195	не эластичен

При температуре до $50\div70^{\circ}\text{C}$ уплотнения способны работать несколько тысяч часов, а при температуре порядка 120°C всего несколько десятков часов. Предельной температурой для них следует считать $140\div150^{\circ}\text{C}$, при которой наступает быстрое разрушение уплотнений.

Для уплотнений, работающих при высоких температурах в сфере теплостойких синтетических жидкостей и минеральных масел, применяются резины на основе фторорганических каучуков (СКФ). Выпускаемые отечественной промышленностью СКФ32 и СКФ26, а также зарубежные «Вайтон», «Кель-эф» и другие каучукоподобные сополимеры позволяют получать резины с исключительной стойкостью к действию масел, топлив, кислот и даже ряда растворителей. Они озоностойки и не могут гореть, сохраняют эластичность во время длительной работы при высокой температуре. Резины на СКФ32 длительно работоспособны при $+150^{\circ}\text{C}$ и могут работать несколько десятков

часов при $+250^{\circ}\text{C}$. Резины на СКФ26 длительно работоспособны при $+200 \div 250^{\circ}\text{C}$ и могут работать несколько десятков часов при $+300^{\circ}\text{C}$. Однако их способность к длительному хранению и работоспособность при температуре ниже $+150^{\circ}\text{C}$ проверены недостаточно.

Основной недостаток резин на СКФ — морозостойкость, уступающая резинам на основе СКН26, а также недостаточная работоспособность при радиационном облучении. Резины на основе СКФ дороги и нетехнологичны, поэтому применяются преимущественно для гидроагрегатов, работающих при высоких температурах с синтетическими и агрессивными жидкостями.

Механические свойства резин характеризуются способностью к трем видам деформаций: упругой, высокоэластической и пластической. В отличие от металлов напряжение в резине зависит от величины и скорости деформации, от продолжительности действия силы. При высокочастотных деформациях с малой амплитудой преобладают упругие деформации, подчиняющиеся закону Гука. Для резин характерны большие деформации при сравнительно малых напряжениях. Если для стали удлинение пропорционально нагрузке до $0,03\%$, а при удлинении порядка $5 \div 30\%$ наступает разрыв образца, то резиновые детали могут иногда работать при удлинении в несколько сотен процентов. Но разница не только количественная: в деформированной резиновой детали развиваются релаксационные процессы, характеризующиеся постепенным спадом напряжения при неизменной по времени деформации, или явления ползучести (крипа), характеризующиеся постепенным изменением деформации при постоянной нагрузке.

Характер изменения высоты образца по времени при приложении нагрузки показан на рис. IX.3. При приложении постоянной нагрузки $+P$ происходит мгновенное изменение высоты с l_0 до l_1 , а затем постепенное уменьшение до l_2 . После снятия нагрузки $-P$ высота мгновенно увеличивается до l_3 , затем постепенно достигает установившегося значения, меньшего l_0 на Δl . Накопление остаточной деформации Δl будет тем больше, чем дольше находился образец в деформированном состоянии и чем выше температура. Это свойство резины вызывает потерю размеров деталей со временем. Сила давления сжатого образца также постепенно уменьшается. Это явление называется релаксацией.

Обычным стандартным критерием резин по ГОСТ 270—64 являются напряжение при разрыве образца σ_z , соответствующее

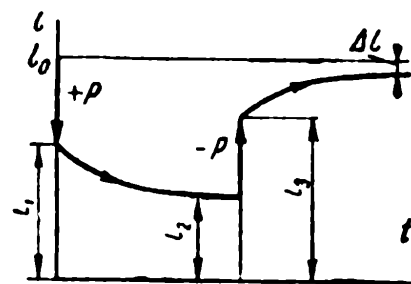


Рис. IX.3. Зависимость деформации резинового образца от времени

щее относительное удлинение при разрыве ϵ_2 и остаточное удлинение образца после разрыва θ_2 . Эти критерии не дают достаточного представления о работе резины при малых деформациях и при сжатии. Зависимость между относительным сжатием ϵ и истинным напряжением, т. е. нагрузкой, отнесенной к переменной площади поперечного сечения, носит в определенных пределах (до $\epsilon = 25 \div 50\%$) линейный характер. Модуль упругости при сжатии сильно зависит от твердости резины и формы детали. Твердость — важнейший показатель резины для уплотнений (относится к группе производных характеристик, оценивающих совокупность основных упругих свойств).

Нет единого метода замера твердости и удовлетворительного способа пересчета показателей с одного метода на другой. Наиболее распространен метод замера твердости резин в условных единицах шкалой в 100 делений, заключающийся во вдавливании иглы твердомера в испытуемый образец. Так определяется твердость по Шору и твердость по ГОСТ 263—53 прибором ТМ2. Второй метод основан на измерении глубины погружения в резиновый образец стального шарика под заданной нагрузкой. При этом показателем твердости является либо глубина погружения, либо число твердости (в n/cm^2). По этому методу производятся измерения на приборе Джонса: в США по стандарту ASTM Д351-41, в СССР по ГОСТ 253—53 (прибор ТШМ2).

По Международной системе созданы новые твердомеры на принципе твердомера Джонса, но отградуированные в единицах ИСО, отличающихся от единиц Шора только в области очень малых твердостей. Так как в литературе и стандартах часто встречаются показатели твердости, определяемой различными методами, а для конструирования уплотнений необходимо знать модуль упругости, в табл. IX.2 дано их примерное соотношение и соответствующее ориентировочное значение модуля упругости при сжатии.

Таблица IX.2

Твердость по Шору, прибор ТМ2	Твердость по прибору ТШМ2		США, микродюймов	Англия, 10^3 мм	Германия, 10^3 мм	Международная система ИСО	Модуль упругости, n/cm^2
	$кг/cm^2$	n/cm^2					
40	6,4 ÷ 4,7	64 ÷ 47	105	120	110	40	150
50	7,3 ÷ 5,5	73 ÷ 55	72	96	80	50	250
60	10 ÷ 7,2	100 ÷ 72	50	70	58	60	500
70	11,4 ÷ 9,5	114 ÷ 95	40	50	40	70	850
80	22 ÷ 14,8	220 ÷ 148	30	35	28	80	1250
90	39,8 ÷ 23	398 ÷ 230	15	20	17	90	1700

Объем резины при деформации практически не изменяется, поэтому коэффициент Пуассона $\mu=0,5$. При всестороннем сжатии упругие свойства резины не отличаются от свойств низкомолекулярных жидкостей и любое ее сложно-напряженное состояние является сочетанием сдвиговых деформаций, так как только сдвиг не сопровождается объемными изменениями.

Коэффициент температурного расширения резины примерно в 10 раз больше, чем у стали: $\alpha_t = (10 \div 15) 10^{-5}$.

Резина имеет низкую теплоемкость (примерно втрое меньшую, чем у воды) и плохую теплопроводность, поэтому в местах трения могут возникать большие местные перегревы, которые ускоряют процесс старения резины в агрегате.

§ IX.3. Конструкции уплотнений гидропередач

Конструкции уплотнений гидропередач можно разделить на шесть групп: для неподвижных соединений на низкие давления (см. рис. IX.2, а—г); то же, на высокие давления (до 4000 н/см^2 и выше); для вращающихся валов на давления до $15 \div 20 \text{ н/см}^2$ (см. рис. IX.2, з); для поворотных цапф на давления до $3000 \div 4000 \text{ н/см}^2$ (см. рис. IX.2, и); для штоков и поршней, совершающих возвратно-поступательное движение, при давлениях до 500 н/см^2 (см. рис. IX.2, д); то же, на давления до 4000 н/см^2 и выше (см. рис. IX.2, е, ж).

Наиболее распространены уплотнения неподвижных соединений резиновыми кольцами круглого сечения, установленными в канавки с деформацией сжатия, создающей контактное давление за счет упругих сил кольца (рис. IX.4). Кольца для радиальных уплотнений цилиндров (рис. IX.4, б) устанавливаются в канавку с натягом по внутреннему диаметру D в $1 \div 5\%$ (рабочий размер D_p следует контролировать перед сборкой).

Кольца для радиальных уплотнений штоков (рис. IX.4, а) устанавливаются в канавку по наружному диаметру $D+2d$. Кольцо для торцевых уплотнений устанавливается в канавке в зависимости от направления действия давления так, чтобы оно не перемещалось в канавке. Если давление p действует изнутри, то кольцо должно устанавливаться в канавке по на-

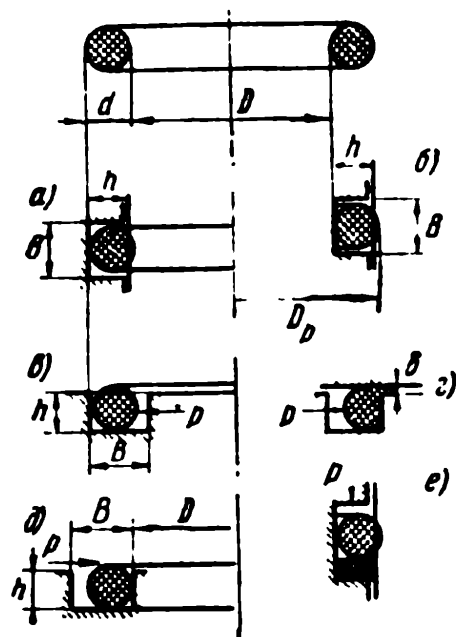


Рис. IX.4. Уплотнения кольцами круглого сечения:

а) — радиальное уплотнение штока; б) — радиальное уплотнение цилиндра; в) — торцевое уплотнение при давлении изнутри; г) — деформация кольца при действии давления; д) — торцевое уплотнение при внешнем давлении; е) — комбинированное уплотнение с компенсационной шайбой

ружному диаметру (рис. IX.4,в). Если давление действует снаружи, то кольцо должно устанавливаться по внутреннему диаметру (рис. IX.4,д). Под действием давления кольцо деформируется в канавке и частично выдавливается в зазор δ , как показано на рис. IX.4, г. Уплотнение теряет герметичность при низком давлении, когда перестанет действовать контактное давление вследствие старения материала кольца, его затвердения на морозе или разложения при нагреве.

При высоком давлении потеря герметичности может наступить из-за повреждения кольца при выдавливании его в зазор. Для предотвращения этого применяют компенсационные шайбы из более твердого материала, например из ПТФЭ (фторопласта-4), как показано на рис. IX.4, е. Без компенсационных шайб кольца можно устанавливать только при обеспечении малых зазоров δ , указанных в табл. IX.3. Диаметр сечения колец d выбирается в зависимости от внутреннего диаметра D согласно табл. IX.4.

Таблица IX.3

Давление, н/см ²	Зазор δ на сторону (с учетом деформаций) в мм при твердости резины по ИСО		
	70	80	90
0 ÷ 500	0,10	0,12	0,15
500 ÷ 1000	0,06	0,08	0,10
1000 ÷ 1500	0,03	0,06	0,06
1500 ÷ 2000	0,02	0,04	0,04

Таблица IX.4

Внутренний диаметр D , мм	Допуск на D , %	Диаметр сечения колец d , мм
до 20	-3,0	$2 \pm 0,07$
20 ÷ 30	-3,0	$2,5 \pm 0,1$
30 ÷ 50	-2,5	$3 \pm 0,1$
50 ÷ 90	-2,5	$4 \pm 0,15$
90 ÷ 120	-2,0	$5 \pm 0,15$
свыше 120	-1,5	$6 \pm 0,2$

Объем кольца должен быть на 5 ÷ 10% меньше объема канавки с учетом неблагоприятного сочетания допусков (учитывается объемное набухание кольца до +5%). Для резин, имеющих большее объемное набухание в рабочей жидкости, необходимо соответственно увеличивать объем канавки. Объем кольца V_0 определяется по формуле тороида:

$$V_0 = \frac{\pi^2}{4} (D + d)d^2, \quad (\text{IX.1})$$

где D — наибольший внутренний диаметр кольца, мм;
 d — наибольший диаметр сечения кольца, мм.

Размеры канавки должны обеспечивать деформацию сжатия кольца по сечению для создания требуемого контактного давления при всех сочетаниях допусков на размеры канавки и кольца. При низких давлениях герметичность обеспечивается при минимальном среднем контактном давлении p_k порядка 20 н/см².

Величина p_k определяется относительной деформацией сжатия ε и мало зависит от диаметра сечения d :

$$\varepsilon = \frac{d - h}{d} 100\%, \quad (\text{IX.2})$$

где h — сумма высот канавки и зазора между деталями при наибольшем эксцентриситете (при разнородных материалах определяют, кроме того, увеличение зазора при температурных деформациях, а при тонкостенных цилиндрах учитывают увеличение зазора вследствие деформации стенок под давлением).

Минимальному контактному давлению $p_k = 20$ н/см² соответствует $\varepsilon \approx 5 \div 8\%$. Верхний предел ε определяется сочетанием допусков. Накопление остаточной деформации происходит медленнее при $\varepsilon = 20 \div 30\%$. Таким образом, с учетом допусков и старения резины необходимо для неподвижных уплотнений обеспечивать

$$\varepsilon_{\min} = \frac{kd_{\min} - h_{\max}}{d_{\min}} 100\% \geq 15\%; \quad (\text{IX.3})$$

$$\varepsilon_{\max} = \frac{d_{\max} - h_{\min}}{d_{\max}} 100\% \leq 35\%. \quad (\text{IX.4})$$

Поправочный коэффициент $k = k_1 k_2 k_3$ учитывает сплющивание колец радиальных уплотнений вследствие растяжения колец при установке в радиальных канавках (коэффициент k_1); изменение размера сечения кольца на морозе (коэффициент $k_2 \approx 0,99$ для $t = -40 \div 50^\circ\text{C}$), изменение размера сечения кольца вследствие набухания (растворения) резины в масле (коэффициент k_3). Средние величины растяжения колец при установке в канавки радиальных уплотнений ($\Delta D\%$) и соответствующие значения k_1 приведены в табл. IX.5.

Коэффициент k_3 учитывается только для резин, уменьшающих объем в рабочей жидкости. Если коэффициент объемного

$D, \text{ мм}$	До 10	10+20	20÷70	Свыше 70
$\Delta D, \%$ k_1	4÷6 0,957	3÷4 0,97	2÷3 0,98	2 0,98

набухания $\Delta V = \frac{V - V_0}{V_0}$, то изменение диаметра сечения будет составлять Δd , т. е.

$$d + \Delta d = d \sqrt[3]{1 \pm \Delta V} \approx d \pm d \frac{\Delta V}{3},$$

или

$$k_2 = \frac{d + \Delta d}{d} = 1 \pm \frac{\Delta V}{3}.$$

(IX.5)

Кольца круглого сечения для неподвижных соединений низкого давления изготовляют из резин твердостью по ТМ2 (ИСО) 65÷75 единиц. Они должны сохранять эластичность в течение примерно удвоенного срока эксплуатации и быть очень термо-

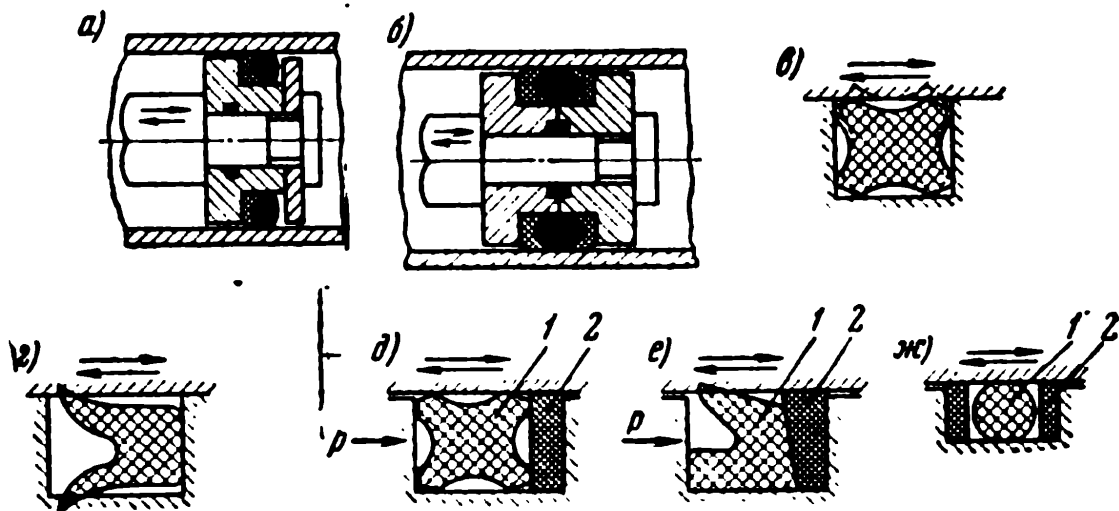


Рис. IX.5. Уплотнение поршней и штоков гидроцилиндров:

а), б) — уплотнение поршня резинотканевой манжетой с мягким резиновым сердечником; в) — х-образное уплотнение; г) — манжета по ГОСТ 6969-54; д), е), ж) — комбинированные уплотнения с компенсационными шайбами из кожи или фторопласта-4

стабильными и морозостойкими. Не рекомендуется применять резину с отрицательным объемным набуханием в масле и положительным набуханием свыше +8%.

Аналогично проектируются посадочные места для колец прямоугольного и х-образного сечений (рис. IX.5).

Применяются марки резин [6] 8190, В14, 98/1, 8075, а также теплостойкие резины ИРП1054, ИРП1078 и другие (резина

ИРП1054 имеет повышенное набухание в масле АМГ10 и требует увеличения канавки по ширине). Для колец круглого сечения на высокие давления применяются резины с твердостью 75÷85 единиц по ТМ2 (ИСО). Очень часто применение в одном агрегате разных марок резин вызывает производственные трудности, поэтому кольца на высокие и низкие давления готовят из резины одной марки. Характеристики некоторых марок резин на основе СКН даны в табл. IX.6.

Таблица IX.6

Свойства резины	Марка резины и ТУ				
	В14	8190	98/1	8075	3825
	ТУМХП 1166—58	ТУМХП 1166—58	ТУМХП 1166—58	ТУМХП 4156—54р	ТУМХП 1166—58
Твердость по ТМ2 (ИСО)	70+80	65÷70	60÷70	70÷80	80+90
Прочность, H/cm^2	1200	1350	>700	>900	>1000
Температура хрупкости, °С	—55	—35	—55	—45	—30
Основная (рабочая) жид- кость	АМГ10	МВП	АМГ10	АГМ; АУ	И12; И20; трансфор- маторное масло 80÷85
Анилиновая точка масла, °С	78÷82	—	78÷82	75÷78	80÷85
Морозостойкость в масле, °С	—60	—40	—60	—50	—35
Изменение веса в масле, %	—1÷+4	+2÷+4	+1÷+4	+1÷—4	трансфор- маторное ±3

§ IX.4. Уплотнения поршней и штоков

Уплотнения поршней и штоков, совершающих возвратно-поступательное движение, осуществляются резиновыми кольцами круглого и х-образного сечений, а также различными типами резиновых манжет. Для уплотнений высоких давлений применяются комбинированные уплотнения из резинового кольца 1 и компенсационного кольца 2 из фторопласта-4 или кожи (см. рис. IX.5). Трение эластичных материалов по твердым металлическим поверхностям недостаточно изучено, и происходящие при трении явления можно оценить лишь по конечным результатам, выражающимся в зависимости силы трения от различных факторов (чистота поверхности, твердость материала и др.), характера износа и нагрева.

На рис. IX.6, а показано, как с увеличением давления на эластичный элемент изменяется площадь его фактического кон-

такта с твердой грубо обработанной поверхностью, а на рис. IX.6, б — с тонко обработанной поверхностью. Поверхности твердого тела и эластичного элемента имеют неровности. Неровности на грубо обработанных твердых телах врезаются в поверхность эластичного элемента, вызывая при движении

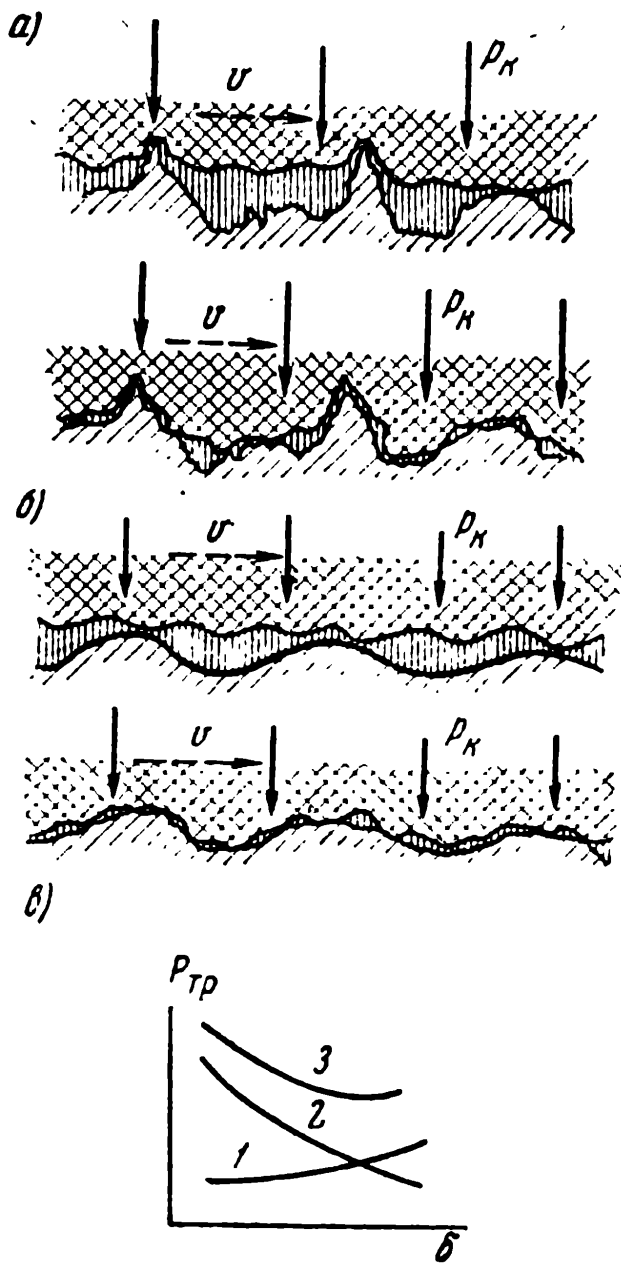


Рис. IX.6. Соприкосновение уплотнения с твердой поверхностью:

а) — при грубой обработке поверхности;
 б) — при тонкой обработке поверхности;
 в) — зависимость силы трения 3, силы сдвига 2 и силы адгезии 1 от чистоты обработки поверхности

силы сопротивления, природу которых можно объяснить в основном деформациями сдвига и среза поверхностных слоев мягкого эластичного элемента. Назовем эти силы силами сдвига. С увеличением чистоты обработки поверхности твердого тела силы сдвига уменьшаются, но одновременно начинают возрастать силы молекулярного взаимодействия поверхностных слоев. Вторую категорию сил назовем силами адгезии.

На рис. IX.6, в показан график изменения сил адгезии 1 и сдвига 2 по мере повышения чистоты обработки металлической поверхности. Из рассмотрения этой упрощенной модели следует, что сила трения 3 эластичного элемента будет наименьшей при определенной чистоте обработки штока, вала, цилиндра. Для резин твердостью по ТМ2 (ИСО) 70÷90 единиц такой оптимальной чистотой поверхности является интервал $\nabla 9 \div \nabla 11$. Грубые поверхности ($\nabla 7$ и ниже) вызывают повышенный износ уплотнений, резко усиливающийся при повышении скорости. Из модели, показанной на рис. IX.6, также следует, что при увеличении давления воз-

растает площадь фактического контакта эластичного элемента с твердой поверхностью. Это проявляется в уменьшении коэффициента трения резин и фторопласта-4 при повышении давления.

На рис. IX.7 кривой 1 показан коэффициент трения при медленном движении уплотнений из резины твердостью 75÷85 единиц ИСО по стали, обработанной $\nabla 8 \div \nabla 10$ со смазкой, и

кривой 2 — коэффициент трения фторопласта-4 в этих же условиях. Аналогичный характер имеет коэффициент трения при других эластичных материалах. Исходя из этих соображений целесообразно контактной поверхности подвижного уплотнения придавать форму с острой кромкой, при которой на ней создается более высокое контактное давление при низком давлении в уплотняемой полости.

Такая рабочая кромка имеется у х-образных уплотнений и различных манжет, показанных на рис. IX.8. Для подвижных уплотнений важное значение имеет свойство резин увеличивать коэффициент трения по металлам в момент начала движения после длительного состояния покоя. Это объясняется, по-видимому, следующими физическими явлениями: постепенное вдавливание эластичного материала в поверх-

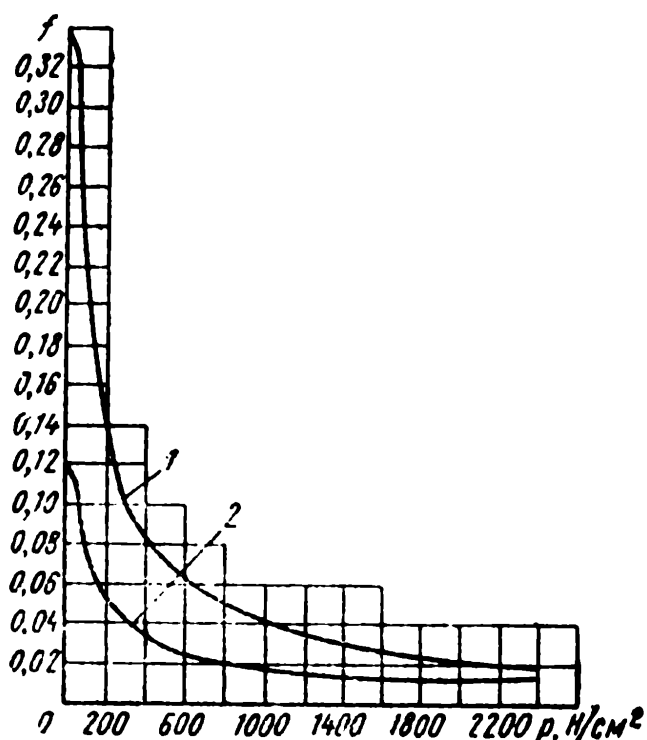


Рис. IX.7. Зависимость коэффициента трения от давления:

1 — резина по стали со смазкой; 2 — фторопласт-4 по стали

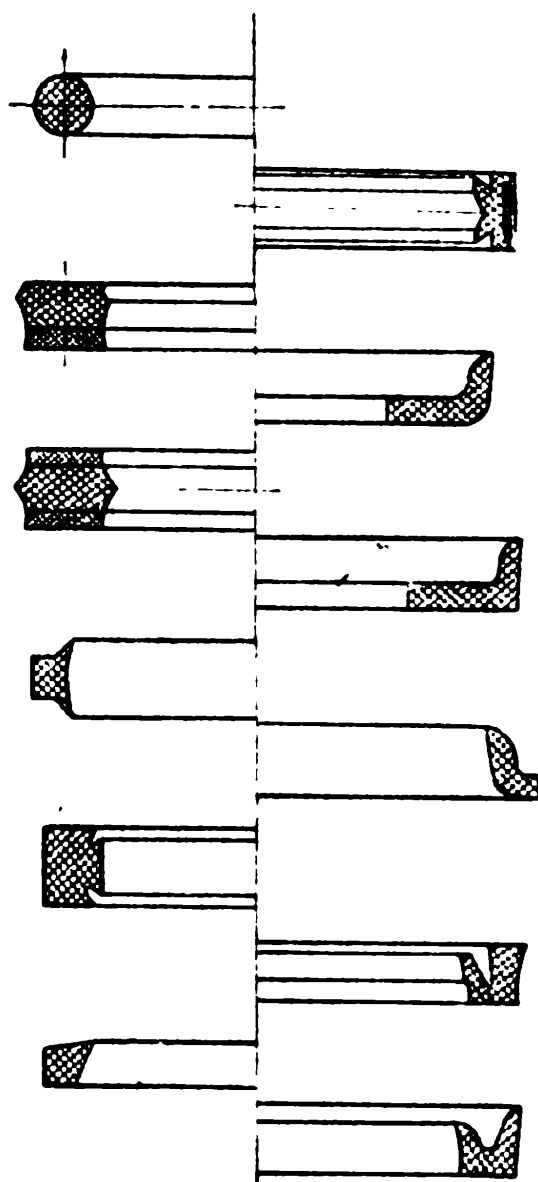


Рис. IX.8. Различные конструкции уплотнений штоков и поршней

ностные неровности металла, увеличение со временем сил адгезии, растворение в резине смазочной пленки, находящейся между поверхностями, коррозионными процессами в металле под действием компонентов резины. При коротких остановках эти процессы не успевают развиваться, и коэффициент трения резины f по

смазочной маслом стали находится в пределах 0,2—0,35. Постепенно он возрастает и после стоянки в течение нескольких месяцев может достигнуть 1,5÷2.

При движении вала, штока, поршня наблюдается раскрытие уплотнения вследствие радиального биения вала и радиальных смещений движущейся поверхности штока (цилиндра) относительно кромки уплотнения. В образовавшийся зазор проникает рабочая жидкость, создавая, помимо адсорбированной на металле поверхностной пленки, слой жидкости, характерный для гидродинамических процессов. При этом отмечается снижение сил трения и уменьшение износа уплотнения и вала, но одновременно появляются некоторые утечки, примерно соответствующие законам гидродинамики. Этот случай характерен для уплотнений низких давлений и уплотнений на высокие давления, способных образовывать масляный клин на уплотняемой поверхности. Образованию масляного клина и раскрытию уплотнения способствуют большие скорости относительного движения. Обычно при медленных движениях эти явления не наблюдаются.

Если контактное давление на уплотняемой поверхности чрезмерно велико, раскрытия уплотнения может не произойти. При этом отсутствуют утечки, но увеличиваются потери на трение и происходит ускоренный износ уплотнения. На поверхности штока (цилиндра) при обратном ходе постепенно может образоваться только подтек жидкости, выносимой с адсорбированной поверхностной пленкой.

В общем случае сила трения T определяется при малых скоростях движения факторами граничного трения T_f , а при увеличении скорости относительного движения факторами жидкостного трения T_μ . Силу трения удобно относить к 1 см длины уплотнения, что позволяет использовать результаты расчетов и экспериментов для уплотнений разных диаметров. Такие удельные силы обозначаются через \bar{T} , \bar{T}_f , \bar{T}_μ и т. д. Сила трения элемента уплотнения длиной 1 см и шириной контактной поверхности b

$$\bar{T} = f \bar{P} b + \bar{T}_\mu, \quad (\text{IX.6})$$

где \bar{P} — удельная сила давления, н/см, определяемая по среднему контактному давлению p_k на поверхности;

T_μ — удельная сила вязкого трения, н/см, определяемая обычно экспериментально для характерных видов уплотнений из графика, подобного приведенному на рис. IX.9. Таким образом, $T_\mu \approx K_\mu v$.

Аналогичные зависимости получаются для уплотнений валов. Ширина контактной поверхности b зависит от формы уплотнения, твердости резины и давления в полости. Для наиболее распространенного уплотнения кольцами круглого сечения

относительная ширина контакта $\frac{b}{d}$ увеличивается пропорционально степени сжатия $\epsilon = \frac{d-h}{d}$ до значения $\epsilon \leq 20\%$ ($\frac{b}{d} \approx 0,02 \epsilon$, где $\epsilon, \%$).

Величина $\frac{b}{d}$ в зависимости от давления и твердости резины указана в табл. IX.7.

При отсутствии давления b составляет 30÷40% от диаметра сечения d , а при повышении давления b достигает

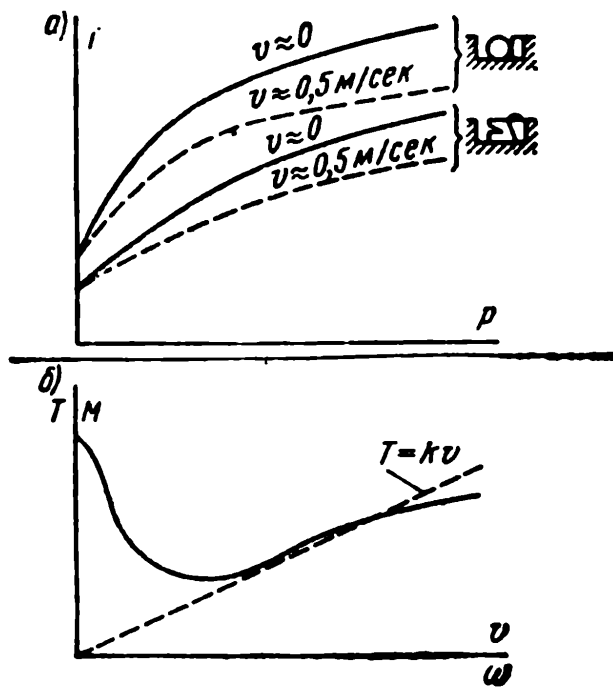


Рис. IX.9. Закономерность изменения силы трения уплотнения:

а) — от давления до 5000 н/см^2 ;
б) — от скорости относительного движения

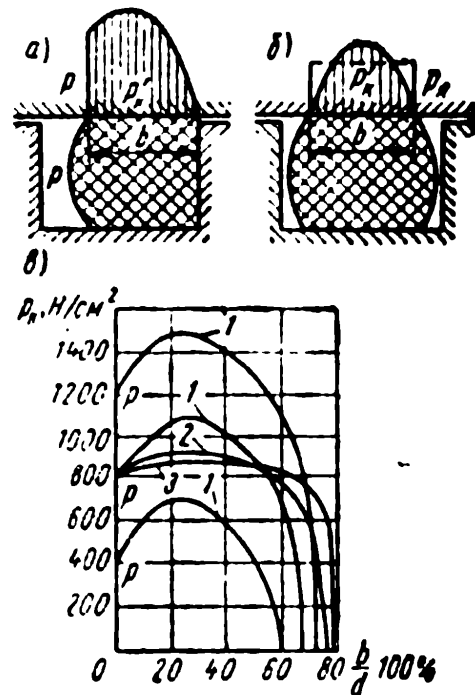


Рис. IX.10. Распределение контактного давления по поверхности уплотнения:

а) — график контактных давлений при давлении в полости p ;
б) — график контактных давлений при отсутствии давления жидкости; в) — при различной твердости материала уплотнения

80% от d . На рис. IX.10, а показано распределение контактного давления по ширине уплотняющей поверхности кольца круглого сечения. При отсутствии давления в полости контактное давление p_k распределяется по эллипсу (рис. IX.10, б).

При экспериментах легче определять среднее контактное давление p_k , измеряя удельную силу давления \bar{P} и ширину поверхности b . При расчетах также удобнее использовать величину среднего контактного давления p_k . Наибольшее контактное давление при эллиптическом распределении связано со средним контактным давлением p_k зависимостью $(p_k)_{\text{max}} = 1,27 p_k$.

Таблица IX.7

Давление p , н/см ²	Ширина контакта b (в %) от диаметра сечения d при твердости резины по ИСО		
	60	75	90
0	40	40	40
1000	70	65	57
2000	80	73	62
3000	80	80	67

На рис. IX.10,в показано определенное экспериментальное распределение контактного давления по ширине b кольца при давлении 400—800—1200 н/см (1—90, 2—70, 3—60 единиц по ИСО). Из этих графиков следует, что мягкие резины с твердостью 60÷70 единиц ИСО передают давление практически как сильно вязкие жидкости, поэтому на контактной поверхности можно считать $p_k = p$. Твердые резины имеют существенно неравномерную эпюру контактных давлений с наибольшим p_k в области 20÷40% ширины b и с постепенным уменьшением p_k на стороне низкого давления. Поэтому уплотнения из твердых резин менее повреждаются из-за выдавливания кольца в зазор.

Сила трения комбинированных уплотнений кольцами круглого сечения T при малых скоростях движения до 0,2 м/сек определяется из равенства

$$T = \pi D_p b f p + \pi D_p b_1 f_1 p, \quad (\text{IX.7})$$

где D_p — диаметр кольца по месту трения ($D_p \approx D$, или $D_p \approx D + 2d$);

b — определяется по табл. IX.7;

b_1 — ширина компенсационного кольца из фторопласта-4;

f — коэффициент трения, определяемый по графику IX.7 для резины;

f_1 — то же, для фторопласта-4.

§ IX.5. Уплотнения манжетного типа

Уплотнения манжетного типа (см. рис. IX.5, IX.8 и IX.11) применяются для пар возвратно-поступательного и вращательного движения. В этих уплотнениях с металлом контактирует узкая кромка, на которой создается необходимое контактное давление за счет деформации усов манжеты в канавке. В теле манжеты создается сложное пространственное напряженное состояние, которое трудно выразить математически. Упрощенно деформации усов манжеты можно сравнить с

изгибом балок с заделками. Благодаря концентрации прижимающего усилия на малой контактной поверхности напряжения в манжете меньше напряжений в сжатых кольцах круглого сечения, поэтому манжеты дольше сохраняют эластичность и создают меньшее усилие трения.

Для предотвращения выдавливания тыльной части манжет в зазор применяются комбинированные манжетные уплотнения (см. рис. IX.5, е), составленные из манжеты 1 и компенсационного кольца 2, которое имеет конический скос. При высоком давлении манжета вдавливается в этот скос, прижимая кольцо из фторопласта-4 к уплотняемой поверхности, что приводит к уменьшению общей поверхности трения и усилия трения уплотнения.

Усилия трения ряда уплотнений возвратно-поступательного движения можно сравнить при помощи графика, изображенного на рис. IX.9, а. Это усилие с давлением растет нелинейно, падает со скоростью вследствие описанных выше процессов образования смазочной пленки и меньше для комбинированных манжет по сравнению с кольцами круглого сечения.

При работе манжетных уплотнений обычно наблюдается вынос масла, из-за которого постепенно образуется каплеобразная утечка рабочей жидкости. Малогабаритные комбинированные уплотнения (см. рис. IX.5, д) способны работать несколько миллионов двойных ходов и применяются для уплотнения поршней высокомоментных гидромоторов, а также в силовых цилиндрах для уплотнения поршней и штоков.

Если конструкция узла позволяет устанавливать манжеты увеличенного габарита, то применяются манжеты по ГОСТ 6969—54, показанные на рис. IX.5, з. С целью повышения герметичности манжетных уплотнений иногда применяются конструкции, в которых манжета объединена с упругим элементом из более мягкой резины или с нажимной пружиной, создающей радиальное давление на усы манжеты (см. рис. IX.8). В таких

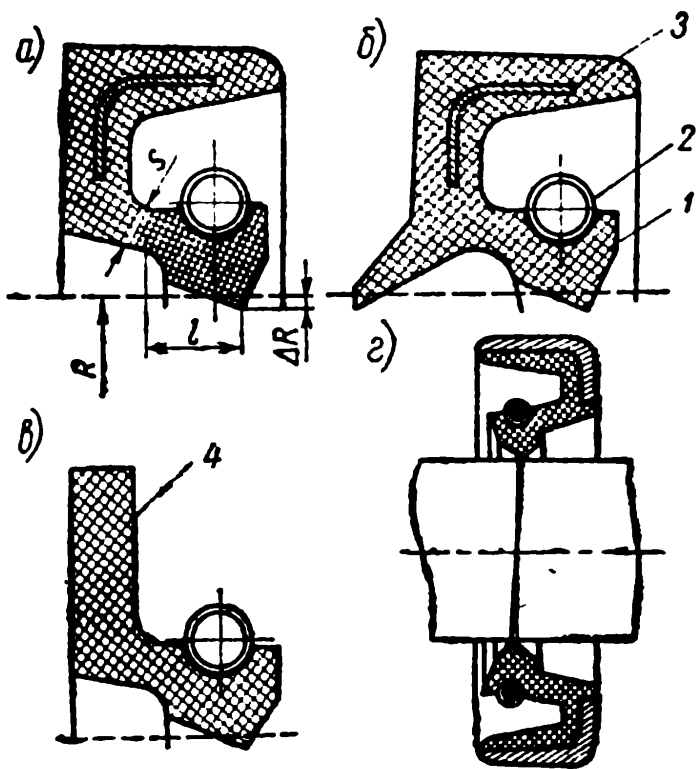


Рис. IX.11. Манжетные уплотнения валов:

а) — традиционное уплотнение; б) — уплотнение с пыльничком; в) — уплотнение с фланцем; г) — уплотнение с косой кромкой

конструкциях манжета выполняется из более твердой резины, иногда армированной тканью. Элемент из мягкой резины лучше сохраняет упругие свойства при хранении и эксплуатации.

§ IX.6. Уплотнения валов с низким давлением в корпусе

Уплотнения валов с низким давлением в корпусе осуществляются преимущественно манжетами с браслетными пружинами (рис. IX.11). Редко применяют в гидropередачах торцевые уплотнения с эластичным либо металлическим уплотняющим элементом, поджимаемым пружиной. Манжеты с браслетными пружинами являются радиальными уплотнениями: 1 — эластичное уплотняющее кольцо, прижимающееся к валу; 2 — нажимная браслетная пружина; 3 — корпус с кольцом жесткости или установочный фланец 4. Некоторые уплотнения имеют «пыльник» для защиты вала и уплотнения от влаги и пыли. Кольцо жесткости размещается либо внутри массы резины (рис. IX.11, а и б), либо снаружи корпуса манжеты (рис. IX.11, в). Уплотняющая часть касается вала острой кромкой примерно в плоскости действия нажимной пружины. В месте контакта создается высокое давление, а ширина уплотняющей поверхности равна долям миллиметра.

Расчет радиального уплотнения сводится к определению площади и размеров сечения уплотняющего кольца, размеров нажимной пружины и радиальных деформаций кольца и пружины, обеспечивающих необходимую удельную силу давления \bar{P} кольца на вал. Для обеспечения герметичности при минимальном износе вала и манжеты эта удельная сила контакта должна иметь порядок $P = 1,5 \div 2 \text{ н/см}$, что создает контактное давление примерно 30 н/см^2 .

Так как допуски на изготовление манжеты и пружины дают большой разброс величины удельной силы давления, в ответственных случаях рекомендуется производить подбор размеров пружины на специальном приборе, замеряющем силу давления манжеты на вал. Уплотняющий элемент находится в сложном напряженном состоянии, расчет которого произвести чрезвычайно трудно. Поэтому для расчета принимается упрощенная модель, в которой отдельно рассматривается основная составляющая удельной силы давления \bar{P}_1 от растяжения элемента уплотнения длиной 1 см и дополнительная составляющая \bar{P}_2 от изгиба элемента уплотнения, рассматриваемого как консольная балка в заделке. Неточность такого расчета компенсируется незнанием фактической величины модуля упругости резины в уплотнении и многими другими недостаточно известными факторами. Предполагая, что при малых деформациях справедлив

закон Гука, получим зависимость удельной силы давления манжеты на вал $\bar{P}_p = \bar{P}_1 + \bar{P}_2$ от радиальной деформации ΔR и размеров сечения:

$$\bar{P}_p = \Delta R \left(\frac{F}{R^3} + \frac{s^3}{4l^3} \right) E_p, \quad (\text{IX.8})$$

где F — площадь сечения расчетной части уплотнения, выделенная на рис. IX.11, *a* мелкой штриховкой, см^2 ;

s — толщина стенки уплотняющей части манжеты, см ;

l — ее длина, см ;

E_p — модуль упругости, н/см^2 , берется из табл. IX.2.

Пружина создает на уплотняющей кромке дополнительную силу давления \bar{P}_n , которая не меняется в процессе эксплуатации:

$$\bar{P}_n = C \frac{\Delta R_n a}{R^3} + P_{n0}, \quad (\text{IX.9})$$

где C — жесткость пружины, н/см ;

ΔR_n — радиальная деформация пружины при установленной на вал манжете, см ;

a — длина уплотняющего элемента под пружиной, $a = 1 \text{ см}$;

R — радиус вала, см .

Результирующая удельная сила давления

$$\bar{P} = \Delta R C_p + \Delta R_n C_n, \quad (\text{IX.10})$$

где $C_p = E_p \left(\frac{F}{R^3} + \frac{s^3}{4l^3} \right)$, н/см^2 — показатель жесткости уплотняющего кольца;

$C_n = C \frac{a}{R^3}$, н/см — показатель жесткости пружины;

\bar{P}_{n0} , н/см — начальное растяжение пружины.

Для стабильности контактного давления в процессе эксплуатации радиальную деформацию манжеты ΔR делают наименьшей (она равна допуску на неточность радиуса R манжеты и вала). В процессе работы уплотнения ширина контактной поверхности постепенно увеличивается за счет износа манжеты и вала. Это вызывает уменьшение контактного давления. Вследствие нагрева резина твердеет и принимает размер вала, поэтому постепенно уменьшается \bar{P}_p , и давление на вал создается только пружиной. Герметичность хорошо сконструированного уплотнения в основном определяется вибрациями вала, правильностью его геометрической формы и чистотой поверхности. При малой скорости вращения уплотняющая кромка успевает следить за радиальными биениями поверхности вала, и герметичность не нарушается. При больших скоростях вращения может наступить раскрытие стыка, в результате чего появляются

ся утечки. При частых остановках и запусках вала наблюдается постепенное накопление выдавленной из зазора жидкости.

Кромка манжеты совершает колебательные движения двух видов: радиальные, вызываемые радиальными биениями и поверхностными неровностями вала, и тангенциальные, вызываемые сцеплением резины с металлом и наступающими затем срывами кромки.

Манжеты выполняются из маслостойких резин с твердостью 75÷90 единиц ИСО (см. табл. IX.6). Вал подвержен заметному износу в месте контакта с манжетой. Твердость вала должна быть не менее HRC 35, чтобы не было его механических повреждений и обеспечивалась чистота обработки не менее $\nabla 8$. Обычно вал цементируют и закаливают на HRC 45÷50 или хромируют твердым и мелкозернистым слоем. Оптимальная чистота обработки вала для высокоскоростных уплотнений $\nabla 9 \div \nabla 11$. Очень большое значение имеет направление следов обработки вала. Винтовая поверхность неровностей оказывается аналогичной шнековому насосу и вызывает утечки масла или подсос воздуха в корпус. Поэтому поверхность высокооборотных валов рекомендуется шлифовать и полировать до хромирования и полировать после хромирования. Аналогично должны обрабатываться поверхности штоков. Покрытие хромом необходимо во всех случаях для гидроагрегатов с длительным сроком эксплуатации в полевых условиях, для предохранения вала (штока) от коррозии в месте контакта с уплотняющей кромкой. Износ вала уменьшается при применении манжет с уплотняющей кромкой, находящейся в плоскости под углом $1 \div 3^\circ$ к плоскости перпендикулярного сечения (рис. IX.11, г). В этом случае улучшается смазка и уменьшается путь трения точек вала по манжете. За время эксплуатации манжеты часто путь трения оказывается равным 50÷100 тыс. км, поэтому скос кромки имеет существенное значение для уменьшения износа.

Момент трения меняется со скоростью аналогично графику силы трения на рис. IX.9, б. При малых скоростях вращения гидродинамические процессы не играют существенной роли и момент трения M можно определять из равенства

$$M = 2\pi R^2 f \bar{P}, \quad (\text{IX.11})$$

где f — коэффициент трения, равный при медленном вращении (окружная скорость порядка 0,1 м/сек) 0,1÷0,2, в момент начала движения 0,3÷0,35, а после продолжительных остановок 0,4÷0,9.

Если по (IX.11) вести расчет при окружной скорости 4÷6 м/сек, то следует брать $f = 0,2 \div 0,3$ пропорционально росту скорости. Уплотнения валов с высоким давлением в корпусе осуществляют кольцами круглого сечения, установленными в

канавку, плоскость которой наклонена к валу на $3\div 5^\circ$, или поджимаемыми давлением торцевыми уплотнениями с металлическим уплотняющим элементом. Цапфы насосов уплотняют при помощи конструкции, показанной на рис. IX.2, *и*. В таких уплотнениях цапф уплотняющим элементом являются кольца из фторопласта-4, прижимающиеся силой давления к цилиндрической поверхности расточки люльки. При отсутствии давления p_1 в полости уплотнение негерметично. Вместо фторопласта-4 для низких давлений применяют кольца прямоугольного сечения из резины, улучшая герметичность при низком давлении, но повышая момент трения.

§ IX.7. Фильтры

Фильтры — важное устройство, обеспечивающее очистку рабочей жидкости от продуктов износа и тем самым повышающее ресурс работы гидромашин и надежность работы контрольно-регулирующей аппаратуры. Требования к степени очистки рабочей жидкости повышаются по мере увеличения рабочих давлений и ресурса работы. Обычно в гидropередачах фильтры должны удалять механические частицы размером более 20 *мкм*. В более ответственных гидросистемах отфильтровывают частицы более 10 *мкм*. Лучшие фильтры способны очищать жидкость от частиц размером более 5 *мкм*. К фильтрам грубой очистки относятся фильтры, надежно удерживающие частицы более 15–20 *мкм*. Фильтры для удержания более мелких частиц называются фильтрами тонкой очистки. В гидropередачах применяют преимущественно поверхностные фильтры, изготовленные из проволочных сеток или навивкой проволоки на каркас, у которых частицы удерживаются на поверхности фильтрующих элементов. Фильтры тонкой очистки иногда изготавливаются из специальных сеток с очень малым размером щелей, но чаще из материалов, удерживающих загрязняющие частицы в объеме фильтроэлемента. К таким материалам относятся ткани, фетр, бумага, керамика.

Рабочая жидкость заливается в гидropередачу через заливной фильтр (рис. IX.12).

Для непрерывной очистки рабочей жидкости во время работы гидropередачи на напорной магистрали подпиточного насоса устанавливается магистральный фильтр (рис. IX.13), чаще всего изготавливаемый из сеток с размерами ячеек 0,02–0,05 *мм* (из нержавеющей стальной, латунной или бронзовой проволоки). При обкатке и промывке гидромашин фильтр дополнительно снабжается чехлом из одно- или двухслойного батиста.

Проволочные фильтры, осуществляемые навивкой круглой проволоки по резьбе цилиндрической поверхности каркаса

фильтра, изготавливаются с размером щелей порядка $20 \div 50$ мкм (рис. IX.13). Магистральные проволочные фильтры иногда снабжаются дополнительно одно- или двухслойным батистовым чехлом, который способствует удержанию частиц с размером меньше размера щели проволочного фильтра.

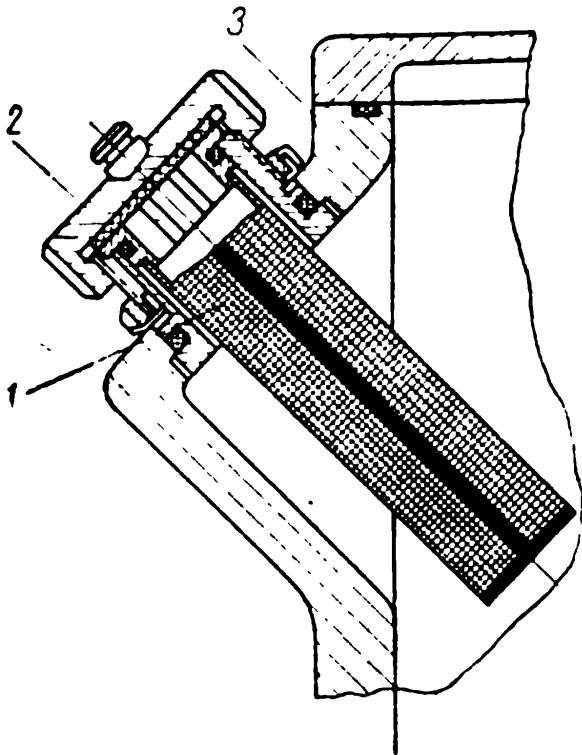


Рис. IX.12. Заливной фильтр:

1) — фильтрующий элемент; 2) — пробка; 3) — корпус гидромашин

При навивке специальной перфорированной проволоки на цилиндрические каркасы удается получать щели порядка $50 \div 100$ мкм (рис. IX.14, а).

Фильтры из волокнистых пористых материалов обеспечивают высокую степень очистки рабочей жидкости. Эти фильтры изготавливаются из фетра, войлока, волоса, стекловаты, специальной бумаги и других пористых материалов. Основным недостатком таких фильтров является быстрая засоряемость пор удержанными твердыми частицами и невозможность восстановления фильтрующей способности фильтра.

Хорошими фильтрующими качествами обладают фильтро-элементы, изготавливаемые из прочного пористого картона 1 (рис. IX.14, б), одетого на опорную сетку 2, поддерживаемую пружинным силовым каркасом 3. Такие фильтры могут работать при давлениях до 2100 н/см² в температурном диапазоне от -45 до $+125^\circ\text{C}$, обладая ресурсом порядка 50 ч. Материалом фильтрующего элемента является бумага АФБ-1К по ДПТУ 374—55, которая обеспечивает тонкость фильтрации до 10 мкм (размер частиц, проходящих через фильтрующую поверхность). Габариты таких фильтров приведены в табл. IX.8.

Таблица IX. 8

Расход номинальный, л/мин	d , мм	d_1 , мм	D , мм	D_1 , мм	L , мм	L_1 , мм	L_2 , мм	Вес, н
10	17	24,5	29,5	35	82	65	8,5	0,37
20	19	29	35	42	100	83	8,5	0,75
40	27	37	43	49	126	107	9,5	1,32
60	34	45	53	60	155	133	11,0	1,58
90	44	56	64	72	184	160	12,0	3,10
135	57	70	76	85	205	188	8,5	4,52

Фильтры из твердых пористых материалов (пористая керамика, металлокерамика и т. п.) обладают высокими фильтрующими качествами (рис. IX.14, в).

С целью очистки находящейся в корпусе насоса рабочей жидкости от стальных частичек применяют магнитные пробки (рис. IX.14, г), которые используются в качестве сливных пробок. Магнитные пробки удерживают не только продукты

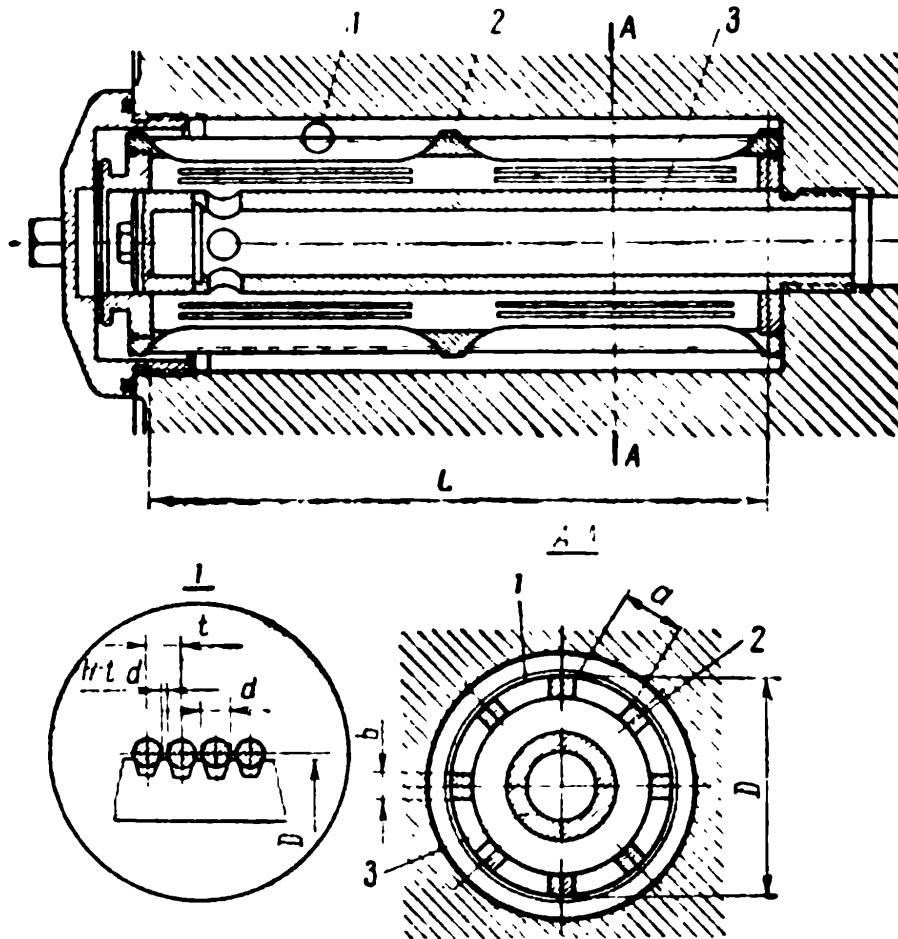


Рис. IX.13. Магистральный фильтр:

1 — фильтрующая проволока; 2 — каркас фильтра; 3 — установочная трубка

износа стальных деталей, но и часть частиц других продуктов, которыми рабочая жидкость засоряется в период эксплуатации гидropередачи.

При работе гидropередачи происходит засорение фильтра, его пропускная способность падает, перепад давления в нем увеличивается, поэтому фильтр приходится периодически промывать и очищать.

Конструкция фильтра должна иметь наибольшую площадь проходного сечения при наименьших габаритах и должна допускать возможность выемки фильтра для его промывки без вскрытия насоса.

Для устранения возможности сдвига или прорыва проволоки при прочистке фильтра витки пропаиваются дорожкой по обра-

зующей или в нескольких местах отдельными короткими участками. Внутрь фильтра вставляется трубка, имеющая отверстия только в верхней части (рис. IX.13), и тогда все уловленные фильтром частицы при его извлечении остаются в корпусе фильтра. В магистральные фильтры устанавливают подпружинные пробки, которые закрывают рабочие полости

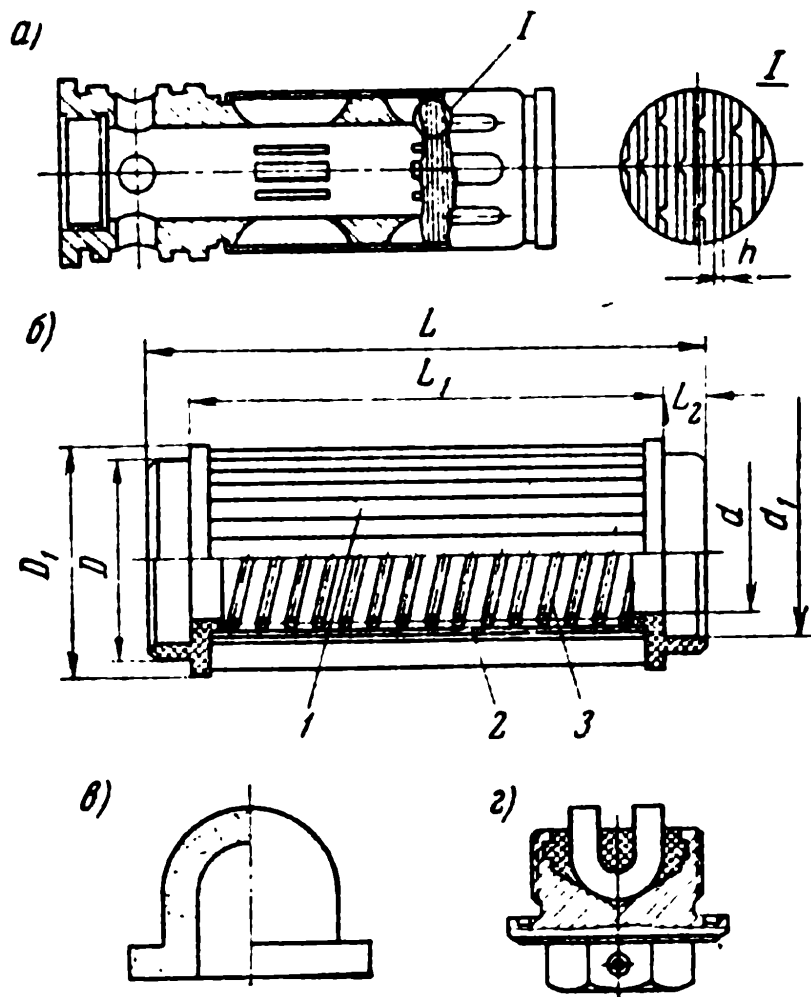


Рис. IX.14. Фильтрующие элементы:

а) — из перфорированной проволоки; б) — бумажный;
в) — из твердого пористого материала; г) — магнитная пробка

при вынимании фильтра и исключают возможность вытекания рабочей жидкости.

Для всех конструкций магистральных фильтров, в которых предусматривается периодическая промывка при эксплуатации (например, проволочных), подвод рабочей жидкости должен производиться с внешней стороны фильтрующего элемента. При таком подводе рабочей жидкости упрощается промывка и прочистка фильтра, так как фильтр засоряется по наружной поверхности (прочистка может быть произведена промывкой в бензине и продувкой изнутри потоком воздуха). Расчет фильтра обычно сводится к определению величины рабочей поверхности F (в $см^2$) по данному расходу через фильтр Q (в $см^3/сек$)

и принятому, или допускаемому, перепаду Δp (в н/см^2) с учетом засоряемости фильтрующего элемента:

$$F = \frac{\mu}{\alpha} \frac{Q}{\Delta p k}, \quad (\text{IX.12})$$

где μ — динамический коэффициент вязкости, пз ;

k — коэффициент засоряемости, принимаемый равным $0,5 \div 0,75$;

α — удельная пропускная способность фильтрующей поверхности — расход через единичную площадь фильтрующей поверхности при перепаде давления, равном единице, отнесенный к единице динамического коэффициента вязкости.

Среднее значение α^* для проволочного фильтра (рис. IX.13) с размером щели $h=0,005 \text{ см}$ равно $0,23$; с $h=0,003 \text{ см}$ $\alpha=0,19$ и с $h=0,002 \text{ см}$ $\alpha=0,020 \div 0,021$. Для батистового двухслойного фильтра $\alpha=0,324$, четырехслойного $\alpha=0,299$ и шестислойного $\alpha=0,287$.

Для проволочного фильтра с $h=0,005 \text{ см}$ и батистовым двухслойным чехлом можно принимать $\alpha=0,22 \div 0,23$, а при четырехслойном чехле $\alpha=0,20 \div 0,22$.

Для фильтра из перфорированной проволоки (рис. IX.14) с $h=0,002 \div 0,007 \text{ см}$ принимают среднее значение $\alpha=0,14$, при $h=0,007 \div 0,015 \text{ см}$ $\alpha=0,215$.

В случае сетчатого фильтра с размером щелей $0,0055 \div 0,0080 \text{ см}$ среднее значение α принимается равным $0,127$, а при меньших размерах щелей $0,0025 \div 0,005 \text{ см}$ — $0,0805$. При размерах щелей $0,003$ и меньше величина α резко падает.

Рекомендуемые значения α обеспечивают хорошую фильтрацию при условии, что скорость рабочей жидкости не должна быть больше $0,5 \div 0,8 \text{ м/сек}$, а перепад давления на фильтре должен лежать в пределах $1,5 \div 2,5 \text{ н/см}^2$.

Если достоверных данных о значении α нет, то можно, пользуясь последними двумя рекомендациями (v и Δp), определить необходимую суммарную проходную площадь фильтра (в см^2),

$$F_f = \frac{Q}{vk} = \frac{Q}{100\psi \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{\Delta p} k}, \quad (\text{IX.13})$$

где g — ускорение силы тяжести, м/сек^2 ;

γ — объемный вес, н/м^3 ;

ψ — коэффициент расхода, принимаемый равным $0,7 \div 0,75$.

* Так как в технической литературе числовые значения α , полученные экспериментально, даны в размерности $\frac{\text{л} \cdot \text{пз}}{\text{мин} \cdot \text{кг}}$, в данной книге размерность α оставлена той же.

Для проволочных фильтров суммарная площадь проходного сечения его щелей при равной ширине опорных полочек и пазов (a и b на рис. IX.13) определяется из равенства

$$F_f = 0,5\pi Dn(t - d) = 0,5\pi D \frac{L}{t} (t - d). \quad (\text{IX.14})$$

Обычно при изготовлении фильтров применяют проволоку $d = 0,2^{+0,02}$ мм при шаге нарезки на каркасе $t = 0,25$ мм.

§ IX.8. Клапаны

Клапаны — устройства, поддерживающие в заданных пределах перепад давления при проходе через него рабочей жидкости (переливной, редуцирующий или дозирующий) или ограничивающие повышение давления предельным значением (предохранительные клапаны), или перепускающие рабочую жидкость лишь в одном направлении (обратные клапаны). По типу запирающего элемента клапаны подразделяются на шариковые, конические, дифференциальные цилиндрические и дифференциальные конические (рис. IX.15). Применение дифференциальных клапанов позволяет существенно снизить необходимое воздействие пружины, упрощая тем самым конструкцию.

По воздействию рабочей жидкости на запирающий орган клапаны подразделяются на дифференциальные, прямого действия и с сервоприводом (в том числе двух- и многокаскадные).

Шариковый запирающий элемент применяется в герметичных обратных клапанах на давления до $100 \div 140$ н/см² с расходами до $6 \div 8$ л/мин, в предохранительных клапанах на давления до $800 \div 1000$ н/см² с расходами до $15 \div 20$ л/мин, в подпиточных обратных клапанах

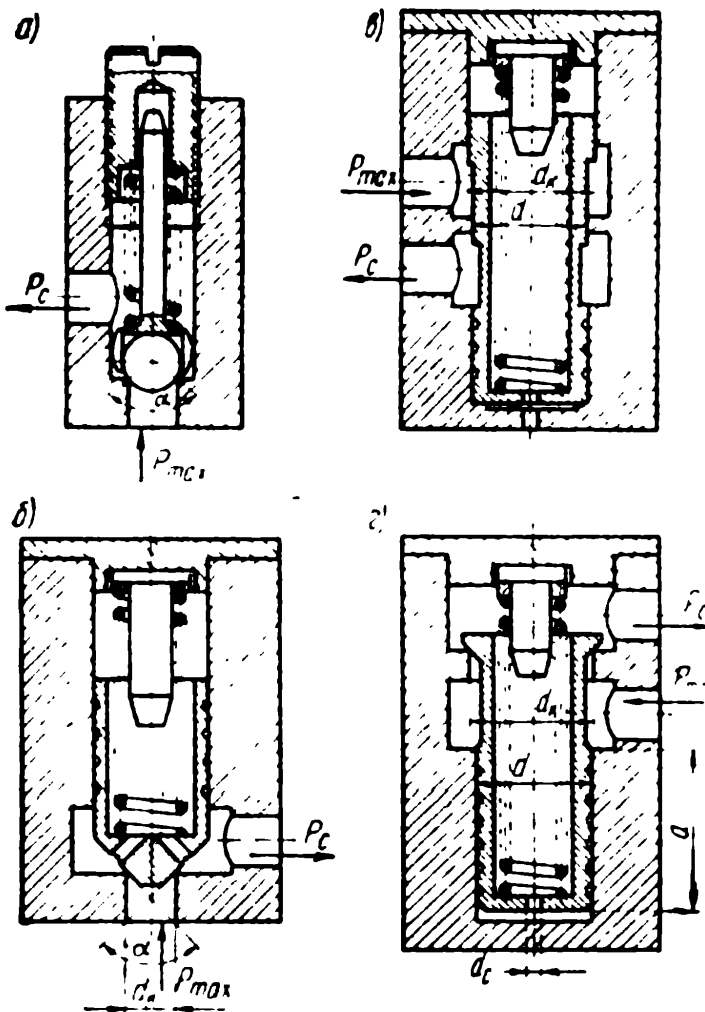


Рис. IX.15. Клапаны:

а) — шариковый; б) — конический; в) — дифференциальный цилиндрического типа; г) — дифференциальный конического типа

при подпитке от насоса на расходы до $8 \div 14$ л/мин, а при их работе на подсос рабочей жидкости из корпуса — на бóльшие расходы.

Конический запирающий элемент применяется на бóльшие расходы по сравнению с шариковым, менее герметичен, требует сравнительно большой пружины в клапанах прямого действия, которая и ограничивает расход, пропускаемый через клапан. Конический запирающий элемент обычно применяется в клапанах любого назначения с расходами до 100 л/мин и на бóльшие расходы используется только в дифференциальных конструкциях (рис. IX.15, з), позволяющих при достаточно малой разности рабочих диаметров клапана применять небольшие пружины. В таких конструкциях конический запирающий элемент обеспечивает большую герметичность, быстродействие и стабильность давления срабатывания.

Цилиндрические запирающие элементы применяются в дифференциальных клапанах на большие расходы, менее герметичны и уступают по быстродействию коническим запирающим элементам.

Перепад давления на клапане в момент его открытия определяется из равенства

$$\Delta p = \frac{P_n + Ch + P_j \pm P_v}{F_0} + \Delta p_z, \text{ н/см}^2, \quad (\text{IX.15})$$

где P_n — усилие пружины при закрытом клапане, н;

C — жесткость пружины, н/см;

h — подъем клапана, см;

P_j — усилие, идущее на преодоление инерции клапана, н;

P_v — гидродинамическое усилие рабочей жидкости на клапан, н;

F_0 — активная площадь клапана, см²;

p_z — потери давления в подводящих каналах.

После открытия клапана P_j обращается в нуль, а P_v меняется по величине и в ряде конструкций меняет знак.

В предохранительных клапанах высокого давления, особенно предназначенных для пропуска больших расходов, ни один из членов равенства (IX.15) не может игнорироваться.

В предохранительных клапанах, предназначенных для работы на низком давлении, членами P_v , Ch и P_j можно пренебречь. В переливных и подпиточных клапанах (обычно работающих непрерывно) наибольший удельный вес имеют члены P_n , Ch и Δp_z . Для уменьшения последнего члена скорость рабочей жидкости в подводящих каналах подпиточных клапанов, работающих от вспомогательного насоса, снижают до

1,5÷2 м/сек, а для самовсасывающих клапанов эта скорость не должна быть более 1,0÷1,2 м/сек, в то время как в предохранительных клапанах она доходит до 15÷20 м/сек с целью уменьшения габаритов конструкции.

Инерционные усилия в клапане подсчитываются по массе клапана с $\frac{1}{3}$ массы пружины (а в больших клапанах и с массой рабочей жидкости в полости над клапаном) и ускорению равноускоренного движения $j = \frac{2h}{\Delta t^2}$, где h — высота подъема клапана и Δt — время открытия клапана, практически равное времени останова гидромотора. Всплеск давления при открытии предохранительного клапана может достигать 30÷50% от p_{max} и должен учитываться при расчете магистралей и соответствующих элементов гидромашин.

Величина силы P_v для клапанов прямого действия, а также дифференциальных (рис. IX.16, а) ориентировочно определяется из уравнения количества движения:

$$-P_v = \frac{\gamma}{g} Q(v_k - v_{кл} \cos \alpha'),$$

или

$$P_v = \mu \sqrt{2\rho \Delta p} Q(\cos \alpha' - k), \quad (IX.16)$$

где $k = \frac{v_k}{v_{кл}}$ — коэффициент дросселирования;

v_k — скорость перед дросселирующей щелью, см/сек;

$v_{кв}$ — скорость жидкости в дросселирующей щели, см/сек;

α' — угол отклонения потока за дросселирующей щелью (принимается равным 65° при угле наклона стенки дросселирующей щели $\alpha = 45^\circ$);

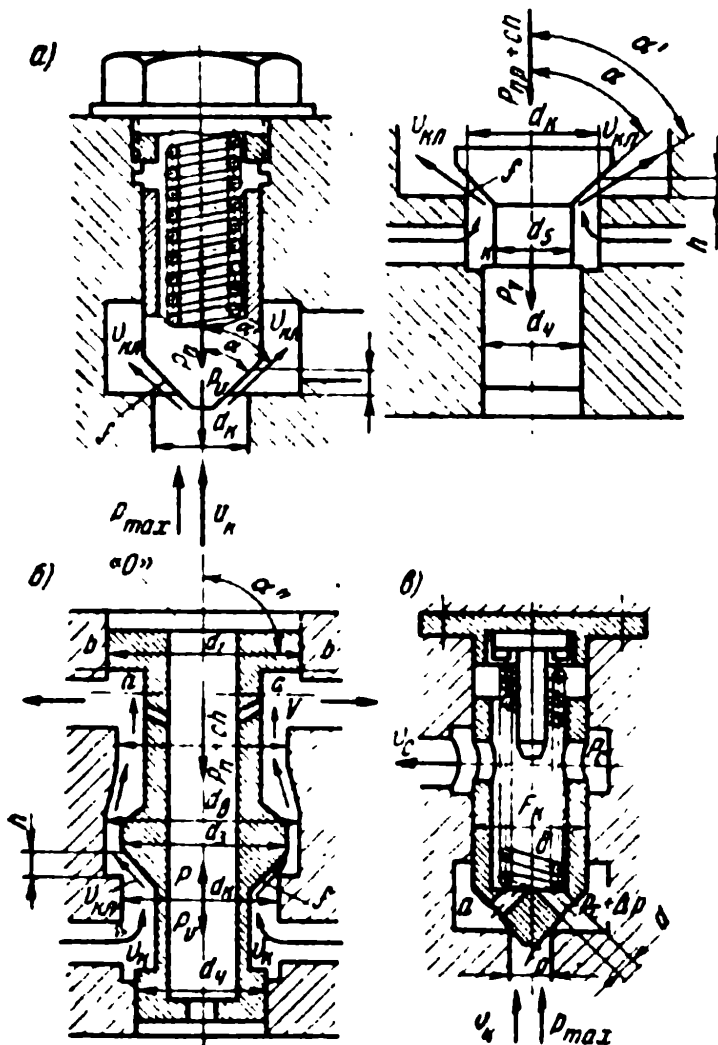


Рис. IX.16. Клапаны:

а) — использование конической поверхности для получения дополнительного динамического подъема;
 б) — клапан с дополнительной отражающей поверхностью;
 в) — клапан с дополнительным дросселированием потока

Q — расход, $см^3/сек$;
 Δp — перепад в клапане, $н/см^2$;
 ρ — плотность рабочей жидкости, $кг \cdot сек^2/см$.

Обычно принимают $\mu = 0,72 \div 0,75$, $k = 0,08 \div 0,12$ и $v_{кр} = 16 \div 18$ м/сек.

Перепад Δp в дросселирующей щели открытого клапана, колебание которого характеризует стабильность значения p_{max} во всем диапазоне изменения расхода, определяется выражениями

$$\text{или} \quad \left. \begin{aligned} \Delta p &= \frac{P_n + Ch + P_v}{F_0}, \\ \Delta p &= \frac{P_n + Ch}{F_h}, \end{aligned} \right\} \quad (IX.17)$$

где $P_n = \Delta p_0 F_0$ — усилие пружины, обеспечивающее статический перепад Δp_0 ;

F_0 — активная площадь в момент открытия $\left[F_0 = \frac{\pi d_k^2}{4}$
 для клапана прямого действия и $F_0 = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_d^2)$ для дифференциального клапана];

$F_h = F_0 - f \cos \alpha$ — активная площадь открытого клапана;
 $f = \pi d_k h \sin \alpha = \frac{Q}{v_{кл}}$ — живое сечение дросселирующей щели.

Очевидно, высота подъема клапана

$$h = \frac{Q \sqrt{\frac{\rho}{2}}}{\pi \mu d_k \sin \alpha \sqrt{\Delta p}}. \quad (IX.18)$$

Подставляя значение P_v из (IX.16) и h из (IX.18) в первое равенство (IX.17) и применяя для упрощения обозначения

$$\frac{\sqrt{\frac{\rho}{2}}}{\pi \mu \sin \alpha} = B, \quad \mu \sqrt{2\rho} (\cos \alpha' - k) = A,$$

получим

$$\Delta p^3 - \left(2\Delta p_0 + A^2 \frac{Q^2}{F_0^2} \right) \Delta p^2 + \left(\Delta p_0^2 - 2AB \frac{CQ^2}{d_k F_0^2} \right) \Delta p = B^2 \left(\frac{CQ}{d_k F_0} \right)^2.$$

Обычно свободный член невелик, и

$$\Delta p = \Delta p_0 + A \frac{Q}{F_0} \sqrt{\Delta p_0 + 2 \frac{BC}{d_k A}}. \quad (\text{IX.19})$$

Аналогично для второго равенства (IX.17) при обозначениях

$$F_h = F_0 - f \cos \alpha = F_0 - A_1 d_k h,$$

где

$$A_1 = \pi \sin \alpha \cos \alpha = \frac{\pi}{2} \sin 2\alpha,$$

получим

$$\Delta p = \Delta p_0 + A_1 B \frac{Q}{F_0} \sqrt{\Delta p_0 + 2 \frac{C}{d_k A_1}}. \quad (\text{IX.20})$$

Для компенсации влияния отброшенного свободного члена полученные из (IX.19) или (IX.20) значения Δp увеличивают на $50 \div 80 \text{ н/см}^2$. Очевидно, значение Δp (а значит, и p_{\max}) растет с увеличением Q и тем больше, чем больше жесткость пружины C , в то время как увеличение F_0 снижает рост Δp . Поэтому бóльшей стабильностью обладают дифференциальные клапаны, если только они работают устойчиво, что всегда может быть проверено при помощи характеристического уравнения.

Так как величина F_h при увеличении Q уменьшается пропорционально подъему клапана h , то ее нельзя принимать произвольно малой, иначе рост Δp будет чрезмерен, как это следует из равенства (IX.17).

Величина F_0 выбирается так, чтобы при изменении h от нуля до h_{\max} F_0 уменьшилась не более чем на $15 \div 20\%$. Поэтому наибольшую высоту подъема клапана следует выбирать из условия

$$h_{\max} \leq (0,15 \div 0,20) \frac{F_0}{1,57 d_k} \approx (0,10 \div 0,13) \frac{F_0}{d_k}. \quad (\text{IX.21})$$

Обычно $h_{\max} = 0,45 \div 0,70 \text{ мм}$, а натяг пружины при наибольшем подъеме клапана не должен увеличиваться более чем на 5% по сравнению с начальным (т. е. при $h=0$).

Стабильность давления срабатывания клапана повышают использованием дополнительного подъема клапана при помощи гидродинамической (за счет изменения количества движения потока — реактивное воздействие потока) силы P за дросселирующей щелью, действующей на дополнительную поверхность $b-b$ (рис. IX.16, б), или дополнительным дросселированием потока за щелью в каналах d (рис. IX.16, в), или используя одновременно оба способа.

Гидродинамическое усилие при угле наклона опорной поверхности $\alpha'' = 90^\circ$

$$P = \rho k_1 Q v,$$

где k_1 — доля основного расхода, идущего на создание усилия P ;

v — скорость в сечении $a-a$, близком к поверхности $b-b$ (рис. IX.16, б).

Величину v можно выразить с помощью уравнения расхода в виде доли от скорости в клапане $v_{кл}$, т. е. $v = k_2 v_{кл}$, и тогда

$$P = k_1 k_2 \rho v_{кл} Q. \quad (IX.22)$$

Для полной стабилизации давления срабатывания клапана необходимо, чтобы Δp , подсчитываемое из первого равенства (IX.17) с учетом гидродинамической силы P , было равно Δp_0 в интервале изменения расхода от Q_{\max} до Q_{\min} , т. е.

$$\Delta p = \frac{P_{\pi} + Ch + P_v - P}{F_0} = \Delta p_0,$$

откуда

$$Ch + P_v - P = 0.$$

После подстановки выражений P_v из равенств (IX.16) и (IX.17) в последнее равенство и учитывая P , получим

$$k_1 k_2 = \frac{C + 0,806 d_k \Delta p_0}{2,5 d_k \Delta p_0} = 0,4 \frac{C}{d_k \Delta p_0} + 0,323. \quad (IX.23)$$

Для конструкций с $d_1 \geq d_2$ (рис. IX.16, б) $k_1 = 0,9 \div 1,0$ и $k_2 = 0,425 \div 0,480$ ($v_{кл}$ определяется в зазоре $d_b - d_3$), причем меньшее значение k_2 соответствует $\Delta p_0 \approx 1500 \div 1750 \text{ н/см}^2$, а большее $\Delta p_0 \approx 1000 \text{ н/см}^2$.

Для увеличения k_1 увеличивают d_1 по сравнению с d_2 , но при этом активная площадь поверхности клапана $b-b$, равная $\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_k^2)$, может превысить активную площадь клапана.

В этом случае для гарантирования закрытия клапана при высоком давлении в верхней полости полость над клапаном «0» на рис. IX.16, б соединяют с выходной (верхней) полостью клапана. Кроме того, для увеличения подъемной силы P угол α'' увеличивают до $100 \div 110^\circ$.

Другой способ повышения стабильности давления срабатывания клапана, схема которого приведена на рис. IX.16, в, заключается в рациональном выборе геометрических размеров клапана. Так, при малом расходе через клапан перепада давления между полостями a и b нет, поэтому $P_{\pi} = F_0 \rho_{\max}$ при $P_c = 0$, а при максимальном расходе

$$p'_{\max} (F_0 - f \cos \alpha) + \Delta p (F_k - F_0 + f \cos \alpha) = P_{\pi} + Ch.$$

Условие стабилизации давления срабатывания клапана:
 $\rho_{\max} = p'_{\max}$.

Пользуясь значениями этих величин, а также применяя выражение h из равенства (IX.18) и $f = \frac{Q}{v_{кл}} = \frac{V\bar{p}}{\mu V 2\Delta p_0} Q$ при $\alpha = 45^\circ$, получим

$$\Delta p = \frac{V\bar{p}}{\mu} Q \left(\frac{C}{\pi d_k \sqrt{\Delta p_0}} + \frac{1}{2} V\bar{p}_0 \right), \quad (\text{IX.24})$$

где $\Delta p_0 = p_{\max}$.

Если на сливе есть противодействие, то при $\alpha = 45^\circ$, $\mu = 0,75$ и $\rho = 0,885 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см}^4$ ($\gamma \approx 8680 \div 8700 \text{ н/м}^3$), т. е.

$$\Delta p = \frac{0,0008Q}{(d^2 - d_k^2) \sqrt{\Delta p_0}} \left(0,637 \frac{C}{d_k} + \Delta p_0 \right), \quad (\text{IX.25})$$

где все линейные размеры в см, Q в см³/сек и перепады в н/см².

Цель расчета клапана — обеспечение должной стабильности работы (это во многом определяет нормальную работу гидропередачи без излишних перегрузок, а значит, и поломок), возможно меньших габаритов и масс движущихся деталей.

Пружина клапана должна иметь возможно меньшую жесткость и возможно большее число витков. Суммарный зазор между витками при закрытом клапане (пружина сжата на величину предварительного поджатия h_0 , при этом $Ch_0 = P_n$) должен обеспечивать подъем клапана на h_{\max} и возможность дополнительного (сверх этого) подъема на величину $(0,15 \div 0,20)h$. Шаг свободной пружины должен обеспечивать необходимую ее деформацию при выбранном числе витков. У дифференциальных клапанов активная площадь F_0 определяется разностью диаметров d_k и d (см. рис. IX.15, в и г). Разность этих диаметров не должна быть соизмерима с полем допуска на изготовление. Обычно $d_k - d \geq 0,5 \div 0,8 \text{ мм}$.

Необходимо исключить возможность возникновения бокового давления пружины на запирающий элемент особенно у дифференциальных клапанов с относительно большим вылетом части без направления и малой направляющей частью a (см. рис. IX.15, г). Число витков пружины не должно быть меньше $8 \div 6$.

Запас устойчивости пружины, сжатой на величину $h = h_0 + h$, должен находиться в пределах $1,5 \div 2 = \frac{P_{кр}}{P_n}$, где $P_{кр}$ — критическая сила.

При назначении допустимого напряжения материала пружины необходимо учитывать условия работы, частоту вибрации и общее количество циклов сжатия, качество материала пружины, вид термообработки и возможность коррозии.

Наиболее пригодны для изготовления пружин клапанных устройств следующие виды проволок: стальная углеродистая

пружинная без термообработки ГОСТ 9389—60, стальная 65Г, 60С2А с термообработкой и 65С2ВА ГОСТ 2052—53, стальная углеродистая пружинная ГОСТ 9389—60 I, II и III.

В гидropередачах малой мощности или гидropередачах нераздельного исполнения все клапаны объединяются в один

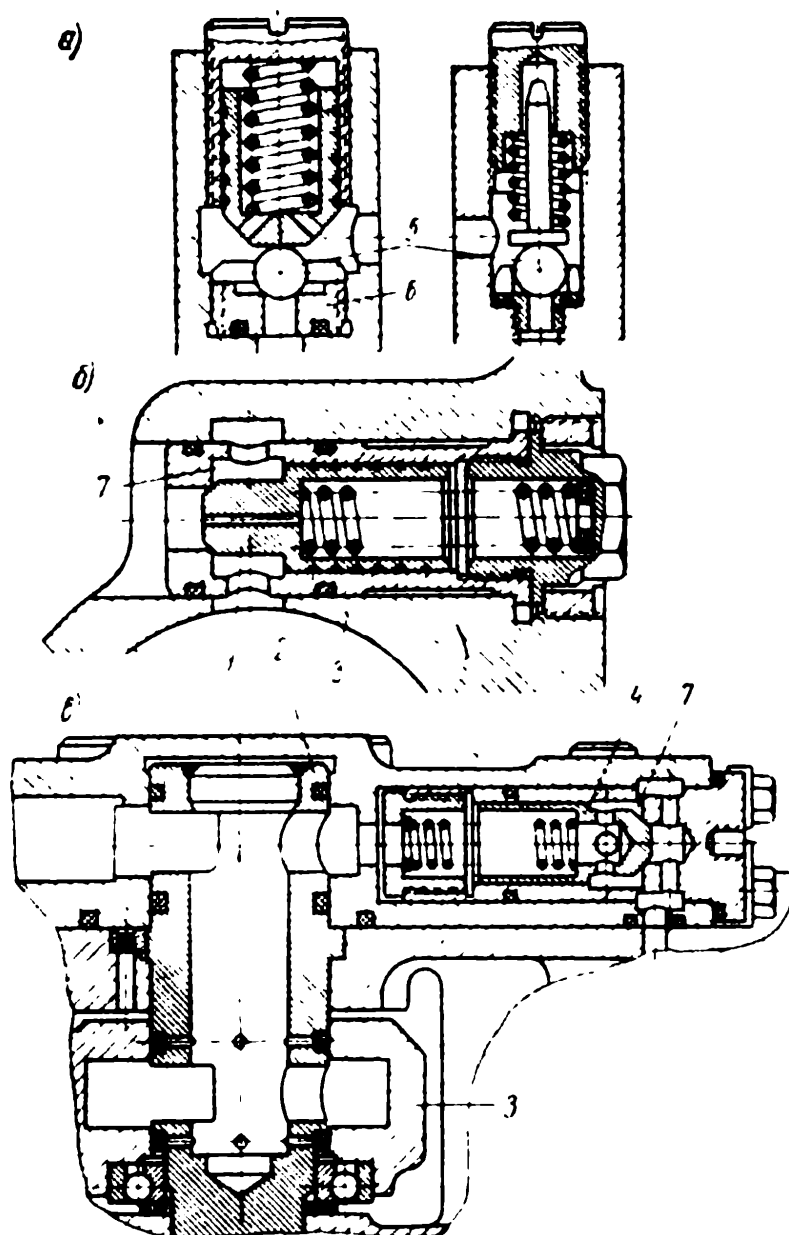


Рис. IX.17. Установка клапанов:

- а) — применение седел с шариковыми запирающими элементами; б) — установка клапана во вставном стакане; в) — установка клапана во вставном стакане с наличием выточки для выхода инструмента

блок — клапанную коробку. Если клапаны не объединяются в общий блок, то каждый из них устанавливается вблизи обслуживаемого узла. Так, предохранительные клапаны 1 (рис. IX.17, б) нужно устанавливать ближе к крышке гидромотора или около цапф 2 люльки 3 насоса; предохранительный клапан фильтра — на корпусе фильтра, переливной клапан подпиточного насоса — за гидроусилителем, подпиточные кла-

паны 4 — возможно ближе к цапфам 2 люльки 3 насоса (рис. IX.17, б и в).

Клапаны, особенно с шариковым запорным элементом 5, следует устанавливать вертикально. Шарик должен свободно опускаться на седло при работе без пружин или с легкими дисциплинирующими пружинами (рис. IX.17, а). Следует предусмотреть специальные детали 6, которые делают невозможным унос шарика потоком в магистрали гидropередачи и его относ с оси запирающей кромки седла. В этом случае обеспечивается продолжительная высокая герметичность клапана.

Клапаны размещаются в стальных корпусах, выполненных из материала, обеспечивающего глубокую прокаливаемость и высокую твердость. Если же клапан устанавливается в корпусе гидромашин, выполненном из мягкого материала, то запирающий элемент размещают в специальном вставном стакане (рис. IX.17, б и в). Используемые в конструкциях клапанов материалы приведены в табл. IX.9.

Таблица IX.9

Деталь	Материал	Термообработка
Корпус	Сталь 40X ГОСТ 4543—61	Закалка до твердости HRC 40÷45
Стакан	Сталь 40X или 20X ГОСТ 4543—61	Цементация и закалка до твердости HRC 60÷64
Конические и цилиндрические запирающие элементы	Сталь ШХ-15 ГОСТ 801—60	Закалка до твердости HRC 60÷64
Седло	Сталь 40X и 12XН2А ГОСТ 4543—61	Закалка до твердости HRC 40÷45

Трущиеся поверхности запирающих элементов, стаканов и корпусов должны иметь чистоту поверхности $\nabla 8 \div \nabla 10$, а конической части не ниже $\nabla 7 \div \nabla 8$. Для облегчения притирки цилиндрические рабочие поверхности целесообразно делать «на проход», с последующим закрытием их специальной гайкой или предусматривать у дна расточки выточку 7 для выхода инструмента (рис. IX.17, в).

Опорная кромка на седлах делается в пределах 0,15—0,25 мм (притирка под конический запирающий элемент и постукивание под шарик) и не должна иметь заусенцев и рисок, как и все остальные (должны быть острыми) поверхности расточки и запирающего элемента.

§ IX.9. Гидроусилители

Гидроусилители — сервомеханизмы, предназначенные для управления регулирующим органом гидромашины от электрического сигнала дистанционного управления. Этот сигнал имеет весьма малую мощность, поэтому система управления нуждается в большом усилении за счет подвода энергии извне.

Гидропривод в системе автоматического привода является только его частью — силовым выходным звеном. Динамические свойства гидроприводов определяют зависимость перемещения исполнительного органа — вала гидромотора — от величины и характера изменения командного сигнала отнюдь не самостоятельно, а в соответствии со свойствами нагрузки и динамическими свойствами всех остальных многочисленных элементов системы управления, взаимное влияние которых определяется собственными характеристиками элементов и структурной схемой их соединения.

Для обеспечения различных требований к системе дистанционного управления необходим быстродействующий гидроусилитель с совершенно определенными свойствами, для удовлетворения которых чаще всего применяются позиционные электромеханические преобразователи (позиционеры). У позиционеров меняющееся по времени перемещение управляющего элемента (валика, тяги) пропорционально управляющему электрическому сигналу. От гидроусилителя требуется установка в соответствующее положение регулирующего органа насоса.

Поскольку перемещение исполнительного органа гидроусилителя зависит от величины преодолеваемого усилия, то в ряде случаев, особенно в силовом электрогидроприводе большой мощности, используются двухкаскадные гидроусилители.

Для оценки свойств гидроусилителей рассматривается отношение перемещения регулирующего органа к управляющему перемещению, которое описывается передаточной функцией. Очевидно, модуль этой передаточной функции является коэффициентом усиления по перемещению, для получения определенных значений которого приходится применять те или иные виды обратной связи гидроусилителя.

Гидроусилители с гибкой (упругой) обратной связью называются комбинированными (изодромными) и отличаются слож-

ными зависимостями перемещения регулирующего органа от командного сигнала.

В отдельных случаях применяются гидроусилители скоростного типа, обеспечивающие заданную скорость перемещения регулирующего органа, определяемую величиной командного сигнала.

Выбор типа и параметров гидроусилителя определяется динамическим расчетом автоматического привода в целом вместе с нагрузкой и должен обеспечить получение определенной передаточной функции.

Динамика гидроусилителей рассматривается во многих работах, например [12, 18, 88, 95].

Обычно гидроусилитель размещается внутри корпуса вместе с электромеханическим преобразователем, обеспечивающим преобразование командного электрического сигнала в перемещение управляющего элемента, и составляет отдельный агрегат, называемый управляющим механизмом.

Исполнительный орган гидроусилителя чаще всего выполняется в виде симметричного или несимметричного гидроцилиндра, а также цилиндра с поворотной лопастью (рис. IX.18). При односторонне нагруженном поршне применяется однощелевой золотник, с несимметричным поршнем применяется двухщелевой золотник (рис. IX.19).

Симметричный поршень или лопасть управляется четырехщелевым золотником. Золотник может быть заменен двумя клапанами, укрепленными на общем рычаге.

Исполнительный орган может быть выполнен в виде двух односторонних гидроцилиндров, непосредственно воздействующих на один общий рычаг управления насосом (рис. IX.20).

Гидроусилитель, состоящий из исполнительного органа и управляющего устройства дроссельного типа, называется однокаскадным и превращается в позиционер при замыкании его обратной связью (рис. IX.20, а).

Если в однокаскадном гидроусилителе влияние величины преодолеваемого усилия на ошибку в выполнении командного сигнала велико, то применяется двухкаскадный гидроусилитель, в котором удается при той же точности исполнения команды обеспечить во много раз большее усиление по мощности. В двухкаскадных гидроусилителях золотник второго каскада является исполнительным органом первого каскада, т. е. золотниковое устройство второго каскада является гидроцилиндром первого каскада (рис. IX.20, б).

Вторая модификация двухкаскадного гидроусилителя, который будет рассмотрен на рис. IX.23 и IX.27, имеет управляющий элемент, выполненный в виде двух сопряженно работающих устройств дроссельного типа, чаще всего клапанов. Очевидно, это устройство, про которое говорят, что оно управляется по

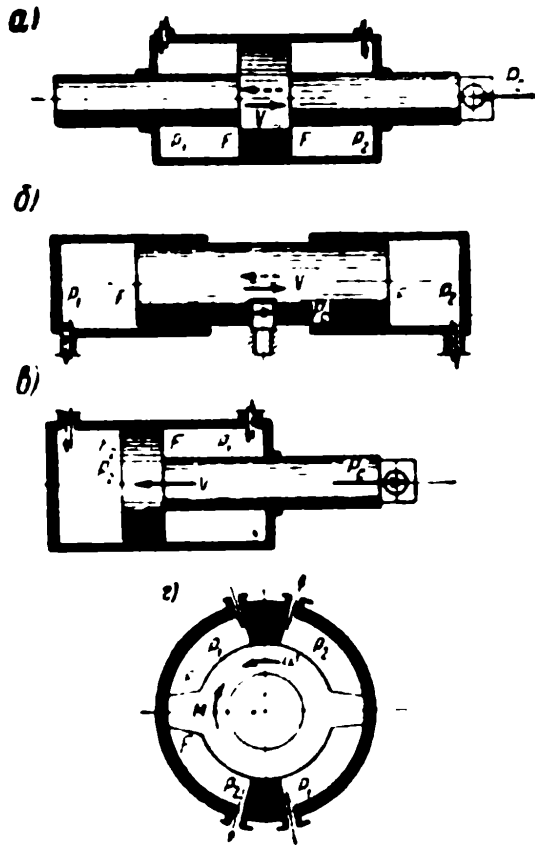


Рис. IX.18. Исполнительный орган гидроусилителя:
 а) — симметричный гидроцилиндр со штоками; б) — симметричный гидроцилиндр без штоков; в) — несимметричный гидроцилиндр со штоком; г) — цилиндр с поворотной лопастью

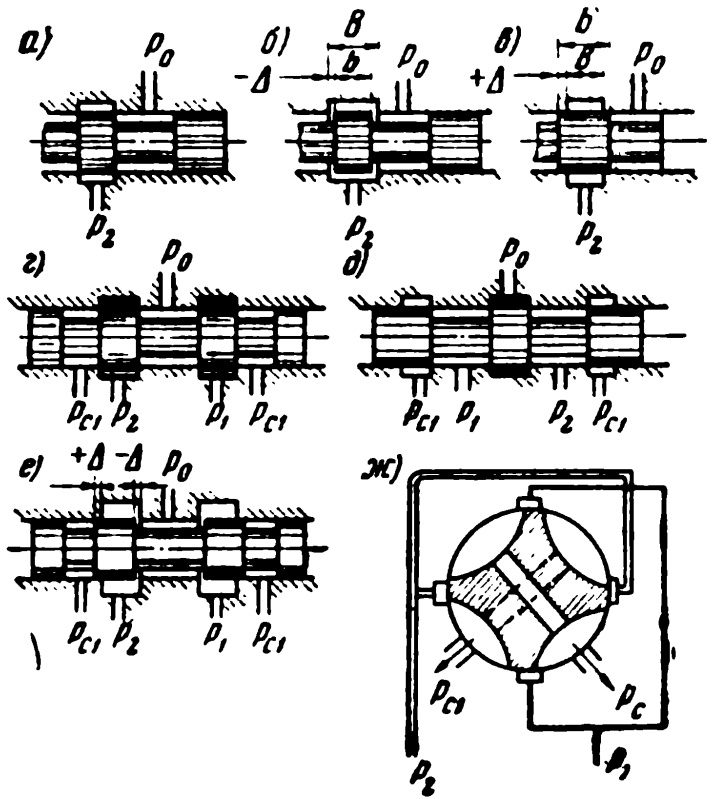


Рис. IX.19. Золотники гидроусилителей:
 а) — идеальный двухщелевой; б) — проточный двухщелевой; в) — непроточный двухщелевой; г) — идеальный четырехщелевой; д) — идеальный четырехщелевой, но с противоположным направлением подачи рабочей жидкости; е) — четырехщелевой с перекрытием на сливе; ж) — поворотный четырехщелевой

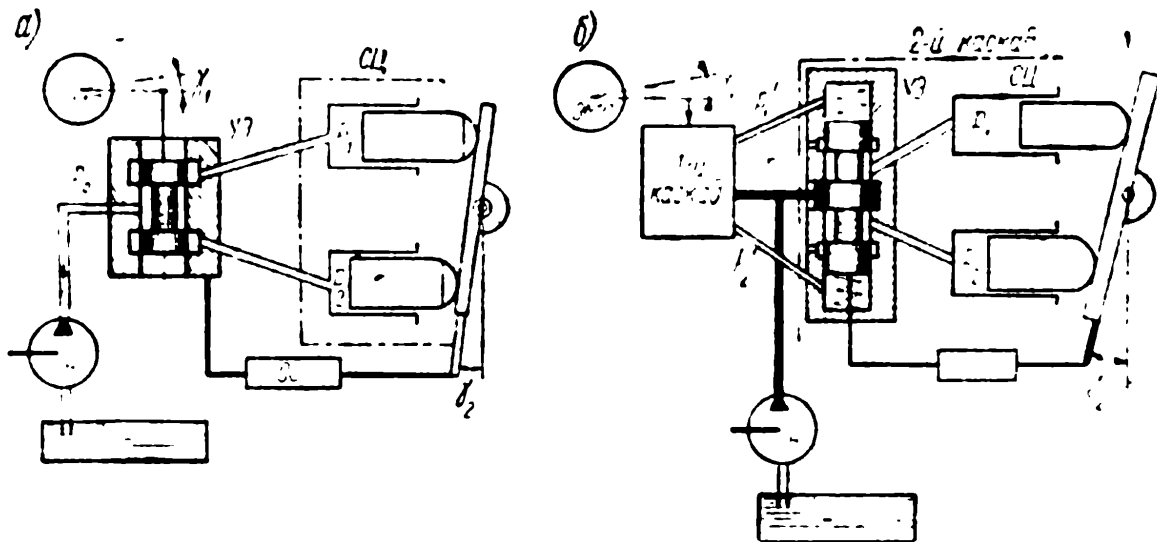


Рис. IX.20. Принципиальные схемы однокаскадного (а) и двухкаскадного (б) гидроусилителей:
 ЭМП — электромеханический преобразователь; УЭ — управляющий элемент; СЦ — силовой цилиндр; ОС — обратная связь; Н — насос

давлению, принципиально не отличается от того, которое показано на рис. IX.20, б.

Из множества возможных гидроусилителей для управления регулируемым насосом требуется выбрать простой, экономичный, малогабаритный и хорошо komponующийся в корпусе насоса управляющий агрегат. Для этой цели используются однокаскадные гидроусилители с двухщелевыми золотниками и несимметричными поршнями (рис. IX.21) или с четырехщелевым золотником и симметричным поршнем (рис. IX.22). В этих кон-

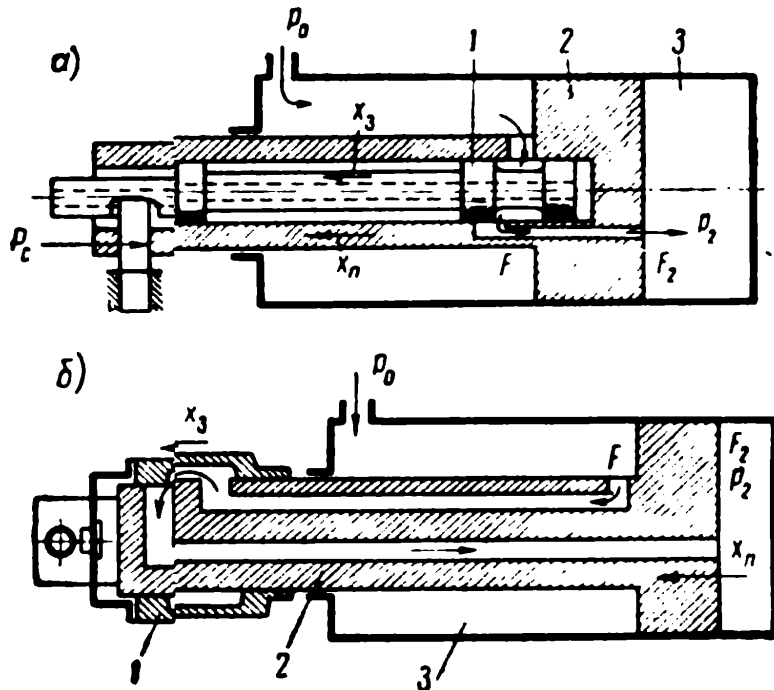


Рис. IX.21. Однокаскадные гидроусилители с двухщелевыми золотниками и несимметричными поршнями:

а) — с внутренним золотником; б) — с охватывающим золотником; 1 — золотник; 2 — поршень; 3 — гидроцилиндр

струкциях использование движущихся корпусов управляющих золотников благодаря их креплению на поршне исполнительного устройства является обратной связью.

При неподвижных корпусах управляющего и исполнительного органов приходится осуществлять обратную связь в виде специальных рычагов, причем эта обратная связь может обеспечивать одинаковые направления движения рабочих органов или направление движения управляющего органа противоположно направлению движения исполнительного устройства, как показано на рис. IX.23, а. Очевидно, применение обратной связи в виде рычагов требует тщательной выборки всех люфтов, снижающих чувствительность системы и делающих разрешающие дифференциальные уравнения нелинейными.

Из числа двухкаскадных гидроусилителей, находящих широкое применение в регулируемых насосах, прежде всего следует

назвать управляющее устройство типа «сопло—заслонка» (рис. IX.23, б) [88], а затем двухкаскадный гидроусилитель, управляемый при помощи струйной трубки.

Однокаскадный гидроусилитель с двухщелевым золотником состоит из неподвижного корпуса 3 (рис. IX.21, а), в котором перемещается поршень 2, активная площадь которого слева F

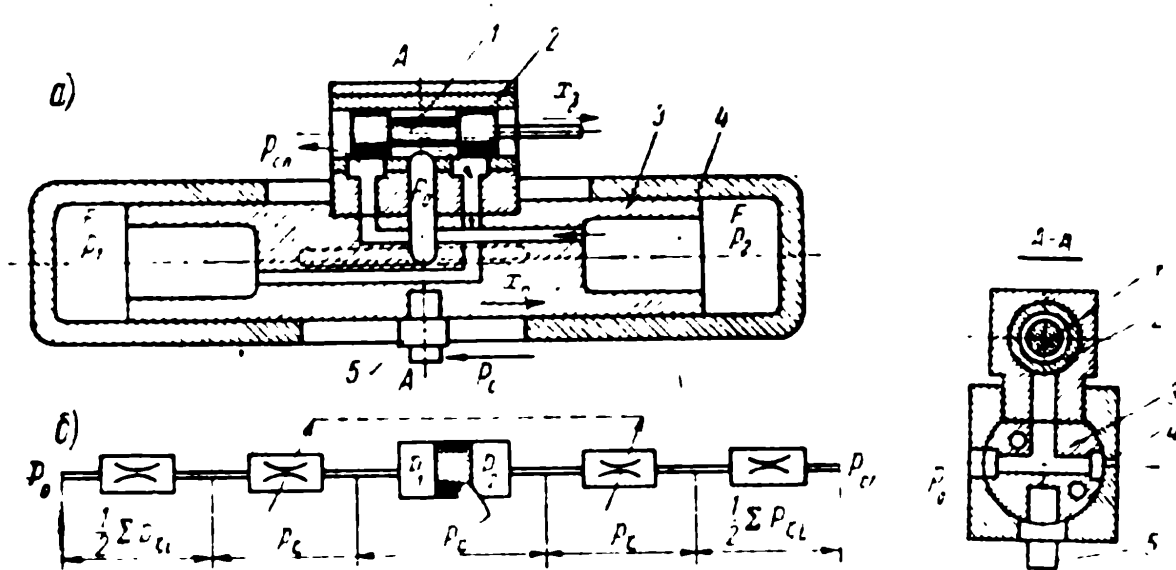


Рис. IX.22. Однокаскадный гидроусилитель с четырехщелевым золотником и симметричным поршнем:

а) — схема конструкции; б) — эквивалентная гидравлическая схема

и справа F_2 (обычно $F_2 = 2F$). Внутри штока поршня располагается золотник 1, перемещение которого влево соединяет правую полость гидроцилиндра с давлением питания p_0 , а вправо — со сливом. В зависимости от положения золотника давление p_2 в правой полости гидроцилиндра может меняться от p_0 до давления слива, обычно принимаемое за нулевое. При нагрузке на поршень $P_c = P_0$ и неподвижном золотнике давление в правой полости p_{20} будет таким, при котором обеспечиваются условия равновесия

$$p_0 F \pm P_0 = p_{20} F_2. \quad (\text{IX.26})$$

Очевидно, что при отсутствии нагрузки ($P_0 = 0$) и $F_2 = 2F$ давление $p_2 = \frac{1}{2} p_0$.

При движении золотника, пусть для определенности влево (рис. IX.21, а), поршень следует за ним со скоростью V вследствие возрастания давления p_2 из-за образования щели между кромками золотника и поршня.

Для прямоугольной щели с размером $x \times a$ (x — открытие щели и a — периметр щели) расход рабочей жидкости $Q = F_2 V$ поступает в правую полость гидроцилиндра, а расход рабочей жидкости, поступающий в левую полость, $Q_0 = (F_2 - F) V$.

Если обозначить перепад в дросселирующей щели через p_s , то равенство (IX.26) примет форму

$$(p_0 - p_c)F_2 - p_0F = P_c. \quad (\text{IX.27})$$

Равенство (IX.27) отличается от ранее записанного тем, что входящие в него величины относятся к режимам движущегося поршня, при котором величина нагрузки $P_c \neq P_0$.

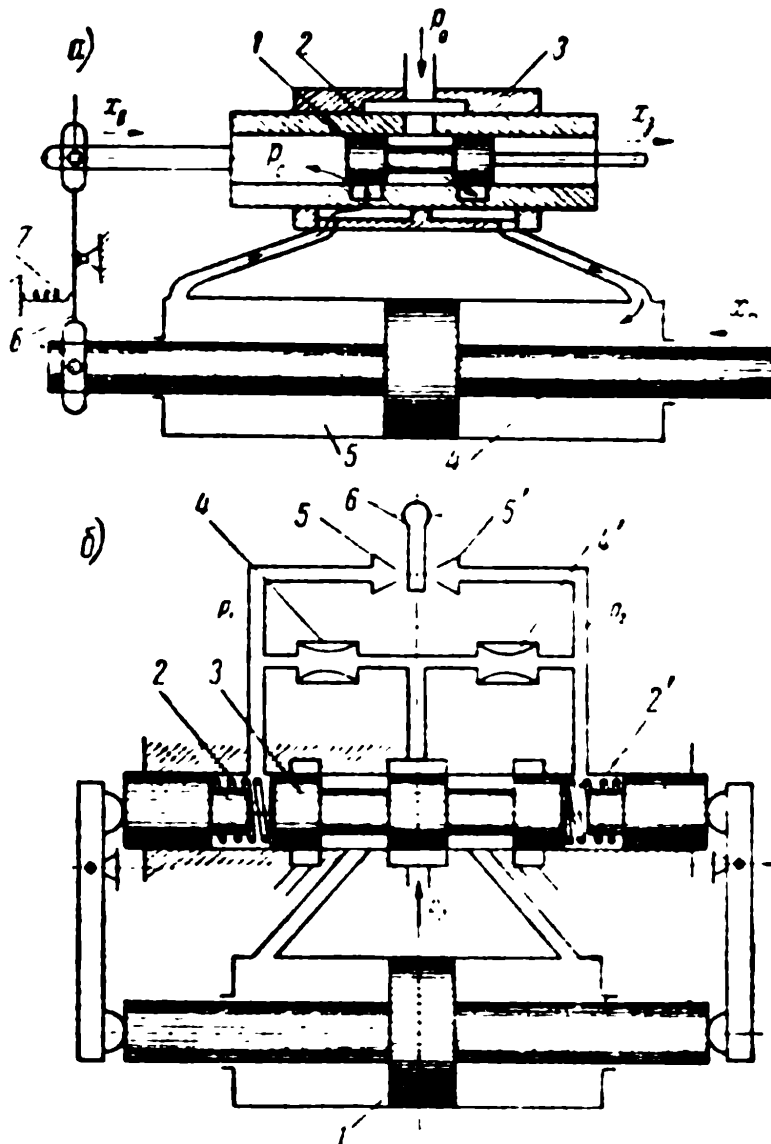


Рис. IX.23. Позиционные гидроусилители:

а) — однокаскадный, в котором 1 — четырехщелевой золотник, 2 — подвижная втулка, 3 — неподвижная коробка, 4 — поршень, 5 — корпус, 6 — рычаг обратной связи, 7 — пружина выбора люфтов; б) — двухкаскадный, в котором 5 и 5' — сопла, 4 и 4' — дроссели, 6 — заслонка, 3 — золотник, 1 — поршень, 2 и 2' — пружины обратной связи

При движении золотника вправо естественно предположить изменение знака нагрузки ($-P_0$ вместо P_0). Тогда давление в правой полости будет p_c вместо $p_0 - p_c$, и условие равновесия примет форму

$$p_0F - p_cF_2 = P_c, \quad (\text{IX.28})$$

а поршень будет следовать за золотником также с отставанием.

Относя все гидравлические сопротивления к нагрузке на поршень, можно ее величину оценивать приведенным давлением p_c , т. е. давлением на имеющуюся активную площадь поршня $F_2 - F$ при движении влево, и F — при движении вправо ($p_c = \frac{P_c}{F_2 - F}$ и $p_c = \frac{P_c}{F}$). Если $F_2 = 2F$, то условия равновесия

будут описываться общим равенством

$$p_0 - p_c = 2p_c. \quad (\text{IX.29})$$

При анализе работы гидроусилителя утечками пренебрегают, относя их к дросселируемому в щели потоку.

В однокаскадном позиционном гидроусилителе с симметричным поршнем 3, в корпусе 4 (см. рис. IX.22, а) также имеются две полости, но с одинаковыми активными площадями. На поршне 3 закреплен корпус 2 четырехщелевого золотника 1, причем обычно две щели работают при движении в одном направлении, а другие две при движении в другом направлении.

При остановленном золотнике перепад давления между полостями определяется только величиной нагрузки P_0 , передаваемой через штифт 5,

$$(p_1 - p_2)F = P_0. \quad (\text{IX.30})$$

При движении золотника в какую-либо сторону одновременно открываются две щели между окнами в золотниковой коробке и кромками поясков золотника, которые стремятся выполнять равными. Ширина щелей при идеальном выполнении размеров будет одинакова, равными будут и гидравлические потери на обеих щелях при протекании жидкости. За счет гидравлических потерь p_{c1} и p_{c2} на поршень будет действовать перепад давления $p_1 - p_2$, создающий силу,двигающую поршень вслед за золотником. Таким образом, поршень позиционного гидроусилителя следит за золотником, отставая от него на величину открытия щелей x .

Уравнение действующих на поршень сил

$$(p_0 - p_{c1})F - p_{c2}F = P_c,$$

или

$$p_0 - p_{c1} - p_{c2} = p_c = \frac{P_c}{F}, \quad (\text{IX.31})$$

где p_{c1} , p_{c2} — гидравлические потери в щелях и местных сопротивлениях на входной и выходной сторонах;
 P_c — нагрузка на движущийся поршень.

Пренебрегая утечками, что допустимо, так как утечки по золотнику малы, а по поршню практически отсутствуют, можно составить гидравлическую схему (см. рис. IX.22, б) в виде ряда последовательно соединенных постоянных сопротивлений, двух регулируемых гидравлических сопротивлений в щелях золотниковой коробки и условного элемента с перепадом давления p_c , соответствующим нагрузке на поршень ($p_c = \frac{P_c}{F}$). На каждом гидравлическом сопротивлении возникают потери давления (в н/см²)

$$p_{ci} = \zeta_i \frac{\gamma v_i^2}{2g} = \frac{\rho}{2} \zeta_i v_i^2, \quad (\text{IX.32})$$

где ζ_i — коэффициент сопротивления;
 γ — объемный вес жидкости, н/см³;
 g — ускорение силы тяжести, см/сек²;
 v_i — скорость жидкости за местным сопротивлением, см/сек.

Связь между величиной открытия щели, нагрузкой на поршень и скоростью его движения устанавливается с помощью уравнения Бернулли и уравнения расходов для рассматриваемых гидравлических схем. При этом можно сделать ряд упрощающих допущений в отношении малых членов уравнений: Примем, что инерционным напором потока рабочей жидкости можно пренебречь, щели при четырехщелевом золотнике совершенно одинаковы, их периметр a не меняется с открытием (прямоугольная или кольцевая форма щели). Уравнение Бернулли для гидроусилителя с четырехщелевым золотником (см. рис. IX.22, а) будет иметь вид

$$p_0 + \alpha_0 \rho \frac{v_0^2}{2} = p_{cл} + \alpha_{cл} \rho \frac{v_{cл}^2}{2} + \sum \zeta_i \rho \frac{v_i^2}{2} + 2\zeta_p \frac{v^2}{2} + p_c, \quad (\text{IX.33})$$

где α_0 и $\alpha_{cл}$ — коэффициенты Кориолиса (полагаем $\alpha_0 = \alpha_{cл}$);
 v_0 и $v_{cл}$ — скорости на входе и выходе схемы (полагаем $v_0 = v_{cл}$);
 v — скорость жидкости в щелях;
 ζ — коэффициент гидравлических сопротивлений для регулируемых щелей.

Так как расчет производится без учета утечек, уравнение расхода будет следующим:

$$Q = \text{const} = v_i F_i = FV = axv, \quad (\text{IX.34})$$

где F_i — площадь сечения в отдельных местных сопротивлениях;
 F — рабочая площадь поршня;
 V — скорость движения поршня.

После преобразований уравнения (IX.33), в котором величины $v_i = \frac{FV}{F_i}$, а $v = \frac{FV}{ax}$, получим

$$p_0 - p_c = \zeta \rho \left(\frac{F}{ax} \right)^2 V^2 + \sum \zeta_i \frac{\rho}{2} \left(\frac{F}{F_i} \right)^2 V^2.$$

Следовательно, скорость движения поршня V связана с открытием щели x уравнением

$$V = \frac{ax\psi}{F} \sqrt{2\rho} \sqrt{p_0 - p_c}, \quad (\text{IX.35})$$

где $\psi = \frac{1}{\sqrt{2\zeta + \sum \zeta_i \left(\frac{ax}{F} \right)^2}}$ — коэффициент, называемый по анало-

гии с истечением из одиночной щели эквивалентным коэффициентом расхода. При малых скоростях движения V и соответственно малых открытиях щели x сопротивление щели ζ велико, а члены $\zeta_i \left(\frac{ax}{F} \right)^2$ очень малы, поэтому $\psi = \frac{1}{\sqrt{2\zeta}}$. При больших открытиях щели второй член под корнем может стать соизмеримым с 2ζ , поэтому его необходимо учитывать.

Для других типов гидроусилителей могут быть получены зависимости, аналогичные уравнению (IX.35). По этому уравнению можно построить характеристики гидроусилителя. Зависимость скорости V от открытия щели x при постоянной нагрузке на поршень P_c называется регулировочной, или скоростной характеристикой. Эта характеристика показана на рис. IX.24, а. Теоретически скоростная характеристика — прямая. Фактически она имеет небольшую зону нечувствительности x_Δ (некоторую нелинейность) вследствие изменения эквивалентного коэффициента расхода ψ и ограничения скорости по производительности питающего насоса. Крутизна скоростной характеристики при холостом ходе определяется коэффициентом усиления по скорости (в 1/сек)

$$k_v = \frac{V}{x} = \frac{a\psi}{F} \sqrt{2\rho p_0}. \quad (\text{IX.36})$$

Скорость движения поршня из (IX.35) и (IX.36)

$$V = k_v \sqrt{1 - \frac{p_c}{p_0}} x. \quad (\text{IX.37})$$

При помощи зависимости (IX.37) можно построить поле характеристик для разных постоянных нагрузок (рис. IX.24, а) и внешнюю или статическую характеристику $V = f\left(\frac{p_c}{p_0}\right)$ при постоянных значениях открытия щели (рис. IX.24, б).

Очевидно, зависимости (IX.35), (IX.36) и (IX.37) справедливы для любой гидропередачи с дроссельным золотниковым

регулированием и управлением силовым цилиндром, а также для гидроусилителей скоростного типа, не имеющих обратной связи. По мере увеличения нагрузки на поршень и приближе-

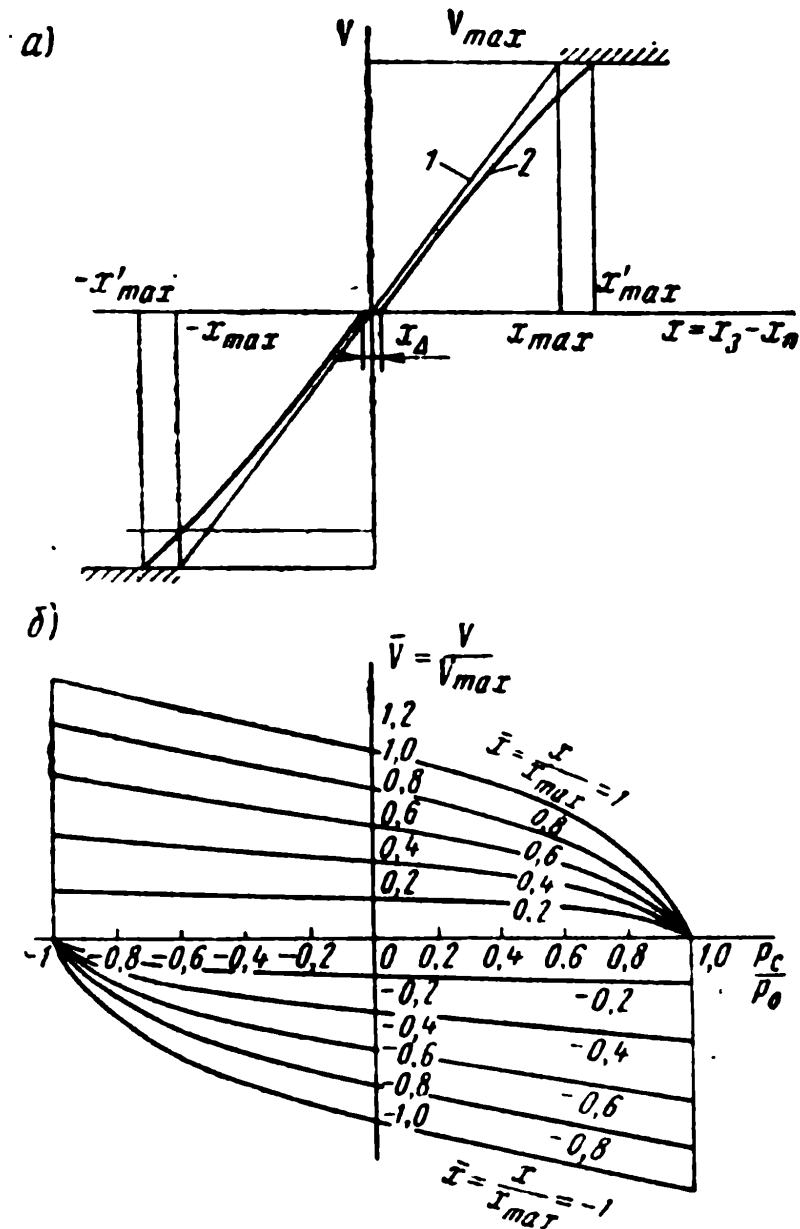


Рис. IX.24. Регулировочные характеристики гидроусилителя с идеальным золотником:

а) — скоростная характеристика, на которой 1 — расчетная зависимость и 2 — экспериментально полученная зависимость; б) — внешняя статическая характеристика при $x = const$

ния $\frac{P_c}{P_0}$ к единице скорость движения поршня начинает резко уменьшаться. Можно показать, что наибольший к. п. д. гидроусилителя будет при условном давлении нагрузки $\frac{2}{3} P_0 = P_c$. Поэтому, проектируя гидроусилитель, следует выбирать площадь поршня F по наибольшей нагрузке $(P_c)_{max}$, обеспечивая

$$(P_c)_{max} = \frac{(P_c)_{max}}{F} \approx 0,7 P_0 [88].$$

В позиционных гидроусилителях величина открытия щели устанавливается автоматически в зависимости от режима работы и равна разности пути золотника и поршня $x_3 - x_n$. Следовательно, из (IX.35)

$$x_3 - x_n = \frac{1}{\frac{a\psi}{F} \sqrt{2\rho(\rho_0 - \rho_c)}} \cdot \frac{dx_n}{dt} \quad (\text{IX.37}')$$

или из (IX.36)

$$x_3 - x_n = \frac{1}{k_v \sqrt{1 - \frac{\rho_c}{\rho_0}}} \cdot \frac{dx_n}{dt} \quad (\text{IX.37}'')$$

Для получения малой ошибки в работе гидроусилителя необходимо увеличивать периметр щели a , уменьшать все гидравлические сопротивления за исключением щелей в золотниковой паре, что увеличивает коэффициент ψ , и работать при малых отношениях $\frac{\rho_c}{\rho_0}$, что предопределяет работу при малом к.п.д. гидроусилителя.

Для решения дифференциального уравнения (IX.37') или (IX.37'') нужно прежде всего определить характер нагрузки на поршень (P_c и соответственно ρ_c). В общем случае эта нагрузка составляется силами инерции P_j , вязкого P_μ и граничного P_f трения, внешними статическими нагрузками P_Φ :

$$P_c = P_j + P_\mu \pm P_f \pm P_\Phi = M \frac{d^2 x_n}{dt^2} + k_\mu \frac{dx_n}{dt} \pm P_f \pm P_\Phi, \quad (\text{IX.38})$$

где M — приведенная масса;

k_μ — коэффициент пропорциональности.

Решение уравнения (IX.37) с учетом всех членов нагрузки затруднительно и нецелесообразно. На регулирующий орган насоса действуют различные силы, из которых главное воздействие на поршень гидроусилителя оказывают силы, вызванные перепадом давления в гидropередаче, и пропорциональное им сопротивление в опорах регулирующих органов. При статической нагрузке на гидropередачу это давление практически не зависит от скорости движения регулирующего органа. При преобладании инерционной нагрузки на гидropередаче давление в магистралях в основном пропорционально скорости движения регулирующего органа, которая определяет ускорение движения инерционных масс. В первом случае ($P_c = \text{const}$) уравнение (IX.37) становится линейным дифференциальным уравнением первого порядка с постоянными коэффициентами. Его решение дает экспоненциальную зависимость переходного процесса при

слежении поршня за золотником (рис. IX.25) с постоянной времени (в сек).

$$\tau = \frac{1}{k_0 \sqrt{1 - \frac{P_c}{P_0}}} = \frac{1}{\frac{\alpha \psi}{F} \sqrt{2\rho(P_0 - P_c)}}. \quad (\text{IX.39})$$

Во втором случае ($P_c = kV$) уравнение (IX.37) становится нелинейным, без линеаризации использовать его при частотном методе анализа системы уже нельзя.

Еще более сложные уравнения необходимо решать при учете всех членов уравнения (IX.38). Практически задача значительно упрощается, если рабочие режимы гидropередачи при автоматическом управлении характеризуются значительно меньшими нагрузками, чем максимально возможные. В этом случае влияние нагрузки гидropередачи уже незначительно сказывается на работе гидроусилителя и его можно описывать линейным дифференциальным уравнением с постоянными коэффициентами.

Обычный режим работы гидроусилителя насоса следующий. Гидроусилитель рассчитан на перемещение регулирующего органа при максимальной нагрузке $(P_c)_{\max}$, которую он преодолевает при давлении $p_c = \frac{(P_c)_{\max}}{F} = 0,7 p_0$. При работе гидropередачи в режиме автоматического слежения среднее давление в ее магистралях примерно в четыре раза меньше максимального. Соответственно средняя нагрузка на гидроусилитель $(P_c)_{\text{ср}} = \frac{1}{4} (P_c)_{\max}$.

Нагрузка периодически пульсирует относительно ее среднего значения с более высокой частотой и амплитудой порядка $\frac{1}{2} (P_c)_{\text{ср}}$. В рассматриваемом примере величина τ по уравнению (IX.39) будет меняться в пределах 1,05—1,16 от τ_x при холостом ходе. Поэтому можно вести расчет, считая $\tau = \text{const} = 1,1 \tau_x = \frac{1,1}{k_0}$.

Передаточная функция позиционного гидроусилителя может быть записана в форме

$$\frac{x_n(s)}{x_s(s)} = \frac{1}{1 + \tau s}, \quad (\text{IX.40})$$

где $s = i\omega$ — переменная Лапласа.

Уравнение (IX.40) — передаточная функция идеального интегрирующего звена, замкнутого единичной обратной связью.

Постоянная времени τ рассчитывается по уравнению (IX.39) для средней нагрузки $(P_c)_{\text{ср}}$ на гидроусилитель, амплитуда ко-

лебания которой в режиме слежения меньше среднего значения нагрузки. При расчете τ предполагается, что эквивалентный коэффициент расхода ψ постоянен и равен для четырехщелевого золотника $0,4 \div 0,45$. В действительности ψ меняется в зависимости от формы кромок золотника, величины зазора между золотником и втулкой, величины перекрытия и вязкости масла

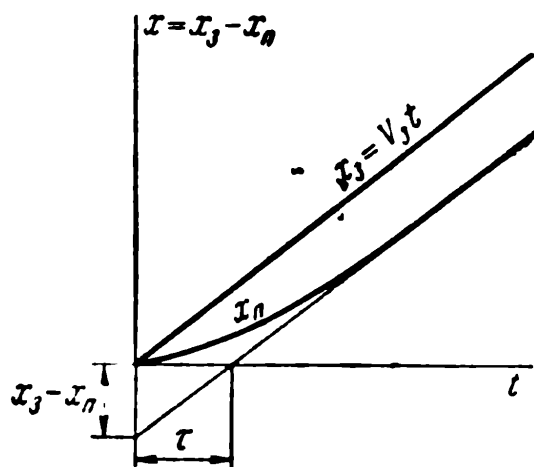


Рис. IX.25. Характеристика позиционного гидроусилителя при отработке гидропередачей статической нагрузки

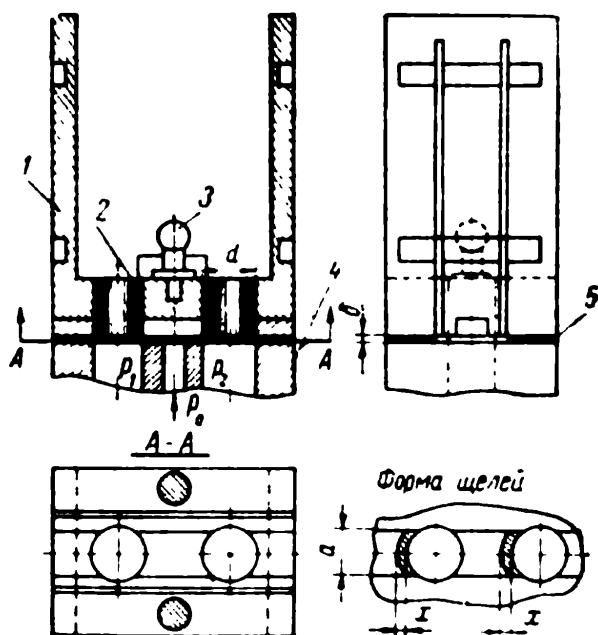


Рис. IX.26. Четырехщелевой золотник плоской формы:

1 — пружинная подвеска; 2 — запирающие стержни золотника; 3 — поводок; 4 — основание золотника; 5 — прокладка, обеспечивающая заданное значение зазора δ

в пределах от 0,3 до 0,58 [19, 88, 95]. Если гидроусилитель работает в основном в области самых малых скоростей слежения, следует брать минимальное значение $\psi = 0,3$.

Для работы гидроусилителя большое значение имеет отклонение фактических размеров золотника и втулки от их номинальных значений. Номинально золотниковая пара выбирается по схеме идеального золотника, при которой размер окон втулки равен размеру поясков золотника (нулевое перекрытие). Фактически такие размеры можно обеспечить только специальными методами обработки, наиболее простыми для конструкции так называемого плоского золотника (рис. IX.26). В этой конструкции рабочие щели образуются между круглыми отверстиями в неподвижной втулке и цилиндрическими выступами на золотнике с совершенно одинаковым размером, получаемым совместной обработкой двух деталей.

Широко распространенные цилиндрические золотники имеют по диаметру зазор со втулкой порядка $6 \div 15$ мкм. Для получения минимальной зоны нечувствительности x_{Δ} допуски на

линейные размеры золотника и втулки назначаются так, чтобы внутренние кромки образовывали перекрытие в $8 \div 10$ мкм. Для обеспечения устойчивости следящего привода и виброустойчивости гидроусилителя наружные кромки выполняют с некоторым перекрытием, хотя это и понижает точность работы. При указанных зазорах это перекрытие должно быть равно $20 \div 30$ мкм. Метод расчета оптимальных величин первоначального открития и перекрытия кромок рассмотрен В. А. Хохловым [88].

§ IX.10. Расчет усилия на золотнике гидроусилителя

Расчет усилия на золотнике гидроусилителя проводится на силы инерции P_j , силы вязкого P_μ и граничного P_f трения, на силу реакции вытекающей и натекающей струй P_ν и, если золотник подперт пружиной, то на усилия сжатия пружины.

Многочисленные аналитические и экспериментальные исследования [88] позволяют рекомендовать для четырехщелевого золотника зависимость усилия P_ν (в н) от перемещения золотника x в виде равенства

$$P_\nu = (5 \div 6) axr_\tau, \quad (\text{IX.41})$$

причем P_ν действует по направлению движения золотника, стремясь поставить его в начальное положение.

Однако сила P_ν существенно зависит от конструктивных форм выполнения золотника. Так, для конструкций, показанных на рис. IX.21,б и IX.22,а, вытекающая струя направлена в полость слива и на золотник не действует.

Изменения величины и направления сил, действующих на золотник, могут приводить к возникновению вибрации золотника.

Сила вязкого трения P_μ может иметь значение при работе на очень вязком масле (работа устройства зимой на открытом воздухе). Сила граничного, или сухого, трения P_f возникает главным образом вследствие бокового давления на золотник при нарушении его цилиндрической формы за счет погрешностей изготовления. Для уменьшения P_f необходимо уменьшать площадь поясков, находящихся под действием давления, делать на золотнике проточки для выравнивания давления на боковые стороны и конусность на поясках с увеличением диаметра в направлении уменьшения давления по пояску. Последнее мероприятие придает золотнику свойство самоустанавливаться в центральное положение [47]. Для уменьшения сил трения и устранения зоны нечувствительности золотнику сообщается высокочастотное осциллирующее движение — вибрация — от специальных вибрационных механизмов насоса или управляющего

механизма (вибрационная линеаризация). Частота вибрации выбирается в интервале 25—90 гц, а амплитуда подбирается при регулировке системы.

§ IX.11. Двухкаскадный позиционный гидроусилитель

Двухкаскадный позиционный гидроусилитель обычно содержит в первом каскаде скоростного типа механизм «сопло—заслонка». Рабочий процесс таких гидроусилителей рассмотрен во многих работах [12, 18, 88 и др.]. Для управления регулируемыми насосами обычно применяют гидроусилители позиционного типа (пропорциональное управление), обеспечивающие перемещение регулирующего органа насоса, пропорциональное электрическому управляющему сигналу очень малой мощности.

На двухкаскадный позиционный гидроусилитель с механизмом типа «сопло—заслонка» и пружинной обратной связью на управляющий золотник для регулирования насосов в 1958 г. было выдано авторское свидетельство № 116425 «Электрогидравлическая следящая система с насосом переменной производительности» (Д. И. Гордеев, Ю. А. Данилов, В. Е. Киселев, А. С. Парфенов, Ю. А. Соколов и Л. А. Кондаков).

Отличительной особенностью подобного гидроусилителя (см. рис. IX.23,б) является пружинная обратная связь между исполнительным гидроцилиндром, который управляет регулируемым насосом, и управляющим золотником. Динамика такого гидроусилителя с единичной обратной связью была обследована в работе [18], в которой показано, что применение обратной связи улучшает динамические качества системы путем уменьшения постоянной времени примерно в пятнадцать раз. Первый каскад вырабатывает два управляющих давления p_1 и p_2 , действующих на торцы золотника второго каскада и устанавливающих его в нужное положение. Первый каскад имеет два симметричных плеча, каждое из которых содержит переменное гидравлическое сопротивление δ и дроссель с постоянным сопротивлением ϵ . При среднем положении заслонки δ между торцами сопел в обоих плечах — одинаковые расходы жидкости $Q_1 = Q_2$. При этом перепады давления на дросселях ϵ и ϵ' одинаковы и на торцы золотника действуют одинаковые давления $p_1 = p_2$. При $p_1 = p_2$ золотник 3 , поршень гидроусилителя 1 и связанный с ним регулирующий орган насоса должны находиться в среднем положении, что достигается регулировкой плеч обратной связи с пружинами 2 .

Если под действием управляющего сигнала заслонка повернется в некоторое иное положение, регулирующий орган насоса также переместится в соответствующее положение, пропорцио-

нальное управляющему сигналу. Пусть заслонка отклонится влево. Тогда расход в левом плече первого каскада уменьшится вследствие уменьшения проходного сечения между соплом и заслонкой. Соответственно расход в правом плече увеличится. Следовательно, перепад давления на дросселе 4 уменьшится, а на дросселе 4' увеличится, давление p_1 увеличится, а p_2 уменьшится. Разность давлений $p_1 - p_2$ создает силу, которая будет смещать золотник вправо до тех пор, пока эта сила не уравновесится пружинами обратной связи. Но одновременно золотник откроет щели и подаст жидкость под поршень гидроусилителя, который будет перемещаться вправо, поворачивать тяги обратной связи, уменьшая сжатие пружины левого плеча и увеличивая сжатие пружины правого плеча. Этот процесс будет продолжаться до уравнивания сил, действующих на золотник, и закончится, когда перемещение поршня будет пропорционально повороту заслонки.

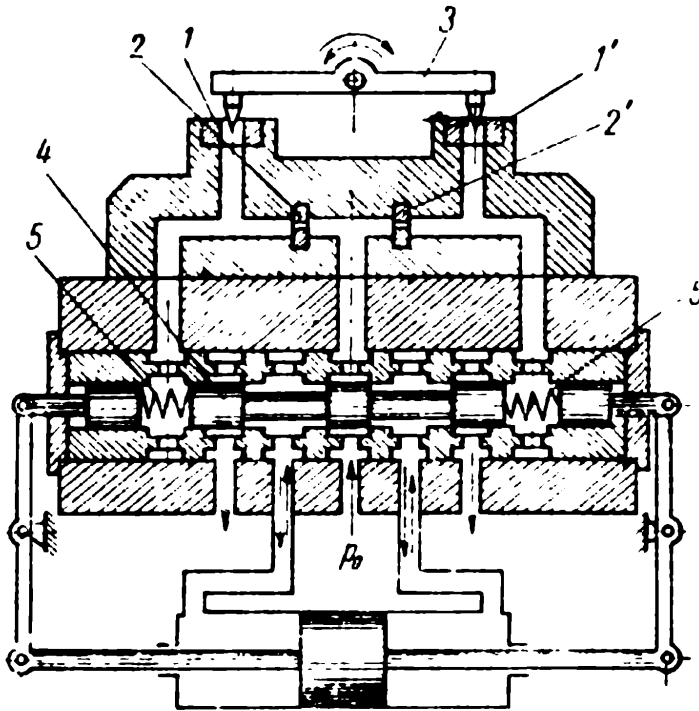


Рис. IX.27. Двухкаскадный гидроусилитель игольчатого управления с пружинной обратной связью на втором каскаде: 1 и 1' — седла управляющих клапанов; 2 и 2' — дроссели; 3 — рычаг управляющих клапанов; 4 — золотник; 5 и 5' — пружины обратной связи

В первом каскаде могут быть применены и другие типы регулируемых гидравлических сопротивлений. Например, на рис. IX.27 показан аналогичный позиционный гидроусилитель с игольчатыми дросселями, регулируемый позиционным электромагнитом. Элемент типа «сопло — заслонка» (рис. IX.28) имеет следующие преимущества: отсутствие трения при перемещении заслонки, ничтожная инерционность заслонки, малый расход жидкости через сопла и малые перемещения управляющего устройства. Это позволяет достигать в первом каскаде очень высокого быстродействия при наименьшей мощности электромеханического преобразователя. Вследствие малого расхода через сопла низкий к. п. д. первого каскада практически не влияет на общий к. п. д. гидроусилителя.

Расчет первого каскада гидроусилителя (рис. IX.28 и IX.29) основывается на следующих соотношениях. Первый каскад должен обеспечить разность давлений $p_1 - p_2$, преодолевающую сопротивление золотника

338

$$p_1 - p_2 = \frac{P_3}{F_3}, \quad (\text{IX.42})$$

где P_3 — наибольшее усилие для перемещения золотника, определяемое по уравнению (IX.41);
 F_3 — активные площади, площадь торцев золотника.

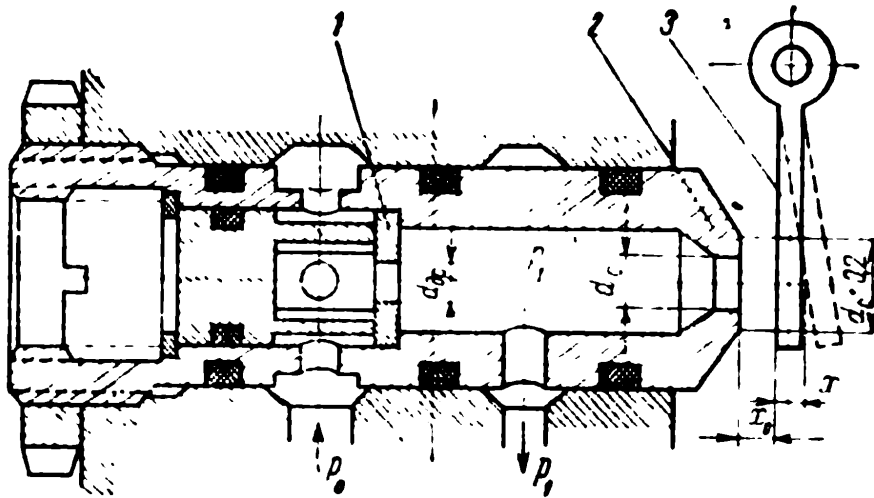


Рис. IX.28. Элемент «сопло—заслонка»:
 1 — дроссель; 2 — сопло; 3 — заслонка

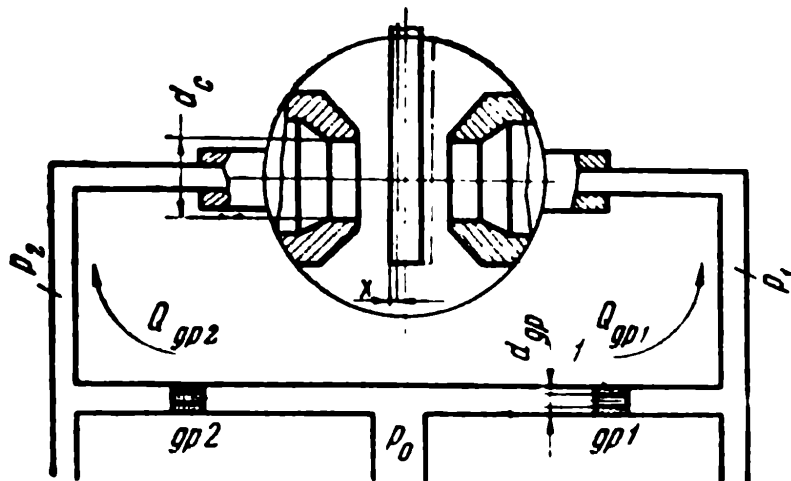


Рис. IX.29. Первый каскад гидроусилителя типа «сопло—заслонка»

Давление на торец золотника (p_1 или p_2) в статике определяется перепадом давления на дросселях ($\Delta p_{др1}$ или $\Delta p_{др2}$)

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= p_0 - \Delta p_{др1} \text{ и } p_2 = p_0 - \Delta p_{др2} \\ \frac{p_1}{p_0} &= \frac{1}{1 + \left(\frac{2d_c}{d_{др}}\right)^4 \left(\frac{x_1}{d_c}\right)^2} \text{ и } \frac{p_2}{p_0} = \frac{1}{1 + \left(\frac{2d_c}{d_{др}}\right)^4 \left(\frac{x_2}{d_c}\right)^2} \end{aligned} \right\} \quad (\text{IX.43})$$

где p_0 — постоянное давление питания первого каскада.

Перепады давления $\Delta p_{др1}$ и $\Delta p_{др2}$ определяются расходом через дроссели $Q_{др1}$ и $Q_{др2}$:

$$Q_{др1} = \mu_{др} F_{др} \sqrt{2\rho(p_0 - p_1)} \text{ и } Q_{др2} = \mu_{др} F_{др} \sqrt{2\rho(p_0 - p_2)}. \quad (\text{IX.44})$$

Расход через дроссель $Q_{др1}$ при стационарном режиме работы равен расходу через соответствующее сопло $Q_{с1}$ (и $Q_{др2} = Q_{с2}$):

$$Q_{с1} = \mu_c \pi d_c \sqrt{2\rho p_1} x_1 \text{ и } Q_{с2} = \mu_c \pi d_c \sqrt{2\rho p_2} x_2. \quad (\text{IX.45})$$

В уравнениях (IX.44) и (IX.45) μ_c и $\mu_{др}$ — коэффициенты расходов, $F_{др}$ — площадь сечения канала дросселя, d_c — диаметр сопла, x_1 и x_2 — расстояния от сопла до заслонки. Если максимальное расстояние от сопел до среднего положения заслонки обозначить через x_0 , то

$$x_1 = x_0 + x \text{ и } x_2 = x_0 - x, \quad (\text{IX.46})$$

где x — перемещение заслонки.

Решая уравнения (IX.43) ÷ (IX.46), получаем отношения давлений $\frac{p_1}{p_0}$ и $\frac{p_2}{p_0}$ в функции от смещения заслонки x , представленные на графиках рис. IX.30. Каждое из этих отношений

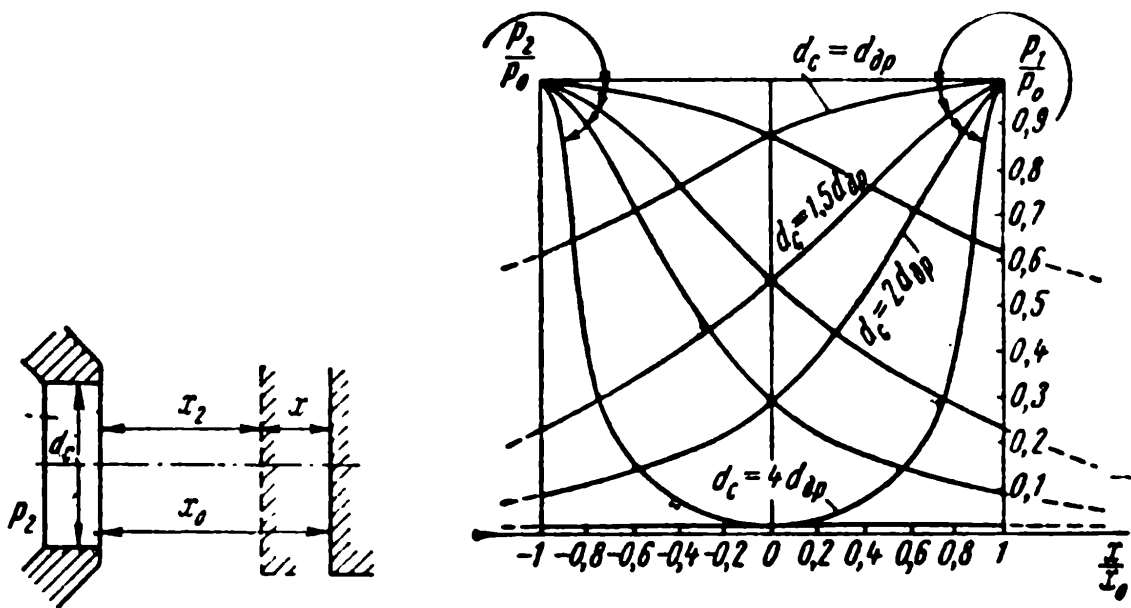


Рис. IX.30. Характеристика гидроусилителя типа «сопло—заслонка»

является нелинейным, однако можно подобрать такие размеры дросселей и сопел, при которых разность давлений будет линейно изменяться при перемещении заслонки:

$$\left. \begin{aligned} p_1 - p_2 &= cx = c_1 p_0 \frac{x}{d_c}; \\ c_1 &= \frac{4 \left(2 \frac{d_c}{d_{др}} \right)^4 \frac{x_0}{d_c}}{\left[1 + \left(\frac{2d_c}{d_{др}} \right)^4 \left(\frac{x_0}{d_c} \right) \right]^2}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{IX.47})$$

где c_1 — коэффициент, определяемый соотношением диаметров d_c , $d_{др}$ и размером x_0 , причем $c_1 = f\left(\frac{d_c}{d_{др}}; \frac{x_0}{x_c}\right) = 7 \div 8$.

Линейность равенства (IX.47) с достаточной для практических целей точностью обеспечивается по предложению Ю. А. Данилова при соотношениях $d_c = (1,5 \div 1,7) d_{др}$, $p_1 = p_2 = 0,4 p_0$ и $x_0 = 0,125 d_c$.

Расчет второго каскада гидроусилителя аналогичен изложенному расчету гидроусилителя с четырехщелевым золотником.

§ IX.12. Последовательность расчета однокаскадного гидроусилителя

Последовательность расчета однокаскадного гидроусилителя по заданной постоянной времени τ (см. рис. IX.25) основывается на использовании равенства (IX.39).

По величине давления подпитки p_0 выбирается наибольшее значение $(p_c)_{\max} = 0,7 p_0$, по которому и значению наибольшего усилия на регулирующем органе гидроусилителя $(P_c)_{\max}$ находится активная площадь поршня гидроусилителя

$$F = \frac{(P_c)_{\max}}{(p_c)_{\max}} \approx \frac{3}{2} \cdot \frac{(P_c)_{\max}}{p_0} = \frac{\pi d^2}{4}. \quad (\text{IX.48})$$

По заданному значению постоянной времени τ (обычно принимаемой равной $0,005 \div 0,01$ сек) при помощи уравнения (IX.39) определяют дросселирующий периметр золотника гидроусилителя, а значит, и его диаметр d_3 :

$$a = \pi d_3 = \frac{F}{\tau \psi \sqrt{2 p_0} \sqrt{1 - \frac{p_c}{p_0}}}, \quad (\text{IX.49})$$

где $\psi = 0,3 \div 0,58$ (меньшие значения для малых скоростей слежения). Поскольку увеличение диаметра золотника уменьшает постоянную времени, то, принимая $\psi = 0,3$, можно обеспечить заданное значение τ даже на малых скоростях слежения и диаметр золотника следует выбирать из равенства

$$d_3 \geq \frac{1,84 F}{\tau \sqrt{2 p_0}}. \quad (\text{IX.50})$$

§ IX.13. Подпиточный — вспомогательный насос

Подпиточный — вспомогательный насос, обычно шестеренный (реже — шиберный). Для гидропередаточного ручного управления производительность определяется внешними утеч-

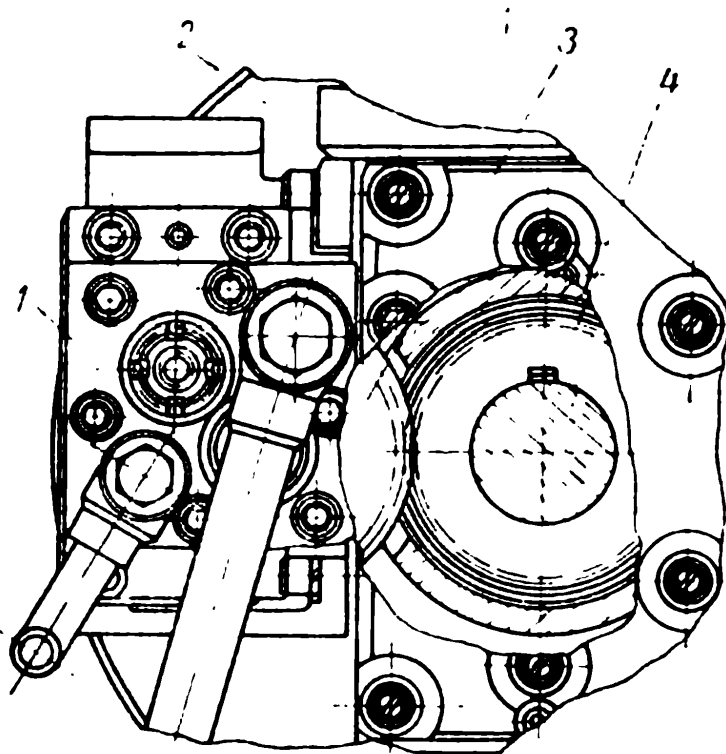


Рис. IX.31. Привод вспомогательного насоса от вала (вид с торца)

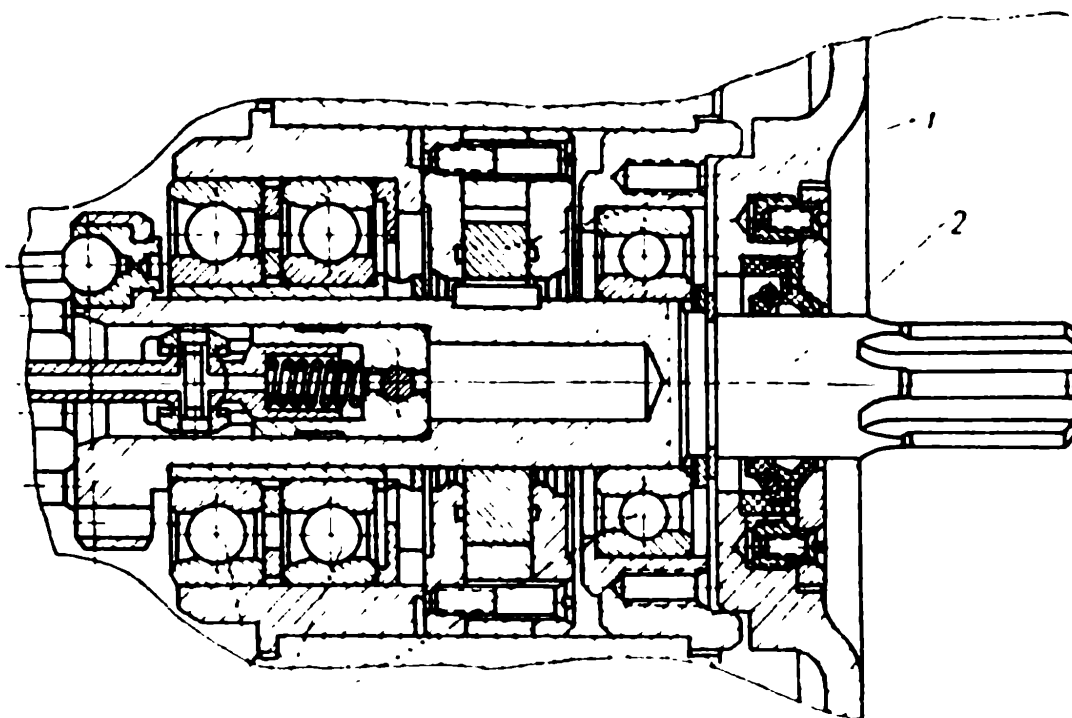


Рис. IX.32. Шиберный вспомогательный насос на валу аксиально-поршневой гидромашины

ками, а для гидropередач автоматического управления — и расходом, идущим на питание системы гидроавтоматики.

Имея в виду, что объемный к.п.д. гидropередачи оценивает все виды объемных потерь, а не только внешние утечки из рабочих полостей, необходимая подача вспомогательного насоса гидropередачи ручного управления

$$Q_{\text{в}} = k(1 - \eta_{\text{o min}})Q_{1\text{max}}, \quad (\text{IX.51})$$

где $Q_{1\text{max}}$ — наибольшая подача насоса гидropередачи;

$\eta_{\text{o min}}$ — наименьшее значение объемного к.п.д. гидropередачи и для гидромашин с торцевым распределением;

$k = 0,65 \div 0,75$ — коэффициент, определяющий долю внешних утечек в общих объемных потерях, оцениваемых величиной $\eta_{\text{o min}}$.

Дополнительная подача вспомогательного насоса гидropередачи автоматического управления

$$\Delta Q = \frac{V_{\text{max}}}{\Delta t \eta_{\text{oу}}}, \quad (\text{IX.52})$$

где V_{max} — максимальный объем рабочей жидкости, необходимый для наибольшего возможного перемещения силового звена регулирующего органа (например, поршня, гидроцилиндра);

Δt — время его перемещения;

$\eta_{\text{oу}}$ — объемный к.п.д. гидроусилителя.

Действительная производительность вспомогательного насоса должна быть больше $Q_{\text{в}}$ на величину ΔQ .

Вспомогательный насос 1 обычно устанавливается в насосе гидropередачи на фланце основного насоса 2 (рис. IX.31) с отбором мощности посредством шестеренчатой передачи 3 и 4. Желательно устанавливать вспомогательный насос под заливом с возможно низким расположением приемного окна, которое не должно перекрываться приводной шестерней. Если это невозможно, то торец приводной шестерни должен быть удален от приемного окна не менее чем на $12 \div 15$ мм.

Если в качестве вспомогательного насоса применяется шиберный 1, то его устанавливают на валу 2 насоса гидropередачи (рис. IX.32) между подшипниками 3. Такая компоновка существенно уменьшает габариты гидropередачи и упрощает конструкцию.

§ IX.14. Механизм ручного управления

Механизм ручного управления аксиально-поршневых гидромашин с силовым карданом (рис. IX.33 и VII.2) обычно выполняется в виде червячной передачи 1, перемещаю-

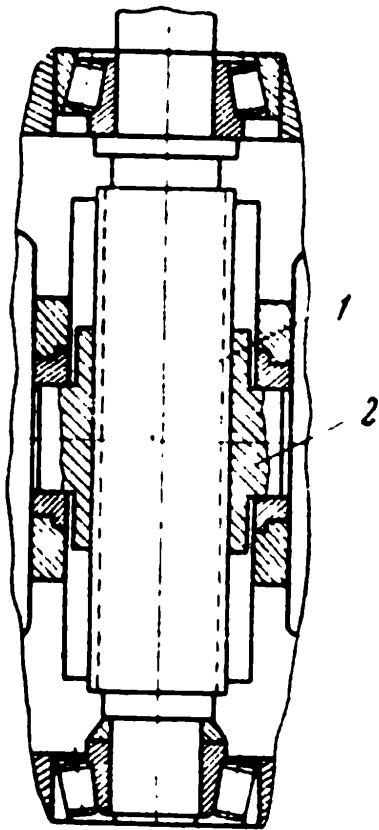


Рис. IX.33. Червячная передача механизма ручного управления

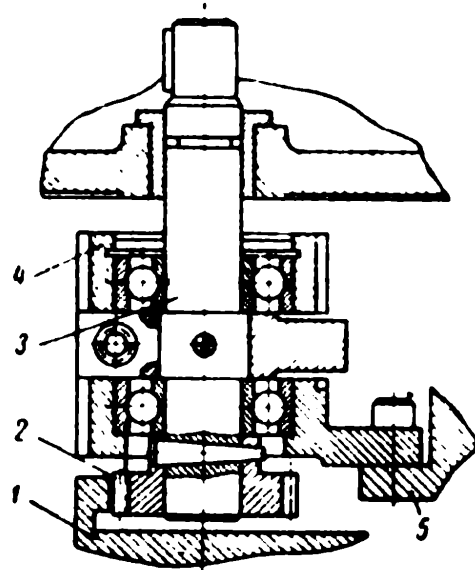


Рис. IX.34. Управление через зубчатый сектор

щей гайку 2. Наибольший угол поворота управляющего вала принимается равным $\pm 265 \div 285^\circ$.

В аксиально-поршневых гидромашинах с точечным касанием применяют непосредственный поворот оси чашки упорного диска при помощи маховика, или рычаг А с тягой от валика управления.

В аксиально-поршневых гидромашинах с двойным несилковым карданом (см. рис. VII.21) применяют зубчатую передачу в виде зубчатого сектора 1 (рис. IX.34), укрепленного на люльке регулируемого насоса, причем сектор поворачивается при помощи шестерни 2, вращающейся от управляющего валика 3 с опорным корпусом 4, закрепленным на кронштейне 5 регулируемого насоса. Наибольший угол поворота управляющего валика 3 при переброске люльки обычно принимается равным $\pm 120 \div 270^\circ$.

§ IX.15. Нуль-установитель

Нуль-установитель — устройство, устанавливающее регулируемый насос на нулевую производительность при выключении или аварии приводного электродвигателя, а также при падении давления в системе подпитки. Применяется он для

ограничения нагрузки на приводной двигатель при запуске и выключении на аварийных режимах. Нуль-установитель обычно представляет собой пружинное устройство, действующее через поршни 3 и рычаг 2 на валик управления 1 (рис. IX.35) через гидроусилитель либо непосредственно на люльку насоса.

При работе нуль-установителя через гидроусилитель необходим аккумулятор, который при падении давления в системе подпитки должен обеспечить подачу жидкости (рис. IX.36).

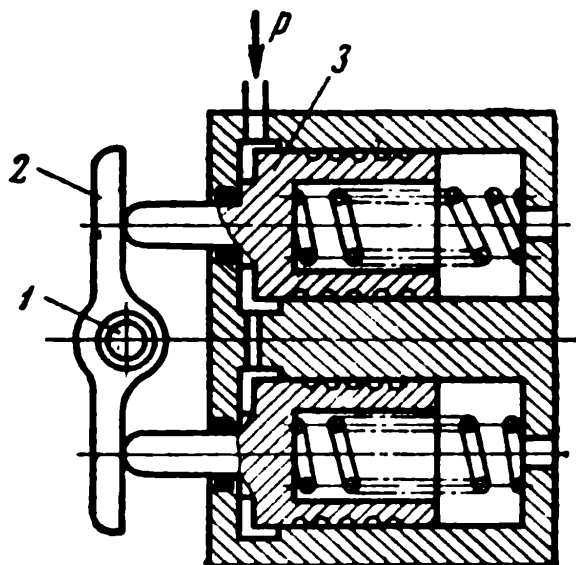


Рис. IX.35. Нуль-установитель

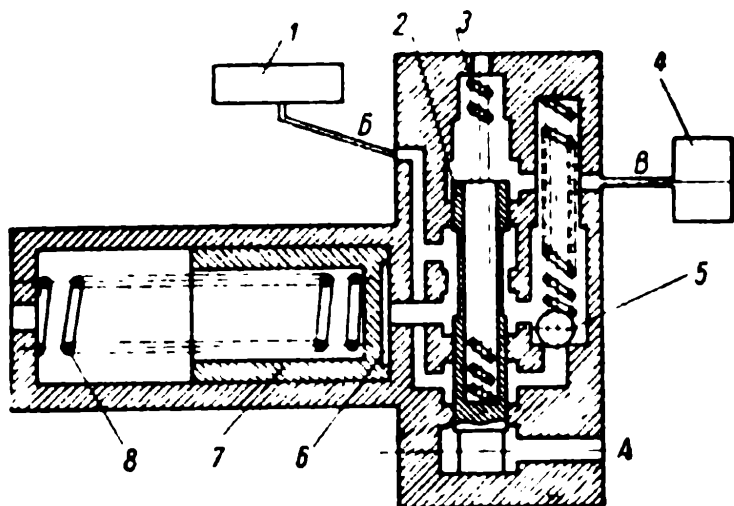


Рис. IX.36. Пружинный аккумулятор

Рабочая жидкость от вспомогательного насоса по каналу А попадает в головку нуль-установителя. Жидкость поднимает клапан 2, поджатый пружиной 3, и соединяет канал А с каналом Б, питающим гидроусилитель 1, а также каналом В, ведущим в нуль-установитель 4 и в рабочую полость 6 пружинного аккумулятора, состоящего из поршня 7, нагруженного пружиной 8. На входе в аккумулятор поставлен обратный клапан 5. При падении давления в линии подпитки клапаны 2 и 5 под воздействием пружин закрываются, аккумулятор через канал Б окажется соединенным с гидроусилителем, канал В, ведущий к корпусу нуль-установителя (рис. IX.35), будет изолирован от рабочей жидкости, находящейся под давлением, и пружины нуль-установителя поставят насос в положение нулевой производительности.

При перестановке регулирующего органа поршни в цилиндрах перемещаются. Если распределитель будет иметь положительное перекрытие, то нуль-установитель не сможет выполнить свои обязанности при останове одного из цилиндров на перемычке распределителя. Поэтому регулируемые насосы с нуль-установителями должны снабжаться распределителями с нулевым перекрытием.

Объем аккумулятора выбирается из условия обеспечения 1,5÷2,0 переборки регулирующего органа.

Пружина аккумулятора выбирается так, чтобы начало зарядки могло происходить при давлении, несколько меньшем давления подпитки. Однако в заряженном положении давление не должно быть выше давления подпитки. Поэтому жесткость пружины должна быть небольшой (иногда для понижения жесткости при достаточном усилии поджатия ставят две пружины).

§ IX.16. Механизм стабилизации момента

Механизм стабилизации момента обеспечивает работу гидropередачи с регулируемым насосом и нерегулируемым гидродвигателем при помощи следящей системы, в которой задающим параметром является давление в напорной магистрали p_1 (пропорционально моменту), а выходной координатой — производительность насоса (рис. IX.37, а). В этом случае естественной обратной связью является изменение давления p_1 при изменении расхода.

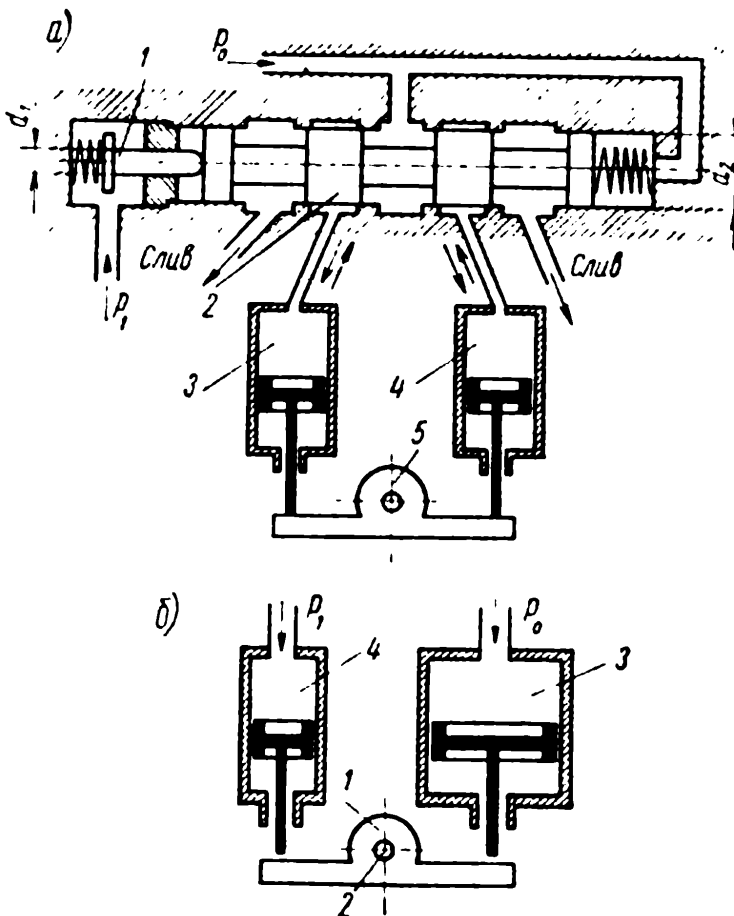


Рис. IX.37. Присоединение механизма стабилизации момента:

а) — присоединение через золотник; б) — непосредственное присоединение «сравнивающих» гидроцилиндров

Такой гидропривод обычно применяется в качестве централизованного источника питания систем, потребляющих переменный по времени расход. Преимуществом данной системы является более высокий к. п. д. по сравнению с гидроприводом в виде нерегулируемого насоса, давление подачи которого поддерживается при помощи непрерывно работающего переливного клапана.

Золотник 2 гидроусилителя (рис. IX.37, а) выбирается так, чтобы под воздействием усилия правой пружины и давления вспомогательного насоса p_0 , с одной стороны, и под воздействием регулируемого давления p_1 через вспомогательный поршень 1 и левую пружину, с другой стороны, он находился бы в нейтральном положении. Всякое изменение регулируемого давления приведет к смещению золотника 2 и при помощи гидроцилиндров 3 и 4 переместит орган управления насоса 5. Направление переме-

вспомогательного насоса p_0 , с одной стороны, и под воздействием регулируемого давления p_1 через вспомогательный поршень 1 и левую пружину, с другой стороны, он находился бы в нейтральном положении. Всякое изменение регулируемого давления приведет к смещению золотника 2 и при помощи гидроцилиндров 3 и 4 переместит орган управления насоса 5. Направление переме-

щения органа управления насоса должно быть выбрано таким, чтобы при уменьшении давления подача увеличивалась, и наоборот.

Второй вариант следящей системы показан на рис. IX.37,б, где регулируемое давление p_1 воздействует на меньший гидроцилиндр 4, а постоянное давление вспомогательного насоса p_0 — на больший гидроцилиндр 3, поворачивая через рычаг 1 орган управления насоса 2.

При большом различии давлений p_1 и p_0 размеры гидроцилиндров будут значительно отличаться друг от друга и рычаг 1 придется делать неравноплечим.

Недостатки системы — недостаточное быстродействие, особенно второго варианта, нуждающегося в перепуске больших объемов рабочей жидкости, что приводит к чрезмерно большому демпфированию. Поэтому такие системы нуждаются в предохранительном клапане, а иногда и в аккумуляторе.

§ IX.17. Трубопроводы и присоединительная арматура

Трубопроводы и присоединительная арматура должны обладать прочностью, полной герметичностью и минимальными гидравлическими сопротивлениями. Для уменьшения потерь напора трубопроводы должны быть возможно более короткими, большого поперечного сечения с плавным изменением направления.

Во всасывающих трубопроводах допускается скорость до $1,5 \div 2,0$ м/сек, в напорных — до 3 м/сек, а в коротких — до 5 м/сек. В гидropередачах, работающих на больших перепадах, скорость в напорных линиях увеличивают.

По расходу и скорости определяют диаметр трубопровода в свету (в мм)

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}}, \quad (\text{IX.53})$$

где Q — расход, л/мин,

v — средняя скорость, м/сек.

Толщина стенки (в мм) выбирается по допускаемым напряжениям σ_p тонкостенной трубы на продольный разрыв при наибольшем рабочем давлении:

$$\delta = \frac{pd}{2\sigma_p}, \quad (\text{IX.54})$$

где p_{\max} , н/см², d , мм и σ_p , н/см², равное 30 ÷ 35% от предела прочности материала трубопровода.

Величина δ не должна быть меньше 1 мм для трубопроводов из цветных металлов и меньше 0,5 мм для стальных трубопроводов.

Радиус изгиба оси трубопровода R должен быть больше $3(d+2\delta)$, а овальность трубопровода $0,9 \leq \frac{a}{b} \leq 1,0$, где a и b — наибольшая и наименьшая оси сечения трубопровода. Нарушение этих условий существенно снижает срок службы трубопровода, особенно при пульсирующих нагрузках.

В качестве трубопроводов применяют стальные трубы ГОСТ 8732—58 и ГОСТ 8734—58, медные трубы ГОСТ 617—64,

Таблица IX.10

Внутренний диаметр d , мм	Допуск на размер внутреннего диаметра, мм	Толщина внутреннего резинового слоя, мм	Число металлических оплеток	Наружный диаметр D , мм	Допуск на размер наружного диаметра $\pm \Delta D$, мм
8	+0,5 ÷ -0,3	2,0	2	21	+1,5 ÷ -1,5
10	+0,5 ÷ -0,3	2,0	2	23	+1,5 ÷ -1,5
12	+0,5 ÷ -0,3	2,0	2	25	+1,5 ÷ -1,5
20	+0,5 ÷ -0,5	2,0	2	36	+1,5 ÷ -1,5
25	+0,5 ÷ -0,5	2,0	3	49	+1,5 ÷ -1,5
32	+0,5 ÷ -0,5	2,0	3	56	+1,5 ÷ -2,0
38	+0,5 ÷ -0,5	2,5	3	62,5	+1,5 ÷ -2,0

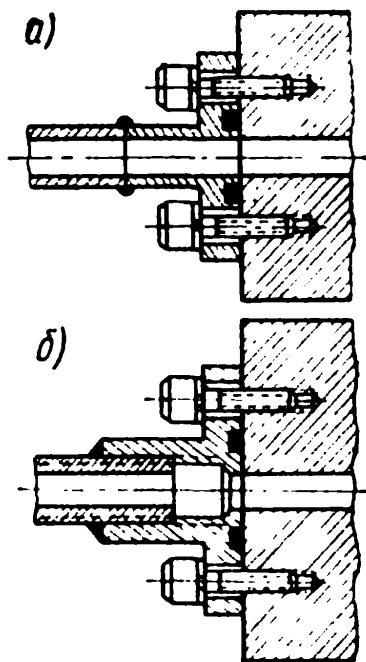


Рис. IX.38. Соединения трубопроводов при высоких давлениях

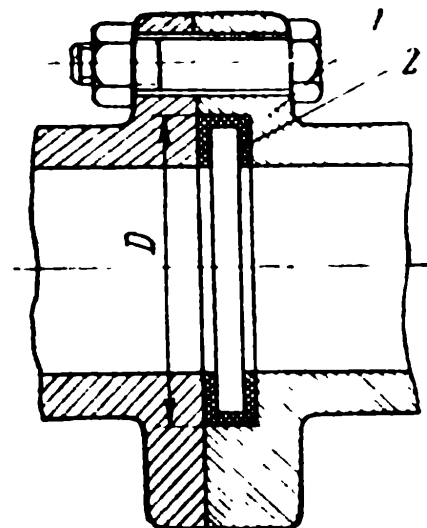


Рис. IX.39. Уплотнение фланцевого соединения П-образными кольцами:
1 — фланец; 2 — уплотнение

трубы из алюминиевых сплавов ГОСТ 4773—49 и АМТУ 481—61 и гибкие резино-тканевые шланги.

Сведения о гибких резиновых шлангах, имеющих толщину наружного резинового слоя в 1,2 мм, две текстильных оплетки и длину от 0,3 до 2,2 м, приведены в табл. IX.10.

При d до 25 мм шланги предназначены для работы на давления до 1500 н/см^2 ; испытываются на давления до 3000 н/см^2 и разрывное давление не менее 5000 н/см^2 . Для шлангов с $d=32 \text{ мм}$ эти значения снижаются соответственно до $700-1500-2800 \text{ н/см}^2$, а для шлангов с $d=38 \text{ мм}$ —до $700-1000-2800 \text{ н/см}^2$.

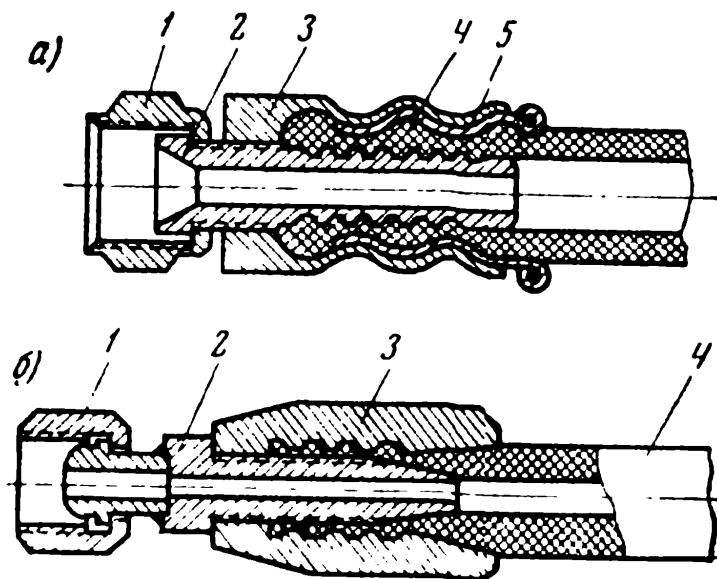


Рис. IX.40. Концевые соединения гибких шлангов:

а) — на высокие давления; б) — на средние давления

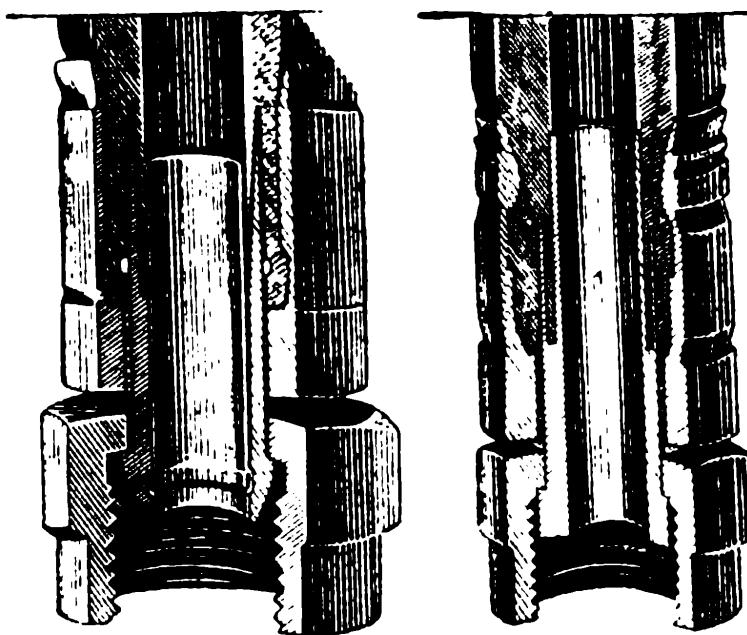


Рис. IX.41. Концевые соединения гибких шлангов

Гарантийный срок службы шлангов — шесть месяцев.

Соединение трубопроводов высокого давления с арматурой в зависимости от материала трубопровода осуществляется с помощью сварки и пайки. Стальные трубы в большинстве случаев соединяются с арматурой (рис. IX.38) сваркой (а) или на пропаянной латуню резьбе (б).

Герметичность фланцев обеспечивается или *O*-образными кольцами (см. рис. IX.38 и § IX.1) или *П*-образными уплотнениями (рис. IX.39).

Толщина фланца должна быть такой, чтобы под воздействием давления не было деформаций, приводящих к выдавливанию уплотняющего кольца через образующийся зазор. Усилие на болт P определяется из равенства

$$P = \frac{\pi D^2}{4z} p_{\max} + P_0, \quad (IX.55)$$

где D — внешний диаметр канавки под уплотнение, мм;
 z — число болтов, крепящих фланец;

p_{\max} — наибольшее давление рабочей жидкости, н/см²;

P_0 — предварительная затяжка болта, н.

На рис. IX.40,а показано соединение шланга 4 с накидной гайкой 1 при помощи обоймы 3, гильзы 5 и ниппеля 2 при давлении рабочей жидкости в 2000 ÷ 2500 н/см². Ниппель на хвостовой части снабжен нарезкой большого шага и соединяется с обоймой помощи резьбы.

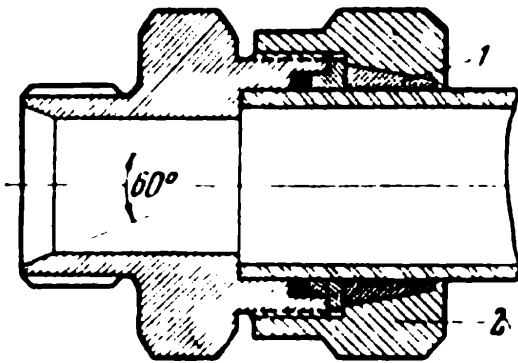


Рис. IX.42. Крепление концевое соединения на трубопроводе

При монтаже шланг с надетой на него гильзой вставляется упором в обойму 3, затем ввинчивается до упора ниппель 2 и обойма вместе с гильзой обжимаются.

При давлениях в 1000 ÷ 1500 н/см² применяется соединение, показанное на рис. IX.41. Шланг 4 с накидной гайкой 1 соединяется с ниппелем 2 при помощи зажимной обоймы 3. При монтаже шланг ввинчивается в обойму 3 до упора, затем ввинчивается ниппель 2, который своим коническим хвостовиком вводится в канавки резьбы обоймы и уплотняет соединение.

Другие два варианта концевых соединений шлангов показаны на рис. IX.41 и IX.42 — присоединение штуцера к трубопроводу высокого давления. Это устройство не требует никаких дополнительных присоединений и одевается на обратный конец трубы при помощи конической зазубренной полумуфты 1 и накидной гайки 2.

Арматура для трубопроводов низкого давления стандартизирована в различных ведомствах и сведения по ней могут быть найдены в различных справочных изданиях, например [6].

Арматура для трубопроводов низкого давления стандартизирована в различных ведомствах и сведения по ней могут быть найдены в различных справочных изданиях, например [6].

Г Л А В А X

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ПОТЕРЬ В РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИНАХ

§ X.1. Закономерности изменения потерь

Закономерности изменения потерь, а значит, и к.п.д. в роторных гидромашинах подлежат возможно более подробному выяснению в связи с тем, что потери в гидродвигателе при выводе дифференциального уравнения гидропередачи относят к нагрузке, которая определяет форму этого уравнения и числовые значения его коэффициентов — параметров переходного процесса. При любых переходных процессах потери энергии меняются, а значит, меняются и параметры. Важно знать, когда, в зависимости от каких величин и в каких пределах меняются параметры переходных процессов, так как от этого зависит и способ использования дифференциального уравнения, описывающего переходные процессы гидропривода.

Работа гидропривода на вязких рабочих жидкостях при существовании длинных и узких щелей в роторных гидромашинах приводит к тому, что утечки пропорциональны перепаду и чаще всего не зависят от числа оборотов. Поэтому утечки можно оценивать либо коэффициентом утечек L , либо угловой скоростью проскальзывания ω_0 , т. е. таким значением угловой скорости ротора гидромашин, при которой вся ее подача идет на утечки

$$Q_y = L\Delta p = \omega\omega_0. \quad (X.1)$$

В § VIII.4 приводились сведения о числе оборотов проскальзывания применительно к гидромашинам Брюнингхауз в форме

равенства (VIII.15), причем и для насосов и для гидродвигателей этого типа

$$\omega_0 = [(0,0015 \div 0,0025) + 0,0005(7 - i)] \pi \frac{\Delta p}{e}, \quad (\text{X.2})$$

где i — номер гидромашин ($i=1, 2, 3, 4, 5, 6$ и 7).

Так как утечки уменьшают подачу насоса, то

$$Q_1 = Q_{r1} - Q_{y1} = Q_{r1} \left(1 - \frac{Q_{y1}}{Q_{r1}}\right) = Q_{r1} \eta_{o1}$$

или

$$\eta_{o1} = 1 - \frac{\omega_{o1}}{\omega_1}, \quad (\text{X.3})$$

а для гидромоторов, пользуясь теоремой об обратимых гидромашин [69], следует применить подстановки $\frac{1}{\eta_{o2}}$ вместо η_{o1} , $-\omega_{o2}$ вместо ω_{o1} и ω_2 вместо ω_1 :

$$\eta_{o2} = \frac{1}{1 + \frac{\omega_{o2}}{\omega_2}}. \quad (\text{X.4})$$

Пользуясь понятием безразмерной угловой скорости гидромашин $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0}$, можно дать общие для всех насосов (рис. X.1,а) и гидродвигателей (рис. X.1,б) зависимости $\eta_o = \eta_o(\bar{\omega})$, $Q = Q(\bar{\omega})$ и $Q_r = Q_r(\bar{\omega})$, причем $Q_r = \psi \omega_0 \omega$, а тангенс угла наклона φ прямой Q_r с осью $\bar{\omega}$ будет составлять $\psi \omega_0$.

Механические потери в гидромашине меняют нагрузочные показатели режима. Так, в насосе момент на валу больше индикаторного $M_{r1} = \omega_1 \Delta p$ на величину статического (не зависит от ω) момента M_{c1} и на величину момента M_{v1} , зависящего от угловой скорости:

$$\eta_{m1} = \frac{M_{r1}}{M_{r1} + M_{c1} + M_{v1}} = \frac{1}{1 + \bar{M}_{c1} + \bar{M}_{v1}}, \quad (\text{X.5})$$

причем $\bar{M}_{v1} = a\omega + b\omega^2 + c\omega^3$.

Для гидромашин Брюнингхауз значения \bar{M}_c , a , b и c приводились в § VIII.4 [70].

Аналогично, по теореме об обратимых гидромашин [69] для гидромотора

$$\eta_{m2} = 1 - \bar{M}_{c2} - \bar{M}_{v2}. \quad (\text{X.6})$$

Существование длинных и узких щелей в роторных гидромашин делает наиболее весомыми члены \bar{M}_c и $a\omega$, т. е. так

называемые потери «сухого трения» и «вязкостного трения» соответственно. Потери на перемешивание рабочей жидкости в корпусе гидромашины, степенные зависимости гидравлических потерь от скорости, отбор мощности на привод вспомогательного (подпиточного) насоса и т. п. приводят к появлению членов

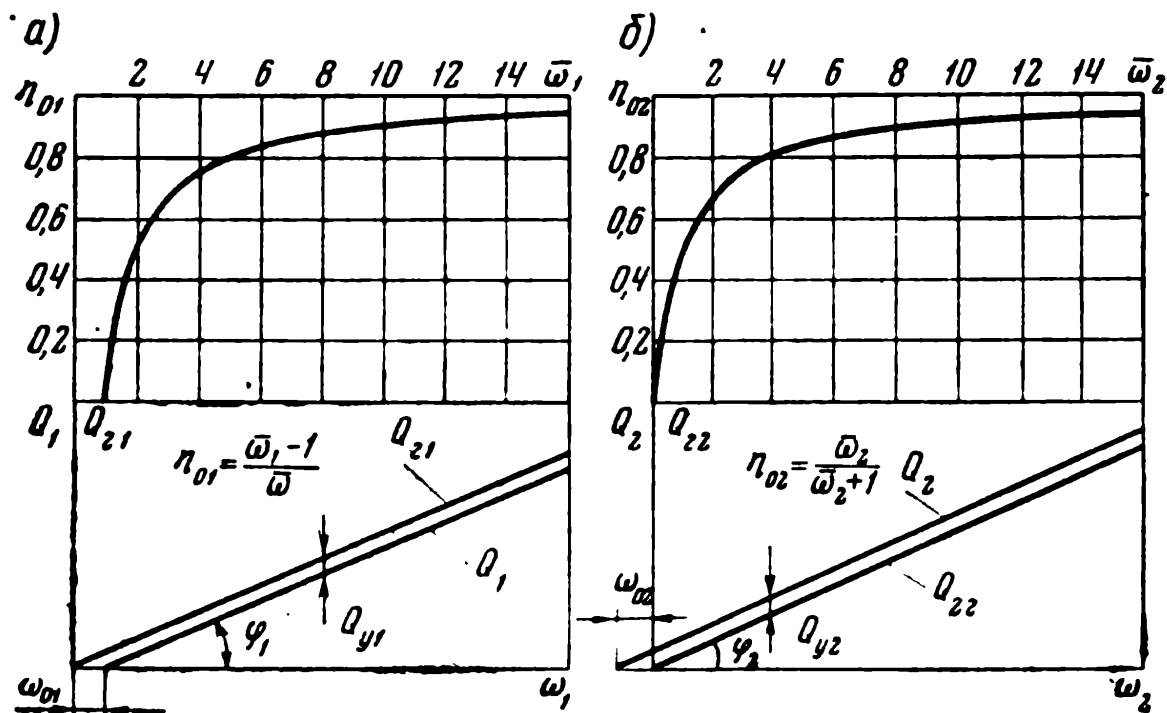


Рис. X.1. Обобщенная зависимость объемного к. п. д. от безразмерной скорости:
а) — для насоса; б) — для гидромотора

$b\omega^2$ и $c\omega^3$, которые затрудняют анализ работы гидромашины. В этом случае, пользуясь аппроксимирующим уравнением

$$\bar{M}_c + \bar{M}_v = \bar{M}_c + a\omega + b\omega^2 + c\omega^3 = \bar{M}'_c + a'\omega, \quad (X.7)$$

можно получить линейные выражения для механических к.п.д. гидромашин

$$\eta_{м1} = \frac{1}{1 + \bar{M}'_c + a'\omega_1} \quad \text{и} \quad \eta_{м2} = 1 - \bar{M}'_c - a'\omega_2. \quad (X.8)$$

На самом деле, \bar{M}_c , a , b и c зависят от вязкости рабочей жидкости и перепада Δp . Однако каждый гидропривод чаще всего работает на рабочей жидкости одной и той же вязкости, поэтому учет влияния μ не представляет практического интереса, а влияние Δp будет учитываться в дальнейшем.

Графическое изображение индикаторного момента насоса $M_{Г1} = \omega_1 \Delta p$, момента потерь «сухого трения» M_{c1}' и момента потерь на «вязкое трение» M_{v1}' дано на рис. X.2,а [113], причем отрезки ω_{d1} и ω_{c1} могут служить критерием оценки потерь обоих видов. Так, $M_{c1}' = k\omega_{c1}$, $M_{Г1} = k\omega_{d1}$ и $M_{v1}' = k\omega_1$, поэтому механи-

ческий к.п.д. насоса в соответствии с равенством (X.5) может быть записан в форме

$$\eta_{м1} = \frac{M_{r1}}{M_{r1} + M'_{c1} + M'_{v1}} = \frac{k\omega_{d1}}{k\omega_{d1} + k\omega_{c1} + k\omega_1} = \frac{1}{1 + m_1}, \quad (X.9)$$

где

$$m_1 = \frac{\omega_{c1} + \omega_1}{\omega_{d1}}, \text{ или } \omega_1 = m_1\omega_{d1} - \omega_{c1}. \quad (X.10)$$

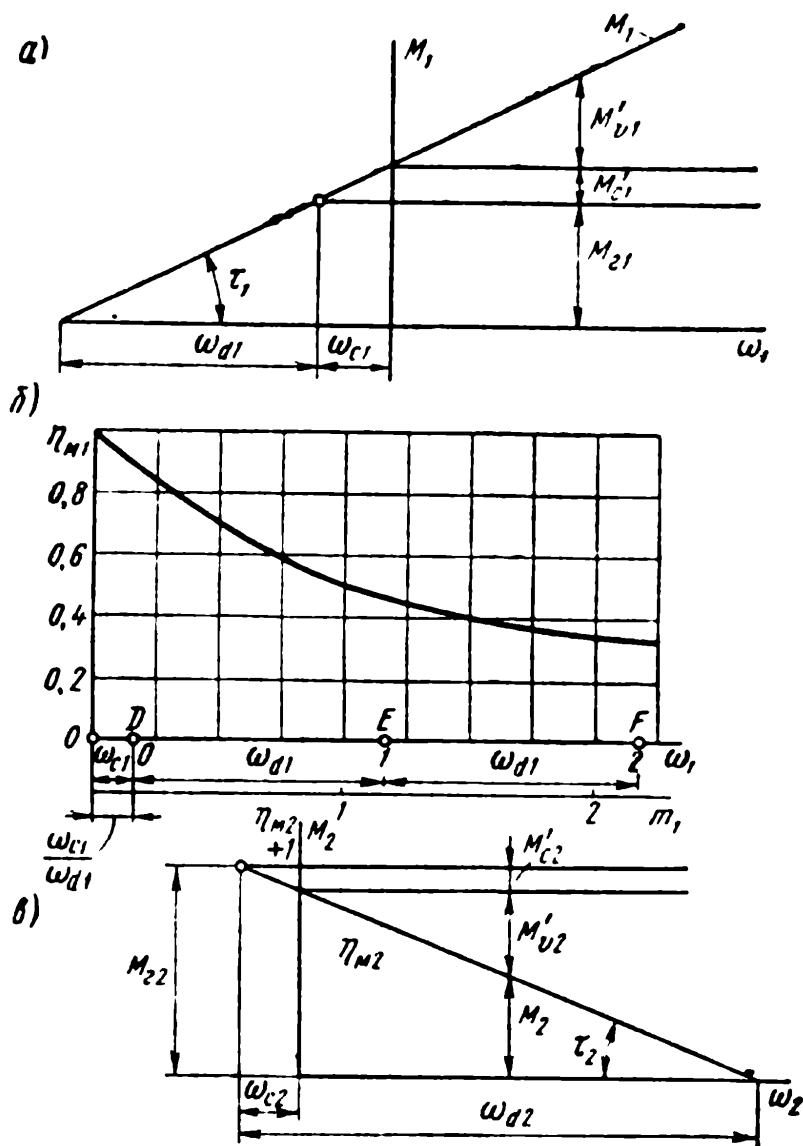


Рис. X.2. Зависимость нагрузочных показателей режима от угловой скорости:

а) — для насоса; б) — механический к. п. д. насоса; в) — для гидромотора

Линейные соотношения между ω_1 и m_1 позволяют построить зависимость $\eta_{м1}$ от m_1 , а значит, и от ω_1 , как это показано на рис. X.2,б, причем зависимость $\eta_{м1} = \eta_{м1}(m_1)$ изображается гиперболой.

Шкала ω_1 строится в соответствии с равенствами (X.10). Откладывая отрезок $OD = \omega_{c1}$, получим начало отсчета шкалы ω_1 ,

конец отрезка $DE = \omega_{d1}$ определит положение единичной точки ($\omega_1 = 1$) и конец отрезка $EF = \omega_{d1}$ — положение точки, соответствующей $\omega_1 = 2$.

Увеличение угловой скорости насоса снижает величину механического к.п.д. из-за возрастания удельного веса потерь на «вязкое трение».

Аналогично строятся эпюры моментов M_{r2} , M'_{c2} и M'_{v2} для гидродвигателя, причем $M_2 = M_{r2} - M'_{c2} - M'_{v2}$, или

$$\eta_{м1} = \frac{\omega_{d2} - \omega_{c2} - \omega_2}{\omega_{d2}}, \quad (\text{X.11})$$

как показано на рис. X.2, в.

§ X.2. Аппроксимация механических потерь линейным уравнением

Аппроксимация механических потерь линейным уравнением [70] проводится применительно к какой-либо угловой скорости $\omega = \omega^*$ (точка A на рис. X.3, а) тогда, когда $\bar{M}_c + \bar{M}_v = \bar{M}_c + a\omega + b\omega^2 + c\omega^3 + \dots$ надлежит аппроксимировать выражением $\bar{M}'_c + \bar{M}'_v = \bar{M}'_c + a'\omega^*$. Иначе говоря, необходимо кривую BAE заменить пунктирной прямой $B'A$, касательной в точке A к этой кривой. В этом случае

$$\bar{M}'_c = \bar{M}_c - \Delta\bar{M} \text{ и } \bar{M}'_v = \omega^* \frac{d}{d\omega} \bar{M}_v |_{\omega=\omega^*}, \quad (\text{X.12})$$

причем

$$\Delta\bar{M} = \omega^* \frac{d}{d\omega} \bar{M}_v |_{\omega=\omega^*} - \bar{M}_v |_{\omega=\omega^*}. \quad (\text{X.13})$$

Очевидно,

$$\bar{M}'_v = \omega^* [a + 2b\omega^* + 3c(\omega^*)^2 + \dots]. \quad (\text{X.14})$$

Поскольку

$$\bar{M}_v |_{\omega=\omega^*} = a\omega^* + b(\omega^*)^2 + c(\omega^*)^3 + \dots,$$

то

$$\Delta\bar{M} = \omega^* [\alpha + (2b - a)\omega^* + (3c - b)(\omega^*)^2 + (4d - c)(\omega^*)^3 + \dots]. \quad (\text{X.15})$$

Случай $c = d = 0$ рассматривался в работе [114].

§ X.3. Оптимальный к. п. д. насоса

Оптимальный к.п.д. насоса в случае линейной модели потерь определяется из его общего выражения

$$\eta_1 = \eta_{01} \eta_{м1} = \frac{\omega_1 - \omega_{01}}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_{d1}}{\omega_{d1} + \omega_{c1} + \omega_1}. \quad (\text{X.16})$$

Беря производную по ω_1 и приравняв ее нулю, можно найти угловую скорость оптимального режима работы

$$\omega_1^* = \omega_{o1} \left(1 + \sqrt{\frac{\omega_{d1} + \omega_{c1}}{\omega_{o1}} + 1} \right), \quad (X.17)$$

подставляя которую в выражение (X.16) получим выражение оптимального к.п.д. насоса в форме

$$\eta_1^* = \frac{\omega_{d1}}{2\omega_1^* + \omega_{d1} + \omega_{c1}} \quad (X.18)$$

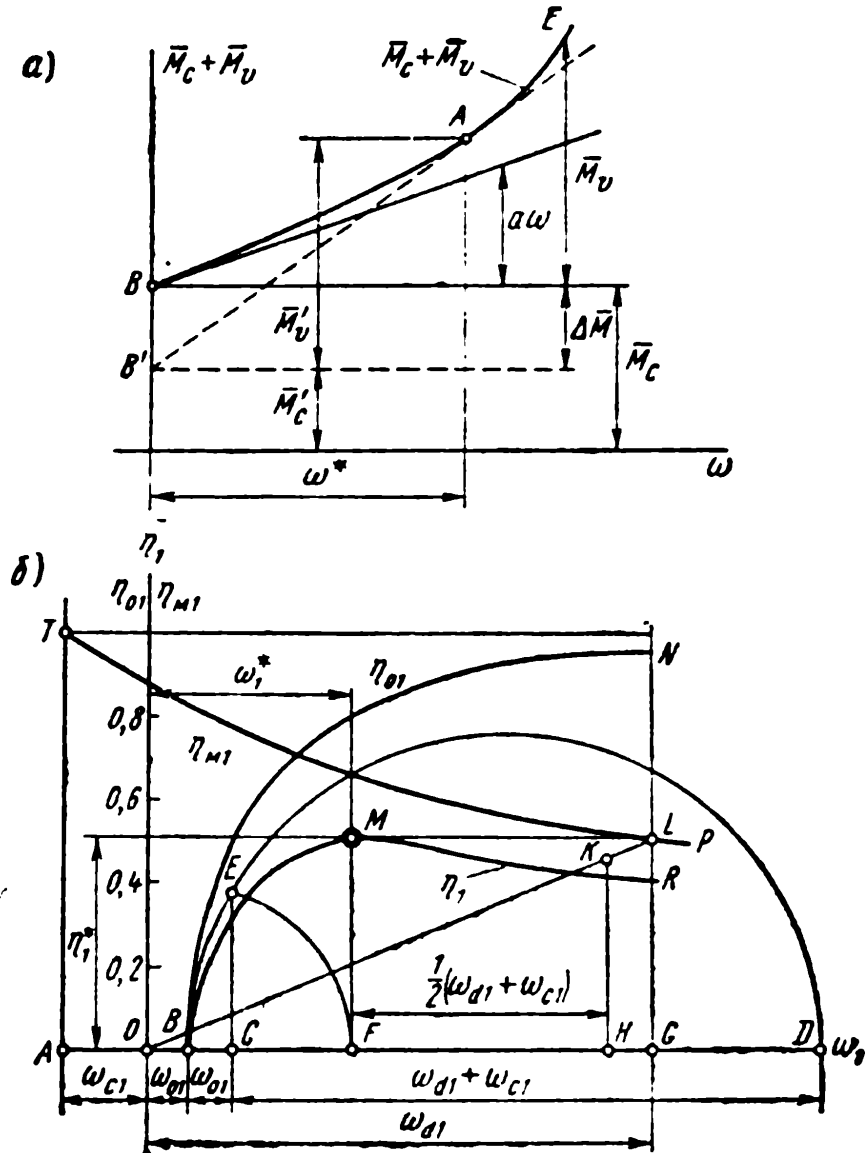


Рис. X.3. Графический способ нахождения параметров оптимального режима работы насоса:
а) — аппроксимация потерь линейным уравнением; б) — графическое построение

В работе [113] приводится простой прием графического построения η_1 , показанный на рис. X.3,б. Это графическое построение проводится в следующей последовательности:

1) от произвольно выбранного начала координат O откладывается влево величина характерной угловой скорости «сухого

трения» ω_{c1} (отрезок OA) и вправо на оси величина характерной угловой скорости ω_{d1} (отрезок OG), которые позволяют построить закономерность изменения механического к.п.д. $\eta_{м1}$ (кривая TP) подобно тому, как это было показано на рис. X.2,б;

2) откладывается отрезок BD так, чтобы $OB=BC=\omega_{o1}$ и $CD=\omega_{d1}+\omega_{c1}$; на этом отрезке как на диаметре строится полуокружность;

3) восстанавливается из точки C перпендикуляр CE до встречи с полуокружностью; строя дугу EF из центра B , получаем угловую скорость оптимального режима насоса в виде отрезка $OF = \omega_1^*$; при таком построении

$$CE = \sqrt{\omega_{o1}(\omega_{c1} + \omega_{d1})} \text{ и } BE = BF = \omega_{o1} \sqrt{1 + \frac{\omega_{d1} + \omega_{c1}}{\omega_{o1}}},$$

откуда

$$OF = \omega_{o1} + \sqrt{\omega_{o1}^2 + \omega_{o1}(\omega_{d1} + \omega_{c1})} = \omega_1^*;$$

4) откладывается отрезок $FH = \frac{1}{2}(\omega_{d1} + \omega_{c1})$ и из точки H восстанавливается перпендикуляр $HK = \frac{1}{2}$, затем строится прямая OKL , дающая оптимальное значение к.п.д. $\eta_1^* = GL = FM$; справедливость такого построения следует из очевидного равенства

$$\frac{GL}{OG} = \frac{KH}{OH} \text{ или } \frac{GL}{\omega_{d1}} = \frac{\frac{1}{2}}{OF + \frac{1}{2}(\omega_{d1} + \omega_{c1})}, \text{ но } OF = \omega_1^*,$$

а из равенства (X.18)

$$\eta_1^* = \frac{\omega_{d1}}{2\omega_1^* + \omega_{d1} + \omega_{c1}};$$

5) зная угловую скорость проскальзывания ω_{o1} , строится зависимость объемного к.п.д. η_{o1} (см. рис. X.1,а) в виде функции от ω_1 (кривая BN на рис. X.3,б), пользуясь которой можно определить полный к.п.д. насоса η_1 BMR ; опускание участка MR этой кривой по отношению к кривой TP определяется соответствующими значениями η_{o1} .

Вблизи оптимального значения к.п.д. η_1^* (точка M на рис. X.3,б) кривая BMR достаточно полого для того, чтобы неточности в построении экстремального числа оборотов ω_1^* незначительно сказались на величине η_1^* .

Предложенное построение целесообразно проводить тогда, когда величины ω_{c1} и ω_{o1} соизмеримы с величиной ω_{d1} , т. е. когда η_1 достаточно отклоняется от единицы. Однако использование графического построения для вычисления ω_1 и η_1 возможно при любых, сколь угодно малых ω_{o1} и ω_{c1} .

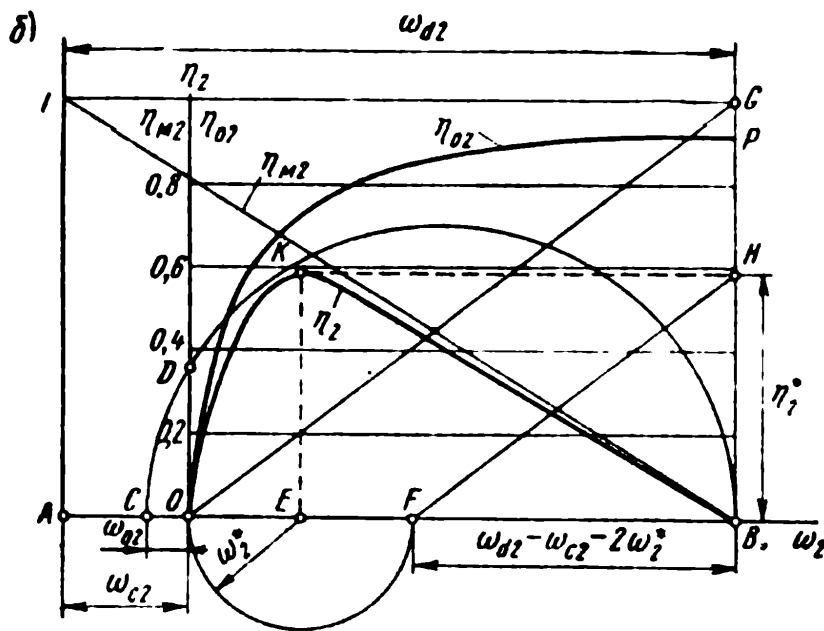
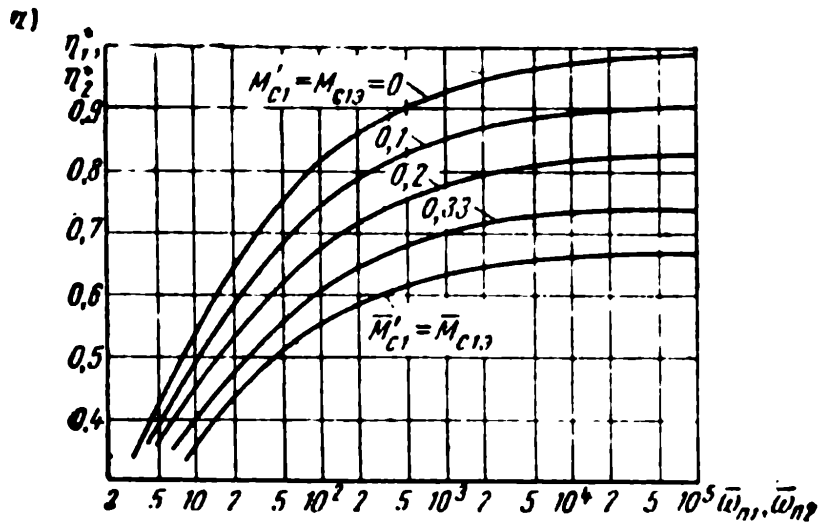


Рис. X.4. Графический способ нахождения параметров оптимального режима работы гидромотора:

а) — зависимость оптимального к. п. д. от безразмерной угловой скорости; б) — графическое построение

Если член, дополняющий единицу под радикалом в равенстве (X.17), назвать безразмерной угловой скоростью потерь насоса

$$\bar{\omega}_{n1} = \frac{\omega_{d1} + \omega_{c1}}{\omega_{o1}} = \frac{\omega_1^*}{\omega_{o1}} \cdot \frac{1 + \bar{M}'_{c1}}{\bar{M}'_{v1}}, \quad (X.19)$$

то ее подстановка в равенство (X.18) даст

$$\eta_1^* = \frac{1}{1 + \bar{M}'_{c1}} \cdot \frac{\bar{\omega}_{n1}}{2(\sqrt{\bar{\omega}_{n1} + 1} + 1) + \bar{\omega}_{n1}}. \quad (\text{X.20})$$

Для насосов с высокими значениями к.п.д. на оптимальном режиме η_1^* экстремальные значения угловой скорости потерь ω_{n1} настолько велики по сравнению с единицей (рис. X.4,а), что точные равенства (X.17) и (X.20) с достаточной для практических целей точностью можно заменить приближенными

$$\omega_1^* \approx \omega_{o1} \sqrt{\bar{\omega}_n} \quad \text{и} \quad \eta_1^* \approx \frac{1}{1 + \bar{M}'_{c1}} \cdot \frac{\sqrt{\bar{\omega}_n}}{2 + \sqrt{\bar{\omega}_n}}. \quad (\text{X.21})$$

Значения η_1^* в зависимости от $\bar{\omega}_{n1}$ для различных \bar{M}'_{c1} показаны на рис. X.4,а.

§ X.4. Оптимальный к. п. д. гидромотора

Оптимальный к.п.д. гидромотора в случае линейной модели определяется из его общего выражения

$$\eta_2 = \frac{\omega_2}{\omega_2 + \omega_{o2}} \cdot \frac{\omega_{d2} - \omega_{c2} - \omega_2}{\omega_{d2}}. \quad (\text{X.22})$$

Беря производную по ω_2 и приравнивая ее нулю, можно найти угловую скорость оптимального режима работы

$$\omega_2^* = \omega_{o2} \left(\sqrt{\frac{\omega_{d2} - \omega_{c2}}{\omega_{o2}} + 1} - 1 \right), \quad (\text{X.23})$$

подставляя выражение которой в равенство (X.22), найдем значение оптимального к.п.д. гидромотора

$$\eta_2^* = \frac{\omega_{d2} - \omega_{c2} - 2\omega_2^*}{\omega_{d2}}. \quad (\text{X.24})$$

Графическое построение η_1 приведено на рис. X.4,б [113] и проводится в следующей последовательности:

1) откладывается отрезок $AB = \omega_{d2}$, на котором наносится начало координат O так, чтобы $OA = \omega_{c2}$; от O и отсчитываются значения угловой скорости гидромотора;

2) от начала координат влево откладывается отрезок $OC = \omega_{o2}$; на отрезке CB как на диаметре строится полуокружность CDB ;

3) из точки C как из центра строится дуга DE , точка встречи которой с прямой OEB дает искомую экстремальную угловую скорость ω_2 ; при таком построении

$$OD = \sqrt{OC \cdot OB} = \sqrt{\omega_{o2} (\omega_{d2} - \omega_{c2})}$$

и

$$CD = \sqrt{OC^2 + OD^2} = \omega_{o2} \sqrt{\frac{\omega_{d2} - \omega_{c2}}{\omega_{o2}} + 1} = \omega_2^* + \omega_{o2};$$

4) откладывая $EF = OE = \omega_2^*$, получаем отрезок $BF = \omega_{d2} - \omega_{c2} - 2\omega_2^*$, откуда, строя прямую OG и ей параллельную FH , получаем оптимальное значение к.п.д. $\eta_2^* = EK = BH$; при таком построении $AL = BG = 1$, а из подобия треугольников

$$\frac{BH}{BG} = \frac{BF}{BO} \quad \text{или} \quad BH = \frac{\omega_{d2} - \omega_{c2} - 2\omega_2^*}{\omega_{d2}},$$

что соответствует равенству (X.24);

5) применяя приемы, при помощи которых строился график на рис. X.1,б, построим величину объемного к.п.д. η_{o2} в виде кривой OP и, зная, что искомая зависимость, изображающая $\eta_2 = \eta_2(\omega_2)$, должна пройти через точки O , K и B , завершим построение к.п.д. гидромотора.

Аналогично тому, как это было сделано для насоса, назовем безразмерной угловой скоростью потерь гидромотора

$$\bar{\omega}_{п2} = \frac{\omega_{d2} - \omega_{c2}}{\omega_{o2}}, \quad (\text{X.25})$$

подстановка которой в выражение (X.24) даст

$$\eta_2^* = (1 - \bar{M}'_{c2}) \frac{\bar{\omega}_{п2} - 2(\sqrt{\bar{\omega}_{п2} + 1} - 1)}{\bar{\omega}_{п2}}. \quad (\text{X.26})$$

Сравнивая выражения (X.20) и (X.26), можно убедиться, что при одинаковых значениях безразмерных угловых скоростей потерь насоса $\bar{\omega}_{п1}$ и гидромотора $\bar{\omega}_{п2}$ их функции в выражениях оптимальных к.п.д. одинаковы

$$\frac{\bar{\omega}_{п1}}{2(\sqrt{\bar{\omega}_{п1} + 1} + 1) + \bar{\omega}_{п1}} = \frac{\bar{\omega}_{п2} - 2(\sqrt{\bar{\omega}_{п2} + 1} - 1)}{\bar{\omega}_{п2}},$$

поэтому значения оптимальных к.п.д. насоса η_1^* и гидромотора η_2^* будут одинаковы при соблюдении условий

$$\bar{\omega}_{п1} = \bar{\omega}_{п2} \quad \text{и} \quad \frac{1}{1 + \bar{M}'_{c1}} = 1 - \bar{M}'_{c2}. \quad (\text{X.27})$$

Второе условие приводит к равенству

$$\bar{M}_{c1э} = \frac{\bar{M}_{c2}}{1 - \bar{M}_{c2}}, \quad (\text{X.28})$$

где $\bar{M}_{c1э}$ — эквивалентный относительный момент потерь, при помощи которого можно использовать для гидромоторов графическую зависимость $\eta_1 = \eta_1^*(\omega_{п1})$. Эта величина подсчитывается при помощи равенства (X.28), как показано на рис. X.4,а. При малых значениях относительных величин моментов потерь $\bar{M}_{c1э} \approx \bar{M}_{c2}$.

Для гидромоторов, как и для насосов, с достаточной для практических целей точностью можно заменить точные равенства (X.23) и (X.24) приближенными

$$\omega_2^* \approx \omega_{0э} \sqrt{\bar{\omega}_{п2}} \text{ и } \eta_2^* \approx (1 - \bar{M}'_{c2}) \left(1 - \frac{2}{\sqrt{\bar{\omega}_{п2}}}\right). \quad (\text{X.29})$$

Если b и c в равенстве (X.7) не равны нулю, то к.п.д. уменьшится, и решение задачи об оптимальном режиме работы может быть получено методом последовательных приближений при использовании величин \bar{M}'_c и $\bar{M}'_v = a'\omega$, способ получения которых рассмотрен в § X.2. Примеры решения таких задач можно найти в работе [70].

§ X.5. Определение значений характерных угловых скоростей

Определение значений характерных угловых скоростей; оценивающих потери на «сухое трение» ω_c и на «вязкое трение» ω_d , можно осуществить, пользуясь построениями, показанными на рис. X.2,а и в.

Пусть задан насос, у которого относительные моменты потерь \bar{M}_c и $\bar{M}_v = a\omega + b\omega^2 + c\omega^3 + \dots$ аппроксимированы некоторыми значениями \bar{M}'_{c1} и $\bar{M}'_{v1} = a'\omega_1$, или $M'_{c1} = \bar{M}'_{c1}M_{r1} = \omega_1 \Delta p M'_{c1}$ и $M'_{v1} = \omega_1 \Delta p a' \omega_1$.

Из построения на рис. X.2, а можно записать, что

$$\frac{M'_{v1}}{\omega_1} = \frac{M'_{c1}}{\omega_{c1}} = \frac{M_{r1}}{\omega_{d1}} = \text{tg } \tau_1, \text{ или } \frac{\bar{M}'_{v1}}{\omega_1} = \frac{\bar{M}'_{c1}}{\omega_{c1}} = \frac{1}{\omega_{d1}} = \frac{\text{tg } \tau_1}{M_{r1}},$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} \frac{\text{tg } \tau_1}{M_{r1}} &= \frac{\bar{M}'_{v1}}{\omega_1} = a'; \\ \omega_{d1} &= \frac{1}{a'}, \quad \omega_{c1} = \frac{\bar{M}'_{c1}}{a'}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{X.30})$$

Для гидромотора, у которого относительные моменты потерь \bar{M}'_{c2} и $\bar{M}'_{v2} = a'\omega_2$, пользуясь построением, выполненным на рис. X.2, в, можно записать аналогичные равенства

$$\frac{M'_{v2}}{\omega_2} = \frac{M'_{c2}}{\omega_{c2}} = \frac{M_{r2}}{\omega_{d2}} = \operatorname{tg} \tau_2, \text{ или } \frac{\bar{M}'_{v2}}{\omega_2} = \frac{\bar{M}'_{c2}}{\omega_{c2}} = \frac{1}{\omega_{d2}} = \frac{\operatorname{tg} \tau_2}{M_{r2}},$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} \frac{\operatorname{tg} \tau_2}{M_{r2}} &= \frac{\bar{M}'_{v2}}{\omega_2} = a'; \\ \omega_{d2} &= \frac{1}{a'}, \quad \omega_{c2} = \frac{\bar{M}'_{c2}}{a'}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{X.31})$$

причем $\operatorname{tg} \tau_2 = a' M_{r2} = a' \omega_2 \Delta p$.

§ X.6. Законы подобия роторных гидромашин

Законы подобия роторных гидромашин наиболее подробно были разработаны в конце 30-х годов проф. МВТУ В. В. Мишке [22, 70]. В конце 40-х годов эти законы рассматривались и получили развитие и экспериментальную проверку в ряде работ Вильсона [116÷123]. Позднее они были освещены Ритгофом в учебном пособии Массачусетского технологического института [95].

Геометрия роторной гидромашинны определяется характерным размером гидромашинны $D = \sqrt[3]{\omega}$ и эквивалентным зазором δ , который позволяет определять мощность утечек при помощи выражения, аналогичного выражению мощности потерь на утечки в узкой щели

$$W_y = k_s \frac{\Delta p}{\mu} \delta^3 = \Delta p Q_y, \quad (\text{X.32})$$

причем эквивалентный зазор δ выбирается так, чтобы мощность потерь на вязкое трение в соответствии с законом Ньютона определялась выражением

$$W_\mu = k_d \mu \frac{D^4}{\delta} \omega^2, \quad (\text{X.33})$$

где k_s и k_d — коэффициенты, определяемые экспериментально.

Структура выражения (X.33) определяется тем, что площадь трущихся поверхностей $F \sim D^2$, градиент скорости по нормали к поверхности $\frac{dv}{dn} \sim \frac{D}{\delta}$ и скорость относительного движения трущихся поверхностей $v \sim \omega D$.

Мощность, теряемая на «сухое трение», определяется выражением

$$W_f = c_f \omega \Delta p D^3, \quad (\text{X.34})$$

поскольку усилие прижатия трущегося тела $P \sim \Delta p D^2$, его скорость перемещения $v \sim \omega D$, а коэффициент трения включен в экспериментально определяемый коэффициент c_f .

В исследованиях В. В. Мишке коэффициенты k_s , k_d и c_f определялись из геометрии машины и ее физических свойств. В работах Вильсона и Ритгофа эти коэффициенты рассматриваются в качестве основных экспериментально определяемых параметров аппроксимирующих уравнений.

Используя выражение индикаторной мощности регулируемого насоса в виде выражения $W_i = \Delta p Q_r = \Delta p e \omega_1 \omega_1 = e \Delta p \omega_1 D^3$ применительно к насосу, к.п.д. может быть записан так:

$$\eta_1 = \frac{W_i - W_y}{W_i + W_\mu + W_f} = \frac{1 - \bar{W}_y}{1 + \bar{W}_\mu + W_f}, \quad (\text{X.35})$$

где $\bar{W}_y = \frac{W_y}{W_i} = \frac{k_s}{e} \left(\frac{\delta}{D} \right)^3 \sigma = \frac{1}{e} C_s \sigma$ — удельная мощность утечек;
 $\sigma = \frac{\Delta p}{\mu \omega}$ — критерий подобия потока вязкой жидкости в эквивалентной щели, называемый в некоторых работах функцией Зоммерфельда [112] и являющийся параметром, определяющим коэффициент жидкостного трения [36], режим работы гидростатической опоры, как было показано в § VII.13, и т.д.;

$\bar{W}_\mu = \frac{W_\mu}{W_i} = \frac{k_d}{e} \cdot \frac{D}{\delta} \cdot \frac{1}{\sigma} = C_d \frac{1}{\sigma}$ — удельная мощность потерь на вязкое трение.

Подставляя выражения удельных мощностей в выражение (X.35), окончательно получим

$$\eta_1 = \frac{1 - C_s \sigma}{1 + c_f + \frac{C_d}{\sigma}}. \quad (\text{X.36})$$

Дифференцируя по σ и приравнявая полученное выражение нулю, можно получить выражение экстремального значения критерия подобия σ^* , значение которого соответствует режиму работы гидромашины с оптимальным к.п.д.:

$$\sigma_1^* = \frac{C_d}{1 + c_f} \left(\sqrt{\frac{1 + c_f}{C_s C_d} + 1} - 1 \right) \approx \sqrt{\frac{C_d}{C_s (1 + c_f)}}. \quad (\text{X.37})$$

Аналогично для гидромотора

$$\eta_2 = \frac{W_l - W_\mu - W_f}{W_l + W_y} = \frac{1 - \bar{W}_\mu - \bar{W}_f}{1 + \bar{W}_y} = \frac{1 - c_f - \frac{C_d}{\sigma}}{1 + C_s \sigma}; \quad (\text{X.38})$$

$$\sigma_2^* = \frac{C_d}{1 - c_f} \left(\sqrt{\frac{1 - c_f}{C_s C_d} + 1} + 1 \right) \approx \sqrt{\frac{C_d}{C_s (1 + c_f)}}. \quad (\text{X.39})$$

Выражение оптимального к.п.д. громоздко и его проще определять приемами, которые были приведены в § X.3 и X.4.

Весьма важным обстоятельством для оценки динамических свойств гидропривода является зависимость мощности на «сухое трение» от перепада Δp . Момент «сухого трения» гидромотора определяется выражением

$$M_f = c_0 \Delta p D^3, \quad (\text{X.40})$$

причем изменение направления вращения гидромотора в моторном режиме меняет знак перепада Δp . Вместе с тем, учет зависимости момента потерь на «сухое трение» в гидромоторе при изменениях величины параметра регулирования, но неизменных знаках e и Δp , изменит форму передаточной функции.

§ X.7. Возможные системы допусков

Возможные системы допусков серии геометрически подобных гидромашин могут выбираться на основании законов подобия, если потери в ней могут быть аппроксимированы при помощи линейной модели, свойства которой были рассмотрены в § X.6 (потери ограничиваются членами W_y , W_μ и W_f при постоянных значениях коэффициентов k_s , k_d и c_f).

Во многих случаях допусковой размер гидромашин δ не пропорционален характерному размеру $D = \sqrt[3]{w}$. Он зависит также от допусковых размеров сопряженных деталей, и выбор зависимости между δ и D , обычно отыскиваемой в форме [36]

$$\delta = S \sqrt[4]{D}, \quad (\text{X.41})$$

существенно влияет на величины характеристических и динамических критериев образцов. Справедливо также и обратное утверждение.

Для того чтобы вся гамма образцов гидромашин обладала необходимыми характеристическими и динамическими критериями на таких режимах работы, которые по каким-либо свойствам, признанным важнейшими, оцениваются достаточно высокими или экстремальными значениями (например, к.п.д., рабочее давление, ресурс, число оборотов и т. п.), необходимо

определенным способом выбрать параметры φ и S характеристического уравнения (X.41) системы допусков. Впервые такую задачу поставил и решил применительно к одному из критериев проф. В. В. Мишке.

Для роторной гидромашины, в которой процессы в зазорах между совершающими относительное перемещение деталями могут быть оценены в качестве определяющих режим работы гидромашины в целом, можно найти зависимость номинальных или экстремальных показателей режима $\vartheta_1, \vartheta_2, \dots, \vartheta_m$ от номинального D и допускового δ размеров образцов гаммы в виде уравнения

$$f_1(v_1, v_2, \dots, v_m, D, \delta) = 0, \quad (\text{X.42})$$

которое назовем функционалом, одновременно оценивающим все рассматриваемые образцы. В качестве показателей режима, которые в первую очередь должны оцениваться при использовании функционала, являются перепад Δp , вязкость рабочей жидкости μ и угловая скорость ω . Три перечисленных параметра не единственные. Так, в § IV.9 было, например, установлено, что закон распределения давления в щели зависит также от эффекта термического клина, т. е. от величины p_T , и от эффекта сжимаемости рабочей жидкости, т. е. от величины p_c , или от модуля упругости κ .

Наиболее удобной формой выражения функционала является та, при которой он представляет собой зависимость между безразмерными величинами, составленную при помощи π -теоремы [95]. Такая форма допускает одновременную оценку некоторых свойств всей гаммы гидромашин при помощи простейших средств анализа. Общая форма записи функционала в этом случае будет такой:

$$f_1\left(\Pi, \frac{\delta}{D}\right) = 0, \text{ причем } \Pi = \Pi(v_1, v_2, \dots, v_m).$$

Для того чтобы можно было одновременно обеспечить какие-либо определенные свойства всех образцов, составляющих гамму, необходимо добиться подходящего значения соответствующего оценочного критерия одновременно для всех рассматриваемых образцов.

Ряд примеров таких критериев был рассмотрен в § III.3 и III.4. Общий вид записи их

$$c_i = f_2(v_1, v_2, \dots, v_m, D) = 0. \quad (\text{X.43})$$

Решение системы из трех уравнений (X.41), (X.42) и (X.43) [70]

$$\left. \begin{aligned} \delta &= S\sqrt[D]{D}; \\ f_1(v_1, v_2, \dots, v_m, D, \delta) &= 0; \\ c_i &= f_2(v_1, v_2, \dots, v_m, D) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (\text{X.44})$$

относительно параметров S и φ характеристического уравнения системы допусков дает условия, соблюдение которых позволит обеспечить идентичность свойств, описываемых выбранным оценочным критерием одновременно для всех образцов исследуемой гаммы гидромашин.

Получение оптимального к.п.д. на номинальных режимах работы всех образцов гаммы или получение оптимального к.п.д. для всех образцов гаммы на одних и тех же числах оборотов потребует разных значений параметров S и φ , а следовательно, и разных способов изготовления гидромашин. Обеспечение одинаковых ресурсов для всех образцов гаммы потребует использования иного критерия c_i и даст третье решение, отличающееся от первых двух.

Выражение функционала применительно к роторным гидромашинам, работающим на разных Δp , μ и ω , может быть взято в виде равенств (X.37) и (X.39)

$$(\sigma^*)^{-1} = \sqrt{\frac{C_s(1+c_f)}{C_d}} = \sqrt{\frac{k_s}{k_d}(1+c_f)} \left(\frac{\delta}{D}\right)^2 = \left(\frac{\mu\omega}{\Delta p}\right)^*$$

Так как в гидроприводах работают на рабочей жидкости постоянной вязкости, а предельное значение $\Delta p = \text{const}$ для всей гаммы гидромашин, то для этих условий в качестве функционала можно взять выражение

$$\omega^* \approx \frac{\Delta p}{\mu} \sqrt{\frac{k_s}{k_d}(1+c_f)} \left(\frac{\delta}{D}\right)^2. \quad (\text{X.45})$$

Исключая из равенств (X.41) и (X.45) величину эквивалентного зазора, получим разрешающее уравнение для нахождения показателя степени

$$\omega^* \approx \frac{\Delta p}{\mu} S^2 \sqrt{\frac{k_s}{k_d}(1+c_f)} D^2 \left(\frac{1}{\varphi}\right)^{-1}. \quad (\text{X.46})$$

Рассмотрим случай, когда все образцы гаммы должны иметь одинаковое значение ω^* вне зависимости от размера образца D . Поскольку $\omega^* = \omega_n^* = \text{const} \neq \omega^*(D)$, то в равенстве (X.46) показатель степени при D должен быть нулем, или $\varphi = 1$. Это требует полного геометрического подобия образцов гаммы и пропорциональности эквивалентного зазора δ характерному размеру гидромашин.

Из того же условия (X.46) получим равенство

$$S = S_n = a_n \sqrt{\frac{\mu\omega_n^*}{\Delta p}} \sqrt{\frac{k_d}{k_s(1+c_f)}} = a_n \sqrt{\frac{\omega_n^*}{\Delta p}}, \quad (\text{X.47})$$

в котором коэффициент a_n должен быть выбран так, чтобы ни у одного из образцов гаммы не наступило заклинивания или задиров из-за температурных или силовых деформаций. Если придется из этих условий выбрать величину a_n' большей единицы, то, очевидно, для всех образцов гаммы номинальные числа оборотов в одном и том же отношении будут отличаться от экстремальных.

Если требуется, чтобы оптимальные режимы работы имели место только при номинальных режимах работы, определяемых критерием кавитационной работоспособности, то, пользуясь его выражением, получим рабочую форму равенства (X.43)

$$c_\omega = \omega^* D, \quad (X.48)$$

подстановка в которое выражения функционала (X.46) даст

$$c_\omega = \frac{\Delta p}{\mu} \sqrt{\frac{k_s}{k_d} (1 + c_f) S^2 D^{2\left(\frac{1}{\varphi} - 1\right) + 1}}, \quad (X.49)$$

откуда $\varphi = 2$ и

$$S = S_\omega = a'_\omega \sqrt{\frac{\mu c_\omega}{\Delta p} \sqrt{\frac{k_d}{k_s (1 + c_f)}}} = a_\omega \sqrt{\frac{c_\omega}{\Delta p}}. \quad (X.50)$$

Если наиболее слабым звеном является одна из опор скольжения, то, используя критерий износной работоспособности, получим

$$c_n = \Delta p \omega^* D, \quad (X.51)$$

подстановка в которое выражения функционала (X.46) даст

$$c_n = \frac{\Delta p^2}{\mu} \sqrt{\frac{k_s}{k_d} (1 + c_f) S^2 D^{2\left(\frac{1}{\varphi} - 1\right) + 1}},$$

откуда $\varphi = 2$ и

$$S = S_n = \frac{a'_n}{\Delta p} \sqrt{\mu c_n \sqrt{\frac{k_d}{k_s (1 + c_f)}}} = \frac{a_n}{\Delta p} \sqrt{c_n}. \quad (X.52)$$

Очевидно, в этом случае изготовление образцов на меньшие значения давления не должно изменить величины φ .

Наконец, если наиболее слабым звеном являются опоры качения, то, применяя соответствующий критерий работоспособности по контактной усталости, получим

$$c_k = \Delta p \sqrt[3]{\omega^* h}, \quad (X.53)$$

где h — ресурс (в ч), причем для разных серий гидромашин величины c_k могут быть разными.

Подставляя в полученное равенство выражение функционала (X.46), получим

$$\frac{c_k^3}{\Delta p^3 h} = \frac{\Delta p}{\mu} \sqrt{\frac{k_s}{k_d} (1 + c_f) S^2 D^2 \left(\frac{1}{\varphi} - 1\right)}, \quad (\text{X.54})$$

откуда $\varphi = 1$ и

$$S_k = a_k \frac{c_k}{\Delta p^2} \sqrt{\frac{\mu}{h} \sqrt{\frac{k_d}{k_s (1 + c_f)}}} = a_k \frac{c_k}{\Delta p^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{h}}. \quad (\text{X.55})$$

§ X.8. Действительная система допусков

Действительная система допусков, например серии аксиально-поршневых гидромашин бескарданного типа Брюнингауз, может быть получена в результате использования материалов, приведенных в § VIII.4.

Из определения объемного к.п.д. для рассматриваемых гидромашин следует, что

$$\eta_{o1} = 1 - \frac{Q_y}{Q_{r1}} = 1 - \frac{\omega_{o1}}{\omega_1},$$

где ω_o определялось равенством (X.2).

Имея в виду, что подача гидромашин

$$Q_{r1} = e_1 \omega_1 \omega_1, \quad (\text{X.56})$$

можно записать выражение расхода утечек в форме

$$Q_y = L \Delta p = \frac{\pi}{30} \omega_1 k \Delta p = \frac{\pi}{30} \omega_1 e_1 \omega_{o1}. \quad (\text{X.57})$$

Пользуясь значением k из § VIII.4 или ω_{o1} , можно определить связь между коэффициентом утечек L и характерным объемом гидромашин ω в форме

$$L = 0,018 \omega^{0,744} + 0,021 \omega^{0,824}. \quad (\text{X.58})$$

Используя понятие — эквивалентный зазор — и закономерность, описываемую равенством (X.58), можно записать

$$Q_y = C \Delta p \delta^3 = L \Delta p \text{ или } \delta = C' L^{\frac{1}{3}},$$

где C' — коэффициент пропорциональности.

Подставляя выражения коэффициента утечек [уравнение (X.58)] в последнее равенство, а также имея в виду, что $\omega = D^3$, получим

$$\delta = C_1 D^{0,744} + C_2 D^{0,824}, \quad (\text{X.59})$$

что соответствует

$$\varphi = 1,215 + 1,345. \quad (X.60)$$

Несовпадение вычисленных значений φ с двумя ранее полученными (в § X.7) может возникнуть по трем обстоятельствам:

1) конструктор при проектировании не ставил тех задач, которые были положены в основу получения решений, дающих значения $\varphi=1$ и $\varphi=2$;

2) из-за технологических трудностей выполнения заданных значений зазоров;

3) выражение функционала, описываемое равенством (X.45), недостаточно точно соответствует происходящим в гидромашине процессам, например из-за существования момента потерь, пропорционального квадрату скорости (в том числе гидравлические сопротивления в проточной части). В этом случае следует обращаться к иным формам функционала в соответствии с физическими процессами, определяющими работу гидромашин, или вносить поправки в принятую форму функционала, например при помощи приемов, используемых в § X.2 [73].

Г Л А В А XI

ЭЛЕМЕНТЫ ДИНАМИКИ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

§ XI.1. Дифференциальное уравнение объемной гидропередачи

Дифференциальное уравнение объемной гидропередачи машинного регулирования, используемой в системе автоматического привода, а значит, являющейся силовым исполнительным звеном, выводится применительно к системе, состоящей из регулируемого насоса, нерегулируемого гидродвигателя и нагрузки.

Колебание нагрузки на гидропривод может изменить число оборотов приводного двигателя, хотя и не намного, особенно тогда, когда он выбран с достаточным запасом и имеет большой момент инерции вращающихся деталей.

Если возникает необходимость учета изменения числа оборотов приводного двигателя, то с достаточной степенью приближения можно считать, что падение числа оборотов насоса линейно зависит от нагружения приводного двигателя и уменьшение ω_1 по сравнению с синхронным числом оборотов приводного электродвигателя ω_0 следует линейной закономерности

$$\omega_1 = \omega_0 - b \left(\frac{\omega_1 e_1}{\eta_{м1}} \Delta p + J_0 \frac{d\omega_1}{dt} \right), \quad (XI.1)$$

где J_0 — момент инерции всех узлов, одновременно вращающихся с валом насоса;

ω_1 и e_1 — характерный объем и параметр регулирования насоса соответственно;

$\eta_{м1}$ — механический к. п. д. насоса;

Δp — перепад давления на насосе.

Точный учет «просадки» приводного электродвигателя приводит к громоздкому нелинейному уравнению [89].

Если необходимо обеспечить в выполняемых системах стабильность величины ω_1 , то увеличивают J_a , например установкой маховика, и тогда колебание нагрузки, приводящее к изменению Δp , будет меньше сказываться на изменении ω_1 .

Однако даже использование не очень точного аппроксимирующего уравнения (XI.1) приводит к весьма громоздкому нелинейному дифференциальному уравнению гидropередачи. Обычно в расчетах принимают $\omega_1 = \text{const}$ (постоянная времени приводного двигателя велика).

В качестве входной координаты применительно к гидropередаче рассматривается величина параметра регулирования e_1 . Для гидropривода входная величина может быть иной, например, перемещение золотника первого каскада гидроусилителя, электрический сигнал, при помощи которого осуществляется управление золотником первого каскада гидроусилителя и т. п.

Выходной координатой гидropередачи является угол поворота вала гидромотора θ , зависимость которого от e_1 подлежит выяснению для так называемой «незамкнутой» схемы, т. е. при отсутствии обратной связи от вала гидромотора к органу регулирования насосом. Кроме того, предполагается, что магистрали, соединяющие насос с гидромотором, достаточно короткие для того, чтобы можно было не учитывать волновые процессы в них.

Связь между e_1 и θ устанавливается при помощи так называемой передаточной функции, зная которую, можно без труда определить передаточную функцию гидropривода с обратной связью — позиционера (рис. XI.1, а) — при помощи элементарных приемов, применяемых в теории сервомеханизмов [98, 103].

При выводе передаточной функции, естественно, потери в магистралях, в гидромоторе и в трансмиссии, соединяющей гидромотор с нагрузкой, отнести непосредственно к нагрузке, рассматривая при этом гидropередачу без потерь, чем существенно упростятся все преобразования. Однако в этом случае

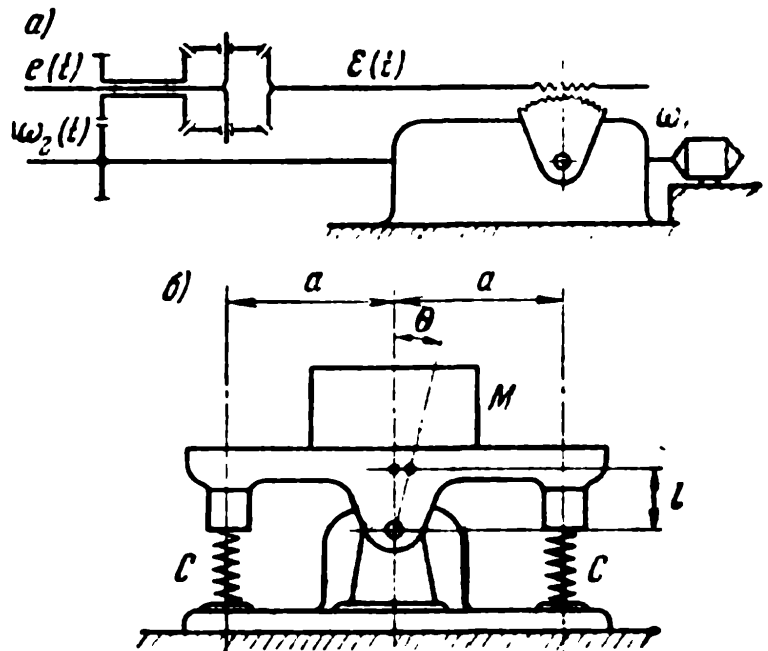


Рис. XI.1. Привод с нагрузкой:

а) — позиционер; б) — привод стола вибрационного станка

придется предусмотреть составляющую потерь, пропорциональную квадрату скорости нагрузки, тем более, что среди потерь в гидромоторе имеются аналогичные потери (см. § VIII.4) [73].

§ XI.2. Общее выражение нагрузки

Общее выражение нагрузки на гидромотор необходимо для определения давления в магистралях, без которого нельзя определить утечки и сжатие рабочей жидкости, а значит, и зависимость между e_1 и θ .

Если гидропривод (допустим для определенности) вращает барабан лебедки, поднимая груз, то вал гидромотора будет нагружен постоянной (статической) нагрузкой, не зависящей от угла поворота вала. Соответствующую составляющую нагружающего момента можно обозначить через c_0 , знак которой может быть любым.

Возможна нагрузка, пропорциональная углу поворота вала гидромотора $c_1\theta$, так называемый шарнирный момент, аналогичный упругой нагрузке, где величина c_1 аналогична жесткости и может иметь любой знак. Например, гидропривод поворачивает стабилизационную платформу (или стол вибрационного станка) с массой M , центр тяжести которой размещен выше оси поворота на величину l и на плечах a подпертую двумя пружинами, суммарная жесткость которых C (рис. XI.1, б).

Для поворота платформы на угол θ необходимо приложить момент, равный $Ca^2\theta - Mgl \sin \theta \approx (Ca^2 - Mgl)\theta = c_1\theta$, причем $c_1 > 0$ при $C > \frac{gl}{a^2}M$. При «слабых» пружинах, т. е. когда $C < \frac{gl}{a^2}M$, приведенная жесткость шарнирного момента будет отрицательна $c_1 < 0$.

Соппротивления, пропорциональные скорости нагрузки $c_2\dot{\theta}$, вызываются в первую очередь гидравлическими сопротивлением линейного типа и силами вязкости в зазорах рабочих органов гидромотора. В этом случае c_2 обязательно положительно.

Наконец, существование сопротивлений, пропорциональных квадрату скорости нагрузки, должно записываться в форме $\text{sign } \dot{\theta} c_2' \dot{\theta}^2$, где $\text{sign } \dot{\theta} = +1$ при $\dot{\theta} > 0$ и $\text{sign } \dot{\theta} = -1$ при $\dot{\theta} < 0$, так как момент сопротивления должен менять знак при изменении направления движения, а величина $\dot{\theta}^2$ всегда положительна.

Аналогичную форму имеет так называемое сопротивление типа «сухого трения», которое зависит от направления движения (всегда препятствует движению), но не зависит от скорости

движения или положения вала гидромотора. Это сопротивление записывается в форме $\text{sign } \dot{\theta} c_0$.

Момент инерции нагрузки и момент инерции вращающихся деталей трансмиссии, приведенные к валу гидромотора вместе с моментом инерции вращающихся деталей гидромотора и приведенной к ним массе рабочей жидкости в магистралях, требуют от гидромотора дополнительного момента $J\ddot{\theta}$, где J — суммарный момент инерции.

Поскольку потери в гидромоторе было условлено относить к нагрузке, то момент на валу гидромотора в соответствии с равенством (III.1) — индикаторный момент — будет определяться из уравнения

$$M_{r2} = \omega_2 \Delta p = c_0 + \Delta c_0 + c_1 \theta + (c_2 + \Delta c_2) \dot{\theta} + J \ddot{\theta}, \quad (\text{XI.2})$$

где для краткости написания введены обозначения

$$\Delta c_0 = \text{sign } \dot{\theta} c_0' \quad \text{и} \quad \Delta c_2 = \text{sign } \dot{\theta} c_2' \dot{\theta}^2. \quad (\text{XI.3})$$

Существование членов Δc_0 и Δc_2 в дифференциальном уравнении (XI.2) делает его нелинейным. Обследование динамических свойств гидропривода осуществляется при помощи его линейной модели, получаемой при помощи каких-либо приемов аппроксимации, сводящихся к замене равенства (XI.2) равенством

$$\Delta p = \frac{C_0}{\omega_2} + \frac{C_1}{\omega_2} \theta + \frac{C_2}{\omega_2} \dot{\theta} + \frac{J}{\omega_2} \ddot{\theta}, \quad (\text{XI.4})$$

где

$$C_0 = C_0(c_0, \Delta c_0, c_1, c_2, \Delta c_2, J);$$

$$C_1 = C_1(c_0, \Delta c_0, c_1, c_2, \Delta c_2, J);$$

$$C_2 = C_2(c_0, \Delta c_0, c_1, c_2, \Delta c_2, J),$$

причем

$$\Delta \dot{p} = \frac{C_1}{\omega_2} \dot{\theta} + \frac{C_2}{\omega_2} \ddot{\theta} + \frac{J}{\omega_2} \dddot{\theta}. \quad (\text{XI.5})$$

§ XI.3. Динамика гидропривода без учета неравномерности подачи

Дифференциальное уравнение гидропередачи без учета неравномерности подачи и динамической подачи насоса записывается в предположении, что подача насоса $Q_{r1} = \omega_1 \omega_1 e_1$ затрачивается на геометрическую подачу гидромотора $Q_{r2} = \omega_2 \dot{\theta}$, на расход утечек $Q_y = L \Delta p$, где коэффициент пропорциональности L легко подсчитывается при помощи выра-

жений объемных к. п. д. обеих гидромашин (см., например, § VIII.4), и так называемый расход сжатия — $Q_{сж} = \frac{V}{\kappa} \Delta \dot{p}$, где V — объем рабочей жидкости в напорной магистрали и κ — модуль объемной упругости ($-dV = \frac{V}{\kappa} d\Delta p$ или $-Q_{сж} = -\frac{dV}{dt} = \frac{V}{\kappa} \Delta \dot{p}$)

$$\omega_1 \omega_1 e_1 = \omega_2 \dot{\theta} + \omega_2^2 \tau \Delta p + \omega_2^2 v \Delta \dot{p}, \quad (\text{XI.6})$$

где для упрощения разрешающих выражений введены обозначения

$$\tau = \frac{L}{\omega_2^2} \quad \text{и} \quad v = \frac{V}{\kappa \omega_2^2}.$$

Подставляя в равенство (XI.6) значения Δp и $\Delta \dot{p}$, получим искомое дифференциальное уравнение

$$vJ\ddot{\theta} + (C_2v + \tau J)\dot{\theta} + (C_2\tau + C_1v + 1)\theta + \tau C_1 \left(\theta + \frac{C_0}{C_1} \right) = \frac{\omega_1}{\omega_2} \omega_1 e_1,$$

или, смещая начало отсчета угла θ при помощи замены φ на $\theta + \frac{C_0}{C_1}$, которая возможна при исследовании процессов, когда не меняется знак $\dot{\theta}$, получим выражение передаточной функции гидропривода

$$W(i\omega) = \frac{K}{A_3(i\omega)^3 + A_2(i\omega)^2 + A_1(i\omega) + 1} = \frac{\Phi}{e_1}, \quad (\text{XI.7})$$

где коэффициент усиления $K = \frac{\omega_1 \omega_1}{\omega_2 \tau C_1}$, $A_3 = \frac{vJ}{\tau C_1}$, $A_2 = \frac{C_2v + \tau J}{\tau C_1}$ и $A_1 = \frac{C_2\tau + C_1v + 1}{\tau C_1}$.

При $C_1 > 0$ все коэффициенты положительны, при $C_1 < 0$ знаки могут быть разными.

Исследование динамики гидропередачи упрощается при использовании безразмерной частоты $u = \omega \sqrt[3]{A_3} = \omega \sqrt[3]{\frac{vJ}{\tau C_1}}$, превращающей выражение передаточной функции в [63]

$$W(iu) = \frac{K}{(iu)^3 + \chi(iu)^2 + \zeta(iu) + 1}, \quad (\text{XI.8})$$

$$\text{где } \chi = \frac{A_2}{\sqrt[3]{A_3^2}} = (C_2v + \tau J) \sqrt[3]{\frac{\tau^2 C_1^2}{v^2 J^2}}$$

$$\text{и } \zeta = \frac{A_1}{\sqrt[3]{A_3}} (C_2\tau + C_1v + 1) \sqrt[3]{\frac{\tau C_1}{vJ}}.$$

Два корня характеристического уравнения $A_3s^3 + A_2s^2 + A_1s + 1 = 0$, где $s = i\omega$ — переменная Лапласа, обычно бывают комплексными сопряженными, за исключением случаев, когда J мало, а τ велико. Поскольку один из корней характеристического уравнения обязательно действительный, то передаточную функцию гидропередачи можно записать в форме

$$W(i\omega) = \frac{K}{(T_1s + 1)(T_2^2s^2 + 2\zeta T_2s + 1)} \quad (\text{XI.9})$$

Таким образом, гидропередачу можно представить в виде двух последовательно соединенных звеньев (рис. XI.2, а) — апериодического звена с постоянной времени T_1 и колебательного звена с постоянной времени T_2 и коэффициентом демпфирования ζ , причем связь между параметрами A_3, A_2, A_1, T_1, T_2 и ζ определяется равенствами $T_1T_2 = A_3, T_2(1 + 2\zeta T_1) = A_2$ и $T_1 + 2\zeta T_2 = A_1$, приводящимися к кубическому уравнению, действительный корень которого позволяет найти постоянную времени апериодического звена T_1 , а по ней T_2 и ζ .

Только при обращении шарнирного момента в нуль ($C_1 = 0$) передаточная функция гидропередачи принимает форму, обычно без каких-либо оговорок используемую в различных курсах следящих систем [1, 98, 103]:

$$W_B(s) = \frac{K_B}{s(T_2^2s^2 + 2\zeta_B T_2s + 1)} = \frac{\psi}{e_1}, \quad (\text{XI.10})$$

где ψ — угол поворота вала гидродвигателя, отличающийся от угла θ условием

$$\dot{\psi} = \dot{\theta} + \frac{C_0\tau}{C_2\tau + 1}, \quad (\text{XI.11})$$

коэффициент усиления $K_B = \frac{\omega_1\omega_1}{\omega_2(C_2\tau + 1)}$, $T = \sqrt{\frac{vJ}{C_2\tau + 1}}$ и $\zeta_B = \frac{C_2v + \tau J}{2\sqrt{vJ(C_2\tau + 1)}}$.

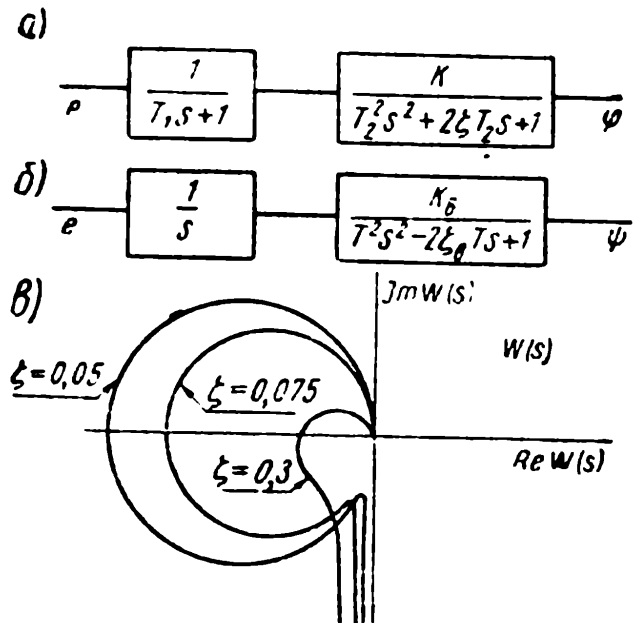


Рис. XI.2. Структурные схемы гидропривода машинного регулирования: а) — при «шарнирном» моменте, отличном от нуля; б) — при отсутствии шарнирного момента; в) — амплитудно-фазовая характеристика

В этом случае гидропередачу можно представить в виде двух последовательно соединенных звеньев (рис. XI.2, б) — интегрирующего звена с коэффициентом усиления, равным единице, и колебательного звена с коэффициентом усиления K_B , постоянной времени T и коэффициентом демпфирования ζ_B . На рис. XI.2, в показан годограф (траектория конца вектора передаточной функции на комплексной плоскости при изменении частоты от нуля до ∞) рассматриваемой передаточной функции $W_B(s) = W_B(i\omega)$ в той форме, в которой его обычно приводят в курсах следящих систем [98, 103].

При больших инерционных нагрузках нельзя пренебрегать эффектом сжимаемости рабочей жидкости ($v=0$) и рассматривать нагрузку только как инерционную ($C_2=0$). Так, в исходном дифференциальном уравнении коэффициент при $\ddot{\theta}$ является произведением vJ , и если J велико, то малые величины v могут дать весомое значение произведения vJ . Допущение о том, что можно учитывать только потери на утечки, чрезмерно грубо, тем более что механические потери только в гидромоторе обычно бывают больше объемных. Поэтому использование передаточной функции гидропривода в форме

$$W_\theta(s) = \frac{K_\theta}{s(T_\theta s^2 + 1)} = \frac{\theta}{1/e_1}, \quad (\text{XI.12})$$

где коэффициент усиления $K_\theta = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ и $T_\theta = \tau J$, может дать решения, далекие от действительно происходящих явлений главным образом из-за чрезмерного занижения демпфирующих свойств системы, а также из-за использования по-существу аппроксимирующего уравнения (XI.12) более низкого порядка с неточными значениями коэффициентов.

§ XI.4. Уточненное выражение передаточной функции гидропередачи

Уточненное выражение передаточной функции гидропередачи может быть получено при учете динамической подачи (см. § VI.5). Так, если в поршневой гидромашине поршни внутри цилиндрического блока совершают моногармонические движения, то полная подача в соответствии с равенством (VI.23) описывается выражением [62 и 71]

$$Q_d = \xi_1 e_1 \omega_1 \omega_1 + \xi_2 \frac{\pi}{2} \omega_1 \dot{e}_1 = e_{\text{пр}} \omega_1 \omega_1, \quad (\text{XI.13})$$

в котором будем вначале считать коэффициенты ξ_1 и ξ_2 постоянными, а приведенный сигнал

$$e_{\text{пр}} = e_1 + \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\dot{e}}{\omega_1}.$$

Следовательно, при использовании в гидроприводе насоса, замыкатели которого обеспечивают моногармоническую подачу с частотой приводного двигателя ω_1 , из-за существования динамической подачи в управляющий сигнал вводится производная от него с коэффициентом пропорциональности, равным $\frac{\pi}{2\omega_1}$.

Поэтому действительное выражение передаточной функции вместо, например, выражения (XI.9), будет следующим:

$$\bar{W}(i\omega) = W(i\omega) + i \frac{\pi\omega}{2\omega_1} W(i\omega). \quad (\text{XI.14})$$

Следовательно, коэффициент пропорциональности вводимой в управляющий сигнал производной от него обратно пропорционален угловой скорости насоса, поэтому безразлично, какой выбирать насос, обладающий заданным значением ω_1 .

Уточненная в этом смысле передаточная функция будет, взамен равенства (XI.9), описываться уравнением

$$W_d(i\omega) = \frac{K \left(1 + \frac{\pi}{2\omega_1} s\right)}{(T_1 s + 1)(T_2^2 s^2 + 2\zeta T_2 s + 1)} = \frac{K(T_2 s + 1)}{(T_1 s + 1)(T_2^2 s^2 + 2\zeta T_2 s + 1)}. \quad (\text{XI.15})$$

Изменится соответственно и структурная схема (рис. XI.3, а), а устойчивость системы повысится из-за того, что годограф I передаточной функции (рис. XI.3, б) заменится годографом II, приближая точку встречи с осью абсцисс к началу координат.

Годографы передаточной функции при $\zeta=0,05$ и $\zeta=0,3$ показаны на рис. XI.3, в и XI.4 соответственно.

§ XI.5. Машинные помехи, вызываемые неравномерностью подачи

Машинные помехи, вызываемые неравномерностью подачи, могут быть оценены учетом колебания мгновенного значения ω_1 в соответствии с колебанием коэффициента равномерности подачи ξ_1 , выражение которого для каждого типа гидромашин приводилось в предыдущих разделах (см. § VI.1 и VI.5). Так, для поршневых гидромашин, в которых поршни совершают моногармонические движения,

$$\xi_1 = \frac{\pi}{2} \sum_n \sin \alpha_i.$$

В общем виде коэффициент равномерности подачи может быть представлен в форме

$$\xi_1 = 1 + \sum B_i \sin izv\omega_1 t_i, \quad (\text{XI.16})$$

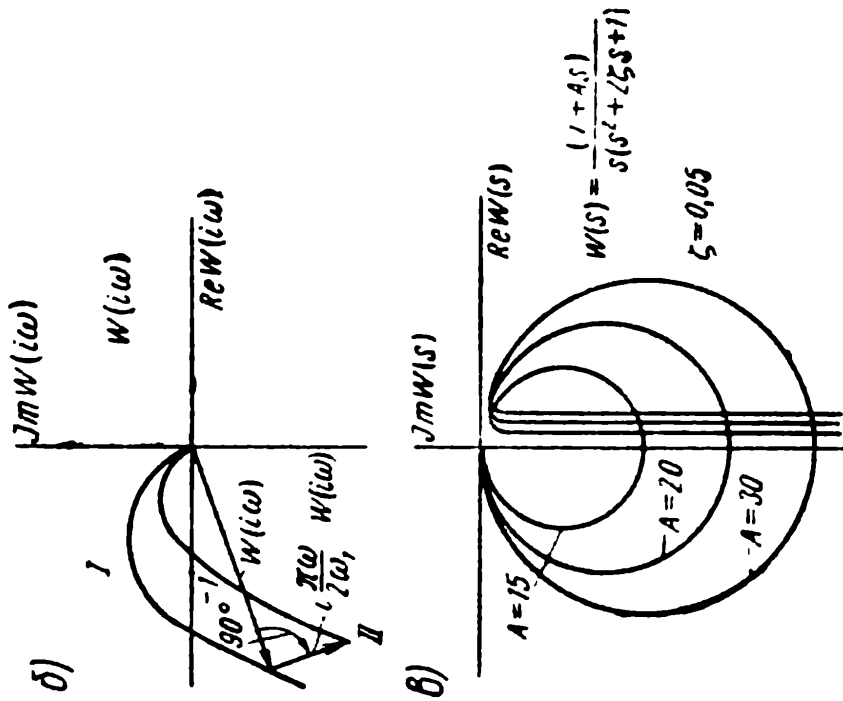
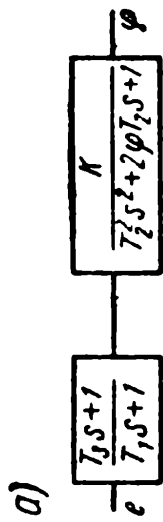


Рис. XI.3. Влияние динамической подачи на годограф передаточной функции:
 а) — структурная схема; б) — влияние производной от командного сигнала на амплитудно-фазовую характеристику; в) — амплитудно-фазовая характеристика при $\zeta = 0,05$

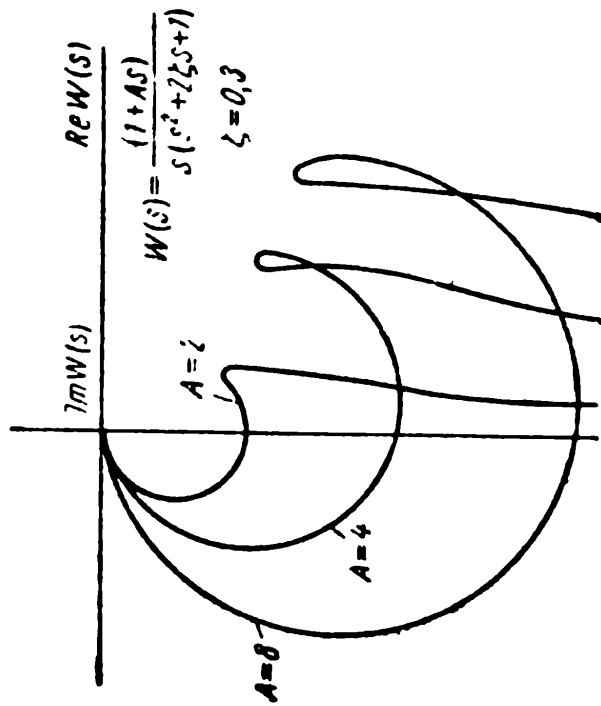


Рис. XI.4. Амплитудно-фазовая характеристика при $\zeta = 0,3$

приемлемой для конструкций, у которых поршни совершают полигармонические движения (см., например, § VI.10, VII.16 и др.), причем z — число замыкателей, $\nu=1$ при z четном и $\nu=2$ при z нечетном [71].

Более общую форму передаточной функции применительно к любому расходу Q_j , подаваемому насосом, можно получить из равенства (XI.6):

$$Q_j = \omega_2 \dot{\theta} + \omega_2^2 \tau \Delta p + \omega_2^2 \nu \Delta \dot{p}, \quad (\text{XI.17})$$

которое после подстановки равенств (XI.4) и (XI.5) принимает форму [62]

$$\varphi = \sum_{j=1}^{\infty} \varphi_j = \frac{\sum_{j=1}^{\infty} Q_j}{[A_3 (i\omega_j)^3 + A_2 (i\omega_j)^2 + A_1 (i\omega_j) + 1] \omega_2 \tau C_1}, \quad (\text{XI.18})$$

где A_1 , A_2 и A_3 — те же коэффициенты, что и в уравнении (XI.7);

φ_j — составляющая выходной координаты, обусловленная расходом Q_j ;

ω_j — частота колебания этого расхода.

Обозначим отклик на выходе гидropередачи из-за колебания подачи через φ^* , который в соответствии с равенствами (XI.16) и (XI.18) будет равен

$$\begin{aligned} \varphi^* &= Ke_1 \sum \frac{B_j \sin jz\nu\omega_1 t_j}{A_3 (i\omega_j^*)^3 + A_2 (i\omega_j^*)^2 + A_1 (i\omega_j^*) + 1} = \\ &= \sum W(i\omega_j^*) e_1 B_j \sin jz\nu\omega_1 t_j. \end{aligned}$$

Имея в виду, что $e_1 B_j \sin jz\nu\omega_1 t_j$ после подстановки $e_1 = A_e \sin \omega t$ приводится к сумме $\frac{1}{2} A_e B_j \sin \left(\frac{\pi}{2} - \omega_{aj} t_j \right) + A_e B_j \sin \left(\omega_{bj} t_j - \frac{\pi}{2} \right)$, можно записать

$$\varphi^* = \sum_{j=1}^{\infty} e_{aj} W(i\omega_{aj}) + \sum_{j=1}^{\infty} e_{bj} W(i\omega_{bj}), \quad (\text{XI.19})$$

где

$$\left. \begin{aligned} e_{aj} &= \frac{1}{2} A_e B_j \sin \left(\frac{\pi}{2} - \omega_{aj} t_j \right) = \frac{1}{2} A_e B_j \cos \omega_{aj}; \\ e_{bj} &= \frac{1}{2} A_e B_j \sin \left(\omega_{bj} t_j - \frac{\pi}{2} \right) = -\frac{1}{2} A_e B_j \cos \omega_{bj}; \\ \omega_{aj} &= jz\nu\omega_1 - \omega; \\ \omega_{bj} &= jz\nu\omega_1 + \omega; \end{aligned} \right\} (\text{XI.20})$$

ω_1 — угловая скорость вала насоса и ω — угловая частота командного сигнала.

§ XI.6. Машинные помехи, вызываемые неравномерностью дополнительной подачи

Машинные помехи, вызываемые неравномерностью дополнительной подачи, определяются по величине ξ_2 в соответствии с равенством (III.5) и аналогично тому, как по величине коэффициента равномерности подачи ξ_1 определялись дополнительные сигналы помех e_{aj} и e_{bj} .

Для поршневых гидромашин, в которых поршни совершают моногармоническое движение, коэффициент равномерности дополнительной подачи ξ_2 , $\frac{\pi}{2} \omega_1 \dot{e}_1$ определяется выражением $\xi_2 = \frac{2}{z} \sum_n (1 - \cos \alpha_i)$. В общем виде коэффициент равномерности дополнительной подачи может быть представлен в форме

$$\xi_2 = 1 + \sum_{j=1}^{\infty} C_j \sin jz\omega_1 t_j, \quad (\text{XI.21})$$

приемлемой для конструкций, у которых поршни совершают полигармонические движения (см., например, § VI.10, VII.16).

Тогда, используя равенство (XI.18), можно получить выражение отклика на выходе гидропередачи, вызываемого колебанием дополнительной подачи

$$\begin{aligned} \varphi^{**} &= \frac{\pi \omega_1 \dot{e}_1}{2\omega_2 \tau C_1 K} \sum_{j=1}^{\infty} W(i\omega_j) C_j \sin jz\omega_1 t_j = \\ &= \frac{i\pi}{2\omega_1} \left[\sum e_{cj} \omega_{cj} W(i\omega_{cj}) + \sum e_{dj} \omega_{dj} W(i\omega_{dj}) \right], \quad (\text{XI.22}) \end{aligned}$$

где

$$\left. \begin{aligned} e_{cj} &= \frac{1}{2} A_e C_j \sin \left(\frac{\pi}{2} - \omega_{cj} t_j \right) = \frac{1}{2} A_e C_j \cos \omega_{cj} t_j; \\ e_{dj} &= \frac{1}{2} A_e C_j \sin \left(\omega_{dj} - \frac{\pi}{2} \right) = -\frac{1}{2} A_e C_j \cos \omega_{dj} t_j; \\ \omega_{cj} &= jz\omega_1 - \omega; \\ \omega_{dj} &= iz\omega_1 + \omega. \end{aligned} \right\} (\text{XI.23})$$

Поскольку $e = A_e \sin \omega t$, выражение $e_1 C_j \sin jz\omega_1 t = A_e C_j \sin \omega t \times \times \sin jz\omega_1 t$, приводится к сумме $\frac{1}{2} A_e C_j \sin \left(\frac{\pi}{2} - \omega_{cj} t_j \right) + \frac{1}{2} A_e C_j \times$

$\times \sin\left(\omega_{dj} - \frac{\pi}{2}\right)$, а переход от \dot{e}_1 к e_1 осуществляется при помощи равенства

$$\dot{e}_1 \mathbb{W}(i\omega_j) = ie_1 \omega_j \mathbb{W}(i\omega_j).$$

Следовательно, при передаче командного сигнала e_1 через гидропередачу помимо возникающего дополнительного сигнала в виде производной от управляющего сигнала появляются еще машинные помехи двух видов. Помехи первого вида будут такими, как и основной отклик на командные сигналы $\sum_{j=1}^{\infty} (e_{aj} + e_{bj})$, а помехи второго вида — как отклики на результат введения производных от командных сигналов [62].

Частота $jz\omega_1$ носит наименование коммутационной (обусловлена системой распределения и кинематическими свойствами механизма). Она определяет различные стороны рабочего процесса гидромашины (колебание нагрузок на отдельные звенья, вибрация, воздушный шум, процессы в запертом объеме и т. п.).

Главная составляющая входной координаты — расход — определяется произведением переменных (геометрическая подача на коэффициент равномерности), т. е. является мультипликативной функцией. Поэтому и возникают так называемые боковые частоты ω_{aj} , ω_{bj} , ω_{cj} и ω_{dj} , меняющиеся в широких пределах с изменением частоты сигнала ω и коммутационной частоты $jz\omega_1$ [62].

Г Л А В А XII

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

§ XII.1. Надежность

Надежностью называют качество (свойство) изделия, характеризующее вероятной способностью безотказно обеспечивать выполнение требуемых функций в течение заданного промежутка времени. Поэтому количественная оценка надежности должна зависеть от времени, уменьшаясь с его увеличением.

Состояние изделия на заданный и последующий моменты времени по отношению к основным параметрам оценивается работоспособностью, причем его исправность означает соответствие всем требованиям, предъявляемым к изделию.

Под сохраняемостью понимают вероятность сохранения работоспособности в течение определенного срока хранения в определенных условиях.

Ремонтопригодность — приспособленность к восстановлению исправности и к поддержанию заданного технического ресурса путем предупреждения, обнаружения и устранения неисправностей и отказов. Ремонтопригодность определяет эффективность конструкций.

Теория надежности рассматривает вероятные закономерности нарушения работоспособности системы или элементов, ее комплектующих, и на этой основе создает метод расчета и прогнозирования отказов. Теория надежности изыскивает способы повышения надежности при конструировании, обеспечения заданного уровня надежности в процессе производства и сохранения надежности в процессе эксплуатации [50 и 56].

Практически можно достичь любого уровня надежности и точности, но ценой больших затрат, поэтому большую роль

играют оптимальные соотношения между необходимыми характеристиками системы, надежностью и технологичностью, а также условиями эксплуатации.

Для нахождения таких оптимальных соотношений необходимо установление количественных показателей, оценивающих надежность, что осуществляется при помощи теории вероятности [16] и использовании статистического метода.

Поскольку теория надежности оперирует статистическими материалами, несомненна важность сбора, учета, систематизации и анализа статистических сведений, характеризующих надежность изделий.

Чем больше масштаб выпуска изделий, тем больше возможностей для получения необходимых статистических материалов и тем более они достоверны. В настоящее время имеется достаточно достоверных материалов для проведения расчета надежности многих систем автоматических приводов и много меньше материалов в случае, если в составе системы автоматического привода используется гидropередача, главным образом из-за того, что они изготавливаются мелкими сериями и даже индивидуально при сколь-нибудь значительных мощностях.

Для оценки надежности любой системы необходимо знание надежности каждого составляющего элемента, поэтому в настоящей главе сведения о надежности гидropередач ограничиваются сообщением методики определения их надежности с целью начального ознакомления с приемами, применяемыми в этом курсе, и ради получения ориентировочных числовых оценок, без которых невозможно проектирование автоматического привода с гидropередачей, обладающего заранее заданной надежностью.

§ XII.2. Основания расчета надежности

Количественные характеристики надежности определяются типом распределения среднего времени безотказной работы и параметрами этого распределения. В случае заранее известного экспоненциального закона распределения достаточно знать опасность (интенсивность) отказов λ , обратная величина которого является средним временем безотказной работы $T_{\text{ср}}$ (математическое ожидание времени безотказной работы).

Обычно пользуются четырьмя основными параметрами: вероятностью безотказной работы в течение заданного интервала времени $P(t)$, $T_{\text{ср}}$, $\lambda(t)$ и частотой отказов $a(t)$ [82].

Рассмотрим достаточно большую серию одинаковых изделий, число которых перед началом испытания было N_0 . В про-

цессе испытания часть изделий отказывает в работе и за время Δt число вышедших из строя изделий будет n_i .

Если обозначить через t время безотказной работы, то вероятностью исправной работы в течение промежутка времени $T > t$ будет называться выражение

$$P(t) = \lim_{\substack{\Delta t \rightarrow 0 \\ N_0 \rightarrow \infty}} \frac{N_0 - \sum_{i=0}^t n_i}{N_0}. \quad (\text{XII.1})$$

Очевидно, $P(0) = 1$ (любое изделие наверняка работает) и $P(\infty) = 0$ (любое изделие наверняка выходит из строя), поэтому $0 \leq P(t) \leq 1$.

Следовательно, надежность определяется как вероятность того, что время безотказной работы изделия T будет больше заданного времени t . Это утверждение записывается в форме

$$P(t) = p\{T > t\} \quad (\text{XII.2})$$

и подлежит определению (рис. XII.1, а).

Из-за конечности числа объектов рассматриваемой серии равенство (XII.1) на практике заменяется приближенным равенством

$$P(t) \approx \frac{N_0 - \sum_{i=0}^{t-1} n_i}{N_0}, \quad (\text{XII.3})$$

где n_i — число отказов, происшедших к моменту времени t_i , т. е. понятие вероятности заменяется статистическим понятием.

Очевидно, величина $P(t)$ охватывает все факторы, существенно влияющие на надежность, позволяет просто судить о надежности и использовать ее при проектировании новой аппаратуры.

Средним временем исправной работы (математическим ожиданием времени исправной работы) называют выражение

$$T_{\text{ср}} = \lim_{\substack{\Delta t \rightarrow 0 \\ N_0 \rightarrow \infty}} \frac{\sum_{i=1}^t n_i \Delta t_{\text{ср}i}}{N_0} \quad \text{при } \Delta t_{\text{ср}i} \rightarrow 0 \text{ и } N_0 \rightarrow \infty, \quad (\text{XII.4})$$

где $\Delta t_{\text{ср}i} = \frac{1}{2} (t_{i-1} + t_i)$.

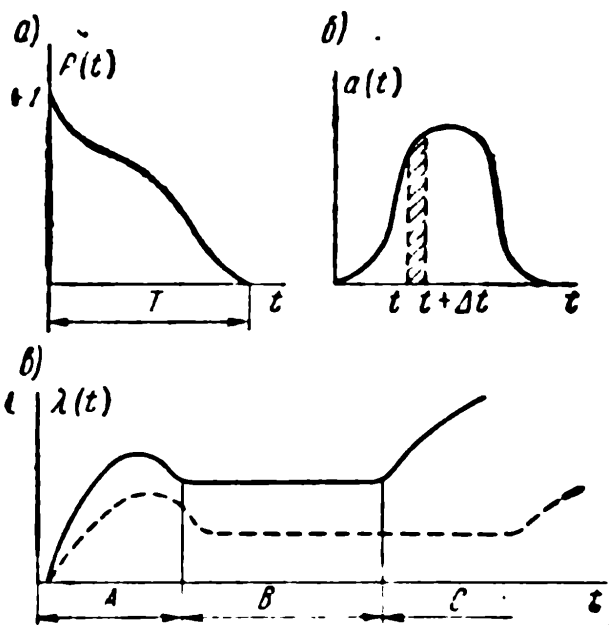


Рис. XII.1. Характеристики надежности:

а) — надежность; б) — частота отказов;
в) — опасность отказов

Величина $T_{\text{ср}}$ удобна для оценки неремонтируемых изделий и позволяет определять необходимое количество запасных изделий на заданный календарный срок эксплуатации, но не является полной характеристикой. Так, две серии с одинаковыми $T_{\text{ср}}$ могут отличаться тем, что для первой серии в течение времени $t_1 < T_{\text{ср}}$ отказов нет и после $t_2 > T_{\text{ср}}$ все изделия выходят из строя, а для второй серии оба неравенства несправедливы.

Каждая случайная величина характеризуется функцией, называемой плотностью вероятности, которая оценивает вероятность того, что время отказа находится в определенном интервале времени Δt_i :

$$a(t) = \lim \frac{n_i \Delta t_i}{N_i \Delta t_i} \text{ при } \Delta t_i \rightarrow 0 \text{ и } N_0 \rightarrow \infty. \quad (\text{XII.5})$$

При конечных значениях Δt_i и N_0 выражение

$$a(t) \approx \frac{n_i}{N_0 \Delta t_i}, \quad (\text{XII.6})$$

представляющее собой отношение числа отказавших в единицу времени изделий к общему числу испытываемых изделий, называется частотой отказов (рис. XII.1, б).

Очевидно,

$$\int_0^{\infty} a(t) dt = 1, \quad P(t) = \int_t^{\infty} a(t) dt \text{ и } a(t) = -\frac{d}{dt} P(t).$$

Интенсивностью отказов называют выражение

$$\lambda(t) = \lim \frac{\frac{n_i}{\Delta t}}{(N_0 - \sum_{i=1}^i n_i) \Delta t_i} \text{ при } \Delta t_i \rightarrow 0 \text{ и } N_0 \rightarrow \infty, \quad (\text{XII.7})$$

где $\sum_{i=1}^i \frac{n_i}{\Delta t}$ — число изделий, отказавших к рассматриваемому промежутку времени; поэтому интенсивностью отказов можно назвать отношение числа отказов в единицу времени к числу изделий, безотказно работающих к началу рассматриваемого промежутка времени.

Очевидно,

$$\lambda(t) = \frac{a(t)}{P(t)} = -\frac{d}{dt} \ln P(t). \quad (\text{XII.8})$$

§ XII.3. Характеристика интенсивности отказов

Характеристика интенсивности отказов (рис. XII.1, в) включает три зоны: зона приработки A , в которой интенсивность отказов больше; зона нормальной эксплуатации B , в которой чаще всего интенсивность отказов неизменна, и зона старения C , т. е. выход из строя из-за потери износной работоспособности.

Интенсивность отказов существенно зависит от режима эксплуатации или испытания. При разгруженном режиме все зоны увеличиваются, а значения $\lambda(t)$ уменьшаются (штриховая линия на рис. XII.1, в).

Полученное ранее равенство (XII.8) выражает собой экспоненциальный закон надежности, который в зоне нормальной эксплуатации при $\lambda = \text{const}$ описывается уравнениями

$$P(t) = e^{-\lambda t} \text{ и } a(t) = \lambda e^{-\lambda t}, \quad (\text{XII.9})$$

имея экспоненциальное распределение.

Если иметь в виду, что $T_{\text{ср}} = \frac{1}{\lambda}$, то для случаев $\lambda = \text{const}$ экспоненциальный закон надежности описывается равенством

$$P(t) = e^{-\frac{t}{T_{\text{ср}}}}. \quad (\text{XII.10})$$

Для гидропередат, элементов гидропривода и некоторых элементов электропривода заводы-изготовители указывают ресурс данного элемента в часах или в числе рабочих циклов (см. § III.3), т. е. время, в течение которого рассматриваемое изделие обладает долговечностью не менее h часов или циклов. Положив в последнем равенстве $t = h$, получим

$$P(t) = e^{-\frac{h}{T_{\text{ср}}}}, \quad (\text{XII.11})$$

и при $h = T_{\text{ср}}$ вероятность безотказной работы уменьшается до 37%.

Следовательно, соотношение между средним временем исправной работы $T_{\text{ср}}$ и ресурсом h определяет надежность, значения которой приведены в табл. XII.1.

Высокое значение надежности может быть получено только для малого времени эксплуатации $t < h$.

Чаще всего по различным изделиям сообщаются статистические материалы об интенсивности отказов. Так, в табл. XII.2

Таблица XII. 1

$P(t)$	$\frac{T_{\text{ср}}}{h}$	$P(t)$	$\frac{T_{\text{ср}}}{h}$	$P(t)$	$\frac{T_{\text{ср}}}{h}$	$P(t)$	$\frac{T_{\text{ср}}}{h}$
0,999	1000	0,95	19,6	0,5	1,44	0,050	0,331
0,995	200	0,90	9,52	0,3	0,831	0,025	0,271
0,990	100	0,80	4,48	0,2	0,662	0,010	0,217
0,975	40	0,70	2,80	0,1	0,434	0,005	0,185

по материалам VII национального симпозиума США (1961 г.) по надежности и контролю качества приведены сведения об интенсивности отказов для ряда элементов гидропривода, в табл. XII.3 — для некоторых приборов, необходимых при испытании гидропривода, а также для комплектующих изделий и узлов деталей машин [99], в табл. XII.4 — для некоторых элементов и устройств, которые могут входить в системы с мощными гидроприводами.

Таблица XII. 2

Наименование элементов	Интенсивность отказов $10^{-6} \lambda (t) \cdot \frac{1}{h}$		
	наибольшая	средняя	наименьшая
Двигатели гидравлические	7,15	4,3	1,45
Клапаны	8,0	5,1	2,00
Клапаны запорно-выпускные	10,2	6,5	1,98
Клапаны обратные	14,1	5,7	3,27
Клапаны переключающие	1,62	0,5	0,26
Клапаны перепускные	8,13	5,88	1,41
Клапаны предохранительные	8,94	5,7	2,24
Клапаны разгрузочные	19,0	10,8	1,98
Клапаны регулируемые	19,8	8,5	1,00
Краны трехходовые	7,41	4,6	1,87
Краны четырехходовые	7,7	4,6	1,11
Краны челночные (пилоты)	9,76	6,9	2,89
Насосы с гидроприводом	45,0	14,0	6,4
Насосы с механическим приводом	31,3	13,5	3,33
Насосы с электрическим приводом	27,4	13,5	2,9
Поршни	0,35	0,2	0,08
Регуляторы давлений и расхода	5,54	2,14	0,70
Уплотнения вращения	1,12	0,7	0,25
Уплотнения скольжения	0,92	0,3	0,11
Гидроцилиндры	0,12	0,008	0,005
Пневмоцилиндры	0,013	0,004	0,002

Таблица XII.3

Наименование элементов	Интенсивность отказов $10^{-6} \lambda(t) \cdot \frac{1}{ч}$		
	наиболь- шая	средняя	наимень- шая
Вибраторы	0,80	0,50	0,40
Выключатели тепловые	0,50	0,30	0,25
Генераторы звуковой частоты	0,56	0,35	0,14
Гидромеханизмы	7,23	4,90	0,85
Головки (магнитные) записывающие	0,26	0,18	0,13
Датчики давления	6,6	3,5	1,7
Датчики температур	6,4	3,3	1,5
Датчики уровня жидкости	3,73	2,6	1,47
Двигатели шаговые	0,71	0,37	0,22
Держатели плавных предохранителей	0,10	0,02	0,008
Изоляция	0,72	0,50	0,011
Кристаллы генераторов колебаний	1,1	0,60	0,10
Кулачки	0,004	0,002	0,001
Передачи винтовые	0,098	0,05	0,002
Передачи зубчатые	0,20	0,12	0,0118
Подшипники игольчатые и роликовые	1,0	0,5	0,02
Подшипники скольжения	0,42	0,21	0,008
Подшипники шариковые легких серий	1,72	0,875	0,035
Подшипники шариковые тяжелых серий	3,53	1,8	0,072
Пружины	0,221	0,1125	0,004
Пружины калиброванные	0,42	0,22	0,009
Счетчики электрические	5,77	1,375	1,35
Тахометры	0,55	0,30	0,25
Тензометры	15,0	11,6	1,01
Шестерни прямозубые	4,3	2,175	0,087

§ XII.4. Порядок расчета количественного значения надежности

Расчет основывается на использовании экспоненциального закона надежности при помощи равенства (XII.9), которое для изделия, состоящего из j элементов, записывается в форме

$$P(t) = e^{-\lambda_{\Sigma} t}, \quad (XII.12)$$

где $\lambda_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{i=j} \lambda_i$.

Разделение изделия на элементы различно и зависит от способа проведения анализа, главным образом, от имеющихся материалов, которые могут быть получены по значениям интенсивности отказов $\lambda(t)$.

Таблица XII. 4

Наименование элементов	Интенсивность отказов $10^{-6} \lambda (t) \cdot \frac{1}{\tau}$		
	наибольшая	средняя	наименьшая
Баки	2,52	1,5	0,48
Вентиляторы	3,57	2,4	0,89
Вентиляционные каналы	1,3	0,5125	0,21
Воздуходувки	4,38	2,237	0,090
Кожухи пылезащитные	0,01	0,006	0,002
Муфты соединения валов	0,049	0,025	0,001
Муфты управления	3,21	1,6375	0,065
Муфты фрикционные	0,94	0,30	0,07
Резервуары (малые) на высокое давление	0,144	0,08	0,044
Резервуары (малые) на нормальное давление	0,324	0,18	0,10
Теплообменники	18,6	15,0	2,21
Термостаты	0,14	0,06	0,02
Шланги нормального давления	3,22	2,0	0,05
Шланги высокого давления	5,22	3,9375	0,157
Электродвигатели	0,58	0,3	0,11
Нагревательные элементы	0,04	0,02	0,01

Таблица XII. 5

Наименование элемента	Количество, шт.	Среднее значение интенсивности отказов $10^{-6} \lambda (t) \cdot \frac{1}{\tau}$	$10^{-6} \Sigma \lambda$
Синус-косинусный вращающийся трансформатор	2	3,0	6,0
Датчик скорости в виде асинхронного тахогенератора переменного тока	1	2,0	2,0
Гиротаксометр	1	3,0	3,0
Фазочувствительный выпрямитель	1	1,7	1,7
Выпрямители	4	0,9	3,6
Блок суммирования	1	1,5	1,5
Гидравлический исполнительный элемент	1	2,0	2,0
Электрогидравлический преобразователь	1	0,7	0,7
Гидравлический сумматор	1	0,5	0,5
Преобразующее устройство	2	0,2	0,4
Дроссели постоянные	4	0,1	0,4
Клапаны	12	2,0	24
Гидравлические сервомоторы	1	4,3	4,3
Ограничители мощности	2	2,0	4,0
Соленоиды	4	0,1	0,4
		Всего	54,5

В качестве примера рассмотрим определение надежности регулятора скорости, состав которого и сведения об интенсивности отказов его элементов приведены в табл. XII.5.

Суммарная интенсивность отказов рассматриваемого регулятора скорости $10^6 \lambda_{\Sigma} = 54,5$, поэтому вероятность безотказной работы в течение $t = 2000$ ч времени по уравнению (XII.12) будет составлять

$$P = e^{-\lambda_{\Sigma} t} = e^{-54,5 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^3} = e^{-0,109} = 0,895.$$

Подобного рода элементарный расчет нуждается в уточнении, поскольку величины λ имеют разброс, различаются для изделий, выпускаемых разными заводами, и зависят от характеристики режимов эксплуатации. При необходимости должны проводиться в определенных условиях испытания изделия или ряда составляющих его элементов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автоматические регуляторы и следящие системы. Основы автоматического управления. Под ред. Солодовникова. Т. 3. Машгиз, 1963.
2. Ананьев С. Л. и Елизаветин М. А. Производство гидроприводов. Профтехиздат, 1961.
3. Астафьев В. Д. Справочник по расчету цилиндрических витых пружин сжатия—растяжения. Машгиз, 1960.
4. Ачеркан Н. С. Определение степени неравномерности подачи роторных поршеньковых гидромашин с кольцевой направляющей. «Вестник машиностроения», № 9, 1950.
5. Бахметьев Б. А. Введение в изучение неустановившегося движения жидкости. Вып. 1, Петроград, 1915.
6. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. Машгиз, 1963.
7. Башта Т. М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты. Оборонгиз, 1951.
8. Белянин П. И. и Черненко Ж. С. Авиационные фильтры и очистительные гидравлические системы. «Машиностроение», 1964.
9. Беркович Ф. М. Условные обозначения и терминология гидропривода за рубежом. Изд. ЦИНТИМАШ, 1963.
10. Богданов О. И. и Кудрявцев Г. П. К расчету кольцевых гидростатических подпятников. «Вестник машиностроения», № 1, 1965.
11. Борисова Н. А. Усилие на регулирующем органе при коническом размещении поршней в цилиндрической блоке. Гидроавтоматика. «Наука», 1965.
12. Борисова Н. А. Статические и динамические характеристики гидропривода «сопло—заслонка—гидроцилиндр». Труды МАИ, № 134. Оборонгиз, 1961.
13. Бруевич А. Г. Кинематика пространственных механизмов. Труды ВВА им. Жуковского, вып. 22, 1937.
14. Бронштейн И. Н. и Семендяев К. А. Справочник по математике. Физматгиз, 1962.
15. Бурдун Г. Д., Калашников Н. В. и Стоцкий Л. Р. Международная система единиц. Высшая школа, 1964.
16. Вентцель Е. С. Теория вероятности. Физматгиз, 1962.
17. Галил-Оглы Ф. А. и Гиллинская Н. С. Резины из фторкаучука. «Каучук и резина», № 3, 1965.
18. Гамынин Н. С. Гидроусилитель типа «сопло—заслонка». Труды МАИ, № 134. Оборонгиз, 1961.
19. Гамынин Н. С. Основы следящего привода. Оборонгиз, 1962.
20. Гамынин Н. С. Уравнение движения и частотные характеристики гидропривода с объемным регулированием. Труды МАИ, № 117. Оборонгиз, 1959.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	6
Глава I. Роторные гидромашинны	
§ I.1. Определение роторных гидромашин	9
§ I.2. Классификация роторных гидромашин	15
Глава II. Рабочая жидкость	
§ II.1. Свойства рабочей жидкости	19
§ II.2. Вязкость	21
§ II.3. Температура вспышки и горючесть	26
§ II.4. Химическая стабильность масел	27
§ II.5. Выбор масла для гидропередачи	30
Глава III. Схемы составления гидропередач машинного регулирования и общие количественные соотношения	
§ III.1. Объемные гидропередачи машинного регулирования	33
§ III.2. Основные количественные соотношения роторных гидромашин	36
§ III.3. Критерии оценки стационарных режимов работы роторной гидромашинны	40
§ III.4. Динамические возможности гидромотора	43
§ III.5. Давление в запертом объеме рабочей клетки	46
§ III.6. Статические характеристики объемных гидропередач	52
§ III.7. Выбор наименьшего размера гидромашин	55
Глава IV. Шестеренные и винтовые гидромашинны	
§ IV.1. Шестеренные насосы с внешним зацеплением	57
§ IV.2. Геометрическая подача	58
§ IV.3. Рабочий объем	61
§ IV.4. Величина изменения запертого объема	63
§ IV.5. Разгрузка от запертого объема	64
§ IV.6. Шестеренные гидромашинны с внутренним зацеплением	66
§ IV.7. Конструктивные формы шестеренных гидромашин	67
§ IV.8. Расчет шестеренного насоса с внешним зацеплением	71
§ IV.9. Влияние термического эффекта и сжатия рабочей жидкости на форму пьезометрической линии	74
§ IV.10. Устройство и действие винтовой гидромашинны	78
§ IV.11. Геометрия циклоидального зацепления	80

§	IV.12.	Корректирование циклоидального зацепления	81
§	IV.13.	Гидростатическая разгрузка винтов	83
§	IV.14.	Расчет винтовых гидромашин	86
§	IV.15.	Винтовые насосы с прямоугольной резьбой	86
Глава V. Шиберные гидромашинны			
§	V.1.	Подача шиберной гидромашинны	89
§	V.2.	Рабочий объем шиберной гидромашинны	90
§	V.3.	Неравномерность подачи шиберной гидромашинны	93
§	V.4.	Шиберный насос двойного действия	96
§	V.5.	Неравномерность подачи шиберных гидромашин двойного действия	98
§	V.6.	Конструкции насосов двойного действия	101
§	V.7.	Соотношение размеров рабочих органов шиберных гидромашин	102
Глава VI. Радиально-поршневые гидромашинны			
§	VI.1.	Гидромашинна с плоской направляющей	104
§	VI.2.	Анализ силовых воздействий	110
§	VI.3.	Силовые воздействия водителя на ротор	111
§	VI.4.	Гидростатическое уравновешение распределительной оси	114
§	VI.5.	Динамическая подача	115
§	VI.6.	Расчет гидростатического уравновешения	118
§	VI.7.	Влияние сжимаемости рабочей жидкости на расчет гидростатического уравновешения	124
§	VI.8.	Порядок расчета гидростатического уравновешения	130
§	VI.9.	Динамика замкнутого гидростатического уравновешения	132
§	VI.10.	Гидромашинны с цилиндрическими направляющими	134
§	VI.11.	Гидромашинны с коническими направляющими	145
§	VI.12.	Материалы основных деталей гидромашин	149
§	VI.13.	Высокомоментные гидромоторы	151
§	VI.14.	Базовые соотношения механизмов ГМВ	160
§	VI.15.	Профилирование копира	165
§	VI.16.	Расчет геометрии распределителей ГМВ	169
§	VI.17.	Пример расчета многоходового радиально-поршневого ГМВ	171
Глава VII. Аксиально-поршневые гидромашинны			
§	VII.1.	Аксиально-поршневая гидромашинна с силовым карданом	176
§	VII.2.	Кинематика асинхронного кардана	179
§	VII.3.	Кинематика относительного движения поршня	182
§	VII.4.	Конструктивные приемы выравнивания подачи	185
§	VII.5.	Диаметры поршней	187
§	VII.6.	Примерный порядок расчета аксиально-поршневой гидромашинны с силовым карданом	189
§	VII.7.	Аксиально-поршневые гидромашинны с точечным касанием	191
§	VII.8.	Расчет торцевого распределения	193
§	VII.9.	Усилия, действующие на поршни гидромашинны	194
§	VII.10.	Торцевое распределение в конструкциях с неподвижным цилиндрическим блоком	196
§	VII.11.	Момент на регулирующем органе	198
§	VII.12.	Аксиально-поршневая гидромашинна с коническим размещением поршней	204
§	VII.13.	Гидростатическая разгрузка башмаков головок поршней	208
§	VII.14.	Аксиально-поршневая гидромашинна с двойным несилковым карданом	212
§	VII.15.	Кинематика двойного кардана	219
§	VII.16.	Кинематика аксиально-поршневых гидромашинны различных типов	221

§ VII.17.	Оценка влияния угловой асинхронности цилиндрического блока на перемещения поршня	229
§ VII.18.	Кинематика гидромашин при использовании синхронного кардана	236
§ VII.19.	Размеры поршневой группы и цилиндрического блока	241
§ VII.20.	Геометрия торцевого распределения	246
§ VII.21.	Расчет двойного кардана	255
§ VII.22.	Расчет бужс	259
§ VII.23.	Расчет люльки и вала	261
§ VII.24.	Расчет усилия на регулирующем органе насоса	263
§ VII.25.	Соединительные магистрали	266
§ VII.26.	Тепловой расчет	267

Глава VIII. Аксиально-поршневые гидромашинны бескарданного типа

§ VIII.1.	Конструкция Гидроматик	269
§ VIII.2.	Кинематика бескарданных гидромашин	271
§ VIII.3.	Реверсивные нерегулируемые гидромашинны	276
§ VIII.4.	К.п.д. и ресурс гидромашин типа Брюнингхауз	278
§ VIII.5.	Порядок расчета аксиально-поршневых гидромашин бескарданного типа	281
§ VIII.6.	Сравнение аксиально-поршневых гидромашин различных типов	283

Глава IX. Вспомогательные устройства

§ IX.1.	Уплотнения	287
§ IX.2.	Резина как конструкционный материал	290
§ IX.3.	Конструкции уплотнений гидropередач	295
§ IX.4.	Уплотнения поршней и штоков	299
§ IX.5.	Уплотнения манжетного типа	304
§ IX.6.	Уплотнения валов с низким давлением в корпусе	306
§ IX.7.	Фильтры	309
§ IX.8.	Клапаны	314
§ IX.9.	Гидроусилители	323
§ IX.10.	Расчет усилия на золотнике гидроусилителя	336
§ IX.11.	Двухкаскадный позиционный гидроусилитель	337
§ IX.12.	Последовательность расчета однокаскадного гидроусилителя	341
§ IX.13.	Подпиточный — вспомогательный насос	341
§ IX.14.	Механизм ручного управления	344
§ IX.15.	Нуль-установитель	344
§ IX.16.	Механизм стабилизации момента	346
§ IX.17.	Трубопроводы и присоединительная арматура	347

Глава X. Закономерности изменения потерь в роторных гидромашиннах

§ X.1.	Закономерности изменения потерь	351
§ X.2.	Аппроксимация механических потерь линейным уравнением	355
§ X.3.	Оптимальный к.п.д. насоса	355
§ X.4.	Оптимальный к.п.д. гидромотора	359
§ X.5.	Определение значений характерных угловых скоростей	361
§ X.6.	Законы подобия роторных гидромашин	362
§ X.7.	Возможные системы допусков	364
§ X.8.	Действительная система допусков	368

Глава XI. Элементы динамики объемной гидропередачи

§ XI.1.	Дифференциальное уравнение объемной гидропередачи	370
§ XI.2.	Общее выражение нагрузки	372
§ XI.3.	Динамика гидропривода без учета неравномерности подачи	373
§ XI.4.	Уточненное выражение передаточной функции гидропередачи	376
§ XI.5.	Машинные помехи, вызываемые неравномерностью подачи	377
§ XI.6.	Машинные помехи, вызываемые неравномерностью дополнительной подачи	380

Глава XII. Оценка надежности гидропередачи

§ XII.1.	Надежность	382
§ XII.2.	Основания расчета надежности	383
§ XII.3.	Характеристика интенсивности отказов	386
§ XII.4.	Порядок расчета количественного значения надежности	388
Литература		391

А. В. КУЛАГИН, Ю. С. ДЕМИДОВ,
В. Н. ПРОКОФЬЕВ и Л. А. КОНДАКОВ

ОСНОВЫ теории и конструирования ОБЪЕМНЫХ гидропередатч

Под ред. докт. техн. наук
проф. В. Н. Прокофьева

*Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов машиностроительных
специальностей*



ИЗДАТЕЛЬСТВО
«ВЫСШАЯ ШКОЛА»
МОСКВА — 1968