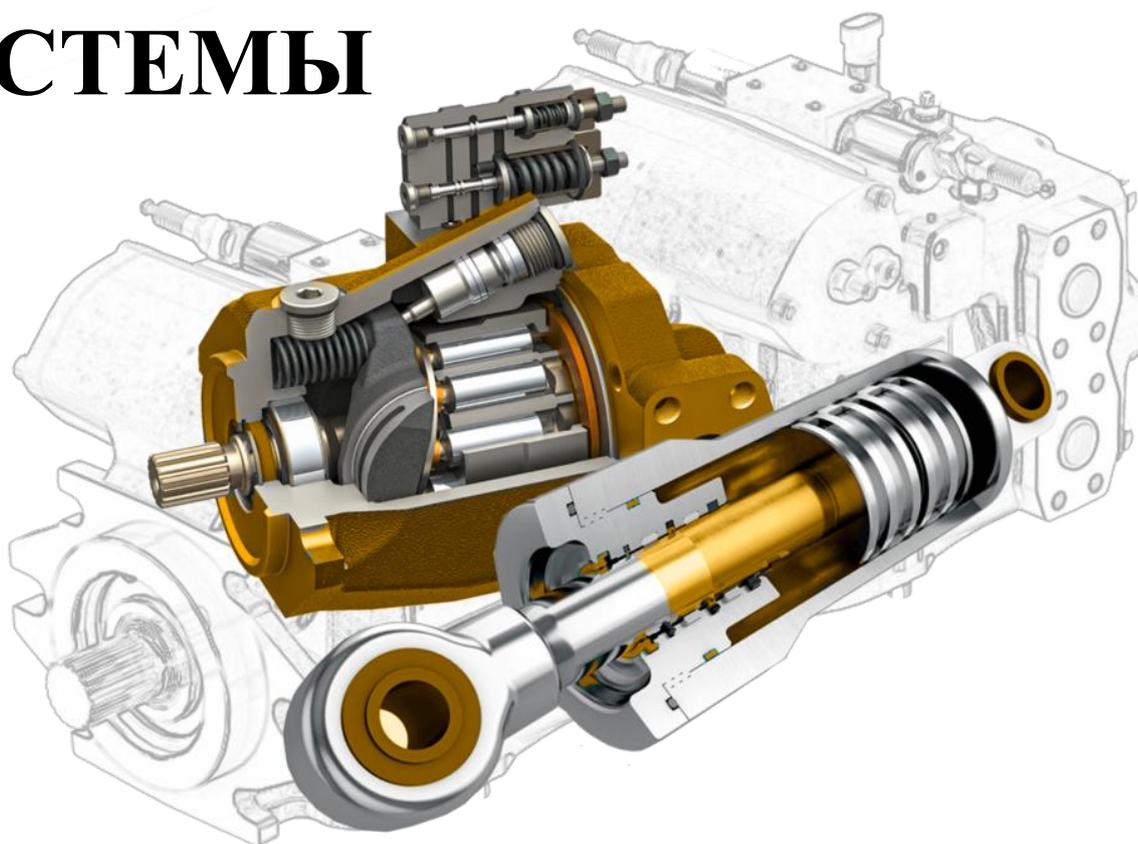


Троицкий авиационный технический колледж —
филиал федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования «Московский государственный
технический университет гражданской авиации» (МГТУ ГА)

Крутов Д. В.

Учебное пособие
**ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ
СИСТЕМЫ**



г. Троицк, 2024

Организация-разработчик:

Троицкий авиационный технический колледж — филиал Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет гражданской авиации» (МГТУ ГА)

Разработчик:

Крутов Дмитрий Витальевич, преподаватель высшей категории Цикловой комиссии Конструкция и техническая эксплуатация летательных аппаратов Троицкого АТК — филиала МГТУ ГА.

Рецензент:

Бравков Вадим Владимирович, главный инженер Общества с ограниченной ответственностью «АТ-Техник».

Учебное пособие подготовлено в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования по специальностям укрупненных групп 23.00.00 «Техника и технология наземного транспорта», 25.00.00 «Аэронавигация и эксплуатация авиационной и ракетно-космической техники», может быть использовано как в аудитории (лаборатории) для проведения лекционных и практических занятий, так и для эффективной самостоятельной работы обучающихся. Пособие предназначено для изучения общепрофессиональной дисциплины «Гидравлика».

Учебное пособие «Гидромеханические системы» рассмотрено и утверждено на заседании ЦК КТЭЛА

Протокол № 12 от « 25 » апреля 2024 г.

Председатель ЦК КТЭЛА  С. М. Локтионов

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель директора

колледжа по учебной работе

« 26 » апреля 2024 г.

 В. А. Хомуткова

РЕЦЕНЗИЯ

на учебное пособие «ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ»

Разработчик: преподаватель высшей категории Цикловой комиссии «Конструкция и техническая эксплуатация летательных аппаратов» Троицкого авиационного технического колледжа — филиала федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московского государственного технического университета гражданской авиации» (МГТУ ГА) **КРУТОВ Дмитрий Витальевич**

Учебное пособие отвечает требованиям учебного процесса и содержанию программы курса.

Уровень изложения материала соответствует современным достижениям науки и практике среднего профессионального образования.

Учебное пособие включает в себя материалы по гидромеханическим системам. Рассмотрены объемный гидропривод и его элементы, принцип действия, конструктивные схемы, параметры и характеристики объемных гидравлических агрегатов и устройств, на базе которых построены современные объемные гидроприводы.

Для закрепления материала в конце каждой главы приведены контрольные вопросы, в конце всего курса приведено тестовое задание, которое имеет прямую ссылку на интернет портал ООО «Мультиурок», для закрепления всего материала пособия.

Для практической отработки материала в учебном пособии приведены лабораторные работы.

Учебное пособие проработано с методической точки зрения и отвечает требованиям преподавания дисциплины «Гидравлика» для укрупненных групп специальностей 23.00.00 «Техника и технология наземного транспорта», 25.00.00 «Аэронавигация и эксплуатация авиационной и ракетно-космической техники», может быть использовано как в аудитории (лаборатории) для проведения лекционных и практических занятий, так и для эффективной самостоятельной работы обучающихся.

В учебном пособии соблюдены психолого-педагогические требования к трактовке излагаемого материала и его применению.

Структура учебного пособия удовлетворяет требованиям, предъявляемым к учебникам и учебным пособиям.

Рецензент: главный инженер Общества с ограниченной ответственностью «АТ-Техник» **БРАВКОВ Вадим Владимирович**



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о размещении авторского материала на сайте infourok.ru

НАСТОЯЩИМ ПОДТВЕРЖДАЕТСЯ, ЧТО

Крутов Дмитрий Витальевич

Преподаватель ЦК КТЭЛА

Троицкий АТК - филиал МГТУ ГА

опубликовал(а) на сайте infourok.ru методическую разработку,
которая успешно прошла проверку и получила высокую
оценку от эксперта «Инфоурок»:

Учебное пособие. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Web-адрес публикации:

<https://infourok.ru/uchebnoe-posobie-gidromehchanicheskie-sistemy-7181756.html>

Данное свидетельство выдается бесплатно и только при достижении высоких результатов согласно «Манифесту о качестве «Инфоурок». Проверить подлинность документа, а также посмотреть список достижений и результатов, за которые выдан данный документ, можно по ссылке: infourok.ru/standart



И. В. Жаборовский

Руководитель

«Учебного центра «Инфоурок»

ДОКУМЕНТ ВЫДАН В СООТВЕТСТВИИ С
«МАНИФЕСТОМ О КАЧЕСТВЕ «ИНФОУРОК»
INFOUROK.RU/STANDART



Свидетельство о регистрации
в Национальном центре ISSN
(присвоен Международный
стандартный номер сериального
издания:
№ 2587-8018 от 17.05.2017)

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
Глава I.	
ГИДРОПРИВОД	
И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ	10
1.1 Гидропривод	10
1.1.1 Вводные понятия и принцип действия гидропривода	10
1.1.2 Структурная схема гидропривода.....	11
1.2 Гидравлические машины	13
1.2.1 Классификация гидравлических машин по принципу действия	13
1.2.2 Основные параметры и рабочие характеристики гидромашин	15
1.2.3 Насос	17
1.2.4 Гидравлический двигатель.....	20
Примеры решения задач	21
Глава II.	
ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ	23
2.1 Объемные насосы	23
2.1.1 Объемные гидромашинны. Общие сведения	23
2.1.2 Объемный насос.....	24
2.1.3 Конструктивные исполнения объемных насосов.....	27
2.2 Объемные гидравлические двигатели	33
2.2.1 Объемные гидравлические двигатели. Общие сведения.....	33
2.2.2 Гидромотор.....	34
2.2.3 Гидроцилиндр	36
Примеры решения задач	43
Глава III.	
ГИДРОУСТРОЙСТВА ОБЪЕМНОГО	
ГИДРОПРИВОДА	45
3.1 Гидроаппараты	45
3.1.1 Гидроаппараты. Общие сведения.....	45
3.1.2 Гидроклапаны давления	48
3.1.3 Направляющие гидроаппараты	53
3.1.4 Гидроаппараты управления расходом	60
3.1.5 Дросселирующие гидрораспределители	61

3.2	Вспомогательные устройства	62
3.2.1	Кондиционеры рабочей жидкости	62
3.2.2	Гидроемкости	66
3.2.3	Гидролинии.....	73
3.2.4	Гибкие рукава и их соединения.....	74
3.2.5	Уплотнительные устройства.....	76
3.2.6	Рабочая жидкость.....	79
	Примеры решения задач	80

	ДИДАКТИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ МАТЕРИАЛА	83
	Вопросы для самоконтроля	83
	Итоговое тестовое задание	84

Практикум.

	ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ	90
	Лабораторная работа №1	90
	Лабораторная работа №2	97

	СПИСОК ИСТОЧНИКОВ	102
--	--------------------------------	-----

ВВЕДЕНИЕ

Гидравликой называют науку, изучающую физические свойства жидкостей, законы их равновесия (гидростатика) и движения (гидродинамика), а также разрабатывающую методы применения этих законов к решению практических инженерных задач с использованием основ физики, технической механики и математического аппарата.

Гидравлика имеет большое значение. Законы гидравлики применяют при решении задач, связанных с проектированием, строительством и эксплуатацией в различных сооружениях и машинах с использованием в них разного рода перекачиваемых и рабочих жидкостей.

Приводом в общем случае называют совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин. Различают электрический, механический, пневматический, гидравлический и другие приводы. При этом в электрическом приводе движение передается и преобразуется посредством электричества, в механическом — посредством твердых тел; в пневматическом — сжатым воздухом, а в гидравлическом — жидкостью под давлением.

Благодаря применению гидропривода более чем в 2 раза сокращается число быстроизнашиваемых деталей, уменьшается расход цветных металлов и электротехнической стали, снижается на 15—20% масса машин. Гидропривод позволяет осуществлять автоматическое и программное управление как отдельными элементами машины, так и группой машин. Он также находит широкое применение в авиации, строительных машинах, гидропередачах и т. п.

Происхождение науки гидравлики очень древнее. Явления, относящиеся к области гидравлики, интересовали человека еще в самые отдаленные времена. Многие вопросы, связанные с орошением, водоснабжением и использованием водной энергии для примитивных двигателей, решали в глубокой древности.

Основоположником гидравлики считают древнегреческого ученого Архимеда, который написал трактат «О плавающих телах». Большой вклад в развитие гидравлики внесли ученые XVI и XVII вв. Голландский ученый Стевин установил правила для вычисления давления жидкости на стенки и дно сосуда, в котором она заключена. Итальянский ученый Торричелли — ученик Галилея открыл закон истечения жидкости из сосуда и дал формулу, определяющую скорость истечения жидкости. Французский ученый Паскаль опубликовал в 1650 г. закон о передаче внешнего давления в жидкости, а в 1687 г. английский ученый Ньютон сформулировал закон внутреннего трения в движущейся жидкости.

Гидравлика как самостоятельная наука начала формироваться в XVIII в. после работ, выполненных в Петербургской академии наук М. В. Ломоносовым, Д. Бернулли и Л. Эйлером, которые разработали основные законы движения жидкости. В 1738 г. Д. Бернулли впервые опубликовал книгу «Гидродинамика». В 1748 г. М. В. Ломоносов впервые изложил открытый им закон сохранения энергии. В 1755 г. Л. Эйлер вывел дифференциальные уравнения равновесия и движения жидкостей.

Большую роль в развитии гидравлики и гидропривода сыграли русские ученые: Н. П. Петров, Н. Е. Жуковский, В. Г. Шухов, И. С. Громека, исследования которых в области механики жидкости стали классическими. В 1883 г. Н. П. Петров разработал гидродинамическую теорию смазки. Опубликованная в 1889 г. работа русского ученого Н. Е. Жуковского «О гидравлическом ударе в водопроводных трубах» получила мировую известность.

Основоположителем советской школы гидравлики как науки является академик Н. Н. Павловский, который решил многие важные проблемы в области теоретической и практической гидравлики. История развития гидравлики в СССР свидетельствует о громадной работе, сделанной советскими учеными. Успешное решение ими ряда задач в содружестве с производственниками обеспечило советской гидравлике заслуженный авторитет в мировой науке.

Широкое применение жидкости в качестве привода для современного машиностроения было начато в связи с разработкой и серийным изготовлением элементов объемного гидропривода на высокие давления.

Отечественная наука в области гидропривода занимала и занимает ведущую роль. В Советском Союзе привод начали использовать в машиностроении в 30-х годах, а в 40-х годах в этой отрасли было разработано специальное оборудование на более высокие давления. С 1950 г. гидропривод все шире применяется в горных машинах, механизированных крепях и системах автоматизации технологических процессов угольных и рудных шахт. Гидропривод сейчас весьма широко используют во всех областях техники. Эффективность, большие технические возможности делают его почти универсальным средством при механизации и автоматизации различных технологических процессов.

Широкому распространению гидропривода в авиации способствуют следующие его основные преимущества:

- простота преобразования одного вида движения в другой и независимость расположения отдельных гидравлических устройств в пространстве, что обеспечивает легкость общей компоновки машин;
- простота реверсирования без необходимости изменения направления вращения приводящего двигателя, а также возможность получения плавного движения и частых быстрых переключений на ходу;

- простота управления, что способствует применению систем дистанционного, автоматического и программного управления;
- простота предохранения приводящего двигателя и исполнительных органов машин от перегрузок;
- широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена, что обеспечивает получение рационального режима работы исполнительных органов машин;
- надежная смазка трущихся поверхностей благодаря применению в качестве рабочей жидкости минеральных масел.

В настоящее время основным при разработке гидропривода является повышение давления в гидроприводе, создание машин с объемной гидропередачей и новых схем гидрофицированных машин.

Глава I.

ГИДРОПРИВОД И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

1.1 Гидропривод

1.1.1 Вводные понятия и принцип действия гидропривода

Под **приводом** понимают устройство или совокупность устройств, предназначенных для приведения в действие рабочих органов машин или механизмов. Привод в общем случае состоит из источника энергии, механизма для передачи и преобразования энергии (движения) и аппаратуры управления.

По виду энергии различают механические, электрические, пневматические и гидравлические приводы.

В **механических приводах** энергия передается и преобразуется с помощью шарнирных (рычажных), зубчатых, винтовых и других механизмов.

В **электрических приводах**, или электроприводах, электрическая энергия преобразуется в механическую с помощью электродвигателей.

В **пневматических приводах**, или пневмоприводах, механическая энергия рабочей среды — сжатого рабочего газа — преобразуется в механическую энергию твердого тела — выходного звена пневмодвигателя.

Гидравлическим приводом, или **гидроприводом**, называют устройство (агрегат) для приведения в движение механизма (машины), преобразующее и передающее энергию посредством рабочей жидкости и составленное из приводного двигателя, насоса, гидродвигателя, устройств управления, дополнительных и вспомогательных устройств. Передача энергии осуществляется гидроприводом с двойным преобразованием: сначала механическая энергия приводящего двигателя преобразуется насосом в механическую энергию потока рабочей жидкости, а затем в гидродвигателе механическая энергия потока рабочей жидкости преобразуется в механическую на его выходном звене.

В зависимости от вида механической энергии потока рабочей жидкости различают гидродинамические передачи и объемные гидроприводы. В гидро-

динамической передаче используется кинетический вид механической энергии потока рабочей жидкости в виде скоростного напора. В объемном гидроприводе механическая энергия передается потоком рабочей жидкости в виде напора гидростатического давления при относительно малых кинетической энергии и геометрическом напоре.

Объемные гидроприводы и гидродинамические передачи различны по конструкции и областям применения.

1.1.2 Структурная схема гидропривода

Гидропривод включает в себя: насос — источник преобразования энергии, гидравлический двигатель (или гидродвигатель), гидролинии и предназначен для передачи энергии от приводящего двигателя к звеньям машины. Кроме того, гидропривод содержит другие устройства, в том числе электротехнические изделия.

Устройства управления гидропривода (рис. 1.1) предназначены для изменения направления и параметров потока рабочей жидкости. Гидролинии, по которым проходят потоки рабочей жидкости, соединяют насос и гидравлический двигатель. Гидравлические устройства необходимы для изменения направления и параметров потока рабочей жидкости. К ним относятся гидроклапаны, гидродроссели, гидрораспределители, а также кондиционеры рабочей среды (фильтры, отделители влаги и воздуха, сапуны, холодильники, нагреватели), гидроемкости (баки, аккумуляторы).

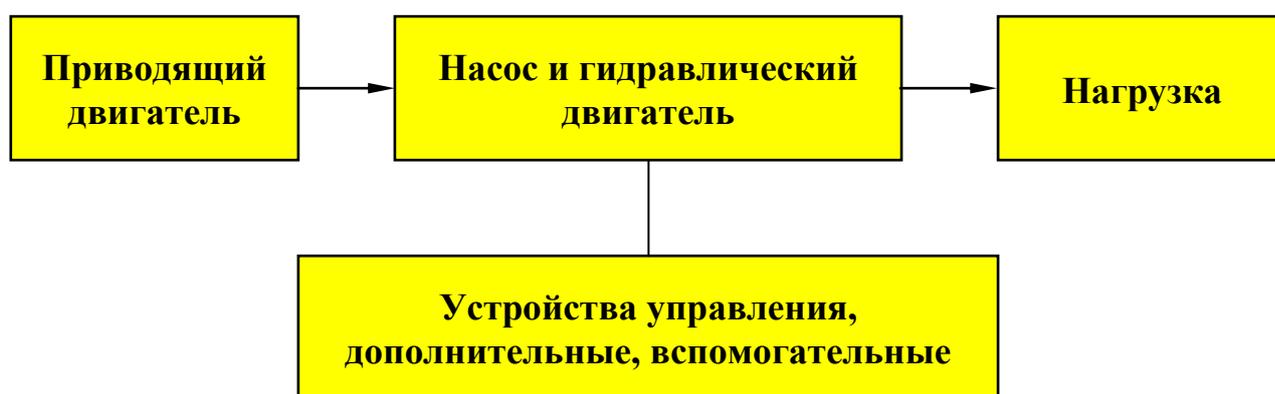


Рис. 1.1. Функциональная схема гидропривода

Рабочая жидкость, применяемая в гидроприводе, представляет собой рабочую среду, с помощью которой механическая энергия передается к гидродвигателю.

Область применения гидропривода определяется его преимуществами и недостатками (**основные преимущества** гидроприводов — малые габариты и масса на единицу передаваемой мощности, иными словами, высокая удельная мощность, т. е. возможность развивать высокие значения сил, крутящих моментов, скорости при относительно малом объеме, небольшой массе и инерционности гидродвигателей).

К **другим преимуществам** гидроприводов относятся:

- бесступенчатое регулирование скорости движения выходного звена и возможность получения больших передаточных чисел;
- плавность, равномерность и устойчивость движения выходного звена гидродвигателя;
- сравнительно надежная и простая защита от перегрузок;
- удобство компоновки и передачи энергии к рабочим органам исполнительных механизмов;
- возможность длительное время удерживать груз в заданном положении и перемещать рабочий орган, находящийся в состоянии покоя под полной нагрузкой;
- управление механическим и электропневмоприводом, аналоговыми или импульсными системами (включая компьютер, микропроцессор и др.) в сочетании с возможностями встроенной логики;
- простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное движение;
- малый момент инерции гидродвигателей и, как следствие, быстрый реверс;
- самосмазываемость гидроустройств.

Эти преимущества обуславливают широкое распространение гидроприводов несмотря на незначительно меньший общий КПД по сравнению с механическими передачами.

Основные недостатки гидроприводов:

- зависимость их характеристик от температуры рабочей жидкости;
- высокие требования к технологии изготовления;
- необходимость обеспечения высокой степени герметичности соединений для предотвращения утечек рабочей жидкости из гидросистемы привода;
- пожароопасность при использовании горючей рабочей жидкости.

1.2 Гидравлические машины

1.2.1 Классификация гидравлических машин по принципу действия

Гидравлической машиной, или **гидромашинной**, называют устройство, элементы которого совершают движение в целях преобразования механической энергии твердого тела в механическую энергию потока рабочей жидкости или, наоборот, механической энергии потока рабочей жидкости — в механическую энергию твердого тела и передачи ее рабочему органу машины.

В гидромашине происходит преобразование энергии, приводящее к появлению на ее рабочих органах сил как результат воздействия распределенных в жидкости сил. Из гидромеханики известно, что в общем случае результирующая сила, которая действует со стороны потока жидкости на ограничивающие его стенки, представляет собой сумму гидродинамической и гидростатической составляющих. Причину возникновения сил на рабочих органах используют как определяющий признак для классификации гидромашин по принципу действия (рис. 1.2).

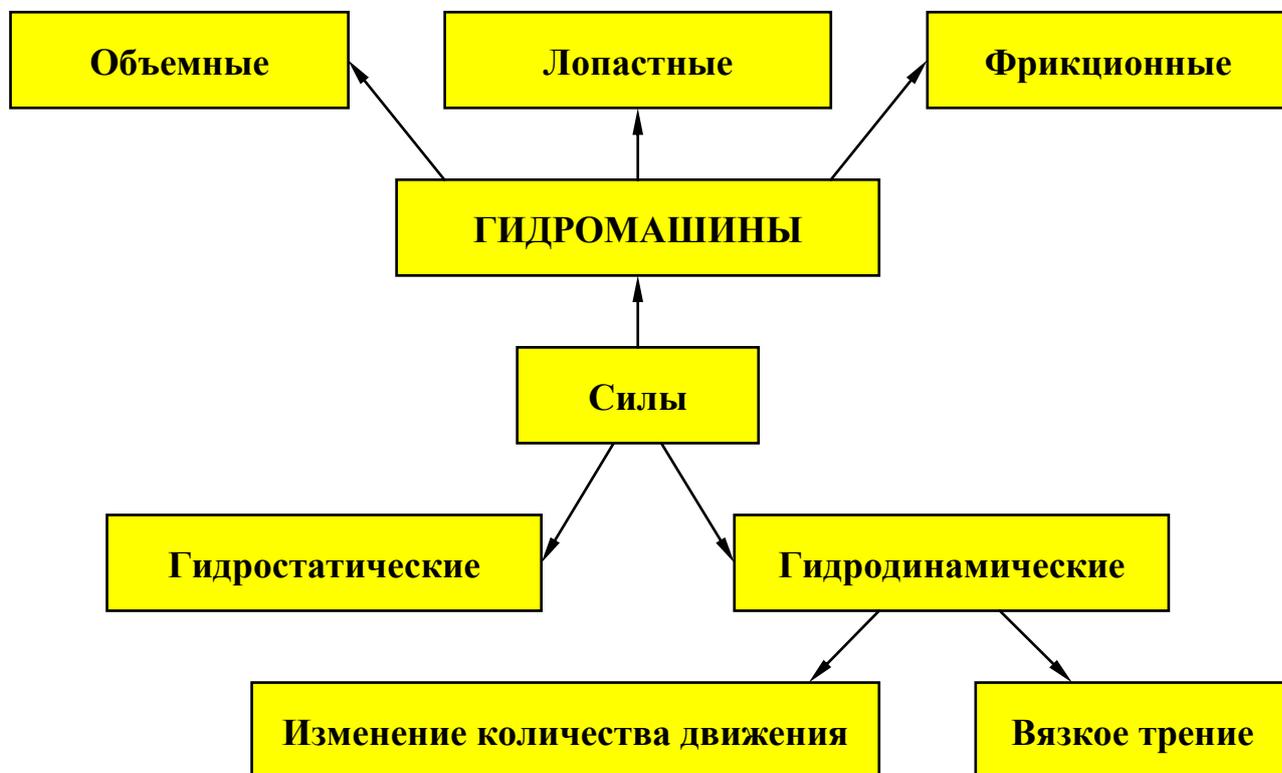


Рис. 1.2. Классификация гидромашин по принципу действия

Гидродинамические силы действуют на рабочие органы, например лопасти вращающегося рабочего колеса гидромашины, которую называют **лопастной**, или **динамической**, гидромашинной. Преобразование механической энергии в такой гидромашине происходит в результате динамического взаимодействия потока рабочей жидкости с рабочими органами. В свою очередь, причиной возникновения гидродинамической составляющей силы является либо изменение количества движения, либо действие сил вязкого трения. Силы вязкого трения присутствуют при движении любой жидкости и обуславливают диссипацию её механической энергии. Однако в первом случае силы вязкого трения играют второстепенную роль, а во втором случае они являются определяющими.

Силы гидростатического давления, действующие на рабочие органы гидромашины, образуются за счет перепада давления на их поверхностях. Это обуславливает существование в гидромашине некоторых замкнутых, герметично разделенных полостей. Причем в процессе преобразования механической энергии твердого тела и потока жидкости рабочие органы перемещаются и изменяются объемы этих полостей. Такой принцип работы осуществлен в **объемных гидромашин**.

При движении твердого тела относительно вязкой жидкости между ними происходит силовое взаимодействие. Оно обусловлено касательными напряжениями, которые возникают как между отдельными слоями жидкости, так и на поверхности твердого тела. В результате на твердом теле, которое в данном случае является рабочим органом гидромашины, возникает сила давления P . Такой принцип работы положен в основу **фрикционной гидромашин**, типичным представителем которой служит дисковый насос трения.

Следует отметить следующие особенности гидромашин. Входная и выходная полости **лопастных гидромашин** являются сообщающимися, и только в работающей машине из-за силового взаимодействия рабочих органов с жидкостью происходит их разделение. У **объемных гидромашин** полости всегда герметично разделены и рабочая жидкость перемещается под действием сил в камере, попеременно сообщающейся с входом и выходом (насос), или рабочая жидкость передает силовое воздействие на рабочий орган машины. Как следствие, лопастные гидромашин используют для перемещения больших объемов жидкости при меньшем напоре, а объемные, наоборот, для перемещения меньших объемов жидкости, но при большем напоре (давлении). Принципиально, что расход и напор объемных гидромашин — независимые между собой величины (жесткая характеристика), а лопастных — взаимосвязанные. Объемные гидромашин по сравнению с лопастными имеют лучшие энергетические показатели при использовании вязких жидкостей (более 1...3 Ст).

Лопастную гидромашину называют **проточной**, поскольку ее внутренняя полость всегда сообщается как с входной, так и с выходной полостями, а объемную — герметичной, так как ее герметичная рабочая камера может быть подключена либо только к входной полости, либо только к выходной.

1.2.2 Основные параметры и рабочие характеристики гидромашин

Величины, которые характеризуют количество преобразуемой энергии, относятся к основным показателям качества работы гидромашин. Механическая энергия, затрачиваемая в единицу времени, Вт:

при поступательном движении

$$N_V = PV ; \quad (1.1)$$

при вращательном движении

$$N_\omega = M\omega , \quad (1.2)$$

где P и M — сила, Н, и момент, Н·м, приложенные к входному (выходному) звену гидромашин;

V и ω — линейная, м/с, и угловая, с⁻¹, скорости его движения.

Механическая энергия потока рабочей жидкости в единицу времени — мощность, Вт:

$$N = \rho g Q H , \quad (1.3)$$

где Q — объемный расход, м³/с;

ρ — плотность, кг/м³;

H — напор, м.

Удельная энергия потока рабочей жидкости, отнесенная к единице силы тяжести, — напор, м:

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{V^2}{2g}, \quad (1.4)$$

где z — геометрический напор, т. е. расстояние от произвольно выбранной горизонтальной плоскости отсчета до центра рассматриваемого сечения потока, нормального по отношению к вектору скорости;

$p/\rho g$ — пьезометрический напор;

p — давление в центре рассматриваемого сечения;

$\alpha V^2/2g$ — скоростной напор;

V и α — соответственно средняя скорость в рассматриваемом сечении и безразмерный коэффициент, учитывающий неравномерное распределение скоростей по сечению потока.

Характеристикой гидромашин называют функциональную зависимость между зависимыми и неизменными параметрами, определяющими ее состояние. Характеристики гидромашин задают аналитически, в виде таблиц и чаще — диаграмм. Функциональные зависимости и параметры гидромашин (за исключением рабочего объема и давления) приводят с указанием температуры рабочей жидкости, кинематической вязкости, давления в некоторых местах схемы (на входе в насос — давление всасывания, давление на выходе из гидродвигателя и т. п.).

Коэффициент полезного действия гидромашин позволяет оценить потери потребляемой мощности. Различают три основных вида потерь энергии. **Гидравлические потери** — потери напора при движении жидкости в каналах гидромашин, их оценивают с помощью гидравлического КПД.

Особенность объемных машин заключается в наличии множества зазоров с неподвижными и подвижными стенками, в которых происходят основные потери энергии. В связи с этим потери на утечки и циркуляцию жидкости через зазоры внутри гидромашин из области высокого давления в область низкого называют **объемными потерями** и оценивают с помощью объемного КПД.

Механические потери — потери на механическое трение в подшипниках, сопряженных деталях и уплотнениях гидромашин, их оценивают с помощью механического КПД.

1.2.3 Насос

Гидромашину для напорного перемещения в основном капельной жидкости, в которой подводимая извне механическая энергия преобразуется в механическую энергию потока жидкости, называют **насосом**. При прохождении жидкости через насос энергия жидкости увеличивается.

Динамический насос — насос, в котором жидкость перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщающейся с входом и выходом насоса. В этом устройстве механическая энергия потока рабочей жидкости на выходе определяется ее кинетической энергией.

Объемный насос — насос, в котором жидкость перемещается под действием внешних сил в результате периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщающейся со входом и выходом насоса. Иными словами, жидкость заполняет камеру при снижении давления в ней только под действием внешних сил со стороны входа в насос. Ошибочно мнение, что насос самостоятельно закачивает жидкость.

Работа насоса характеризуется расходом, напором или давлением жидкости, частотой вращения вала, потребляемой и полезной мощностями, КПД. Расход постоянная величина, не зависящая от развиваемого напора и изменяющаяся в результате изменения частоты вращения вала приводящего двигателя и геометрических параметров, определяющих рабочий объем объемного насоса.

Напор — разность уровней ΔH напора рабочей жидкости на выходе $H_{\text{вых}}$ и входе $H_{\text{вх}}$ насоса, т.е.

$$\begin{aligned} \Delta H = H_{\text{вых}} - H_{\text{вх}} &= \left(z_{\text{н}} + \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + \frac{V_{\text{н}}^2}{2g} \right) - \left(z_{\text{вс}} + \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{V_{\text{вс}}^2}{2g} \right) = \\ &= z_{\text{н}} - z_{\text{вс}} + \frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{вс}}^2}{2g}, \end{aligned} \quad (1.5)$$

После преобразования получим

$$\Delta p_{\text{н}} = \rho g(z_{\text{н}} - z_{\text{вс}}) + (p_{\text{н}} - p_{\text{вс}}) + \frac{\rho(V_{\text{н}}^2 - V_{\text{вс}}^2)}{2} \cong p_{\text{н}} - p_{\text{вс}}, \quad (1.6)$$

где $p_{\text{н}}$, $p_{\text{вс}}$ — давление в линиях нагнетания и всасывания.

Давление на выходе насоса обусловлено нагрузкой на гидравлическом двигателе и потерями напора в гидроаппаратуре и гидролиниях.

Полезная мощность, т.е. мощность потока рабочей жидкости насоса на выходе, определяется энергией, передаваемой насосом потоку рабочей жидкости за единицу времени:

$$N_H = \rho g Q_H \Delta H_H = \Delta p_H Q_H. \quad (1.7)$$

Потребляемая мощность $N_{дв}$ (мощность на валу двигателя) — мощность потока рабочей жидкости на входе в насос, превышающая полезную мощность N насоса на величину потерь в насосе. Эти потери можно оценить КПД $\eta_{дв}$ насоса, который определяется как отношение полезной $N_{дв}$ мощности к потребляемой $N_{потр}$:

$$\eta_H = \frac{N_{дв}}{N_{потр}} = \rho g Q_H \frac{\Delta H}{N_{дв}}. \quad (1.8)$$

Отсюда полезная мощность

$$N_{дв} = \rho g Q_H \frac{\Delta H}{\eta_H} = \frac{\Delta p_H G_H}{\eta_H}. \quad (1.9)$$

В то же время потребляемая мощность

$$N_{потр} = M\omega. \quad (1.10)$$

Основной рабочей характеристикой насоса называют напорную характеристику, выражающую для динамических насосов зависимость напора от подачи, а для объемных насосов зависимость подачи от давления в линии нагнетания.

Гидравлический КПД насоса

$$\eta_{гид\ H} = \frac{H_{в\ых}}{H_{т.\ H}} = \frac{H_{в\ых}}{H_{в\ых} + \sum h_{пот}}, \quad (1.11)$$

где $H_{в\ых}$ — реальный напор, передаваемый насосом жидкости;

$H_{т.\ H}$ — теоретический напор насоса;

$\sum h_{пот}$ — суммарные потери напора при движении жидкости внутри машины.

Объемный КПД насоса

$$\eta_{обн} = \frac{Q_n}{Q_{тн}} = \frac{Q_n}{Q_n + Q_{ут}} = \frac{Q_{тн} - Q_{утн}}{Q_{тн}} = 1 - \frac{Q_{ут}}{Q_{тн}}, \quad (1.12)$$

где Q_n — подача жидкости, поступающей в гидравлическую систему;

$Q_{тн} = Q_n + Q_{ут}$ — теоретическая подача;

$Q_{утн}$ — расход на суммарные потери (утечки и перетечки жидкости через зазоры из полостей и внутри насоса, а также при сжатии жидкости).

Механический КПД насоса

$$\eta_{мехн} = \frac{N_{дв} - \Delta N_{тр}}{N_{дв}} = \frac{N_{гидн}}{N_{дв}}, \quad (1.13)$$

где $\Delta N_{тр}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, возникающих в подшипниках, сопряженных деталях и уплотнениях насоса;

$N_{гидн}$ — гидравлическая мощность насоса — мощность, которую насос может передать жидкости, если нет потерь (объемных и на местных гидравлических сопротивлениях), т.е.

$$N_{гидн} = N_n + \Delta N_{тр} = \rho g (\Delta H + \Sigma h_{пот}) (Q_n + Q_{ут}). \quad (1.14)$$

После преобразований, сокращения и перегруппировки множителей имеем

$$\eta_n = \frac{\Delta H}{\Delta H + \Sigma h_{пот}} \cdot \frac{Q_n}{Q_n + Q_{ут}} \cdot \frac{N_{гидн}}{N_{дв}} = \eta_{гидн} \eta_{обн} \eta_{мехн}. \quad (1.15)$$

Таким образом, полный КПД насоса η_n равен произведению гидравлического $\eta_{гидн}$, объемного $\eta_{обн}$ и механического $\eta_{мехн}$ КПД.

1.2.4 Гидравлический двигатель

Гидромашина, которая преобразует механическую энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена и передает ее исполнительному механизму машины или агрегата, называется **гидравлическим двигателем**. При прохождении жидкости через гидравлический двигатель энергия жидкости уменьшается на величину переданной энергии.

Потребляемая гидравлическим двигателем мощность определяется расходом и напором (или давлением) рабочей жидкости. Полезная мощность гидравлического двигателя равна произведению преодолеваемой нагрузки и скорости движения выходного звена. Зависимость преодолеваемой нагрузки от скорости движения выходного звена является основной характеристикой гидравлического двигателя. Напор $\Delta H_{\text{Гд}}$ — энергия, которую гидравлический двигатель получает от потока жидкости, выражается разностью напоров на входе $H_{\text{вх}}$ и выходе $H_{\text{вых}}$:

$$\Delta H_{\text{Гд}} = H_{\text{вх}} - H_{\text{вых}} = z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2 - \alpha_2 V_2^2}{2g}. \quad (1.16)$$

где индексами 1, 2 обозначены сечения 1—1, 2—2 потока на входе и выходе гидравлического двигателя.

Часто разность давления на входе и выходе называют давлением, потребляемым гидравлическим двигателем, или перепадом давления, $\Delta p_{\text{Гд}}$, т.е.

$$\Delta p_{\text{Гд}} = p_1 - p_2 = \rho g \Delta H_{\text{Гд}}. \quad (1.17)$$

Расход объем жидкости, потребляемый гидравлическим двигателем из напорного трубопровода в единицу времени.

Момент, реализуемый на выходном валу гидравлического двигателя, $M_{\text{Гд}}$, Н·м, — номинальное значение момента, которое соответствует установленному расчетному моменту сопротивления вращению вала от внешней нагрузки, подключенной к выходному звену гидравлического двигателя.

Мощность $N_{\text{потр}}$, кВт, потребляемая гидравлическим двигателем от потока рабочей жидкости, проходящего через него, определяется по формуле

$$N_{\text{потр}} = \rho g \Delta H_{\text{Гд}} Q_{\text{Гд}} = \Delta p_{\text{Гд}} Q_{\text{Гд}}. \quad (1.18)$$

Полезная мощность гидравлического двигателя $N_{гд}$, кВт, — мощность, развиваемая на валу гидравлического двигателя. При известных моменте $M_{гд}$ сопротивления вращению вала гидравлического двигателя и угловой скорости вращения $\omega = 2\pi n/60$ вала полезная мощность определяется по формуле

$$N_{гд} = M_{гд} \omega . \quad (1.19)$$

Коэффициент полезного действия гидравлического двигателя вращательного типа $\eta_{гд}$ — отношение полезной $N_{гд}$ мощности к потребляемой $N_{потр}$ (затраченной) мощности, определяется выражением

$$\eta_{гд} = \frac{N_{гд}}{N_{потр}} = \frac{M_{гд} \omega}{\rho g \Delta H_{гд} Q_{гд}} . \quad (1.20)$$

Гидравлический двигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена (гидроцилиндр) характеризуется скоростью $V_{вых зв}$ поступательного движения штока и преодолеваемой внешней силой $F_{вых зв}$ (нагрузка на шток). Следовательно, полезная мощность, развиваемая гидроцилиндром

$$N_{гд} = F_{вых зв} V_{вых зв} . \quad (1.21)$$

Полный КПД насоса $\eta_{гд}$ равен произведению гидравлического $\eta_{гид гд}$, объемного $\eta_{об гд}$ и механического $\eta_{мех гд}$ КПД.

Примеры решения задач

1. Определить развиваемое объемным насосом давление, действительная подача которого $Q_n = 15,5$ л/мин. Полный КПД насоса $\eta_n = 0,88$, мощность приводного двигателя $N_{дв} = 3,3$ кВт.

Решение. Мощность на валу приводного двигателя насоса определяется выражением

$$N_{дв} = \Delta p_n \frac{Q_n}{\eta_n} .$$

Отсюда находим развиваемое насосом давление

$$\Delta p_n = \frac{N_{дв} \eta_n}{Q_n} = \frac{3,3 \cdot 0,88}{15,5/60} = 11,24 \text{ МПа} .$$

2. При работе гидравлического двигателя со скоростью возвратно-поступательного движения выходного звена $V_{\text{вых зв}} = 0,6$ м/с развивается сила $F_{\text{вых зв}} = 300$ кН. Определить полезную $N_{\text{гд}}$ и потребляемую $N_{\text{потр}}$ гидравлическим двигателем мощность, если механический КПД $\eta_{\text{мех гд}} = 0,97$, гидравлический КПД $\eta_{\text{гид гд}} = 0,98$ и объемный КПД $\eta_{\text{об гд}} = 0,99$.

Решение. Полезная мощность

$$N_{\text{гд}} = F_{\text{вых зв}} V_{\text{вых зв}} = 3 \cdot 10^5 \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 1800 \text{ Вт} = 1,8 \text{ кВт.}$$

Потребляемая мощность с учетом механического, гидравлического и объемного КПД

$$N_{\text{потр}} = \frac{N_{\text{гд}}}{\eta_{\text{мех гд}} \eta_{\text{гид гд}} \eta_{\text{об гд}}} = \frac{1,8}{0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 1,913 \text{ кВт.}$$

Глава II.

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

2.1 Объемные насосы

2.1.1 Объемные гидромашины. Общие сведения

Гидравлическое устройство, преобразующее механическую энергию твердого тела в механическую энергию потока рабочей жидкости в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей средой и вытеснения ее из рабочей камеры или обратно, называют **объемной гидромашинной**.

Различают возвратно-поступательные и роторные гидромашины. Возвратно-поступательное движение рабочих элементов гидромашин не зависит от характера движения выходного звена гидромашин. В роторных гидромашин подвижные рабочие элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движение.

Возвратно-поступательные гидромашины имеют два основных рабочих элемента: поршень и корпус, в котором движется этот поршень.

Роторные гидромашины состоят из трех основных рабочих элементов: ротора, статора и замыкателя (вытеснителя). **Ротором** называется основной рабочий элемент, который вращается во время работы синхронно с валом приводящего двигателя. **Статор** — рабочий элемент, имеющий приемную и отдающую камеры. **Замыкатель** — рабочий элемент, герметично соприкасающийся со статором и ротором и разделяющий приемную и отдающую камеры. Замыкатели совершают строго циклическое движение, период которого пропорционален частоте вращения ротора.

Рабочие процессы в роторных гидромашин протекают в рабочих камерах. **Рабочая камера** роторной гидромашин — пространство объемной гидромашин, ограниченное поверхностями рабочих элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости.

Рабочий цикл гидромашин состоит из следующих процессов: в насосах — всасывания (вытеснения) и нагнетания, в гидравлических двигателях — нагнетания и вытеснения. Разделение рабочих процессов осуществляется с помощью разнообразных видов распределительных устройств.

Роторные гидромашины классифицируют по следующим признакам:

- по конструкции рабочих элементов (замыкателей) — шестеренные, пластинчатые и поршневые (радиально- и аксиально-поршневые);
- по типу устройств разделения рабочих процессов — торцевые, цапфенные, клапанные и клапанно-щелевые;
- по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала — одно-, двух- и многократного действия;
- по возможности регулирования объема рабочей камеры — регулируемые и нерегулируемые;
- по возможности изменения направления потока рабочей жидкости — реверсивные и нереверсивные.

К основным особенностям объемных гидромашин, которые обусловлены их принципом действия и отличают их от лопастных гидромашин, относятся:

- 1) цикличность рабочего процесса и, как следствие, неравномерность подачи;
- 2) герметичность — разделение полостей всасывания и нагнетания;
- 3) жесткая рабочая характеристика — теоретическая подача не зависит от давления в линии нагнетания;
- 4) независимость давления, создаваемого объемной гидромашинной, от скоростей движения входного звена (вала) и жидкости;
- 5) самовсасывание.

Самовсасывание — способность удалять воздух из всасывающей гидролинии (от свободной поверхности гидробака до рабочей камеры насоса) — обеспечивается за счет того, что движение жидкости в рабочие камеры насоса происходит под действием внешних сил, создаваемых подпором (давлением в гидробаке, столбом жидкости или подпиточным насосом).

2.1.2 Объемный насос

С физической точки зрения объемный насос — устройство, создающее поток путем отсекаания части жидкости и ее подачи вытеснением за счет циклического изменения объема рабочей камеры, которое преобразует механическую энергию твердого тела, поступающую извне, в механическую энергию потока рабочей жидкости. Как отмечалось ранее, рабочая камера попеременно сообщается с входной (всасывание) и выходной (нагнетание) полостями насоса.

Рабочий объем $V_{0н}$, см³, определяется разностью наибольшего и наименьшего значений объемов рабочей камеры насоса за один оборот вала, т. е. представляет собой объем жидкости, который подает насос за один оборот вала (ротора). Номинальным рабочим объемом $V_{0н}$ называют расчетное значение рабочего объема насоса, вычисленное без учета допусков, погрешностей формы поверхности, деформации и округленное до ближайшего значения из установленного ряда по ГОСТ 13824-80.

Рабочий объем является основным параметром объемного насоса и во многом определяет его габариты и эксплуатационные показатели (подачу, мощность и др.).

Номинальная частота вращения $n_{ном}$, об/мин, — наибольшая частота вращения вала, при которой насос должен работать в течение заданного значения показателя долговечности с сохранением параметров в пределах заданных норм.

Подача Q_n , л/мин, — объем рабочей жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Номинальную подачу определяют при номинальных значениях рабочего объема, частоты вращения и давления. Следует помнить, что насос обеспечивает подачу, а не расход, поэтому термин «расход» для насоса не применяется.

Теоретическая подача равна произведению рабочего объема и частоты вращения вала насоса $Q_T = V_{0н}n_n$.

Большинство конструктивных исполнений объемного насоса позволяют регулировать подачу посредством изменения рабочего объема. Такой насос называют регулируемым, т.е. он обеспечивает в заданных пределах изменение подачи.

Некоторые конструкции объемного насоса позволяют осуществлять изменение направления движения подаваемой рабочей жидкости на противоположное без изменения направления вращения вала насоса. Такой насос называют реверсивным.

Для регулируемого и реверсивного насосов теоретическая подача определяется как

$$Q_T = V_{0нmax} U n_n, \quad (2.1)$$

где $V_{0нmax}$ — максимальный рабочий объем;

U — параметр регулирования рабочего объема, $+1 \geq U \geq -1$.

С учетом того, что особенностью объемных насосов является наличие множества зазоров с неподвижными и подвижными стенками, в которых происходят основные потери энергии, фактическая подача Q_{ϕ} меньше теоретической Q_T на величину объемных потерь подачи насоса:

$$Q_T = Q_{\phi} + Q_{утн}. \quad (2.2)$$

Под объемными потерями подачи насоса $Q_{утн} = f(p_n, n_n)$ понимают величину, на которую уменьшается фактическая подача из-за утечек и перетечек рабочей жидкости через зазоры в рабочих камерах с высоким давлением, неполного заполнения рабочих камер из-за содержания воздуха в жидкости и сжатия рабочей жидкости. Утечки существуют в любом, самом технически совершенном насосе. Вследствие малых поперечных размеров зазоров и значительной вязкости жидкости эти утечки и перетечки имеют ламинарный характер течения, т.е. объемные потери подачи пропорциональны перепаду давления в зазорах машины, $Q_{утн} = k_p p_{нг}$. Отсюда следует, что действительная характеристика насоса представляет собой прямую линию с наклоном в сторону роста давления. При изменении частоты вращения вала насоса часто объемные потери подачи определяют с помощью следующего выражения: $Q_{утн} = k_n p_n$. В этих выражениях k_p и k_n — коэффициенты объемных потерь, определяемые давлением нагнетания и частотой вращения вала насоса (ее изменением при работе насоса).

Безразмерный **коэффициент подачи** — отношение фактической подачи, измеренной при определенных значениях давления на выходе насоса, вязкости рабочей жидкости, частоте вращения вала и прочих параметрах, влияющих на объемные потери, к его теоретической подаче:

$$k_Q = \frac{Q_{\phi}}{Q_T} = \frac{Q_{\phi}}{Q_{\phi} + Q_{утн}}. \quad (2.3)$$

Номинальное давление $p_{ном}$, МПа, — наибольшее установленное значение давления рабочей жидкости, при котором насос должен работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах заданных норм.

Перепад давления — разность между давлением рабочей жидкости в полостях нагнетания и всасывания (на выходе и входе) насоса.

Момент на валу насоса M_n , Н·м:

$$M_n = \frac{V_{0n} \Delta p_n}{2\pi \eta_{\text{гидмех } n}}, \quad (2.4)$$

где V_{0n} — рабочий объем насоса;

Δp_n — перепад давления в полостях насоса

$\eta_{\text{гидмех } n}$ — гидромеханический КПД насоса, свидетельствующий о потерях энергии на преодоление механических сил трения и местных гидравлических сопротивлений.

Полезная мощность насоса N_n , Вт, определяется мощностью потока рабочей жидкости в выходной полости насоса.

Потребляемая мощность насоса зависит от КПД насоса η_n , который характеризует степень его совершенства и показывает, какая часть суммарной подводимой энергии полезно используется.

2.1.3 Конструктивные исполнения объемных насосов

Шестеренные насосы выполняют с шестернями внешнего или внутреннего зацепления. Наибольшее распространение получили насосы с внешним зацеплением (рис. 2.1). Рабочими органами являются ведущая и ведомая шестерни, образующие совместно с корпусом (куда относятся и плотно прилегающие к торцам шестерен боковые крышки) рабочие камеры. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелкой, объем камер увеличивается вследствие освобождения пространства между зубьями при выходе зубьев из зацепления. Пространство между зубьями заполняется жидкостью, поступающей из входной полости. Жидкость, заполнившая пространство, переносится этим пространством из полости всасывания в полость нагнетания. При входе зубьев в зацепление уменьшается объем рабочих камер и рабочая жидкость вытесняется в линию нагнетания. Вследствие разности давления шестерни подвержены воздействию радиальных сил, которые нагружают опоры шестерен и могут привести к заклиниванию. В шестеренных насосах высокого давления предусматривают гидравлическую компенсацию торцевых зазоров.

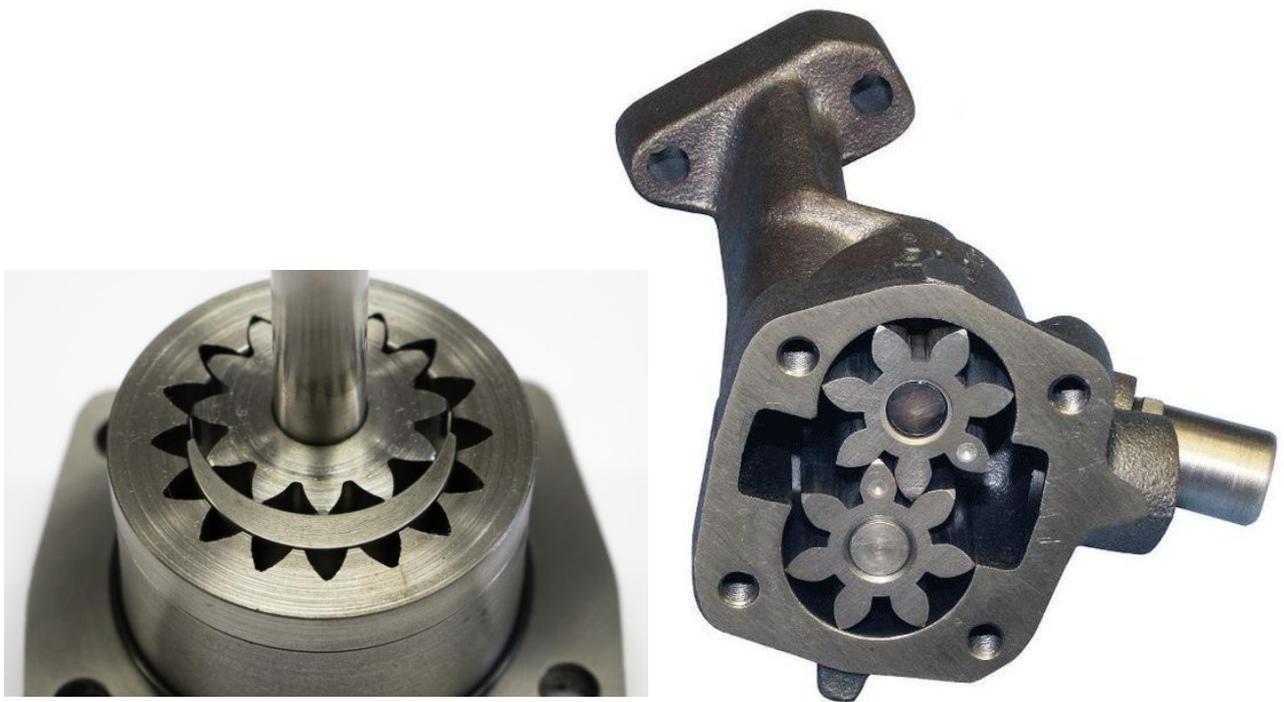


Рис. 2.1. Шестеренный насос

При использовании шестерен с нормальным эвольвентным некоррегированным зацеплением рабочий объем и подача насоса определяются следующими соотношениями:

$$V_{0н} = 2\pi m^2 (z_{ш} + 1)b; \quad Q_n = \eta_{обн} 2\pi D m b n, \quad (2.5)$$

где m — модуль зацепления;

$z_{ш}$ — число зубьев шестерни ($z_{ш} = z_1 = z_2$);

$D = m z_{ш}$ — диаметр начальной окружности;

b — ширина шестерни;

n — частота вращения шестерни;

$\eta_{обн}$ — объемный КПД насоса, зависящий от конструкции, технологии изготовления, давления нагнетания насоса и других параметров, при расчетах принимается равным 0,7...0,95.

Коэффициент неравномерности подачи насоса

$$\sigma_Q = \frac{q_{мгн\ max} - q_{мгн\ min}}{q_{мгн\ ср}} = \frac{2,17}{z + 1,276}, \quad (2.6)$$

Винтовые насосы (рис. 2.2) по своим характеристикам мало отличаются от шестеренных насосов, но обладают рядом существенных достоинств: высокий напор, равномерность подачи, бесшумность. Наибольшее распространение получили насосы с тремя двухзаходными винтами. При таком конструктивном исполнении винты разгружены от радиальных сил давления, а возникающие осевые силы воспринимаются упорными подшипниками. Основную нагрузку несет ведущий винт. Ведомые винты разгружены от моментов и выполняют роль замыкателей (герметизаторов) рабочих камер. Объемный КПД принимается равным 0,9 для насосов низкого давления и 0,7...0,8 — для насосов высокого давления ($p_{\text{нп}} > 10$ МПа).

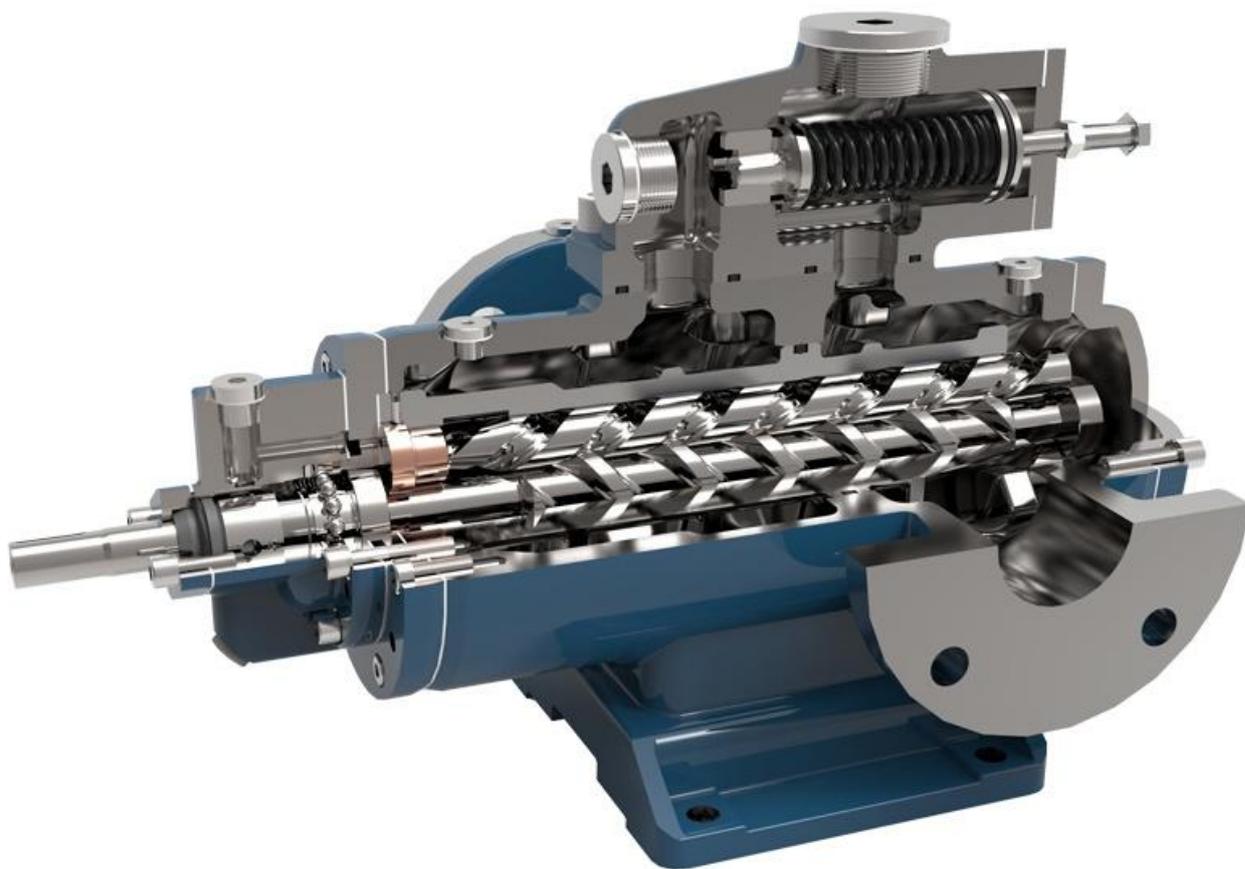


Рис. 2.2. Винтовой насос

Пластинчатый насос — разновидность роторно-поступательных насосов с вытеснителями типа пластин (ранее называвшихся шиберами). На рис. 2.3 показан пластинчатый насос двухкратного действия, в котором за один оборот вала в рабочей камере происходит два рабочих цикла. Рабочими органами такого насоса являются статор, ротор и пластины, которые имеют возможность пе-

ремещаться в его пазах. С торцов ротор с пластинами закрыт двумя плотно прилегающими дисками, которые образуют по числу пластин z рабочих камер.

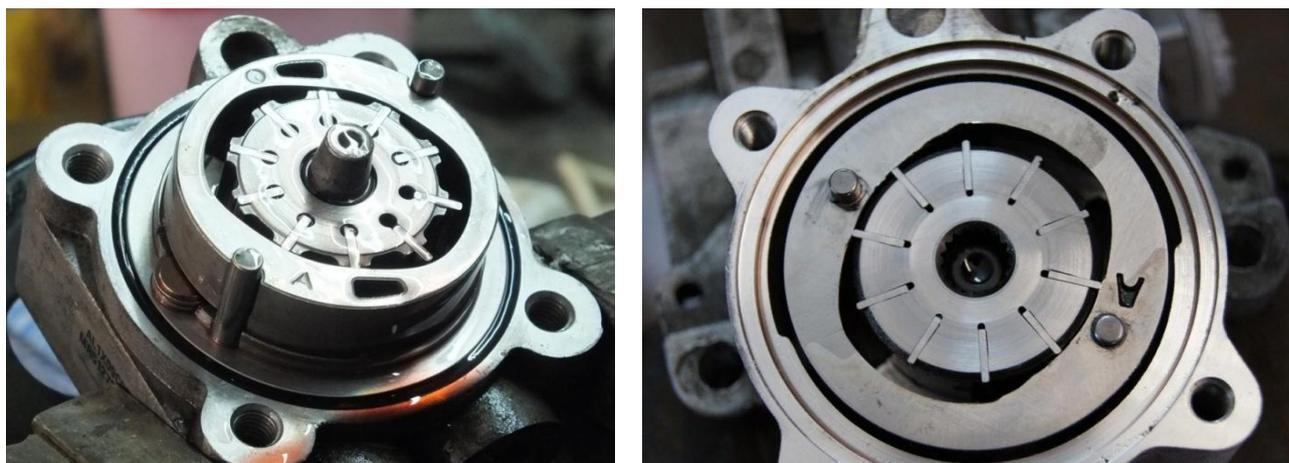


Рис. 2.3. Пластинчатый насос двукратного действия

Объем рабочих камер при непрерывном вращении ротора изменяется благодаря тому, что статор имеет специально спрофилированную поверхность, близкую к эллиптической, к которой за счет центробежных сил инерции прижимаются пластины. Рабочие камеры с входной и выходной полостями насоса соединяются через окна, расположенные в торцевых неподвижных дисках. При такой системе распределения момент подсоединения рабочей камеры к соответствующей полости определяется только положением окон в торцевых дисках и носит принудительный характер, при котором соотношение давления в рабочей камере и давления в сообщаемой полости не имеет значения. Эта система распределения получила название золотниковой и может применяться как в насосах, так и в гидромоторах. Если в рабочей камере за один оборот происходит несколько рабочих циклов, то такие гидромашины называют машинами многократного действия.

Возможность регулирования рабочего объема в насосе двукратного действия изменением хода пластин исключается. Для наиболее равномерной подачи рекомендуется выполнять число пластин, кратным четырем, чаще $z_{пл} = 12$.

Регулирование рабочего объема и реверс подачи пластинчатого насоса однократного действия осуществляется изменением эксцентриситета, для чего используют специальный механизм, смещающий профилированную поверхность статора относительно ротора.

Рабочий объем пластинчатого насоса определяется шириной пластин, радиусом внутренней поверхности статора, эксцентриситетом (для насоса однократного действия) или разностью полуосей внутренней эллиптической по-

верхности статора. Давление нагнетания составляет 10...16 МПа. Объемный КПД зависит от ряда факторов и находится в пределах 0,75...0,98.

В качестве примера регулируемой гидромашины рассмотрим **аксиально-поршневой насос с наклонным диском** (рис. 2.4). Гидромашины, выполненные по схеме (насосы и гидромоторы), когда оси ведущего вала и блока цилиндров совпадают, широко применяют в объемных гидроприводах. В блоке находятся z цилиндров, оси которых расположены на расстоянии R от оси вращения блока и параллельно ей (это послужило основанием для выбора названия аксиальной гидромашины). В каждом цилиндре имеются поршни диаметром $d_{\text{п}}$ которые через гидростатическую пяту опираются на диск, наклоненный под углом γ к вертикальной плоскости. Этот диск выполняет роль кулачка, определяющего кинематику движения поршней, которые прижимаются к его плоской поверхности. При вращении блока цилиндров поршни перемещаются относительно блока, что приводит к изменению объема подпоршневого пространства в цилиндре, которое и является рабочей камерой. Когда поршень втягивается в камеру, ее объем уменьшается, и она через окно в блоке при вращении соединяется с выходной полостью, расположенной в неподвижном распределителе. При увеличении объема камера соединяется с входной полостью. Рабочий объем такого насоса $V_{0\text{н}} = S_{\text{п}} 2Rz \text{tg } \gamma$. Из приведенной формулы следует, что изменение угла γ наклона диска приводит к изменению хода поршня $h_{\text{п}} = 2Rz \text{tg } \gamma$, а следовательно, и рабочего объема гидромашины.

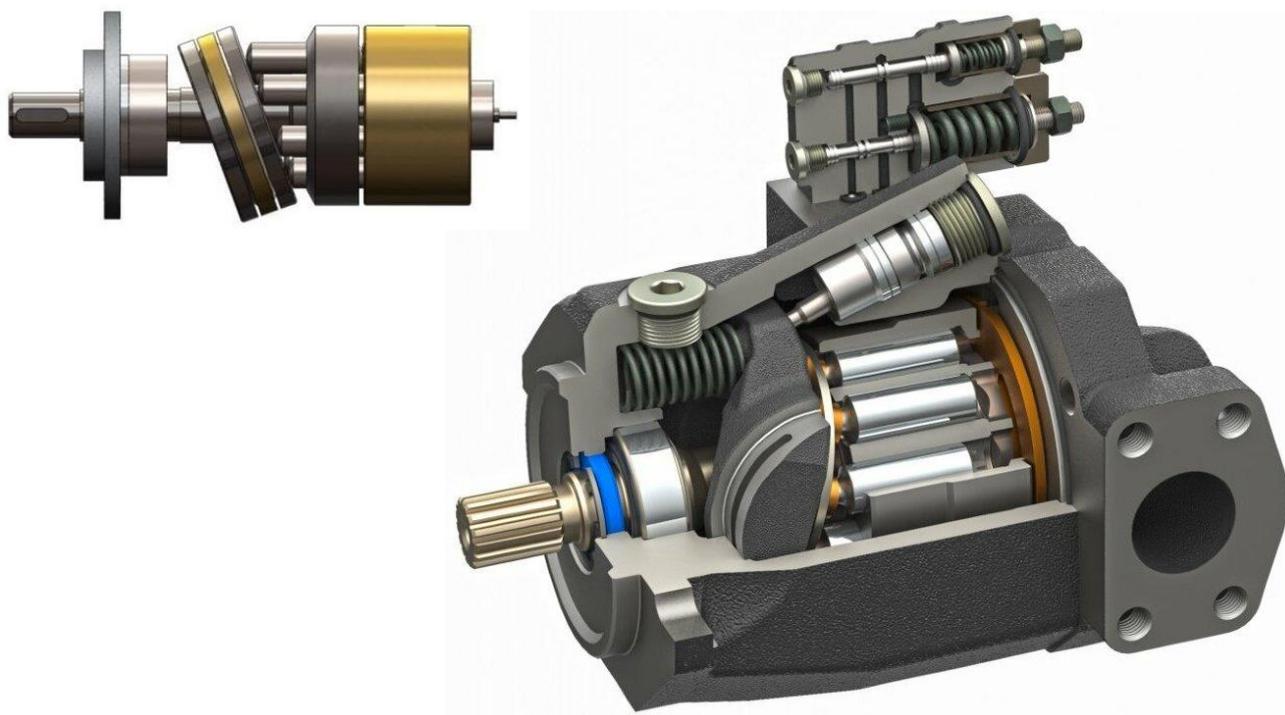


Рис. 2.4. Аксиально-поршневой насос с наклонным диском

Аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком (рис. 2.5) отличаются от аксиально-поршневых насосов с наклонным диском изломом осей приводного вала и вращающегося блока цилиндров ($\gamma_{\max} = 30^\circ$), передача крутящего момента осуществляется шатунами, на сферических головках которых установлены поршни. Синхронное вращение блока цилиндров и поршней с валом обеспечивается с помощью кардана или шатунами поршней. Кинематика поршня остается такой же, как в рассмотренной схеме аксиально-поршневого насоса с наклонным диском. Регулируемый насос с наклонным блоком обладает повышенной чувствительностью при смещении органа регулирования. Под чувствительностью $\Delta\gamma$ понимают угловое смещение органа регулирования рабочего объема насоса от нулевого положения до достижения заданного давления нагнетания при нулевой подаче — в закрытую полость нагнетания.

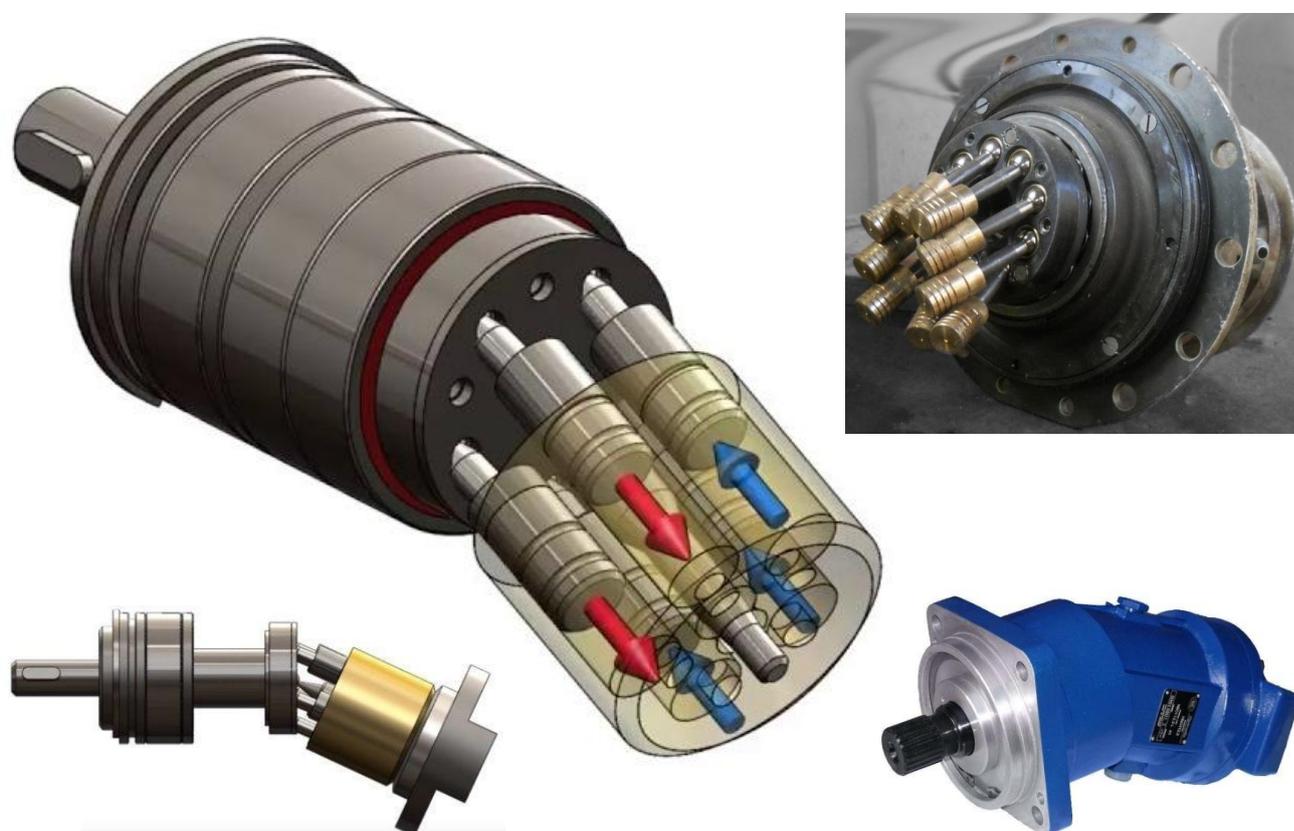


Рис. 2.5. Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком

Радиально-поршневые насосы имеют радиально расположенные рабочие камеры по отношению к оси ротора (рис. 2.6). Иногда поршни располагают в несколько рядов. Для увеличения рабочего объема используют многократность действия, т.е. поршень за цикл одного оборота вала совершает несколько циклов всасывания-нагнетания. В этом случае опорная поверхность статорного кольца имеет специальный профиль.

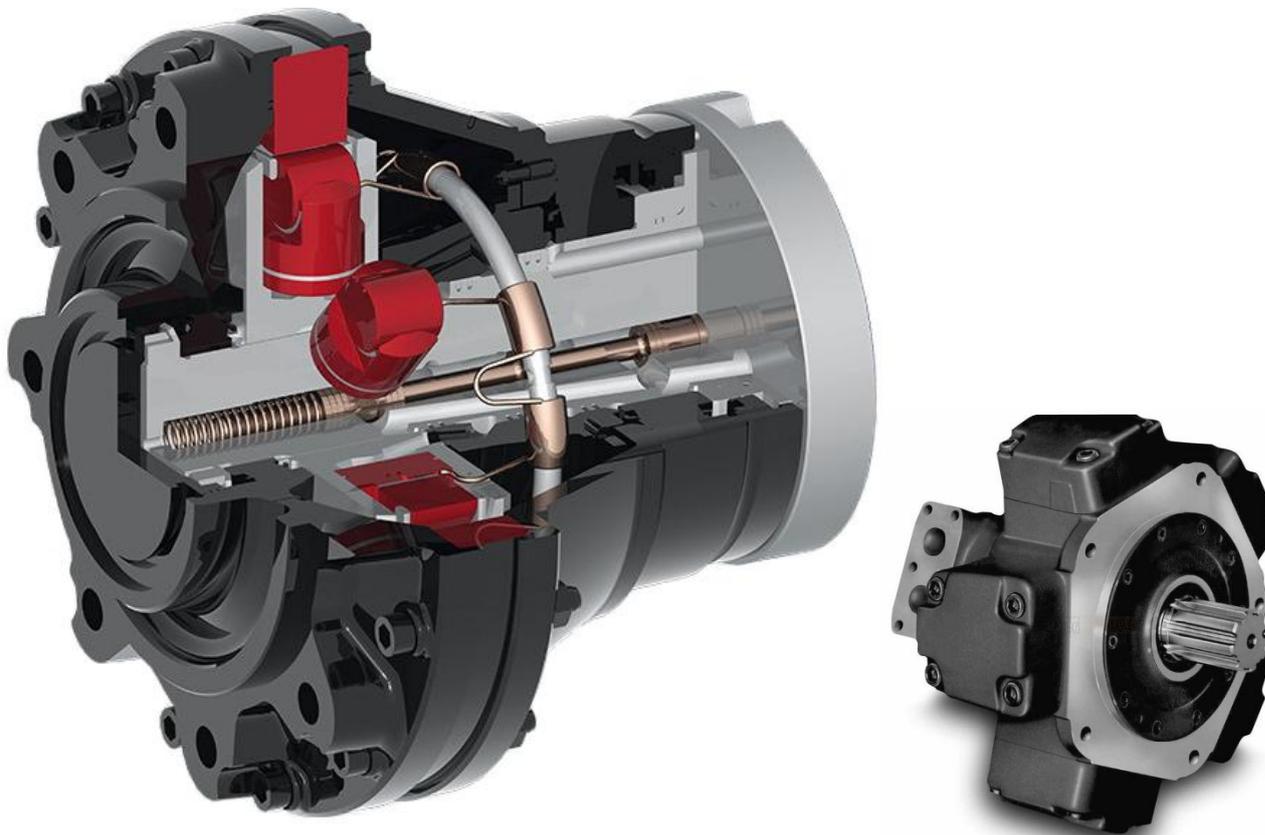


Рис. 2.6. Радиально-поршневой насос

Мультипликатор — гидропреобразователь, предназначенный для преобразования энергии одного потока рабочей жидкости в энергию другого потока с изменением параметров потока. Мультипликатор применяют для получения очень высокого давления (до 1000 МПа).

Гидровытеснитель предназначен для преобразования механической энергии одного потока рабочей жидкости в механическую энергию другого потока без изменения значения давления.

2.2 Объемные гидравлические двигатели

2.2.1 Объемные гидравлические двигатели. Общие сведения

Объемный гидравлический двигатель — гидромашина, преобразующая механическую энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию

ведомого звена (вала, штока), которое непосредственно или через механическую передачу соединено с рабочим органом приводимой машины или механизма (внешняя нагрузка).

В зависимости от вида движения ведомого звена гидравлические двигатели подразделяют на гидромоторы (вращательное движение), гидроцилиндры (поступательное движение) и поворотные гидродвигатели (угол поворота $\varphi < 360^\circ$).

2.2.2 Гидромотор

Гидромотором называют объемный гидравлический двигатель с неограниченным вращательным движением выходного звена. Гидравлические двигатели вращательного движения — обратимые роторные гидромашины, которые могут работать в режиме гидравлического двигателя (рис. 2.7).



Рис. 2.7. Гидромоторы

Некоторые конструктивные модификации, связанные с изменением рабочего объема, позволяют варьировать частоту вращения выходного вала гидромотора.

К основным параметрам гидромотора относятся: рабочий объем, номинальная частота вращения, номинальный расход, номинальные давления на входе и выходе и перепад давления, гидромеханический и полный КПД, полезная номинальная мощность и вращающий момент.

Рабочий объем $V_{0\text{ГМ}}$, см^3 , — разность наибольшего и наименьшего значений объемов рабочих камер гидромотора за один оборот вала, т.е. тот объем

жидкости, который потребляет гидромотор для совершения одного оборота вала.

Номинальным рабочим объемом называют расчетное значение рабочего объема гидромотора, вычисленное без учета допусков, погрешностей формы поверхности, деформации и округленное до ближайшего значения из установленного ряда согласно ГОСТ 13824—80.

Рабочий объем — основной параметр объемного гидромотора, определяющий габариты и эксплуатационные показатели (подачу, мощность и др.).

Расход жидкости $Q_{\text{ГМ}}$, подводимой к гидромотору, обеспечивает вращение вала с частотой $n_{\text{ГМ}} = Q_{\text{ГМ}}/V_{0\text{ГМ}}$.

Для регулируемого и реверсивного гидромоторов частота вращения вала

$$n_{\text{ГМ}} = \frac{Q_{\text{ГМ}}}{V_{0\text{ГМ}}} = \frac{Q_{\text{ГМ}}}{V_{0\text{ГМmax}} U}, \quad (2.7)$$

где $V_{0\text{ГМmax}}$ — максимальный рабочий объем; $1 > U > 0$.

Для изменения направления вращения вала гидромотора используют реверсивные механизмы, с помощью которых изменяют направление потока подводимой рабочей жидкости. Теоретически реверс вала гидромотора посредством прохождения органа регулирования через «нуль» параметра регулирования возможен, но не допустим.

Для преодоления момента нагрузки со стороны гидравлического потока на валу гидромотора создается момент

$$M_{\text{ГМ}} = \frac{V_{0\text{ГМ}} \Delta p_{\text{ГМ}} \eta_{\text{гидмех ГМ}}}{2\pi}, \quad (2.8)$$

где $\Delta p_{\text{ГМ}} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ — перепад давления во входной и выходной полостях гидромотора. В гидромоторе направление вращающего момента, создаваемого перепадом давления жидкости, совпадает с направлением вращения его вала и является моментом, совершающим полезную работу.

Гидромеханический КПД $\eta_{\text{гидмех гм}}$ позволяет определить, какую долю теоретического момента составляют гидромеханические потери в гидромоторе. Гидромеханический КПД находят по результатам испытаний, используя следующую формулу:

$$\eta_{\text{гидмех гм}} = \frac{2\pi M_{\text{гм}}}{\Delta p_{\text{гм}} V_{0\text{гм}}} \quad (2.9)$$

Полезная номинальная мощность

$$N_{\text{гм}} = \frac{2\pi M_{\text{гм}} n_{\text{гм}}}{60} \quad (2.10)$$

Полный КПД гидромотора $\eta_{\text{гм}}$ — отношение полезной мощности на валу к подводимой — при испытаниях рассчитывают по формуле

$$\eta_{\text{гм}} = \frac{2\pi M_{\text{гм}} n_{\text{гм}}}{\Delta p_{\text{гм}} (Q_{\text{вых}} + Q_{\text{ут гм}})} \quad (2.11)$$

2.2.3 Гидроцилиндр

Гидроцилиндром называют объемный гидравлический двигатель с ограниченным возвратно-поступательным движением выходного звена. В зависимости от конструкции рабочей камеры гидроцилиндры подразделяют на поршневые, плунжерные, телескопические, мембранные и сильфонные. Наибольшее применение, благодаря простой конструкции и высокой надежности, получили поршневые гидроцилиндры.

Поршневым называют гидроцилиндр, в котором рабочие камеры образованы рабочими (цилиндрическими) поверхностями корпуса и поршня со штоком. Поршневые гидроцилиндры подразделяют по следующим признакам:

- направление действия рабочей жидкости — одностороннего и двухстороннего действия;
- число штоков с односторонним и двухсторонним штоком;

- вид выходного звена — с подвижным штоком и подвижным корпусом; обычно выходным звеном гидроцилиндра является шток, реже — цилиндр (корпус);
- число ступеней — одноступенчатые и многоступенчатые;
- наличие торможения в конце хода выходного звена — с торможением и без торможения.

Гидроцилиндры одностороннего действия. Особенность гидроцилиндра одностороннего действия заключается в том, что усилие на выходном звене (штоке), возникающее при нагнетании в рабочую полость гидроцилиндра жидкости под давлением, может быть направлено только в одну сторону (рабочий ход). В исходное положение возвращается за счет усилия пружины, которая служит возвратным элементом (рис. 2.8). Например, в домкратах возвратное действие осуществляет дополнительный внешний механизм — груз или другой гидроцилиндр, тогда необходимости в пружине нет.

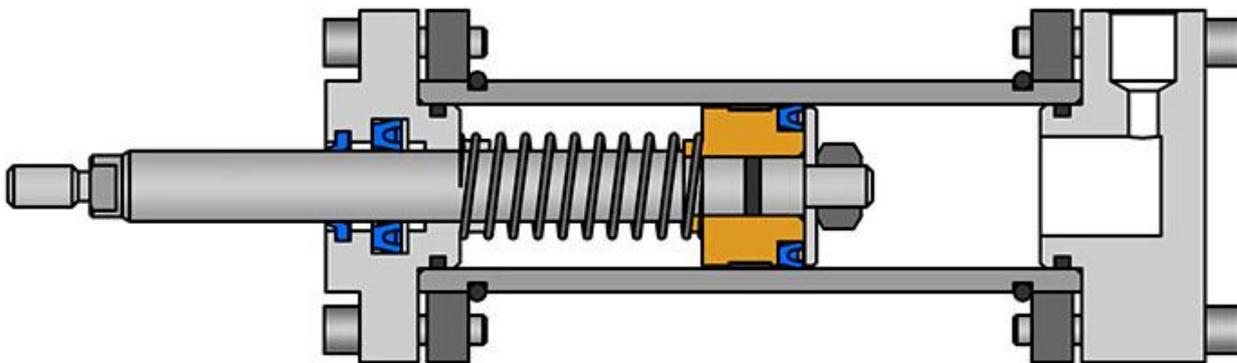


Рис. 2.8. Гидравлический цилиндр с пружинным возвратом

Поршневые гидроцилиндры одностороннего действия применяют обычно в системах управления и для привода некоторых вспомогательных механизмов.

Для гидроцилиндров установлены следующие основные параметры и размеры: номинальное давление $p_{ном}$, МПа; диаметр поршня $D_{п}$, — мм, главный параметр, по которому создаются типоразмеры цилиндров; диаметр штока $d_{шт}$, мм; ход поршня $L_{п}$, мм; масса $m_{гц}$, кг.

Рабочие площади поршней со стороны поршневой полости $S_{п} = S_1 = \pi D_{п}^2/4$, штоковой полости $S_{шт} = S_2 = \pi(D_{п}^2 - d_{шт}^2)/4$.

Расчетная скорость движения штока (поршня)

$$V_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{гц}} - Q_{\text{ут.гц}}}{S_{\text{п}}}, \quad (2.12)$$

где $Q_{\text{гц}}$ — расход рабочей жидкости, поступающей в рабочую полость гидроцилиндра;

$Q_{\text{ут.гц}}$ — утечки рабочей жидкости в гидроцилиндре, на практике $Q_{\text{ут.гц}} = 0$.

При работе цилиндра на поршне развивается фактическая сила $F_{\text{ф}}$, которая преодолевает статическую нагрузку $F_{\text{вн}}$ от системы внешних сил, силу трения в конструктивных элементах $F_{\text{тр}}$ и силу инерции $F_{\text{ин}}$.

Условие равновесия штока имеет вид

$$F_{\text{ф}} = F_{\text{вн}} + F_{\text{тр}} + F_{\text{ин}}, \quad (2.13)$$

где $F_{\text{вн}}$ — статическая внешняя нагрузка;

$F_{\text{тр}}$ — сила трения в уплотнениях;

$F_{\text{ин}}$ — сила инерции движущихся частей, возникающая при ускорении и замедлении движения штока.

Развиваемую фактическую силу на штоке, равную суммарной силе давления рабочей жидкости на поршень, часто называют **теоретической**, т. е.

$$F_{\text{ф}} = F_{\text{т}} = p_{\text{нг}} S_{\text{нг}} - p_{\text{сл}} S_{\text{сл}}, \quad (2.14)$$

где $p_{\text{нг}}$ — давление, рабочей жидкости, нагнетаемой в поршневую или штоковую полость;

$S_{\text{нг}} = S_1$ или S_2 — площадь поршня соответственно со стороны поршневой полости или штоковой полости, в которую нагнетается рабочая жидкость;

$p_{\text{сл}}$ — давление сливаемой (вытесняемой) жидкости;

$S_{\text{сл}} = S_2$ или S_1 — площадь поршня соответственно со стороны штоковой полости или поршневой полости, из которой сливается рабочая жидкость.

Механический КПД

$$\eta_{\text{мех.гц}} = \frac{F_T - F_{\text{тр}}}{F_T}. \quad (2.15)$$

Теоретическая мощность на выходном звене гидроцилиндра

$$N_T = F_T V_{\text{вых.зв}}, \quad (2.16)$$

где $V_{\text{вых.зв}}$ — скорость движения выходного звена.

Полный КПД

$$\eta_{\text{гц}} = \frac{N_{\text{гц}}}{p_{\text{нг}} Q_{\text{гц}}} = \frac{F_T - F_{\text{тр}}}{F_T}. \quad (2.17)$$

Мощность гидроцилиндра

$$N_{\text{гц}} = N_T - N_{\text{тр.гц}}. \quad (2.18)$$

где $N_{\text{тр.гц}} = F_{\text{тр}} V_{\text{вых.зв}}$ — потери мощности на преодоление сил трения в уплотнительных узлах поршня и штока.

Гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком. В цилиндрах двухстороннего действия с одним или двумя штоками (рис. 2.9) имеются две рабочие полости. Движение штока под действием рабочей жидкости возможно в двух направлениях, штоки расположены по обе стороны поршня.

Усилие и скорость перемещения поршня со штоком при прямом и обратном ходе будут различными. Если необходимы одинаковые усилия или одинаковы скорости перемещения выходных звеньев, то используют гидроцилиндры с двухсторонним штоком.

В гидравлических цилиндрах этого типа один поршень связан с двумя штоками.

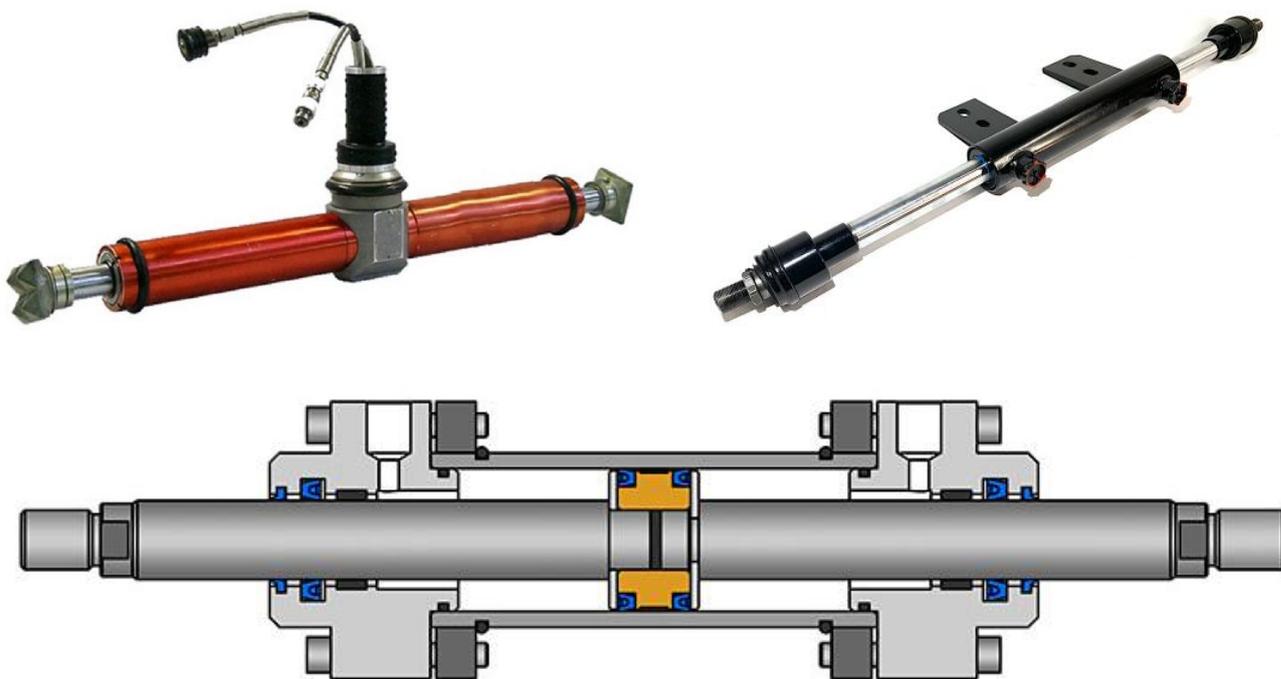


Рис. 2.9. Гидравлический цилиндр с двухсторонним штоком

Плунжерным цилиндром называют гидроцилиндр с рабочим звеном в виде плунжера, т. е. рабочая камера образована рабочими поверхностями корпуса и плунжера. Он является цилиндром одностороннего действия. Плунжерный цилиндр состоит из корпуса и плунжера с уплотнительным устройством (рис. 2.10).

В гидроцилиндрах этого типа жидкость воздействует на плунжер, расположенный в рабочей камере. Обратный ход осуществляется за счет внешних сил или силы тяжести.

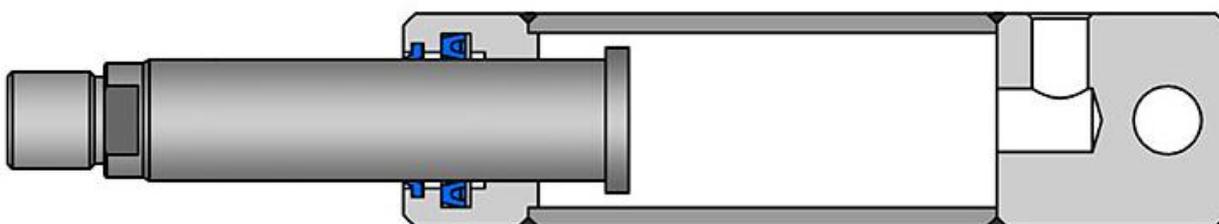


Рис. 2.10. Плунжерный гидравлический цилиндр

Плунжерные цилиндры отличаются простотой конструкции. К их недостаткам относятся малый ход и неустойчивость при относительно большом ходе рабочего звена вследствие наличия только одной опоры в цилиндре.

Телескопическим гидроцилиндром называют гидроцилиндр, у которого полный ход выходного звена равен сумме ходов всех рабочих звеньев (рис. 2.11).



Рис. 2.11. Телескопический гидравлический цилиндр

У такого цилиндра рабочая камера образована рабочими поверхностями корпуса и несколькими концентрично расположенными поршнями или плунжерами, перемещающимися друг относительно друга. Сумма ходов поршней или плунжеров (ступеней) телескопического цилиндра, как правило, должна быть больше длины корпуса цилиндра. Последовательность выдвижения ступеней может быть различной в зависимости от нагрузок и геометрических размеров рабочих площадей ступеней. При подаче постоянного расхода скорость движения поршня при раскладывании гидроцилиндра (прямой ход) возрастает. Складывание гидроцилиндра (обратный ход) происходит в обратном порядке. В телескопическом цилиндре одностороннего действия, т. е. без штоковых полостей, складывание осуществляется под действием внешних нагрузок. Существенным недостатком такой схемы является ступенчатое изменение скорости (V_1, V_2) и давления (p_1, p_2) при переходе со ступени на ступень.

В телескопическом гидроцилиндре с одновременным выдвижением всех ступеней осуществляется их плавное движение в процессе всего рабочего хода, а также имеется возможность увеличить скорость движения. Их недостаток заключается в более высоком рабочем давлении, необходимом для преодоления нагрузки, которое определяется площадью поршня последней ступени.

Мембранным гидроцилиндром называют гидроцилиндр с рабочим звеном в виде мембраны (рис. 2.12).



Рис. 2.12. Мембранный гидравлический цилиндр

Сильфонный гидроцилиндр представляет собой гидроцилиндр с рабочим звеном в виде сильфона (рис. 2.13). В силовых гидроприводах мембранные и сильфонные гидроцилиндры применяют сравнительно редко.



Рис. 2.13. Сильфонный гидравлический цилиндр

Требования, предъявляемые к гидроцилиндрам:

- выпуск воздуха после проведения монтажа или после длительной стоянки без задействования;
- поршни и плунжеры под статическим усилием должны плавно (равномерно) перемещаться по всей длине хода;
- не допускаются боковые нагрузки на штоках, так как это может привести к быстрому изнашиванию уплотнительных устройств, поршней и рабочей поверхности цилиндра, а иногда и к заклиниванию;
- наружные утечки рабочей жидкости через неподвижные уплотнения не допускаются; на подвижных поверхностях допускается наличие масляной пленки без каплеобразования;
- внутренние перетечки жидкости из одной полости цилиндра другую должны быть минимальными и не превышать норму, установленную в технических условиях и документации;
- рабочие поверхности деталей цилиндра должны быть износостойкими, коррозионностойкими или иметь защитные покрытия;
- для предотвращения попадания грязи и пыли в полости гидроцилиндров необходимо применять грязесъемники.

Примеры решения задач

1. Подача аксиально-поршневого насоса $Q_H = 210$ л/мин при давлении $p_H = 22$ МПа и частоте вращения вала $n_H = 1440$ об/мин. Полный КПД насоса $\eta_H = 0,88$, объемный КПД $\eta_{об\ H} = 0,94$. Определить рабочий объем насоса $V_{0\ H}$ полезную мощность N_H и мощность приводящего двигателя $N_{дв}$.

Решение. Рабочий объем насоса

$$V_{0\ H} = \frac{10^3 Q_H}{\eta_{об\ H} n_H} = \frac{10^3 \cdot 210}{0,94 \cdot 1440} = 155,14 \text{ см}^3.$$

Мощность насоса (полезная)

$$N_H = p_H Q_H = 22 \cdot \frac{210}{60} = 77 \text{ кВт}.$$

Мощность двигателя

$$N_{дв} = \frac{N_H}{\eta_H} = \frac{77}{0,88} = 87,5 \text{ кВт}.$$

2. Определить полный КПД гидромотора, если момент на валу $M_{ГМ} = 150$ Н·м при давлении жидкости на входе гидромотора $P_{нг\ ГМ} = 16,5$ МПа и на выходе $P_{сл\ ГМ} = 0,05$ МПа, при потребляемом расходе $Q_{ГМ} = 80$ л/мин и частоте вращения вала $n_{ГМ} = 1200$ об/мин. Рабочий объем гидромотора $V_{0\ ГМ} = 63$ см³.

Решение. Перепад давления на гидромоторе

$$\Delta p_{\text{ГМ}} = p_{\text{нГ ГМ}} - p_{\text{сл ГМ}} = 16,5 - 0,05 = 16,45 \text{ МПа.}$$

Механический КПД определяется выражением

$$\eta_{\text{мех ГМ}} = \frac{2\pi M_{\text{ГМ}}}{\Delta p_{\text{ГМ}} V_{0 \text{ ГМ}}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{16,45 \cdot 10^6 \cdot 63 \cdot 10^{-6}} = 0,909.$$

Объемный КПД гидромотора равен отношению расходов — фактического и потребляемого гидромотором:

$$\eta_{\text{об ГМ}} = n_{\text{ГМ}} \cdot \frac{V_{0 \text{ ГМ}}}{Q_{\text{ГМ}}} = \frac{1200 \cdot 63}{80 \cdot 10^3} = 0,945.$$

Полный КПД гидромотора

$$\eta_{\text{ГМ}} = \frac{2\pi n_{\text{ГМ}} M_{\text{ГМ}} 60}{60000 \Delta p_{\text{ГМ}} Q_{\text{ГМ}}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1200 \cdot 150 \cdot 60}{60000 \cdot 16,45 \cdot 80} = 0,859.$$

3. Поршень одноштокового гидроцилиндра диаметром $D_{\text{П}} = 100$ мм движется вертикально вверх со скоростью $V_{\text{П}} = 2$ см/с, преодолевая внешнюю нагрузку $F_{\text{ВН}} = 100$ кН. Определить подачу $Q_{\text{ГЦ}}$ и давление $p_{\text{нГ}}$ нагнетания насоса, а также полезную мощность $N_{\text{ГЦ}}$ гидроцилиндра, если механический КПД равен $\eta_{\text{мех ГЦ}} = 0,98$, а объемный $\eta_{\text{об ГЦ}} = 0,98$. Масса поршня со штоком $m_{\text{П+ШТ}} = 50$ кг. Трением при движении и давлением в штоковой полости пренебречь.

Решение. Давление, развиваемое насосом, находим из условия равенства сил на поршне:

$$F_{\text{ВН}} + mg = p_{\text{нГ}} \frac{\pi D_{\text{П}}^2}{4} \eta_{\text{мех ГЦ}}.$$

Отсюда получаем

$$p_{\text{нГ}} = \frac{4(F_{\text{ВН}} + mg)}{\pi D_{\text{П}}^2 \eta_{\text{мех ГЦ}}} = \frac{4 \cdot (100000 + 50 \cdot 9,81)}{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 0,98} = 13 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 13 \text{ МПа.}$$

Подаваемая насосом рабочая жидкость поступает в поршневую полость гидроцилиндра, поэтому

$$Q_{\text{ГЦ}} = V_{\text{П}} \frac{\pi D_{\text{П}}^2}{4 \eta_{\text{об ГЦ}}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 10^2}{4 \cdot 0,99} = 158,6 \text{ см}^3/\text{с} = 9,52 \text{ л/мин.}$$

Полезная мощность гидроцилиндра

$$N_{\text{ГЦ}} = F_{\text{ВН}} V_{\text{П}} = 100000 \cdot 0,02 = 2000 \text{ Вт} = 2 \text{ кВт.}$$

Глава III.

ГИДРОУСТРОЙСТВА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

3.1 Гидроаппараты

3.1.1 Гидроаппараты. Общие сведения

Гидроаппарат — это гидроустройство, предназначенное для управления потоком рабочей жидкости. Под управлением понимается изменение или поддержание заданных значений давления или расхода либо пуск, остановка или изменение направления потока рабочей жидкости.

Гидроаппараты подразделяют по следующим признакам:

- принцип действия — клапанные и неклапанные;
- способ внешнего воздействия — запорные и запорно-регулирующие элементы (регулируемые и настраиваемые);
- конструкция запорных и запорно-регулирующих элементов — золотниковые, крановые и клапанные;
- характер открытия рабочего проходного сечения — направляющие и регулирующие.

Для конструкции любого гидроаппарата характерно наличие запорного или запорно-регулирующего элемента — подвижной детали, при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение потока, определяемое размерами рабочего окна, т.е. размерами щели. Рабочее проходное сечение в гидроаппарате клапанного типа (см. рис. 3.1, *а*) создается между кромками седла 2 и конической поверхностью клапана 1 при его осевом перемещении; в золотниковом гидроаппарате (см. рис. 3.1, *б*) — между острыми кромками цилиндрической расточки корпуса 4 и цилиндрического пояса золотника 3 при его осевом перемещении; в крановом (пробковом) гидроаппарате (см. рис. 3.1, *в*) — между острыми кромками каналов корпуса 6 и крана 5 при его повороте.

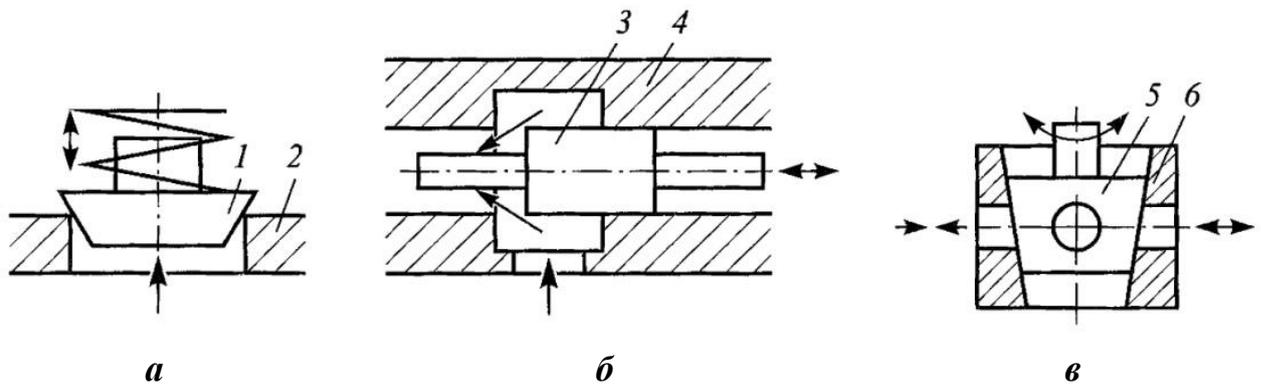


Рис. 3.1. Запорные и запорно-регулирующие элементы гидроаппарата:
а — клапанного; *б* — золотникового; *в* — кранового типа

Гидроклапаном называют гидроаппарат, в котором размеры рабочего окна изменяются от воздействия потока рабочей жидкости, проходящего через гидроаппарат. Гидроклапан является гидроаппаратом, не требующим во время работы какого-либо внешнего воздействия на запорно-регулирующий элемент, т.е. это настраиваемый аппарат, в котором силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент можно изменить извне только в нерабочем состоянии аппарата для получения заданного давления или расхода рабочей жидкости. Гидроклапан — регулирующий гидроаппарат, в нем запорно-регулирующий элемент при работе может занимать множество промежуточных положений. С увеличением силового воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент рабочее проходное сечение имеет большие размеры при установленной начальной силе поджатия пружины.

В гидроаппаратах неклапанного действия (золотниковых распределителях и дросселях) размеры рабочего проходного сечения изменяются от внешнего управляющего воздействия. Чтобы изменить размеры рабочего проходного сечения в распределителе или дросселе, необходимо воздействовать на их запорно-регулирующие элементы извне, например: переместить золотник распределителя с помощью электромагнита, повернуть кран распределителя вручную и т. д.

В **регулируемых гидроаппаратах** размеры рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент можно изменить извне в процессе функционирования аппарата для получения заданного значения давления (или расхода) рабочей жидкости.

Направляющие гидроаппараты применяют для управления пуском и остановом потока рабочей жидкости, а также для изменения его направления путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения, т.е. они работают по принципу открыто-закрыто. При перемещении запорных элементов (клапана, золотника, крана) не образуются дросселирующие щели, в результате чего давление (или расход) рабочей жидкости, проходящей через полностью открытые рабочие окна, не изменяется (без учета местных потерь). К направляющим гидроаппаратам относятся обратные клапаны, направляющие гидрораспределители, гидрозамки и т.д.

Регулирующие гидроаппараты используют для изменения давления (или расхода) и направления потока рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения. В таких гидроаппаратах запорно-регулирующие элементы при работе могут занимать бесконечное множество промежуточных положений, образуя дросселирующие щели. К регулирующим гидроаппаратам относятся клапаны давления (напорные, редукционные и др.), гидроаппараты управления расходом (дроссели, регуляторы расхода и т. д.), дросселирующие гидрораспределители и т. д.

По способу присоединения различают гидроаппараты трубного присоединения, стыковые, модульные и встраиваемые.

Гидроаппараты **трубного присоединения** монтируют с другими гидроустройствами с помощью трубопроводов и рукавов; **стыкового** — с помощью каналов, выведенных на наружную плоскость, по которой осуществляется стыковка с другими гидроустройствами, **модульные** — с помощью просверленных каналов, выведенных на две параллельные наружные плоскости с заданными координатами присоединительных отверстий. **Встраиваемые гидроаппараты**, как правило, не имеют корпусов; их монтируют в специальных монтажных гнездах гидравлических блоков, соединенных с соответствующими каналами; они могут быть вставными или ввертными.

Присоединительные отверстия гидроаппаратов обозначают прописными буквами латинского алфавита:

- P** — отверстие для входа рабочей жидкости под давлением;
- A** и **B** — отверстия для присоединения к другим гидроустройствам;
- T** — отверстие для слива рабочей жидкости в гидробак;
- X, Y** — отверстия подвода и отвода гидролинии управления;
- L** — дренажное отверстие.

Главным параметром гидроаппаратов является диаметр D_y , мм, условного прохода, определяемый по формуле

$$D_y = 4,6\sqrt{Q_{\text{ном}}V}, \quad (3.1)$$

где $Q_{\text{ном}}$ — номинальный расход, л/мин;

V — среднее значение скорости потока рабочей жидкости, м/с, округленное до ближайшего большего значения из типоразмерного ряда согласно ГОСТ 16516—80. Среднюю скорость рекомендуется принимать в зависимости от номинального давления $p_{\text{ном}} \approx 5 \dots 7$ м/с.

Соотношение между значениями диаметра условного прохода D_y и действительного внутреннего диаметра D_d приведено ниже:

D_y , мм	4	5	6	8	10	12	16	20
D_d , мм	3,6...4,5	4,5...5,7	5,7...7,2	7,2...9,0	9...11	11...14	14...18	18...22,5

Типоразмерные ряды всех гидроаппаратов строят по диаметру их условного прохода.

К основным параметрам гидроаппаратов относятся также номинальное давление, номинальный расход рабочей жидкости с определенной вязкостью, масса аппарата (без рабочей жидкости).

3.1.2 Гидроклапаны давления

Гидроклапаном давления называют регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления давлением рабочей жидкости.

Гидроклапаны давления подразделяют по назначению — на напорные, редуционные, разности давления и соотношения давления; по воздействию потока на запорно-регулирующий элемент — на клапаны прямого ($Q_{\text{ном}} < 30$ л/мин и $p_{\text{ном}} < 32$ МПа) и непрямого действия ($Q_{\text{ном}} > 30$ л/мин и $p_{\text{ном}} > 32$ МПа).

Напорный гидроклапан предназначен для ограничения давления в подводящем к нему потоке рабочей жидкости (рис. 3.2). Напорные клапаны подразделяют на предохранительные и переливные.

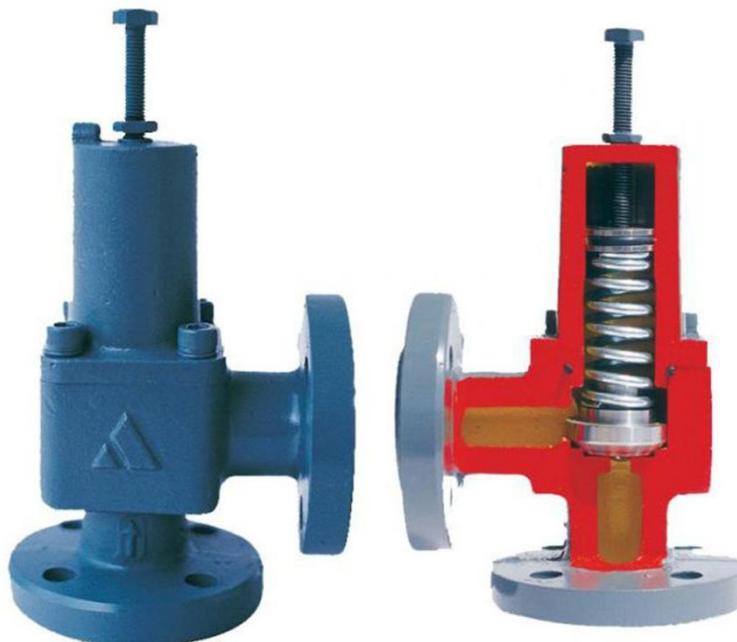


Рис. 3.2. Напорный гидроклапан

Предохранительный гидроклапан служит для предохранения гидропривода от давления рабочей жидкости, превышающего допустимое (установленное) значение, защищает привод от перегрузки и разрушения. Он является аппаратом эпизодического действия, т.е. при нормальных нагрузках гидропривода он закрыт и открывается лишь при давлении рабочей жидкости в гидроприводе, превышающем установленное значение, определяемое силой предварительного поджатия пружины. В силу того, что предохранительный клапан срабатывает в аварийном случае, к нему предъявляют высокие требования:

- герметичность сопряжения седло-клапан — несколько капель в минуту (обычно 2—3) до момента открытия и стабильность давления настройки клапана (0...5%);
- номинальный расход — около 30% максимального расхода в системе;
- высокое быстродействие.

На рис. 3.3 показана конструктивная схема **предохранительного гидроклапана (К) прямого действия**, который состоит из корпуса 1, конического (см. рис. 3.3, а) или золотникового (см. рис. 3.3, б) клапана (запорного элемента) 2, пружины 3 и пробки 4. В корпусе гидроклапана имеются две гидролинии: P — подвод рабочей жидкости с диаметром условного прохода $D_y = D_c$; T — отвод рабочей жидкости; D_c — диаметр седла.

Принцип действия гидроклапана основан на уравнивании сил давления со стороны подвода рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент,

трения, инерции и гидродинамической силы силой предварительного поджатая пружины при течении через гидроклапан потока рабочей жидкости.

Давление, при котором гидроклапан начинает открываться, преодолевая силу предварительного поджатия пружины, называют **давлением открытия**.

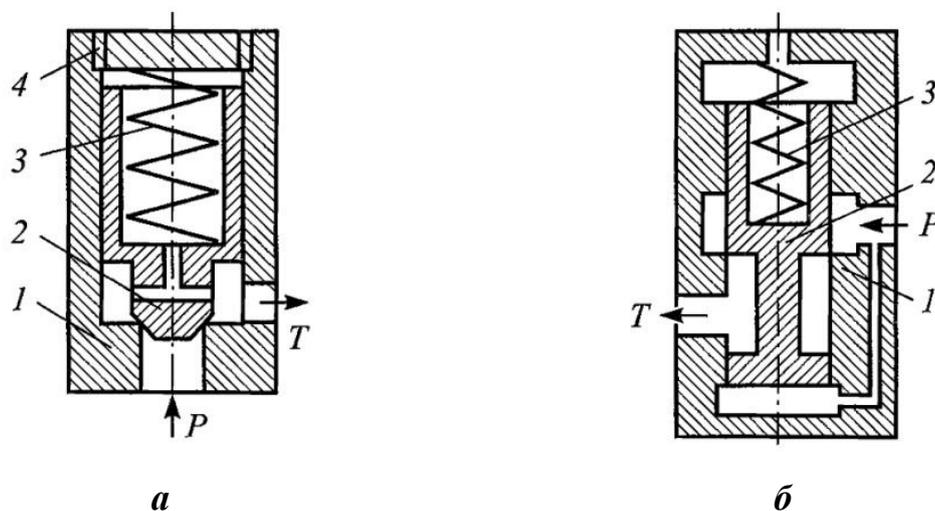


Рис. 3.3. Конструктивные схемы предохранительного гидроклапана с коническим (а) и золотниковым (б) запорными элементами

Для получения приемлемых габаритов и стабильных параметров используют схемы гидроклапанов непрямого действия, т. к. конструктивные габариты гидроклапанов с параметрами $Q_{\text{ном}} > 30$ л/мин и $p_{\text{ном}} > 32$ МПа не соответствуют общепринятым требованиям.

Предохранительный гидроклапан непрямого действия — гидроклапан (рис. 3.4), в котором размеры рабочего проходного сечения определяются положением основного запорно-регулирующего элемента, изменяющегося в результате воздействия потока рабочей жидкости на вспомогательный запорно-регулирующий элемент. В режиме напорного гидроклапана конусный запорный элемент 2 с пружиной 1 вспомогательного гидроклапана К1 при достижении управляющего давления $p_{\text{оу}}$ начинает перемещаться, жидкость из полости Б перетекает в полость В. На дросселе 3 создается перепад давления, под действием которого запорный элемент 5 основного гидроклапана К2 перемещается на расстояние h , преодолевая силу предварительного поджатия пружины 4, открывает рабочее проходное сечение и пропускает из полости А в полость Г поток рабочей жидкости ($Q_{\text{кл}} - Q_{\text{min}}$) на слив (принимают $Q_{\text{min}} \approx 0$). Дроссель б служит для демпфирования клапана — запорно-регулирующего элемента 5. Для дистанционной разгрузки гидроклапана служит запасная напорная гидролиния (на рис. 3.4 не обозначена).

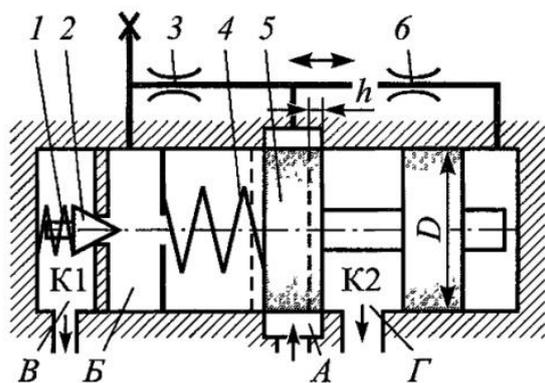


Рис. 3.4. Конструктивная схема предохранительного гидроклапана непрямого действия

Переливные гидроклапаны предназначены для поддержания заданного давления в напорной гидролинии путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы. От предохранительных гидроклапанов они отличаются в основном характеристикой пружины. Для обеспечения слива рабочей жидкости в диапазоне изменения расхода $Q = (0 \dots 1)Q_{max} = Q_n$ рабочей жидкости, нагнетаемой насосом, желательно обеспечить минимальное изменение давления в напорной линии. Для этого используют пружины с возможно меньшей жесткостью.

Переливные гидроклапаны могут быть как прямого, так и непрямого действия. К герметичности переливных гидроклапанов не предъявляют высоких требований, а поэтому их запорно-регулирующие элементы часто выполняют в виде золотников. Переливные гидроклапаны в гидроприводах устанавливают параллельно напорным линиям; в сливных линиях — последовательно. В этих случаях они выполняют функцию подпорных гидроклапанов.

Гидроклапан давления, предназначенный для поддержания в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого давления, чем давление в подводимом потоке, называют **редукционным гидроклапаном**. Редукционные гидроклапаны применяют в случае, когда от одного источника питаются несколько потребителей, работающих при разных давлениях.

Редукционный гидроклапан (КР) прямого действия (рис. 3.5) состоит из корпуса 1 и золотника 2, образующих рабочую щель шириной h , на которой происходит перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$, где p_1 — давление во входной полости. Давление p_2 в выходной полости устанавливается с помощью пружины 3 и регулировочного винта 4 и демпфируется дросселем 5. В исходном положении

нии $h = h_{max}$. При увеличении значения p_2 золотник под действием силы давления жидкости слева сместится вправо (ширина щели уменьшится) до момента, когда сила давления будет соответствовать силе пружины. Редукционный гидроклапан поддерживает давление p_2 постоянным с определенной точностью независимо от изменения расхода в выходной полости А. Если не происходит потребления жидкости, запорно-регулирующий элемент гидроклапана закрывается. Ясно, что с ростом расхода Q_A редуцируемое давление p_2 уменьшается. На перепад давления Δp влияет жесткость пружины — чем мягче пружина (меньше значение $c_{пр}$), тем более точно поддерживается давление p_2 . В редукционном гидроклапане прямого действия уменьшение жесткости силовой пружины приводит к увеличению ее размеров и, следовательно, габаритов гидроклапана.

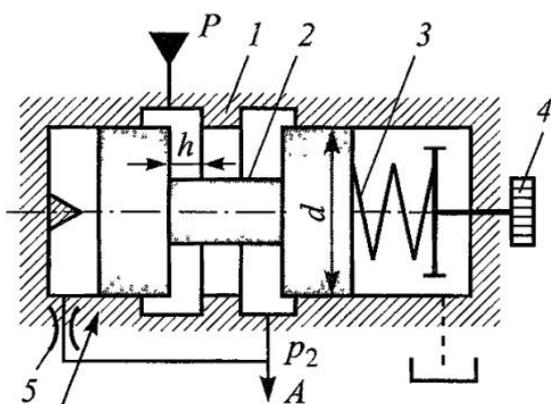


Рис. 3.5. Конструктивная схема редукционного гидроклапана прямого действия

Редукционный гидроклапан (КР) непрямого действия (рис. 3.6) состоит из корпуса 5, основного 4 и вспомогательного 2 гидроклапанов с пружинной 1. Редуцируемое давление p_2 устанавливается поджатием пружины 3. Потеря давления относительно давления p_1 во входной полости происходит в рабочей щели основного гидроклапана. Расход жидкости через дроссель б и управляющий запорно-регулирующий элемент клапана 2 на практике составляет 0,8...2 л/мин. Если расход Q_A уменьшится и вследствие этого давление p_2 будет повышаться, то увеличится расход через вспомогательный клапан и, следовательно, через дроссель б.

Изменяющийся перепад давления на дросселе вызывает перемещение золотника, закрывающего щель влево. Ширина рабочей щели увеличивается, а

давление p_2 уменьшается. Таким образом, редуцирующий гидроклапан работает как автоматическое устройство, поддерживающее давление p_2 постоянным за счет поджатия пружины. Стабилизация редуцируемого давления при изменении расхода происходит с некоторой погрешностью, меньшей чем у гидроклапана прямого действия. Это объясняется применением силовой пружины 3 малой жесткости.

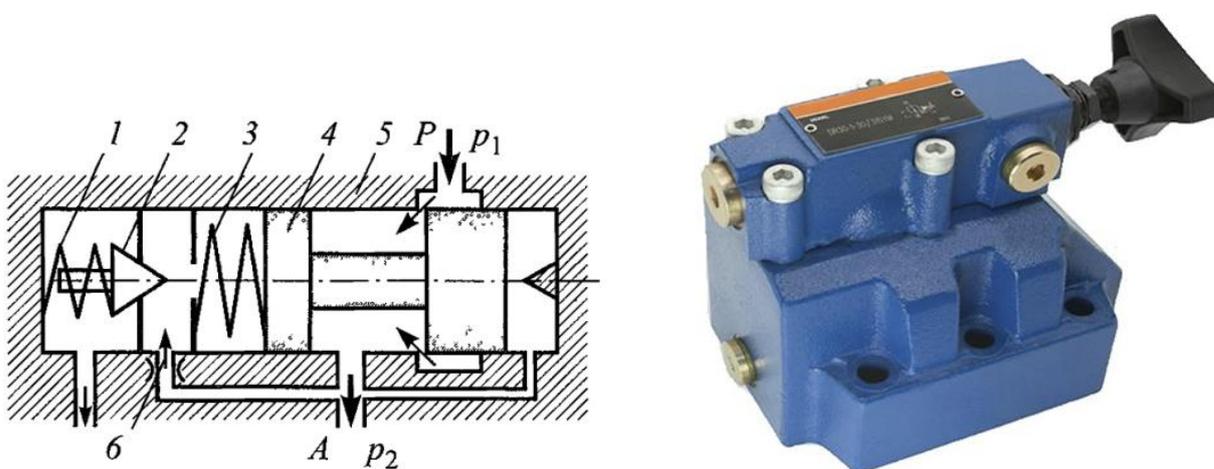


Рис. 3.6. Конструктивная схема редуцирующего гидроклапана непрямого действия

Гидроклапаны разности давления (КРД) предназначены для поддержания постоянной разности давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Гидроклапан разности давления можно использовать в качестве предохранительного и переливного гидроклапана, а также в качестве гидроклапана последовательности.

Гидроклапаны соотношения давления (КСД) предназначены для поддержания постоянного соотношения давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

3.1.3 Направляющие гидроаппараты

Направляющие гидроаппараты применяются для управления пуском, остановом потока рабочей жидкости и изменения его направления, а также для полного открытия или полного закрытия рабочего окна. При этом при перемещении запорных элементов создаются дросселирующие щели с минимальным

гидравлическим сопротивлением, в результате чего давление и расход рабочей жидкости, проходящей через полностью открытые рабочие окна, если изменяются, то незначительно (без учета местных потерь). К направляющим аппаратам относятся обратные гидроклапаны, гидрозамки, направляющие гидрораспределители.

Обратным гидроклапаном называют направляющий гидроаппарат, предназначенный для свободного пропускания рабочей жидкости в одном направлении и для перекрытия движения жидкости в обратном направлении.

Применяют обратные гидроклапаны со сферическими (шариковыми) и коническими запорными элементами.

Обратные гидроклапаны должны быть герметичными в закрытом положении, обладать минимальным гидравлическим сопротивлением в открытом положении. На планки корпусов обратных гидроклапанов наносят стрелки, указывающие направление движения рабочей жидкости. В обратных гидроклапанах (ОК) применяют пружины с небольшими значениями силы предварительного поджатия и жесткости, так как они предназначены лишь для преодоления сил трения по направляющим поверхностям при посадке запорного элемента на седло корпуса.

Обратный гидроклапан состоит из корпуса *1*, конического запорного элемента *2*, пружины *3* и пробки *4* с уплотнительным кольцом (рис. 3.7). В корпусе гидроклапана имеются канал *P* для подвода потока к запорному элементу клапана и канал *A* для отвода рабочей жидкости к другим гидроустройствам.



Рис. 3.7. Конструктивная схема обратного гидроклапана

Принцип работы обратного гидроклапана заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости в канал *P* гидроклапан по достижении давления p_0 отходит от седла корпуса и обеспечивает слив жидкости из канала *P* через ка-

нал A на выход. Если расход превышает предельное значение $Q_{\text{пред}}$, гидроклапан под действием потока рабочей жидкости «садится» на упор (пробку) и проходной канал превращается в дросселирующий элемент постоянного сечения. При обратном направлении потока рабочей жидкости в канале A гидроклапан под действием силы давления жидкости в полости K и силы пружины плотно прижимается к седлу корпуса и перекрывает проход из канала A в канал P .

К **основным параметрам обратных гидроклапанов** относят: диаметр условного прохода, номинальное давление, давление открытия, номинальный и максимальный расходы жидкости, перепад давления при их пропускании, максимальные внутренние утечки через седло.

Обратные гидроклапаны широко применяют:

- в гидроприводах с несколькими насосами для исключения взаимного влияния насосов при их работе;
- в блоках фильтров, предназначенных для установки в реверсивных линиях для обеспечения движения жидкости через фильтр только в одном направлении;
- в гидроприводах с замкнутым потоком и системой подпитки как подпиточные гидроклапаны;
- в линиях с реверсивным потоком и гидродросселем для обеспечения дросселирования жидкости только в одном направлении;
- в напорных линиях гидроприводов для исключения возможности слива рабочей жидкости из гидросистемы при выключении насоса и др.

Гидрозамком (или управляемым обратным клапаном) называют направляющий гидроаппарат, предназначенный для запираания рабочей жидкости в одном направлении и пропускания ее в обратном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия — для пропускания потока в обоих направлениях.

Гидрозамки применяют как средство защиты для автоматического запираания рабочей жидкости в полостях гидравлических двигателей с целью стопорения их выходных звеньев в заданных положениях.

Гидрозамки подразделяют:

- по числу запорных элементов — на односторонние и двухсторонние;
- по виду управляющего воздействия — на гидрозамки с гидравлическим, пневматическим, электромагнитным и механическим управлением.

На рис. 3.8 показана конструктивная схема одностороннего гидрозамка (ГЗ), который состоит из корпуса 4 с крышками 1 и 7 ; поршня 2 и жестко соединенного с ним толкателя 3 ; конического клапана 5 с поджимающей его

пружиной 6 и уплотнений. Поршень с толкателем находятся в крайнем левом положении. Корпус 4 имеет следующие полости: $P-T$ — для соединения гидрозамка с напорной или сливной линией; A — для соединения с потребителем; K — подклапанная полость, соединенная с полостью A ; $У$ — полость управления.

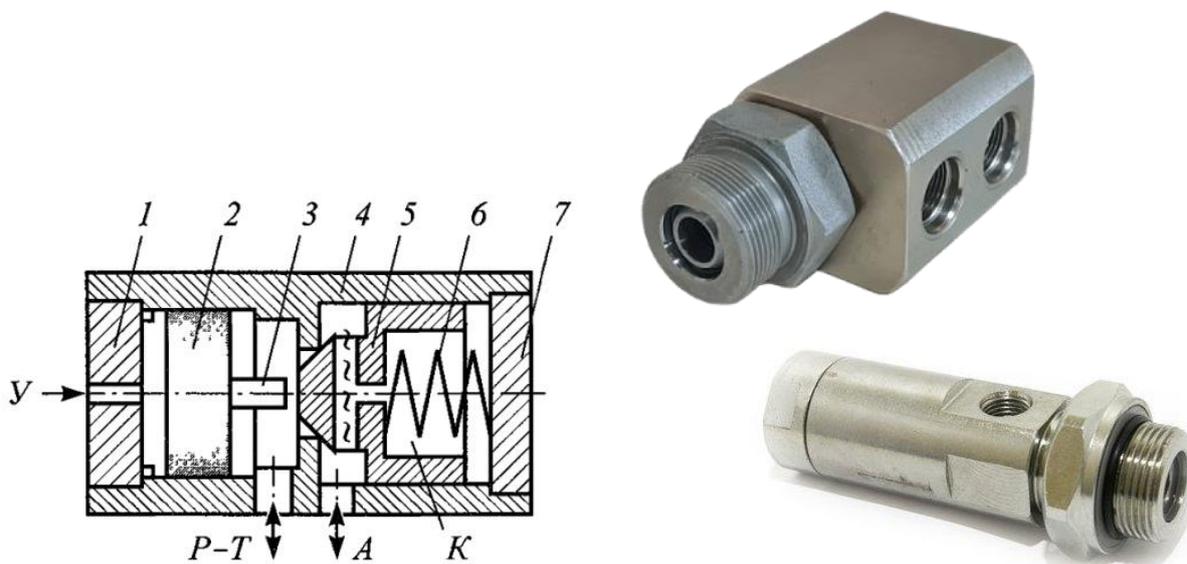


Рис. 3.8. Конструктивная схема одностороннего гидрозамка

При подводе рабочей жидкости к одностороннему гидрозамку в полость P поток рабочей жидкости открывает клапан и поступает в полость A к потребителю. В обратном направлении рабочая жидкость не движется. Гидрозамок работает как обратный гидроклапан. При подаче управляющего гидравлического сигнала в полость $У$ поршень 2 с толкателем 3 под действием силы давления, преодолевая силу предварительного поджатия пружины и давление в полости A , перемещается вправо. При этом толкатель поршня открывает клапан, обеспечивая пропускание рабочей жидкости из полости A в полости $P-T$ на слив.

К **основным параметрам гидрозамков** относятся: диаметр условного прохода, номинальное давление, давление открытия, номинальный и максимальный расход жидкости, максимальные внутренние утечки жидкости; масса.

Направляющим гидрораспределителем (рис. 3.9) называют гидроаппарат, предназначенный для пуска, остановки и изменения направления потока рабочей жидкости в двух и более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего направляющего воздействия. Основными конструктивными элементами направляющего гидрораспределителя являются корпус и запорный элемент.



Рис. 3.9. Направляющий гидрораспределитель

Направляющие гидрораспределители подразделяют:

- по конструкции запорного элемента — на золотниковые, крановые и клапанные; наиболее распространенные — золотниковые;
- по числу внешних гидролиний — на двух-, трех-, четырехлинейные и т. д.;
- по числу фиксированных или характерных позиций запорного элемента — на двух-, трех-, четырехпозиционные и т. д.

Двухпозиционные распределители применяют для управления гидравлическим двигателем одностороннего действия или для блокировки гидросистем.

Трехпозиционные распределители имеют наибольшее распространение и предназначены для управления гидравлическими двигателями двухстороннего действия с остановом или удержанием в нейтральном положении.

Четырехпозиционный распределитель имеет, как правило, дополнительное, так называемое «плавающее» положение, которое используется при буксировании колесных машин, имеющих гидропривод механизма хода и в других случаях (например, плавание отвала бульдозера при выравнивании грунта);

- по виду управления — с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим и другими видами управления;
- по числу запорных элементов — на одно-, двухступенчатые и т.д.;
- по конструкции корпуса — на моноблочные и секционные.

Моноблочные содержат в едином корпусе 3—4 распределителя, что обеспечивает компактное исполнение. Секционные распределители позволяют набирать в единый блок любое число (до 8) секций-распределителей.

На рис. 3.10 показана схема **направляющего золотникового гидрораспределителя 4/3 с ручным управлением**, состоящего из корпуса, цилиндрического золотника и рукоятки управления. В корпусе выполнены пять кольцевых расточек — полостей, которые соединены каналами с присоединительными отверстиями полостей *P*, *T*, *A* и *B*. Иногда устанавливают фиксирующее устройство положений золотника в крайних положениях.

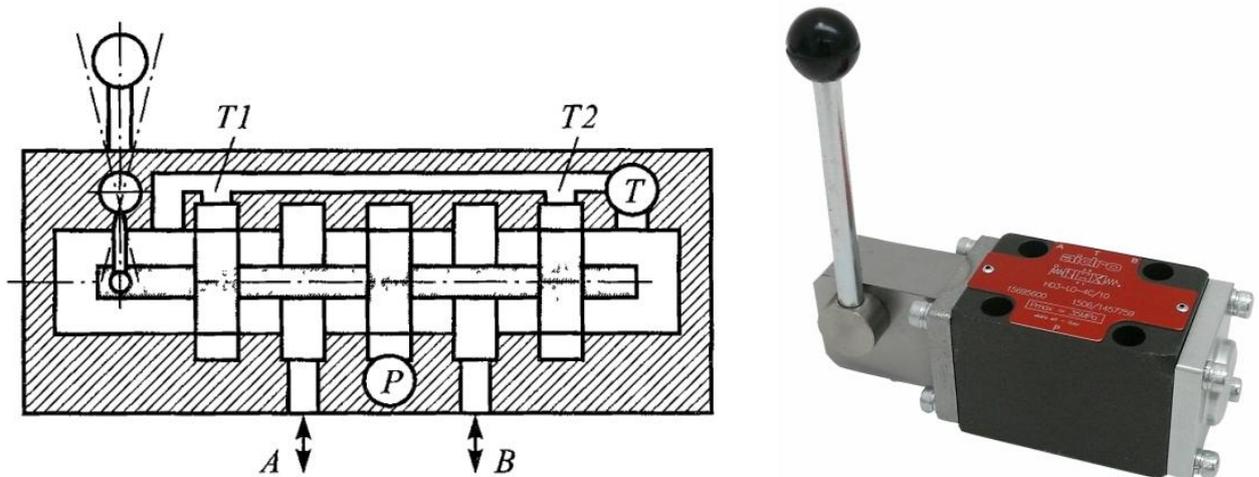


Рис. 3.10. Схема направляющего золотникового гидрораспределителя 4/3 с ручным управлением

При положении золотника в исходной (нулевой) позиции все проходы перекрыты. При перемещении золотника, например вправо, напорная кольцевая полость *P* соединяется с кольцевой полостью и поток рабочей жидкости поступает через присоединительное отверстие *A* выходной полости к потребителю. От потребителя рабочая жидкость через присоединительное отверстие *B* попадает в кольцевую полость, далее в кольцевую полость *T2* и, наконец, через присоединительное отверстие *T* — на слив в систему.

При смещении золотника влево рабочая жидкость из полости *P* попадет в кольцевую полость и в отверстие *B*, а через отверстие *A* — в кольцевую полость *A* и через кольцевую полость *T1* — в отверстие *T*. Каждый раз жидкость дросселируется через две кромки, поэтому эту схему распределителя и золотника называют четырехкромочной.

Для обеспечения герметичности диаметральный зазор (разность диаметров втулки и золотника) в золотниковых распределителях выполняют в пределах 0,004...0,012 мм. При выборе размера зазора учитывают точностные и динамические параметры гидропривода, температурный диапазон эксплуатации, применяемые материалы для изготовления золотника и втулки, технологии изготовления и др.

На рис. 3.11 показана конструктивная схема **направляющего клапанного гидрораспределителя 3/2 с гидравлическим управлением**. В корпусе 1 гидрораспределителя размещены два конических клапана 3 и 6 и толкатель 5 с осевыми проточными каналами для прохода рабочей жидкости. Клапан 6 имеет уплотнительное кольцо 4. Клапан 3 прижат к седлу корпуса цилиндрической пружиной 2. В корпусе имеются отверстия *P* для соединения с напорной линией, *T* — со сливной, *A* — для соединения с потребителем и полость управления *У*.

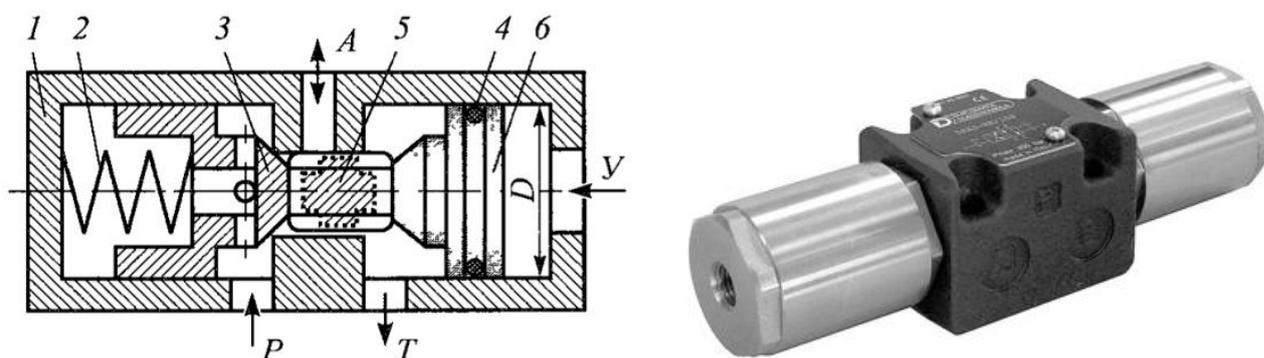


Рис. 3.11. Конструктивная схема направляющего клапанного гидрораспределителя 3/2 с гидравлическим управлением

Принцип работы гидрораспределителя заключается в следующем. В исходной позиции, когда отсутствует гидравлический сигнал управления, полость *A* соединена со сливной полостью *T*, а клапан 3 прижат к седлу не только пружиной 6, но и силой давления жидкости, находящейся в полости *P*. В результате напорная линия перекрыта.

При подводе рабочей жидкости под давлением в полость *У* клапан 6 и толкатель перемещаются под действием силы давления влево, преодолевая силы давления жидкости в полости *P* и пружины 2. Клапан 6 «садится» на седло, перекрывая линию *A—T*, а толкатель принудительно открывает клапан 3.

Клапанные гидрораспределители применяют в быстроразъемных соединениях трубопроводов и рукавов, а также в гидрозамках.

3.1.4 Гидроаппараты управления расходом

Гидродросселем (рис. 3.12) называют гидроаппарат управления расходом, предназначенный для создания сопротивления потоку рабочей жидкости на определенных участках гидролинии и играющий роль местного гидравлического сопротивления.

Нерегулируемый гидродроссель (Др) имеет постоянное рабочее проходное сечение и используется для ограничения расхода или создания необходимого перепада. Примером такого гидродросселя служит дроссельная шайба, выполненная в виде отверстия в тонкой стенке.

В **регулируемых гидродросселях**, изменяя рабочее проходное сечение, изменяют расход, а поэтому их применяют в гидроприводах для управления скоростью движения выходного звена гидравлического двигателя.

Расход жидкости через гидродроссель при прочих равных условиях зависит не только от площади дросселя, но и от перепада давления на нем. Чем меньше перепад давления, тем меньше расход, и наоборот. Следовательно, при переменной нагрузке нельзя получить с помощью только одного дросселя стабильный (постоянный) расход, а значит, и стабильную скорость движения выходного элемента гидравлического двигателя.



Рис. 3.12. Гидродроссель



Рис. 3.13. Регулятор расхода

Регулятором расхода (рис. 3.13) называют гидроаппарат управления расходом, который предназначен для поддержания заданного расхода независимо от перепада давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Конструктивно регуляторы расхода (РР), как правило, представляют собой блоки, состоящие из регулируемого дросселя и клапана постоянной разности давления. С помощью дросселя управляют расходом, а с помощью клапана обеспечивают постоянный

перепад давления на дросселе. Гидроклапаны, входящие в состав регуляторов расходов, могут быть соединены с дросселем как последовательно, так и параллельно.

Синхронизатором расходов называют гидроаппарат управления расходом, предназначенный для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или нескольких параллельных каналах. Синхронизаторы расходов в зависимости от места их установки в гидросистемах подразделяют на делители (деление потока на два) и сумматоры (соединение двух потоков в один) потоков. По принципу действия различают синхронизаторы расходов объемные (дозирование потоков, например, с помощью объемных гидромашин) и дросселирующие, в которых синхронизация расходов происходит вследствие дросселирования потоков рабочей жидкости независимо от изменения нагрузки.

3.1.5 Дросселирующие гидрораспределители

Регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления расходом и направлением потока рабочей жидкости в нескольких гидролиниях одновременно в соответствии с изменением внешнего управляющего воздействия, называют **дросселирующим гидрораспределителем** (рис. 3.14).



Рис. 3.14. Дросселирующий гидрораспределитель

Существует большое количество схем конструктивного исполнения дроселирующих гидрораспределителей: подавляющее большинство с цилиндрическим, меньшее количество — с плоским золотником.

Гидрораспределители с положительными перекрытиями ($b_1 < b_2$) имеют меньшие утечки рабочей жидкости по сравнению с гидрораспределителем с нулевым перекрытием ($b_1 = b_2$), но большие зоны нечувствительности (рис. 3.15). Гидрораспределители с отрицательным перекрытием (проточные) ($b_1 > b_2$) имеют повышенные утечки рабочей жидкости, но они более чувствительны к управляющим сигналам.

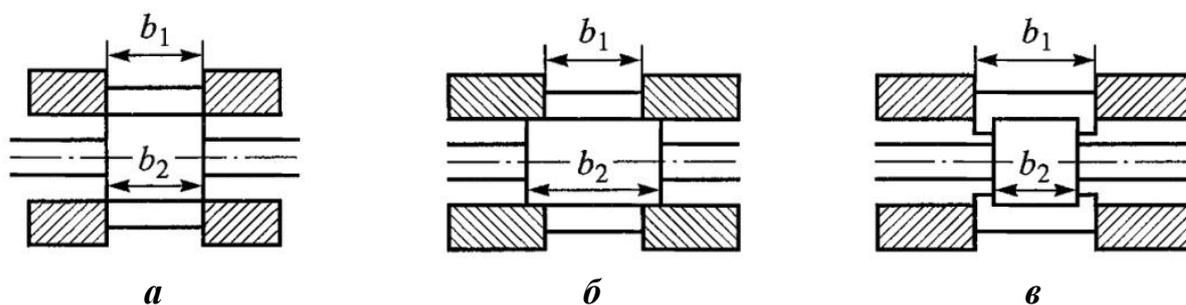


Рис. 3.15. Схемы перекрытий рабочих окон в золотниковых распределителях
а — нулевое ($b_1 = b_2$) перекрытие; *б* — положительное ($b_1 < b_2$) перекрытие; *в* — отрицательное ($b_1 > b_2$) перекрытие

3.2 Вспомогательные устройства

3.2.1 Кондиционеры рабочей жидкости

Кондиционерами называют устройства, обеспечивающие качественные показатели состояния рабочей жидкости в процессе эксплуатации. К числу кондиционеров, применяемых в гидравлической технике, относят отделители твердых частиц — фильтры и сепараторы, а также теплообменники — нагреватели и охладители.

Гидравлическим фильтром (Ф) (рис. 3.16) называют гидроустройство, предназначенное для очистки рабочей жидкости от твердых загрязняющих частиц методом фильтрования. В основе метода фильтрования лежит процесс, при котором жидкость преднамеренно пропускают через фильтрующую перегородку.

ку (сетку, пакет с щелями, пористую среду), которая задерживает взвешенные частицы загрязнений.

По способу удаления механических примесей фильтры подразделяют на два класса — механического и силового действия. Для очистки рабочей жидкости от механических примесей в гидроприводе машин применяют различные фильтры.



Рис. 3.16. Гидравлические фильтры и фильтроэлементы

По характеру задержания твердых частиц загрязнения фильтры механического действия подразделяют на поверхностные и глубинные (объемные). К поверхностным фильтрам относятся сетчатые, проволочные, бумажные и тканевые, т.е. такие фильтры, у которых задержание примесей происходит на поверхности фильтрующего элемента (или фильтроэлемента). К глубинным фильтрам относятся металлокерамические, многослойные сетчатые и тканевые, войлочные и пластинчатые, т.е. фильтры, в которых механические примеси задерживаются в объеме фильтроэлемента.

Основными параметрами фильтров являются: номинальные тонкость фильтрации δ (мкм), давление $p_{\text{ном}}$ и расход $Q_{\text{ном}}$ жидкости; диаметр условного прохода D_v ; допустимый перепад давления Δp на фильтроэлементе; ресурс работы фильтроэлемента.

Под **номинальной тонкостью фильтрации δ** понимают минимальный размер частиц, задерживаемых фильтроэлементом, число которых составляет не менее 90% от числа частиц загрязнителя такого же размера, находящегося в неотфильтрованной жидкости. Установлен ряд номинальных тонкостей фильтрации: 1, 2, 5, 10, 16, 25, 40, 63 и 80 мкм (ГОСТ 14066—68). В зависимости от номинальной тонкости фильтрации условно выделяют фильтры грубой (свыше 15 мкм), нормальной (до 10 мкм), тонкой (до 1 мкм) очистки.

Под **номинальным расходом фильтра $Q_{\text{ном}}$** понимают расход жидкости, проходящей через фильтр с чистым фильтроэлементом при определенной вязкости и заданном перепаде давления на фильтре. Перепад давления на фильтроэлементе зависит от степени загрязненности фильтрующей перегородки во время работы фильтра.

Фильтровальный материал фильтроэлемента при обеспечении необходимой тонкости фильтрации должен быть достаточно термостойким и не выделять в поток фильтруемой рабочей жидкости никаких компонентов (волокон, частиц порошка и т.п.), ухудшающих качество рабочей среды (жидкости), т.е. быть совместимым с рабочей жидкостью. Фильтроэлементы должны быть прочными и выдерживать без разрушения пробный перепад давления, превышающий допускаемый перепад давления не менее чем в 1,5 раза.

Для предохранения фильтроэлементов от разрушения в некоторых конструкциях фильтров применяют встроенные перепускные клапаны, которые при превышении допустимого перепада давлений пропускают нефильтрованную жидкость в гидросистему в обход фильтроэлемента, или в корпус фильтра могут быть встроены индикаторы загрязненности, иногда с электрическим сигналом.

Основными составными частями фильтра являются корпус и фильтроэлемент. Корпус фильтра должен быть прочным и выдерживать без разрушения (испытательное) давление, равное 2,0 максимального в гидрوليнии, где установлен этот фильтр.

Конструкция фильтра должна обеспечивать легкую замену фильтроэлементов при минимальной утечке рабочей жидкости в окружающую среду. С этой целью в отдельных случаях применяют фильтры со встроенными отсечными клапанными распределителями (Р).

На корпусе фильтра должно быть указано направление потока рабочей жидкости, так как движение потока жидкости через фильтр в обратном направлении не допускается.

В зависимости от конструкции фильтрующих перегородок фильтры подразделяют на щелевые, сетчатые и пористые.

Щелевые фильтры — фильтры, в которых очистка происходит при прохождении жидкости через щели в фильтрующем пакете. В зависимости от конструкции фильтрующего элемента или пакета различают пластинчатые и проволочные фильтры.

В **сетчатых фильтрах** фильтрование происходит при прохождении рабочей жидкости через ячейки сетки (металлической, никелевой) фильтрующего элемента.

В **пористых фильтрах** очистка рабочей жидкости осуществляется при прохождении рабочей жидкости через поры фильтроэлемента. Пористые фильтроэлементы подразделяют на поверхностные (частицы загрязнений задерживаются на поверхности фильтроэлемента) и глубинные (частицы задерживаются в капиллярах материала). В первом случае это бумага, картон, ткань, во втором — керамика, металлокерамика, пористые пластмассы. Прокаткой металлокерамики можно получить фильтрующий материал с меньшими размерами фильтрующих пор.

Схемы установки фильтров:

- во всасывающую линию насоса;
- в напорную линию после насоса;
- на линии слива рабочей жидкости из гидропривода в бак.

В электрогидравлических следящих системах фильтры тонкой очистки часто размещают непосредственно перед дросселирующими гидроаппаратами.

Эффективным вариантом обеспечения чистоты рабочей жидкости в гидросистеме является применение вспомогательной фильтрационной установки, которая осуществляет подпитку гидросистемы с замкнутым потоком очищенной от загрязнителей рабочей жидкостью или фильтрацией потока рабочей жидкости, параллельного основному рабочему потоку.

Процесс очистки рабочей жидкости в **фильтрах силового действия** основан на удалении механических примесей, имеющих большую плотность, чем фильтруемая жидкость, воздействием одного из силовых полей.

Сепараторы (рис. 3.17) — устройства, предназначенные для разделения жидких неоднородных смесей и отделения твердых загрязнителей под действием различных внешних силовых полей. В объемных гидроприводах применяют центробежные, магнитные сепараторы и отстойники.



Рис. 3.17. Масловлагоотделитель

В центробежных сепараторах (центрифугах) рабочая жидкость очищается под действием центробежных сил и достигается номинальная тонкость фильтрации 10...30 мкм.

В магнитных сепараторах рабочая жидкость очищается от стальных частиц под действием сил магнитного поля.

Теплообменные аппараты — устройства, предназначенные для обеспечения и поддержания заданной температуры рабочей жидкости гидропривода. По назначению их подразделяют на охладители и нагреватели жидкости.

В гидроприводах, как правило, рабочую жидкость необходимо охлаждать, так как при нагреве ухудшаются ее характеристики, что приводит к снижению рабочих и эксплуатационных характеристик гидроприводов. В зависимости от вида хладагента охладители гидроприводов подразделяют на воздушные и водяные.

3.2.2 Гидроемкости

Гидроемкостью называют гидроустройство, предназначенное для содержания рабочей среды в целях ее использования в процессе работы объемного гидропривода. К числу гидроемкостей относят гидробаки и гидроаккумуляторы.

Гидробаком (рис. 3.18) называется гидроемкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью. Гидробаки должны также обеспечивать содержание необходимого для работы гидропривода объема рабочей жидкости, охлаждение рабочей жидкости, отстой с удалением из нее пузырьков воздуха и осаждения загрязнений, температурную компенсацию изменения объема рабочей жидкости и рабочее изменение объемов прихода и ухода рабочей жидкости (например, при работе одноштокового гидроцилиндра).



Рис. 3.18. Гидравлический бак

Основным параметром бака является номинальный объем, равный наибольшему эксплуатационному объему рабочей жидкости, заключенному между максимальным и минимальным уровнями жидкости. **Вместимость гидробака** зависит от вида гидропривода и условий эксплуатации и определяется расчетным путем, исходя из условия теплового баланса гидропривода с учетом номинальной мощности, продолжительности работы гидропривода под нагрузкой, климатических условий эксплуатации и условий теплоемкости и теплоотдачи.

Различают гидробаки, предназначенные для работы под атмосферным (открытый бак) и избыточным давлением (закрытый бак).

Преимуществами гидробака, предназначенного для работы под атмосферным давлением, являются хорошие условия для естественного охлаждения и отстоя жидкости. Однако при соприкосновении с воздухом рабочая жидкость быстрее окисляется и засоряется.

Корпус гидробака выполняют сварным в основном из листовой стали толщиной 1...3 мм, причем с увеличением вместимости гидробака увеличивается и толщина стенки. Толщина стенок корпуса гидробака должна обеспечивать жесткость конструкции и исключать вибрацию и шум при работе гидропривода. С этой целью применяют горизонтально-сквозные вертикальные перегородки, которые, кроме указанной функции, успокаивают жидкость и способствуют осаждению частиц твердых загрязнений.

Заливная горловина (рис. 3.19) предназначена для заправки и дозировки рабочей жидкости. Она имеет крышку и стакан, выполненный из металлической сетки, в котором задерживаются наиболее крупные механические примеси.



Рис. 3.19. Заливная горловина

Сапун с воздушным фильтром (рис. 3.20) обеспечивает связь гидробака с атмосферой, чтобы в гидробаке сохранялось атмосферное давление, так как в процессе работы гидропривода уровень масла в гидробаке колеблется вследствие различия объемов поршневых и штоковых полостей гидроцилиндров. Кроме того, уровень жидкости изменяется под действием температуры, так как рабо-



Рис. 3.20. Сапун с воздушным фильтром

жие жидкости увеличивают свой объем примерно на 7...8% при изменении температуры в диапазоне $-40...+60^{\circ}\text{C}$. Воздушный фильтр очищает от твердых загрязнений воздух, пропускаемый в гидробак в прямом направлении. Иногда в сапуне размещают некоторое количество селикагеля для улавливания влаги, содержащейся в движущемся в гидробак воздухе. Для исключения попадания жидкости в воздушный фильтр при работе гидропривода вместимость бака должна быть на 10...15% больше объема заливаемой в него жидкости.

На выходе сливного патрубка иногда устанавливают **рассекатель**, предназначенный для гашения кинетической энергии потока жидкости, поступающего из гидросистемы, а также для интенсификации выделения и коагуляции пузырьков нерастворенного воздуха. Если не погасить кинетическую энергию, то струя жидкости из сливного патрубка будет интенсивно перемешивать масло, что препятствует выпаданию в осадок механических примесей и ухудшает процесс дегазации. Рассекатель представляет собой цилиндр с глухим дном, выполненный из стали с большим количеством отверстий диаметром 2...4 мм.

Всасывающий патрубок предназначен для забора жидкости во всасывающую линию насоса. Очень важно разместить этот патрубок по глубине жидкости так, чтобы он, во-первых, не всасывал отстой и загрязнения жидкости со дна гидробака, а во-вторых, не захватывал воздух при образовании воронки на свободной поверхности. Таким образом, всасывающий патрубок должен быть расположен достаточно высоко от дна гидробака (не менее трех диаметров канала всасывания) и достаточно глубоко от свободной поверхности (не менее 0,4 м). Для исключения вихревых явлений торец всасывающего патрубка необходимо выполнять скошенным под углом $30...45^{\circ}$. Но лучший эффект дают патрубки конической формы. Такой патрубок позволяет использовать кинетическую энергию потока жидкости, что улучшает всасывающую способность насосов. При этой форме патрубка давление жидкости во всасывающей линии насоса достаточно высокое. Во всасывающей линии не должно быть никаких гидроклапанов и других элементов, повышающих сопротивление потоку жидкости. Также с целью улучшения всасывающей способности насоса гидробак должен быть размещен выше всасывающей линии, желательно на расстоянии не менее 0,5 м.

Пробка слива отстоя часто выполняется заодно с магнитной пробкой, которая улавливает механические примеси на ферромагнитной основе, прочно удерживает их и тем самым защищает гидропривод от повышенного износа. В нижней части бака скапливаются относительно тяжелые механические приме-

си, абразив и вода, проникающая в гидросистему через штоки гидроцилиндров и с воздухом через воздушный фильтр. Периодически обязательно следует открывать пробку и сливать отстой, что существенно повышает долговечность гидропривода и обеспечивает стабильность многих его параметров.

Указатель уровня предназначен для визуального осмотра жидкости. Чаще всего его выполняют в виде смотрового окна, на котором нанесены риски максимального и минимального уровней. С помощью этого смотрового окна можно оценить наличие пенообразования. Иногда в гидробаке устанавливают датчик температуры и уровня жидкости.

Для уменьшения шума в гидросистеме и исключения резонанса корпус гидробака следует выполнять достаточно жестким, закреплять на амортизирующих прокладках, соединять с насосом и распределителем эластичными гидролиниями.

Гидроаккумулятором (рис. 3.21) называют гидроемкость, предназначенную для аккумуляции и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением. Аккумуляция энергии происходит во время зарядки аккумулятора, а возврат энергии — во время его разрядки.

Для накопления и сохранения энергии потока рабочей жидкости в гидроаккумуляторе осуществляется ее преобразование в механическую энергию другой среды, поэтому гидроаккумуляторы относятся к преобразователям.

Основное назначение гидроаккумуляторов — накопление энергии потока рабочей жидкости в периоды пауз или ее малого потребления гидроагрегатами гидросистемы и возврат этой энергии в периоды интенсивной работы гидросистемы. В этом случае гидроаккумулятор подключается к напорной гидролинии и работает параллельно с насосом. Кроме того, гидроаккумулятор может применяться для



Рис. 3.21. Гидроаккумулятор

поддержания постоянного давления в сливной или всасывающей гидролинии. В последнем случае гидроаккумуляторы называют **подпорными гидроаккумуляторами низкого давления**. В аккумуляторных гидроприводах гидроаккумуляторы являются основными источниками энергии потока рабочей жидкости, в насосных — дополнительными. Гидроаккумуляторы также применяют для уменьшения пульсации давления в напорных гидролиниях, защиты гидросистем от возможных гидравлических ударов.

В зависимости от типа среды, которая накапливает механическую энергию, различают:

грузовые гидроаккумуляторы (рис. 3.22, *а*), в которых аккумулярование и возврат энергии происходит за счет изменения потенциальной энергии груза. Важным свойством грузового гидроаккумулятора является независимость давления жидкости в нем от степени заполнения жидкостью (давление зависит от массы груза). Они имеют низкую энергоемкость, высокую инерционность, громоздкие и, как следствие, используются очень редко;

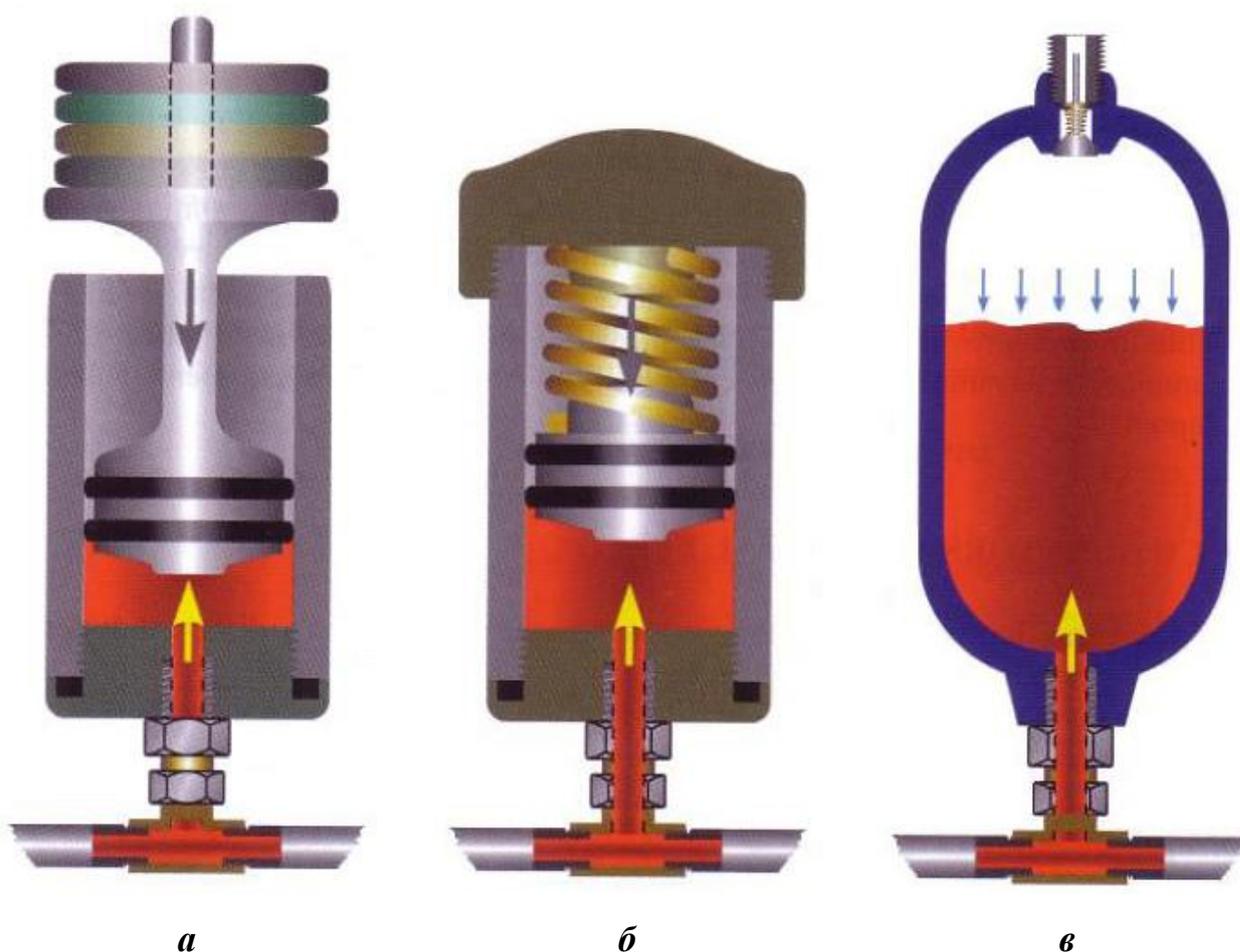


Рис. 3.22. Гидроаккумулятор
а — грузовой; *б* — пружинный; *в* — газовый

пружинные гидроаккумуляторы (рис. 3.22, б), в которых аккумулярование и возврат энергии происходит за счет изменения энергии упругости деформируемой пружины. Они могут накапливать небольшие объемы жидкости при низком давлении, что обусловлено ограниченными возможностями механических пружин;

гидроаккумуляторы с упругим корпусом, в которых аккумулярование и возврат энергии происходит за счет изменения энергии упругости деформируемого корпуса, например сиффона. Они имеют те же недостатки, что и пружинные;

пневмогидроаккумуляторы (рис. 3.22, в), в которых аккумулярование и возврат энергии происходит за счет изменения энергии сжатого газа. Благодаря наибольшей энергоемкости при малых габаритах, они получили широкое распространение.

Пневмогидроаккумуляторы без разделителя сред имеют следующие параметры рабочей среды: давление 0,35...35,0 МПа и вместимость 3,5...5700 л.

Пневмогидроаккумуляторы выполняют с разделителем сред в виде:

- поршня с рабочими параметрами: давление 21...35 МПа, вместимость 2,5...200 л;
- мембраны с рабочими параметрами: давление 5...35 МПа, вместимость 0,1...4 л;
- резинового мешка с рабочими параметрами: давление 3,5...55 МПа, вместимость 0,2...200 л.

Наибольшее распространение получили **сферические** пневмогидроаккумуляторы (рис. 3.23), которые отличаются компактностью и имеют меньшую массу. Это обусловлено особенностями сферических форм: поверхность сферы при том же объеме меньше, чем у других форм, а напряжения в стенках под действием давления в 2 раза меньше, чем в стенках цилиндра того же диаметра.

К **основным параметрам гидроаккумулятора** относятся номинальные вместимость и давление. Под **номинальной вместимостью** пружинного гидроаккумулятора понимают наибольший объем гидравлической полости, а для пневмогидроаккумуляторов — наибольшее изменение объема пневматической полости.



Рис. 3.23. Сферический пневмогидроаккумулятор

Применение гидроаккумуляторов позволяет в гидросистемах существенно уменьшить рабочий объем (подачу) используемого насоса. Особенно целесообразно применять аккумуляторы в гидросистемах с эпизодическими пиками потребляемого расхода, которые, возможно, значительно превышают средний расход жидкости в гидросистеме.

3.2.3 Гидролинии

Гидролинией (рис. 3.24) называют гидроустройство, предназначенное для движения потока рабочей жидкости или передачи энергии потока рабочей жидкости от одного гидроустройства к другому.



Рис. 3.24. Гидролинии в гидроприводе

В зависимости от назначения гидролинии подразделяют на:

- всасывающие (скорость жидкости < 1 м/с);
- напорные (< 5 м/с);
- сливные (< 2 м/с);
- дренажные ($< 2,5$ м/с);
- управления ($< 7...8$ м/с).

При выборе средней скорости потока рабочей жидкости в гидролиниях необходимо помнить, что повышение скорости потока приводит к увеличению

гидравлических потерь и соответственно к потере мощности, а снижение — к увеличению диаметров гидролиний и, следовательно, к увеличению массы всего гидропривода.

Конструктивно гидролинии могут быть выполнены в виде жестких трубопроводов, гибких рукавов, каналов в корпусах и соединений. В гидроприводах применяют в основном стальные бесшовные холоднодеформированные трубы из коррозионно-стойкой стали. Безопасность разрушения, проверяемая предприятием-изготовителем на образцах-свидетелях из партии трубопроводов, должна обеспечиваться при давлении не менее $2p_{\max}$. На наружных и внутренних поверхностях труб не допускаются забоины, вмятины и риски.

3.2.4 Гибкие рукава и их соединения

Гибкие рукава применяют в гидроприводах для соединения гидроустройств, элементы которых имеют значительные относительные перемещения. Используют резиновые рукава высокого давления с металлическими оплетками и с навивочной конструкцией, фторопластовые рукава (рис. 3.25).

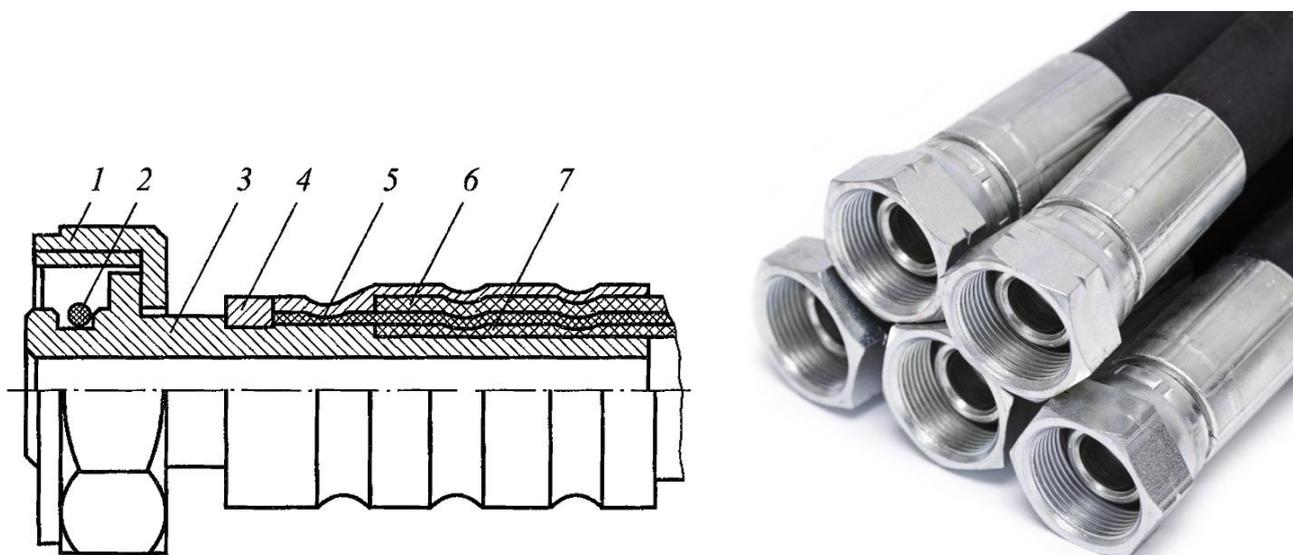


Рис. 3.25. Заделка рукава с металлической оплеткой

1 — накидная гайка; 2 — кольцо уплотнительное; 3 — ниппель; 4 — муфта; 5 — металлическая оплетка; 6 — наружный резиновый слой; 7 — внутренний резиновый слой

Ниппельное соединение рукавов состоит из накидной гайки 1, ниппеля 3 с уплотнительным кольцом 2 и обжимной муфты 4. Все детали арматуры

стальные. Ниппель имеет профильную наружную поверхность. Заделку рукавов осуществляют путем зажима тела рукава между муфтой и ниппелем и дальнейшим обжатием (деформацией) муфты специальным приспособлением. Перед обжатием конец рукава должен быть подготовлен: освобождена металлическая (упрочняющая) оплетка 5 на определенной длине от наружного 6 и внутреннего 7 слоев резины. Нарушения нитей металлической оплетки при подрезке резинового слоя не допускается.

Рукава применяют в гидроприводах для соединения гидроустройств, элементы которых имеют значительные относительные перемещения. Используют резиновые рукава высокого давления с металлическими оплетками и с навивочной конструкцией, фторопластовые рукава с металлическими оплетками. Рукава должны быть прочными, герметичными и иметь высокую надежность. Особое внимание следует обращать на монтаж рукавов: не допускается их перекручивание, радиус изгиба рукавов должен быть не менее $(12 \dots 18)d_{\text{вн}}$ (где $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр рукава). В процессе эксплуатации рукава ремонту не подлежат.

В гидроприводах применяют следующие виды соединений гидрوليний (рис. 3.26): резьбовые (штуцерные — с развальцовкой труб, контактные соединения, с врезающимся кольцом), фланцевые, замковые быстроразъемные соединения (цангового типа) и др. Фланцевые соединения трубопроводов применяют, как правило, для труб с диаметрами более 40 мм.



Рис. 3.26. Штуцерные соединения гидрوليний

На этапах сборки гидропривода трубопроводы подвергают гидравлическим испытаниям на прочность сборки и монтажа пробным давлением жидкости не менее $1,25p_{\text{ном}}$ и на герметичность при давлении $1,0p_{\text{ном}}$.

3.2.5 Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства предназначены для обеспечения герметичности соединений гидроустройств с целью предотвращения или уменьшения утечек жидкости через зазоры в соединениях, а также защиты внутренних полостей и гидроустройств от проникновения загрязняющих частиц, влаги и воздуха из внешней среды.

Уплотнителем называют деталь уплотнительного устройства, находящуюся в контакте с сопрягаемыми деталями и препятствующую перетеканию рабочей жидкости по зазорам между этими деталями.

Уплотнители подразделяют:

- по виду относительного перемещения — на уплотнители неподвижных и подвижных соединений;
- по направлению действия упругой деформации — на аксиальные (торцевые) и радиальные;
- по конструкции — на уплотнительные кольца, манжеты и прокладки;
- по используемому материалу — на неметаллические (например, резиновые) и металлические.

Уплотнители подвижных соединений классифицируют на уплотнители вращательного, возвратно-поступательного и контактного соединений. К показателям назначения уплотнителей, определяющим герметичность соединения, относятся степень герметичности и контактное напряжение. Выбор степени герметичности гидроустройства определяется его назначением в гидроприводе и важностью задач, выполняемых гидроприводом. Контактное механическое напряжение в уплотнительном устройстве с повышением давления рабочей жидкости увеличивается, однако при этом из-за наличия уплотнителей в подвижных соединениях увеличиваются силы трения, а в неподвижных соединениях возникает возможность выдавливания уплотнителей в зазор.

Качество резиновых упругих уплотнителей зависит от физико-механических показателей выбранной резины (относительное удлинение при разрыве, твердость, истираемость, относительная остаточная деформация сжатия и др.).

Герметичность гидроустройств в основном обеспечивается с помощью устанавливаемых в замкнутые канавки уплотнительных эластомерных колец, для которых вследствие их поджата характерна способность к самоуплотнению.

Уплотнительное кольцо — радиальный или осевой (торцевый) уплотнитель в виде кольца, применяемый в подвижных и неподвижных соединениях, герметизирующий эффект которого создается в результате сжатия.

В гидроустройствах используют резиновые уплотнительные кольца круглого, прямоугольного, овального и П-образного сечений.

В объемных гидроприводах наиболее широко распространены уплотнительные кольца круглого сечения, которые предназначены для работы при давлении до 50 МПа в неподвижных соединениях.

Для предотвращения выдавливания уплотнительного кольца при давлении выше 16 МПа устанавливают протектор (защитное кольцо из фторопласта), для чего на его толщину увеличивают ширину канавки во внешнюю сторону уплотнения.

Для исключения срезания колец при вставной сборке уплотняемых деталей в конструкции изделий предусматривают заходные фаски под углом 20...30°. При сборке рекомендуется смазывать трущиеся поверхности уплотнений тонким слоем смазочного материала.

Уплотнительная манжета — радиальный уплотнитель в виде кольца; имеет выступающие рабочие элементы, в результате изгиба и прижатия которых к сопрягаемой поверхности обеспечивается необходимый контакт с ней. Уплотнительные манжеты применяют для герметизации вращательных и возвратно-поступательных соединений.

Обычная конструкция манжетного уплотнения (рис. 3.27) состоит из трех основных элементов: каркаса 3, корпуса манжеты 5 с губкой и пружины 4 (браслетной). Штампованный металлический каркас предназначен для придания манжете определенной формы и жесткости.

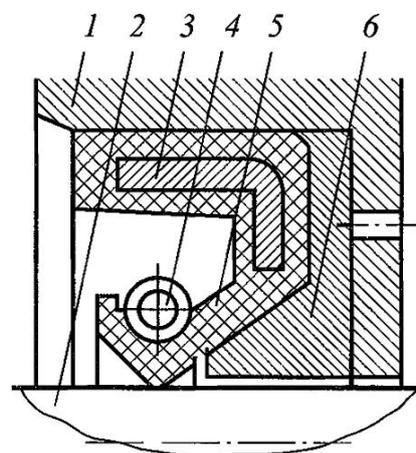


Рис. 3.27. Конструктивная схема стандартной манжеты с опорным конусом

1 — корпус гидроустройства; 2 — вал;
3 — каркас; 4 — пружина; 5 — корпус манжеты; 6 — опорный конус

Манжета устанавливается в корпус 1 гидроустройства и является уплотняющим эластичным элементом, создающим своей внутренней частью (губкой) контакт с валом 2. Пружина обеспечивает дополнительную радиальную силу, действующую на манжету, которая должна равномерно обжать вал по всей окружности. Удельная сила прижатия манжеты к валу в месте ее контакта зависит от окружной скорости на валу и уменьшается с ее увеличением.

При неподвижном вале материал манжеты под воздействием силы деформации на кромке заполняет все поверхностные микронеровности вала и препятствует утечкам рабочей жидкости. При вращении вала каждая точка уплотняющей поверхности кромки совершает радиальные перемещения, восстанавливая свой контакт с валом, нарушаемый из-за биения поверхности и наличия микронеровностей, а точки уплотняющей кромки совершают сложные движения, траектории которых близки к эллипсам. Движение от центра происходит вследствие возмущающего воздействия поверхности вала со скоростью набегания неровностей поверхности вала. Движение к центру и против вращения происходит под действием упругих и высокоэластичных напряжений со скоростью восстановления формы материала и силы поджатая браслетной пружиной.

Стандартные манжеты (например, согласно ГОСТ 8752-72) рекомендуется использовать при значениях давления $p < 0,05$ МПа. При повышенных значениях давления (до 0,3 МПа) следует применять опорный конус под соединительную планку губки с корпусом манжеты.

Типовые манжеты предназначены для работы в гидроприводах при избыточном давлении до 0,05 МПа, окружной скорости рабочей кромки манжеты до 20 м/с и температуре $-50 \dots +90^\circ\text{C}$ в зависимости от группы резины. Работоспособность манжеты зависит от шероховатости сопрягаемой поверхности вала.

Уплотнительные манжеты для герметизации пар возвратно-поступательного движения имеют ряд преимуществ по сравнению с уплотнительными кольцами: меньшая ширина рабочей кромки обуславливает меньшую силу трения.

Манжеты по форме и назначению подразделяют на U-образные, чашечные, воротниковые, шевронные. Резиновые U-образные манжеты и кожаные манжеты устанавливают в сочетании с манжетодержателем для предотвращения выворачивания при обратном ходе. Чашечные резиновые манжеты предназначены для уплотнения цилиндров, а воротниковые — для уплотнения штоков, когда возможно фланцевое крепление манжет. Шевронные манжеты изготавливают из армированной тканью резины и применяют обычно в пакетных уплотнениях при высоком давлении (до 50,0 МПа) среды (вода, эмульсии, масла).

3.2.6 Рабочая жидкость

Жидкую рабочую среду, с помощью которой энергия передается от насоса к гидравлическому двигателю, называют **рабочей жидкостью**. Кроме того, рабочая жидкость выполняет и другие важные функции:

- используется для смазывания трущихся поверхностей деталей гидромашин и других гидроустройств, в результате чего между двумя поверхностями уменьшается сила трения и интенсивность их износа;
- служит для отвода тепловой энергии от нагретых поверхностей гидромашин и других гидроустройств;
- уносит продукты изнашивания и прочие частицы загрязнения;
- защищает внутренние поверхности полостей гидромашин и других гидроустройств от коррозии.

Рабочие жидкости, применяемые в гидроприводах, подразделяют на четыре типа:

- на нефтяной основе — масла с присадками;
- синтетические;
- водосодержащие (нефтяные, синтетические, водополимерные и эмульсионные);
- биологически разлагаемые (например, растительные масла).

Нефтяные жидкости получают из нефти обычными методами переработки. Они имеют сравнительно низкую верхнюю границу температурного диапазона, а потому пожароопасны. В гидроприводах применяют следующие нефтяные рабочие жидкости:

- масло гидравлическое МГЕ-10А;
- авиационное гидравлическое масло АМГ-10;
- всесезонное гидравлическое масло ВМГЗ (зимний сорт) и др.

Синтетические рабочие жидкости — жидкости, основу которых составляют продукты химического синтеза (диэфиры, силоксаны, фосфаты и др.). Как правило, они негорючи, стойки к окислению, имеют низкую температуру застывания, обладают стабильностью вязкостных характеристик в течение длительного срока работы и в широком диапазоне температур. Однако каждая из синтетических жидкостей обладает тем или иным недостатком (несовместимостью с резиновыми уплотнителями, высокой текучестью, плохой смазывающей способностью, токсичностью и т. д.).

Водосодержащие жидкости — рабочие жидкости, представляющие собой водные растворы различных полимеров (водногликолевые, водноглицериновые) и эмульсии (масловодяные и водомасляные). Например, жидкость ПГВ (ГОСТ 25821-83) — водный раствор глицерина и полиэтиленгликоля с различными присадками (массовая доля воды около 32%). Жидкость ПГВ относится к негорючим жидкостям. Она нетоксична, инертна к некоторым конструкционным материалам (в том числе к резиновым уплотнителям).

Водомасляные эмульсии — эмульсии типа «масло в воде», представляют собой смеси воды и нефтяных жидкостей (не более 20%). Их применяют в гидроприводах, работающих в пожароопасных условиях, например в гидроприводах шахтных крепей и т.п. Недостаток водомасляной эмульсии — плохая смазывающая способность, сравнительно узкий диапазон рабочих температур (+5...+55 °С). Масловодяные эмульсии — эмульсии типа «вода в масле», представляют собой смеси нефтяной жидкости и воды (не более 40%).

Растительные масла (рапсовое) используют в целях защиты окружающей среды вследствие того, что жидкость на основе рапсового масла способна к естественной утилизации за счет ее разложения природными микроорганизмами, а попадание воды в растительное масло может привести к его распаду.

Свойства рабочих жидкостей неравноценны, поэтому в каждом конкретном случае при выборе жидкости исходят из наиболее важных из них.

При выборе рабочей жидкости весьма существенное значение имеет вязкость. Вязкость рабочей жидкости зависит от температуры. При применении рабочей жидкости с малой вязкостью увеличиваются внешние и внутренние утечки и перетечки в гидромашинах и других гидроустройствах. Чем выше вязкость выбранной жидкости, тем выше потери энергии при работе гидропривода.

Для рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах, характерна малая токсичность (малое воздействие жидкости и ее паров на организм человека).

Примеры решения задач

1. Напорный клапан пропускает максимальный расход $Q_{\text{кл}} = 24$ л/мин при перепаде давления на клапане $\Delta p = 10$ МПа. Давление открытия клапана $p_{0 \text{ кл}} = 9,5$ МПа. Плотность рабочей жидкости $\rho = 880$ кг/м³. Определить силу $F_{0 \text{ пр}}$ предварительного поджатия пружины в момент открытия и подъем конического клапана для пропускания максимального расхода.

Решение. Площадь сечения клапанной щели (зазора)

$$S_{щ} = \frac{Q_{кл}}{\mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} = \frac{24 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 0,61 \sqrt{\frac{2 \cdot 10 \cdot 10^6}{850}}} = 4,275 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 4,28 \text{ мм}^2.$$

Исходя из условия, что в канале скорость рабочей жидкости должна быть не более 7 ... 8 м/с, определяем диаметр седла

$$d_c = \sqrt{\frac{4Q_{кл}}{\pi V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 24 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 3,14 \cdot 8}} = 7,98 \cdot 10^{-3} \text{ м} \approx 8 \text{ мм}.$$

Высота подъема клапана

$$h_{кл} = \frac{S_{щ}}{\pi d_c} = \frac{4,28}{3,14 \cdot 8} = 0,17 \text{ мм}.$$

Скорость жидкости в щели клапана

$$V_{щ} = \frac{Q}{S_{щ}} = \frac{24 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 4,28 \cdot 10^{-6}} = 93,46 \text{ м/с}.$$

Сила предварительного поджатия пружины в момент открытия клапана

$$F_{0 \text{ пр}} = p_0 - \frac{\pi d_c^2}{4} = \frac{9,5 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 8^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 477,3 \text{ Н}.$$

2. Через щель распределителя с цилиндрическим золотником диаметром $d_3 = 20$ мм протекает рабочая жидкость плотностью $\rho = 880$ кг/м³. Определить расход $Q_{щ}$ рабочей жидкости через образовавшуюся круговую щель при открытии золотника на расстоянии $x = 1,2$ мм и перепаде давления $\Delta p = 1,5$ МПа. Принять коэффициент расхода щели $\mu = 0,61$.

Решение. Расход через щель в гидрораспределителе определяется по формуле

$$Q_{щ} = \mu S_{щ} \sqrt{\frac{2\Delta p_{щ}}{\rho}} = \mu x \pi d_3 \sqrt{\frac{2\Delta p_{щ}}{\rho}} = 0,61 \cdot 0,0021 \cdot 3,14 \cdot 0,02 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 10^6}{880}} = 0,00268 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$Q_{щ} = 0,00268 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \approx 160,8 \frac{\text{л}}{\text{мин}}.$$

3. Жидкость плотностью $\rho = 880$ кг/м³ через дроссель подается в поршневую полость гидроцилиндра. Диаметр поршня $D = 100$ мм. Определить давление жидкости перед дросселем, при котором поршень будет перемещаться со скоростью $V_{п} = 0,05$ м/с (усилие на штоке $F = 5$ кН, площадь проходного сечения дросселя $S_{др} = 8$ мм², коэффициент расхода щели $\mu = 0,61$). Объемный КПД гидроцилиндра $\eta_{об \text{ гц}} = 0,98$. Трением в гидроцилиндре и давлением в штоковой полости следует пренебречь.

Решение. Расход жидкости через дроссель равен расходу жидкости, поступающей в поршневую полость гидроцилиндра

$$Q_{др} = \frac{V_{п} \pi D^2}{4 \eta_{об \text{ гц}}} = \frac{0,05 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2}{4 \cdot 0,98} = 4,005 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 24,03 \text{ л/мин.}$$

Давление на выходе из дросселя принимается равным давлению в поршневой полости гидроцилиндра, т.е.

$$p_2 = p_{п} = \frac{4F}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 5000}{3,14 \cdot 0,1^2} = 6,37 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,637 \text{ МПа.}$$

Исходя из выражения $Q = \mu S_{др} \sqrt{2\Delta p/\rho}$, перепад давления на дросселе

$$\Delta p_{др} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q_{др}}{\mu S_{др}} \right)^2 = \frac{880}{2} \left(\frac{4,005 \cdot 10^{-4}}{0,61 \cdot 8 \cdot 10^{-6}} \right)^2 = 2,97 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,964 \text{ МПа.}$$

Давление перед дросселем

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{др} = 0,637 + 2,964 = 3,601 \text{ МПа.}$$

ДИДАКТИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ МАТЕРИАЛА

Вопросы для самоконтроля

1. Что называется гидравлической машиной и гидроприводом?
2. Назначение и состав гидropередачи. Обратимость гидромашин.
3. Отличительные особенности объемных и динамических гидромашин.
4. Перечислите области техники и машины, в которых используется гидропривод.
5. Разновидности и общий принцип работы поршневых насосов.
6. Устройство и принцип работы:
 - а) поршневого насоса простого действия;
 - б) насоса двойного действия.
7. Назначение и принцип действия воздушных колпаков поршневых насосов.
8. Как определяется:
 - а) подача поршневых насосов простого и двойного действия;
 - б) высота всасывания поршневых насосов;
 - в) полный напор поршневых насосов?
9. Что называется манометрическим напором поршневого насоса?
10. Как определяются мощность и КПД для поршневых насосов?
11. Назначение, устройство и принцип действия эксцентрикового одноцилиндрового насоса.
12. Как уменьшается неравномерность подачи эксцентрикового насоса?
13. Как определяется подача эксцентриковых насосов?
14. Устройство и принцип работы насоса: радиально-поршневого; пластинчатого; шестеренного.
15. Особенности устройства и работы винтовых насосов.
16. Дайте общую характеристику силовых гидроцилиндров.
17. Устройство и принцип работы силового гидроцилиндра двустороннего действия.
18. Какова область применения силовых гидроцилиндров?
19. Устройство и принцип работы одноступенчатого центробежного насоса.

20. Приведите классификацию центробежных насосов.
21. Особенности устройства и работы осевых насосов.
22. Назначение гидродинамических передач.
23. Устройство и принцип действия гидродинамической передачи.
24. Устройство и принцип работы гидромурфты.
25. Назначение и разновидности гидролиний.
26. Охарактеризуйте способы соединения металлических труб и гибких рукавов.
27. Назначение и устройство: гидробаков (резервуаров); гидроаккумуляторов; фильтров.
28. Охарактеризуйте уплотнения, применяемые в гидромашинах.
29. Назначение и конструкции распределительных устройств.
30. Назначение и разновидности дроссельных (регулирующих) устройств.
31. Охарактеризуйте конструкции запорных органов различных клапанов.
32. Назначение и принцип действия клапанов: предохранительных; переливных и редуционных.
33. Назначение и особенности обратных клапанов.
34. Назначение, устройство и принцип работы гидравлических замков.

Итоговое тестовое задание

1. Гидропередача — это ...

- A. система трубопроводов, по которым движется жидкость от одного гидроэлемента к другому.
- B. система, основное назначение которой является передача механической энергии от двигателя к исполнительному органу посредством рабочей жидкости.
- C. механическая передача, работающая посредством действия на нее энергии движущейся жидкости.
- D. передача, в которой жидкость под действием перепада давлений на входе и выходе гидроаппарата, сообщает его выходному звену движение.

2. Какая из групп перечисленных преимуществ не относится к гидроредачам?

- A. Плавность работы, бесступенчатое регулирование скорости, высокая надежность, малые габаритные размеры.
- B. Меньшая зависимость момента на выходном валу от внешней нагрузки, приложенной к исполнительному органу, возможность передачи больших мощностей, высокая надежность.
- C. Бесступенчатое регулирование скорости, малые габаритные размеры, возможность передачи энергии на большие расстояния, плавность работы.
- D. Безопасность работы, надежная смазка трущихся частей, легкость включения и выключения, свобода расположения осей и валов приводимых агрегатов.

3. Насос, в котором жидкость перемещается под действием центробежных сил, называется ...

- A. лопастной центробежный насос.
- B. лопастной осевой насос.
- C. поршневой насос центробежного действия.
- D. дифференциальный центробежный насос.

4. Осевые насосы, в которых положение лопастей рабочего колеса не изменяется называется

- A. стационарно-лопастным
- B. неповоротно-лопастным
- C. жестколопастным
- D. жестковинтовым

5. В поворотно-лопастных насосах поворотом лопастей регулируется ...

- A. режим движения жидкости на выходе из насоса.
- B. скорость вращения лопастей.
- C. направление подачи жидкости.
- D. подача жидкости.

6. Поршневые насосы по типу вытеснителей классифицируют на ...

- A. плунжерные, поршневые и диафрагменные.
- B. плунжерные, мембранные и поршневые.
- C. поршневые, кулачковые и диафрагменные.
- D. диафрагменные, лопастные и плунжерные.

7. Объемный КПД насоса — это

- A. отношение его действительной подачи к теоретической
- B. отношение его теоретической подачи к действительной
- C. разность его теоретической и действительной подачи
- D. отношение суммы его теоретической и действительной подачи к частоте оборотов

8. В поршневом насосе простого действия одному обороту двигателя соответствует ...

- A. четыре хода поршня.
- B. один ход поршня.
- C. два хода поршня.
- D. половина хода поршня.

9. Неполнота заполнения рабочей камеры поршневых насосов ...

- A. уменьшает неравномерность подачи.
- B. устраняет утечки жидкости из рабочей камеры.
- C. снижает действительную подачу насоса.
- D. устраняет несвоевременность закрытия клапанов.

10. В поршневом насосе двойного действия одному ходу поршня соответствует

- A. только процесс всасывания
- B. процесс всасывания и нагнетания
- C. процесс всасывания или нагнетания
- D. процесс всасывания, нагнетания и снова всасывания

11. Гидравлическими машинами называют ...

- A. машины, вырабатывающие энергию и сообщающие ее жидкости.
- B. машины, которые сообщают проходящей через них жидкости механическую энергию, либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочим органам.
- C. машины, способные работать только при их полном погружении в жидкость с сообщением им механической энергии привода.
- D. машины, соединяющиеся между собой системой трубопроводов, по которым движется рабочая жидкость, отдающая энергию.

12. Наибольшая и равномерная подача наблюдается у поршневого насоса

....

- A. простого действия
- B. двойного действия
- C. тройного действия
- D. дифференциального действия

13. Индикаторная диаграмма позволяет ...

- A. следить за равномерностью подачи жидкости.
- B. определить максимально возможное давление, развиваемое насосом.
- C. устанавливать условия бескавитационной работы.
- D. диагностировать техническое состояние насоса.

14. Индикаторная диаграмма поршневого насоса это ...

- A. график изменения давления в цилиндре за один ход поршня.
- B. график изменения давления в цилиндре за один полный оборот кривошипа.
- C. график, полученный с помощью специального прибора-индикатора.
- D. график изменения давления в нагнетательном трубопроводе за полный оборот кривошипа.

15. Мощность, которая передается от приводного двигателя к валу насоса называется ...

- A. полезная мощность.
- B. подведенная мощность.
- C. гидравлическая мощность.
- D. механическая мощность.

16. Мощность, которая отводится от насоса в виде потока жидкости под давлением называется ...

- A. подведенная мощность.
- B. полезная мощность.
- C. гидравлическая мощность.
- D. механическая мощность.

17. Объемный КПД насоса отражает потери мощности, связанные ...

- A. с внутренними перетечками жидкости внутри насоса через зазоры подвижных элементов.
- B. с возникновением силы трения между подвижными элементами насоса.
- C. с деформацией потока рабочей жидкости в насосе и с трением жидкости о стенки гидроаппарата.
- D. с непостоянным расходом жидкости в нагнетательном трубопроводе.

18. Гидравлический КПД насоса отражает потери мощности, связанные ...

- A. с внутренними перетечками жидкости внутри насоса через зазоры подвижных элементов.
- B. с возникновением силы трения между подвижными элементами насоса.
- C. с деформацией потока рабочей жидкости в насосе и с трением жидкости о стенки гидроаппарата.
- D. с непостоянным расходом жидкости в нагнетательном трубопроводе.

19. Механический КПД насоса отражает потери мощности, связанные ...

- A. с внутренними перетечками жидкости внутри насоса через зазоры подвижных элементов.
- B. с возникновением силы трения между подвижными элементами насоса.
- C. с деформацией потока рабочей жидкости в насосе и с трением жидкости о стенки гидроаппарата.
- D. с непостоянным расходом жидкости в нагнетательном трубопроводе.

20. В поршневом насосе простого действия одному ходу поршня соответствует

- A. только процесс всасывания
- B. только процесс нагнетания
- C. процесс всасывания или нагнетания
- D. ни один процесс не выполняется полностью.

Для прохождения теста онлайн отсканируйте QR код или перейдите по ссылке <https://videouroki.net/tests/143934338/>.



Практикум.

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Лабораторная работа №1

Экспериментальное исследование рабочих и кавитационных характеристик шестеренного насоса при различных частотах вращения вала насоса

Цель работы: изучение способов экспериментального исследования кавитационных и рабочих характеристик насоса и получение характеристик: зависимостей подачи насоса от перепада давлений, объемного КПД насоса от перепада давлений, давления на входе в насос от частоты вращения вала насоса.

Экспериментальное исследование рабочих характеристик шестеренного насоса при различных частотах вращения вала насоса

1. Собрать на учебном стенде гидравлическую схему в соответствии с принципиальной схемой (рисунок Л1.1). Открыть кран **ВН2** и **ВН3**. Закрыть кран **ВН1**.
2. Открыть проходное сечение дросселя **ДР** на максимально возможную величину путем вращения регулировочного винта против часовой стрелки до упора.
3. Перекрыть проходное сечение регулятора расхода **РР1**, путем вращения ручки против часовой стрелки.
4. Включить питание приводящего электродвигателя насоса **Н1**.
5. Заполнить на 1/3 емкость **ЕМ1** рабочей жидкостью, и на протяжении работы следить за тем, чтобы в емкости **ЕМ1** находилась рабочая жидкость для питания насоса **Н2**.
6. Открывая регулятор расхода **РР1**, путем вращения ручки по часовой стрелке, по тахометру настроить гидромотор **ГМ** на частоту вращения $n = 350$ об/мин.
7. Записать в таблицу Л1.1 соответствующие значение: давления p_1 на выходе из насоса **Н2** по показаниям манометра **МН1**, давления p_2 на входе насоса **Н2** по показаниям вакуумметра **ВМ**.

8. Закрывать кран **ВНЗ**. Измерить объем V жидкости, поступающей в мерную емкость **ЕМ2**, за промежуток времени Δt . Записать значения в таблицу Л1.1. По термометру определить значение температуры жидкости, поступающей в емкость **ЕМ2**. Записать значения температуры в таблицу Л1.1. Открыть кран **ВНЗ**.

9. Поворачивая регулировочный винт дросселя, установить значения давления $p_1 = 1$ МПа на выходе насоса **Н2**. Скорректировать значение частоты вращения вала гидромотора регулятором расхода **РР1** до значения, указанного в таблице Л1.1.

10. Закрывать кран **ВНЗ**. Измерить объем V жидкости, поступающей в мерную емкость **ЕМ2**, за промежуток времени Δt . Записать значения в таблицу Л1.1. По термометру определить значение температуры жидкости, поступающей в емкость **ЕМ2**. Записать значения температуры в таблицу Л1.1. Открыть кран **ВНЗ**.

11. Повторяя работы по п. 8 и 9 выполнить замеры для всех значений давления p_1 соответствующих таблице Л1.1.

12. По окончании проведения экспериментов при частоте вращения вала n , вновь максимально открыть проходное сечение дросселя путем вращения регулировочного винта против часовой стрелки до упора.

13. Выполнить работы по п. 5—11 для следующего значения частоты вращения вала гидромотора, в соответствии с таблицей Л1.1.

14. Выключить насосный агрегат стенда и питание системы управления.

15. Рассчитать величину подачи $Q_n = V/\Delta t$ насоса и записать значения в таблицу Л1.1.

16. Построить графики зависимостей: подачи насоса Q_n от давления p_1 на выходе насоса, давления p_2 на входе в насос от частоты вращения вала n .

17. Рассчитать значение объемного КПД насоса при различных частотах вращения вала гидромотора n , используя формулу:

$$\eta_o = \frac{Q_n}{Q_T}$$

Значение Q_T получить по графикам интерполяцией.

18. Построить график зависимости объемного КПД от давления p_1 на выходе насоса, для различных значений n . Построить графики зависимости объемного КПД от частоты вращения вала насоса при значениях давления p_1 на выходе насоса, равных 2, 3 и 4 МПа.

19. На основе полученных данных сделать выводы.

Параметры опытов Лабораторной работы №1

Параметр	Номер опыта					
	1	2	3	4	5	6
<i>n</i> = 350 об/мин						
Давление p_1 на выходе насоса Н2 , МПа						
Давление p_2 на входе насоса Н2 , МПа						
Объем V жидкости, поступающей в ЕМ2 , л						
Промежуток времени Δt , с						
Подача Q_H насоса Н1 , л/мин						
Температура рабочей жидкости, t°						
Объемный КПД насоса η_o						
<i>n</i> = 250 об/мин						
Давление p_1 на выходе насоса Н2 , МПа						
Давление p_2 на входе насоса Н2 , МПа						
Объем V жидкости, поступающей в ЕМ2 , л						
Промежуток времени Δt , с						
Подача Q_H насоса Н1 , л/мин						
Температура рабочей жидкости, t°						
Объемный КПД насоса η_o						

Параметр	Номер опыта					
	1	2	3	4	5	6
$n = 150$ об/мин						
Давление p_1 на выходе насоса Н2 , МПа						
Давление p_2 на входе насоса Н2 , МПа						
Объем V жидкости, поступающей в ЕМ2 , л						
Промежуток времени Δt , с						
Подача Q_H насоса Н1 , л/мин						
Температура рабочей жидкости, t°						
Объемный КПД насоса η_o						

Экспериментальное исследование кавитационных характеристик шестеренного насоса при различных частотах вращения вала насоса

1. Собрать на учебном стенде гидравлическую схему в соответствии с принципиальной схемой (рисунок Л1.1). Открыть кран **ВН2** и **ВН3**. Закрыть кран **ВН1**.

2. Открыть проходное сечение дросселя **ДР** на максимально возможную величину путем вращения регулировочного винта против часовой стрелки до упора.

3. Перекрыть проходное сечение регулятора расхода **РР1**, путем вращения ручки по часовой стрелке.

4. Включить питание приводящего электродвигателя насоса **Н1**.

5. Заполнить на 1/3 емкость **ЕМ1** рабочей жидкостью, и на протяжении работы следить за тем, чтобы в емкости **ЕМ1** находилась рабочая жидкость для питания насоса **Н2**.

6. Открывая регулятор расхода **РР1**, путем вращения ручки по часовой стрелке, по тахометру настроить гидромотор **ГМ** на частоту вращения $n = 350$ об/мин.

7. Записать в таблицу соответствующие значения: давления p_1 на выходе из насоса **Н2** по показаниям манометра **МН1**, давления p_2 на входе насоса **Н2** по показаниям вакуумметра **ВМ**.

8. Закрывать кран **ВН3**. Измерить объем V жидкости, поступающей в мерную емкость **ЕМ2**, за промежуток времени Δt . Записать значения в таблицу Л1.2. По термометру определить значение температуры жидкости, поступающей в емкость **ЕМ2**. Записать значения температуры в таблицу Л1.2. Открыть кран **ВН3**.

9. Поворачивая регулировочный винт дросселя, установить значения давления $P_1 = 1$ МПа на выходе насоса **Н2**. Скорректировать значение частоты вращения вала гидромотора регулятором расхода **РР1** до значения, указанного в таблице Л1.2.

10. Закрывать кран **ВН3**. Измерить объем V жидкости, поступающей в мерную емкость **ЕМ2**, за промежуток времени Δt . Записать значения в таблицу Л1.2. По термометру определить значение температуры жидкости, поступающей в емкость **ЕМ2**. Записать значения температуры в таблицу Л1.2. Открыть кран **ВН3**.

11. Повторяя работы по п. 8 и 9 выполнить замеры для всех значений давления p_1 соответствующих таблице Л1.2.

12. По окончании проведения экспериментов, вновь максимально открыть проходное сечение дросселя путем вращения регулировочного винта против часовой стрелки до упора.

13. Закрывая регулировочную задвижку **ВН2**, установить значение давления p_2 в линии всасывания насоса $-0,01$ МПа. Выполнить работы по п. 5—10 для установленного значения давления p_2 .

14. Повторить измерения при значении давления p_2 в линии всасывания насоса **Н2** $p_2 = -0,02$ МПа.

15. Выключить насосный агрегат стенда и питание системы управления.

16. Рассчитать величину подачи $Q_H = V/\Delta t$ насоса и записать значения в таблицу Л1.2.

17. Построить характеристики насоса. Сравнить результаты с результатами, полученными при работе насоса без значительного разряжения на входе.

Примечание.

Значения температуры записываются для проведения анализа результатов и соблюдения условий эксплуатации стенда. В ходе проведения лабораторных работ значительное изменение температуры происходить не должно. При перегреве рабочей жидкости выше 65°C необходимо дать оборудованию остыть.

Параметры опытов Лабораторной работы №1

Параметр	Номер опыта					
	1	2	3	4	5	6
$n = 350$ об/мин						
Давление p_1 на выходе насоса Н2 , МПа		0,5	1	1,5	2	2,5
Давление p_2 на входе насоса Н2 , МПа	-0,01					
Объем V жидкости, поступающей в ЕМ2 , л						
Промежуток времени Δt , с						
Подача Q_H насоса Н1 , л/мин						
Температура рабочей жидкости, t°						
Объемный КПД насоса η_o						
$n = 350$ об/мин						
Давление p_1 на выходе насоса Н2 , МПа		0,5	1	1,5	2	2,5
Давление p_2 на входе насоса Н2 , МПа	-0,02					
Объем V жидкости, поступающей в ЕМ2 , л						
Промежуток времени Δt , с						
Подача Q_H насоса Н1 , л/мин						
Температура рабочей жидкости, t°						
Объемный КПД насоса η_o						

Исследование характеристик предохранительного клапана

Цель работы: является экспериментальное определение расходно-перепадной характеристики предохранительного клапана, представляющей собой зависимость давления перед клапаном от расхода жидкости через него.

1. Собрать на учебном стенде гидравлическую схему в соответствии с принципиальной схемой (рисунок Л2.1). Открыть кран **ВН1** и **ВН3**.

2. Рукав **РВД2** пристыковать к быстроразъемному соединению **БРС1**.

3. Вывернуть до упора регулировочные винты исследуемого клапана **КП2** и дросселя **ДР1**.

4. Включить питание приводящего электродвигателя **ЭД** насоса **Н1**.

5. Закрывать дроссель **ДР1**, путем вращения ручки по часовой стрелке.

6. По манометру **МН1** настроить клапан **КП2** на давление $p_n = 3$ МПа.

7. Постепенно открывая проходное сечение дросселя **ДР1** путем вращения его регулировочного винта против часовой стрелки, определить по манометру **МН1** и зафиксировать в таблице Л2.1 значение давления $p_{откр}$ при котором происходит закрытие проходного сечения клапана **КП2**. При этом должно прекратиться течение через клапан-наблюдать визуально по прекращению течения в мерной емкости **ЕМ2**. Записать значение давления открытия/закрытия клапана в таблицу Л2.1. Значение расхода принять за ноль.

8. Диапазон значений давлений между значением давления открытия $p_{откр}$ и значением давления настройки p_n клапана разбить на четыре промежутка по давлению: p_{ki} . Записать значения давлений промежуточных точек в таблицу Л2.1.

9. Выключить насосную станцию. Перестыковать рукав **РВД2** к быстроразъемному соединению **БРС2**. Включить насосную станцию.

10. Закрывая дроссель **ДР1** установить по манометру **МН1** значение давления, соответствующее первой промежуточной точке.

11. Закрывать кран **ВН3**. Измерить объем V жидкости, поступающей в мерную емкость **ЕМ2**, за промежуток времени Δt . Записать значения в таблицу Л2.1.

По термометру определить значение температуры жидкости, поступающей в емкость **ЕМ2**. Записать значения температуры в таблицу Л2.1. Открыть кран **ВН3**.

12. Закрывая дроссель **ДР1** установить по манометру **МН1** значение давления, соответствующее второй промежуточной точке.

13. Закрывать кран **ВН3**. Измерить объем V жидкости, поступающей в мерную емкость **ЕМ2**, за промежуток времени Δt . Записать значения в таблицу Л2.1. По термометру определить значение температуры жидкости, поступающей в емкость **ЕМ2**. Записать значения температуры в таблицу Л2.1. Открыть кран **ВН3**.

14. Полностью закрыть дроссель **ДР1**. Манометр **МН1** должен показывать значение давления настройки клапана $p_n = 3$ МПа. Незначительное отклонение от данного значения давления не является ошибкой. Записать значение давления в последний столбец таблицы Л2.1.

15. Закрывать кран **ВН3**. Измерить объем V жидкости, поступающей в мерную емкость **ЕМ2**, за промежуток времени Δt . Записать значения в таблицу Л2.1. По термометру определить значение температуры жидкости, поступающей в емкость **ЕМ2**. Записать значения температуры в таблицу Л2.1. Открыть кран **ВН3**.

16. Выключить насосную станцию.

17. Повторить действия по п. 2—16 для давления настройки клапана $p_n = 4$ МПа, $p_n = 5$ МПа.

18. По окончании работы выключить питание приводящего электродвигателя насоса **Н1**.

19. Построить график зависимости давления p на входе клапана от расхода Q рабочей жидкости через него при различных значениях p_n клапана.

20. Проанализировать полученные данные, сформулировать выводы.

Примечание.

Значения температуры записываются для проведения анализа результатов и соблюдения условий эксплуатации стенда. В ходе проведения лабораторных работ значительное изменение температуры происходить не должно. При перегреве рабочей жидкости выше 65°C необходимо дать оборудованию остыть.

Параметры опытов Лабораторной работы №2

Параметр	Номер опыта			
	1	2	3	4
Давление настройки клапана $p_H = 3$ МПа				
Давление p_1 на входе клапана КП2 , МПа	$p_{откр}$	$p_{к2}$	$p_{к1}$	
Объем V жидкости, поступающей в ЕМ2 , л	0			
Промежуток времени Δt , с	∞			
Расход через клапан Q , л/мин	0			
Температура рабочей жидкости, t°				
Давление настройки клапана $p_H = 4$ МПа				
Давление p_1 на входе клапана КП2 , МПа	$p_{откр}$	$p_{к2}$	$p_{к1}$	
Объем V жидкости, поступающей в ЕМ2 , л	0			
Промежуток времени Δt , с	∞			
Расход через клапан Q , л/мин	0			
Температура рабочей жидкости, t°				
Давление настройки клапана $p_H = 5$ МПа				
Давление p_1 на входе клапана КП2 , МПа	$p_{откр}$	$p_{к2}$	$p_{к1}$	
Объем V жидкости, поступающей в ЕМ2 , л	0			
Промежуток времени Δt , с	∞			

Параметр	Номер опыта			
	1	2	3	4
Расход через клапан Q , л/мин	0			
Температура рабочей жидкости, t°				

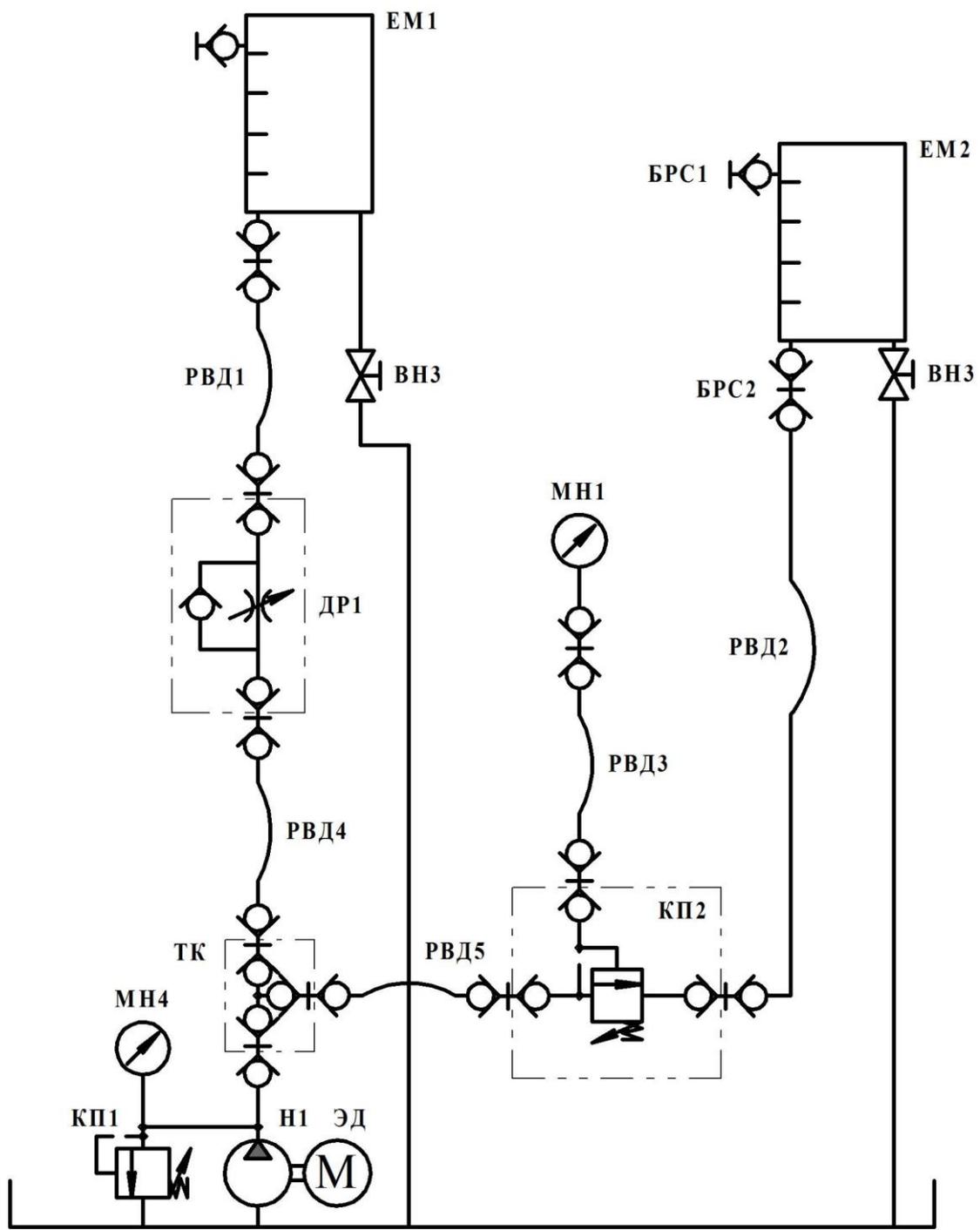


Рис. Л.2.1. Схема гидравлическая для выполнения лабораторной работы №2

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Никитин О. Ф.

Гидравлика и гидропневмопривод: учеб. пособие / О. Ф. Никитин. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 414, [2] с.: ил.

ISBN 978-5-7038-3426-8

2. Метревели В. Н.

Сборник задач по курсу гидравлики с решениями: Учеб. пособие для вузов / В. Н. Метревели. — 2-е изд., стер. — М.: Высш. шк., 2008. — 192 с.: ил.

ISBN 978-5-06-005955-7

3. Калицун В. И. и др.

Основы гидравлики и аэродинамики: Учеб. для техникумов и колледжей / В. И. Калицун, Е. В. Дроздов, А. С. Комаров, К. И. Чижик. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Стройиздат, 2001. — 296 с.: ил.

ISBN 5-274-00256-3

4. Поспелов Л. П.

Гидравлика и основы гидропривода. Учеб. для техникумов. — М.: Недра, 1989. — 118 с.: ил.

ISBN 5-247-01024-8

СВИДЕТЕЛЬСТВО

№Т4092311



НАСТОЯЩИМ ПОДТВЕРЖДАЕТСЯ, ЧТО

**Крутов
Дмитрий Витальевич**

Преподаватель

ОПУБЛИКОВАЛ(А) ТЕСТ
«Гидравлика. Гидромеханические системы.»



Адрес публикации:
<https://videouroki.net/tests/gidravlika-gidravlicheskiie-mashiny.html>

13.12.2020
Директор
Н. В. Морозова



Учебное пособие

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Организация-разработчик:

Троицкий авиационный технический колледж — филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет гражданской авиации» (МГТУ ГА)

Авторы:

Крутов Дмитрий Витальевич, преподаватель высшей категории ЦК «Конструкция и техническая эксплуатация летательных аппаратов» Троицкого АТК — филиала МГТУ ГА.

ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет гражданской авиации» (МГТУ ГА)

125838, г. Москва, Кронштадский б-р, 20

Троицкий АТК — филиал МГТУ ГА

457100, Челябинская область, г. Троицк, ул. им. Ю. А. Гагарина, 1

ОГРН 1027700116950

ИНН 7712029250

КПП 742443001

Крутов Д. В.