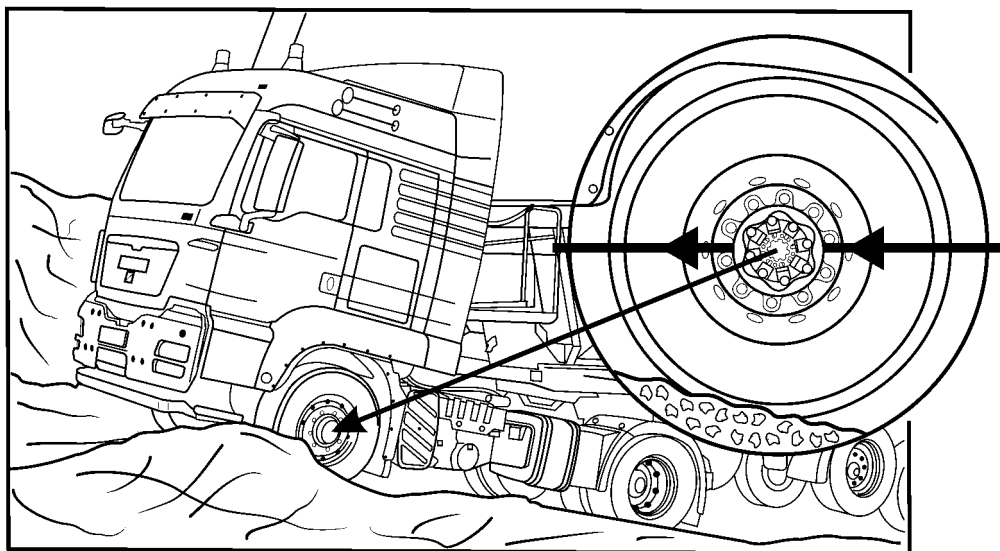


Кафедра «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины»

Волковойнов Б.Г.

ВЫБОР ЭЛЕМЕНТОВ И РАСЧЕТ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ТРАНСПОРТНОЙ ИЛИ ТРАНСПОРТНО- ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

Учебное пособие



САНКТ ПЕТЕРБУРГ

2015

Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
„ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ
СООБЩЕНИЯ ИМПЕРАТОРА АЛЕКСАНДРА I“

Кафедра «Подъемно-транспортные, путевые
и строительные машины»

Волковойнов Б.Г.

**ВЫБОР ЭЛЕМЕНТОВ И РАСЧЕТ РАБОЧИХ
ПАРАМЕТРОВ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА
ТРАНСПОРТНОЙ ИЛИ ТРАНСПОРТНО-
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ**

Учебное пособие

Санкт-Петербург

2015

УДК 621.225
ББК 34.447
В67

Р е ц е н з е н т ы:

начальник Дирекции по эксплуатации и ремонту путевых машин
Октябрьской дирекции инфраструктуры – структурного подразделения
Центральной дирекции инфраструктуры
И.В.Шумилин;

заведующий кафедрой «Автоматизированное проектирование» факуль-
тета «Автоматизация и интеллектуальные технологии» ПГУПС,
канд.техн.наук, доцент

Я.С.Ватулин

Волковойнов Б.Г
В67 Выбор элементов и расчет рабочих параметров объемного гидропривода
транспортной или транспортно-технологической машины:
учеб. пособие / Б.Г. Волковойнов. – СПб.: ФГБОУ ВО ПГУПС,
2015. - 50 с.

ISBN 978-5-7641-0730-1

В пособии приведены методики расчета и выбора основных элементов
объемного гидропривода, даются необходимые сведения об устройстве и ра-
боте гидроцилиндров и гидравлических машин, применяемых на транспорт-
ных и транспортно-технологических машинах, о режимах работы гидроприво-
да.

Материалы предназначены для студентов всех форм обучения по
направлению 190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин
и комплексов», профиль «Автомобильный сервис», выполняющих курсовую
работу по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы транс-
портных, транспортно-технологических машин и оборудования»

УДК 621.225
ББК 34.447

ISBN 978-5-7641-0730-1

©Волковойнов Б.Г., 2015
©ФГБОУ ВО ПГУПС

Введение

Транспортные и транспортно-технологические машины и оборудование широко используются на предприятиях сети ОАО «Российские железные дороги». Практически, каждое предприятие (локомотивное или вагонное депо, вокзал, дистанция пути, ПМС, грузовой двор и др.) имеет на балансе автомобили и тракторы, многие из которых оснащаются разнообразным технологическим оборудованием с гидро- и пневмоприводом (автосамосвалы, автокраны, снегоочистительные устройства, крановые манипуляторы и аналогичное оборудование). Гидропривод используется в автоматических коробках передач, в тормозных системах, в системах рулевого управления автомобилями и тракторами. Кроме того, предприятия автосервиса и участки оснащаются различным технологическим оборудованием с гидроприводом (гидравлические подъемники, шиномонтажные станды, домкраты, нагрузочные станды для испытаний автотракторной техники). Современные машины и оборудование воплощают в себе последние достижения научно-технического прогресса. Качественная подготовка бакалавров направления 190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», профиля «Автомобильный сервис» предусматривает выполнение курсовой работы по гидроприводу, в которой студенты изучают устройство и работу объемного гидропривода, осваивают необходимые методики расчетов гидросистемы, познают методы эксплуатации гидравлических устройств автомобилей и тракторов, оборудования автосервиса.

В учебном пособии приводится методика расчета характерных устройств объемного гидропривода. Ее предлагается использовать при выполнении курсовой работы. Кроме того, приводятся минимально необходимые для расчетов справочные данные по гидравлическим машинам, аппаратам и арматуре гидросистем. При написании пособия использованы каталоги фирм, работающих на рынке Российской Федерации.

1. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

При выполнении курсовой работы необходимо руководствоваться требованиями ГОСТов Единой системы конструкторской документации на изделия машиностроения и приборостроения, называемой сокращенно ЕСКД.

В соответствии с ГОСТ 2.105 пояснительная записка оформляется на белой бумаге формата А4 (210×297) ГОСТ 2.301 и брошюруется. Рекомендуется использовать шрифт Times New Roman, размер шрифта 14 или 16 пт, интервал не более 1,5.

Полностью оформленная пояснительная записка должна содержать: титульный лист, выданное кафедрой задание на курсовой проект, содержание, текст, список использованных источников, приложения. Титульный лист одновременно является и первым листом пояснительной записки (рис. 1). Сокращения и переносы слов не допускаются. За титульным листом следует лист задания на курсовую работу.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА	
Государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования	
“ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ ИМПЕРАТОРА АЛЕКСАНДРА I”	
Кафедра “Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины”	
Пояснительная записка к курсовой работе по дисциплине “Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования”	
Задание №	
Название курсовой работы: “Выбор элементов и расчет рабочих параметров объемного гидропривода механизма транспортной или транспортно-технологической машины”	
Выполнил(а) студент(ка) факультета “Транспортные и энергетические системы”, группы (шифр)	ФИО
Руководитель (должность, ученая степень)	ФИО
Санкт-Петербург (год выполнения курсовой работы)	

Рис. 1. Оформление титульного листа

Далее следует лист содержания. Номера страниц начала разделов, подразделов и пунктов располагаются в вертикальную колонку, над которой ставится символ «с.» (страница).

Формулы выделяются в отдельную строку. Обозначения физических величин в формулах расшифровываются, и указываются их значения в принятых единицах измерения. Допускается применять только основные и производные единицы, входящие в систему СИ (ГОСТ 8.417).

Стандартами регламентирован порядок выполнения расчета. Начинается расчет с формулирования **задачи расчета**: что необходимо доказать или обосновать. Далее составляется **расчетная схема (или схемы)**, позволяющая проиллюстрировать методику расчета. За расчетной схемой необходимо поместить основные **исходные данные для расчета**. При необходимости излагаются **условия расчета**. Этот пункт для относительно несложных расчетов в курсовой работе можно пропустить. Если возникает необходимость обоснований расчетной модели, то он заполняется ими.

На этапе непосредственно расчета приводятся **формулы с необходимыми пояснениями и результатами вычислений**.

Расчет заканчивается **выводами**.

Иллюстрации рекомендуется выполнять с использованием графических компьютерных редакторов. Они должны быть пронумерованы и иметь наименование и поясняющие надписи. Если формат рисунка превышает А4 (в курсовой работе это может быть чертеж принципиальной гидравлической схемы), то он помещается в приложения.

Цифровой материал предпочтительно оформлять в виде таблиц. Таблица имеет заголовок, выполненный строчными буквами, кроме первой прописной. Слово «Таблица» пишется над заголовком справа.

Формулы, таблицы и иллюстрации должны иметь нумерацию. Учитывая относительно небольшой объем пояснительной записки, рекомендуется использовать сквозную нумерацию. Номера формул и ссылки на них приводятся в круглых скобках.

Достоверность используемых данных и математических зависимостей, если они не получены в процессе выполнения курсовой работы, должна быть показана путем ссылок на используемые источники информации. При ссылке указывается номер источника в квадратных скобках по приведенному в конце пояснительной записки списку использованных источников. Он содержит только те источники, на которые имеются в пояснительной записке ссылки. Нумерация источников производится в алфавитном порядке по первым буквам библиографических данных либо в порядке их упоминания в тексте.

2. ВЫБОР ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ ГИДРОСИСТЕМЫ

Объемный гидропривод используется для передачи энергии движения от первичного двигателя (чаще всего – дизеля) к различным механизмам транспортной или транспортно-технологической машины. Характер движения приводимого механизма определяет структуру и элементный состав гидропривода. От рабочих свойств гидропривода напрямую зависит эффективность работы машины, ее надежность, безопасность, в том числе безопасность движения транспортной машины, производительность и качество выполняемой работы, поэтому надо учитывать много факторов. Конструкции транспортных или транспортно-технологических машин изучаются на старших курсах, поэтому выполнение курсовой работы на 2-м курсе обучения (4-й семестр) предлагается начинать без специальной привязки к машине (рис. 2).

Через всасывающие линии с фильтрами Ф1, Ф3 масло из бака Б1 нагнетается насосами Н1, Н2 через обратные клапаны КО1, КО2 к напорной линии распределителей Р1, Р2, выполненных по 44-й коммутационной схеме. В нейтральных позициях распределителей поступление масла к гидроцилиндру Ц1 и гидромотору М1 перекрыто. Шток гидроцилиндра и вал гидромотора зафиксированы. После включения рабочей позиции распределителя Р1 масло поступает в соответствующую полость (поршневую или штоковую) гидроцилиндра, а его противоположная полость соединяется со сливной линией, идущей в гидробак через маслоохладитель АТ1 и сливной фильтр Ф3. При включении рабочей позиции распределителя Р2 масло подается к одному из отверстий гидромотора М1, а его другое отверстие соединяется со сливной линией (раздельной (а) или общей (б)). Если необходимо осуществить реверс гидромотора, то включается другая рабочая позиция распределителя.

Обратные клапаны КО1, КО2 гарантируют одностороннее движение масла в напорной линии насоса и исключают переход насоса в режим гидромотора, если будет включена рабочая позиция распределителя и одновременно цилиндр или мотор находятся под действием рабочей нагрузки.

Давление в напорных линиях ограничено путем соответствующей настройки предохранительных клапанов КП1 и КП2. Структуры гидросистем позволяют сделать независимую настройку указанных клапанов, тем самым гарантируя отсутствие взаимного влияния на работу гидроцилиндра Ц1 и гидромотора М1. В большинстве случаев транспортных или транспортно-

технологических машин привод гидроцилиндров и гидромоторов осуществляется от отдельных насосов.

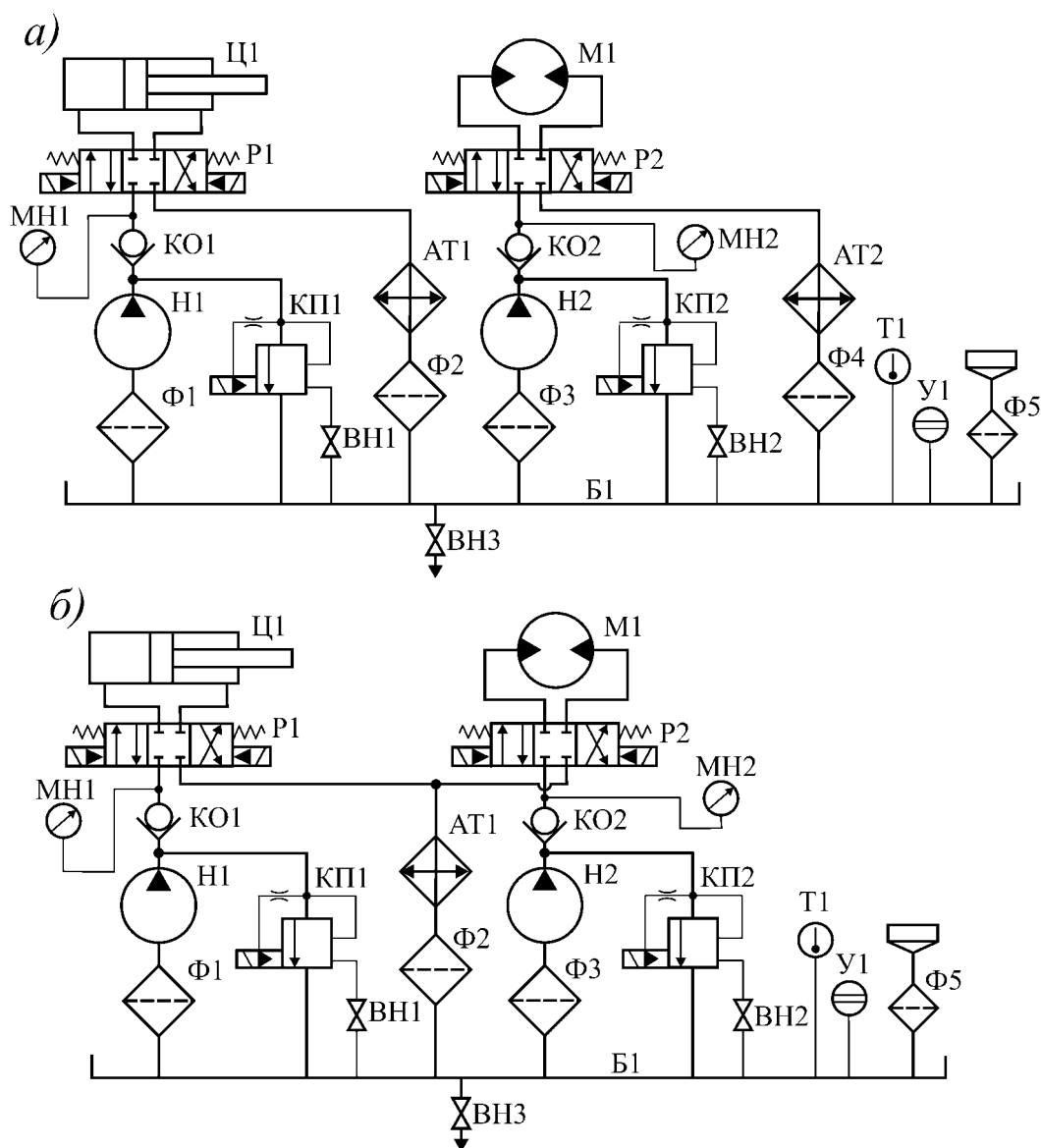


Рис. 2. Варианты принципиальных схем гидросистемы привода машины: а) с раздельной сливной линией; б) то-же, с общей сливной линией;

Ц1 – гидроцилиндр; М1 – гидромотор; Н1, Н2 – насосы; Р1, Р2 – распределители с электрогидравлическим управлением; КО1, КО2 – обратные клапаны; МН1, МН2 – манометры; АТ1, АТ2 – маслоохладители; КП1, КП2 – электроуправляемые предохранительные клапаны; ВН1, ВН2, ВН3 – вентили; Ф1, Ф3 – всасывающие фильтры; Ф2, Ф4 – сливные фильтры; Б1 – гидробак; Ф5 – заливная горловина с фильтром; Т1 – термометр; У1 – указатель уровня жидкости в баке

Предохранительные клапаны с электрическим управлением позволяют реализовать согласованное включение электромагнита распределителя и клапана, если рабочий механизм движется, когда требуется поддерживать давление, и, кроме того, перевод соответствующего клапана в режим разгрузки с перепуском масла под минимальным давлением в гидробак, когда рабочий

механизм не требует движения. Вентили ВН1, ВН2 при запуске насосов обычно открыты, обеспечивая минимальный пусковой момент и снижая вероятность остановки дизеля или повреждения силовой передачи, а для перевода клапанов в режим работы – они плавно закрываются. Обеспечивается постепенное увеличение нагрузки на дизель.

В соответствии с регламентом обслуживания гидросистемы, периодически требуется производить замену масла. Слив отработанного масла производится через вентиль ВН3, а заправка новым маслом – через заливной фильтр с горловиной Ф5.

С помощью указателя У1 контролируется уровень рабочей жидкости в баке, а термометром Т1 – ее температура при работе гидросистемы. Манометры МН1, МН2 используются для контроля давления в напорных линиях.

При выполнении курсовой работы, если студент логично обоснует другую, альтернативную структуру объемного гидропривода, ее допускается использовать в качестве исходной для дальнейших разработок.

3. ВЫБОР И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЦИЛИНДРА

Изучение конструкций гидроцилиндров, применяемых на машинах, и освоение методик расчета их параметров являются одними из основных задач курсовой работы.

3.1. Конструкции гидроцилиндров и их параметры

Для привода механизмов машин применяются гидроцилиндры (рис. 2), отличающиеся по направлению действия (односторонние и двухсторонние), по конструктивному устройству (с односторонним и двухсторонним выходом штока, плунжерные, телескопические, мембранные и сильфонные), по креплению на основаниях и приводимых механизмах (шарнирное через корпус и шток (*а*), через оси на корпусе (*б*), посредством фланцев или на лапах (*в*)). В поршневых гидроцилиндрах рабочие камеры образованы внутренними стенками корпуса и поршнем со штоком. В зависимости от конструктивного устройства машины могут применяться типовые гидроцилиндры, выпускаемые по соответствующим отраслевым стандартам, или специальные гидроцилиндры, приспособленные только для работы на конкретной машине.

В курсовой работе предлагается произвести определение параметров поршневого гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним выходом штока.

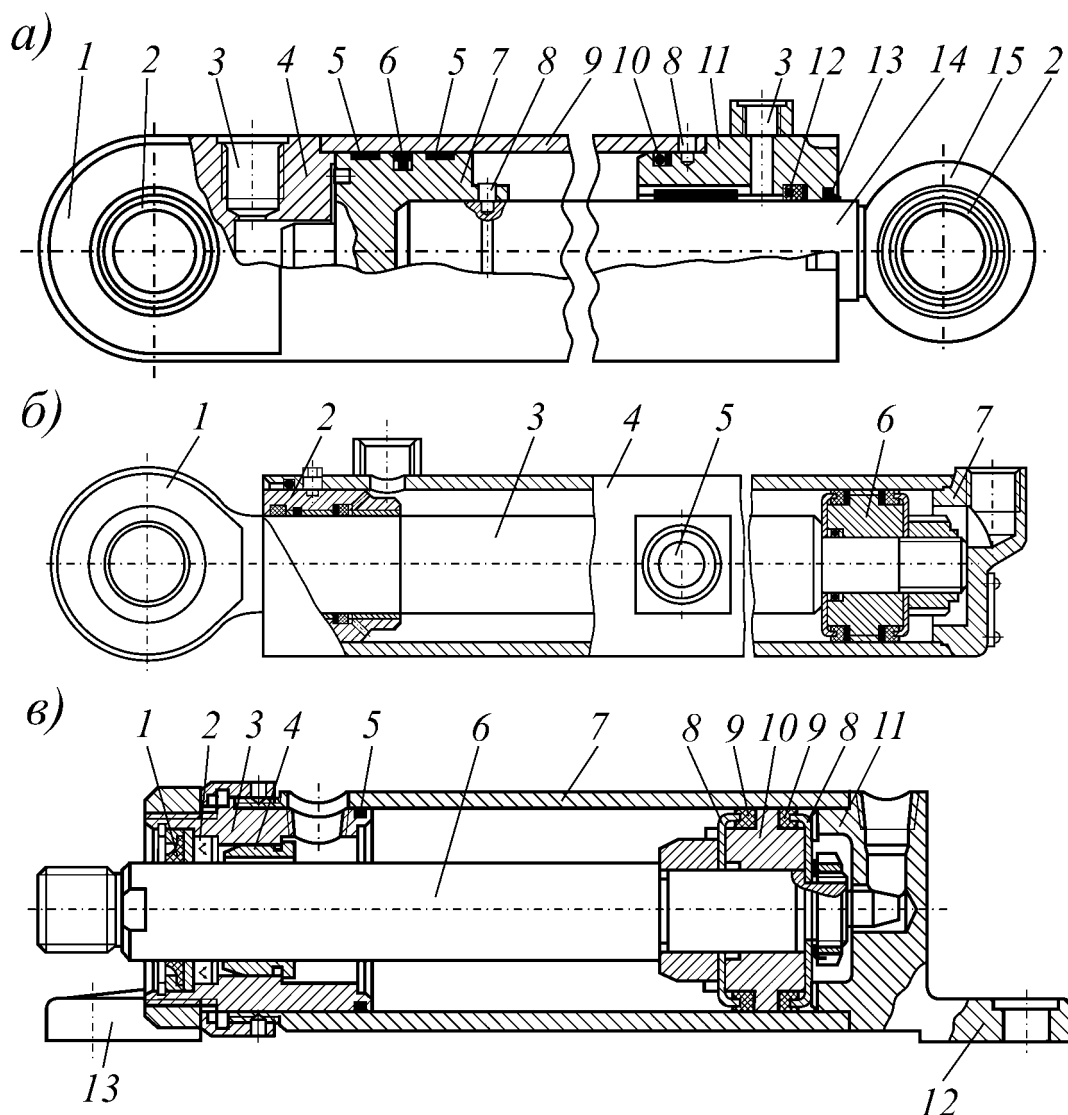


Рис. 2. Поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия:

а) с креплением на шарнирах: 1, 15 – проушины; 2 – сферические шарнирные подшипники; 3, 13 – отверстия для подвода рабочей жидкости в полости гидроцилиндра; 4 – доннышко; 5 – направляющие поршня; 6 – уплотнительное кольцо; 7 – поршень; 8 – стопорные штифты; 9 – гильза (корпус); 10 – уплотнительное кольцо; 11 – крышка; 12 – уплотнение штока; 13 – грязесъемник; 14 – шток; **б) с креплением на осях:** 1 – проушина штока; 2 – крышка; 3 – шток; 4 – корпус; 5 – оси крепления цилиндра; 6 – поршень; 7 – доннышко; **в) с креплением на лапах:** 1 – грязесъемник; 2, 9 – манжеты; 3 – крышка; 4 – направляющая втулка; 5 – уплотнительное кольцо; 6 – шток; 7 – корпус; 8 – шайбы; 10 – поршень; 11 – доннышко; 12, 13 – опорные лапы

Уплотнения подвижных и неподвижных соединений элементов гидроцилиндра обеспечивают необходимую герметичность, предотвращая вытекание масла из гидросистемы наружу и внутренние утечки, обеспечивая требуемый уровень объемного КПД. Для уплотнения соединений элементов гид-

роцилиндров применяют резиновые кольца круглого, по ГОСТ 9833 (рис. 3), эллипсного или х-образного сечения, резиновые манжеты уменьшенного поперечного сечения по ГОСТ 14896 (рис. 4), многорядные резинотканевые (шеvronные) уплотнения (рис. 5), а также при действии вибрационных интенсивных нагрузок на гидроцилиндр или при наличии в рабочей части зеркала корпуса отверстий, в которые могут затягиваться резиновые элементы – уплотнения чугунами компрессионными кольцами (рис. 6).

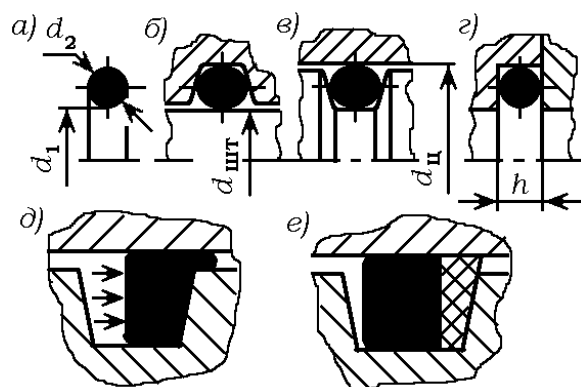


Рис. 3. Резиновые кольца круглого сечения по ГОСТ 9833: а) размеры кольца d_1 , d_2 – внутренний и диаметр кольца; б), в), г) варианты установки кольца, $d_{шт}$, $d_{ц}$, h – размеры штока, цилиндра и ширина установочной канавки; д) затягивание резины кольца в зазор под действием давления и подрезание; е) установка защитного фторопластового кольца

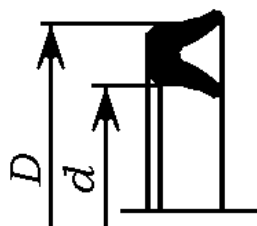


Рис. 4. Резиновая манжета по ГОСТ 14896

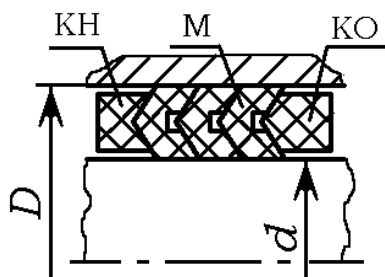


Рис. 5. Многорядное резинотканевое (шеvronное) уплотнение: КН – наружное кольцо; М – манжета; КО – обжимное кольцо

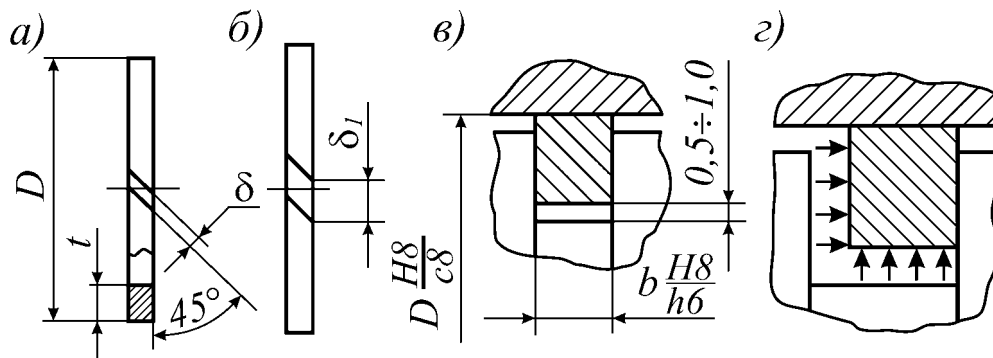


Рис. 6. Поршневое компрессионное кольцо: а) размеры после установки: D – наружный диаметр; t – толщина; δ – ширина замка; б) в свободном состоянии; в) установка кольца в проточке: b – ширина кольца; г) действие герметизирующих сил давления жидкости на кольцо в проточке

Гидроцилиндрами перемещаются массивные элементы конструкции машины со значительной скоростью, поэтому в конце хода штока необходимо плавно тормозить движение, чтобы избежать ударов поршня о крышку или донышко цилиндра. Если скорость движения штока превышает 0,3 м/с, то гидроцилиндр должен быть оснащен специальными демпферами. Например, в виде бобышки (рис. 2, а, в), которая в конце хода входит в полость крышки или донышка, уменьшая проходное сечение для движущейся жидкости. Торможение создается за счет возникающего дополнительного сопротивления движению жидкости через образующуюся щель.

Основные параметры гидроцилиндров регламентированы ГОСТ 6540. В соответствии с ним номинальные давления $p_{\text{ном}}$, МПа выбираются из ряда: 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; диаметры поршня D , мм из ряда: 10; 12; 16; 20; 25; 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); а диаметры штока d , мм – из ряда: 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900). В скобках приведены значения из второго ряда (менее предпочтительные для применения).

3.2. Расчет параметров гидроцилиндра

Исходные данные для расчетов гидроцилиндра приведены в задании на курсовую работу. В общем случае, расчет параметров гидропривода подразумевает выполнение работы в два этапа: сначала производится предварительный расчет с выбором серийного гидрооборудования, а затем выполняется проверочный расчет с уточнением параметров по выбранному гидрооборудованию.

После определения структуры принципиальной схемы гидросистемы необходимо выбрать номинальное давление $p_{\text{ном}}$, МПа. При выборе давления необходимо учитывать, что при большем давлении снижаются габариты и вес оборудования, увеличивается КПД, однако предъявляются более высокие требования к его изготовлению, а, значит, оно более дорогое. На выбор давления влияют также многие другие факторы (возможность поставки соответствующего гидрооборудования при изготовлении или ремонте машины, унификация гидрооборудования с другими машинами и др.). Номинальное давление гидропривода регламентировано параметрическим рядом по ГОСТ 12445. В курсовой работе рекомендуется выбирать давление из значений: 10; 12; 16; 20; 25; 32 МПа. В примере выберем номинальное давление в гидроси-

стеме $p_{\text{ном}} = 20 \text{ МПа} = 20 \cdot 10^6 \text{ Па}$, которое часто реализуется в транспортных или транспортно-технологических машинах.

Кроме номинального давления, для работы гидропривода учитывается также максимально допустимое периодическое давление p_{max} , МПа и пиковое давление $p_{\text{п}}$, действующее мгновенно, например, при гидравлических ударах в момент переключения гидроаппаратов. Чтобы их определить необходимо разрешить сложные задачи динамики привода и машины в целом. В курсовой работе такая задача не ставится.

В качестве примера используем для анализа принципиальную схему, показанную на рис. 2, а. Гидроцилиндр Ц1 получает энергию для движения штока и связанного с ним механизма от насоса Н1. Рабочая жидкость забирается из бака через всасывающий фильтр Ф1, проходит обратный клапан КО1, гидрораспределитель Р1 и попадает в соответствующую рабочую полость гидроцилиндра Ц1. Из противоположной полости жидкость вытесняется через распределитель Р1, теплообменный аппарат АТ1 и сливной фильтр Ф2 в гидробак.

Расчетная схема гидроцилиндра приведена на рис. 7.

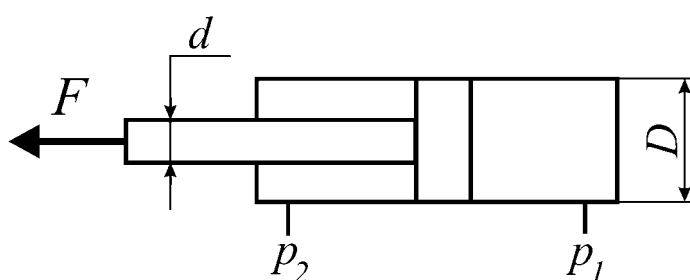


Рис. 7. Расчетная схема гидроцилиндра: D, d – внутренний диаметр и диаметр штока, мм; F – расчетное усилие, развиваемое штоком, кН; p_1, p_2 – давления в поршневой и штоковой полостях в динамике (при движении штока)

Сила F , развиваемая гидроцилиндром с односторонним штоком [14]:

$$F = \frac{\pi \cdot 10^3}{4} [D^2 (p_1 - p_2) + d^2 \cdot p_2], \quad (1)$$

где $d = D/\phi$ ($\phi = D/d$ – коэффициент соотношения площадей поршня и штока гидроцилиндра).

Подставим:

$$F = \frac{\pi \cdot 10^3}{4} [D^2 (p_1 - p_2) + \frac{D^2}{\phi^2} p_2].$$

После преобразований получим:

$$D = 2\varphi \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot 10^3 [(p_1 - p_2)\varphi^2 + p_2]}}. \quad (2)$$

Если шток выдвигается, то $F > 0$, а если шток втягивается, то $F < 0$.

Предварительно примем $\varphi = 1,6$ (по рекомендациям для стандартных гидроцилиндров $\varphi = 1,25; 1,6; 2,0$).

По заданию, при выдвигении штока $F = + 50$ кН. Учитывая потери давления в гидросистеме при движении рабочей жидкости (в динамике), примем:

$$p_1 = 0,9 \cdot p_n = 0,9 \cdot 20,0 = 18,0 \text{ МПа};$$

$$p_2 = 0,1 \cdot p_n = 0,1 \cdot 20,0 = 2,0 \text{ МПа}.$$

Подставим в (2):

$$D = 2 \cdot 1,6 \sqrt{\frac{50}{\pi \cdot 10^3 [(18,0 - 2,0)1,6^2 + 2,0]}} = 0,0616 \text{ м} = 61,6 \text{ мм}.$$

При втягивании штока $F = - 40$ кН. Подставим также в (2):

$$D = 2 \cdot 1,6 \sqrt{\frac{-40}{\pi \cdot 10^3 [(2,0 - 18,0)1,6^2 + 18,0]}} = 0,0754 \text{ м} = 75,4 \text{ мм}.$$

Из двух полученных значений выбираем большее значение ($D = 75,4$ мм) и его округляем до ближайшего большего стандартного значения $D_\phi = 80$ мм. Для $\varphi = 1,6$: $d_\phi = 50$ мм.

Скорость движения штока гидроцилиндра $V_{ц} = 0,25$ м/с – как при втягивании, так и при выдвигении.

Наибольший расход рабочей жидкости потребуется при выдвигении штока гидроцилиндра:

$$Q_{ц} = V_{ц} \cdot S_{п} = V_{ц} \cdot \frac{\pi D_\phi^2}{4}, \text{ м}^3 / \text{с}. \quad (3)$$

где $S_{п}$ – рабочая площадь поршня со стороны поршневой полости, м^2 .

Если D_ϕ выразить в мм, а $Q_{ц}$ – в л/мин, то формула (3) примет вид:

$$Q_{ц} = 15 \cdot 10^{-3} V_{ц} \cdot \pi D_\phi^2, \text{ л/мин},$$

где $V_{ц}$ – в м/с, D_ϕ – в мм.

Подставляем расчетные значения:

$$Q_{\text{ц}} = 15 \cdot 10^{-3} \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot 80^2 = 75,4 \text{ л/мин.}$$

Чтобы увеличить ресурс работы насоса предохранительный клапан КП1 может быть отрегулирован на меньшее давление p_{ϕ} , МПа, при этом достигается заданное усилие F на штоке гидроцилиндра.

Напишем равенство, отражающее неизменность усилия F :

$$\frac{\pi \cdot 10^3}{4} [D^2 (p_1 - p_2) + d^2 p_2] = \frac{\pi \cdot 10^3}{4} [D_{\phi}^2 (p_{1\phi} - p_{2\phi}) + d_{\phi}^2 p_{2\phi}].$$

Приняв в случае с корректировкой $p_{1\phi} = 0,1p_{\phi}$ и $p_{2\phi} = 0,9p_{\phi}$, после преобразований получим:

$$p_{\phi} = \frac{p_{\text{н}} [D^2 (-0,8) + \frac{D^2}{\phi^2} 0,9]}{D_{\phi}^2 (-0,8) + d_{\phi}^2 \cdot 0,9} \quad (4)$$

Подставим значения величин:

$$p_{\phi} = \frac{20 [75,4^2 (-0,8) + \frac{75,4^2}{1,6^2} 0,9]}{80^2 (-0,8) + 50^2 \cdot 0,9} = 17,77 \text{ МПа.}$$

Примем регулировочное давление предохранительного клапана КП1 $p_{\phi} = 18 \text{ МПа}$.

Это давление требуется для нормальной работы гидроцилиндра.

Определим далее толщину стенки корпуса гидроцилиндра по формуле Ляме, мм [6, 7, 11, 18]:

$$\delta = \frac{D_{\phi}}{2} \sqrt{\frac{[\sigma] + p_{\text{н}} (1 - 2\mu)}{[\sigma] - p_{\text{н}} (1 - 2\mu)}} - 1, \quad (5)$$

где D_{ϕ} в мм; $[\sigma]$ – допускаемое максимальное напряжение стенки гидроцилиндра. Для стального литья $[\sigma] = 80 - 100 \text{ МПа}$, для ковanej углеродистой стали $[\sigma] = 100 - 120 \text{ МПа}$, для легированной стали $[\sigma] = 150 - 180 \text{ МПа}$ [11].

Примем $[\sigma] = 110 \text{ МПа}$, считая стенки гидроцилиндра изготовленными из ковanej углеродистой стали.

μ – коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$.

Подставим в (5) значения p и σ :

$$\delta = \frac{100}{2} \sqrt{\frac{110 + 20(1 - 2 \cdot 0,3)}{110 - 20(1 - 2 \cdot 0,3)}} - 1 = 15,84 \text{ мм.}$$

Принимаем толщину стенки гидроцилиндра $\delta = 16 \text{ мм.}$

Считаем, что гидроцилиндр имеет плоское доньшко, тогда его толщина, мм:

$$\delta_{\text{пл}} = 0,405 D_{\phi} \sqrt{\frac{D_{\phi}}{[\sigma]}}. \quad (6)$$

Подставим:

$$\delta_{\text{пл}} = 0,405 \cdot 80 \sqrt{\frac{80}{110}} = 27,6 \text{ мм.}$$

Примем $\delta_{\text{пл}} = 30 \text{ мм.}$

При выдвижении штока гидроцилиндра на него действует сжимающая сила, которая может вызвать потерю продольной устойчивости гидроцилиндра и необратимую деформацию его штока. Продольную устойчивость гидроцилиндра предварительно рекомендуется оценивать по методике [9].

Из задания известна сжимающая сила, действующая на гидроцилиндр. По рис. 8 выбирается расчетная схема закрепления гидроцилиндра и определяется фактор хода F_c . В рассматриваемом примере сила $F = 50 \text{ кН}$, фактор хода $F_c = 2$ (схема закрепления цилиндра – κ). Расчетная опорная длина L_o , мм (расстояние вдоль цилиндра между двумя его опорными сечениями) получается умножением расчетной длины хода на фактор хода: $L_o = F_c \times S_{\text{хш}}$. В примере $= 2 \times 600 = 1200 \text{ мм}$. По графику (рис. 9), соответствующему фактическому диаметру штока $d_{\phi} = 50 \text{ мм}$, максимально допускаемая по условию продольной устойчивости опорная длина $L_{\text{max}} = 1800 \text{ мм} > L = 1500 \text{ мм}$ (L – расстояние между шарнирами крепления гидроцилиндра. При такой схеме закрепления в курсовой работе предварительно можно принять $L = 2,5 \times S_{\text{хш}}$). Продольная устойчивость гидроцилиндра гарантирована.

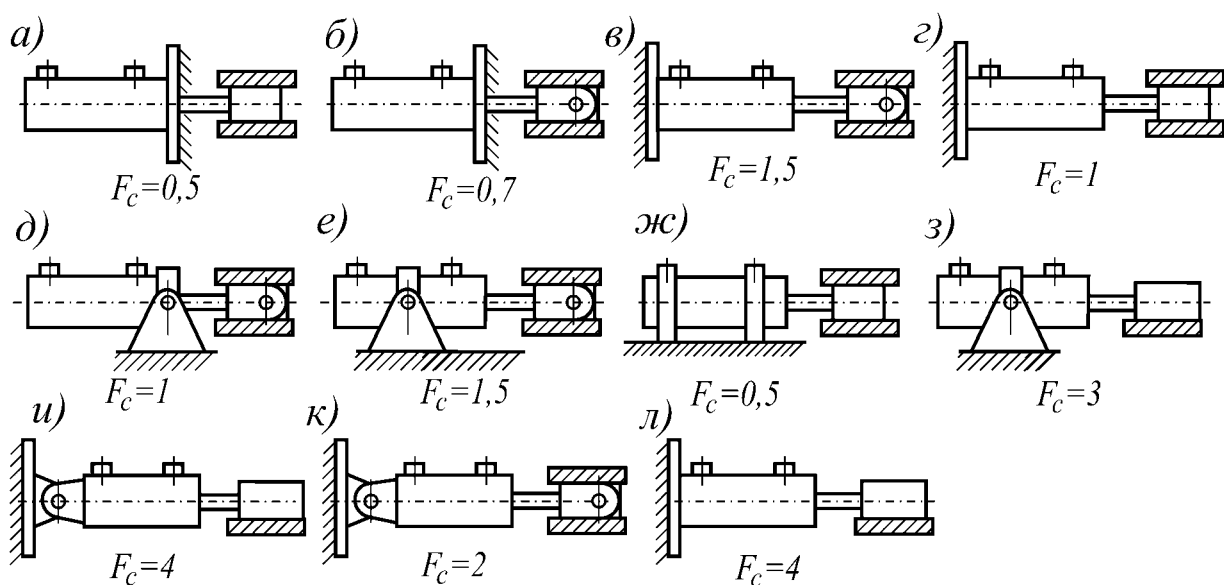


Рис. 8. Расчетные схемы закрепления гидроцилиндра на машине и фактор хода F_c

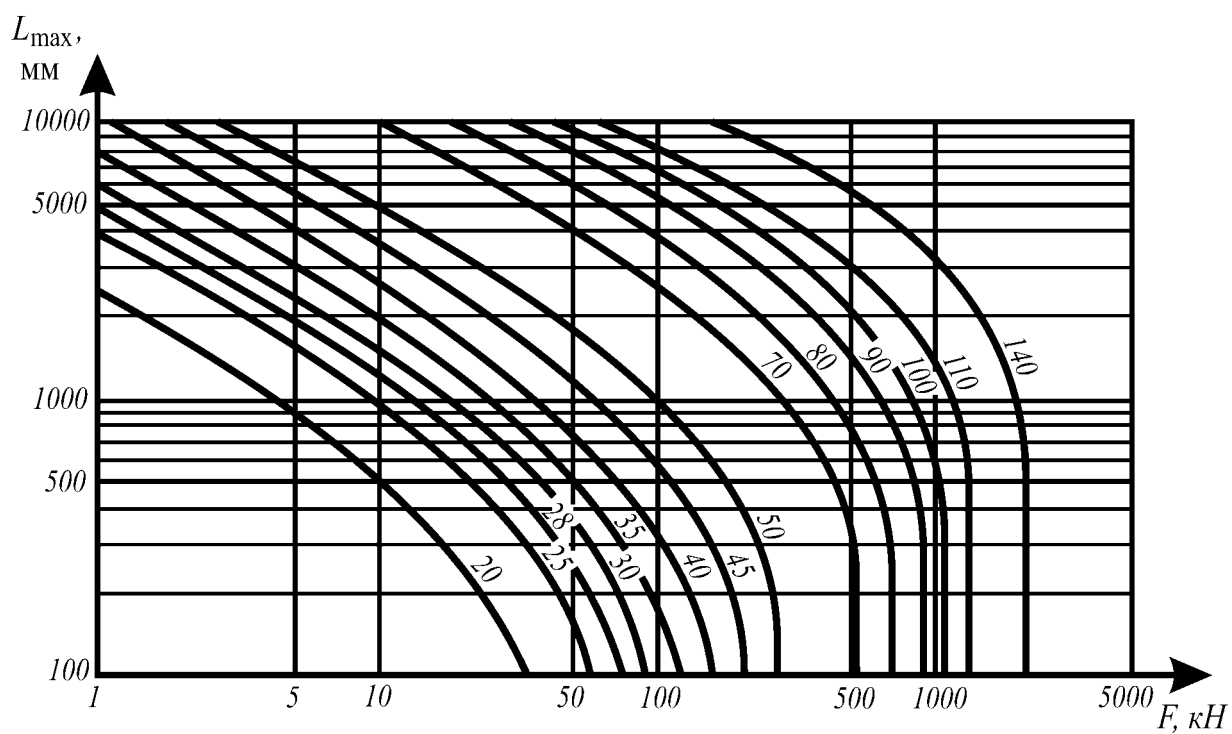


Рис. 9. Графики зависимостей максимально допускаемой по условию продольной устойчивости опорной длины $L_{\max}$ от сжимающего усилия F для разных значений диаметра, мм штока гидроцилиндра.

3. ВЫБОР ГИДРОМОТОРА

3.1. Гидромоторы и их параметры

Освоение методик выбора гидромотора транспортной или транспортно-технологической машины – следующая задача выполняемой курсовой работы. На указанных машинах используются объемные гидромашины различных типов и конструктивного исполнения. Принцип действия объемной гидравлической передачи основан на использовании гидростатического напора рабочей жидкости. В соответствии с ГОСТ 17752 к объемным гидромашинам относятся насосы и гидромоторы, рабочий процесс которых основан на попеременном заполнении рабочих камер рабочей жидкостью и ее вытеснении из них. Рабочая камера – это емкость, ограниченная элементами конструкции гидромашины, которая циклически изменяет свой объем и попеременно сообщается с подводными и отводящими рабочую жидкость каналами.

Гидромотор преобразует энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию вращения вала. Для такого преобразования необходимо сообщать рабочие камеры с напорной линией при увеличении их объема и со сливной линией – при уменьшении. Поэтому гидромотор имеет систему распределения потоков жидкости, проходящей через рабочие камеры.

Промышленностью (в том числе и зарубежными фирмами) гидромашины выпускаются в соответствии с разработанными параметрическими рядами. В отечественной практике основные параметры гидромашин регламентированы государственными и отраслевыми стандартами и техническими условиями. При выборе гидромотора необходимо уметь произвести расчет параметров, которые соответствуют заданному режиму работы, оценить по каталожным данным возможность реализации режима разными типоразмерами гидравлических машин и выбрать наиболее подходящий для использования в соответствии с заданием

Учитываются номинальное давление $p_{\text{ном}}$, МПа, номинальная угловая скорость вращения вала $\omega_{\text{ном}}$, рад/с (чаще всего в каталогах приводится значение скорости вращения $n_{\text{ном}}$, об/мин), расход рабочей жидкости в номинальном режиме работы $Q_{\text{ном}}$, л/мин, номинальный вращающий момент на валу $M_{\text{ном}}$, Нм, а также допустимые в кратковременном режиме работы максимальные значения указанных параметров.

Важным постоянным, не зависящим от режима работы, параметром гидромотора является его рабочий объем V_p , см³/об – объем рабочей жидкости, проходящей через него за один полный оборот вала без учета объемных

потерь. Зная число оборотов вала в единицу времени, например, n , об/мин можно определить теоретический расход рабочей жидкости Q , л/мин, проходящей через гидромотор: $Q = 1000 \times n \times V_p$.

При работе гидромотора часть энергии потока гидравлической жидкости расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений: (при расчетах оно рассматривается как местное сопротивление), сопротивлений трения в подвижных соединениях, а также объемные потери за счет протекания жидкости через зазоры в указанных соединениях. Сопротивления учитываются через коэффициент полезного действия:

$$\eta = N_m / N_p = \eta_g \cdot \eta_m \cdot \eta_o, \quad (7)$$

где N_m, N_p – мощность, передаваемая через вал к приводимому механизму, и мощность подводимого потока рабочей жидкости, кВт; η_g, η_m, η_o – гидравлический, механический и объемный КПД гидромотора.

Краткая классификация объемных гидромашин приведена на рис. 10 [1]. Рассмотрим некоторые из типов гидромоторов, которые предлагается выбирать в курсовой работе.



Рис. 10. Классификация объемных гидромашин (насосов и гидромоторов)

Промышленностью серийно выпускаются реверсивные аксиально-поршневые гидромоторы серий 200, 300 и 400 с наклонным блоком. Они применяются при средних и высоких значениях давлений в гидросистемах машин, обладают высоким объемным КПД, малочувствительны к изменени-

ям вязкости рабочей жидкости, высокой надежностью при работе в разных условиях эксплуатации. Схема, поясняющая принцип работы такой гидромашины, показана на рис. 11.

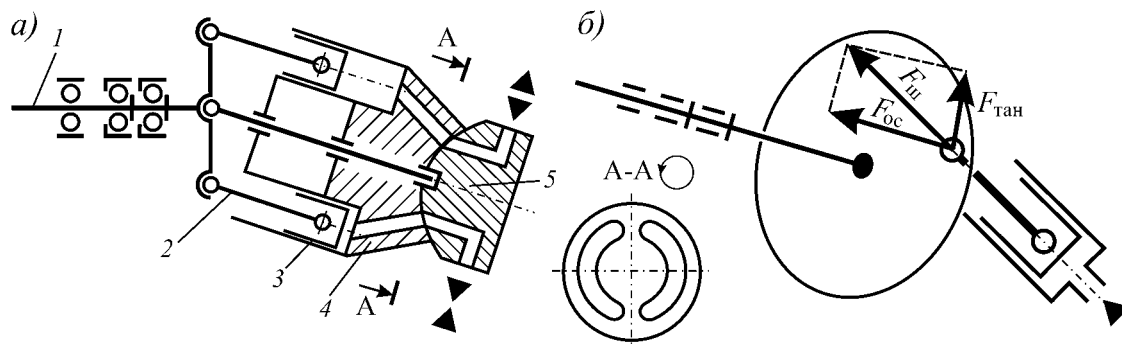


Рис. 11. Принцип действия аксиально-поршневого гидромотора с наклонным блоком цилиндров: а) – структурная схема: 1 – выходной вал; 2 – шатуны; 3 – поршни; 4 – блок цилиндров; 5 – распределитель; б) разложение силы давления шатуна $F_{ш}$ на составляющую $F_{ос}$, действующую вдоль оси вала и тангенциальную составляющую $F_{тан}$, создающую на валу вращающий момент

При вращении вала 1 и блока цилиндров 4 благодаря кинематическим связям через шатуны 2 поршни 3 совершают возвратно-поступательные движения внутри отверстий блока цилиндров, обеспечивая периодическое изменение объема рабочих камер за один оборот вала. Рабочие камеры сообщаются с гидросистемой через два серпообразных отверстия (разрез А-А), одно из которых постоянно соединено с напорной линией, а другое – со сливной. Таким образом на участке увеличения объема рабочей камеры она соединена с напорной линией, а на участке уменьшения указанного объема – со сливной линией.

Конструкция аксиально-поршневого гидромотора с наклонным блоком цилиндров показана на рис. 12 [6, 8, 13, 15, 16].

Для гидромашин рассматриваемого типа выпускаются унифицированные качающие узлы (а), которые отличаются для разных типоразмеров гидромашин только размерами. На машинах используются гидромоторы с регулируемой скоростью вращения вала (скорость вращения может быть изменена только за счет изменения подачи рабочей жидкости в гидросистеме) или с регулируемой скоростью. В этом случае гидромотор имеет поворотный механизм блока цилиндров, который позволяет изменять рабочий объем мотора за счет регулирования угла между продольной осью вала и продольной осью блока цилиндров. При изменении указанного угла изменяется величина рабочего хода поршней, вплоть до их остановки внутри вращающегося блока цилиндров. При наклоне оси блока цилиндров в другую сторону относительно продольной оси вала изменяется его направление вращения без изменения направления потока рабочей жидкости.

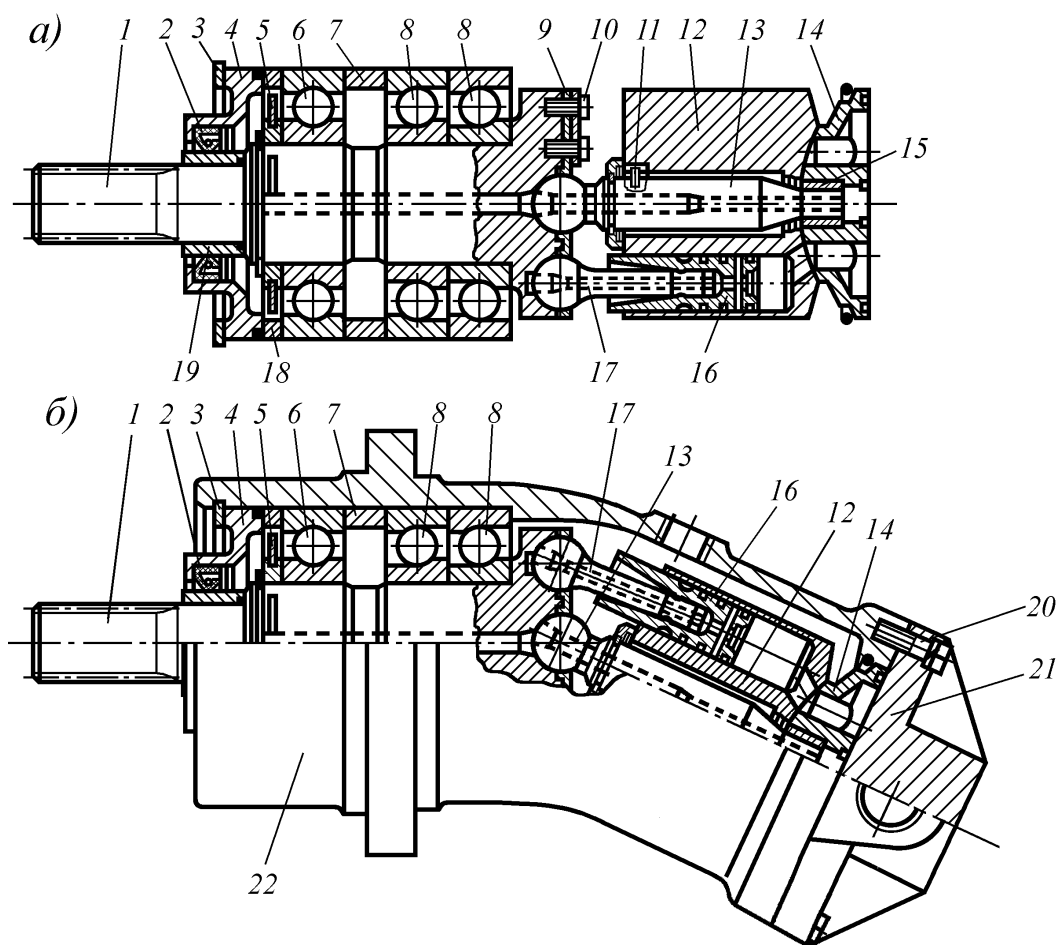


Рис. 12. Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком цилиндров серии 200: *а)* качающий узел; *б)* гидромотор: 1 – вал; 2 – манжета; 3 – стопорное пружинное кольцо; 4 – торцевая крышка; 5 – маслоотбойное кольцо; 6, 8 – шариковые радиальный и радиально-упорные подшипники; 7, 18, 19 – дистанционные втулки; 9 – фиксирующая шайба; 10, 20 – крепежные болты; 11 – штифт; 12 – блок цилиндров; 13 – центральная цапфа; 14 – торцовый распределитель; 15 – подшипник; 16 – поршни; 17 – шатуны; 21 – крышка; 22 – корпус с дренажным отверстием

Параметры некоторых аксиально-поршневых гидромоторов с наклонным блоком цилиндров серий 200, 300 и 400, необходимые для анализа возможности их использования на машине, оснащенной рассматриваемой гидросистемой, приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Параметры нерегулируемых аксиально-поршневых гидромоторов
с наклонным блоком цилиндров**

Тип гидромотора	Рабочий объем, см ³ /об	Номин. рабочее давление, МПа	Номин. частота вращения вала, об/мин	Номин. расход, л/мин	Номин. мощность, кВт	Примечания
210.12...В	11,6	20	2400	26,4	10,0	
210.16...В	28,1	20	1920	51,3	19,4	
210.20	54,8	20	1500	86,5	24,7	
310.20	56,0	20	1500	87,5	26,0	
310.25	112,0	20	1200	140,0	41,7	
310.32	224,0	20	960	224,0	66,8	
410...56	56,0	32	1800	100,8	53,8	
410...107	106,7	32	1200	128,4	68,5	
MН250/100	250,0	10	1500	380,0	58,0	Насос-мотор

На машинах используются также аксиально-поршневые гидромоторы с наклонным диском. Схема, поясняющая принцип действия такого мотора, показана на рис. 13.

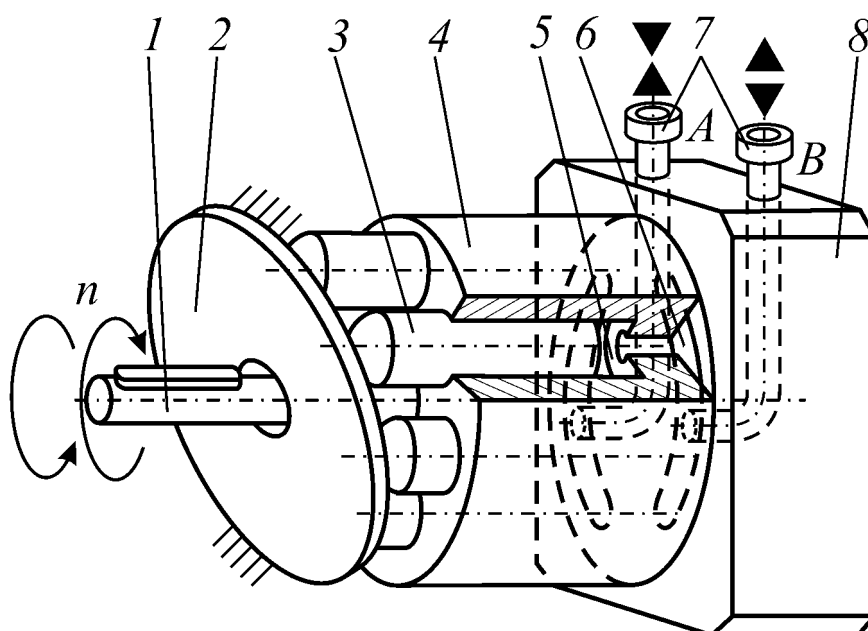


Рис. 13. Схема нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора с наклонным диском: 1 – вал; 2 – наклонный диск; 3 – поршень (плунжер); 4 – блок цилиндров; 5 – рабочая камера в цилиндре (отверстии); 6 – серпообразные распределительные отверстия; 7 – присоединительные штуцеры; 8 – задняя крышка с распределительными отверстиями

У нерегулируемого гидромотора наклонный диск неподвижен в корпусе, а вращается блок цилиндров 4, перемещая рабочие камеры 5 относительно серпообразных отверстий 6. Каждая рабочая камера последовательно в течение одного оборота вала 1 сначала соединяется с отверстием, в которое подается рабочая жидкость под напором, а затем с другим отверстием, служащим в качестве сливного. Поршень 3 сначала оказывает силовое давление на диск 2, создавая движущую силу, а затем выжимает жидкость в сливную линию. Сила давления поршня, аналогично машине с наклонным блоком, разлагается на осевую и тангенциальную составляющие. Тангенциальная составляющая создает вращающий момент, передаваемый на вал. На рис. 14 показан вариант исполнения гидромотора с неподвижно закрепленным диском 2 и вращающимся блоком цилиндров. Имеются также гидромоторы с закрепленным на валу диском и неподвижным блоком цилиндров. В последнем случае распределительный механизм сделан в виде вращающегося вместе с валом золотника.

На рис. 14 показан гидромотор типа Г15-22Р [13, 18]. Гидромоторы этой серии находят применение в станочном оборудовании предприятий автосервиса.

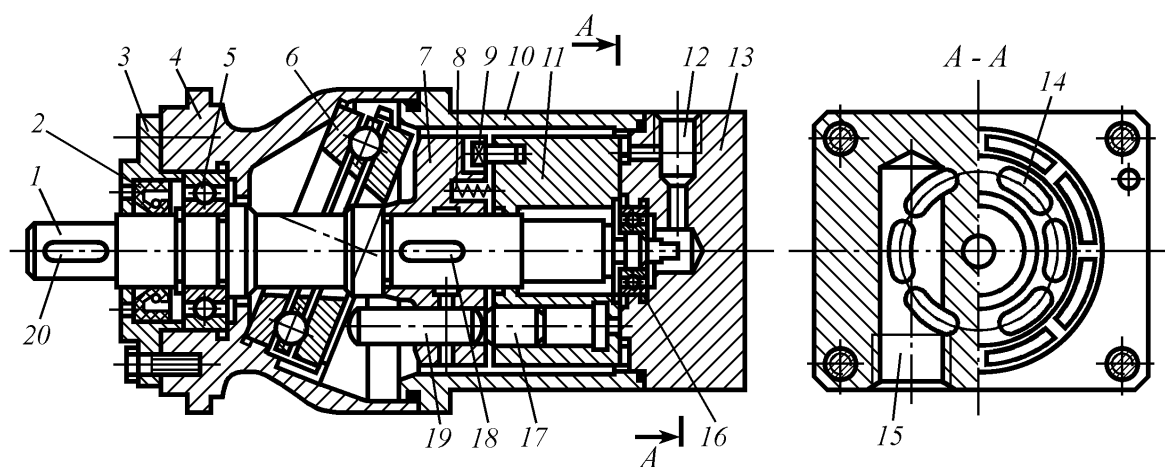


Рис. 15. Нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор с неподвижным наклонным диском и вращающимся блоком цилиндров типа Г15-22Р: 1 – вал; 2 – уплотнительная манжета 3 – торцевая крышка; 4 – крышка; 5, 6, 16 – шариковые радиальные и упорный подшипники; 7, 11 – части составного блока цилиндров; 8 – пружина; 9 – штифт; 10 – корпус; 12, 15 – отверстия; 13 – задняя крышка; 14 – проходные отверстия; 17, 19 – поршни; 18, 20 – шпонки

Параметры некоторых нерегулируемых аксиально-поршневых гидромоторов с наклонным диском приведены в табл. 2.

Таблица 2

**Параметры нерегулируемых аксиально-поршневых гидромоторов
с наклонным диском**

Тип гидромотора	Рабочий объем, см ³ /об	Номин. рабочее давление, МПа	Номин. частота вращения вала, об/мин	Номин. расход, л/мин	Номин. мощность, кВт	Примечания
Г15-21Р	11,2	6,3	960		0,96	
Г15-22Р	20	6,3	960		1,7	
Г15-23Р	40	6,3	960		3,4	
Г15-24Р	80	6,3	960		6,8	
Г15-25Р	160	6,3	960		13,6	

При работе роторно-поршневых гидромашин их рабочие звенья (поршни или плунжеры) совершают одновременно вращательное и возвратно-поступательное движения. Основные элементы роторно-поршневой гидромашин: ротор, статор, поршни или плунжеры и механизм распределения рабочей жидкости.

На рис. 15 показан роторно-поршневой гидромотор [8].

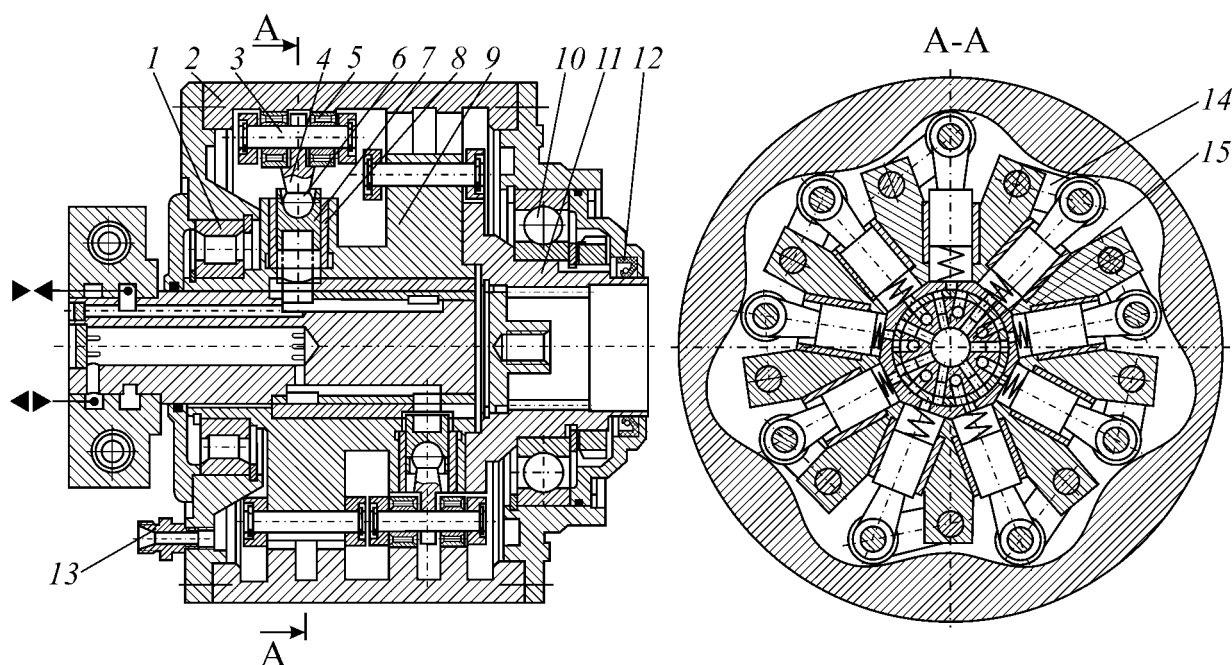


Рис. 15. Роторно-поршневой гидромотор: 1, 5, 10 – подшипники; 2 – корпус со статорным фигурным кольцом; 4 – шатуны; 3 – оси; 6 – сферические соединения; 7 – поршни; 8 – гильзы цилиндров; 9 – вал с кривошипами; 11 – полый вал; 12 – уплотнительное кольцо; 13 – штуцер дренажной системы; 14 – серьги; 15 – распределительная цапфа

При нажатии ролика в результате подачи рабочей жидкости на нисходящую часть впадины профильной поверхности сила давления ролика разлагается на тангенциальную и радиальную составляющие. Тангенциальная составляющая передается через серьгу 14 на соответствующий кривошип вала 9 и обуславливает вращающий момент на валах 9 и 11. На восходящей части впадины ролик смещает поршень в сторону уменьшения объема рабочей камеры внутри гильзы 8. Распределительная цапфа 15 имеет две системы отверстий: в одну постоянно нагнетается под давлением рабочая жидкость, а другая соединена со сливной линией гидросистемы. Радиальные отверстия указанных систем имеют выход на отверстия рабочих камер цилиндров. При вращении ротора рабочие камеры на нисходящей ветви соединяются с напорной линией, а на восходящей ветви – со сливной.

За один оборот вала поршни совершают по семь циклов, одновременно создавая значительный суммарный вращающий момент, поэтому гидромотор относится к высокомоментным малооборотным моторам. Аналогичные гидромоторы используются, например, в мотор-колесах транспортных машин при тяжелых дорожных условиях движения, для поворота верхних строений кранов и экскаваторов.

В гидроприводах машин используются радиально-поршневые гидромоторы серии МР (рис. 16) [1, 13].

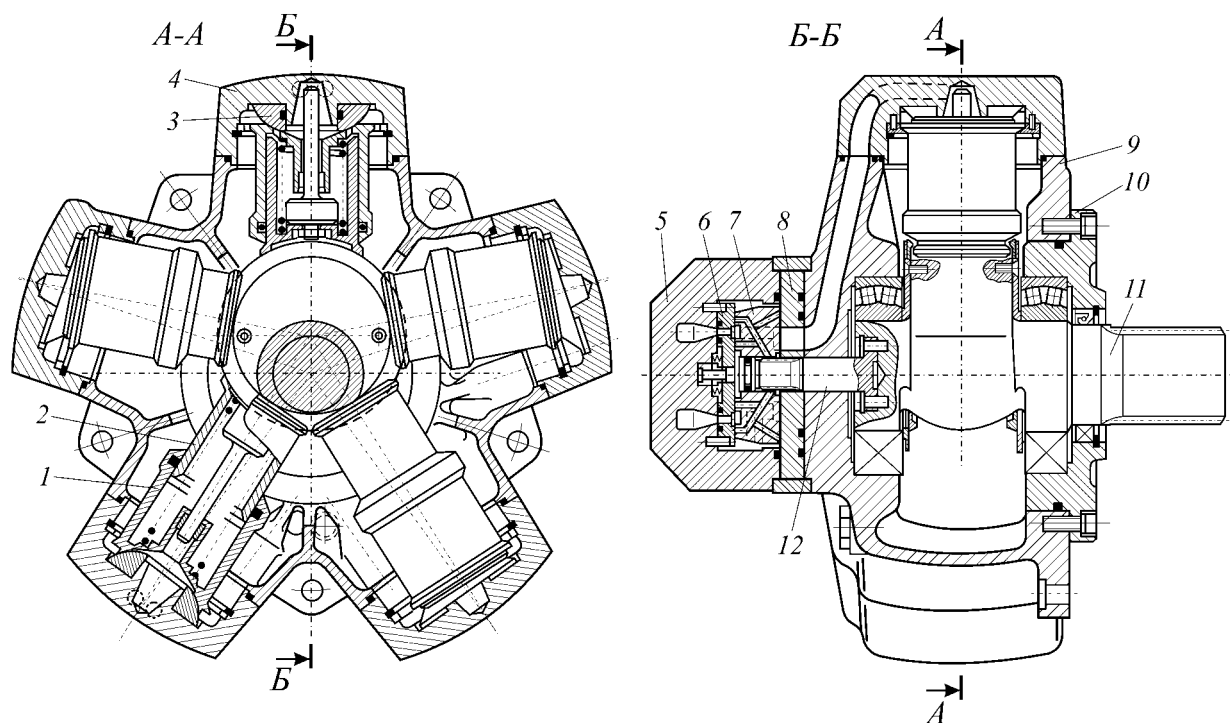


Рис. 16. Радиально-поршневой гидромотор серии МР: 1 – гильзы цилиндров; 2 – поршни; 3 – сферические опоры; 4 – крышки; 5 – торцевая крышка; 6 – втулка; 7 – распределительный диск; 8 – втулка; 9 – корпус; 10 – крышка; 11 – вал; 12 – промежуточный вал

Во время работы гидромотора поршни контактируют с эксцентриками через нижние радиальные поверхности. Постоянный контакт обеспечивается пружинами сжатия и кольцами, прикрепленными к эксцентрикам. Вместе с валом 11 через промежуточный вал 12 вращается распределительный золотник 7, обеспечивая по каналам внутри корпуса 9 и крышек 4 попеременное соединение рабочих камер с напорной и сливной линиями. Сферические опоры 3 позволяют цилиндрам совершать качательные движения без потери герметичности. За один оборот вала поршень совершает один полный цикл.

Основные технические параметры высокомоментных гидромоторов указанной серии приведены в табл. 3.

Таблица 3

Параметры высокомоментных радиально-поршневых гидромоторов серии МР

Тип гидромотора	Рабочий объем, см ³ /об	Номин. рабочее давление, МПа	Номин. частота вращения вала, об/мин	Номин. расход, л/мин	Номин. мощность, кВт	Примечания
МР-450	452	25	140	62	19,3	
МР-700	707	25	120	90	26,17	
МР-1100	1126	25	100	119	34,74	
МР-1800	1809	25	80	153	44,65	
МР-2800	2780	25	60	176	51,46	
МР-4500	4503	25	40	192	55,57	
МР-7000	6995	25	30	222	64,74	

В гидроприводах машин используются также высокомоментные гидромоторы серии МРФ, которые оснащаются кривошипным механизмом преобразования движений поршней во вращение вала (рис. 17) [4].

Поршни 6 соединяются с осями кривошипов через шатуны 7 и шатунные подшипники 16, образуя двухрядный кривошипно-шатунный механизм. Фиксирующие кольца 8 обеспечивают постоянный контакт шатунов с осями кривошипов. Распределительный механизм гидромотора имеет золотники 11 с приводом от эксцентриков 13 через оси 12. Золотники в темпе вращения коленчатого вала 1, совершая возвратно-поступательные движения, соединяют цилиндры попеременно с напорной и сливной линиями через кольцеобразные полости, расположенными в корпусе 9.

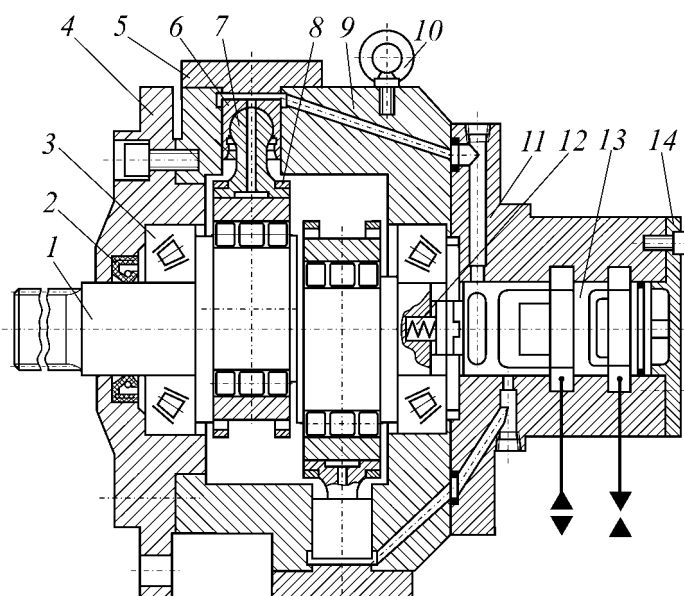


Рис. 17. Радиально-поршневой гидромотор серии МРФ: 1 – коленчатый вал; 2 – уплотнительная манжета вала; 3 – специальные роликовые подшипники; 4, 5, 11, 14 – крышки; 6 – поршни; 7 – шатуны; 8 – фиксирующие кольца шатунов; 9 – корпус; 10 – рым; 12 – пружина; 13 – распределительный вращающийся золотник, соединенный с валом крестовой муфтой Ольдгейма

Таблица 4

Параметры высокомоментных радиально-поршневых гидромоторов серии МРФ

Тип гидромотора	Рабочий объем, см ³ /об	Номин. рабочее давление, МПа	Номин. частота вращения вала, об/мин	Номин. расход, л/мин	Номин. мощность, кВт	Примечания
МРФ-100/25М1	100	25	750	79	28,7	
МРФ-160/25М1	160	25	480	81	29,4	
МРФ-250/25М1	250	25	480	127	45,9	
МРФ-400/25М1	400	25	300	127	45,9	
МРФ-630/25М1	630	25	300	199	70,1	
МРФ-1000/25М1	1000	25	240	253	89	

В гидроприводах транспортных и транспортно-технологических машин применяются также пластинчатые гидромоторы. Схема, поясняющая принцип действия такого гидромотора, показана на рис. 18 [1, 2, 3, 8, 16, 17, 18].

За один оборот вала гидромотора совершается два цикла изменения объема рабочей камеры, образуемой поверхностями ротора 5, статора 7, пластин 2 и торцевых стенок с отверстиями 1, 3, 4, 6, поэтому это гидромотор двукратного действия. При попадании жидкости в рабочую камеру (б), вследствие действия давления $p_{\text{раб}}$ на поверхности пластин, появляются окружные силы F_1 и F_2 , причем $F_1 > F_2$ вследствие неравенства рабочих пло-

щадей пластин. Разность $F_1 - F_2$ определяет суммарную окружную силу от этой рабочей камеры. Кроме того, эта сила увеличивается за счет клинового эффекта «зажатой» между криволинейными поверхностями ротора и статора рабочей жидкости. При десяти пластинах, как видно из рисунка, одновременно создают вращающий момент четыре рабочих камеры.

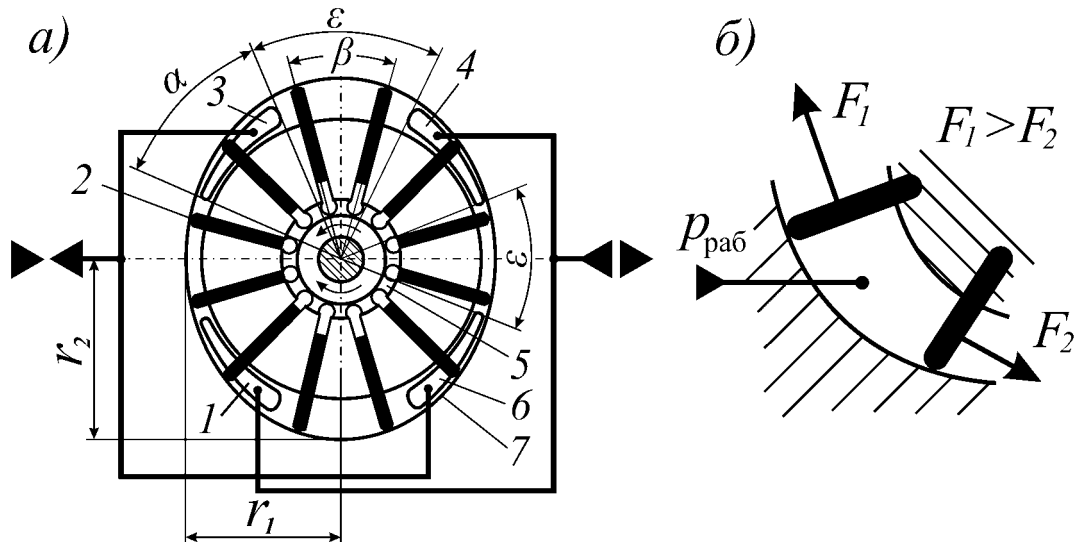


Рис. 18. Схема пластинчатого гидромотора двукратного действия: **а) основные элементы и принцип работы:** 1, 3, 4, 6 – окна для подачи под рабочим давлением жидкости и ее слива; 2 – пластины; 5 – ротор с пазами под пластины; 7 – статор с эллипсным отверстием (r_1 и r_2 – меньший и больший радиусы отверстия; α – угол отверстия; β – угол между смежными пластинами; ϵ – угол между крайними стенками смежных отверстий (чтобы гарантировать отсутствие соединения зон подачи и слива $\epsilon > \beta$); **б) схема образования окружной силы при подаче жидкости под рабочим давлением $p_{\text{раб}}$ в рабочую камеру:** F_1 и F_2 – силы, возникающие от давления рабочей жидкости на две пластины одной рабочей камеры

Гидромотор такого типа – реверсивный. Реверс вращения вала производится путем изменения направления потока рабочей жидкости, проходящей через гидромотор.

Пластинчатый гидромотор такой схемы действия показан на рис. 19.

Отверстия подачи и слива рабочей жидкости находятся в переднем 1 и заднем 7 дисках. В корпусе 10 гидромотора сделано дренажное отверстие, предотвращающее повышение давления в корпусе и потерю герметизации уплотнения вала 11.

Основные параметры гидромоторов этой серии приведены в табл. 5.

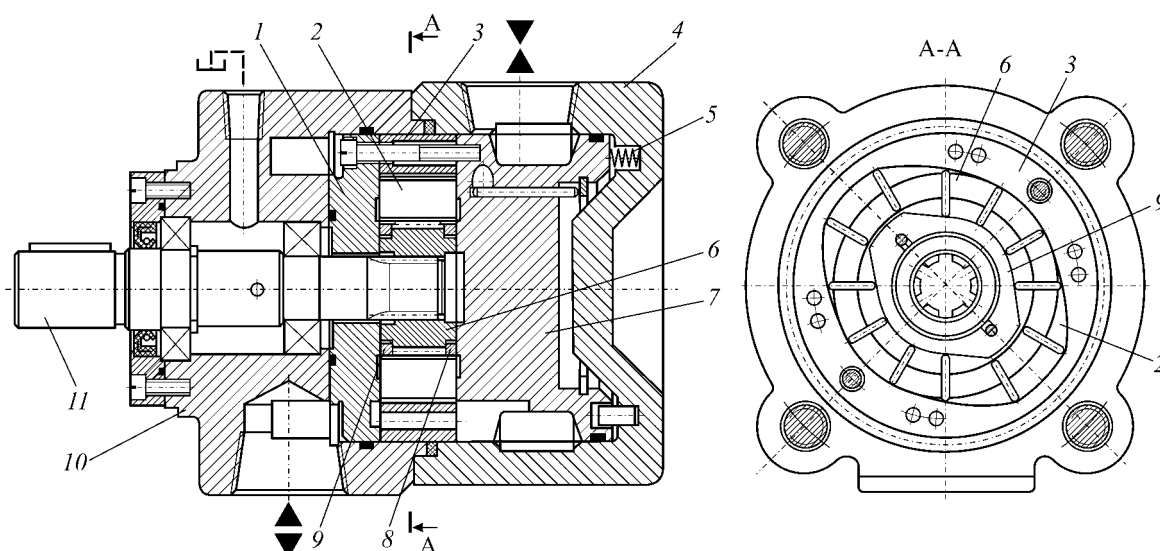


Рис. 19. Пластиначный гидромотор серии МГ16-1: 1, 7 – передний и задний диски; 2 – пластины; 3 – статор; 4 – задняя крышка; 5 – пружина; 6 – ротор; 8, 9 – кулачки; 10 – корпус; 11 – вал

Таблица 5

Параметры пластиначатых гидромоторов серии МГ16-1

Тип гидромотора	Рабочий объем, см ³ /об	Номин. рабочее давление, МПа	Номин. частота вращения вала, об/мин	Номин. расход, л/мин	Номин. мощность, кВт	Примечания
МГ16-13	35	5	2200		4,12	
МГ16-14	70	5	1800		8,4	
МГ16-15А	100	5	1800		11,98	
МГ16-15	140	5	1500		14,13	

На транспортных и транспортно-технологических машинах используются героторные или роторно-орбитальные гидромоторы (рис. 20) [8].

Движущий узел такого гидромотора включает статор 18 с зубьями внутреннего зацепления и ротор 6. В варианте исполнения зубья статора выполнены в виде вставных стальных цилиндров. Число зубьев ротора на один меньше числа зубьев статора. Рабочие камеры образуются в промежутках, образуемых впадинами зубьев. Абсолютное движение ротора складывается из относительного вращения вокруг своей оси и переносного движения по окружности центра ротора относительно центральной оси статора. Поэтому гидромотор еще называется роторно-орбитальным. При таком движении ротора в профильном отверстии статора образующиеся рабочие камеры на од-

ном участке вращения расширяются, а на другом – сужаются. На участке расширения рабочая жидкость подается под давлением, а на участке сужения – отводится в бак через сливную линию.

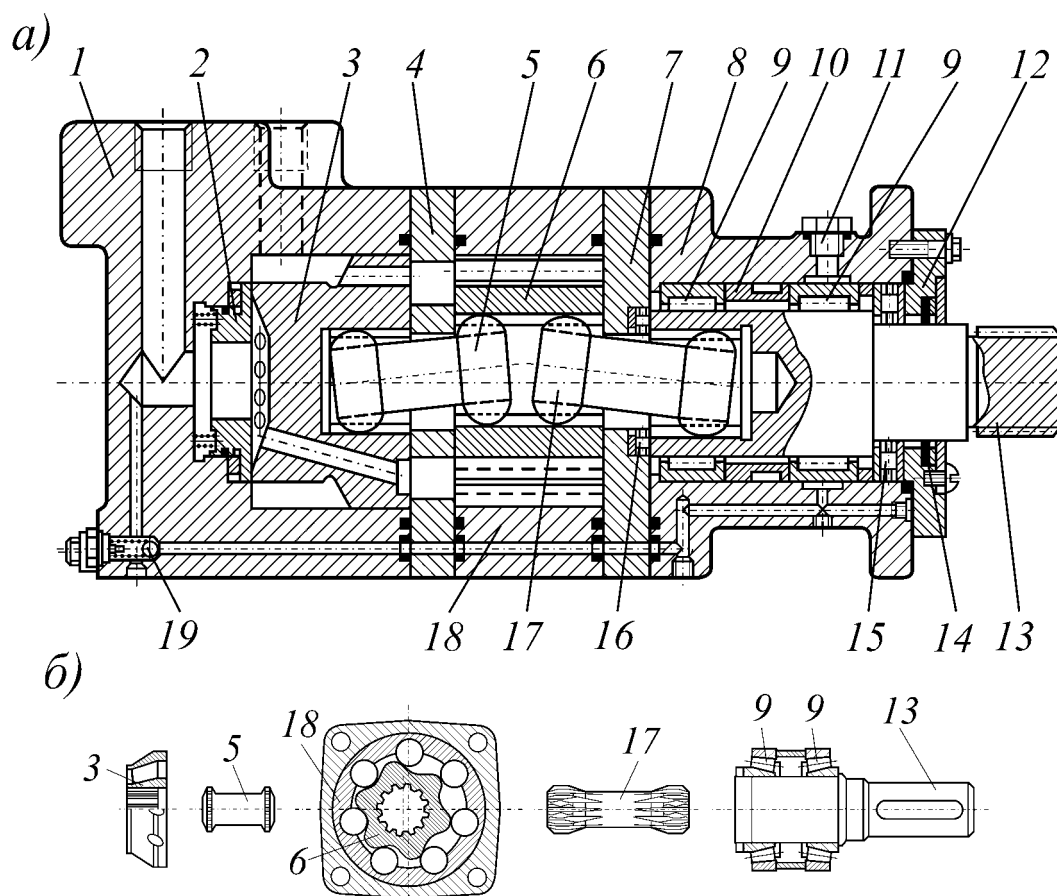


Рис. 20. Героторный гидромотор: а) устройство гидромотора: 1 – корпус; 2, 10 – втулки; 3 – распределительный диск; 4 – разделительный диск; 5, 17 – промежуточные зубчатые валы; 6 – ротор; 7 – диск; 8 – корпус подшипникового узла; 9, 15, 16 – подшипники качения; 11 – дренажный штуцер; 12 – крышка; 13 – вал; 14 – уплотнительное кольцо; 18 – статор; 19 – обратные клапаны дренажной системы; б) основные элементы движущей системы мотора

Синхронная подача и отвод рабочей жидкости обеспечивается вращающимся распределительным диском 3, у которого часть отверстий соединяется с напорной линией, а часть – со сливной. Для разделения вращающихся зон подачи и слива рабочей жидкости служит разделительный диск 4, который имеет отверстия, расположенные по окружности.

Промежуточные зубчатые валы 5 и 17 передают вращение ротора 6 на распределительный диск 3 и вал 13.

Гидромоторы этой серии часто используются в системах рабочего движения транспортно-технологических машин. Основные технические характеристики героторных гидромоторов, например, серий ВМР и ВМВ, поставляемых фирмой «АР Гидравлика» приведены в табл. 6.

Таблица 6

Параметры героторных гидромоторов серий ВМР и ВМВ

Тип гидромотора	Рабочий объем, см ³ /об	Номин. рабочее давление, МПа	Номин. частота вращения вала, об/мин	Номин. расход, л/мин	Номин. мощность, кВт	Примечания
ВМР-50	52,9	14	800	40	7	
ВМР-80	79,3	14	770	60	10	
ВМР-100	98,2	14	615	60	10	
ВМР-125	120,9	14	480	60	10	
ВМР-160	158,7	14	385	60	10	
ВМР-200	196,6	14	310	60	8	
ВМР-250	241,8	14	250	60	6	
ВМР-315	317,3	11	195	60	5	
ВМР-400	392,9	9	155	60	4	
ВМВ-315	314,9	20	630	200	32	
ВМВ-400	399,7	20	500	200	40	
ВМВ-500	496,6	20	400	200	40	
ВМВ-630	617,8	18	315	200	40	
ВМВ-800	787,4	16	250	200	35	
ВМВ-985	969,1	14	160	160	24	

4.2. Расчет параметров гидромотора

Для выбора гидромотора по каталогу необходимо знать следующие параметры:

p_n – номинальное рабочее давление, которое было принято $p_n = 20$ МПа;

$\omega = 220$ рад/с – требуемая угловая частота вращения вала гидромотора.

Обычно в каталогах угловая скорость вращения выражается в об/мин:

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 220}{\pi} = 2000,8 \text{ об/мин.} \quad (8)$$

Определим предварительно рабочий объем гидромотора:

$$V_{\text{рм}} = \frac{2\pi \cdot M_{\text{м}}}{\Delta p_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{м}}}, \quad (9)$$

где $M_{\text{м}} = 250$ Нм – крутящий момент, который должен развивать гидромотор для привода механизма машины;

$\Delta p_{\text{м}}$ – перепад давлений на входном и выходном отверстиях гидромотора.

Учитывая потери рабочей жидкости при движении по гидросистеме, примем:

$$\Delta p_{\text{м}} \approx 0,8 p_{\text{н}} = 0,8 \cdot 20 = 16,0 \text{ МПа} = 16,0 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

$\eta = 0,92$ – общий КПД для аксиально-поршневого гидромотора.

Подставим в (9):

$$V_{\text{рм}} = \frac{2\pi \cdot 250}{16,0 \cdot 10^6 \cdot 0,92} = 1,067 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{об} = 106,7 \text{ см}^3 / \text{об},$$

Выбираем ближайший по ряду его характеристик гидромотор: 210.25.11.21В [6]. Его рабочий объем $V_{\text{рм}} = 107 \text{ см}^3/\text{об}$.

Применение гидромотора с большим рабочим объемом потребует увеличения расхода рабочей жидкости в гидросистеме, но позволит снизить рабочее давление.

Во всех вариантах технического решения гидросистемы необходимо обеспечить $M_{\text{м}} = 250$ Нм для нормальной работы машины в расчетном режиме.

Из (9) выразим крутящий момент:

$$M_{\text{м}} = \frac{V_{\text{рм}} \cdot \Delta p_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{м}}}{2\pi}. \quad (10)$$

Этот же момент, выраженный через фактические рабочие параметры гидромотора:

$$M_{\text{м}} = \frac{V_{\text{рмф}} \cdot \Delta p_{\text{мф}} \cdot \eta_{\text{м}}}{2\pi}. \quad (11)$$

Приравняв друг к другу выражения для моментов, после преобразований получим:

$$\Delta p_{\text{мф}} = \Delta p_{\text{м}} \frac{V_{\text{рм}}}{V_{\text{рмф}}} = 16,0 \cdot 10^6 \frac{106,7}{107} = 15,96 \cdot 10^6 \text{ Па} = 15,96 \text{ МПа}.$$

Тогда давление настройки предохранительного клапана КП2 с учетом потери давления:

$$\Delta p_{\text{мф}} = \frac{\Delta p_{\text{м}}}{0,8} = \frac{15,96 \cdot 10^6}{0,8} = 19,95 \cdot 10^6 \text{ Па} = 19,95 \text{ МПа}.$$

Примем $\Delta p_{\text{мф}} = 20,0 \text{ МПа}$. Давление настройки предохранительного клапана КП2 практически равно стандартному значению.

Поскольку напорные линии гидроцилиндра и гидромотора отделены друг от друга, то клапаны КП1 и КП2 могут настраиваться независимо друг от друга. В случае общей напорной магистрали с одним предохранительным клапаном давление настройки пришлось бы выбирать из меньшего значения, которое в нашем случае равно $p_{\text{ф}} = 18 \text{ МПа}$. Меньшее значение давления вызвало бы необходимость применять гидромотор с большим рабочим объемом, чтобы гарантировать расчетный крутящий момент при заданной частоте вращения вала. В ряде случаев это может оказаться нерациональным.

4. ВЫБОР НАСОСА

4.1. Конструкции насосов и их параметры

В насосных станциях транспортных и транспортно-технологических машин применяются насосы разных типов и конструктивных исполнений. Правильный выбор насоса в значительной степени определяет рабочие свойства машины, ее надежность и эффективность

Гидромоторы и насосы объединены общим понятием гидравлических машин. Важным свойством гидравлической машины является ее обратимость: возможность работы в режиме насоса и в режиме гидромотора. Оно обуславливается принципиальной обратимостью процесса преобразования энергии рабочей жидкости в энергию подвижных элементов рабочей камеры у мотора, или наоборот – у насоса. Большинство гидромашин обладает этим свойством. При работе в режиме насоса энергия двигателя машины передается на входной вал насоса, а внутренние механизмы преобразуют вращение вала в циклические изменения объемов рабочих камер. При увеличении объема рабочей камеры она через механизм распределения рабочей жидкости соединяется с всасывающей линией, идущей от гидробака, а при уменьшении объема – с напорной линией, идущей в гидросистему. У обратимых гидравлических машин механизмы преобразования движений и распределения рабочей жидкости идентичны для насосов и моторов.

Рабочая жидкость подается в гидросистему последовательно рабочими камерами порционно, поэтому при небольшой кратности подачи за один оборот пульсации давления меньше у гидравлических машин с нечетным числом рабочих камер [8]. При большой кратности подачи это свойство нивелируется.

На машинах широкое распространение получили аксиально-поршневые насосы серий 200, 300 и 400. Конструктивное их исполнение аналогично гидромоторам (см. рис. 12, 14). Находят применение насосы с объемным регулированием и многосекционные (многопоточные) насосы [1, 6, 8].

В табл. 7 приводятся технические характеристики некоторых типов насосов с наклонным блоком цилиндров.

Таблица 7

**Параметры нерегулируемых аксиально-поршневых насосов
с наклонным блоком цилиндров**

Тип насоса	Рабочий объем, см ³ /об	Номин. рабочее давление, МПа	Номин. частота вращения вала, об/мин	Номин. расход, л/мин	Номин. мощность, кВт	Примечания
207.20	54,8	20	1500	78,1	29,5	
223.20	54,8	20	1800	120	58,8	
224.20	+54,8			+120		
207.25	107,0	20	1200	122	46,1	
223.25	107,0	20	1200	122	98,7	

	+107,0			+122		
207.32	225,0	20	960	205,2	77,5	
311.20	56,0	20	1500	80,6	28,95	
311.25	112	20	1200	129,0	46,3	
311.32	224	20	960	206,4	74,1	

Промышленностью выпускаются для использования на транспортных и транспортно-технологических машинах аксиально-поршневые насосы с наклонным диском (см. также рис. 13 – для аналогичных по конструкции качающего узла гидромоторов). Такой аксиально-поршневой насос показан на рис. 21 (см. также рис. 13 – для аналогичных по конструкции качающего узла гидромоторов).

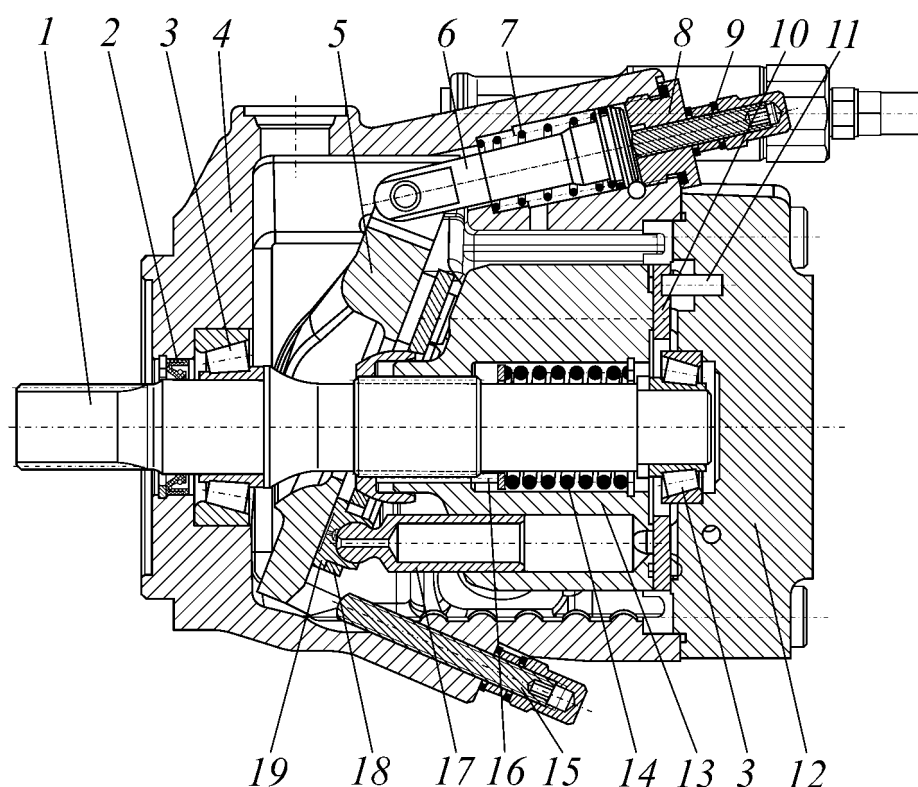


Рис. 21. Аксиально-поршневой насос с наклонным диском серии MVR: 1 – вал; 2 – уплотнительная манжета; 3 – конические радиально-упорные подшипники; 4 – корпус; 5 – наклонный диск (шайба); 6 – тяга; 7, 14 – пружины; 8 – гайка; 9, 15 – винты; 10 – распределительный диск; 11 – штифт; 12 – крышка; 13 – блок цилиндров; 16 – стержни; 17 – поршни; 18 – прижимной диск; 19 – пятники

Путем изменения углового положения наклонного диска 5 с помощью винта 9 и тяги 6 можно регулировать ход поршней 17 (а значит – и рабочий объем насоса). Винтом 15 ограничивается наклон диска 5. Этим самым предотвращается реверсирование потока жидкости при неизменном направлении вращения вала 1. Стержни 16 вместе с пружиной 14 позволяют гаран-

тировать постоянный прижим диска 18 и пятников 19, а также прижим блока 13 к распределительному диску 10. В табл. 8 приводятся основные технические характеристики насосов этой серии.

Таблица 8

**Параметры нерегулируемых аксиально-поршневых насосов
с наклонным диском серии MVR**

Тип насоса	Рабочий объем, см ³ /об	Номин. рабочее давление, МПа	Номин. частота вращения вала, об/мин	Номин. расход, л/мин	Номин. мощность, кВт	Примечания
30-28	28,0	28	3500	42,0	19,6	При $n_n = 1500$ об/мин
30-34	34,8	25	2900	52,0	21,8	- " -
48-45	45,0	28	3000	68,0	31,5	- " -
48-53	53,7	25	2500	81,0	33,6	- " -
60-60	60,0	28	3000	90,0	42,0	- " -
60-72	72,0	28	2700	108,0	50,4	- " -
60-84	84,7	25	2300	127,0	52,9	- " -

В гидросистемах с закрытой циркуляцией рабочей жидкости тягового привода транспортно-технологических машин во многих случаях используются реверсивные регулируемые насосы серии 416. Такие насосы позволяют плавно регулировать скорость движения машины и осуществлять реверс движения, обеспечивая необходимую машине необходимую маневренность. Характеристики этих насосов приведены в табл. 9.

Таблица 9

**Параметры регулируемых, реверсивных аксиально-поршневых насосов
с наклонным диском серии 416**

Тип насоса	Рабочий объем, см ³ /об	Номин. рабочее давление, МПа	Номин. частота вращения вала, об/мин	Номин. расход, л/мин	Номин. мощность, кВт	Примечания
416.0.2	28	40	2000	53,2	25,08	
416.0.7	71	40	2000	134,9	63,5	
416.0.9	90	40	2000	171,0	80,2	

416.0.11	110	40	2000	156,75	73,6	
416.0.12	125	40	2000	178,37	83,6	

Относительная простота конструкции, высокая работоспособность и надежность обусловили широкое применение на практике насосов пластинчатого типа. Они имеют унифицированные с гидромоторами качающие узлы (картриджи, см. рис. 18, 19). Схема пластинчатого насоса показана на рис. 22.

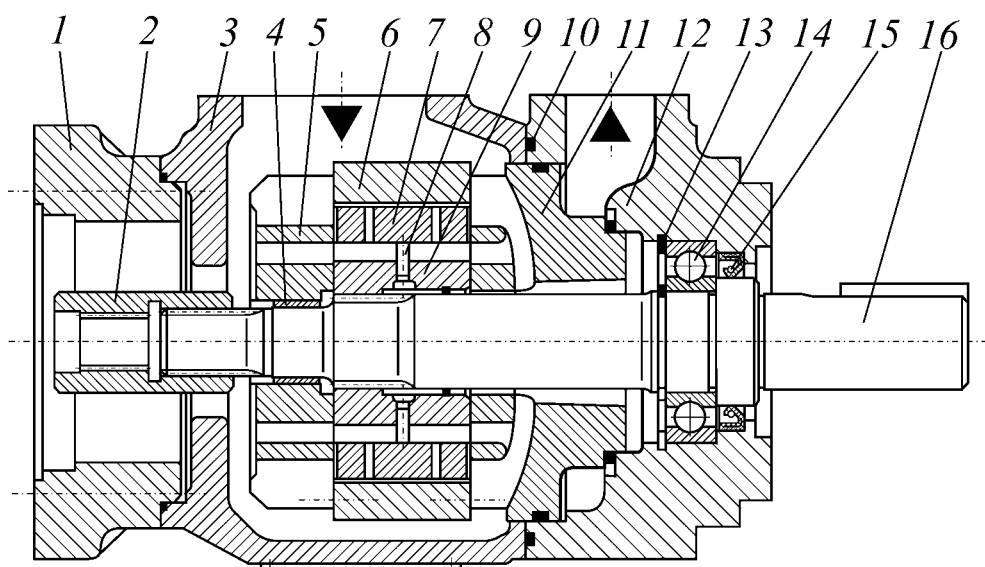


Рис. 22. Односекционный пластинчатый насос с проходным валом фирмы «Parker-Denison»: 1 – переходной фланец для крепления стыкуемого насоса; 2 – муфта; 3 – корпус; 4 – подшипник скольжения; 5 – прижимной диск; 6 – статор картриджа; 7 – пластины; 8 – плунжеры гидростатического прижима пластин к поверхности статора; 9 – ротор; 10 – уплотнительные кольца; 12 – передняя крышка; 13 – стопорные кольца; 14 – шариковый радиальный подшипник; 15 – уплотнительная манжета вала; 16 – проходной вал

При установке через переходной фланец 1 и соединительную муфту 2 дополнительного насоса образуется единая многосекционная гидромашина, которая приводится в движение посредством вала 16. Выпускаются также насосы с непроходным валом. В этом случае вместо фланца 1 устанавливается крышка. Через сверления в роторе 9 кольцевая полость под плунжерами 8 постоянно соединена с напорной линией насоса. Плунжеры прижимают пластины к внутренней поверхности статора 6.

Известно много вариантов конструктивного исполнения пластинчатых насосов. Технические данные некоторых односекционных насосов приведены в табл. 10.

Таблица 10

Параметры пластинчатых односекционных насосов фирмы «Parker-Denison»

Тип насоса	Рабочий объем, см ³ /об	Номин. рабочее давление, МПа	Номин. частота вращения вала, об/мин	Номин. расход, л/мин	Номин. мощность, кВт	Примечания
ТВ-003	8,8	17,5	3500	-	3,3	При $n_n = 1500$ об/мин
ТВ-004	12,8	17,5	3500	-	5,8	- " -
ТВ-005	16,0	17,5	3400	-	7,2	- " -
ТВ-006	20,7	17,5	3400	-	9,2	- " -
ТВ-008	26,1	17,5	3300	-	11,5	
ТВ-009	31,5	17,5	3300	-	13,9	- " -
ТВ-011	35,6	17,5	3200	-	15,7	- " -
ТВ-012	39,7	17,5	3200	-	17,5	- " -
T6CM-B14	46,0	24,0	2800	-	29,5	- " -
T6CM-B17	58,3	24,0	2800	-	36,9	- " -
T6CM-B20	63,8	24,0	2800	-	40,2	- " -
T6CM-B22	70,3	24,0	2800	-	44,1	- " -
T6CM-B25	79,3	24,0	2500	-	49,5	- " -
T6CM-B28	88,8	16,0	2500	-	48,5	- " -
T6CM-B31	100,0	16,0	2500	-	48,5	- " -
T6DM-B35	111,0	21,0	2500	-	68,7	- " -
T6DM-B38	120,3	21,0	2500	-	74,3	- " -
T6DM-B42	136,0	21,0	2200	-	83,7	- " -
T6DM-B45	145,7	21,0	2200	-	89,5	- " -
T6DM-B50	158,0	16,0	2200	-	85,0	- " -

В гидросистемах машин для работы в режимах насоса или гидромотора широко используются шестеренные гидромашины. Их принцип действия поясняется на рис. 23 [1, 2, 8, 16].

При работе в режиме насоса жидкость из всасывающей линии при давлении p_1 поступает в полость А корпуса 3. Вращающиеся шестерни 1, 2 захватывают жидкость во впадины зубьев и транспортируют к отверстию Б. Давление p_2 в напорной линии поддерживается соответствующим предохра-

нительным клапаном гидросистемы. При работе в режиме гидромотора рабочая жидкость под давлением p_1 поступает в полость А. Под действием давления на поверхности зубьев образуются две окружных силы, которые приводят во вращение шестерни 1, 2 и выходной вал, связанный с одной из шестерен. Жидкость передается к сливному отверстию Б во впадинах зубьев. В этом случае p_2 – это давление в сливной линии.

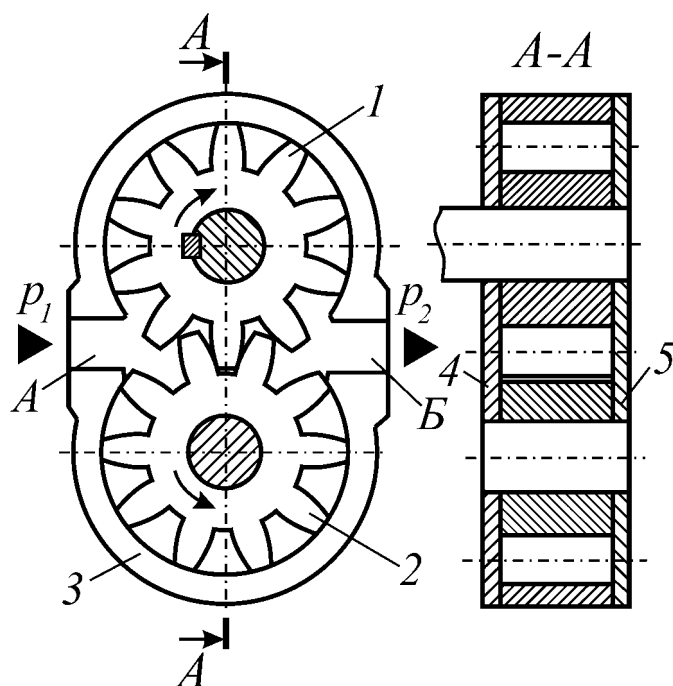


Рис. 23. Схема шестеренной гидромашины с внутренним эвольвентным зацеплением: 1, 2 – шестерни; 3 – корпус; 4, 5 – боковые прижимные диски

По другой схеме шестеренная гидромашина сделана с внутренним зацеплением (рис. 24).

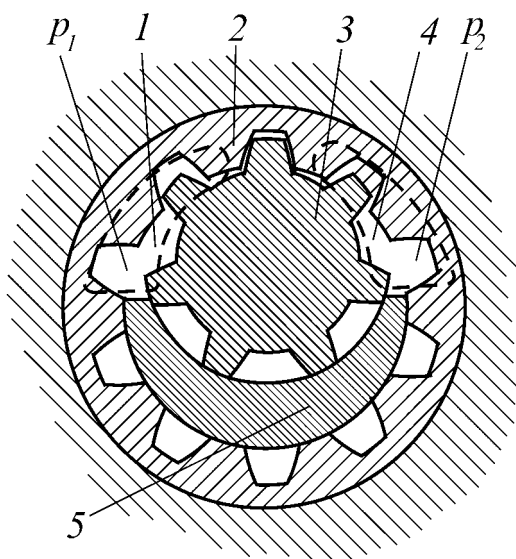


Рис. 24. Шестеренная гидромашина с внутренним зацеплением: 1, 4 – подводящая и отводящая полости; 2 – охватывающая шестерня; 3 – внутренняя шестерня; 5 – уплотняющий серпообразный элемент

При совместном вращении внутренней 3 и охватывающей 2 шестерен рабочая жидкость транспортируется во впадинах зубьев по поверхности уплотняющего серпообразного элемента 5.

В качестве примера приведем данные каталога группы предприятий «Гидросила» (стран СНГ и Балтии) (табл. 11)

Таблица 11

**Параметры шестеренных насосов производства
группы предприятий «Гидросила»**

Тип насоса	Рабочий объем, см ³ /об	Номин. рабочее давление, МПа	Номин. частота вращения вала, об/мин	Номин. расход, л/мин	Номин. мощность, кВт	Примечания
GP5K...	5,0	25	4000	-	-	
GP10K...	10,0	25	3600	-	-	
GP15K...	15,0	25	3600	-	-	
GP20K...	20,0	25	3600	-	-	
GP25K...	25,0	25	3000	-	-	
GP30K...	30,0	25	3000	-	-	
GP-36K...	36,0	25	3000	-	-	
GP40K...	40,0	22	3000	-	-	
GP45K...	45,0	22	3000	-	-	
GP50G...	50,0	20	3000	-	-	
GP56G...	56,0	20	3000	-	-	
GP63G...	63,0	16	3000	-	-	
GP71G...	71,0	16	2400	-	-	
GP80G...	80,0	16	2400	-	-	
GP90G...	90,0	14	2400	-	-	
GP100G...	100,0	20	2400	-	-	
GP112G...	112,0	20	2400	-	-	
GP125G...	125,0	20	2400	-	-	
GP140G...	140,0	20	2200	-	-	
GP150G...	150,0	20	1920	-	-	
GP160G...	160,0	20	1920	-	-	
GP180G...	180,0	20	1920	-	-	
GP190G...	190,0	16	1920	-	-	
GP200G...	200,0	16	1920	-	-	

4.2. Расчет параметров насоса

В примере расчета насосы Н1 и Н2 (см. рис. 1) отличаются по параметрам, поэтому выбираем их независимо.

Гидроцилиндр требует расхода $Q_{ц} = 75,4$ л/мин.

Расход масла гидромотором:

$$Q_{м} = \frac{V_{рм} \cdot n_{м}}{\eta_{об} \cdot 10^3} = \frac{107 \cdot 2100,8}{0,98 \cdot 10^3} = 229,4 \text{ л/мин.} \quad (12)$$

В качестве насоса Н1 выбираем аксиально-поршневой насос типа 210.20.11.21 с рабочим объемом $54,8 \text{ см}^3/\text{об}$, а в качестве насоса Н2 – также аксиально-поршневые насосы типа 210.25.12.21 с общим рабочим объемом $107 + 107 = 214 \text{ см}^3/\text{об}$. При этом необходимо использовать 2 насоса, работающих параллельно [6].

В номинальном режиме насос Н1 обеспечивает подачу $78,1$ л/мин, а два насоса Н2 – подачу $122 + 122 = 244$ л/мин.

Требуемая частота вращения вала насоса Н1 по требуемой для работы гидроцилиндра подаче масла:

$$n_{н} = \frac{Q_{н} \cdot 10^3}{V_{рн} \cdot \eta_{об}} = \frac{75,4 \cdot 10^3}{54,8 \cdot 0,98} = 1404,0 \text{ об/мин.} \quad (13)$$

Требуемая частота вращения валов насосов Н2 по требуемой для работы гидромотора подаче масла:

$$n_{н} = \frac{Q_{н} \cdot 10^3}{V_{рн} \cdot \eta_{об}} = \frac{229,4 \cdot 10^3}{214,0 \cdot 0,98} = 1093,8 \text{ об/мин.} \quad (14)$$

При давлении в напорных линиях 20 МПа насос Н1 имеет номинальную частоту вращения 1920 об/мин , а спаренные насосы Н2 – 1500 об/мин . Насосы имеют некоторые запасы по загрузке, что будет способствовать увеличению ресурса гидросистемы и машины, а также снижается вероятность отказа гидросистемы и приводимой машины при кратковременных возможных перегрузках или пиковых нагрузках, связанных с переключениями гидроаппаратов. Как известно, при переключениях аппаратов имеют место забросы давления вследствие гидроударов. Соответствующую конструкцию должна иметь раздаточная коробка привода насосов.

Для подбора первичного двигателя (чаще всего – дизеля) и расчета параметров раздаточного редуктора привода насосов гидросистемы транспортно-технологической машины необходимо знать потребную мощность на привод всех насосов.

Мощность привода насоса Н1:

$$N_n = \frac{Q_n \cdot p_n}{60 \cdot 10^3 \eta_{об}} = \frac{75,4 \cdot 18 \cdot 10^6}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,97} = 23320 \text{ Вт} = 23,3 \text{ кВт.} \quad (15)$$

Общая мощность привода спаренных насосов Н2:

$$N_n = \frac{Q_n \cdot p_n}{60 \cdot 10^3 \eta_{об}} = \frac{229,4 \cdot 20 \cdot 10^6}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,97} = 78832 \text{ Вт} = 78,8 \text{ кВт.} \quad (16)$$

5. ВЫБОР ГИДРОАППАРАТУРЫ И РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

5.1. Выбор гидроаппаратуры

Для выбора по каталогам гидроаппаратов необходимо, прежде всего, оценить их возможность использования по действующему в гидросистеме давлению рабочей жидкости и ее расходу. Необходимо учесть расходные характеристики гидроаппарата $\Delta p = f(Q)$, где Δp - перепад давлений между входным и выходным отверстиями, МПа; Q – расход рабочей жидкости через аппарат, л/мин. Расходные характеристики аппаратов приводятся в каталогах. В рабочем режиме необходимо обеспечить определенный запас расходной характеристики, чтобы не замедлять работу гидродвигателя по отношению к требуемым скоростным характеристикам машины. Пример расходных характеристик для некоторых типов гидрораспределителей приведен на рис. 25 [18].

Данные приведены для кинематической вязкости рабочей жидкости (минерального масла) 30-35 сСт. При других значениях вязкости расходные характеристики распределителей будут отличаться. По мере прогрева рабочей жидкости во время работы гидропривода, ее кинематическая вязкость уменьшается, уменьшаются соответственно гидравлические сопротивления движению жидкости через аппарат. В курсовой работе, в первом приближении, изменения вязкости можно не учитывать.

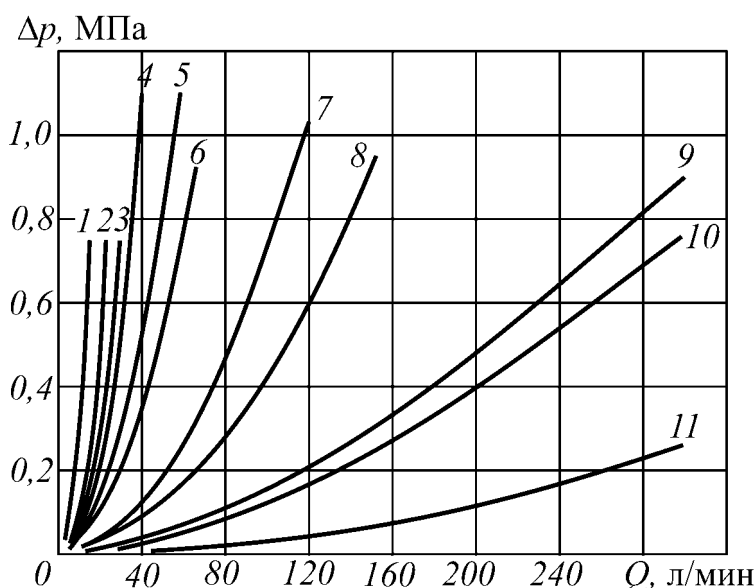


Рис. 25. Зависимость полных потерь давления Δp от расхода Q рабочей жидкости в распределителях: 1 – ПЕ6, схема 34; 2 – В6, схема 64; 3 – В6, схема 34; 1Р6, схема 67; В10, схема 64; Р103В, схема 64; 4 – 1Р6, схема 34; 5 – В10, схема 34; Р103В, схема 34; 6 – 1Р10, схемы 34 и 64; 7 – В16, схема 64; 8 – В116, схема 34; 9 – 2Р203, схемы 34 и 64; 10 – 1Р203, схемы 34 и 64; 11 – 1Р323, схемы 34 и 64

Данные характеристик подобранных аппаратов сводим в табл. 12.

Таблица 12

Технические характеристики аппаратов гидросистемы (схема рис. 2, а)

Поз. обозн. на схеме	Обозначение аппарата	Расход, л/мин		Давление, МПа			Примеч.
		Расч., Q_p	Номин., Q_n	Расч., p_p	Номин., p_n	Потеря, Δp	
Ф1	ФВСМ 32-80/0,25	75,4	80	18,0	-	0,007	ТУ2-053-1855-87
КО1	1МКО 20/20	75,4	160	18,0	20	0,3	ТУ2-053-1841-87
Р1	1Р203-АЛ-1-44-Г24 УХЛ4	75,4	150	18,0	32	0,2	ТУ2-053-1846-87
КП1	МПКВ 20/3С3П2.24 УХЛ4	75,4	160	18,0	32	-	ТУ2-053-1737-85
АТ1	НРА12 №241203	75,4	120	-	2	0,09	ЗАО «Гидра-Пак Холдинг»
Ф2	ОМТФ171С25NA	123,7	214	-	0,3	0,17	АР Гидравлика
Ф3	ФВСМ 80-80/0,25	229,4	320	20,0	-	0,007	ТУ2-053-1855-87
КО2	1МКО 32/20	229,4	400	20,0	20	0,3	ТУ2-053-1841-87
Р2	1Р323-АЛ-1-44-Г24 УХЛ4	229,4	400	20,0	32	0,14	ТУ2-053-1846-87

КП2	МПКВ 32/3С3П2.24 УХЛ4	229,4	320	20,0	32	-	ТУ2-053- 1737-85
АТ2	НРА42 №244203	229,4	220	-	2	0,14	ЗАО «Гидра- Пак Хол- динг»
Ф4	ОМТФ221С25НА	229,4	276	-	0,3	0,17	АР Гид- равлика

5.2. Расчет трубопроводов

В соответствии с принципиальной схемой (рис. 2, а), гидросистема привода гидроцилиндра Ц1 и гидромотора М1 разделена на две подсистемы, объединенные общим баком. Всасывающая линия подсистемы начинается с отверстия конца трубопровода, погруженного ниже уровня рабочей жидкости в баке, и заканчивается у входного отверстия насоса Н1, Н2. В линии установлен всасывающий фильтр Ф1, Ф3. Напорная линия начинается у напорного отверстия насоса и заканчивается у входного отверстия гидроцилиндра или гидромотора. Она проходит через обратный клапан КО1, КО2 и гидрораспределитель Р1, Р2. От напорной линии сделана отводная линия, проходящая через предохранительный клапан КП1, КП2. И, наконец, сливная линия начинается от выходного отверстия гидроцилиндра или гидромотора М1, проходит через гидрораспределитель Р1, Р2, маслоохладитель АТ1, АТ2, сливной фильтр Ф2, Ф4 и заканчивается сливным отверстием конца трубопровода, погруженного в рабочую жидкость бака.

Основной параметр элементов гидросистемы – диаметр условного прохода D_y . Он примерно равен внутреннему диаметру трубы. Другой параметр – максимальный расход Q_T

Диаметр трубопровода, мм, рекомендуется определять по формуле [6, 11, 12, 18]:

$$d_T = 10 \times \sqrt{\frac{2Q_T}{3\pi V_T}}, \quad (17)$$

где Q_T – максимальный расход масла, л/мин; V_T – скорость движения рабочей жидкости по трубопроводу, м/с.

Допустимая максимальная скорость движения жидкости в напорном трубопроводе зависит от давления нагнетания. Она приведена в таблице:

Таблица 13

p_n , МПа	2,6	6,3	16	32	63	100
V , м/с	2,0	3,2	4,0	5,0	6,3	10,0

Допустимые скорости: для сливных магистралей $V_c \leq 2,0$ м/с; для всасывающих магистралей $V_b \leq 1,2 - 1,6$ м/с.

При расчете внутреннего диаметра сливного трубопровода учитывается, что при подаче масла в штоковую полость гидроцилиндра из поршневой полости будет большой расход:

$$Q_{ис} = Q_{ц} \cdot \varphi^2 / (\varphi^2 - 1), \quad (18)$$

где $\varphi = D/d$. В нашем случае $\varphi = 1,6$.

По расчету, расход масла при выдвигании штока гидроцилиндра $Q_{ц} = 75,4$ л/мин, тогда $Q_{ис} = 123,7$ л/мин.

По (17) определим предварительные диаметры трубопроводов и результаты приведем в табл. 14.

Таблица 14

Результаты расчетов режима течения рабочей жидкости в трубопроводах

Трубопровод	Предварительный расчет			Уточненный расчет	
	Расход рабочей жидкости, л/мин	Скорость течения рабочей жидкости, м/с	Внутренний диаметр, мм	Фактич. внутр. диаметр, мм <u>Труба</u> Рукав	Фактич. скорость течения раб. жидкости, м/с <u>Труба</u> Рукав
Всасывающий (гидроцилиндр)	75,4	1,4	33,8	<u>34,0</u> -	<u>1,38</u> -
Всасывающий (гидромотор)	229,4	1,4	59,0	<u>61,0</u> -	<u>1,31</u> -
Напорный (гидроцилиндр)	75,4	4,0	20,0	<u>20,0</u> 20,0	<u>4,00</u> 4,00
Напорный (гидромотор)	229,4	4,0	34,9	<u>35,0</u> 38,0	<u>3,98</u> 3,37

Сливной (гидроци- линдр)	123,7	1,8	38,2	$\frac{39,0}{-}$	$\frac{1,73}{-}$
Сливной (гидромотор)	229,4	1,8	52,0	$\frac{53,0}{-}$	$\frac{1,73}{-}$

Максимально допускаемая скорость движения рабочей жидкости для напорного трубопровода найдем по линейной интерполяции данных табл. 13:

$$V_n = V_1 + \frac{p_n - p_1}{p_2 - p_1} (V_2 - V_1). \quad (19)$$

где p_1, p_2, V_1, V_2 – значения давления и скорости движения рабочей жидкости из смежных столбцов; p_n – расчетное давление в напорной линии. Для подсистемы гидроцилиндра $p_n = 18$ МПа, а для подсистемы гидромотора $p_n = 20$ МПа. Получены значения: для гидроцилиндра $V_n = 4,13$ м/с (принято $V_n = 4,0$ м/с), а для гидромотора $V_n = 4,0$ м/с.

Далее произведем подбор стальных труб из стандартных сортментов. В сортаментах труб приводится наружный диаметр $d_{нар}$ и толщина стенок δ . Толщина стенок, мм определяется по формуле:

$$\delta = \frac{p_n d_n}{2[\sigma_p]}, \quad (20)$$

где d_n – расчетный внутренний диаметр напорного трубопровода, мм; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения стенки трубы, МПа.

Выбираем материал трубопроводов сталь 20 ГОСТ 1050. Предел прочности трубопровода выбираем по пределу текучести стали $\sigma_T = 245$ МПа. Допускаемое напряжение стенки рекомендуется определять по зависимости:

$$[\sigma_p] = 0,3\sigma_T = 0,3 \cdot 245 = 73,5 \text{ МПа}. \quad (21)$$

Для напорного трубопровода примем стальные прецизионные трубы в соответствии с ГОСТ 9567. При выборе размеров трубопровода значения можно выбирать по табл. 15.

Основные размеры стальных прецизионных труб по ГОСТ 9567

Наружный диаметр $d_{\text{нар}}$, мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр $d_{\text{нар}}$, мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр $d_{\text{нар}}$, мм	Толщина стенки δ , мм
4	0,2 – 1,2	20 - 24	0,2 – 6	45; 48	0,3 – 10
5	0,2 – 1,5	25; 26	0,2 – 7	50 – 60	0,3 – 12
6	0,2 – 2	27	0,2 – 9	63 – 100	0,8 – 12
7 – 9	0,2 – 2,5	28	0,2 – 7	102 – 240	1 – 32
10 – 12	0,2 – 3,5	30 – 36	0,2 – 8	250 – 500	1,5 – 32
13; 14	0,2 – 4	38; 40	0,2 – 9	530 – 600	2 – 32
15 – 19	0,2 - 5	42	0,3 – 9	630; 710	2,8 – 32

В указанных пределах

- наружный диаметр трубы, мм, можно выбирать из ряда:

7; 8; 9; 10; 11; 12; 15; 16; 18; 19; 20; 21; 22; 23; 24; 30; 32; 34; 35; 36; 50; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 95; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 140; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 273; 325; 351; 377; 402; 426; 450; 480; 500; 530; 560; 600,

-толщину стенки, мм, из ряда: 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,8; 1; 1,2; 1,5; 1,8; 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3; 3,2; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 28; 30; 32.

Минимальный наружный диаметр трубы напорного трубопровода, мм:

$$d_{\text{нар}} = d_{\text{н}} + 2\delta.$$

Для всасывающих и сливных трубопроводов применим трубы стальные бесшовные холоднодеформированные по ГОСТ 8734. В этих трубопроводах действует незначительное давление, поэтому толщину стенок трубы δ , мм выбираем из конструктивных соображений: для всасывающего трубопровода $\delta_{\text{вс}} = 1$ мм, а для сливного – $\delta_{\text{сл}} = 1,5$ мм.

Основные размеры бесшовных холоднодеформированных труб по ГОСТ 8734 приведены в табл. 16.

Таблица 16

Основные размеры стальных бесшовных холоднодеформированных труб по ГОСТ 8734

Наружный диаметр $d_{\text{нар}}$, мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр $d_{\text{нар}}$, мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр $d_{\text{нар}}$, мм	Толщина стенки δ , мм
5	0,3 – 1,5	24	0,4 – 6,5	100 – 108	1,5 – 18
6	0,3 – 2	25 – 28	0,4 – 7	110 – 130	1,5 – 22
7 – 9	0,3 – 2,5	30 – 36	0,4 – 8	140; 150	1,6 – 22
10 – 12	0,3 – 3,5	38; 40	0,4 – 9	160	2 – 22
13 – 15	0,3 – 4	42	1 – 9	170; 180	2 – 24
16 – 19	0,3 – 5	45; 48	1 – 10	190	2,8 – 24
20	0,3 – 6	50 – 75	1 – 12	200 – 220	3 – 24
21 – 23	0,4 – 6	80 – 95	1,2 – 12	240; 250	4,5 – 24

В указанных пределах:

- наружный диаметр трубы, мм, выбирать из ряда:

7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 21; 22; 23; 25; 26; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 50; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 80; 83; 85; 89; 90; 95; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 200; 220;

- толщину стенки, мм, из ряда: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3; 3,2; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24

Окончательные результаты расчета размеров трубопроводов гидросистемы сведены в табл. 17.

Таблица 17

Результаты расчета и выбора стальных трубопроводов гидросистемы

Трубопровод	Расчетная толщина стенки, δ , мм	Фактич. толщина стенки, δ_f , мм	Фактич. наружный диаметр, $d_{\text{нарф}}$, мм	Обозначение трубы по ГОСТу
Всасывающий (гидроцилиндр)	1,0	1,0	36,0	Труба $\frac{36 \times 1 \text{ ГОСТ 8734}}{B20 \text{ ГОСТ 8733}}$
Всасывающий (гидромотор)	1,0	1,0	63,0	Труба $\frac{63 \times 1 \text{ ГОСТ 8734}}{B20 \text{ ГОСТ 8733}}$

Напорный (гидроцилиндр)	2,45	2,5	25,0	Труба $\frac{25\text{п} \times 2,5 \text{ ГОСТ 9567}}{\text{В20 ГОСТ 8733}}$
Напорный (гидромотор)	4,76	5,0	45,0	Труба $\frac{45\text{п} \times 5 \text{ ГОСТ 9567}}{\text{В20 ГОСТ 8733}}$
Сливной (гид- роцилиндр)	1,5	1,5	42,0	Труба $\frac{42 \times 1,5 \text{ ГОСТ 8734}}{\text{В20 ГОСТ 8733}}$
Сливной (гид- ромотор)	1,5	1,5	56,0	Труба $\frac{56 \times 1,5 \text{ ГОСТ 8734}}{\text{В20 ГОСТ 8733}}$

После определения параметров трубопроводов уточним скорость движения рабочей жидкости по трубам, м/с:

$$V_{\text{т}} = \frac{4Q_{\text{т}}}{\pi d_{\text{вн}}^2}, \quad (22)$$

где $Q_{\text{т}}$ – расход рабочей жидкости в трубопроводе (всасывающем, напорном или сливном), м³/с; $d_{\text{вн}}$ – фактический внутренний диаметр соответствующего трубопровода, м.

Если выразить $Q_{\text{т}}$ в л/мин, а $d_{\text{вн}}$ в мм, то скорость движения рабочей жидкости по трубопроводу, м/с:

$$V_{\text{т}} = \frac{2 \cdot 10^{-2} Q_{\text{т}}}{3\pi d_{\text{вн}}^2}, \quad (23)$$

Результаты расчетов представляем в табл. 14. Внутренние диаметры рукавов в таблице выбраны из параметрического ряда ГОСТ 25452.

Гибкие трубопроводы или рукава используются для подачи и отвода рабочей жидкости к перемещающимся относительно базовой конструкции машины элементам гидросистемы, например – к гидроцилиндрам. Действующее в гибких трубопроводах давление рабочей жидкости и расчетный внутренний диаметр позволяют по каталогам подобрать необходимый рукав [6, 17, 18]. Конструкции некоторых рукавов высокого давления показаны на рис. 26.

Схема *a* позволяет производить разборку наконечника, например, в случае износа или повреждения резинового рукава 6. Перед монтажом рукава срезается верхний слой резины на длину L . Муфта 5 имеет специальную ле-

вую трапецеидальную резьбу, что позволяет обжимать конец рукава во время монтажа. Рукава такого типа используются при рабочем давлении до 10 МПа.

Рукава по схемам *в* и *г* изготавливаются путем обжима муфт 5 на специальном оборудовании. Они позволяют использовать большее рабочее давление (20 МПа и выше).

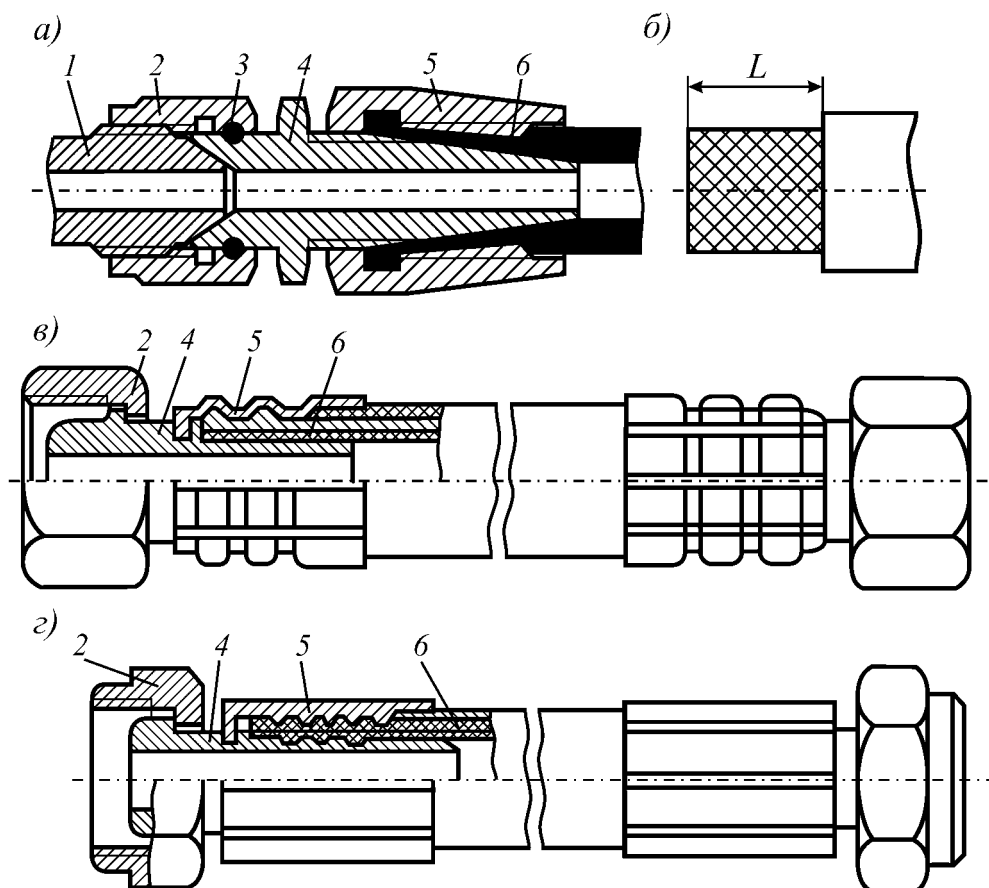


Рис. 27. Устройство рукавов высокого давления (шлангов): *а)* с разъемным накопником (фитингом); *б)* срезка верхнего слоя резины на длину L перед монтажом; *в)* навивочной конструкции; *г)* навивочной конструкции по ТУ 22-4756-80: 1 – штуцер на сопрягаемой части машины; 2 – накидная гайка; 3 – стальное кольцо; 4 – ниппель; 5 – муфта; 6 – многослойный резиновый рукав с металлическими оплетками

При движении рабочей жидкости по трубопроводам возникают дополнительные потери давления, обусловленные местными и линейными сопротивлениями. Их можно определить только после конструктивной разработки машины и гидросистемы. В курсовой работе предлагается по данным в задании длинам трубопроводов найти только линейные потери давления.

Примем в качестве гидравлической жидкости масло МГЕ-46В, для которого $\nu_{50} = 46$ сСт – кинематическая вязкость.

Определим далее безразмерный коэффициент Рейнольдса (Re) для трубопроводов круглого сечения [2, 3, 6, 11, 18]:

$$Re = \frac{V_T d_T}{\nu}, \quad (24)$$

где V_T – скорость движения рабочей жидкости по трубопроводу, м/с; d_T – диаметр трубопровода, м; ν – кинематическая вязкость масла, м²/с. С учетом того, что 1 м²/с = 10⁶ сСт (мм²/с) и 1 м = 1000 мм, формулу (24) запишем так:

$$Re = 1000 \frac{V_T d_T}{\nu}. \quad (25)$$

Результаты вычислений уточненных значений числа Рейнольдса сводим в таблицу:

Таблица 18

Результаты расчетов линейных потерь давления движущейся рабочей жидкости в трубопроводах

Трубопровод	Длина, м	Число Re	Режим течения жидкости	Коэффициент гидравлического трения, λ	Линейные потери давления, $\Delta p \times 10^{-3}$, МПа
<u>Труба</u> <u>Рукав</u>	<u>Труба</u> <u>Рукав</u>	<u>Труба</u> <u>Рукав</u>	<u>Труба</u> <u>Рукав</u>	<u>Труба</u> <u>Рукав</u>	<u>Труба</u> <u>Рукав</u>
Всасывающий (гидроцилиндр)	<u>3,5</u> -	<u>1020</u> -	<u>Ламинарный</u> -	<u>0,0735</u> -	<u>6,484</u> -
Всасывающий (гидромотор)	<u>3,5</u> -	<u>1737</u> -	<u>Ламинарный</u> -	<u>0,0432</u> -	<u>1,914</u> -
Напорный (гидроцилиндр)	<u>7,1</u> <u>1,0</u>	<u>1739</u> <u>1739</u>	<u>Ламинарный</u> <u>Турбулентный</u>	<u>0,0431</u> <u>0,0489</u>	<u>110,16</u> <u>17,60</u>
Напорный (гидромотор)	<u>7,1</u> <u>1,0</u>	<u>3028</u> <u>2784</u>	<u>Турбулентный</u> <u>Турбулентный</u>	<u>0,0248</u> <u>0,0435</u>	<u>35,86</u> <u>5,85</u>
Сливной (гидроцилиндр)	<u>6,8</u> -	<u>1467</u> -	<u>Ламинарный</u> -	<u>0,0511</u> -	<u>12,00</u> -
Сливной (гидромотор)	<u>6,8</u> -	<u>1993</u> -	<u>Ламинарный</u> -	<u>0,0376</u> -	<u>0,955</u> -

Для стальных трубопроводов примем критическое значение числа Рейнольдса $Re_{кр} = 2300$, а для прямых участков шлангов $Re_{кр} = 1600$ [2, 3, 6, 11, 18].

При работе гидропривода предпочтительным является ламинарный режим течения жидкости. При турбулентном режиме возникают пульсации давления, увеличивается сопротивление движению жидкости. Как показывает расчет, может возникнуть необходимость решать оптимизационную задачу подбора размеров трубопровода, качества его внутренней поверхности, подбора рабочей жидкости с оптимальной кинематической вязкостью. Такая задача в курсовой работе не ставится. «Чистый» ламинарный режим течения жидкости в гидроприводе достигнуть сложно. Всегда будут возмущения.

Линейные потери давления, МПа в гидрوليниях обычно определяются по формуле Дарси [2, 3, 6, 11, 18]:

$$\Delta p = 10^{-3} \lambda \frac{l_T}{d_T} \cdot \frac{V_T^2 \rho_{рж}}{2}, \quad (26)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, или коэффициент Дарси;

l_T – длина участка трубы, для которого определяются потери давления на трение, м; d_T – диаметр трубы, мм; V_T – скорость движения жидкости по трубопроводу, м/с; $\rho_{рж}$ – плотность жидкости, кг/м³. Примем $\rho_{рж} = 900$ кг/м³.

При ламинарном режиме течения коэффициент сопротивления трения:

$\lambda = 75/Re$ – для жестких труб; $\lambda = (75 - 85)/Re$ – для прямолинейных участков резинометаллических рукавов.

При турбулентном режиме течения коэффициент сопротивления трения, считая трубопровод гидравлически гладким: $\lambda = 0,316/Re^{0,25}$.

Результаты расчетов приводятся в табл. 18. По результатам можно сделать вывод, что потери давления на трение жидкости о стенки трубопроводов по отношению к другим потерям давления относительно малы и в предварительных расчетах их можно не учитывать.

6. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО БАКА И СИСТЕМЫ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ

Тепловой режим работы гидропривода зависит от: его КПД; энергии, подводимой от трансмиссии и рассеиваемой в окружающую среду; конструкции гидропривода, и, прежде всего, гидробака; системы охлаждения (естественной или принудительной).

Исходя из необходимости восполнять изменение объема рабочей жидкости при работе гидропривода и рассеивать в окружающую среду тепла выбирается емкость гидробака.

В общем случае, рекомендуется объем бака выбирать по формуле [11]:

$$V_{гб} = (2 - 3)Q_n, \quad (27)$$

где Q_n – суммарная расчетная подача насосов; $Q_n = 75,4 + 229,4 = 304,8$ л/мин. Тогда $V_{гб} = 3 \cdot 304,8 = 914,4$ л. Принимаем $V_{гб} = 920$ л = $0,92$ м³.

Предварительно считаем, что теплообмен с окружающей средой производится через стенки.

Интенсивность теплообмена с окружающей средой зависит от соотношения $F_{гб}/V_{гб}$. Площадь поверхности теплоотдачи гидробака, считая, что он заполнен маслом на 0,8 высоты, м²:

$$F_{гб} = 0,065\sqrt[3]{V_{гб}^2} = 0,065\sqrt[3]{920^2} = 6,15 \text{ м}^2. \quad (28)$$

Количество тепла, выделяемого в гидросистеме в целом за 1 с, кВт::

$$N_{\tau} = p_p \frac{Q_n}{60} \left(\frac{1}{\eta_n} - k_{\tau} \right), \quad (29)$$

где p_p - рабочее давление в гидросистеме, МПа; Q_n – подача насосов, л/мин; η_n – КПД гидропередачи, $\eta_n = 0,8$; k_{τ} – коэффициент загрузки насосов. Примем: $k_{\tau} = 0,8$.

Произведем расчет отдельно для подсистемы привода гидроцилиндра и гидромотора (рис. 1, а). Результаты расчетов приводятся в табл. 19

Таблица 19

Результаты расчета теплового баланса гидросистемы

Наименование параметра	Гидросистема		Общая гидросистема
	Привода гидроцилиндра Ц1	Привода гидромотора М1	
Рабочее давление, p_p , МПа	18	20	-
Подача насоса Q_n , л/мин	75,4	229,4	304,8
КПД гидропередачи	0,8	0,8	-

Коэффициент загрузки насоса, k_t	0,8	0,8	-
Мощность выделяемого теплового потока, N_T , кВт	10,18	34,41	44,59
Мощность рассеиваемого через стенки бака теплового потока без обдува $N_{Tб}$, кВт	-	-	5,38
Мощность рассеиваемого через стенки бака теплового потока при обдуве N_{To} , кВт	-	-	19,99
Мощность рассеиваемого теплообменником теплового потока $N_{ат}$, кВт	6,65	23,5	30,15

Количество тепла, которое может быть рассеяно через стенки гидробака, кВт:

$$N_{Tб} = K_б \cdot F_{гб} \cdot \Delta T, \quad (30)$$

где $K_б$ – коэффициент рассеяния тепла гидробаком: $K_б = 0,0175$ кВт/(м²·град) – рекомендуется в среднем для бака без обдува и $K_б = (0,06 – 0,07)$ кВт/(м²·град) – при наличии обдува бака; $\Delta T = 50$ – расчетный перепад температур жидкости и окружающего воздуха;

Характеристики теплообменника из каталога ЗАО «ГидраПак Холдинг» показаны на рис. 27.

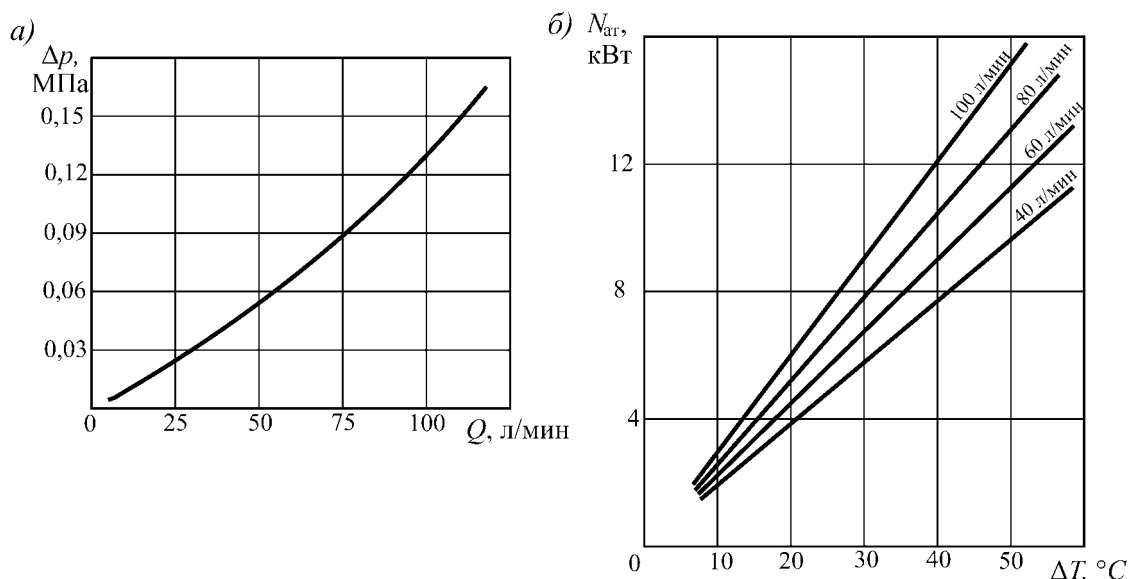


Рис. 28. Характеристики теплообменника HPA12 №241203: а – потери давления Δp от расхода рабочей жидкости Q ; б – мощность отводимого теплового потока $N_{ат}$ от перепада температур с окружающей средой ΔT при разных величинах расхода Q

Обработка графиков (б) позволяет построить характеристику при расходе $Q_n = 75,4$ л/мин: $N_{ат} = 0,133 \cdot \Delta T$, кВт. Для теплообменника НРА42 №244203 при расходе $Q_n = 229,4$ л/мин: $N_{ат} = 0,470 \cdot \Delta T$, кВт. Результат расчета при $\Delta T = 50$ °С приводится в табл. 19.

Как видно из таблицы, система теплообмена должна обеспечить мощность потока рассеяния тепла 44,59 кВт. При расчетных параметрах гидробака не обеспечивается достаточный теплообмен через его стенки при естественной и принудительной вентиляции. Необходимо применить теплообменные аппараты. При естественной циркуляции воздуха вокруг бака общая мощность потока рассеяния тепла $5,38 + 6,65 + 23,5 = 35,53$ кВт < 44,59 кВт – в расчетных условиях будет происходить перегрев рабочей жидкости. В случае дополнительной циркуляции воздуха вокруг бака указанная мощность составит $19,99 + 6,65 + 23,5 = 50,14$ кВт > 44,59 кВт – гарантируется расчетный тепловой режим гидросистемы.

Список рекомендуемой литературы

1. Атлас гидромашин и гидропередат: Учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов / Б.М. Бим-Бад, М.Г. Кабаков, В.Н. Прокофьев и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 136 с.
2. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1971. – 380 с.
4. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы: Учеб. пособие для вузов. – Киев: Вища школа, 1980. – 232 с.
5. Вавилов А.В. Проектирование гидроприводов строительных и дорожных машин: Учебно-методическое пособие, - Минск: БНТУ, 2012. – 74 с.
6. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
7. Ватулин Я.С. Силовые гидроцилиндры подъемно-транспортных, путевых и строительных машин. Проектирование и расчет / Я.С. Ватулин, С.К. Коровин, В.А. Попов, М.А. Кульков. – СПб: ПГУПС, 2003. – 110 с.

8. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи / А.Ф. Андреев, Л.В. Барташевич, Н.В. Богдан и др. / Под ред. В.В. Гуськова. – Минск: Вышэйшая школа, 1987. – 312 с.
9. Корпачев В.П. Основы проектирования объемного гидропривода: Учеб. пособие / В.П. Корпачев, А.А. Андрияс, А.И. Пережилин. - Красноярск: Сиб. ГТУ, 2012. – 164 с.
10. Лагереv А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники. Учеб. пособие. – Брянск: БГТУ, 2006. – 232 с.
11. Лозовецкий В.В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин: Учебное пособие. – СПб: Изд. Лань, 2012. – 555 с.
12. Остренко С.А., Пермяков В.В. Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования: практикум – Владивосток: Изд-во ВГУЭС, 2010. – 128 с.
13. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
14. Путевые машины. Учебник / М.В. Попович, В.М. Бугаенко, Б.Г. Волковой и др; Под ред. М.В. Поповича и В.М. Бугаенко. – ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2009. – 820 с.
15. Речкин С.В., Матяш С.П. Гидравлические системы мобильных машин: Учебн. пособие / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т. – Новосибирск, 2005. – 92 с.
16. Савин И.Ф. Гидравлический привод строительных машин. – М.: Стройиздат, 1974. – 240 с.
17. Свешников В.К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 1. Насосы и гидродвигатели, Книга 2. Гидроаппаратура, Книга 3 Вспомогательные элементы гидропривода: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. – М.: ООО Изд. центр «Техинформ» МАИ, 2001, 2002, 2003. – 360 с., 508 с., 445 с.
18. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.

Содержание

Введение	3
1. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ	3
2. ВЫБОР ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ ГИДРОСИСТЕМЫ	6
3. ВЫБОР И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЦИЛИНДРА	8
3.1. Конструкции гидроцилиндров и их параметры	8
3.2. Расчет параметров гидроцилиндра	11
4. ВЫБОР ГИДРОМОТОРА	16
4.1. Гидромоторы и их параметры	17
4.2. Расчет параметров гидромотора	30
5. ВЫБОР НАСОСА	32
5.1. Конструкции насосов и их параметры	32
5.2. Расчет параметров насоса	40
6. ВЫБОР ГИДРОАППАРАТУРЫ И РАСЧЕТ ТРУБОПРОВО- ДОВ	41
6.1. Выбор гидроаппаратуры	41
6.2. Расчет трубопроводов	43
7. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО БАКА И СИСТЕМЫ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ	51
Список рекомендуемой литературы	54

Учебное издание

ВОЛКОВОЙНОВ БОРИС ГАВРИИЛОВИЧ

**ВЫБОР ЭЛЕМЕНТОВ И РАСЧЕТ РАБОЧИХ
ПАРАМЕТРОВ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ТРАНСПОРТНОЙ ИЛИ
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ**

Учебное пособие

Редактор и корректор
Компьютерная верстка

План 2014 г., №
Лицензия ИД 01624 от 19.04.2002 г.

Подписано в печать с оригинал-макета
Формат 60x84 1/16. Бумага для множ. апп. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 3,2. Тираж 100.
Заказ 314.

ФГБОУ ВО ПГУПС. 190031, СПб, Московский пр., д. 9.
Типография ФГБОУ ВО ПГУПС. 190031, СПб, Московский пр., д. 9.