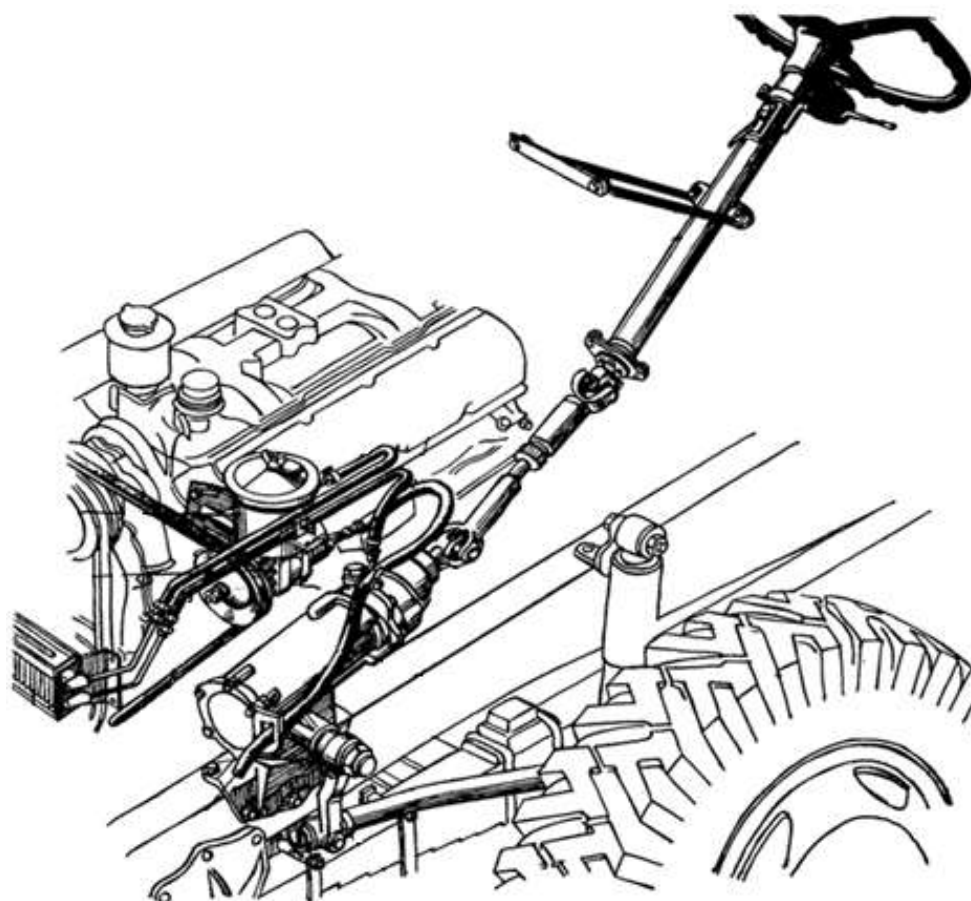




МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ТРАНСПОРТНЫХ И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ
И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ
СИСТЕМЫ ТРАНСПОРТНЫХ И
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

*Допущено Федеральным УМО по укрупненной группе специальностей
и направлений подготовки 23.00.00 – «Техника и технологии наземного
транспорта» в качестве учебного пособия для обучающихся по специальности:
23.05.02 «Транспортные средства специального назначения»,
уровень образования – «специалитет» и направлению подготовки
23.03.03 – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»,
уровень образования – «бакалавриат»*

МОСКВА
МАДИ
2017

УДК 629.3-8-503.54
ББК 39.12:34.447
Г464

Рецензенты:

профессор кафедры 702, Московского авиационного института
(национального исследовательского университета),
д-р техн. наук, проф. *С.А. Ермаков*;
заведующий кафедрой «Технология машиностроения»
ФГБОУ ВО «МГТУ «СТАНКИН», д-р техн. наук, проф. *Кутин А.А.*;
декан конструкторско-механического факультета МАДИ,
д-р техн. наук, проф. *Борисевич В.Б.*

Авторский коллектив:

В.В. Буренин, Г.С. Мазлумян, Л.А. Пресняков,
Г.О. Трифонова, О.И. Трифонова, Р.В. Чайка

Г464 Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования: учебное пособие / В.В. Буренин, Г.С. Мазлумян, Л.А. Пресняков, Г.О. Трифонова, О.И. Трифонова, Р.В. Чайка. – М.: филиал ФГУП «ЦЭНКИ»-КБТХМ, 2017. – 217 с.

ISBN 978-5-7962-0223-4

Учебное пособие составлено в соответствии с рабочей программой дисциплины «Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования», в котором изложены темы дисциплины «Объемные гидropердачи», «Аппараты управления и регулирования объемного гидropривода», «Гидравлический расчет системы приводов», «Гидравлический следящий привод», «Объемные гидравлические трансмиссии тяжелых транспортных машин». В пособии излагаются основные принципы действия и классификация гидropриводов, применяемых в мобильных машинах, показаны функции рабочих жидкостей. Приведены основные характеристики и конструкции источников гидравлической энергии, объемных двигателей, аппаратов управления гидropриводом и вспомогательной аппаратуры.

Излагаются принципы управления следящими приводами, описаны конструкции разновидностей исполнения рулевых приводов в автомобилях. Дается математическое описание следящих приводов. Приведена методика расчета привода и управляющих устройств. Пособие предназначено для студентов механических специальностей очного и заочного обучения.

УДК 629.3-8-503.54
ББК 39.12:34.447

ISBN 978-5-7962-0223-4

© МАДИ, 2017

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлические и пневматические системы широко применяются в транспортных, транспортно-технологических системах машин и оборудования. Основные преимущества гидропривода это - возможность получения больших усилий или моментов, поскольку гидропривод обладает высокой энергонапряженностью рабочей среды при плавном равномерном движении рабочего органа и возможность бесступенчатого регулирования скоростей в широком диапазоне.

Простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и возвратно-вращательное движение характерны для гидравлических приводов. Так же гидропривод характеризуют малый момент инерции, обеспечивающий быстрое реверсирование, мгновенность передачи командных импульсов, простота предохранительных устройств.

Гидропривод обладает высоким коэффициентом полезного действия, легкостью управления и регулирования при высокой надежности работы привода.

Гидравлический привод применяется на строительно-дорожных, подъемно-транспортных, аэродромных, сельскохозяйственных, лесозаготовительных, ракетных, военно-космических и других самоходных машинах различного технологического назначения.

Эти машины, агрегаты и системы характеризуются большой грузоподъемностью и энерговооруженностью, имеют, как правило, кроме силового гидравлического привода передвижения, широко разветвленную систему гидравлических приводов вспомогательных и специальных механизмов.

Целью данного является дать студентам базовый объем теоретических знаний и навыков в области гидравлики, гидравлических и пневматических машин и приводов, позволяющий эффективно решать производственно-технологические вопросы по сервису до-

рожно-строительных машин и оборудования. В пособии представлена классификация гидро- и пневмопередат, области их применения. Рассмотрен принцип действия объёмных гидравлических и пневматических машин, имеющих различные кинематические схемы. Приведены принцип действия и основные расчетные зависимости силовых и кинематических характеристик динамических машин.

Подробно рассмотрен принцип действия следящих приводов. Разобраны типовые гидравлические схемы и конструкции, принцип действия и расчет следящих приводов рулевого управления автомобилем.

Гидравлический привод применяется на многих машинах: экскаваторах, бульдозерах, автогрейдерах, скреперах, валочно-трелевочных и валочно-пакетирующих машинах, погрузчиках, зерноуборочных машинах, для привода рабочего оборудования. Колесного или гусеничного движителя, выносных опор и рулевого управления. В настоящее время около 90% самоходных машин различного технологического назначения оснащено гидроприводом.

В основу учебного пособия положена рабочая программа по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования (ТиТТМО)» направление подготовки 23.03.03. «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» направленность сервис дорожно-строительных машин и оборудования.

1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

Жидкость в гидросистеме выполняет важные и многосторонние функции. В гидроприводе и гидропередаче жидкость в основном выполняет функции рабочего тела, поэтому ее называют рабочей жидкостью, кроме того, она является смазочным и охлаждающим агентом пар трения, средой, удаляющей из пар трения продукты изнашивания и обеспечивающей при длительной эксплуатации защиту деталей от коррозии.

В других типах гидросистем жидкости выполняют также основную функцию, но не являются рабочим телом. В системах смазки их называют маслами, в системах охлаждения – охлаждающими или смазочно-охлаждающими (СОЖ) жидкостями, в гидроприводах тормозов – тормозными жидкостями. Комплекс физико-химических свойств рабочей жидкости должен наилучшим образом обеспечивать ее основную и дополнительные функции.

Единой системы квалификации и обозначения рабочих жидкостей не существует. Распространено обозначение рабочих жидкостей по области применения. Чаще их называют маслами гидравлическими, вводя в обозначение буквы МГ с дополнительным уточнением назначения: для гидросистем общепромышленного назначения – масла гидравлические (МГ), для авиационной техники – АМГ, для мобильных объектов – МГЕ, ВМГЗ. Очень часто рабочие жидкости на нефтяной основе называются просто маслами.

Для обеспечения кинематических связей и хороших динамических устройств рабочее тело должно иметь большой модуль объемной упругости $E_{об.уп}$. Масла соответствуют этому требованию ($E_{об.уп} = 1,5...1,9$ ГПа). Значительно хуже обстоит дело с некоторыми синтетическими жидкостями, для которых $E_{об.уп} = 0,6...1,5$ ГПа.

Энергоемкость рабочей жидкости определяется давлением, которое она может выдержать без разрушения ($\Theta = p$). Энергоемкость Θ и мощность $N = pQ$ потока жидкости с расходом Q практически не ограничены в пределах существующих технических средств обеспечения высокого давления.

Вязкость масла является наиболее важным показателем, определяющим большинство эксплуатационных свойств (характер смазывания, трение, износ, утечки, пусковые характеристики), поэтому вязкость указывают в обозначении типа масла. Принято указывать в обозначении масла кинематическую вязкость ν_{50} в сСт при температуре 50°C (например, АМГ-10, МГЕ-10). В соответствии с

международным соглашением в дальнейшем возможна маркировка масел по вязкости ν_{40} при температуре 40°C.

В гидросистемах используются рабочие жидкости на нефтяной основе, синтетические всесезонная и вязкая рабочие жидкости для работы при повышенных температурах, негорючие рабочие жидкости, а также негорючие эмульсии.

Назначение гидросистем определяет условия эксплуатации рабочих жидкостей (температуру окружающей среды, продолжительность работы и хранения, режимы работы и нагрузки в парах трения), требования к надежности, взрывопожаробезопасности и т. д. Рабочие жидкости на нефтяной основе на 85...98% состоят из базового масла, свойства которого улучшают введением присадок. Базовое масло получают при переработке нефти первоначальной перегонкой на фракции, в состав которых входят углеводороды примерно одинаковой молекулярной массы. Это возможно потому, что температура кипения нефтяных углеводородов приблизительно пропорциональна их молекулярным массам. Такой метод производства называется прямогонным, сырые фракции – дистиллятами, а полученные из них после отбора и соответствующей очистки базовые масла – дистиллятными. Базовое масло в значительной степени определяет основные свойства рабочей жидкости, особенно температуру вспышки и застывания, испаряемость, совместимость с материалами уплотнений и покрытий.

Для гидросистем агрегатов, которые работают в закрытых отапливаемых помещениях при температуре окружающей среды преимущественно в пределах от 0 до +35°C, применяют масло повышенной вязкости ($\nu_{50} = 20...40$ сСт) и теплостойкости, что улучшает стабильность к окислению и смазочные свойства. Гидросистемы должны работать без смены масла не менее 2...5 тыс. ч при возможности периодического его пополнения. Не допускается применение токсичных продуктов. Очень важно, чтобы масло было дешевым и недефицитным.

В гидросистемах, работающих при температуре масла до +60°C с легкими нагрузочными характеристиками в парах трения, применяют индустриальные масла общего назначения без присадок (ГОСТ 20799-75): И-12А, И-20А, И-30А, И-40А, И-50А.

Эти масла выпускают вместо масел ИС-12, ИС-20, ИС-30, ИС-45, ИС-450.

В гидросистемах, работающих при температуре масла свыше +60°C при давлениях до 15...20 МПа, применяют в основном турбинные масла (ГОСТ 9972-74) из парафиновой малосернистой и сернистой нефти с антиокислительной, противокоррозионной и противопенной присадками: Тп-22, Тп-30, Тп-46.

Заменители этих масел – масла соответственно Т-22, Т-30, Т-46 (ГОСТ 32-74), не содержащие присадок и требующие поэтому более частой замены.

Гидросистемы с тяжело нагруженными элементами, работающие при давлении 16...35 МПа, рекомендуется эксплуатировать на маслах серии ИГП (ТУ 38-101413-73) с улучшенными за счет присадок противоизносными, антиокислительными, противопенными и антикоррозионными свойствами: ИГП-18, ИГП-30, ИГП-38, ИГП-49. Масла серии ИГП готовят на основе глубоочищенных базовых масел (дистиллятных, остаточных и их смесей) из сернистой и мало-сернистой нефти с композицией присадок ДФ-11, В15/41, ПМС-200А.

Для гидросистем агрегатов, работающих в различных климатических зонах, используются масло МГЕ-4А по ТУ 38.101573-75, масло РМ по ГОСТ 15819-70, масло МГЕ-10А по ТУ 38.101572-75, масло ВМГЗ по ТУ 38.101479-74, масло АМГ-10 по ГОСТ 6794-75, масло ГЖД-14С по ТУ 38.101252-72, масло АУ по ГОСТ 1642-75, масло АУП по ТУ 38.001234-75, масло Р по ТУ 38.101179-71, масло ЭШ по ГОСТ 10363-78, масло МГ-30 по ТУ 38.10150-70. В зависимости от климатической зоны диапазон изменения температуры окружающей среды может составлять 100...110°C, а температура масла при работе достигает 150...160°C, что требует пологой вязкостно-температурной характеристики масла. Для обеспечения пуска насо-

сов при низких температурах вязкость масла $\nu_{\text{макс}}$ должна быть не более 4000...5000 сСт (в зависимости от конструктивной схемы), а нормальное функционирование гидроавтоматики возможно при вязкости $\nu_{\text{макс}}$ не более 1500 сСт. Минимальная вязкость $\nu_{\text{мин}}$ по условиям сохранения смазочной пленки и допустимому уровню утечки должна быть не менее 3 сСт. Всесезонное масло, допускающее пуск гидросистемы в любой климатической зоне, не обеспечивает длительного ресурса при высоких температурах, поэтому необходимо иметь несколько сортов масел с разными вязкостями.

Для гидросистем, эксплуатируемых в очень холодных зонах при температурах ниже -55°C , и для систем гидроавтоматики с насосом гидродинамического типа применяют маловязкие масла МГЕ-4А, РМ, ЛЗ-МГ-2.

Верхний температурный предел длительной работы масел на нефтяной основе составляет $80...90^{\circ}\text{C}$, кратковременно эту температуру можно повышать до $110...120^{\circ}\text{C}$. Если гидропередачу рассчитывают на эксплуатацию при более высоких температурах, то в ней приходится использовать дорогие и дефицитные высокотемпературные синтетические жидкости. Серьезным недостатком масел на нефтяной основе является их горючесть, поэтому при повышенных требованиях к взрывопожаробезопасности объектов приходится применять негорючие или огнестойкие жидкости. Существует широкий ассортимент таких жидкостей, однако их использование связано с решением сложных проблем. Основным препятствием к широкому применению синтетических жидкостей является их высокая стоимость, ограниченность сырьевых ресурсов, необходимость замены в гидросистеме материалов уплотнений и некоторых металлов, токсичность многих жидкостей или продуктов их разложения. Кроме того, многие синтетические жидкости, обладая рядом уникальных свойств, не соответствуют комплексу остальных требований.

Водосодержащие жидкости представляют собой самостоятельный класс огнестойких синтетических жидкостей, пожаробезопасность которых обеспечивается присутствием в них воды. Ос-

новные компоненты водно-гликолевых жидкостей – раствор гликоля (обычно этиленгликоль) в количестве 50...60% и воды в количестве 35...45%, водорастворимый загуститель и другие присадки. Вследствие высокой токсичности этиленгликоля создан класс водно-глицериновых жидкостей, в которых этиленгликоль заменен нетоксичным глицерином, причем подбором концентраций глицерина, воды и присадок обеспечены требуемые для рабочих жидкостей свойства. Водосодержащие жидкости обладают удовлетворительными вязкостно-температурными, смазывающими и антикоррозионными свойствами. Большим преимуществом этих жидкостей является совместимость с материалами уплотнений и рукавов на основе нитрильных каучуков. Водосодержащие жидкости малосжимаемы (модуль объемной упругости $E_{об.уп} = 2000 \text{ МПа}$ при температуре 20°C) и имеют самую большую теплоемкость по сравнению с другими рабочими жидкостями [$c = 2,5...3,2 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$].

Недостатком водосодержащих жидкостей является электропроводность, крайне затрудняющая возможность применения электроэлементов в их среде. Совместимость водосодержащих жидкостей с лакокрасочными покрытиями следует анализировать дополнительно. Водосодержащие жидкости негорючи до тех пор, пока концентрация воды составляет не меньше 30% по массе, поэтому их следует применять в герметизированных гидросистемах, обеспечивающих отсутствие потерь от испарения воды.

Критерием при оценке и выборе рабочей жидкости для гидросистем являются такие параметры, как плотность, вязкость, сжимаемость. Ниже будут рассмотрены наиболее важные из них.

Объемным весом называют вес единицы объема жидкости

$$\gamma = G/V, \text{ кгс}/\text{м}^3 (\text{Н}/\text{м}^3), \quad (1.1)$$

где G – вес жидкости в кгс (Н);

V – объем жидкости в м^3 .

Для минеральных масел $\gamma = 840...950 \text{ кгс}/\text{м}^3$.

Плотность ρ жидкости характеризуется величиной ее массы, заключенной в единице объема,

$$\rho = m/V, \text{ кгс}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4 \text{ (кг/м}^3\text{)}, \quad (1.2)$$

где m – масса жидкости в $\text{кгс}\cdot\text{с}^2/\text{м}$ (кг).

Объемный вес и плотность связаны зависимостью

$$\rho = \gamma/g, \quad (1.3)$$

где g – ускорение силы тяжести в $\text{м}/\text{с}^2$.

Сжимаемостью жидкости называется свойство жидкости изменять первоначальный объем при изменении давления. Она характеризуется коэффициентом относительного объемного сжатия

$$\beta = (1/\Delta p)(\Delta V/V), \text{ м}^2/\text{кгс (Н/м}^2\text{)}, \quad (1.4)$$

где Δp – величина изменения давления в $\text{кгс}/\text{м}^2$ ($\text{Н}/\text{м}^2$);

ΔV – изменение объема жидкости в м^3 ;

V – объем жидкости в м^3 .

Таким образом, коэффициентом относительного объемного сжатия называется величина относительного изменения объема жидкости, приходящаяся на единицу изменения давления.

Величина, обратная коэффициенту относительного объемного сжатия, называется модулем объемной упругости жидкости и обозначается через $E_{\text{об.уп}}$, т. е.

$$E_{\text{об.уп}} = 1/\beta, \text{ кгс}/\text{м}^2 \text{ (Н/м}^2\text{)}. \quad (1.5)$$

Для масел, используемых в гидросистемах, модуль объемной упругости находится в пределах $1,4 \cdot 10^8 \dots 1,9 \cdot 10^8 \text{ кгс}/\text{м}^2$ ($1,4 \cdot 10^8 \dots 1,9 \cdot 10^8 \text{ Н}/\text{м}^2$), т. е. относительное изменение объема жидкости при давлении $100 \text{ кгс}/\text{м}^2$ составляет $0,5 \dots 0,7\%$.

В ряде случаев таким изменением объема можно пренебречь, если сжимаемость жидкости не определяет качество работы привода или другого гидравлического устройства. В быстродействующих гидравлических следящих приводах из-за этого свойства жидкости ухудшаются их динамические характеристики.

Вязкость жидкости – это способность ее слоев (частиц) сопротивляться сдвигу. Различают вязкость динамическую и кинематическую. Количественно вязкость определяется динамической вязкостью, представляющей собой касательную силу, необходимую для перемещения одного слоя жидкости площадью 1 м^2 относительно другого, находящегося на расстоянии 1 м , с градиентом скорости $1 \text{ м/с}\cdot\text{м}$.

Размерность динамической вязкости $\text{кг}\cdot\text{с}/\text{м}^2$ ($\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$).

В гидравлических расчетах используется также отношение динамической вязкости ν_d к плотности жидкости ρ , которое называется кинематической вязкостью

$$\nu_k = \nu_d / \rho, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1.6)$$

В системе СГС кинематическая вязкость выражается в $\text{см}^2/\text{с}$. Величина вязкости, равная $1 \text{ см}^2/\text{с}$, называется стоксом (Ст). В технической практике обычно используется сантистокс (сСт). Он равен $0,01 \text{ Ст}$.

Между единицами кинематической вязкости, выраженными в системах МКГСС и СГС, существуют следующие соотношения:

$$1 \text{ см}^2/\text{с} = 10000 \text{ Ст} = 1000000 \text{ сСт}.$$

Вязкость жидкости в большой мере зависит от ее температуры, причем с изменением последней вязкость разных жидкостей изменяется по-разному. Может оказаться, что рабочая жидкость (например, масло), имеющая высокую вязкость при температуре испытания, будет недостаточно вязка при температуре установившегося режима работы гидросистемы.

Вязкость жидкости зависит также и от давления, причем весьма заметное изменение вязкости соответствует высоким давлениям.

Все жидкости обладают способностью растворять газы. Растворимость газов в минеральных маслах зависит от различных факторов. Так, например, растворимость воздуха в них увеличивается с увеличением давления. Кроме того, растворимость воздуха в масле

зависит и от температуры, с повышением которой растворимость увеличивается.

На время растворения газов в жидкостях влияет величина поверхности соприкосновения газа с жидкостью. При вспенивании или взбалтывании жидкости величина этой поверхности сильно увеличивается, и время насыщения жидкости газом может уменьшиться до нескольких минут вместо нескольких часов, как это наблюдается в жидкостях со спокойной поверхностью.

При понижении давления или температуры жидкости газ, находившийся в ней в дисперсном состоянии, начинает бурно выделяться в виде пузырьков до тех пор, пока не наступит равновесие между жидкостью и растворенным в ней газом. Выделившиеся пузырьки образуют механическую смесь газа с жидкостью, которая отрицательно влияет на работу гидравлического привода вследствие увеличения сжимаемости рабочего тела. Увеличение сжимаемости жидкости может привести к нежелательным процессам в гидроприводе. Кроме того, наличие, например, пузырьков воздуха способствует окислению масла.

Пусть мы имеем цилиндр с плотно пригнанным поршнем (рис. 1.1). Все внутреннее пространство цилиндра 1 полностью заполнено жидкостью. Если к поршню 2 приложить силу F , как изображено на рис. 1.1, то давление внутри цилиндра будет уменьшаться, однако поршень некоторое время останется в первоначальном положении. Жидкость в этом случае будет по-прежнему заполнять всю внутреннюю полость цилиндра. С увеличением силы F давление жидкости уменьшится до некоторого значения, при котором поршень начнет двигаться в направлении действия этой силы. Жидкость при этом разрывается, и в ней образуются пустоты в виде пузырьков. Это явление, возникающее при давлениях, стремящихся к нулю, называется кавитацией. Если действие силы F прекратить, то поршень резко переместится и займет первоначальное положение.

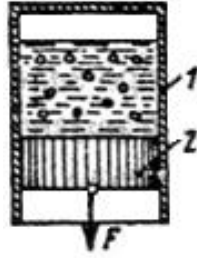


Рис. 1.1. Схема кавитации: 1 – цилиндр; 2 – поршень

Явление кавитации отрицательно сказывается на работе гидравлических приводов. Особенно опасна кавитация в высокооборотных гидронасосах, так как она вызывает ударные нагрузки на поршень или прекращает поступление жидкости в насос. Экспериментальной проверкой установлено, что минеральные масла имеют невысокую объемную прочность, под которой следует понимать способность жидкости сопротивляться разрыву. Различные жидкости имеют разную объемную прочность. Например, объемная прочность масла АМГ-Ю больше объемной прочности керосина. Объемная прочность уменьшается с увеличением растворенного в жидкости воздуха и увеличивается после опрессовывания ее давлением, а также в результате выдержки времени. Давления, при которых возникает кавитация минеральной жидкости, находятся в пределах от 0 до 0,9 кгс/см².

При резком изменении управляющего сигнала регулятора возникает импульс, который начинает двигаться вдоль трубы. Скорость передачи гидравлического импульса в жидкости равна примерно 1000 м/с. При такой малой скорости динамические характеристики гидроприводов могут ухудшиться, так как возможно запаздывание движения гидромотора от входного сигнала. Особенно это заметно в гидроприводах с длиной основной гидромагистрали больше 2 м. Поэтому гидромагистрали, соединяющие регулятор (например, золотник) с гидродвигателем, должны быть как можно короче.

Если мгновенно перекрыть трубу, по которой течет жидкость, то движение слоев жидкости в месте перекрытия тоже мгновенно прекратится. Это вызовет повышение давления около заслонки за счет инерционных свойств массы жидкости, имеющей первоначаль-

ную скорость. Таким образом, масса жидкости при изменении скорости, происходящем за малый промежуток времени, создаст силу, являющуюся причиной возникновения давления. Давление жидкости из-за ее сжимаемости начнет распространяться от места перекрытия вдоль трубы со скоростью звука. Такой процесс быстрого изменения давления в трубопроводе, обусловленный инерционными свойствами жидкости, называется *гидравлическим ударом*. Давление гидравлического удара необходимо учитывать при проектировании гидравлических систем, а также при расчете их элементов на прочность. Величина скачка давления при гидравлическом ударе в некоторых случаях может превзойти рабочее давление в 2...3 раза. Если элементы привода не рассчитаны на такое давление, то может произойти авария системы в результате, например, непроизвольного срабатывания клапанов, гидравлических замков и реле или в результате разрушения элементов гидросистемы.

Необходимо отметить также, что инерционные свойства жидкости определяют не только величину гидравлического удара. Они оказывают значительное влияние и на приведенную массу подвижных элементов гидропривода, особенно при наличии жидкости в каналах с малым сечением.

Для обеспечения заданных характеристик гидравлических систем важно, чтобы жидкость была стабильной, т. е. устойчивой к окислению, и сохраняла вязкость при многократном механическом воздействии (мятии) и колебаниях температуры.

Механические потери в гидравлических системах, утечки рабочей жидкости, сказывающиеся на ее общем расходе, и следовательно, на расходе мощности, наконец, скорость срабатывания исполнительных механизмов во многом зависят от вязкости жидкости. Если еще принять во внимание, что многие гидрофицированные агрегаты работают при большом перепаде температур в течение года, то выбор рабочих жидкостей для гидравлических систем таких агрегатов представляет собой важную проблему.

Очевидно, наиболее подходящей для гидравлических систем является жидкость, вязкость которой мало изменяется при изменении температуры и давления. Следует еще указать, что рабочая жидкость должна иметь минимальную вспениваемость и летучесть, низкий коэффициент расширения и высокий модуль упругости. Для тяжелых агрегатов и машин последнее свойство очень важно, потому что позволяет исключить появление фрикционных колебаний при малых скоростях перемещения тяжелых узлов по направляющим и обеспечить точность их перемещений.

Загрязняющие примеси и их влияние на состояние гидросистемы и ее элементов приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Загрязняющие примеси и их влияние на состояние гидросистемы и ее элементов

Примесь	Причины образования примесей	Влияние на состояние гидросистемы
Окислительные вещества	Старение, перегрев рабочей жидкости, наличие влаги	Коррозия металлов
Шлам	То же	Засорение фильтров и оборудования
Вода	Неисправности системы охлаждения, конденсация воды и атмосферного воздуха	Образование ржавчины, ухудшение смазочных свойств
Воздух	Засасывание воздуха через уплотнения и гидроцилиндры, а также в местах неисправности всасывающих магистралей	Кавитация, эрозия
Газы	Чрезмерно высокая зарядка пневмогидравлического аккумулятора без разделителя	Кавитация, эрозия
Жидкие примеси	Недостаточная промывка или очистка рабочей жидкости, ошибки при изготовлении смеси, неисправность оборудования	Неудовлетворительная работа гидрооборудования
Частицы металлов	Износ деталей	Засорение фильтров и гидрооборудования

2. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

2.1. Устройство, принцип действия и классификация гидроприводов

Приводом называется совокупность устройств, обеспечивающих реализацию и регулирование, в том числе дистанционное, автоматическое и полуавтоматическое (т. е. наличие человека-оператора), движений, положений или усилий на исполнительных органах машин и технологического оборудования. Различают механический, электрический, пневматический, гидравлический приводы. В механическом приводе движение передается и преобразуется посредством твердых тел; в электрическом – посредством электричества; в пневматическом – сжатым газом, а в гидравлическом – жидкостью под давлением.

Гидропривод состоит из гидропередачи, устройства управления, вспомогательных устройств и вспомогательных линий.

Гидропередача является силовой частью гидропривода. В нее входят насос, гидродвигатель и магистральная линия. В насосе механическая энергия приводного двигателя преобразуется в энергию потока рабочей жидкости (гидравлическую энергию), а в гидродвигателе гидравлическая энергия преобразуется снова в механическую (энергию прямолинейного движущегося поршня или вращающегося ротора). Магистральная линия служит для передачи рабочей жидкости от насоса к гидродвигателю и обратно и состоит из всасывающей, напорной и сливной линий.

Устройства управления (распределители и регуляторы) служат для управления потоком жидкости. В общем случае устройствами управления воздействуют или на насос, или на поток рабочей жидкости в магистральной линии, или на гидродвигатель.

Вспомогательные устройства (фильтры, клапаны, охлаждающие устройства, гидроаккумуляторы, резервуары) выполняют

функции хранения и поддержания необходимого качества рабочей жидкости.

Вспомогательные линии соединяют устройство управления или вспомогательное устройство с магистральной линией.

По роду гидропередач гидроприводы делят на объемные и гидродинамические.

По системе питания насосов гидроприводы бывают с разомкнутой, замкнутой и комбинированной системами циркуляции рабочей жидкости.

К основным преимуществам гидропривода относят:

- возможность передачи больших сил и мощностей при относительно небольших размерах установок;
- широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена, что позволяет осуществить рациональный режим работы исполнительных органов машины;
- возможность получения характеристик в соответствии с нагрузочными характеристиками машин, что улучшает эксплуатационные качества последних;
- простота реверсирования без необходимости изменения направления вращения приводного двигателя;
- возможность получения главных движений и частых быстрых переключений на ходу машины;
- возможность применения систем автоматического, программного и дистанционного управления, оперативного контроля манометрами величин сил и давлений.

Из недостатков гидравлического привода можно отметить следующее:

- понижение коэффициента полезного действия гидропривода при значительных скоростях движения жидкости ввиду повышенных потерь энергии на преодоление гидравлических сопротивлений;
- проникновение воздуха в рабочую жидкость вызывает явление гидравлического удара, что снижает надежность соединений и уплотнений;

- нагрев рабочей жидкости, что в ряде случаев требует применения средств тепловой защиты;
- утечка жидкости и в определенной степени ее сжимаемость влияют на точный расчет движения.

Уменьшить влияние отмеченных недостатков на работу машин можно при правильном выборе гидросхем и конструировании гидроузлов.

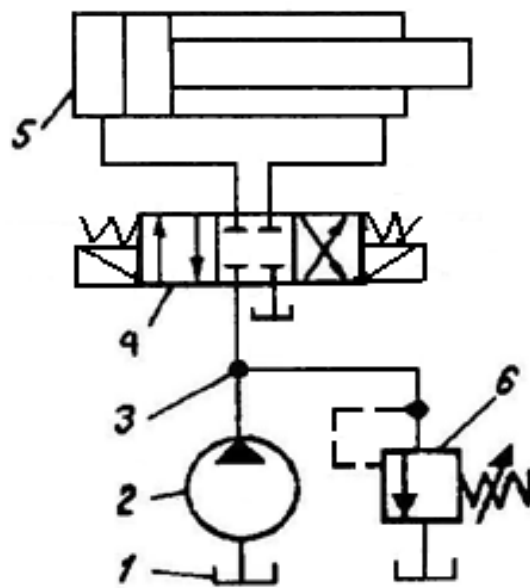
Объемным гидроприводом называют совокупность устройств в составе одного или нескольких объемных гидродвигателей, приводимых в движение посредством рабочей жидкости под давлением. Таким образом, основой объемного гидропривода является гидростатическое давление, а следствием – перемещение объемов жидкости под давлением в замкнутом пространстве – движение рабочих органов (гидродвигателей). Объемная гидропередача составляет часть объемного гидропривода и служит для передачи движения от приводного двигателя к машинам и механизмам.

В объемных гидроприводах обычно используют роторные насосы: роторно-поршневые, пластинчатые, винтовые, шестеренные.

Объемный гидропривод, в котором рабочую жидкость подают в объемный гидродвигатель насосом, называют насосным. В состав насосного гидропривода входят насос (источник гидравлической энергии) и гидродвигатель (приемник гидравлической энергии), соединенные трубопроводами, а также гидроаппаратура, управляющая работой гидропривода.

Принцип действия объемного гидропривода основан на малой сжимаемости рабочей жидкости и ее способности передавать оказываемое на нее давление (закон Паскаля). В объемном гидроприводе пьезометрический напор $p/(\rho g)$ с помощью объемных гидродвигателей преобразуется в механическую энергию. Удельной энергией положения и удельной кинетической энергией жидкости при расчете объемных гидроприводов обычно пренебрегают ввиду их незначительной величины в сравнении с напором.

На рисунке 2.1 показана принципиальная схема объемного гидропривода с возвратно-поступательным движением поршня силового гидроцилиндра (гидродвигателя). Рабочая жидкость из резервуара 1 насосом 2 нагнетается в коллектор 3 и далее через четырехлинейный распределительный орган 4 – в левую или правую полости гидравлического цилиндра 5. Из нерабочей полости цилиндра жидкость через другие ходы распределительного органа вытесняется в резервуар. Клапан 6, отрегулированный на определенное давление, предохраняет систему от перегрузок.



*Рис. 2.1. Принципиальная схема объемного гидропривода:
1 – бак; 2 – насос; 3 – коллектор; 4 – трехпозиционный четырехходовой распределитель; 5 – силовой гидроцилиндр;
6 – предохранительный клапан*

Во избежание значительной пульсации жидкости, нагнетаемой насосом, его, как правило, выполняют многоцилиндровым или же в системе включают аккумулятор.

Насос и гидравлический цилиндр с поршнем работают по принципу сообщающихся сосудов. Жидкость, вытесняемая поршнем из цилиндра насоса, по трубопроводам поступает в рабочую полость гидравлического цилиндра, сообщая движение поршню. Если пренебречь сжимаемостью жидкости и утечками ее через неплотно-

сти, то объем жидкости, нагнетаемой насосом, можно считать равным объему жидкости, расходуемой исполнительным механизмом. Таким образом, жидкость в объемном гидравлическом приводе работает как транслятор или преобразователь силы и скорости.

Основными рабочими элементами гидродинамического гидропривода – гидродинамической передачи – являются колесо центробежного насоса и колесо турбины. Рабочее колесо центробежного насоса насажено на ведущий вал (вал двигателя). Колесо турбины закреплено на ведомом валу, соосном с ведущим валом. Оба колеса предельно сближены (зазор 3...10 мм). При вращении ведущего вала, а следовательно, и рабочего колеса центробежного насоса рабочая жидкость проходит через лопастные каналы и выбрасывается по периферии колеса, попадая непосредственно или через направляющие аппараты на лопасти турбины, приводя ее во вращение.

При выходе из колеса турбины рабочая жидкость вновь попадает на вход колеса центробежного насоса, и цикл повторяется. Таким образом, механическая энергия насосного колеса сначала передается потоку рабочей жидкости, а через него и турбинному колесу.

Гидродинамические передачи разделяют на гидромуфты (гидросцепления)(рис. 2.2) и гидротрансформаторы(рис. 2.3).

Гидромуфта не имеет направляющих аппаратов, трансформирующих энергию потока, и состоит из рабочего колеса центробежного насоса, установленного на ведущем валу, и колеса турбины, закрепленного на ведомом валу. Изменение частоты вращения ведомого вала достигают регулированием производительности насоса путем изменения частоты вращения ведущего вала, степени заполнения рабочих полостей жидкостью, а также раздвижением колес и изменением площади сечения рабочего потока. Из-за отсутствия направляющего аппарата потери напора в гидромуфте незначительны, коэффициент полезного действия достигает 0,95...0,97.

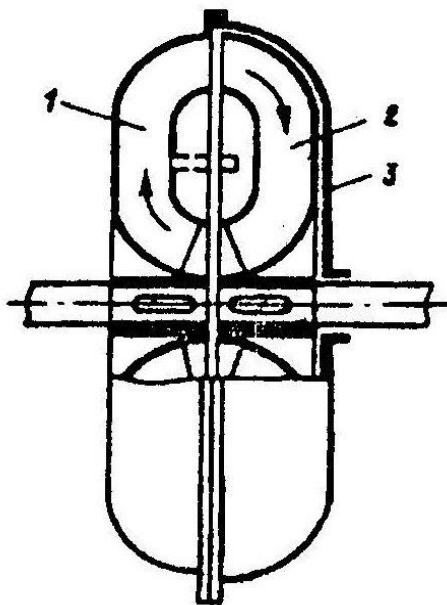


Рис. 2.2. Схема гидромукфты:

- 1 – насосное колесо;
- 2 – турбинное колесо;
- 3 – корпус

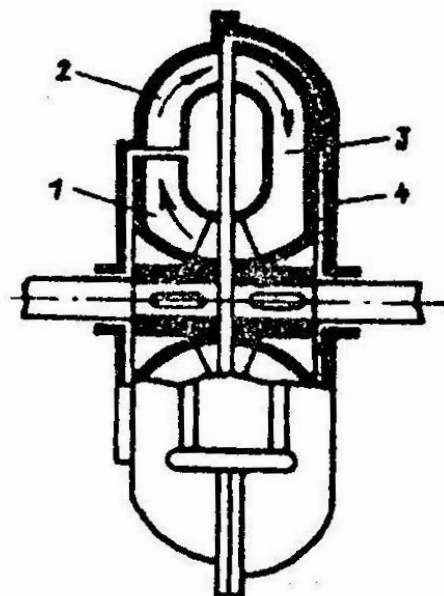


Рис. 2.3. Схема гидротрансформатора:

- 1 – насосное колесо;
- 2 – направляющий аппарат;
- 3 – турбинное колесо; 4 – корпус

Гидротрансформатор предназначен как для осуществления эластичного сцепления рабочих валов, так и для преобразования крутящего момента, передаваемого от ведущего вала к ведомому.

Для изменения крутящего момента в конструкцию гидротрансформатора, кроме насосного и турбинного колес, входит направляющий аппарат. Рабочая жидкость, подаваемая насосным колесом на турбинное колесо, возвращаясь обратно, проходит через направляющий аппарат, который изменяет направление и скорость потока рабочей жидкости, вследствие чего передаваемый крутящий момент может быть увеличен в несколько раз по сравнению с крутящим моментом двигателя. Расположением насосных и турбинных колес, направляющих аппаратов гидротрансформаторов обеспечивается возможность прямого и обратного хода.

Объемные гидроприводы классифицируются по источнику подачи рабочей жидкости, характеру движения выходного звена, возможности регулирования входного или выходного звена, возможно-

сти регулирования входного или выходного звена, по циркуляции рабочей среды и т. д.

По источнику подачи рабочей жидкости гидроприводы подразделяются на насосные, безнасосные, аккумуляторные, магистральные и с пиротехническим источником.

Насосный гидропривод – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель насосом, входящим в состав этого привода. В машинах технологического оборудования насосный гидропривод с объемными насосами получил преимущественное применение.

Безнасосный гидропривод – гидропривод, работающий по принципу сообщающихся сосудов и приводимый в действие механическим способом.

Аккумуляторный гидропривод – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель из гидроаккумулятора, предварительно заряженного от внешнего источника, не входящего в состав привода.

Магистральный гидропривод – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель от гидромагистрали, не входящей в состав привода.

Гидропривод с пиротехническим источником подачи рабочей жидкости – гидропривод однократного действия, в котором рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель за счет вытеснения ее из баллона продуктами сгорания, например, пороха.

По характеру движения выходного звена гидроприводы подразделяются на гидроприводы поступательного, вращательного и поворотного движения соответственно с поступательным, вращательным и поворотным движением выходного звена объемного гидродвигателя.

По циркуляции рабочей среды объемные гидроприводы разделяются на гидроприводы с замкнутым и разомкнутым контурами циркуляции рабочей жидкости.

Гидропривод с замкнутым контуром циркуляции – гидропривод, в котором рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает непосредственно во всасывающую гидролинию насоса.

Гидропривод с разомкнутым контуром циркуляции – гидропривод, в котором рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает в гидробак.

Схемы с разомкнутым контуром циркуляции рабочей жидкости (разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости) и с замкнутым контуром циркуляции рабочей жидкости (замкнутой циркуляцией рабочей жидкости) приведены на рис. 2.4 а, б.

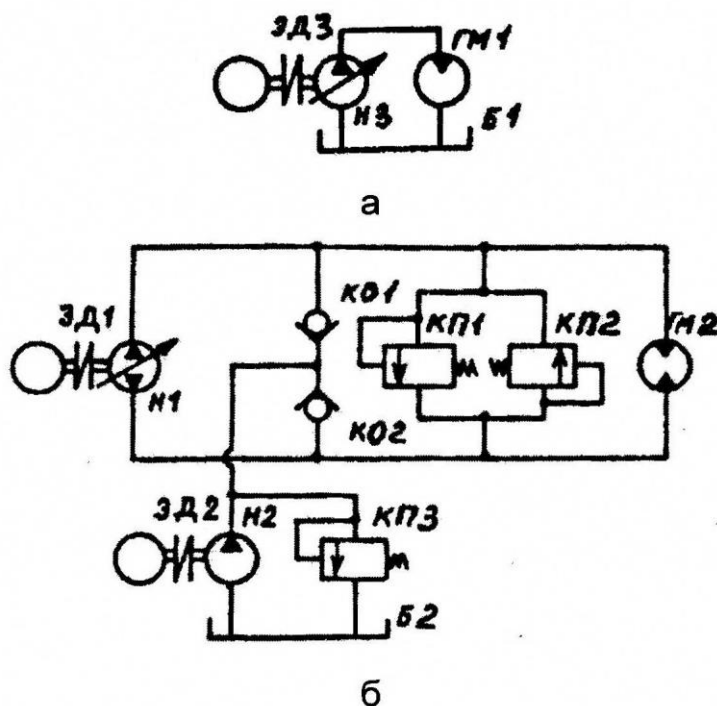


Рис. 2.4. Схемы разомкнутой (а) и замкнутой (б) циркуляции рабочей жидкости в гидро приводах:

Б1, Б2 – гидробаки; ГМ1, ГМ2 – гидромоторы; КО1, КО2 – обратные клапаны; КП1, КП2 – предохранительные клапаны;
 КП3 – перепускной клапан; Н1, Н2, Н3 – насосы;
 ЭД1, ЭД2, ЭД3 – приводные электродвигатели

При разомкнутой схеме циркуляции отработанная жидкость из гидромотора ГМ1 сливается в гидробак Б1, откуда по всасывающей

гидролинии вновь засасывается насосом Н3 и подается в напорную гидролинию. При замкнутой системе циркуляции отработанная жидкость из гидромотора ГМ2 поступает непосредственно в насос Н1. Утечки жидкости восполняются подкачивающим насосом Н2, подающим жидкость через обратные клапаны КО1, КО2, избыток жидкости (при повышении давления сверх установленного) сливается через предохранительные КП1 и КП2 и переливной КП3 клапаны по сливной гидролинии в гидробак Б2.

Преимущества замкнутой системы циркуляции рабочей жидкости:

- рабочую жидкость подают в насос Н1 под избыточным давлением, что исключает явление кавитации и позволяет насосу работать с большей частотой вращения;
- исключено попадание воздуха в гидросистему;
- рабочая жидкость изолирована от окружающей среды и поэтому меньше засоряется;
- направление потока в магистральной линии любое.

Из недостатков замкнутой системы циркуляции рабочей жидкости можно отметить следующее:

- условия охлаждения рабочей жидкости;
- сложную конструкцию фильтров для улавливания механических частиц при разных направлениях потока;
- сложность конструкции системы.

Разомкнутая система обладает следующими преимуществами:

- простота, отсутствие необходимости в дополнительном насосе;
- возможность одним насосом подавать рабочую жидкость нескольким потребителям;
- лучшее охлаждение рабочей жидкости ввиду более длинного пути ее движения и большого объема в гидросистеме.

Недостатки разомкнутой системы:

- большие габаритные размеры установки;

- давление при всасывании обычно меньше атмосферного, что ограничивает применение быстроходных насосов из-за возможной кавитации;
- вакуум во всасывающей линии является причиной проникновения воздуха в гидросистему, что ухудшает работу гидропривода: возникает вибрация, уменьшается подача насоса, интенсивно окисляется рабочая жидкость.

Рассмотренные системы циркуляции нередко используют в комбинации: часть отработанной жидкости в гидродвигателе сливается в резервуар, а другая часть вместе с жидкостью, подаваемой подпиточным насосом, поступает в основной насос.

Регулируемым гидроприводом называется объемный гидропривод, в котором скорость выходного звена объемного гидродвигателя может регулироваться по требуемому закону или по желанию оператора машины. (В нерегулируемых гидроприводах скорость перемещения рабочего органа всегда остается неизменной).

Регулирование перемещения рабочих органов может быть **ступенчатым** и **бесступенчатым**. Ступенчатое регулирование осуществляется посредством ступенчатого изменения подачи или расхода рабочей жидкости в ведущем или ведомом звене. Например, если ведущее звено гидropередачи состоит из ряда насосов, а ведомое – из ряда гидродвигателей, то включением одного, двух или нескольких насосов создается различная ступенчатая подача рабочей жидкости, а включением одного, двух или нескольких гидродвигателей создаются различные ступенчатые расходы на включенные гидродвигатели. Изменяя количество подключенных насосов с одинаковыми или различными подачами, а также включая или выключая различное количество гидродвигателей, можно плавно переходить от одной скорости перемещения ведомого звена к другой.

Бесступенчатое регулирование скорости движения ведомого звена осуществляется посредством регулируемого насоса или гидродвигателя, а также путем дроссельного регулирования.

По регулируемому устройству изменение скорости движения выходного звена гидропривода можно осуществить различными регулирующими устройствами. При наличии в гидроприводе регулируемых насоса или гидромотора можно осуществить бесступенчатое **объемное регулирование**.

При отсутствии в гидроприводе регулируемых насосов или гидромоторов бесступенчатое регулирование скоростей движения выходного звена можно осуществить **дроссельным регулированием** путем перепуска части рабочей жидкости, подаваемой насосом под давлением, через предохранительный гидроклапан.

Бесступенчатое (в ограниченных пределах) регулирование скорости движения выходного звена при нерегулируемом насосе можно осуществить также, изменяя частоту вращения двигателя, приводящего в действие насос. В этом случае при неизменном рабочем объеме насоса осуществляется изменение подачи насоса.

Объемный способ регулирования обычно применяется в гидроприводах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости и осуществляется изменением рабочего объема насоса (рис. 2.5, а, б), или изменением рабочего объема гидромотора (рис. 2.5, в), или изменением рабочих объемов насоса и гидромотора (рис. 2.5, г).

При объемном способе регулирования максимально используется приводная мощность двигателя, которая выбирается исходя из максимальной мощности, развиваемой насосом, с учетом общего КПД гидропривода.

Мощность, развиваемая насосом, без учета его КПД, вычисляется по формуле*

$$N_1 = p_1 Q_1 = p_1 n_1 q_1 = N. \quad (2.1)$$

Соответственно мощность, потребляемая гидромотором, без учета его КПД, равна*

$$N_2 = p_2 Q_2 = p_2 n_2 q_2 = N, \quad (2.2)$$

* Здесь и в дальнейшем индексом 1 обозначаются параметры насоса, индексом 2 – гидромотора.

где N – мощность приводного двигателя, p – давление в системе, Q – расход жидкости **, n – частота вращения, q – рабочий объем.

В гидроприводах с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором (рис. 2.5, б) изменение расхода жидкости достигается изменением рабочего объема насоса.

При желании использовать максимальную мощность приводного двигателя N необходимо для того, чтобы при изменении Q_1 давление p_1 изменялось бы с таким расчетом, чтобы произведение $p_1 Q_1$ оставалось постоянным.

При изменении рабочего объема q_1 (q_2 – неизменный) частота вращения вала гидромотора определяется по формуле

$$n_2 = \frac{q_1}{q_2} n_1. \quad (2.3)$$

Момент на валу гидромотора может быть подсчитан следующим образом:

$$M_2 = \left(\frac{1}{2} \pi \right) p_2 q_2 \quad (2.4)$$

или, используя формулу (2.2), выражение (2.4) можно записать

$$M_2 = \frac{N}{2\pi n_2}. \quad (2.5)$$

В гидроприводе с замкнутой циркуляцией и с регулируемым при постоянной мощности насосом и нерегулируемым гидромотором (рис. 2.5, б) при определении диапазона регулирования гидропривода следует исходить из номинального значения полного КПД насоса; при возрастании рабочего объема насоса для расширения диапазона регулирования необходимо увеличить его габариты.

В гидроприводе с замкнутой циркуляцией с нерегулируемым насосом и регулируемым гидромотором (см. рис. 2.5, в) регулирова-

** Величину Q применительно к насосу называют **подачей**, применительно к гидромотору – **расходом**.

ние при постоянной мощности производится изменением рабочего объема q_2 гидромотора. Однако существует минимальное значение q_2 , при котором гидромотор не может преодолеть внутренних сопротивлений, возникающих в нем, и останавливается.

Преимущества этого способа регулирования:

- экономичность гидропривода;
- габариты не зависят от диапазона регулирования.

К недостаткам можно отнести необходимость дистанционного управления гидромотором при раздельном размещении насоса и гидромотора (так как в этом случае гидромотор обычно находится на значительном расстоянии от оператора) и невозможность получения малых скоростей при страгивании машины.

При применении в гидроприводе с замкнутой циркуляцией регулируемых насоса и гидромотора (см. рис. 2.5, г) увеличивается диапазон регулирования гидропривода, который в этом случае равен произведению диапазона регулирования насоса и гидромотора. Применяется совместно с регулятором постоянной мощности на тягачах и транспортных машинах.

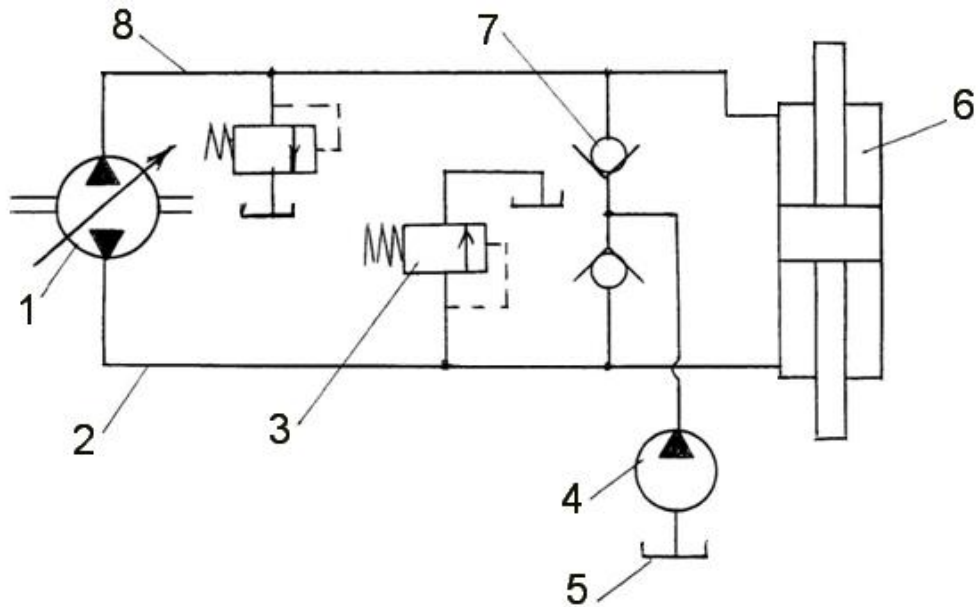
Запуск и работу гидропривода при такой системе регулирования следует осуществлять следующим образом:

- запустить приводной двигатель при нулевой подаче насоса и максимальном расходе гидромотора;
- постепенно увеличивать рабочий объем насоса до начала страгивания гидромотора;
- после выхода насоса в зону постоянной мощности следует регулировать подачу насоса в зоне малых потерь, т. е. в зоне высоких значений КПД;
- при необходимости увеличения частоты вращения гидромотора уменьшить его рабочий объем.

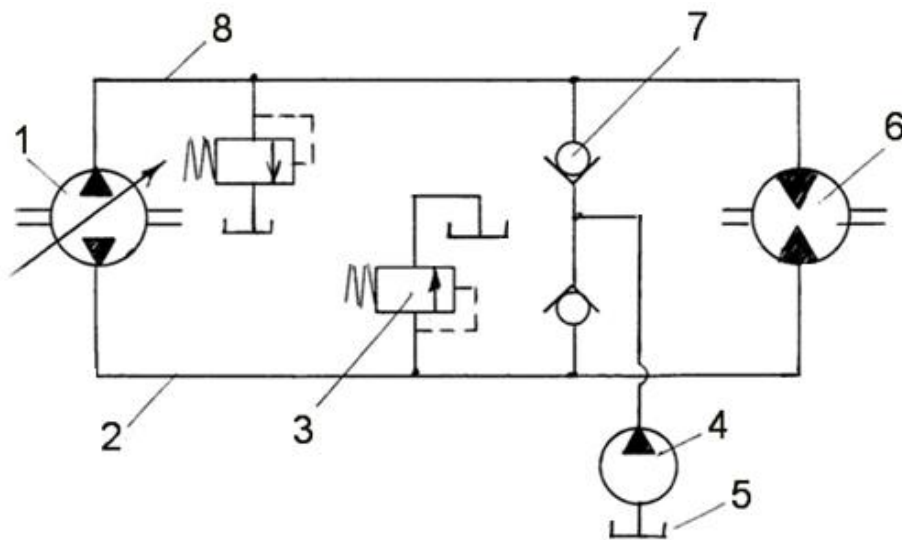
При дроссельном регулировании в зависимости от заданных условий дроссель может быть установлен:

- на входе (рис. 2.6, а) – дроссель установлен перед гидродвигателем на напорной гидролинии;

- на выходе (рис. 2.6, б) – дроссель установлен на сливной гидролинии, после гидродвигателя;
- на ответвлении (рис. 2.6, в) – дроссель расположен на напорной гидролинии параллельно гидродвигателю.



а



б

Рис. 2.5. Гидравлические системы:

- а – с регулируемым насосом и гидроцилиндром;
 б – с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором;
 1 – насос основной; 2, 8 – напорная или сливная гидролиния;
 3 – предохранительный гидроклапан; 4 – насос подпитки;
 5 – гидробак; 6 – гидродвигатель; 7 – обратный гидроклапан

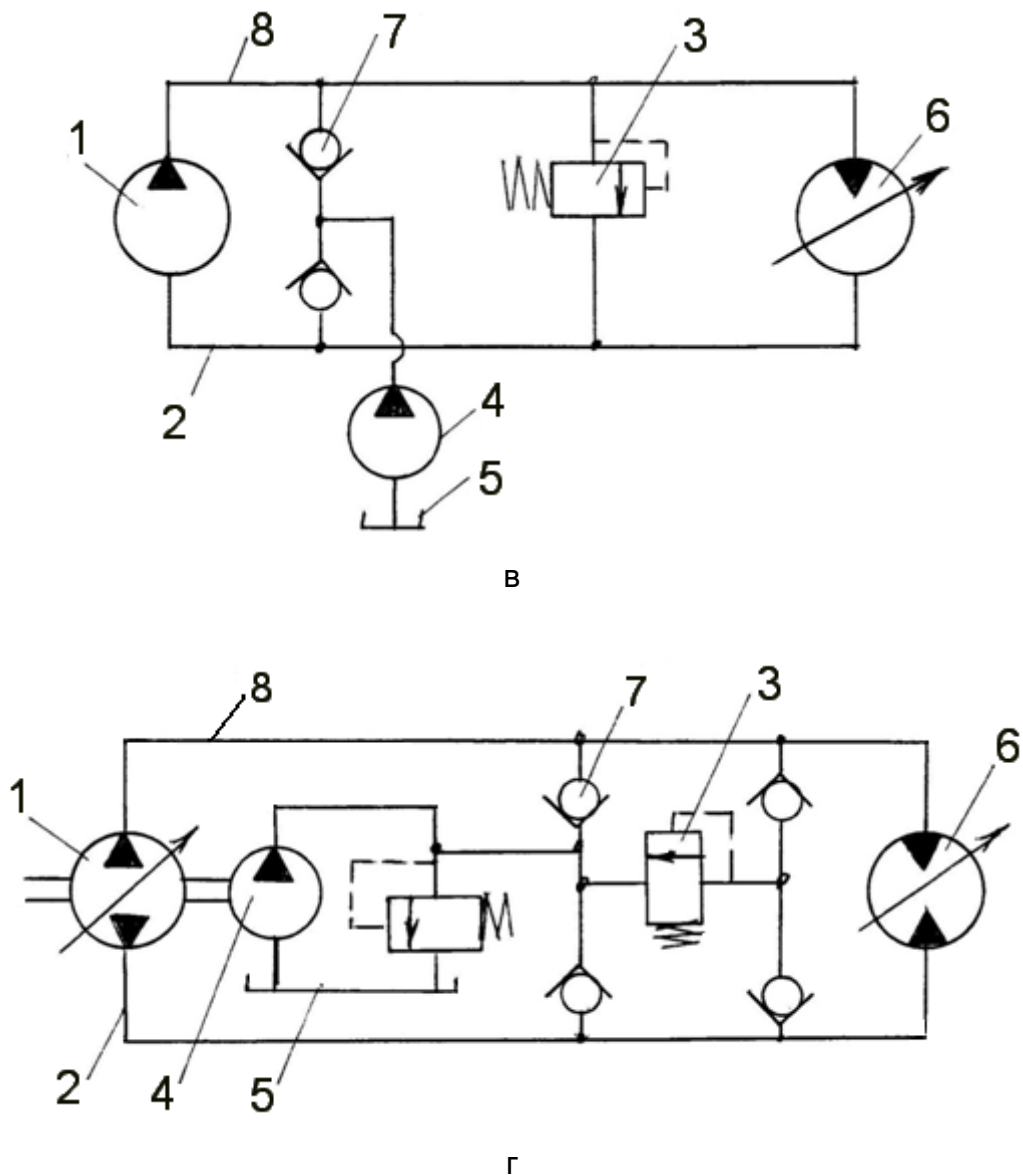


Рис. 2.5. Гидравлические системы:

в – с нерегулируемым насосом и регулируемым гидромотором;

г – с регулируемым насосом и гидромотором;

1 – насос основной; 2, 8 – напорная или сливная гидролиния;

3 – предохранительный гидроклапан; 4 – насос подпитки;

5 – гидробак; 6 – гидродвигатель; 7 – обратный гидроклапан

При всех способах дроссельного регулирования часть жидкости, подаваемая насосом, отводится в сливную гидролинию, не совершая полезной работы.

Гидроприводы с дроссельным регулированием выполняются по двум схемам: ***с постоянным расходом рабочей жидкости и с постоянным давлением.***

В строительных машинах с нерегулируемыми насосами применяется преимущественно схема с постоянным расходом, а расход жидкости в системе при постоянной частоте вращения насоса остается постоянным независимо от нагрузки гидродвигателя; давление в системе зависит от внешней нагрузки.

Схема с постоянным давлением применяется в системах с автоматическим регулированием. Использование такой схемы дает возможность одновременной работы нескольких гидродвигателей от одного насоса независимо от внешней нагрузки каждого из гидродвигателей. При работе гидропривода с регулируемым насосом схема не требует дополнительных устройств, а при работе с нерегулируемым насосом в систему устанавливается переливной гидроклапан, который непрерывно перепуская часть рабочей жидкости во время работы, поддерживает заданное давление.

Рассмотрим подробнее каждый из способов включения дросселя в схемах с постоянным расходом.

Гидропривод с дросселем на входе. Гидропривод допускает регулирование скорости перемещения штока гидроцилиндра лишь в том случае, когда направление действий внешней силы (нагрузка на шток гидроцилиндра) не совпадает с направлением движения штока. Если же направление действия нагрузки совпадает с направлением движения потока, то при уменьшении подачи жидкости через дроссель поршень перемещается быстрее и жидкость не успевает заполнить поршневое пространство. Произойдет разрыв потока в гидролинии перед поршнем, что недопустимо.

Эта схема (рис. 2.6, а) не обеспечивает постоянства скорости выходного звена, если нагрузка на нем переменная, и ее нельзя применять в грузоподъемных машинах, так как груз может упасть вследствие недостаточного противодействия силы трения поршня о гидроцилиндр и сопротивления сливной гидролинии.

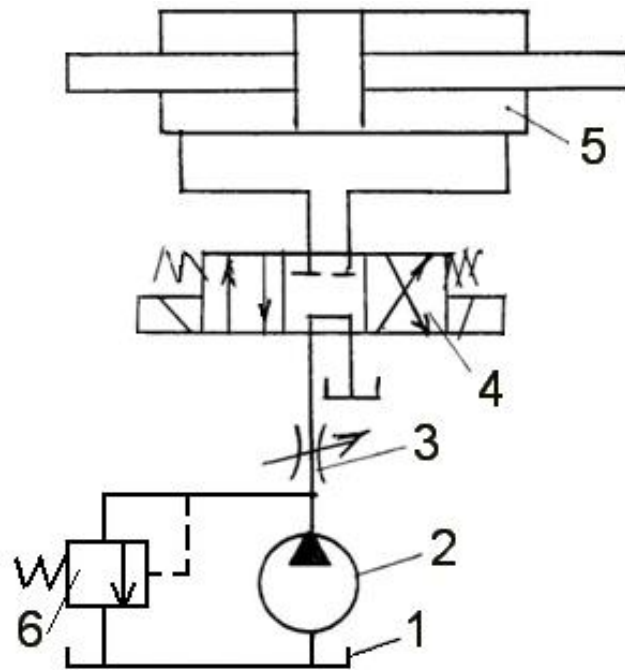
Гидропривод с дросселем на выходе. При применении этой схемы (рис. 2.6, б) разрыва струи и падения груза не произойдет при любом направлении движения штока под действием внешней нагрузки. Преимуществом схемы является также то, что тепло, выделяющееся при прохождении жидкости через дроссель, отводится непосредственно в гидробак, минуя гидрораспределитель и гидроцилиндр.

Гидропривод с дросселем на ответвлении. В этом случае (рис. 2.6, в) рабочая жидкость, подаваемая насосом, не доходя до гидрораспределителя, разделяется на два потока, один из которых через гидрораспределитель направляется в гидродвигатель, а второй через дроссель отводится в гидробак. Предохранительный гидроклапан перепускает жидкость только в случае превышения нагрузки. Поэтому в энергетическом отношении гидропривод с дросселем на ответвлении экономичнее, чем системы с «дросселем на входе» или «с дросселем на выходе».

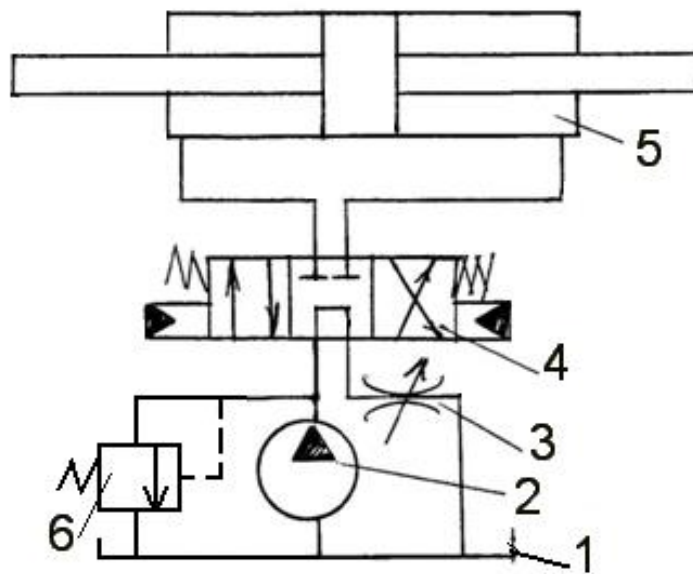
Скорость движения поршня можно регулировать изменением проходного сечения дросселя. При полностью открытом дросселе вся рабочая жидкость подается в гидродвигатель; в этом случае осуществляется максимальная скорость движения поршня (рис. 2.6, а, б) гидроцилиндра или максимальная частота вращения вала гидромотора. При полностью закрытом дросселе движение гидродвигателя прекращается.

КПД гидропривода с дроссельным регулированием в общем случае мал. Он вычисляется как отношение расхода жидкости через гидродвигатель к подаче насоса. Вследствие малого значения КПД дроссельное регулирование применяется в строительных машинах для гидроприводов небольшой мощности.

Кроме регулирования потоков рабочей жидкости, подводимой к ведомому звену, в гидрофицированных машинах необходимо осуществлять реверсирование движения этого звена. В гидроприводах с выходным звеном – гидромотором – это будет вращение вала гидромотора по часовой стрелке или против, а в гидроприводах с выходным звеном – гидроцилиндром – возвратно поступательное движение его штока.



а



б

Рис. 2.6. Способы включения дросселя в гидропривод:
 а – «с дросселем на входе»; б – «с дросселем на выходе»;
 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – дроссель; 4 – гидрораспределитель;
 5 – гидродвигатель; 6 – предохранительный клапан

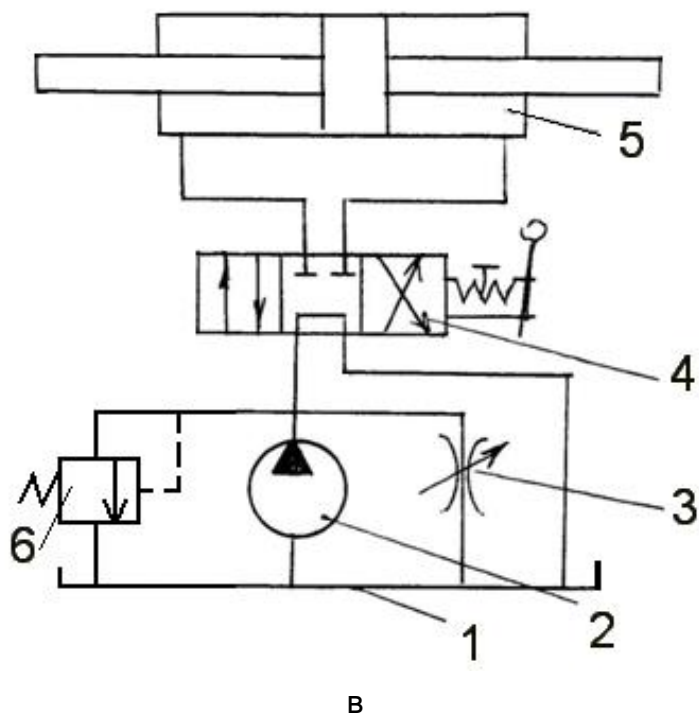


Рис. 2.6. Способы включения дросселя в гидропривод:

в – с дросселем на ответвлении;

1 – гидробак; 2 – насос; 3 – дроссель; 4 – гидрораспределитель;

5 – гидродвигатель; 6 – предохранительный клапан

В гидроприводах с регулируемым и реверсируемым насосом реверсирование осуществляется отклонением вращающегося ротора или наклонной шайбы в одну или другую сторону от их нейтрального положения. В гидроприводах с нерегулируемым и неревверсируемым насосом реверсирование осуществляется гидрораспределителями.

Регулирование возможно и смешанным объемно-дроссельным способом, который применяется главным образом в гидроприводах со ступенчатым регулированием.

По задаче регулирования регулируемый объемный гидропривод разделяется на стабилизированный, программный и следящий.

Стабилизированным гидроприводом называется регулируемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена поддерживается постоянной.

Программным гидроприводом называется регулируемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена изменяется по заранее заданной программе.

Следящим гидроприводом называется регулируемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия, величина которого заранее неизвестна.

По способу регулирования регулируемый объемный гидропривод разделяется на гидропривод с **ручным, автоматическим и полуавтоматическим регулированием**.

Регулирование скорости выходного звена в гидроприводе с ручным регулированием осуществляется оператором непосредственно или с помощью дополнительных устройств, снижающих усилие на рукоятке управления (сервоуправления). В гидроприводе с автоматическим регулированием этот процесс осуществляется автоматически по определенному закону. Полуавтоматический способ включает элементы ручного и автоматического способов регулирования.

Если объемный гидропривод необходимо охарактеризовать и по типу приводящего двигателя, то к наименованию «гидропривод» дается пояснение, указывающее на тип приводящего двигателя.

Структурная схема гидропривода с электромотором состоит из электродвигателя, объемной гидропередачи (объемных насоса и гидродвигателя, гидросети) и гидроаппаратуры (регулирующей, направляющей и дополнительной).

2.2. Требования, предъявляемые к объемному гидроприводу и его преимущества

Объемные гидравлические приводы должны обеспечивать нормальное функционирование и надежную работу гидрофицированных агрегатов технологического оборудования.

В гидравлическом приводе должны поддерживаться заданное рабочее давление и температура рабочей жидкости в требуемом диапазоне, а также обеспечиваться требуемая по техническим условиям чистота рабочей жидкости, пожарная безопасность, внутренняя и внешняя герметичность, надежность работы элементов, удобство технического обслуживания, высокая эксплуатационная технологичность, простота и надежность испытаний и конструкций.

Основными преимуществами объемного гидравлического привода являются его высокие динамические качества, простота осуществления бесступенчатого регулирования выходной скорости, а также весовые характеристики (отношение веса машины к ее мощности) и строительный объем, приходящийся на единицу передаваемой мощности (энергоемкости).

Динамические качества гидромотора оцениваются способностью сообщать инерционной (массовой) нагрузке большое ускорение и определяются отношением момента, развиваемого гидромотором, к моменту инерции его вращающихся частей. По величине этого отношения аксиально-поршневые гидромоторы более чем на порядок превосходят электродвигатели той же мощности, что во многих случаях является решающим фактором для характеристики гидросистемы, и в частности, для следящих гидросистем.

Преимущества гидродвигателей по этому показателю перед электродвигателями обусловлены тем, что удельная сила их практически не ограничена, а при давлении жидкости примерно 30 МПа (300 кгс/см^2) в 20...25 раз больше удельной силы электродвигателя.

Благодаря возможности получения в заданном ограниченном пространстве больших крутящих моментов и усилий обеспечивается высокая приемистость и быстродействие гидропривода и, соответственно, малое время запаздывания при обработке командных сигналов, что особенно важно для быстродействующих следящих механизмов.

Под приемистостью гидродвигателя в общем случае понимают его способность развивать скорость при инерционной нагрузке в те-

чение малого времени. Практически реверс гидродвигателя без маховых масс происходит мгновенно, и запаздывание (если оно есть) обусловлено лишь сжимаемостью рабочей жидкости и составляет обычно всего несколько миллисекунд. Так, время разгона гидромотора средней мощности 5...75 кВт не более 0,1 с для некоторых моторов – не более 0,03...0,04 с.

Для качественной оценки гидродвигателей по этому параметру можно указать, например, момент инерции ротора пластинчатого гидромотора ($N = 2,5$ кВт при $n = 1000$ об/мин и $p = 6,5$ МПа) $2 \cdot 10^{-6}$ Н/с² ($2 \cdot 10^{-5}$ кгс/с²).

Высокой приемистостью отличаются также и насосы. Например, в лучших образцах насосов время достижения регулируемым насосом максимальной подачи от нулевого ее значения не более 0,04 с, а время снижения подачи от номинального значения до нулевого – не более 0,02 с. В тяжелом машиностроении применяют регулируемые насосы мощностью 2000 кВт, производящие до 60 реверсов в минуту.

При оценке гидромашины большое значение имеют также весовые характеристики, которыми являются:

- удельный вес (или коэффициент удельного веса) гидромашины, под которым понимают вес, приходящийся на единицу полезной мощности (обычно выражается в кг/кВт или кгс/кВт),

$$C_N = \frac{G}{N}; \quad (2.6)$$

- вес на единицу развиваемого момента [в Н/(Н·м) или кгс/(кгс·м)]

$$C_M = \frac{G}{M}, \quad (2.7)$$

где G , N , M – соответственно вес, мощность гидромашины и крутящий момент на ее валу.

Для гидромашин общего применения высокого давления (>20 МПа или >200 кгс/см²) удельный вес обычно составляет 6 Н/кВт

(0,6 кгс/кВт); для специальных насосов и гидромоторов, работающих при высоких скоростях (2500...4000 об/мин) – 3 Н/кВт (0,3 кгс/кВт).

Кроме того, для многих случаев применения, в частности, в транспортных машинах, ракетах, для которых объемный фактор имеет чрезвычайно большое значение, гидромашины оцениваются также по удельной мощности (мощности, отнесенной к единице объема), или, как называют этот показатель, энергоемкости. Высокооборотные аксиально-поршневые гидромашины, пригодные для работы при давлениях 70 МПа (700 кгс/см²) и выше, имеют наиболее высокую энергоемкость – 6,7 кВт/дм³ и выше. Преимуществом гидравлических приводов является также возможность бесступенчатого регулирования в широком диапазоне выходной скорости, а также простота управления, плавность, равномерность и устойчивость движения под изменяющейся нагрузкой и высокая надежность гидроэлементов. Срок службы при работе под нагрузкой насосов и моторов достигает 20000 ч и более. Гидропривод может работать в любых климатических условиях. Высококачественные моторы и насосы имеют на номинальном режиме работы высокий КПД: объемный $\eta_o = 0,98...0,99$, механический $\eta_{мех} = 0,96...0,98$ и полный $\eta = 0,95...0,96$. Диапазон регулирования гидропривода вращательно-го действия или передаточное число, под которым понимается отношение минимальной частоты вращения вала гидромотора к максимальной, составляет во многих случаях 1:1000. Нижний предел частоты вращения большинства двигателей составляет 8...16 об/мин у двигателей с малым крутящим моментом (3...20 Н·м) и 2...3 об/мин у двигателей с большим крутящим моментом (более 100 Н·м).

При применении гидропривода конструктивно просто решается задача защиты машины от перегрузок. Благодаря тому, что передача энергии производится по трубопроводам, гидросистемы обладают хорошими коммутационными качествами.

Высокие модуль упругости рабочей жидкости и герметичность гидроагрегатов обеспечивают гидросистеме механическую жест-

кость по отношению к нагрузке (минимальную податливость выхода под нагрузкой), а также допускают неограниченную по времени работу при минимальных скоростях, сохраняя при этом постоянство заданных характеристик зависимости скорости от нагрузки. Кроме того, гидросистема обеспечивает высокую позиционную точность реверсирования. Так, у силового органа ряда машин точность реверсирования при применении гидропривода может быть доведена до 0,01 мм.

К недостаткам гидропривода относятся:

- зависимость характеристики гидропривода от вязкости рабочей жидкости, которая зависит от температуры;
- нарушение работы в автоматических гидравлических системах из-за нестабильности вязкости рабочей жидкости;
- растворимость воздуха в жидкости, который также нарушает работу гидропривода и особенно автоматических устройств;
- внутренние и наружные утечки рабочей жидкости, которые снижают КПД системы. В настоящее время уже разработаны рабочие жидкости с высоким индексом вязкости и уплотнения, гарантирующие их длительную работу без утечек.

2.3. Основные параметры, принцип действия и расчетные зависимости роторно-зубчатых, роторно-поршневых, роторно-пластинчатых гидромашин

В качестве источников гидравлической энергии в объемном гидравлическом приводе применяются: насосы, гидроаккумуляторы и пиротехнические источники давления.

Насос – это гидравлическая машина для создания потока жидкой среды.

Гидроаккумулятор – это устройство, служащее для накопления рабочей жидкости под давлением для последующего использования ее потенциальной энергии.

Пиротехнический источник давления – это устройство, работа которого основана на вытеснении рабочей жидкости из баллона продуктами сгорания, например, пороха.

В соответствии с ГОСТ 17398-72 по принципу действия насосы разделяют на динамические и объемные.

Динамический насос – это насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой с входом и выходом насоса.

Объемный насос – это насос, в котором жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой с входом и выходом насоса.

Для объемного гидропривода применяют объемные насосы: шестеренные, винтовые, пластинчатые (шиберные), радиальные роторно-поршневые, аксиальные роторно-поршневые и другие.

Эти насосы имеют следующие достоинства: надежность и долговечность в эксплуатации, нетребовательность к уходу, сравнительно небольшие габаритные размеры и массу, высокий КПД, способность работать при длительных перегрузках и в различных климатических зонах при температурах рабочей жидкости в пределах от -50 до $+80^{\circ}\text{C}$. Дополнительными требованиями являются: обратимость насоса, т. е. возможность без значительных переделок работать в качестве насоса и в качестве гидромотора; при регулируемом насосе – осуществление простыми средствами бесступенчатого регулирования с минимальными затратами энергии.

Типовая характеристика объемного насоса показана на рис. 2.7.

В соответствии с ГОСТ 4.118-84 номенклатура основных показателей качества насоса приведена в табл. 2.2.

Шестеренные насосы отличаются простотой изготовления и эксплуатации, малыми габаритными размерами и массой, сравнительно высоким КПД, легкостью реверсирования, достаточной надежностью и долговечностью.

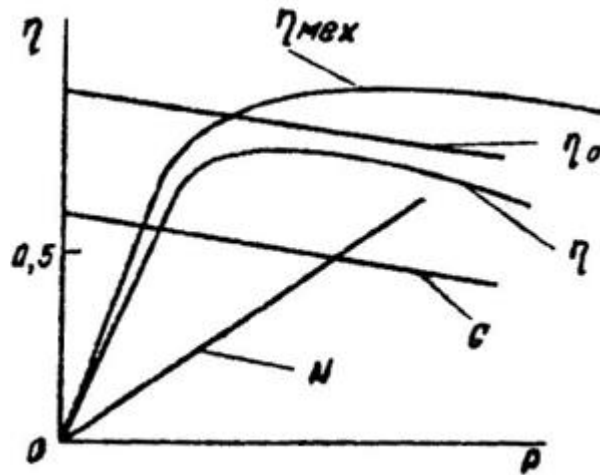


Рис. 2.7. Типовая характеристика объемного насоса:

Q – объемная подача насоса (отношение объема подаваемой жидкости ко времени); p – давление на выходе из насоса;

N – мощность, потребляемая насосом;

η – к.п.д. насоса (отношение полезной мощности насоса к его приводной мощности); $\eta_{\text{мех}}$ – механический к.п.д. насоса;

η_o – объемный к.п.д. насоса

Шестеренные насосы изготавливаются для рабочих давлений 25 МПа и более подачей до 7...8 дм³/с. Частота вращения их приводного вала находится в пределах 150...210 с и более. Для специальных целей изготавливаются насосы с частотой вращения до 1000 с⁻¹. Шестеренные насосы допускают большие кратковременные перегрузки по давлению, величина которых определяется лишь конструкцией подшипников.

К недостаткам шестеренных насосов относятся наличие полости с заземляемым объемом рабочей жидкости, значительный шум и пульсация потока по сравнению с другими типами насосов.

Шестеренные насосы классифицируются по характеру зацепления, форме зубьев, количеству пар роторов, помещенных в общем корпусе.

По характеру зацепления различают насосы с внешним и внутренним зацеплением зубьев. В гидроприводах преобладают насосы с внешним зацеплением.

Таблица 2.2

Номенклатура основных показателей качества насосов

Наименование показателя качества и единицы измерения	Обозначение показателя качества
Показатели назначения (классификационные)	
Подача, м/с (м/ч, м/сут, л/ч)	Q
Напор, м	H
Давление, Па (МПа)	p
Частота вращения, с (об/мин)	n
Показатели технической и энергетической эффективности	
Коэффициент полезного действия, %	η
Коэффициент подачи, %	η_o
Допускаемый кавитационный запас, м	$h_{\text{доп}}$
Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания, м	$H_{\text{доп}}$
Подпор, м	h
Показатели конструктивные и технологические	
Масса, кг	m
Удельная материалоемкость, кг/МДж (кг/ГДж)	$K_{y.m}$
Показатели надежности	
Установленный ресурс (до капитального ремонта или до списания), ч	R_y
Назначенный ресурс (до капитального ремонта или до списания), ч	R_n

По форме зубьев насосы бывают с прямыми и винтовыми зубьями (косыми и шевронными). Насосы с винтовыми зубьями применяются главным образом в тех случаях, когда по условиям работы требуются бесшумность, пониженная пульсация подачи и уменьшение габаритов. Винтовые зубья позволяют увеличить коэффициент перекрытия за счет большого угла наклона зубьев, что

практически удается достигнуть лишь в насосах с шевронным зацеплением (20 и более). В насосах же с косыми зубьями угол наклона составляет не более $5...7^\circ$, так как с дальнейшим увеличением угла наклона появляются значительные осевые давления.

Вследствие сложности изготовления в гидроприводах насосы с винтовыми шевронными зубьями применяются редко.

По количеству пар роторов насосы делятся на двухроторные (с одной парой шестерен) и секционные (несколько пар шестерен). Каждая из пар шестерен может иметь общую всасывающую гидролинию и общую напорную гидролинию, а также общую всасывающую гидролинию и отдельные напорные гидролинии (при необходимости совмещения операций нескольких исполнительных механизмов). Достоинством секционных насосов является их компактность и возможность работы от одного приводного вала.

Наиболее распространенный насос (рис. 2.8) с внешним зацеплением состоит из корпуса 1, где с небольшими торцевыми радиальными зазорами находятся в зацеплении две одинаковые шестерни: ведущая 2 и ведомая 3. При вращении шестерен, когда зубья выходят из впадин (объем камеры увеличивается), происходит всасывание жидкости. Далее жидкость, заполнившая впадины, переносится по внешней дуге шестернями в направлении вращения. Когда зубья входят во впадины (объем камеры уменьшается), жидкость зубьями вытесняется в нагнетательную линию.

В момент зацепления зубьев может происходить заклинивание жидкости во впадинах, что ведет к повышению давления в защемленном объеме и возрастанию нагрузки на зубья и подшипники шестерен. Это может вызвать остановку или поломку насоса. Чтобы не допустить этого, в корпусе или шестернях делают специальные каналы (рис. 2.9), которыми запертые объемы сообщаются с линией нагнетания или всасывания.

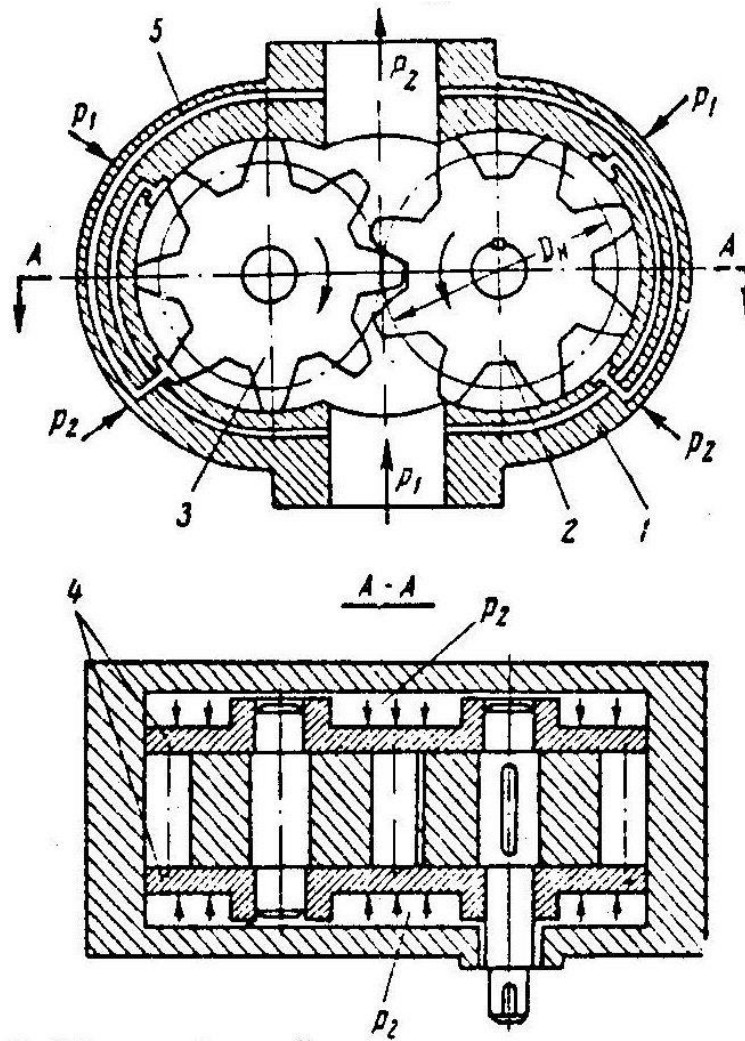


Рис. 2.8. Шестеренный насос:

1 – корпус; 2 – ведущая шестерня; 3 – ведомая шестерня;
4 – торцевые диски; 5 – разгрузочные каналы

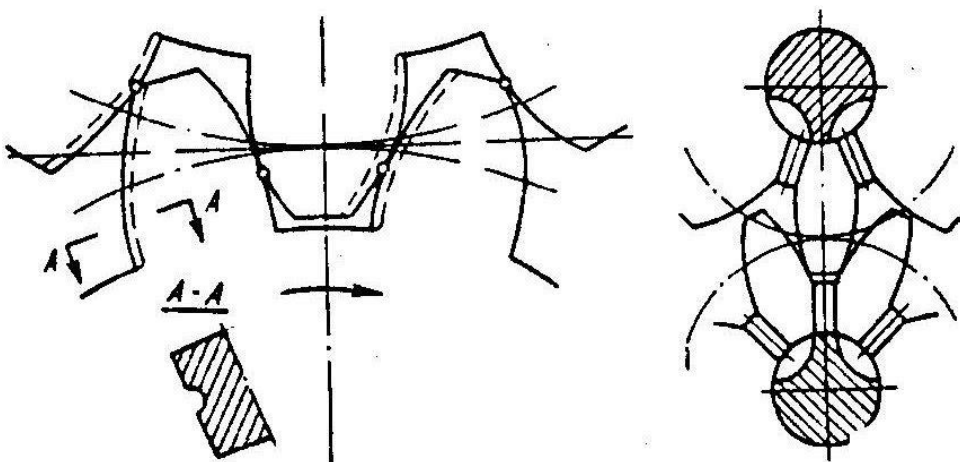


Рис. 2.9. Разгрузочное устройство шестеренных насосов

При работе насоса, вследствие разности давлений ($p_2 > p_1$), на шестерни действуют радиальные силы, которые, нагружая валы и их подшипники, могут вызывать заклинивание роторов. Особенно это опасно для машин высокого давления. Поэтому роторы уравнивают, предусматривая в корпусах насосов или в самих роторах разгрузочные каналы. Такие каналы 5 в корпусе показаны на рис. 2.8.

Гидравлическая компенсация торцевых зазоров между корпусом 1 (рис. 2.8) и шестернями 2 и 3 осуществляется специальными торцевыми дисками 4, которые поджимаются к торцам шестерен давлением рабочей жидкости. Чем больше давление p развивает насос, тем с большей силой прижимаются торцевые диски к шестерням, и зазор между ними практически остается постоянным.

Рабочий объем шестеренного насоса можно определить с достаточной для практики точностью из условия, что объем зуба равен объему впадины. Тогда, считая, что высота зуба равна $2m_3$, будем иметь

$$q_n = 2\pi D_n m_3 b_3 = 2\pi z m_3^2 b_3, \quad (2.8)$$

где m_3 – модуль зуба;

D_n – диаметр начальной окружности;

z – число зубьев;

b_3 – длина зуба.

Из (2.8) следует, что для получения малогабаритных насосов (гидромоторов) необходимо делать шестерни с большим модулем и малым числом зубьев, хотя при этом несколько возрастает пульсация подачи (расхода).

Обычно шестеренные насосы изготавливаются с постоянным рабочим объемом, т. е. с постоянной подачей. Но бывают насосы и с переменной подачей, у которых меняется рабочий объем за счет изменения длины зацепления зубьев шестерен.

Винтовые насосы бывают двух-, трех- и многовинтовые. Изображенный на рис. 2.10 винтовой насос имеет три двухзаходных винта, из которых центральный 2 – ведущий и два боковых 1 и 3 – ведомые. При вращении винтов их нарезки, взаимно замыкаясь, отсекают определенный объем жидкости в камере всасывания и перемещают его, как гайку, вдоль оси в камеру нагнетания. Для отделения полости всасывания от полости нагнетания рабочая длина винтов выбирается больше шага нарезки.

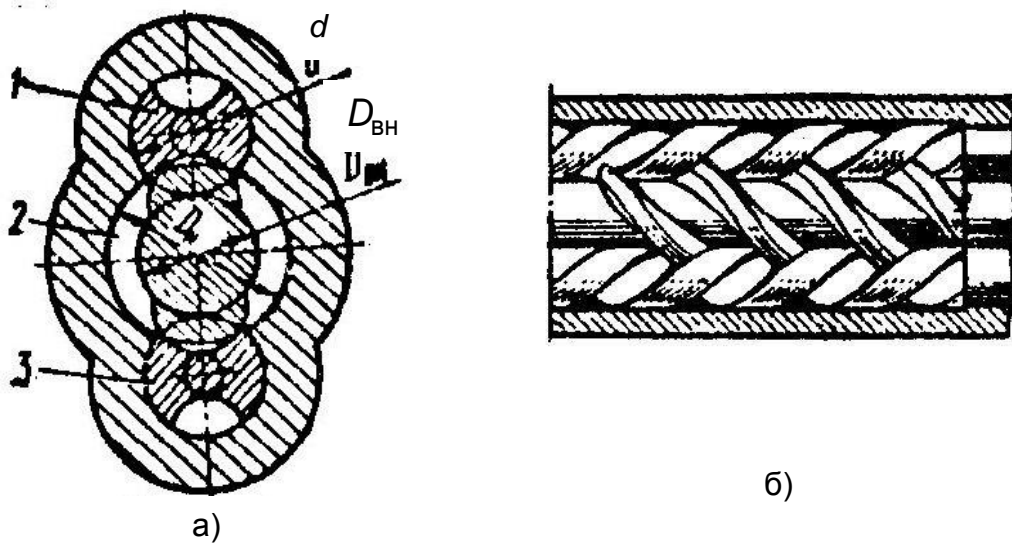


Рис. 2.10. Трехвинтовой насос:
 а – поперечный разрез трехвинтового насоса; б – группа винтов;
 1, 3 – ведомые винты; 2 – ведущий винт

Достоинствами винтовых насосов являются нечувствительность к динамическим нагрузкам, высокая надежность работы даже при недостаточно чистой рабочей жидкости, бесшумность, малые радиальные габариты, высокая равномерность подачи (без пульсации), минимальный момент инерции по сравнению с другими типами насосов, возможность работы при угловых скоростях до 1800 с^{-1} . Недостатками этих насосов, работающих при высоких давлениях, являются большие осевые габариты. Так, при давлении 20 МПа длина винта составляет от 6 до 8 шагов винта.

Насосы изготавливают на давления до 20 МПа с подачей до 0,2 м/с.

Размеры винтов выбираются из следующих соотношений:

$$D_{\text{вн}} = d; D_{\text{нар}} = (5/3) d; t = (10/3) d, \quad (2.9)$$

где $D_{\text{вн}}$ и $D_{\text{нар}}$ – соответственно внутренний и наружный диаметры ведущего винта; d – наружный диаметр ведомого винта, t – шаг винта.

Подача трехвинтового насоса подсчитывается по формуле

$$Q = 7d^3 n \eta_o. \quad (2.10)$$

Объемный КПД насосов находится в пределах 75...95%.

Момент, развиваемый винтовым гидромотором, рассчитывается по формуле

$$M = [(F - f)/2\pi] t p \eta_{\text{мех}}, \quad (2.11)$$

где F и f – соответственно площади поперечного сечения расточек корпуса и сечения винтов.

Пластинчатые (шиберные) насосы бывают однократного и многократного действий, одноступенчатые и многоступенчатые, одинарные и сдвоенные.

Насос однократного действия (рис. 2.11) состоит из ротора 1, ось вращения которого смещена относительно оси статора 2 на величину e . В пазах ротора установлены пластины (шиберы) 3, прижимаемые к внутренней поверхности статора или давлением жидкости, или пружинами. Скользя по статору, пластины одновременно совершают возвратно-поступательные движения в пазах ротора. При этом серповидная полость, образованная эксцентричным расположением ротора и статора, делится пластинами на камеры, объем которых во время работы непрерывно меняется. Если объем камер увеличивается, то происходит всасывание жидкости, если уменьшается – нагнетание.

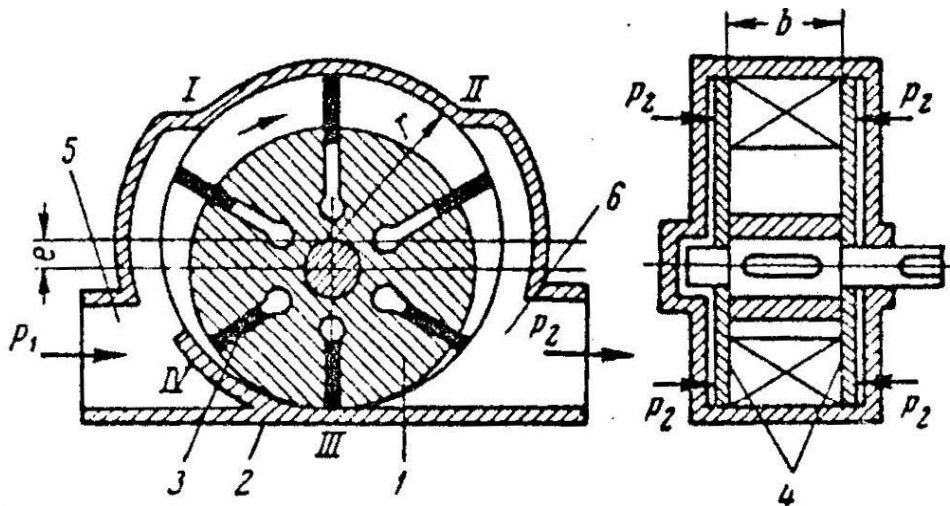


Рис. 2.11. Пластинчатый насос простого действия

Для разделения всасывающей полости 5 от нагнетательной 6 в статоре имеются уплотнительные выступы I-III и III-IV. Уплотнение ротора с торцов осуществляется дисками 4.

Каждая камера в течение полного оборота участвует в нагнетании жидкости один раз, и поэтому рассматриваемый насос называется однократного или простого действия. Все камеры этого насоса переносят за один оборот в полость нагнетания жидкости объем, равный объему кольца толщиной $2e$, из которого нужно вычесть объем, занятый пластинками. Следовательно, рабочий объем пластинчатого насоса простого действия будет

$$q_H = 2e(2\pi r - z\delta)b, \quad (2.12)$$

где e – эксцентриситет;

r – радиус статора;

z – число пластин;

δ – толщина пластины;

b – ширина ротора.

У пластинчатых насосов простого действия ротор и подшипники испытывают односторонние силы давления, что затрудняет создание таких машин большой мощности и является одной из причин малого срока службы.

Пластинчатые насосы простого действия в основном применяются для гидросистем, не требующих высоких давлений (до 4...5 МПа или 40...50 кгс/см). В гидроприводах машинного регулирования их применяют преимущественно в качестве вспомогательных насосов (насосов подпиток и пр.).

Недостатком пластинчатых гидромашин является трудность герметизации вытеснителей, особенно со стороны торцов, а также большая нагрузка на ось ротора и пластины со стороны сил давления жидкости. Поэтому в практике распространены нерегулируемые пластинчатые насосы двукратного (и реже, четырехкратного) действия, которые обладают более высоким рабочим объемом и КПД.

Преимуществом насосов двух- и четырехкратного действия является уравновешенность радиальных сил давления жидкости на пластинчатый ротор, благодаря чему они пригодны для работы при более высоком давлении жидкости (14 МПа или 140 кгс/см и выше).

Радиальные роторно-поршневые насосы регулируемой производительности применяют в современном объемном гидроприводе с давлением выше 10 МПа (100 кгс/см).

Принципиальная схема роторно-поршневого насоса показана на рис. 2.12.

Радиальный роторно-поршневой насос состоит из нескольких поршней 1, которые расположены в корпусе ротора 2 радиально относительно оси вращения. Ротор вращается вокруг вала цапфы 2, расположенной эксцентрично относительно обоймы 4.

Количество поршней в машинах подобного типа обычно бывает от 5 до 9. На рисунке 2.12 для простоты показаны лишь три поршня. Если ротор 2 насоса вращать с помощью двигателя, например электродвигателя, то благодаря эксцентричному расположению цапфы 3 в обойме 4 поршни 1 насоса начнут совершать возвратно-поступательное движение относительно ротора 2. От центра ротора они будут двигаться за счет центробежных сил. Кривизна обоймы определяет положение поршней в цилиндрах. При вращении ротора по часовой стрелке, как показано на рис. 2.12, в

цилиндрах, находящихся выше линии «а-а», будет происходить процесс всасывания. Из цилиндров, находящихся ниже линии «а-а», жидкость будет вытесняться. Перегородка в цапфе 3 разделяет полости всасывания Б и нагнетания А, к которым соответственно подведены каналы.

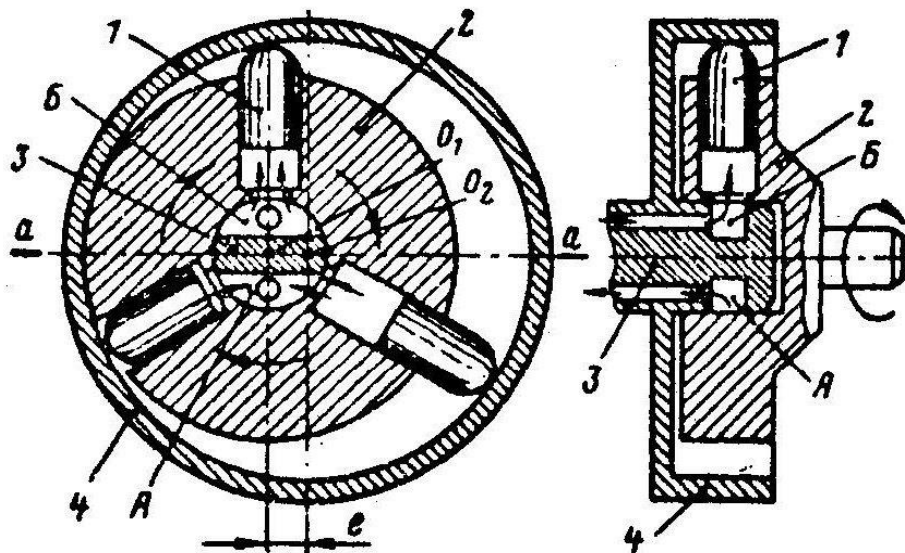


Рис. 2.12. Схема радиального роторно-поршневого насоса:
1 – поршни; 2 – корпус ротора; 3 – цапфа; 4 – обойма

Теоретическая производительность радиального роторно-поршневого насоса равна

$$Q = 0,5e\pi d^2 z\Omega, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.13)$$

где e – величина эксцентриситета, м;

d – диаметр поршней, м;

z – число поршней;

Ω – скорость вращения приводного вала насоса, рад/с.

В современных насосах $\Omega = 100 \dots 200$ рад/с.

Таким образом, производительность насоса зависит не только от скорости вращения приводного вала насоса, но и от величины эксцентриситета. Изменение знака эксцентриситета приводит к изменению направления потока жидкости, т. е. камера всасывания становится камерой нагнетания и наоборот. Это свойство использу-

ется в насосах с регулируемой производительностью, которые конструируются так, чтобы можно было управлять величиной и знаком эксцентриситета от внешнего воздействия.

Радиальные роторно-поршневые насосы обладают свойством обратимости, т. е. если в одну из полостей насоса подобного типа нагнетать жидкость под давлением, то ротор машины начнет вращаться (работа в режиме гидромотора).

Радиальные роторно-поршневые насосы могут быть также многорядными и с эксцентриковым приводом. У последних распределение потока жидкости осуществляется с помощью клапанов. В насосах с эксцентриковым приводом поршни находятся в статоре, и их смещение осуществляется вращением эксцентрика.

Эти насосы более громоздки, чем насосы с аксиальным расположением цилиндров, и имеют более высокие моменты инерции вращающихся частей, поэтому они менее приемисты и более тихоходны. Ввиду этого аксиальное расположение цилиндров предпочтительнее для высоких скоростей и малых крутящих моментов, радиальное – для больших крутящих моментов (до $5 \cdot 10^3$ Н·м или соответственно до 500 кгс·м и выше) и малых скоростей, минимальное значение которых доводят до 5 об/мин и ниже. Аксиальные насосы, и в частности насосы средней мощности (~20...50 л.с.), имеют массу при всех прочих равных условиях меньше массы радиальных насосов примерно в 2 раза.

Аксиальные роторно-поршневые машины делятся на две основные группы. К одной группе относятся машины, ось блока цилиндров у которых совпадают с осью вращения вала, т. е. машины с наклонным диском. К другой группе относятся машины, у которых ось вала находится под углом к оси вращения блока цилиндров, т. е. машины с наклонным блоком цилиндров.

На рисунке 2.13 показана принципиальная схема аксиального роторно-поршневого насоса с наклонным диском. В роторе 3 находятся семь-девять поршней 4. Пружины 2 выталкивают поршни из цилиндров. Торцевая часть ротора скользит по плоскости распре-

делительной головки 1. Неподвижно расположенный наклонный диск 5 способствует совершать возвратно-поступательное движение поршням в цилиндрах ротора при его вращении.

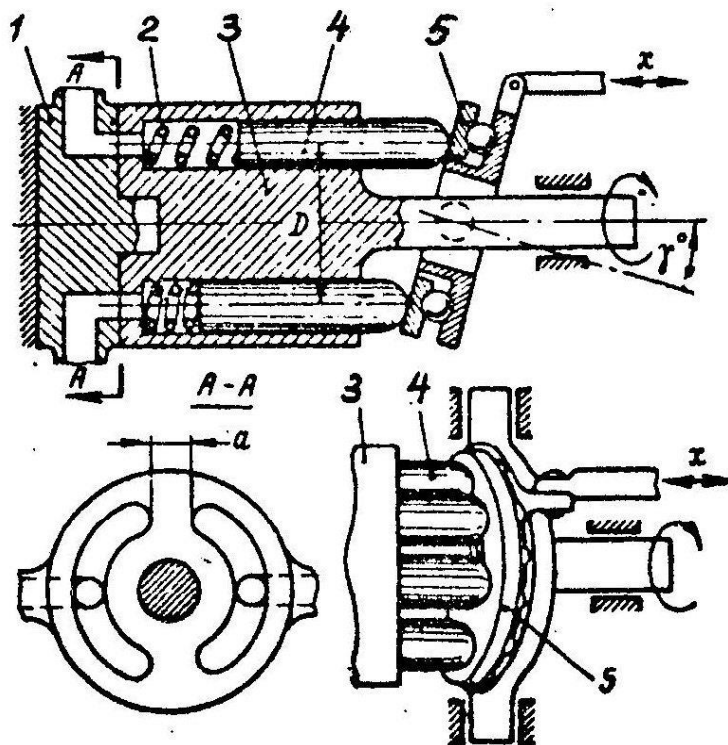


Рис. 2.13. Схема аксиального роторно-поршневого насоса с наклонным диском:

- 1 – распределительная головка (условно повернута на 90 градусов);
2 – пружины; 3 – ротор; 4 – поршни; 5 – наклонный диск

На плоскости распределительной головки 1 имеются две С-образные канавки, которые соединены соответственно с основной гидромагистралью. Между ними имеются две перемычки, размером a , центр которых соответствует положению поршней с нулевой скоростью в осевом направлении.

Наклонный диск 5 представляет собой конструкцию, состоящую из радиально-упорного подшипника, одно кольцо которого свободно, а другое висит на шарнирах. Прикладывая воздействие x , можно изменять угол наклона диска 5 и тем самым менять производительность насоса, а также направление потока жидкости.

Принципиальная схема аксиальной роторно-поршневой машины с наклонным блоком цилиндров приведена на рис. 2.14. Она также состоит из вращающегося ротора 3, поршней 4, неподвижной распределительной головки 1, центрирующего вала 2, наклонного к оси блока цилиндров, диска 5 и штоков 6, соединяющих поршни 4 с диском 5. В некоторых конструкциях штоки 6 служат для передачи крутящего момента от диска 5 к ротору 3.

Имеются конструкции, у которых этот момент передается с помощью гибкого шарнира или пары конусных шестерен.

Расход жидкости у аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров от угла наклона блока цилиндров к диску. Производительность аксиальных роторно-поршневых насосов может быть подсчитана по формуле

$$Q = zD \frac{\pi d^2}{4} \Omega \operatorname{tg} \gamma - r_n \rho, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.14)$$

где d – диаметр поршней, м;

z – число поршней;

D – диаметр окружности, на которой расположены центры цилиндров, м;

Ω – угловая скорость вращения вала насоса в рад/с;

γ – угол наклона диска относительно блока цилиндров в рад;

r_n – удельная утечка в насосе в $\text{м}^3/\text{с} \cdot (\text{кгс}/\text{м}^2)$, для каждого насоса имеющая различную величину. Она зависит от геометрических параметров гидронасоса, температуры жидкости и других величин.

В гидроприводах различных агрегатов применяется большое количество конструкций аксиальных роторно-поршневых насосов, которые отличаются от описанных выше по самым различным признакам. Например, имеются насосы с цапфовым распределением жидкости и насосы с неподвижным блоком цилиндров, у которых производится клапанное или золотниковое распределение жидкости. Встречаются также насосы с наклонными к оси ротора цилиндрами.

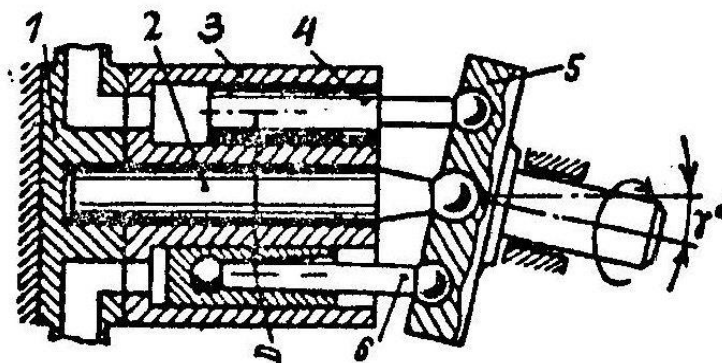


Рис. 2.14. Схема аксиального роторно-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров:

1 – распределительная головка (условно повернута на 90 градусов);
2 – центрирующий вал; 3 – ротор; 4 – поршни; 5 – диск; 6 – штоки

Аксиальные роторно-поршневые насосы применяют в основном для работы при давлениях 100...400 кгс/см и расходах жидкости 0,04...2 м³/с. Скорость вращения насосов бывает разной от 30 рад/с до 600 рад/с, а иногда и более.

Экономичность насоса определяется соотношением потерь мощности и мощности, потребляемой насосом. Мощность, потребляемая насосом, определяется скоростью вращения вала и моментом вращения, приложенным к этому валу,

$$N = M\Omega, \text{ кгс}\cdot\text{м/с (Вт)}, \quad (2.15)$$

где M – момент вращения на валу насоса, кгс·м (Н·м);

Ω – угловая скорость вращения вала, рад/с.

Мощность, которая используется для создания полезного расхода жидкости, определяется этим расходом и давлением, которые насос может обеспечить:

$$N = Q \cdot p, \text{ кгс}\cdot\text{м/с (Вт)}, \quad (2.16)$$

где Q – полезный расход жидкости, создаваемый насосом, в м³/с;

p – разность давления жидкости в напорной и сливной магистралях в кгс/м² (Н/м²).

Остальная часть мощности в насосе тратится на потери. В общем случае баланс мощности насоса можно выразить формулой

$$N_{\text{Вых.Н.}} = N_{\text{Вх.Н.}} - N_0 - N_T - N_r, \quad (2.17)$$

где N_0 – мощность объемных потерь;

N_T – потери мощности на трение;

N_r – мощность гидравлических потерь.

Гидроаккумуляторами называются устройства, служащие для накопления рабочей жидкости под давлением для последующего использования ее потенциальной энергии в гидроприводах.

Гидроаккумуляторы сглаживают пульсацию давления жидкости, смягчают гидравлические удары, компенсируют колебания потребления жидкости гидравлическими устройствами и обеспечивают работоспособность системы при перерывах в работе насоса. Иногда предварительно заряженные гидроаккумуляторы используются вместо насоса, когда время работы гидравлического устройства (привода) незначительно.

Существуют гидроаккумуляторы грузовые (рис. 2.15, а), пружинные (рис. 2.15, б), с упругим корпусом (рис. 2.15, в), пневмогидроаккумуляторы без разделителя (рис. 2.15, г) и с разделителем (рис. 2.15, д), мембранный пневмоаккумулятор (рис. 2.15, е) и баллонный пневмогидроаккумулятор (рис. 2.15, ж).

Размеры гидроаккумулятора и насоса к нему определяются из графика потребления жидкости исполнительным органом. Минутная подача насоса выбирается несколько больше среднего расхода, потребляемого исполнительным органом, а полезная емкость гидроаккумулятора обеспечивает расход жидкости на наиболее напряженных участках цикла, где потребление превышает подачу насоса.

При расчетах гидроаккумулятора исходят из величин максимального давления в нем при полной его зарядке ($p_{\text{макс}}$) и наименьшего давления в нем при вытесненном масле ($p_{\text{мин}}$).

Давление $p_{\text{мин}}$ расчетное, а давление $p_{\text{макс}}$ задают исходя из потребной емкости гидроаккумулятора.

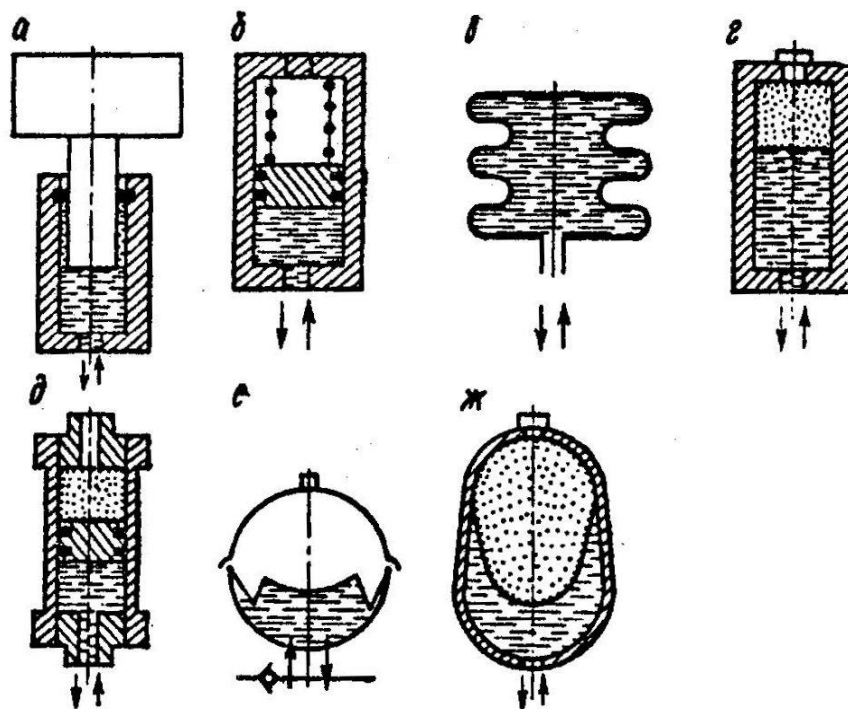


Рис. 2.15. Гидроаккумуляторы

Вследствие того, что процессы сжатия и расширения газа в гидроаккумуляторе происходят медленно, можно с достаточной степенью точности предположить, что показатель политропы в этом случае близок к единице, иначе говоря, процесс будет близок к изотермическому. При $n = 1$

$$\frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{к}}} = \frac{\rho_{\text{н}}}{\rho_{\text{макс}}} - \frac{\rho_{\text{н}}}{\rho_{\text{мин}}}, \quad (2.18)$$

$$\frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{в}}} = \frac{\rho_{\text{макс}}}{\rho_{\text{мин}}} - 1, \quad (2.19)$$

где $V_{\text{п}}$ – полезная емкость гидроаккумулятора;

$V_{\text{к}}$ – общий (конструктивный) объем гидроаккумулятора;

$V_{\text{в}}$ – объем воздушной части гидроаккумулятора в конце зарядки (при $P_{\text{макс}}$);

$\rho_{\text{н}}$ – начальное давление перед зарядкой.

Приведенные выражения показывают, что энергоемкость (полезная емкость) гидроаккумулятора при равных прочих условиях в

большой мере зависит от величины начального давления газа при зарядке. Обычно коэффициент перепада давления θ принимается равным

$$\theta = \frac{P_{\text{макс}} - P_{\text{мин}}}{P_{\text{макс}}} < 0,2 \dots 0,3. \quad (2.20)$$

Расчет толщины стенок гидроаккумулятора s на прочность производится по формуле

$$s = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{\sigma + P_{\text{макс}}(1 + 2\mu_{\text{П}})}{\sigma - P_{\text{макс}}(1 + \mu_{\text{П}})}}, \quad (2.21)$$

где D – внутренний диаметр гидроаккумулятора;

σ – допускаемое напряжение на разрыв материала стенки;

$\mu_{\text{П}}$ – коэффициент Пуассона (для стали $\mu_{\text{П}} = 0,3$).

Толщина стенки плоского дна определяется по формуле

$$s = 0,405D \sqrt{\frac{P_{\text{макс}}}{\sigma}}, \quad (2.22)$$

толщина стенки сферического дна –

$$s = pD/(4\sigma). \quad (2.23)$$

В качестве газа в пневмогидроаккумуляторах применяется воздух или азот. Для систем с высоким давлением обычно применяют азот, так как наличие кислорода в воздухе может привести в момент сжатия к взрыву паров масла. Азот применяется и в диафрагменных пневмогидроаккумуляторах, так как в среде азота улучшаются условия работы резиновой диафрагмы.

Получение энергии потока жидкости может осуществляться не только с помощью насосов и гидроаккумуляторов. В гидроприводах однократного действия, предназначенных, например, для управления полетом снаряда, широко используются пиротехнические источники давления. Работа такого устройства основана на вытеснении рабочей жидкости из баллона продуктами сгорания, например, пороха. Жидкая и газообразная среды в таких устройствах обычно

разделены подвижной перегородкой, выполненной, например, в виде поршня.

2.4. Прямолинейные гидродвигатели

Гидродвигатели – общее название класса машин, преобразующих энергию потока жидкости в механическую энергию. В зависимости от характера движения ведомого звена (выходного вала, штока) они делятся на **гидроцилиндры** и **гидромоторы**.

В зависимости от вида движения ведомого звена гидроцилиндры делятся на **силовые гидроцилиндры**, если ведомое звено совершает ограниченное прямолинейное возвратно-поступательное движение, и на **моментные гидроцилиндры**, если ведущее звено совершает ограниченное возвратно-поворотное движение относительно корпуса гидроцилиндра на угол, меньший 360° .

Гидромоторами называются гидродвигатели, в которых ведомое звено (вал) совершает неограниченное вращательное движение. В зависимости от характера процесса наполнения рабочих камер они делятся на **поршневые гидромоторы**, в которых наполнение жидкостью неподвижных (или качающихся) рабочих камер производится в процессе прямолинейного возвратно-поступательного движения вытесняемых тел относительно этих камер, и **роторные гидромоторы**, в которых наполнение жидкостью рабочих камер производится в процессе вращательного или сложного движения вытесняемых тел относительно статора.

Классификация гидродвигателей приведена на рис. 2.16.

Деление гидроагрегатов вращательного движения на насосы и гидромоторы является до некоторой степени условным, так как большинство из них обладают обратимостью и могут использоваться и как насосы, и как гидромоторы.

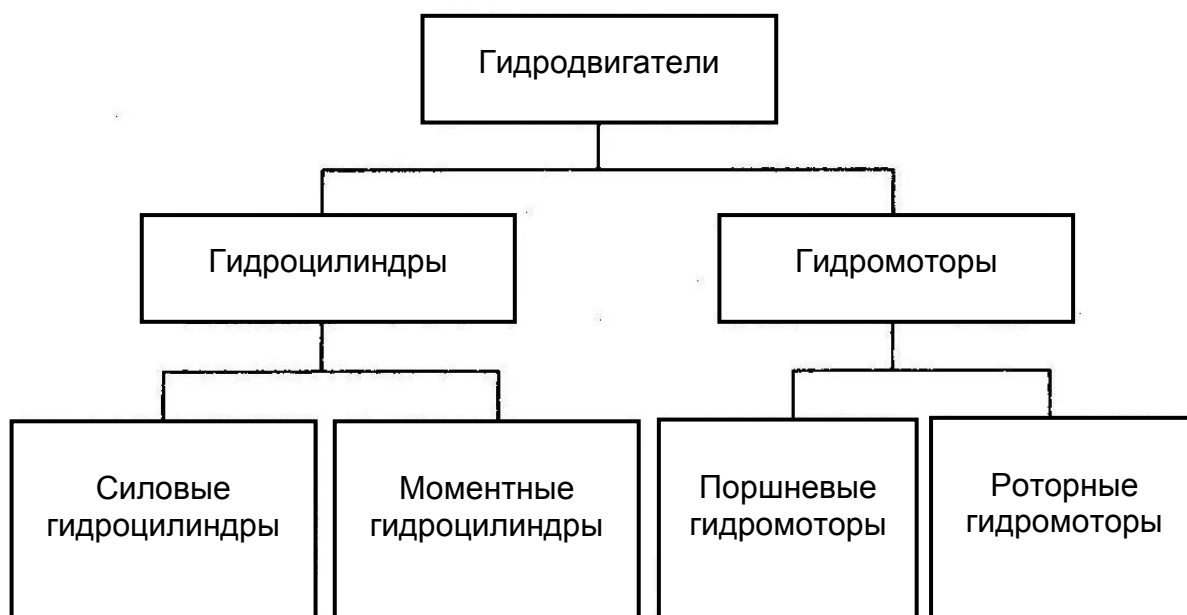


Рис. 2.16. Классификация гидродвигателей

Объемная гидромашина, предназначенная для работы как в режиме объемного насоса, так и в режиме объемного гидродвигателя, называется **обратимой объемной гидромашинной**.

Различают **нерегулируемый и регулируемый гидромоторы**, под которыми понимаются соответственно гидромоторы с постоянным и переменным рабочим объемом. Кроме того, различают **неревверсивный и реверсивный гидромоторы**, под которыми понимается соответственно гидромотор с постоянным или переменным направлением вращения выходного вала.

Простой машиной, преобразующей энергию потока жидкости в механическую энергию, является силовой гидроцилиндр.

Гидроцилиндр имеет корпус 1 (рис. 2.17, а), в котором находится поршень 3, шток 5 поршня выходит наружу и соединяется с нагрузкой. Для устранения наружных утечек рабочей жидкости по неподвижным и подвижным разъемам, а также внутренних перетечек жидкости из одной рабочей полости в другую, указанные разъемы герметизируются с помощью уплотнительных колец 2 и 4 или иных уплотнительных устройств. Жидкость, поступающая в цилиндр

под некоторым давлением, действуя на его поршень, развивает усилие, преодолевающее трение и внешнюю нагрузку, приложенную к штоку 5.

Различают гидроцилиндры с односторонним и двусторонним штоком, понимая под первыми поршневой гидроцилиндр со штоком с одной стороны поршня (рис. 2.17, а) и под вторым – гидроцилиндр со штоком, расположенным по обе стороны поршня (рис. 2.17, б). Часть рабочей камеры (а) (рис. 2.17, а) гидроцилиндра, ограниченная корпусом, поршнем и крышкой, называется поршневой полостью, а часть рабочей камеры (б) гидроцилиндра, ограниченная рабочими поверхностями корпуса, поршня, штока, крышкой, называется штоковой полостью.

Различают также гидроцилиндры одностороннего (рис. 2.17, в) и двустороннего действия (рис. 2.17, а, б). У первого - движение выходного звена в одну сторону происходит за счет давления рабочей среды, а в противоположную – за счет иных каких-либо сил (пружины, веса приводимого узла и пр.), у второго - движение выходного звена в обе стороны происходит за счет давления рабочей среды.

Поршневой гидроцилиндр с заданным соотношением площади поршня 3 и штока 5 называют дифференциальным гидроцилиндром (рис. 2.17, а), а гидроцилиндр с рабочей камерой, образованной рабочими поверхностями корпуса и плунжером, – плунжерным гидроцилиндром (рис. 2.17, б). Последние отличаются простотой изготовления, поскольку обработке с точностью, требующейся для обеспечения герметичности, подлежат лишь поверхности d штока и буксы под шток и отпадает необходимость в обработке внутренней поверхности цилиндра.

Нередко целесообразно соединять с движущейся (перемещаемой) частью машины не шток, а корпус цилиндра. Жидкость в цилиндр в этом случае подводят через гибкие трубопроводы (шланги) либо через каналы в штоке (рис. 2.17, г).

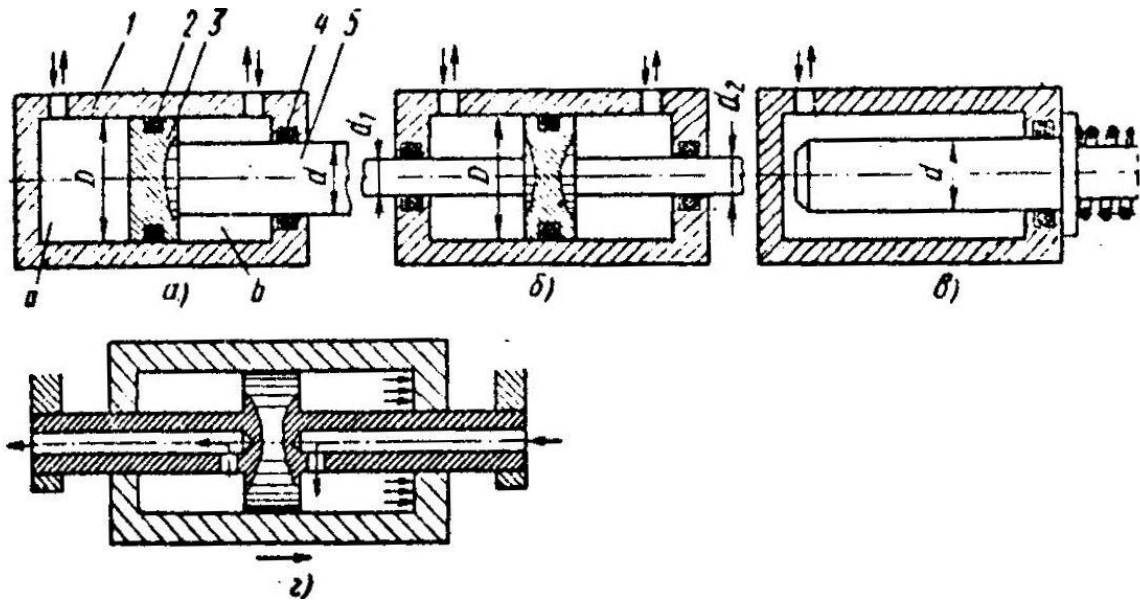


Рис. 2.17. Схемы гидроцилиндров:

а - дифференциальный гидроцилиндр, б - гидроцилиндр с двухсторонним штоком, в - плунжерный гидроцилиндр, г - гидроцилиндр с двухстороннего действия с подводом рабочей среды через шток

Расчетное движущее усилие P на штоке, развиваемое давлением жидкости на поршень (трением поршня и штока, а также противодавлением в нерабочей полости и силой инерции пренебрегаем), упрощенно подсчитывается по выражению

$$P = pF, \quad (2.24)$$

где p – давление жидкости;

F – рабочая (эффективная) площадь поршня.

Если давление жидкости выражено в кгс/см² и площадь поршня – в см², усилие будет иметь размерность в кгс.

Рабочая площадь F поршня вычисляется по выражениям:

- для цилиндра, представленного на рис. 2.17, а, при подаче жидкости в поршневую полость

$$F = \pi D^2 / 4; \quad (2.25)$$

- для цилиндра, представленного на рис. 2.17, а, при подаче жидкости в штоковую полость и для цилиндра, представленного на рис. 2.17, б (при условии равенства диаметров правого и левого штоков)

$$F = \pi(D^2 - d^2)/4, \quad (2.26)$$

где D и $d = d_1 = d_2$ – диаметры поршня и штока.

Расчетную скорость поршня v (без учета утечек жидкости) определим, приравняв объем, описываемый поршнем в единицу времени, объему Q жидкости, поступающей в цилиндр (рис. 2.17, а). Поскольку объем, описываемый поршнем,

$$Q = vF, \quad (2.27)$$

скорость поршня

$$v = Q/F. \quad (2.28)$$

Если объем жидкости Q выражен в $\text{см}^3/\text{с}$ и рабочая площадь поршня F в см^2 , скорость поршня будет иметь размерность $\text{см}/\text{с}$.

Из приведенного следует, что при одинаковой подаче жидкости в обе полости цилиндра (рис. 2.17, а) скорость штока при поступлении жидкости в штоковую полость будет больше скорости при подаче в поршневую полость в отношении

$$D^2/(D^2 - d^2). \quad (2.29)$$

В соответствии с приведенными формулами (2.24...2.26) диаметр поршня (внутренний диаметр цилиндра) рассчитывают без потерь трения и противодействия по выражению

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi p}}, \quad (2.30)$$

где $p = P/F$ – рабочее давление жидкости;

$P = pF$ – усилие, развиваемое цилиндром;

F – рабочая (эффективная) площадь поршня.

Объем цилиндра

$$V_{\text{ц}} = FH = P/pH, \quad (2.31)$$

где H – ход поршня.

3. АППАРАТЫ УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

3.1. Назначение, принцип действия клапанов и распределителей

Под **аппаратами управления** понимают устройства, предназначенные для управления параметрами гидросистемы (гидропривода). Насос и гидродвигатель связаны между собой и с аппаратами управления гидролинией.

Все аппараты (устройства) управления можно разделить на две группы: **распределители** жидкости и **регуляторы**. Первые предназначены для изменения направления движения рабочей жидкости в системе гидропривода, вторые – для регулирования его параметров: давления и расхода.

В свою очередь, регуляторы бывают **прямого** и **непрямого** действия. К регуляторам прямого действия относят те, у которых перемещение регулирующего органа осуществляется за счет энергии регулируемого объекта, т. е. применительно к гидроприводу – за счет энергии рабочей жидкости. Как правило, регуляторы этого типа должны иметь небольшую мощность для управления регулирующим органом.

Если для перемещения регулирующего органа необходима значительная мощность (сотни ватт и более), применяют регуляторы непрямого действия, энергия регулируемой среды которых используется только для управления гидродвигателем, воздействующим на регулирующий орган. При этом мощность сигнала от регулируемой среды может быть очень малой, так как среда воздействует только на чувствительный элемент регулятора. Импульс от чувствительного элемента подается на гидроусилитель, который усиливает сигнал по мощности до величины, необходимой для управления регулирующим органом.

Гидрораспределители предназначены для направления и распределения потоков рабочей жидкости от насоса к соответствующим полостям гидродвигателей (возвратно-поступательного и вращательного действия) и отвода этой жидкости из нерабочих полостей гидродвигателей на слив в гидробак.

Из большого разнообразия гидрораспределителей: золотникового типа, показанном на рис. 3.1, а (затвор, выполненный в виде тела вращения называется золотником), кранового типа (рис. 3.1, б, в, г), плоских затворов (рис. 3.1, д, е) и др. в гидроприводах агрегатов и машин наибольшее распространение получили гидрораспределители золотникового типа.

Золотниковые гидрораспределители имеют ряд преимуществ перед другими типами гидрораспределителей: разгруженность золотника от усилий, создаваемых давлением рабочей жидкости; малая чувствительность к загрязнению рабочей жидкости; простота в изготовлении; надежность действия.

По количеству позиций, осуществляемых путем перемещения затвора, золотниковые гидрораспределители разделяются на двух-, трех- и четырехпозиционные.

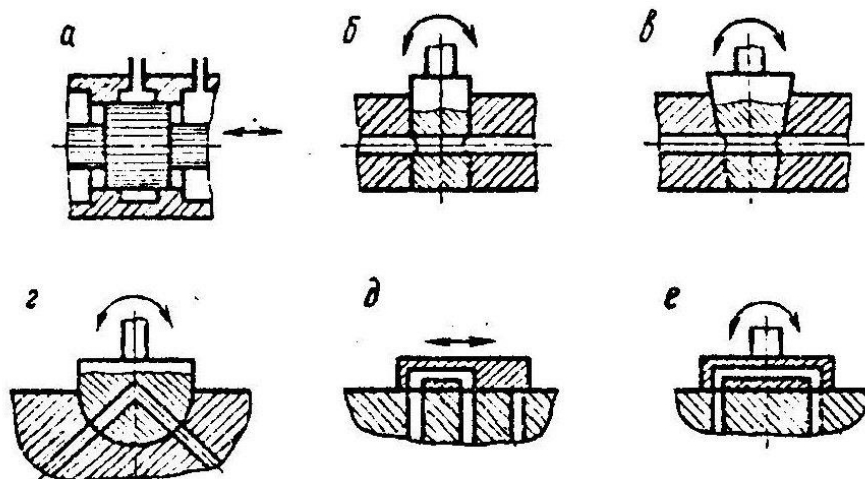


Рис. 3.1. Схематическое изображение типов гидрораспределителей: а - золотниковый тип; б, в, г - крановый тип; д, е - плоские затворы

По схеме разгрузки насоса при нейтральном положении затвора золотниковые гидрораспределители делятся на два типа: с открытым центром (проточная схема), когда напорная гидролиния со-

единяется со сливным каналом внутри гидрораспределителя, и с закрытым центром, когда разгрузка насоса осуществляется посредством переливного гидроклапана.

Гидрораспределители могут быть **секционными**, состоящими из отдельных секций, соединенных болтами в общий блок, и блочными, когда все золотники размещены в общем литом или ковном корпусе.

В гидроприводах агрегатов технологического оборудования в зависимости от принятой гидросхемы применяют предохранительные, подпорные, переливные, редуцирующие и обратные гидроклапаны. Существуют различные конструкции запирающих устройств гидроклапанов: шариковые, конические, золотниковые, плоские.

Шариковые гидроклапаны (рис. 3.2, а) применяют в системах с небольшими расходами, в которых не происходит частых и длительных перегрузок. Они малочувствительны к загрязнению и не требуют точной подгонки седла посредством притирки. При работе шариковые клапаны вибрируют, создавая характерный шум.

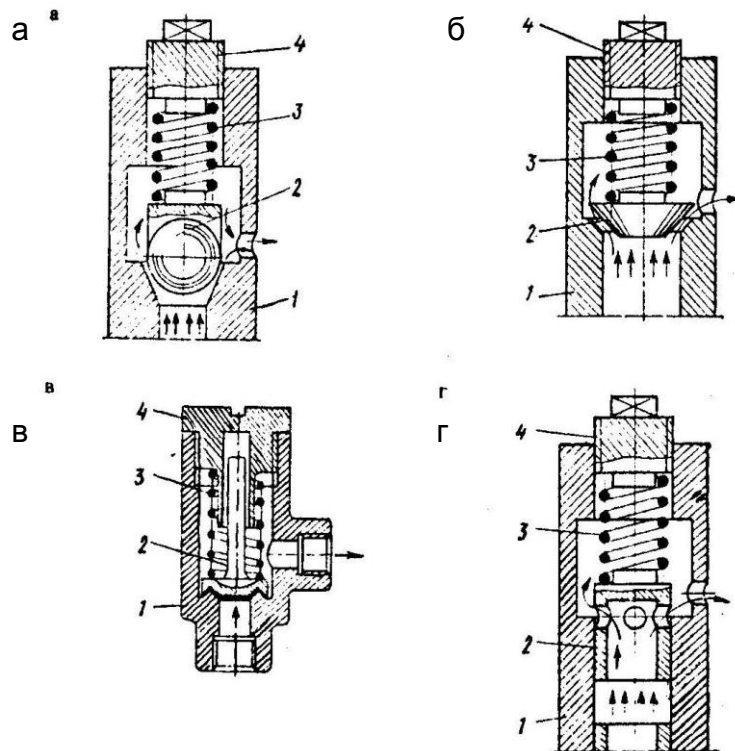


Рис. 3.2. Гидроклапаны:

а – шариковый; б, в – конические; г – золотниковый; 1 – корпус; 2 – запирающий элемент; 3 – пружина; 4 – регулировочный винт

Конические гидроклапаны (рис. 3.2, б) лучше, чем шариковые центрируются в седле, имеют меньшие утечки, но также подвержены вибрации. Для подгонки клапана к седлу требуется притирка. При течении жидкости через щель открытого клапана давление в суженном сечении понижается, а величина его зависит от расхода. Для устранения зависимости давления от расхода через клапан последнему придают такую форму, чтобы сила реакции струи компенсировала уменьшение давления (рис. 3.2, в). В гидроклапанах вибрацию устраняют с помощью демпфирования через отверстие с малым проходным сечением.

Шариковые и конические гидроклапаны при длительной работе часто выходят из строя. Поэтому гидроклапаны, предназначенные для длительного перепуска жидкости (их называют перепускными), чаще делают золотниковыми (рис. 3.2, г). Такой гидроклапан имеет притертый плунжер 2 с перепускными окнами. Если давление жидкости на плунжер меньше усилия пружины 3, клапан закрыт. В этом положении жидкость из напорной гидролинии в сливную может проходить только через радиальный зазор между плунжером и гнездом. При больших давлениях эти утечки велики. В этом состоит их основной недостаток. Кроме того, при больших давлениях и расходах в клапанах необходимо устанавливать большие пружины. Вследствие этого значительно увеличиваются их габаритные размеры и масса, что может быть устранено применением клапанов дифференциального типа, в которых подвижный элемент частично разгружен от сил давления и пружина воспринимает небольшие усилия.

Все рассмотренные выше клапаны являются клапанами прямого действия. Существуют также клапаны непрямого действия, которые называют клапанами с переливным золотником.

Предохранительные гидроклапаны служат для предохранения гидравлической системы от чрезмерных давлений рабочей жидкости, возникающих в системе.

Предохранительные гидроклапаны должны удовлетворять следующим требованиям: безотказности в работе независимо от продолжительности пауз и времени действия разгрузки; динамической устойчивости на расчетных режимах; наименьшему запаздыванию (гистерезису); постоянству давления слива независимо от расхода. По характеру разгрузки предохранительные гидроклапаны делятся на аппараты прямого действия и переливные гидроклапаны.

Подпорные гидроклапаны по конструкции аналогичны предохранительным и предназначены для поддержания определенного давления в системе. Их применяют также и для предотвращения самопроизвольного движения поршня в гидросистемах с заданной последовательностью включения гидродвигателей.

Дроссельные устройства служат для ограничения подачи жидкости к исполнительному органу (гидроцилиндру, гидромотору) с целью регулирования скорости его движения. Дроссельное регулирование является наиболее простым и дешевым способом изменения скорости перемещения рабочих органов при небольших мощностях или малых расходах жидкости. В гидроприводах машин применяются щелевые и пластинчатые дроссели, а также дроссели (регуляторы) постоянного расхода и редуцирующие гидроклапаны, являющиеся автоматически действующими дросселями.

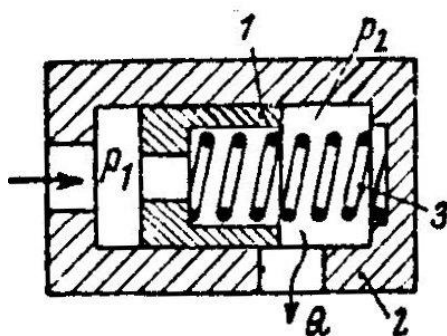


Рис. 3.3. Схема ограничителя расхода жидкости:
1 – поршень; 2 – корпус; 3 – пружина

Для обеспечения постоянного расхода жидкости с целью поддержания, например, постоянной скорости гидродвигателя в линии питания иногда устанавливаются ограничители расхода. Схема одного из таких устройств изображена на рис. 3.3. Поршень 1, имеющий форму стакана, в дне которого просверлено калиброванное отверстие, может перемещаться в корпусе 2. В стенке корпуса имеется также несколько симметрично расположенных по окружности отверстий, площадь которых (гидравлическое сопротивление) может изменяться в зависимости от положения поршня 1. Пружина 3 нагружает поршень 1. Жидкость из полости p_1 через калиброванное отверстие в поршне 1 попадает сначала в полость p_2 , а затем через отверстие, образованное поршнем, и отверстие в стенке корпуса – в гидромагистраль, ведущую к потребителю. Перепад давления на поршне 1 уравнивается пружиной 3. Если расход жидкости через ограничитель расхода увеличится, то перепад давления на поршне ($p_1 - p_2$) также увеличится, и поршень 1 сместится вправо, увеличив тем самым гидравлическое сопротивление окна в стенке корпуса. В результате суммарное гидравлическое сопротивление ограничителя расхода возрастет, уменьшив расход жидкости до номинального (заданного) значения. Если расход жидкости через ограничитель будет уменьшаться, то поршень в результате уменьшения перепада давления на нем отодвинется влево. Это уменьшит общее гидравлическое сопротивление клапана до значения, соответствующего номинальному расходу.

Редукционные гидроклапаны предназначены для поддержания давления в отводимом от него потоке рабочей среды, более низкого, чем давление в подводимом потоке.

Редукционные гидроклапаны представляют собой автоматически действующие дроссели, сопротивление которых равно в каждый отдельный момент разности между переменным давлением на входе в гидроклапан и постоянным (редуцированным) давлением на выходе из него.

Обратные гидроклапаны предназначены для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. В гидроприводах машин применяют обратные гидроклапаны в трех исполнениях: простые, регулируемые и управляемые.

Гидроклапаны обратные нерегулируемые (простые) предназначены для гидравлических систем, где поток жидкости проходит в одном направлении и не требуется изменения усилия прижима клапана к седлу.

Гидроклапан обратный регулируемый предназначен для тех же целей, что и гидроклапан нерегулируемый. Отличие его состоит в том, что имеется возможность регулирования усилия прижима клапана к седлу.

Управляемые обратные гидроклапаны предназначены для гидролиний, в которых поток рабочей жидкости проходит через гидроклапан в обоих направлениях. Открытие гидроклапана для обратного прохода жидкости осуществляется дополнительным поршнем, встроенным в корпус гидроклапана.

3.2. Вспомогательное оборудование гидропривода

Гидравлические фильтры

Применение высокого давления в современных гидросистемах привело к тому, что в целях повышения герметичности гидроагрегатов зазоры между их подвижными деталями выполняются очень малыми (2...8 мкм), что повышает чувствительность гидроагрегатов к загрязнению жидкости механическими частицами, размеры которых соизмеримы с зазорами гидроагрегатов. В этом случае возможны задиры поверхностей деталей и их заклинивание.

Опыт эксплуатации гидросистем высокого давления показывает, что загрязненность рабочей жидкости является одной из основных причин отказов в работе гидроагрегатов и резко снижает сроки их службы. Рабочую жидкость можно очищать фильтрацией при ее протекании через пористые материалы и отделением механических

включений в разных силовых полях. В соответствии с этим средства очистки делятся на гидравлические фильтры и силовые очистители.

В гидравлических фильтрах в качестве фильтрующих элементов используются металлическая сетка, профилированная проволока, металлические пластины, фильтрующая бумага, войлок (фетр) и др. Фильтры грубой очистки способны задерживать только сравнительно крупные металлические частицы размером более 12 мкм. Фильтрующими элементами фильтров грубой очистки являются сетка, проволока, металлические пластины.

Для фильтров тонкой очистки применяют также фильтрующую бумагу и войлок. Тонкость очистки таких фильтров может достигать 1...2 мкм.

В ответственных агрегатах применяют комбинированные фильтры с перепускным клапаном и с двумя фильтрующими элементами – один для грубой, другой для тонкой очистки. Перепускной клапан срабатывает при засорении фильтра тонкой очистки.

Необходимая рабочая площадь (в см²) фильтрующего элемента определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{\alpha \Delta p} \mu, \quad (3.1)$$

где Q – расход рабочей жидкости через фильтр, см³/с;

μ – коэффициент расхода;

α – удельная пропускная способность единицы площади фильтрующего элемента при единичном перепаде давления и коэффициенте динамической вязкости, равном единице;

Δp – перепад давлений на фильтре, кгс/см².

Наиболее широко применяются фильтры отстойного типа с перепускным клапаном, позволяющие без разъема трубопроводов очищать фильтры.

При выборе рабочей жидкости основное внимание следует обращать на соответствие ее вязкости требуемой эксплуатационной температуре, а также давлению в гидроприводе. Важно выбрать для данного гидропривода жидкость с оптимальной вязкостью, так как увеличение вязкости ведет к увеличению потери давления и повы-

шенному нагреву системы. Снижение вязкости приводит к увеличению утечек жидкости и перетечек ее (из полости повышенного давления в полость пониженного давления), а также затрудняет герметизацию стыков и подвижных уплотнений. При давлении до 70 кгс/см^2 рекомендуемая вязкость рабочей жидкости при температуре 50°C составляет $20\dots36 \text{ сСт}$, а при давлениях $70\dots200 \text{ кгс/см}^2$ – $60\dots110 \text{ сСт}$.

Гидравлические баки

Для улучшения отстоя жидкости и рассеивания тепла рекомендуется, чтобы емкость бака превышала в $2\dots3$ раза минутную подачу насоса, а объем жидкости в баке необходимо выбирать больше объема рабочих цилиндров. Геометрический объем бака выбирают на 15% больше объема жидкости.

Для удаления из жидкости воздуха всасывающий и сливной трубопроводы следует размещать возможно дальше друг от друга. С этой же целью рекомендуется отделять всасывающие трубы от сливных, перегородкой (рис. 3.4), высотой не менее $2/3$ минимального уровня жидкости в баке. Тем самым исключается возможность непосредственной циркуляции между всасывающим и сливным трубопроводами, удлиняется путь протекания масла по баку, и следовательно, улучшаются условия для удаления воздуха из жидкости и охлаждения последней.

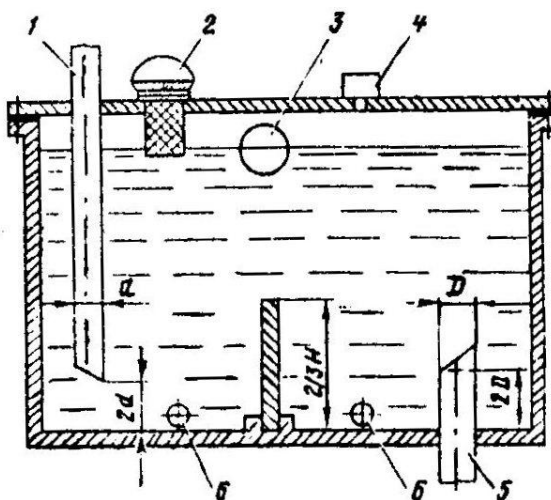


Рис. 3.4. Схема гидробака:

- 1 – сливной трубопровод; 2 – заливная горловина; 3 – указатель уровня рабочей жидкости; 4 – сапун; 5 – всасывающий трубопровод; 6 – сливные пробки

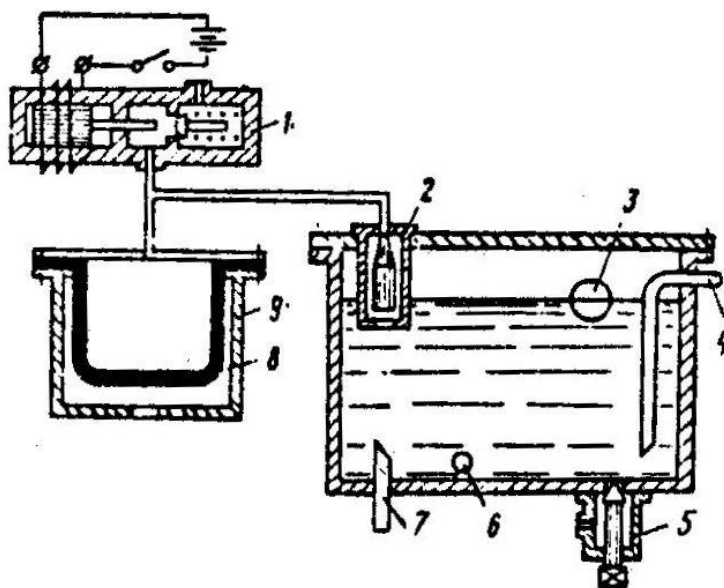
Концы трубопроводов должны быть достаточно глубоко погружены в масло. Расстояние от днища бака до нижнего среза труб выбирается не менее двух диаметров трубопроводов. Минимальный уровень жидкости должен быть выше всасывающего трубопровода более чем на 50 мм. Расположение и конструкция бака должны обеспечивать удобный контроль уровня, заправку и слив рабочей жидкости. Указатель уровня выполняется в виде прозрачного окна или мерной линейки.

Заливная горловина снабжается медной проволочной сеткой, предназначенной для исключения загрязнения бака в процессе заливки масла. Бак должен иметь люки для его периодической очистки и промывки, а также дренажное устройство (сапун) для сообщения бака с атмосферой. Дренажное устройство размещается в верхней части бака. Для устранения попадания в бак пыли вместе с воздухом, поступающим в него при уменьшении уровня жидкости, дренажное устройство снабжается воздушным фильтром.

Сливные пробки должны размещаться таким образом, чтобы при замене масла обеспечивалось полное опорожнение бака. В стенку бака рекомендуется ввинчивать магнитную пробку для улавливания металлических частиц, которые попадают в масло вследствие износа стальных деталей гидроагрегатов. Внутренняя поверхность бака грунтуется и окрашивается в два слоя маслостойкой краской. В маслобаках гидроприводов, работающих при отрицательных температурах окружающей среды, нередко предусматриваются электроподогреватели для предварительного подогрева масла перед включением привода в работу, а также датчик дистанционного термометра.

Имеются гидроприводы, в которых маслобак снабжен воздушным компенсатором с диафрагмой 8 (рис. 3.5). Внутренняя полость бака изолируется от атмосферы закрытием специального крана, когда расход жидкости из бака примерно равен расходу жидкости, поступающей в бак. Такой случай может быть, например, при циркуляции жидкости в гидросистеме по схеме: бак – гидронасос – гидромо-

тор – бак. Объем масла в баке при этом будет изменяться в основном только за счет температурного расширения масла, что компенсируется деформацией диафрагмы воздушного компенсатора.



*Рис. 3.5. Схема гидробака с воздушным конденсатором:
 1 – воздушный клапан с электромагнитным управлением;
 2 – сапун; 3 – указатель уровня; 4 – сливной трубопровод;
 5 – заправочно-сливной кран; 6 – сливная пробка;
 7 – всасывающий трубопровод; 8 – диафрагма компенсатора;
 9 – воздушный компенсатор*

Если расход жидкости из бака больше расхода жидкости, поступающей в бак (или наоборот), изменение объема масла в баке не может быть компенсировано деформацией диафрагмы. В этом случае бак сообщается с атмосферой через поплавков сапуна 2 и открытый электромагнитом специальный кран. При нормальном уровне жидкости в баке поплавков сапуна отделяет полость бака от полости компенсатора, что предотвращает возможность попадания масла в компенсатор при движении машины.

Трубопроводы, соединительная арматура

В качестве трубопроводов гидросистем чаще всего применяют бесшовные трубы и гибкие шланги. Стальные бесшовные трубы для

давлений до 320 кгс/см^2 изготавливаются в основном из стали Ст20. Для тонкостенных труб ($D/\delta \geq 16$) напряжение (в кгс/см^2) может быть посчитано по формуле

$$\sigma = \frac{pD}{2\delta} \leq \sigma_p, \quad (3.2)$$

где p – максимальное давление жидкости, кгс/см^2 ;

D и δ – наружный диаметр и толщина стенки трубы, см;

σ_p – допускаемое напряжение для материала трубы.

Напряжение σ_p в зависимости от условий работы привода должно быть в 2,5...6 раз меньше временного сопротивления материала трубы (для стали марки Ст20 $\sigma_p = 4100 \text{ кгс/см}^2$).

Для толстостенных труб ($D/\delta \leq 16$) напряжение определяется по формуле

$$\sigma = \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} p \leq \sigma_p, \quad (3.3)$$

где d – внутренний диаметр трубы, см.

Для трубопроводов, имеющих упругую заделку, напряжение можно вычислить по формуле

$$\sigma = 1,8 \frac{pD}{2\delta} \leq \sigma_p. \quad (3.4)$$

При искажении цилиндрической формы сечения трубы допустимое напряжение рекомендуется понижать на 25%. Для этого случая

$$\sigma = \frac{pD}{1,5\delta} \leq \sigma_p. \quad (3.5)$$

Гибкие шланги применяются при соединении трубопроводов, закрепленных на взаимно перемещающихся частях машины (например, на раме тягача и раме полуприцепа). Основой гибких шлангов чаще всего является натуральная или синтетическая резина. Эластичная трубка шлангов обычно упрочняется внешней хлоп-

чатобумажной или металлической оплеткой, а в ряде случаев внутренними хлопчатобумажными и металлическими каркасами. В зависимости от типа оплетки и каркаса шланги рассчитаны на рабочее давление от 25 до 280 кгс/см². Обычные размеры внутренних диаметров шлангов от 3 до 50 мм, длина отрезков шлангов – до 60 см. Ответственными элементами гидросистем являются соединения трубопроводов.

Трубопроводы с внутренним диаметром свыше 40 мм обычно соединяются с помощью фланцев, уплотняемых мягкими медными или алюминиевыми кольцами (прокладками), которые предварительно подвергаются отжигу. Фланцевые соединения успешно работают при давлении до 300...400 кгс/см². Для труб небольших диаметров (до 30...35 мм) и давлений 200...300 кгс/см² широко применяются соединения с развальцовкой трубы. Для более высоких давлений (300...400 кгс/см²) рекомендуется шаровое соединение, не требующее применения прокладок, позволяющее осуществлять частую разборку и сборку соединения и несложное по конструкции. Применяются также соединения трубопроводов, уплотняемые с помощью линз и прокладок прямоугольного сечения, изготавливаемых из отожженной меди.

Гидравлический расчет трубопровода включает в себя определение внутреннего диаметра и потери давления при заданной длине трубопровода. Внутренний диаметр трубопровода d может быть определен из уравнения расхода жидкости

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v_{ж}, \quad (3.6)$$

где $v_{ж}$ – допустимая скорость течения жидкости в трубопроводе, м/с.

Отсюда (в см)

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{ж}}}. \quad (3.7)$$

Скорость течения жидкости выбирается в зависимости от длины трубопровода и давления. Для коротких трубопроводов (при $l/d < 100$, где l – длина трубопровода; d – его диаметр) в станкостроении скорость жидкости (в м/с) выбирается в следующих пределах:

- для всасывающих трубопроводов открытых систем – от 0,5 до 1,5;
- для сливных трубопроводов открытых систем – 2;
- для напорных трубопроводов – от 3 до 5.

Указанные данные для длинных трубопроводов (при $l/d > 100$) уменьшаются на 30...50%.

В общем случае скорость жидкости выбирается такой, чтобы потери давления в трубопроводе не превышали 5...6% рабочего давления.

Рекомендуется выбирать следующие значения скорости жидкости (в м/с):

для всасывающих трубопроводов – до 1,2;

для напорных трубопроводов при давлении (в кгс/см²):

- до 25 кгс/см² – до 3;
- до 50 кгс/см² – до 4;
- до 100 кгс/см² – до 5;
- до 150 кгс/см² – более 5;

для сливных трубопроводов – 2.

Течение жидкости в трубопроводе сопровождается потерями давления. Разность давлений p_1 на входе и p_2 на выходе трубопровода составляет потери давления $\Delta p = p_1 - p_2$ из-за гидравлического сопротивления трубы.

Для установившегося движения жидкости в трубопроводе постоянного диаметра потеря давления Δp (в кгс/см²) определяется по формуле

$$\Delta p = \lambda \rho \frac{l v_{\text{ж}}^2}{2dg}, \quad (3.8)$$

где λ – коэффициент потерь в трубопроводе, зависящий от режима движения жидкости (число Рейнольдса Re);

ρ – плотность жидкости, кг/см³;

l – длина трубопровода, см;

$v_{\text{ж}}$ – скорость жидкости, см/с;

d – диаметр трубопровода, см;

g – ускорение свободного падения, см/с².

С учетом возможного искажения сечения трубы, а также охлаждения слоев жидкости, находящихся у ее стенок, коэффициент λ при практических расчетах для ламинарного потока ($Re < 2300$) принимают

$$\lambda = 75/Re, \quad (3.9)$$

где $Re = v_{\text{ж}} d / \nu_k$. Здесь ν_k – кинетический коэффициент вязкости, см²/с.

Тогда с учетом расхода жидкости выражение (3.8) примет вид

$$\Delta p = \frac{150 \rho \nu_k l}{\pi d^4} Q. \quad (3.10)$$

При турбулентном потоке ($Re \geq 2300$) коэффициент потерь

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (3.11)$$

Потери давления в местных сопротивлениях (тройниках, поворотных угольниках, внезапных сужениях или расширениях) подсчитываются по формуле

$$\Delta p = \xi \frac{v_{\text{ж}}^2}{2g} \rho, \quad (3.12)$$

где ξ – коэффициент потерь, зависящий от вида сопротивления и определяемый опытным путем.

При гидравлическом расчете трубопровода обычно местные сопротивления заменяют дополнительными длинами гидравлических труб, эквивалентными местным сопротивлениям по потере давления. Длину эквивалентного трубопровода $l_э$ находят из выражения

$$\xi \rho \frac{v_{ж}^2}{2g} = \lambda \frac{l_э}{d} \frac{v_{ж}^2}{2g} \rho, \quad (3.13)$$

откуда

$$l_э = \xi d / \lambda. \quad (3.14)$$

Для ламинарного потока, когда $\lambda = 75/Re$, получим

$$l_э = \xi \frac{dRe}{75} = \xi \frac{Q}{18,7\pi v_{ж}}. \quad (3.15)$$

*Коэффициент потерь ξ в зависимости от вида
местного сопротивления*

- 1) внезапное расширение от сечения f к сечению F $(1 - f/F)^2$
- 2) внезапное сужение от сечения F к сечению f $0,5(1 - f/F)^2$
- 3) поворот:
 - а) закругление при $d/r = 0,4 - 1$ (d – диаметр; r – радиус закругления; ϕ – угол поворота):
 - $\phi = 90^\circ$ $0,14 \dots 0,3$;
 - $\phi = 90^\circ$ $\frac{\phi}{90} (0,1 \dots 0,5)$;
 - б) прямое колено $1 \dots 1,5$
- 4) при турбулентном потоке

$$l_э = 1350 K_э d Re^{0,048}.$$

*Значения коэффициента K_3 в зависимости от вида
местного сопротивления*

Прямое колено	0,0334
Золотник диаметром 20 мм	0,034
3-ходовой кран с проходом жидкости под углом 90°	0,0064
Обратный клапан без поворота потока	0,0504
То же, с поворотом потока на 90°	0,141
Дроссель полностью открыт	0,005
Дроссель перекрыт на 1/4	0,0313
Дроссель перекрыт на 1/2	0,151
Тройник, вход прямо и сбоку	0,017
Тройник, вход сбоку, вход прямо	0,064
Расширение 1:4	0,023
Расширение 1:2	0,017
Сужение 4:1	0,125
Сужение 2:1	0,062

Самым распространенным материалом для изготовления уплотнений вследствие высокой эластичности, амортизационной способности, стойкости к воздействию уплотняемых сред является резина. Высокая температура, особенно при длительном воздействии, ухудшает показатели удлинения, эластичности, твердости резины. Низкая температура, наоборот, временно, но значительно снижает восстанавливаемость форм резины и ее упругость, сопровождающиеся увеличением твердости. В расчеты резиновых уплотнений входит коэффициент восстанавливаемости резины K_1 и коэффициент остаточной эластичности в заданное время эксплуатации K_2 , величины которых даже для одной и той же марки резины зависят от исходного сырья и технологии изготовления уплотнения.

Поэтому был разработан и внедрен способ определения остаточной деформации материала уплотнений, находящихся непосредственно в уплотняемом соединении. Этот способ состоит в

следующем. Испытуемый образец (резиновая прокладка) 1 (рис. 3.6) помещают между двумя пластинами 4, в одну из которых вмонтирована оптическая призма 2, и сжимают его с помощью болтов 3.

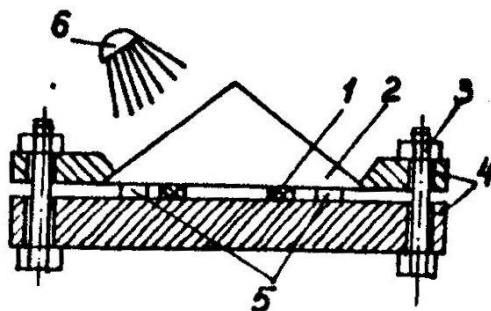


Рис. 3.6. Стенд для определения остаточной восстанавливаемости резиновых уплотнений:

*1 – испытуемый образец; 2 – оптическая призма;
3 – болты; 4 – пластины; 5 – ограничители; 6 – источник света*

Степень деформации образца задается с помощью ограничителей 5. Собранный приспособление помещают в термокамеру, и после выдержки при постоянной температуре в течение определенного времени (10...30 мин. в зависимости от материала), необходимого для установления в образце равновесной температуры, устройство с образцом охлаждают. В процессе охлаждения через боковую грань призмы под углом, меньшим, чем угол полного внутреннего отражения, наблюдают за пятном контакта (эффект захода полуволны), подсвечивая его источником света 6. За счет разности коэффициентов теплового расширения (усадки) испытуемого образца и ограничителя между ними образуется зазор. При этом, как только величина зазора станет больше половины длины волны источника света, пятно фактического контакта образца и поверхности призмы исчезает. В этот момент фиксируется температура (момент исчезновения пятна контакта определяют визуально). Для устранения влияния адгезии на результат испытания на контактирующую поверхность призмы наносят тонкий слой полиметилсилокс-

сановой жидкости ГКЖ-94. Величину коэффициента восстанавливаемости образца (детали) рассчитывают по формуле

$$K_1 = \frac{h_2 - h_1}{h_0 - h_1}, \quad (3.16)$$

где h_0 – первоначальная высота образца;

h_1 – высота сжатого образца, равная высоте ограничителя;

h_2 – высота освобожденного от нагрузки образца при испытательной температуре $T_{\text{исп}}$;

$$h_2 = h_1 [1 + \alpha(T_{\text{исп}} - T_{\text{ик}})], \quad (3.17)$$

где α – коэффициент линейного расширения испытуемого материала;

$T_{\text{ик}}$ – температура образца в момент исчезновения пятна контакта;

$T_{\text{исп}}$ – температура, при которой определяется восстанавливаемость образца.

Подставив выражение (3.17) в формулу (3.16), после некоторого преобразования получим

$$K_1 = \frac{\alpha(T_{\text{исп}} - T_{\text{ик}})}{\frac{h_0}{h_1} - 1} = \frac{\alpha \Delta T \varepsilon'}{1 - \varepsilon'}, \quad (3.18)$$

где $\varepsilon' = \frac{h_1}{h_0}$ – относительная деформация образца перед испытанием;

$$\Delta T = (T_{\text{исп}} - T_{\text{ик}}). \quad (3.19)$$

Ошибка при изменении температуры на 1°C обуславливает погрешность в определении величины коэффициента восстанавливаемости образца порядка $1 \cdot 10^{-4}$. Степень сжатия резиновых прокладок ε определяется из соотношения

$$\varepsilon = \frac{h_0 - h_1}{h_0}. \quad (3.20)$$

Для устранения утечек среды уплотнительными резиновыми прокладками сжимающее усилие должно превышать давление уплотняемой среды.

В зависимости от характера работы резиновые прокладки могут быть расположены между плоскопараллельными фланцами или в канавках фланцев.

Прокладка, расположенная между плоскопараллельными фланцами, показана на рис. 3.7. В этом случае герметичность обеспечивается за счет создания нормального давления, которое зависит от модуля упругости резины, степени сжатия прокладки и ее конструкции. Давление разгерметизации P_k равно

$$P_k = \frac{2f_{тр} E_{уп} \cdot b(d+b)\varepsilon}{\alpha h(1-\varepsilon)^2} K_c, \quad (3.21)$$

где b, h, d – соответственно ширина, высота (толщина) и внутренний диаметр прокладки;

$f_{тр}$ – коэффициент трения, величина которого для резины и сухих опорных поверхностей принимается равной 0,45;

$E_{уп}$ – модуль упругости прокладки, величина которого связана с модулем упругости $E_{ст}$ следующей зависимостью

$$E_{уп} = E_{ст}(1 + \beta_{тр} \Phi), \quad (3.22)$$

где $\beta_{тр}$ – коэффициент, учитывающий трение;

$$\beta_{тр} = 2f_{тр}; \quad (3.23)$$

Φ – коэффициент формы, который определяется как отношение величины нагруженной поверхности прокладки к свободной.

Для кольцевых прокладок прямоугольного сечения величина Φ равна

$$\Phi = b/2h; \quad (3.24)$$

K_c – суммарный коэффициент эластичности резины, определяемый как

$$K_c = K_1 K_2 K_3, \quad (3.25)$$

где K_1 – коэффициент восстанавливаемости резины при заданной температуре ($0 < K_1 < 1$), величина которого определяется по формуле (3.18);

K_2 – коэффициент остаточной эластичности в заданное время эксплуатации ($0 < K_2 < 1$), величина которого определяется как

$$K_2 = \frac{\varepsilon_{\text{ост}}}{\varepsilon} \quad (3.26)$$

или

$$K_2 = (h_0 - h_2)/(h_0 - h_1), \quad (3.27)$$

где $\varepsilon_{\text{ост}}$ – остаточная деформация прокладки

$$\varepsilon_{\text{ост}} = (h_0 - h_2)/h_0. \quad (3.28)$$

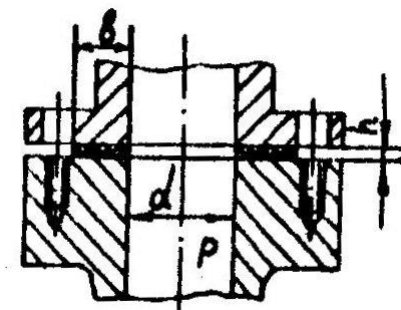


Рис. 3.7. Резиновая прокладка, установленная между плоскопараллельными фланцами

Необходимым и достаточным условием работоспособности прокладки в неподвижном разъемном соединении гидроцилиндра является выполнение неравенства

$$p_k > p, \quad (3.29)$$

где p – давление уплотняемой среды.

При невыполнении неравенства прокладку располагают в канавке фланца.

Резиновая прокладка, установленная между фланцами с шипом и пазом, показана на рис. 3.8.

В данном случае процесс работы прокладки может быть разбит на два этапа. На первом этапе прокладка работает до потери устойчивости аналогично прокладкам в плоскопараллельных фланцах. На втором этапе, после потери устойчивости, прокладка, преодолевая силы трения на опорных поверхностях фланцев, перемещается в направлении действия давления до соприкосновения с ограничивающей стенкой. В этом случае расчетная формула может быть записана в виде

$$Q_p = Q_0 + C_{\text{пер}}(p - p_{\text{упр}}), \quad (3.30)$$

где Q_p – контактное давление прокладки при давлении уплотняемой среды;

Q_0 – контактное давление прокладки при давлении $p = 0$;

$p_{\text{упр}}$ – давление упругого противодействия прокладки радиальному смещению;

$C_{\text{пер}}$ – коэффициент передачи давления, зависящий от свойств материала ($0 < C_{\text{пер}} < 1$); для резин с твердостью по Шору от 30 до 60 ед. коэффициент $C_{\text{пер}}$ принимается равным 1.

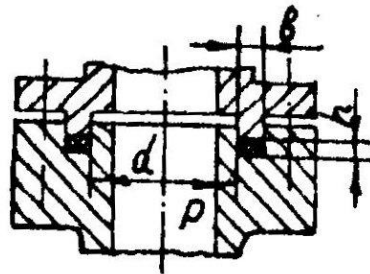


Рис. 3.8. Резиновая прокладка, установленная между фланцами с шипом и пазом

Используя результаты экспериментальных исследований, уравнение (3.30) приводится к виду

$$Q_p = \frac{E_{уп} \cdot \varepsilon}{1 - \varepsilon} (1 - 1,1\rho_3) K_1 K_2 + C_{пер} \cdot (p - 0,36 E_{уп} \cdot \rho_3 K_3), \quad (3.31)$$

где ρ_3 – коэффициент зазора, величина которого определяется как $\rho_3 = V_k / V_{пр}$, V_k – величина свободного объема между прокладкой в сжатом состоянии и стенкой канавки со стороны, противоположной действию давления уплотняемой среды;

$V_{пр}$ – объем прокладки.

Новые синтетические материалы для прокладок (фторопласт, капрон, полиэтилен, полиамидные смолы и др.), обеспечивающие по сравнению с резиной повышенную долговечность уплотнительных прокладок и меньшую чувствительность к колебаниям температуры, применяются наряду с резиной в качестве материала для уплотнений.

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ

Повышение производительности агрегатов технологического оборудования требует сокращения времени рабочих операций, выполняемых гидроприводом, поэтому гидропривод должен максимально повысить скорость движения исполнительных механизмов (гидромоторов или гидроцилиндров) при одновременном ограничении допустимых ускорений (перегрузок), действующих на груз в процессе рабочих операций. Однако эта задача является противоречивой, так как повышение скорости движения создает ухудшение условий для обеспечения плавного подъема или перемещения груза. При обосновании оптимального значения скорости движения груза необходимо учитывать характер динамических процессов гидропривода, поскольку ускорения при неустановившемся движении зависят от установившихся скоростей. Следовательно, уже на стадии проектирования важно определить параметры переходных про-

цессов, оценить устойчивость гидропривода и определить влияние на устойчивость и динамические качества гидропривода его отдельных конструктивных параметров, что и решается с помощью динамического расчета гидропривода.

Рассмотрим влияние силы трения и утечек в уплотнениях подвижных соединений на динамику силового гидроцилиндра.

Динамические процессы, протекающие в силовом гидроцилиндре, могут быть описаны уравнением неразрывности потока рабочей жидкости

$$\frac{dx}{dt} D^2 + Q_{сж} + Q_{ут} = Q_{н} \quad (4.1)$$

и уравнением действующих на поршень сил

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + |F_{тр}| \operatorname{sign} \frac{dx}{dt} + F(t) = \Delta p D_x^2, \quad (4.2)$$

где x – текущая координата поршня;

t – время;

D_x – номинальный характерный размер гидроцилиндра; согласно теории подобия объемных гидравлических машин каждый образец силового гидроцилиндра определяется размером $D = \sqrt{S}$ (S – активная площадь поршня, получаемая для каждой конструктивной схемы с помощью элементарного гидростатического расчета), размером эквивалентного по потерям зазора δ , а также тремя показателями режима работы: скоростью перемещения поршня $v = \frac{dx}{dt}$, перепадом давления на поршне Δp и динамической вязкостью рабочей жидкости в зазоре ν_d ;

$Q_{сж}, Q_{ут}$ – потери расхода на сжатие и утечки рабочей жидкости;

$Q_{н}$ – массовый расход рабочей жидкости, поступающей в нагнетательную полость гидроцилиндра в единицу времени;

m – масса подвижных частей гидроцилиндра с нагрузкой, приведенная к поршню;

$|F_{\text{тр}}| \text{sign} \frac{dx}{dt}$ – нелинейная характеристика сил трения в уплотнениях гидроцилиндра;

$F(t)$ – внешние силы, приложенные к поршню;

Δp – перепад давления между нагнетательной и сливной полостями гидроцилиндра.

При этом

$$Q_{\text{сж}} = \frac{W}{x_{\text{пр}}} \frac{dp}{dt}, \quad (4.3)$$

где W – объем сжимаемой жидкости;

$x_{\text{пр}}$ – приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости.

Полагая поток утечек рабочей жидкости через эквивалентный зазор ламинарным, утечки вычисляются по формуле

$$Q_{\text{ут}} = K_y \frac{\Delta p}{\nu_d} \delta^3 = C_y D_x^3, \quad (4.4)$$

где K_y – коэффициент потерь на утечки;

ν_d – динамическая вязкость рабочей жидкости в зазоре δ ;

$C_y = K_y \left(\frac{\delta}{D} \right)^3$ – укрупненный коэффициент потерь на утечки.

Потери на трение в уплотнениях силового гидроцилиндра определяются по формуле

$$|F_{\text{тр}}| \text{sign} \frac{dx}{dt} = C_f \Delta p D_x^2 + \nu_d C_b D_x \frac{dx}{dt}, \quad (4.5)$$

где C_f – коэффициент потерь на граничное трение;

C_b – укрупненный коэффициент потерь на вязкое трение.

Установлено, что коэффициенты C_y , C_f , C_b , которые называются также коэффициентами демпфирования, постоянны вблизи оптимальных по КПД режимов работы гидроцилиндра. Эта область

на универсальной (топографической) характеристике гидроцилиндра называется областью квазилинейного режима работы гидроцилиндра.

Индикаторная мощность и потери мощности в гидроцилиндре в долях индикаторной мощности определяются следующими выражениями:

индикаторная мощность гидроцилиндра

$$N_i = \Delta p D_x^2 \frac{dx}{dt}; \quad (4.6)$$

потери мощности на утечки

$$N_y = Q_{yT} \Delta p = C_y D^3 \frac{\Delta p^2}{\mu} = C_y \frac{N_i}{\delta}, \quad (4.7)$$

где $\delta = \frac{v_D \frac{dx}{dt}}{D_x \Delta p}$ – безразмерный параметр, представляющий собой

критерий, оценивающий характер потока в узкой щели. Параметр δ называют также критерием изогональности, потому что если в двух геометрически подобных по номинальным размерам гидромашинах значения δ окажутся одинаковыми, то в эквивалентных зазорах этих гидромашин суммарные профили скоростей потоков фрикционного и просачивания окажутся подобными.

Сжатие рабочей жидкости влияет на величину ее объема, проходящего через гидроцилиндр, однако потери мощности на сжатие до давления 32,0 МПа практически равны нулю.

Потери мощности, обусловленные граничным трением,

$$N_f = F_f \frac{dx}{dt} = C_f \Delta p D_x^2 \frac{dx}{dt} = C_f N_i. \quad (4.8)$$

Потери мощности, обусловленные вязким трением,

$$N_b = F_b \frac{dx}{dt} = C_b \nu_D D_x \frac{dx}{dt} \frac{dx}{dt} = C_b \delta N_i. \quad (4.9)$$

Для установившегося (статического $\frac{dx}{dt} = v = const$) режима работы гидроцилиндра его объемный η_o , механический η_M и полный η КПД определяются выражениями

$$\eta_o = 1 - \frac{N_y}{N_i + N_y} = \frac{1}{1 + \frac{C_y}{\sigma}}, \quad (4.10)$$

$$\eta_M = 1 - \frac{N_f + N_b}{N_i} = 1 - C_f - C_b \sigma, \quad (4.11)$$

$$\eta = \frac{N_i - N_f - N_b}{N_i + N_y} = \frac{1 - C_f - C_b \sigma}{1 + \frac{C_y}{\sigma}}. \quad (4.12)$$

В области квазилинейного режима работы гидроцилиндра выражение (4.12) полного КПД гидроцилиндра является функцией одного безразмерного коэффициента σ , при некотором значении которого $\sigma = \sigma^*$ КПД η принимает наибольшее значение.

Значение σ^* определяем, взяв производную от η в выражении (4.12) по σ и приравняв ее нулю

$$\sigma^* = C_y \left(\sqrt{\frac{1 - C_f}{C_y C_b} + 1} - 1 \right). \quad (4.13)$$

Поскольку для лучших образцов гидроцилиндров значение под корнем в выражении (4.13) достигает 1000 и более, то можно пользоваться приближенным значением σ^* , получаемым отбрасыванием единиц под радикалом и вне радикала

$$\sigma^{**} = \sqrt{\frac{C_y}{C_b} (1 - C_f)}. \quad (4.14)$$

В паспортных данных завод-изготовитель гидроцилиндров часто приводит значения η^* и η_o^* , относящиеся к номинальному (оп-

тимальному) режиму работы, значение σ^* для этого же режима работы определяется как $\sigma^* = \frac{v_D^* V^*}{D_x \Delta p^*}$, поэтому значения C_y , C_f , C_b могут быть определены из выражений (4.12), (4.13), (4.14):

$$\eta_o^* = \frac{1}{1 + \frac{C_y}{\sigma^*}}; \quad (4.15)$$

$$\eta^* = \frac{1 - C_f - C_b \sigma^*}{1 + \frac{C_y}{\sigma^*}}; \quad (4.16)$$

$$\sigma^* = \sqrt{\frac{C_y}{C_b} (1 - C_f)}. \quad (4.17)$$

Из выражения (4.15)

$$C_y = \sigma^* \left(\frac{1}{\eta_o^*} \right). \quad (4.18)$$

Исключив из выражений (4.12) и (4.13) C_b , получим

$$C_f = 1 - \frac{\eta^* + C_y}{\sigma^* - C_y}. \quad (4.19)$$

Из выражения (4.17) находим

$$C_b = \frac{C_y (1 - f)}{(\sigma^*)^2}. \quad (4.20)$$

Полученные формулы применимы для расчета коэффициентов потерь C_y , C_f , C_b силовых гидроцилиндров в квазилинейном режиме работы.

5. СЛЕДЯЩИЙ ГИДРОПРИВОД

5.1. Принцип действия следящих приводов

Любая следящая система состоит из следующих элементов: устройства, задающего входной сигнал; сравнивающего устройства; исполнительного механизма; обратной связи. В некоторых системах между исполнительным механизмом и сравнивающим устройством применяют преобразователь сигнала и усилитель сигнала рассогласования.

В качестве задающего устройства могут быть различные программноносители, например, жесткие копии или шаблоны. В станках с программным управлением задающим устройством может служить программноноситель, записанный на перфоленте, магнитном или лазерном диске с соответствующим преобразователем. Программноноситель преобразует данную программу в сигналы управления движением исполнительного механизма. Выходным сигналом задающего устройства является $X_{вх}$ (рис. 5.1).

В гидравлических копировальных следящих системах в качестве программноносителя часто используется механический копир, который при движении относительно щупа сообщает ему механическое перемещение в соответствии с профилем или законом изменения входной величины.

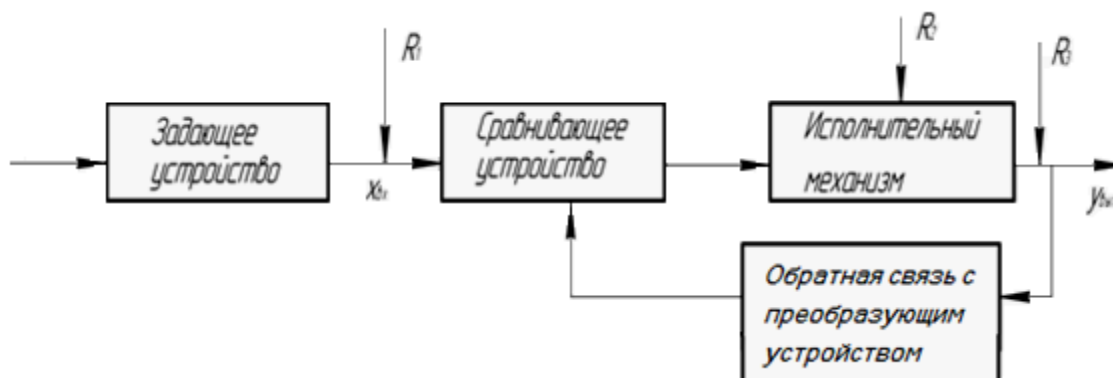


Рис. 5.1. Структура следящей системы

Механическое перемещение щупа передается дросселирующему распределителю, который управляет движением исполнительного механизма.

Сигналы возмущения обозначены R . Это может быть изменение сил трения, изменение силы ветра, погоды или любые другие проявления.

Перемещение исполнительного механизма является выходным сигналом – $Y_{\text{ВЫХ}}$. Выходной сигнал одновременно поступает как на выполнение полезной работы, так и на сравнивающее устройство. Выходной сигнал, идущий на сравнивающее устройство, называется обратной связью. Обратная связь может быть в зависимости от системы управления и технических средств ее реализации электронной, пневматической, электрической, гидравлической, механической. Механическая обратная связь часто бывает с передаточным отношением 1:1 или с любым другим соотношением.

Входной и выходной сигналы подаются на сравнивающее устройство. Сравнить можно только величины, имеющие одну физическую природу, например, перемещение с перемещением, скорость со скоростью, объем с объемом и т. д. Сравнивающее устройство – наиболее важный механизм следящей системы. Любое сравнивающее устройство характеризуется тем, что имеет два входа и один выход одной и той же физической природы. В качестве сравниваемых величин могут быть как кинематические величины (перемещение, скорость, ускорение), так и силовые (сила, давление и т. д.). В гидравлических следящих системах часто сравниваются перемещения.

Сравнивающее устройство в таких системах состоит из дросселирующего распределителя, где входными величинами являются независимые перемещения затвора и корпуса распределителя, а выходной величиной является ширина дросселирующей щели. Причем в сравнивающем устройстве нас интересует не перемещение всего затвора, а лишь смещение кромки затвора и кромки корпуса распределителя.

Часто под обратной связью понимают жестко организованную цепочку элементов связи выходного сигнала системы с входным сигналом, при котором отклонение выходного сигнала вызывает соответствующее изменение входного сигнала объекта. В понятие обратной связи включают не только сравниваемые сигналы, но и сравнивающее устройство.

Обратная связь может быть положительная и отрицательная. Положительная обратная связь – это такая связь выходного сигнала системы с входным сигналом, при котором они суммируются, т. е. выходной сигнал только усиливается. Такая связь часто используется в электронике для повышения коэффициента усиления схем.

В следящих системах применяется отрицательная обратная связь. Отрицательная обратная связь – это такая связь выходного сигнала системы с входным сигналом, при которой отклонение выходного сигнала одного знака вызывает изменение входного сигнала противоположного знака.

Со сравнивающего устройства сигнал рассогласования передается обычно усилителю. Усилитель характеризуется тем, что им регулируется энергия, подводимая к исполнительному двигателю. Величина энергии, подводимой к гидравлическому двигателю, определяется величиной проходных щелей дросселирующего распределителя. Усилителем регулируется энергия, подводимая к исполнительному двигателю. Потребляемая энергия определяется величиной площади проходной щели дросселирующего распределителя. В рассматриваемых схемах распределитель выполняет две функции: сравнивающего устройства и усилителя.

В следящих системах выходной сигнал заранее не известен. Он может быть случайной величиной, потому что на систему кроме управляющего воздействия, которое задается в соответствии с технологическим процессом, могут влиять и факторы, носящие случайный, трудно предсказуемый характер – возмущающие воздействия. Например, температура окружающего воздуха, колебания напряжения в электросети, изменение силы трения и т. д.

Преимуществом следящих систем является то, что система компенсирует влияние любого возмущающего воздействия, которое вызвало отклонение ($\pm \Delta$) величины выходного сигнала системы, путем изменения через цепь отрицательной обратной связи ($\mp \Delta$) величины входного сигнала.

Недостатком является то, что после появления отклонения выходного сигнала регулятор должен компенсировать возмущающее воздействие и уменьшить отклонение от заданного значения величины регулируемого параметра – выходного сигнала системы.

Следящие системы разделяются на непрерывные и дискретные. Непрерывные сигналы представляют собой величины, значения которых являются непрерывными функциями времени (сигналы меняются во времени постоянно). У дискретных сигналов значения изменяются через равные промежутки времени.

Рассмотрим принцип действия следящих приводов на примере суппорта копировально-токарного станка(рис. 5.2.).

Задающим устройством является копир 7. Для обработки детали 3, помимо подачи, управляющей следящим приводом 4, который расположен на поперечном суппорте 10, необходимо перемещать последний для обеспечения продольного движения щупа 8 и копира 7 вдоль оси детали. Продольная подача может быть постоянной величиной. Она осуществляется двигателем, который управляется распределителем 11.

Щуп 8, взаимодействуя с копиром, в зависимости от профиля рабочей поверхности копира 7 будет смещать затвор следящего распределителя 6 вдоль его оси, соответственно увеличивая или уменьшая площадь проходной щели, что приведет к смещению суппорта, в результате изменится количество подводимой жидкости.

В зависимости от типа затвора распределителя различают однокоординатные (вращение детали 3 с постоянной скоростью осуществляется двигателем 16, а изменение радиуса детали – следящим приводом, т. е. меняется только одна координата) гидравлические следящие системы с одно-, двух- и четырехщелевыми дроссе-

лирующими распределителями. Бывают и двухкоординатные следящие привода, но в данном пособии они не рассматриваются.

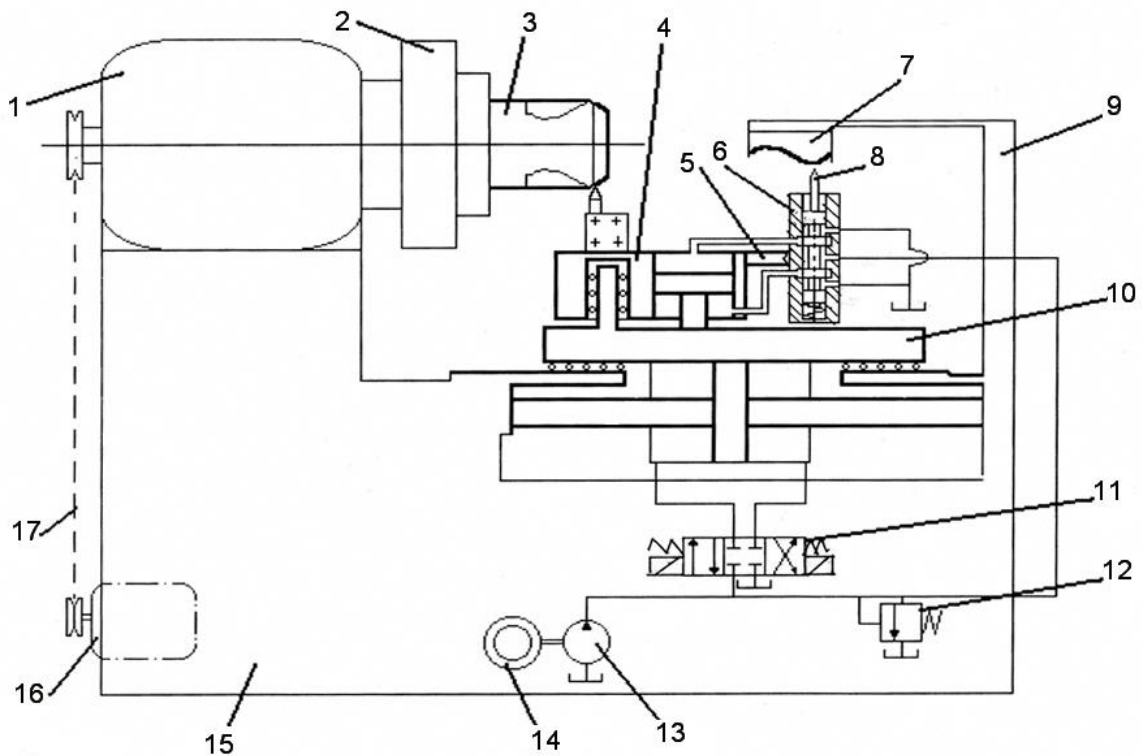


Рис. 5.2. Суппорт копировально-токарного станка:

- 1 – коробка скоростей; 2 – патрон; 3 – заготовка;
 4 – поперечный суппорт с копировальным приводом;
 5 – жесткая обратная связь резца со сравнивающим устройством; 6 – корпус гидродвигателя и дросселирующего распределителя;
 7 – копир; 8 – щуп; 9 – кронштейн копира; 10 – продольный суппорт;
 11 – распределитель (управляющее устройство продольного суппорта); 12 – предохранительный клапан; 13 – насос;
 14 – электрический двигатель насоса;
 15 – станина станка; 16 – электродвигатель; 17 – гибкая передача

Схема привода с одноцелевым дросселирующим распределителем приведена на рис. 5.3. Корпус гидродвигателя с установленным на нем резцедержателем перемещается под действием разности сил, действующих на корпус в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра.

В штоковой полости гидродвигателя на торцевую поверхность корпуса действует постоянная сила $H_1 = f_2 \cdot p_n$, где f_2 – площадь поршня минус площадь штока, p_n – номинальное давление, создаваемое вторым насосом. В штоковой полости гидроцилиндра на торцевую поверхность корпуса действует сила $H_2 = f_1 \cdot p_{n1}$, где f_1 – площадь поршня, p_{n1} – давление, создаваемое следящим приводом. Рабочая жидкость от насоса H_1 поступает и в поршневую полость гидроцилиндра, и одновременно часть жидкости сливается через щель дросселирующего распределителя в бак. На рисунке 5.3 ширина щели дросселирующего распределителя обозначена величиной h .

Если щель в дросселирующем распределителе уменьшается, т. е. меньше жидкости сливается в бак, то давление в поршневой полости гидроцилиндра возрастает. Тогда сила, действующая на торец корпуса в поршневой полости, может быть больше, чем постоянная сила, действующая на торец корпуса в штоковой полости гидроцилиндра. В этом случае корпус с резцедержателем перемещаются вверх.

Если щель в дросселирующем распределителе увеличивается, т. е. от насоса H_1 рабочей жидкости больше стало сливаться в бак, чем поступать в поршневую полость гидроцилиндра, давление в полости падает. Постоянная сила, действующая на торец корпуса гидродвигателя в штоковой полости, становится больше, и корпус с резцедержателем опускаются вниз.

Рассмотрим более подробно, что значит отрицательная обратная связь.

Для того чтобы в токарно-копировальном станке резец проточил участок детали одинаковым радиусом, он не должен перемещаться вертикально, что возможно, если часть жидкости, проходящая через дросселирующую щель, будет сливаться в бак.

Это начальное положение дросселирующей щели. Обозначим ширину при начальном положении – h_0 . Текущая ширина щели – h .

Дросселирующая щель имеет форму боковой поверхности цилиндра. Пусть сечение А-А – верхнее кольцо, образованное кромкой корпуса распределителя, а сечение С-С – нижнее кольцо, образованное кромкой затвора распределителя.

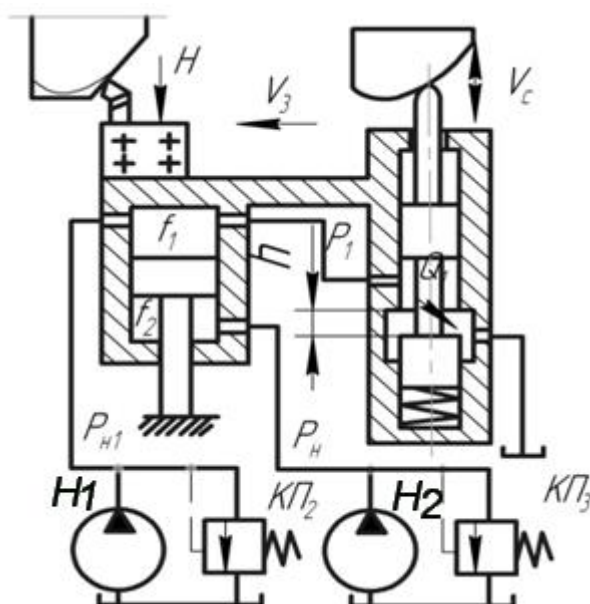


Рис. 5.3. Принципиальная гидравлическая схема следящего гидропривода с однощелевым управляющим распределителем

Перемещение, приводящее к увеличению площади щели, принято за положительное значение, а перемещение приводящее к уменьшению – за отрицательное значение.

Рассмотрим случай, когда затвор распределителя смещается вниз. Если привод кроме детали и копира начинает перемещаться горизонтально другим двигателем, не показанным на рис. 5.3 (такой привод показан на рис. 5.2), с какой-то постоянной скоростью v_3 , то под воздействием копира затвор дросселирующего распределителя смещается вниз на величину X , рис. 5.4. Текущая ширина щели становится равной $h = h_0 + X$, в результате площадь щели $f = \pi \cdot d \cdot h$ увеличивается (где d – диаметр затвора распределителя), поэтому в бак сольется больше жидкости, а давление в полости цилиндра уменьшится. Может наступить момент, когда сила H_2 , действующая в

штоковой полости цилиндра, станет меньше силы H_1 , действующей в поршневой полости, и корпус цилиндра с резцедержателем, резцом и корпусом распределителя переместится вниз. Ширина щели станет равной $h = h_0 + (X - Y)$. Здесь обозначены X – перемещение затвора, Y – перемещение корпуса распределителя. Входное воздействие – X и выходное – Y связаны между собой обратной связью.

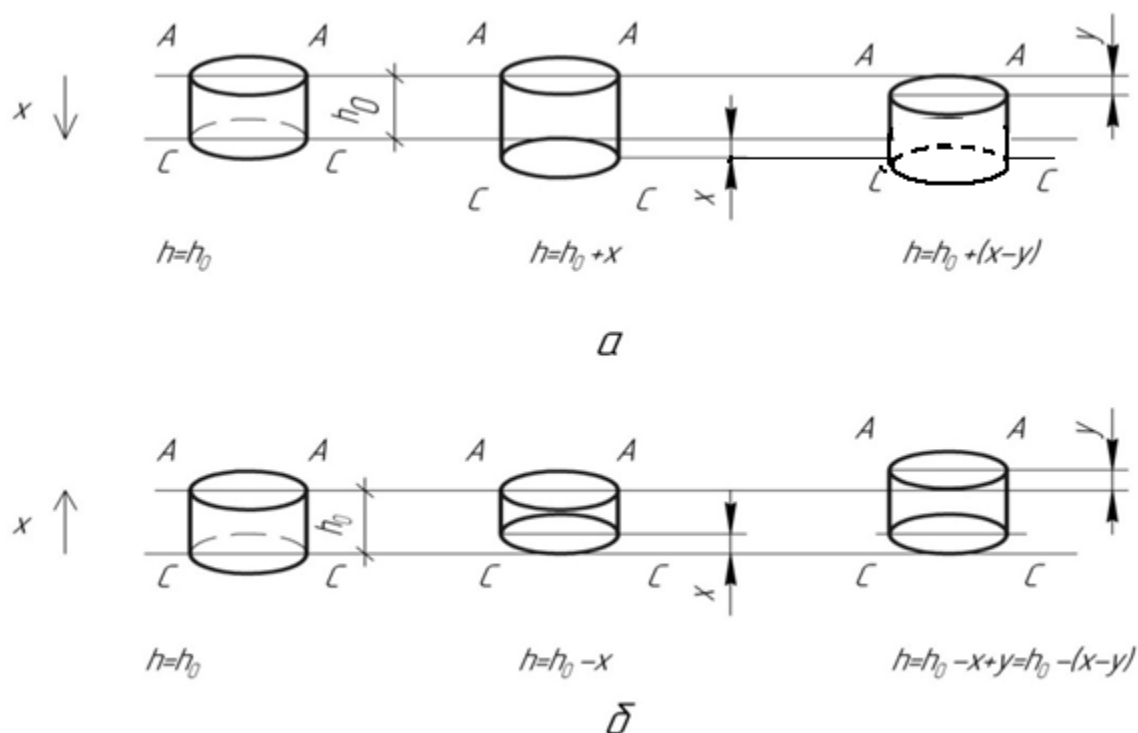


Рис. 5.4. Изменение ширины дросселирующей щели при смещении затворараспределителя:
а – смещение затвора вниз; б – смещение затвора вверх

В обоих случаях от входного воздействия – смещения кромки затвора X – отнимается выходное воздействие – смещение кромки корпуса Y . Это называется отрицательной обратной связью.

В практике машиностроения большее распространение получила схема следящего привода с четырехщелевым дросселирующим распределителем, показанная на рис. 5.5.

При смещении затвора сразу четыре щели изменяют величину площади проходного сечения. Количество жидкости Q_2 , поступаю-

щей от насоса в нижнюю полость гидродвигателя, контролируется щелью 2, а щель 1 контролирует слив жидкости Q_1 из этой же полости двигателя.

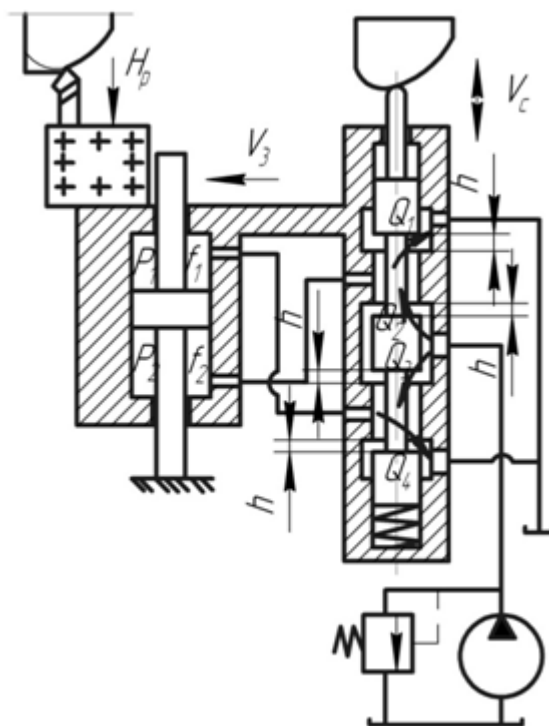


Рис. 5.5. Принципиальная гидравлическая схема следящей системы с одним насосом и четырехщелевым управляющим распределителем

В этом случае управление происходит одновременно на входе и выходе каждой полости. В результате изменяются давления p_1 и p_2 в обеих полостях гидродвигателя, поэтому разность давлений $\Delta p = p_2 - p_1$, которая необходима для движения двигателя, нарастает значительно быстрее.

Жесткость привода с четырехщелевым дросселирующим распределителем и точность воспроизведения профиля копира выше, чем у одно- и двухщелевых распределителей. Для движения поршня или корпуса двигателя в обе стороны с одинаковой скоростью необходимо в обеих полостях иметь одинаковые эффективные площади.

5.2. Расчет основных характеристик следящих приводов

5.2.1. Влияние перекрытий дросселирующих щелей на погрешность позиционирования

Известны четыре варианта перекрытий кромками затвора окон в распределительной втулке распределителя: положительное перекрытие, нулевое перекрытие, малое отрицательное и большое отрицательное перекрытия.

Дросселирующие щели применяются в следящем гидроприводе. В станкостроении для копировальных работ требуется высокая точность слежения, поэтому величины ошибки слежения ε находятся в пределах $\varepsilon = 0,05 \dots 0,2$ мм. В системах рулевого управления автомобилями и в механизмах управления объемными насосами ошибка слежения допустима больше.

В следящих приводах у дросселирующих распределителей диаметры сопрягаемых цилиндрических поверхностей и линейные размеры между рабочими кромками выполняются с высокой точностью. К основным параметрам дросселирующего распределителя относятся: d_3 – диаметр затвора, если затвор выполнен в виде тела вращения, то он называется золотником; δ_0 – радиальный зазор между сопрягаемыми поверхностями; h_0 – величина отрицательного перекрытия; h_n – величина положительного перекрытия. Рабочий ход затвора x_p в каждую сторону от среднего положения связан с перекрытием. При положительном перекрытии $x_p = h_p + h_n$, где h_p – ширина рабочей зоны характеристики проводимости, рис. 5.6, а. При условно нулевом перекрытии $x_p = h_p$, рис. 5.6, б. При малом отрицательном перекрытии $x_p = h_0$, рис. 5.6, в. Под «малым» отрицательным перекрытием понимается перекрытие с соотношением параметров $h_0 = 0,5h_p$. Большим отрицательным перекрытием считается перекрытие при $h_0 > h_p$, см. рис. 5.6, г.

Схемы перекрытий рабочих щелей распределителя и примерные зависимости проводимости α от смещения затвора X_c приведены на рис. 5.6.

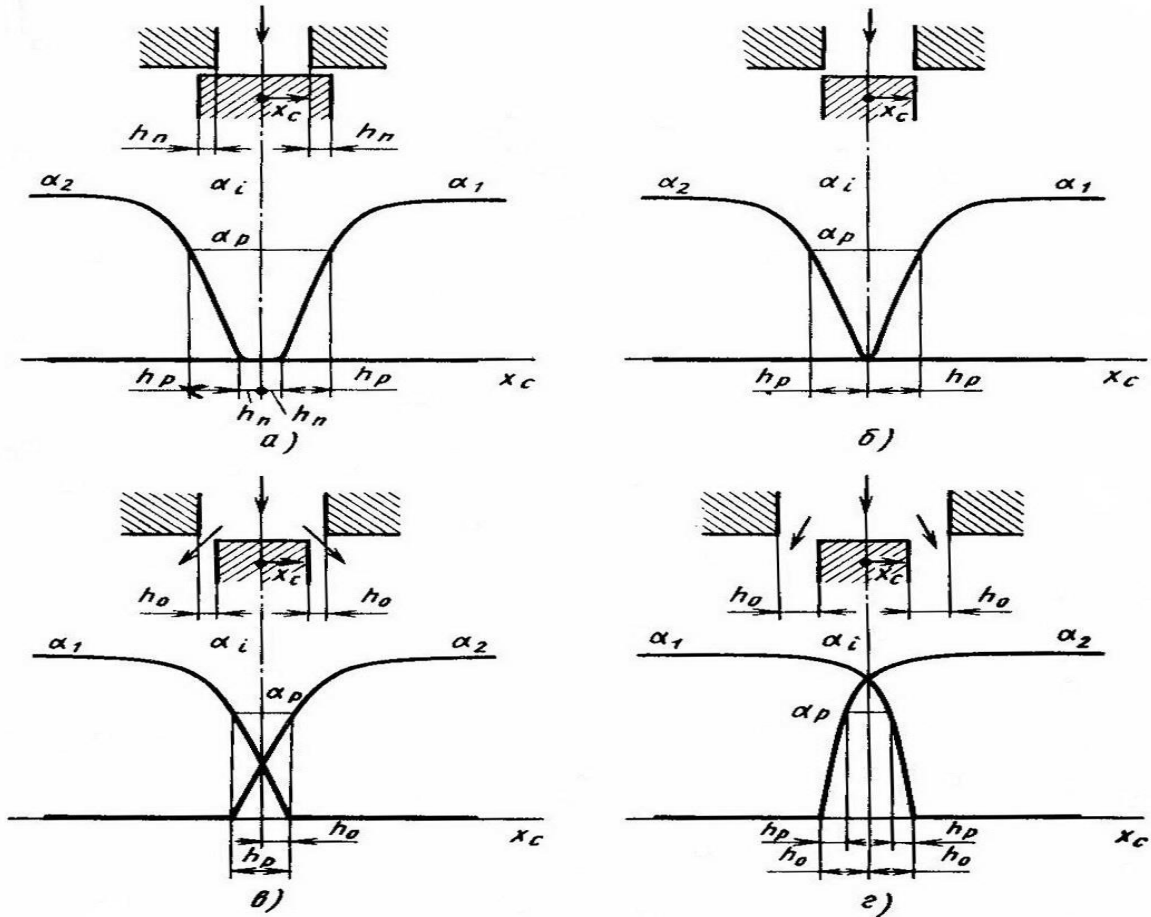


Рис. 5.6. Схемы щелей с проводимостями:
 а – положительное перекрытие; б – нулевое перекрытие;
 в – малое отрицательное перекрытие;
 г – большое отрицательное перекрытие

Под проводимостью принято понимать некий коэффициент, который включает в себя все факторы – постоянные и переменные – в уравнении расхода через дроссель $\left(Q = \mu \cdot F_{щ} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)} \right)$, кроме расхода и давления. Проводимость обозначается α . В данном случае проводимость α будет равна выражению

$$\alpha = \mu \cdot F_{щ} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}. \quad (5.1)$$

Здесь μ – коэффициент расхода ($\mu = 0,6...0,75$), $F_{щ}$ – площадь щели, γ – удельный вес, p_1 и p_2 – давления перед дросселирующей щелью и после нее, g – ускорение свободного падения.

Основные ориентировочные параметры дросселирующих распределителей приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Назначение следящего привода	d_3 мм	δ_0 мм	h_0 мм	h_n мм	x_p мм
Привод копировальных станков	10...40	0,004...0,008	0,05...0,10	-	0,02...0,01
Привод для летательных аппаратов	5...10	0,003...0,008	-	0,005...0,02	0,2...0,5
Привод для рулевого управления автомобилей	36...50	0,02...0,06	0,2...0,5	-	0,5...1,5

Перекрытия рассматриваем при среднем, т. е. нейтральном положении затвора распределителя ($X_c = 0$). На графиках выделена рабочая зона, в которой допустима линейная зависимость характеристики проводимости. Обычно при смещении затвора в диапазоне $X_c = h_p$ проводимость обозначается α_p . Часто малым отрицательным перекрытием называют перекрытие, когда осевой размер щели в два раза меньше, чем смещение затвора при линейной характеристике проводимости, т. е. $h_0 = 0,5 \cdot h_p$. Случай, когда $h_0 > h_p$, относится к большому отрицательному перекрытию.

Оценку влияния перекрытий на регулировочную характеристику гидродвигателя следящего привода $v_d = \Phi(X_c)$ при $p_H = const$ рассмотрим на примере четырехщелевого дросселирующего распределителя, показанного на рис. 5.7.

Составим математическую модель. Уравнение сил, действующих на симметричный поршень, у которого эффективные площади-

равны, без учета утечек рабочей жидкости из полостей гидроцилиндра и сил жидкого и сухого трения имеет вид

$$m \cdot \omega = F(p_1 - p_2) - H_c,$$

где m – масса подвижных частей привода, приведенная к оси поршня;

ω – ускорение движения поршня, $\omega = \dot{v}_d = \ddot{Y}$;

F – эффективная площадь поршня, $F_1 = F_2$;

p_1 и p_2 – давления в полостях гидроцилиндра;

H_c – статическая сила, которую необходимо преодолеть гидроцилиндру от внешней нагрузки.

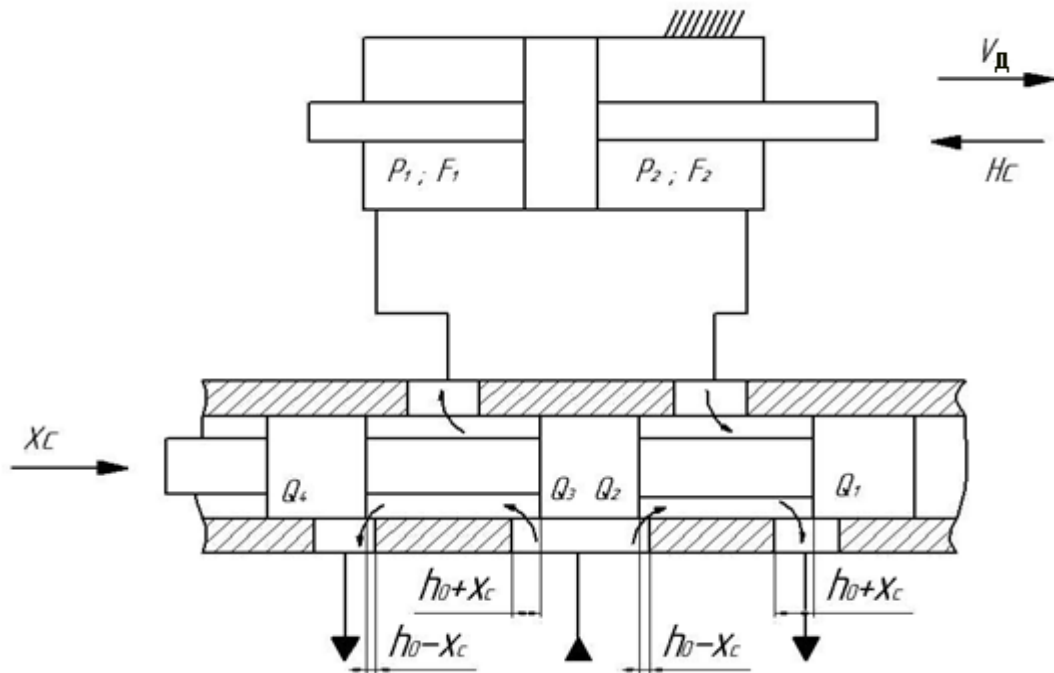


Рис. 5.7. Расчетная схема четырехщелевого дросселирующего распределителя при положении затвора после его смещения X_c

Уравнения расходов правой и левой полостей распределителя будут соответственно:

$$Q_3 = Q_4 + F \cdot v_d \text{ и } Q_2 = Q_1 - F \cdot v_d, \quad (5.2)$$

где v_d – скорость перемещения поршня гидроцилиндра, если корпус принят за неподвижное звено.

Уравнения расходов жидкости через дросселирующие щели, показанные на рис. 5.6 распределителя,

$$Q_1 = \mu(h_0 + X_c)\pi \cdot d_3 \cdot \psi_{\pi} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_c)}, \quad (5.3)$$

$$Q_2 = \mu(h_0 - X_c)\pi \cdot d_3 \cdot \psi_{\pi} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_H - p_2)},$$

$$Q_3 = \mu(h_0 + X_c)\pi \cdot d_3 \cdot \psi_{\pi} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_H - p_1)},$$

$$Q_4 = \mu(h_0 - X_c)\pi \cdot d_3 \cdot \psi_{\pi} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_c)},$$

где h_0 – ширина дросселирующей щели в нейтральном положении;

d_3 – диаметр затвора;

ψ_{π} – коэффициент использования периметра щели;

ρ – плотность рабочей жидкости. Если считать, что давление на сливе близко к атмосферному, то можно принять $p_c = 0$.

Обозначим проводимость щелей:

$$\alpha_1 = \mu(h_0 + X_c)\pi \cdot d_3 \cdot \psi_{\pi} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \text{ и } \alpha_2 = \mu(h_0 - X_c)\pi \cdot d_3 \cdot \psi_{\pi} \sqrt{\frac{2}{\rho}}. \quad (5.4)$$

Подставим в уравнения расходов полостей распределителя (5.2) уравнения расходов через дросселирующие щели (5.3)

$$\alpha_1 \sqrt{p_H - p_1} = \alpha_2 \sqrt{p_1} + F \cdot v_d; \quad (5.5)$$

$$\alpha_2 \sqrt{p_H - p_2} = \alpha_1 \sqrt{p_2} - F \cdot v_d. \quad (5.6)$$

Вычтем из уравнения (5.5) уравнение (5.6) и из полученного выражения определим скорость перемещения поршня, т. е. скорость перемещения выходного звена

$$v_d = \frac{1}{2 \cdot F} \left[\alpha_1 (\sqrt{p_H - p_1} + \sqrt{p_2}) - \alpha_2 (\sqrt{p_H - p_2} + \sqrt{p_1}) \right]. \quad (5.7)$$

Получим нелинейное уравнение (5.7). Линеаризуем квадратные корни в выражении (5.7), для чего выберем точку линеаризации.

Будем считать, что при давлениях $p_1 = p_2 = 0,5p_H$ нелинейное уравнение (5.7) вблизи точки $0,5p_H$ можно принять линейным. Тогда нелинейности после линеаризации будут иметь вид

$$\sqrt{p_2} = \sqrt{p_2} \cdot \frac{\sqrt{p_2}}{\sqrt{p_2}} \cong \frac{p_2}{\sqrt{0,5 \cdot p_H}}; \quad \sqrt{p_H - p_2} \cong \frac{p_H - p_2}{\sqrt{0,5 \cdot p_H}};$$

$$\sqrt{p_1} \cong \frac{p_1}{\sqrt{0,5 \cdot p_H}} \quad \sqrt{p_H - p_1} = \sqrt{p_H - p_1} \cdot \frac{\sqrt{p_H - p_1}}{\sqrt{p_H - p_1}} = \frac{p_H - p_1}{\sqrt{p_H - p_1}} \approx \frac{p_H - p_1}{\sqrt{0,5 \cdot p_H}}.$$

Уравнение (5.7) примет вид

$$v_D = \frac{1}{2 \cdot F} \cdot \frac{1}{\sqrt{0,5 \cdot p_H}} [\alpha_1(p_H - p_1 + p_2) - \alpha_2(p_H + p_1 - p_2)]. \quad (5.8)$$

По последнему выражению в относительных величинах построены регулировочные характеристики, показанные на рис. 5.8, в которых $\bar{v}_D = \frac{v_D}{v_{\text{макс}}}$, $\bar{X}_c = \frac{X_c}{h_n + h_p}$, где h_n – величина положительного перекрытия, h_p – величина смещения затвора, при котором можно считать характеристику линейной.

У дросселирующего распределителя с положительным перекрытием 3 (рис. 5.8), характеристика сдвинута вправо на величину относительного перекрытия по сравнению с характеристикой с нулевым перекрытием 2. При малом отрицательном перекрытии 1 характеристика наиболее крутая при остальных равных условиях.

При равных условиях минимальная ошибка слежения по перемещению выходного звена (поршня) ΔY будет у следящего привода с малым отрицательным перекрытием. При положительном перекрытии будут минимальные перетечки рабочей жидкости из напорной линии в сливную.

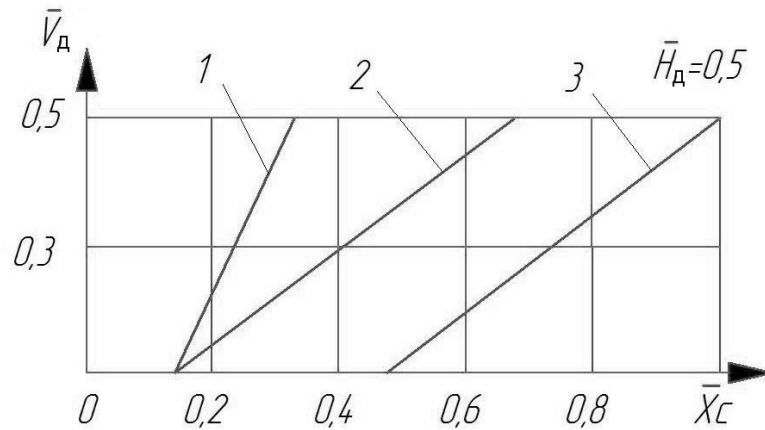


Рис. 5.8. Регулировочные характеристики исполнительных механизмов при различных перекрытиях дросселирующих щелей:

1 – малое отрицательное перекрытие; 2 – нулевое перекрытие;
3 – положительное перекрытие

Такое перекрытие чаще применяется для механизмов регулирования объемных насосов, промышленных роботов, приводов рулевых поверхностей самолетов. Величина положительного перекрытия находится в диапазоне $h_{\text{п}} = (0,1..0,3)\varepsilon$, где ε – ошибка слежения.

Большое отрицательное перекрытие применяют, когда нужен свободный проток рабочей жидкости из напорной линии в сливную при среднем положении затвора, например, в механизме рулевого управления автомобилем со следящим гидроприводом для снижения нагрева рабочей жидкости. В этом случае величина отрицательного перекрытия находится в пределах $h_o = (0,1..1,0)\varepsilon$.

5.2.2. Энергетический и гидравлический расчет следящих приводов

В энергетическом расчете гидропривода определяются основные параметры объемного двигателя, насосной установки, дросселирующего распределителя.

Номинальное давление рабочей среды $p_{\text{НОМ}}$ проектировщик выбирает в соответствии с тем, которое принято в данной отрасли промышленности. Например:

металлорежущие станки	6,3...10 МПа,
промышленные роботы	10...16 МПа,
авиационные рулевые гидросистемы	20...50 МПа,
рулевое управление автомобилей	6,3...10 МПа.

В настоящее время наблюдается тенденция к работе при более высоких давлениях, что становится возможным с развитием новых технологий.

Рассмотрим порядок расчета следящего гидропривода.

Порядок расчета следящего привода с четырехщелевым дросселирующим распределителем следующий.

1. Расчетная нагрузка на следящий привод H_p :

$$H_p = m_d \cdot \omega_p + H_c + H_{\text{тр}}, \quad (5.9)$$

где $m_d \cdot \omega_p$ – сила инерции (m_d – суммарная масса подвижных частей, приведенная к поршню гидродвигателя; ω_p – максимальное ускорение поршня гидродвигателя); H_c – потенциальная нагрузка, приведенная к поршню гидродвигателя; $H_{\text{тр}}$ – силы трения, приведенные к поршню гидродвигателя. Поскольку силы трения на этом этапе расчета еще не известны, можно задаться величиной $H_m = 10\% \cdot H_c$, потому что, если они на завершающем этапе расчета будут больше, то спроектированная Вами система плоха. И проекторочный расчет необходимо делать заново.

Нагрузку H_p необходимо преодолеть движущей силой H_d

$$H_d = p_{\text{НОМ}} \cdot F \cdot \eta_{\text{д.м.}} \cdot \eta_{\text{г.а.}} \quad (5.10)$$

Рабочее давление в системе проектировщиком задано исходя из отрасли, в которой будет работать проектируемый привод. Дви-

жущую силу будем обеспечивать эффективной площадью цилиндра.

2. Минимальное значение эффективной площади гидроцилиндра

$$F = \frac{H_p}{\rho_{\text{НОМ}} \cdot \eta_{\text{г.а.}} \cdot \eta_{\text{д.м.}}}, \quad (5.11)$$

где $\eta_{\text{г.а.}}$ – коэффициент полезного действия гидроаппаратов ($\eta_{\text{г.а.}} = 0,75..0,85$);

$\eta_{\text{д.м.}}$ – коэффициент полезного действия двигателя механический ($\eta_{\text{д.м.}} = 0,85...0,95$).

На этом этапе $\eta_{\text{г.а.}}$ задаем самостоятельно. В ходе расчета, когда выбраны реальные гидроаппараты, подсчитаны потери давления и определен расчетный ожидаемый коэффициент полезного действия гидроаппаратов тогда, если заданный нами первоначально $\eta_{\text{г.а.}}$ был больше, то расчет необходимо делать заново.

3. Оптимальное значение площади гидроцилиндра F_0

Рекомендуется принять площадь цилиндра несколько больше минимальной – в полтора раза, $F_0 = 1,5 \cdot F$. В этом случае имеем запас по силе, но при этом увеличивается масса подвижных частей, что может существенно влиять на устойчивость системы в целом.

4. Выбор гидроцилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_0}{\pi}} \text{ и } d = \sqrt{1 - \sigma_d}, \quad (5.12)$$

где σ_d – соотношение эффективных площадей рабочих камер цилиндра (обычно $\sigma_d = 0,5$).

Основными параметрами гидроцилиндра являются номинальное давление $\rho_{\text{НОМ}}$, внутренний диаметр гильзы D , диаметр штока d , ход поршня L . Эти параметры определяют усилие на поршне. Поток рабочей жидкости определяет скорость перемещения поршня. Основные параметры выбираются по ГОСТу с учетом рекомен-

дуемого соотношения хода и диаметра цилиндра. Если отсутствует подходящий серийно выпускаемый гидроцилиндр, составляется техническое задание на разработку нового гидродвигателя. Но при этом надо помнить, что диаметры необходимо принимать стандартные. Это позволит в дальнейшем не заказывать каждый раз изготовление индивидуальных уплотнительных манжет, а покупать стандартные манжеты выпускаемые серийно.

5. Уточняем эффективную площадь выбранного гидроцилиндра

$$F_{\text{д}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{ГОСТ}}^2 - d_{\text{ГОСТ}}^2)}{4}. \quad (5.13)$$

6. Максимальный расход рабочей жидкости в напорной гидролинии

$$Q_{\text{н}} = \frac{F_{\text{д}} \cdot v_{\text{д}}}{\eta_{\text{д.о.}} \cdot \eta_{\text{а.о.}}}, \quad (5.14)$$

где $v_{\text{д}}$ – скорость перемещения поршня гидродвигателя берется из исходных данных работодателя; рекомендуемые значения объемных коэффициентов полезного действия для двигателя $\eta_{\text{д.о.}} = 0,9 \dots 0,99$; для гидроаппаратов принимается приближенно $\eta_{\text{а.о.}} = 0,75 \dots 0,85$. Скорость $v_{\text{д}}$ берется из исходных данных работодателя. Если она не задана, то определяется по формуле $v_{\text{д}} = S/t$, здесь S – путь, t – время или принимается равной значению аналогичных двигателей. При этом необходимо обосновать, почему принято такое значение скорости.

7. Допустимое значение перепада давления Δp_0 на каждой дросселирующей щели распределителя находится из уравнения теплового баланса

$$\Delta p_0 = \frac{K_m \cdot F_{\text{д}} (T_{\text{ж}} - T_{\text{ат}})}{2 \cdot Q_{\text{н}}}, \quad (5.15)$$

где K_m – коэффициент теплопередачи, который зависит от места установки насосной станции, например:

- внутри оборудования $K_m = 9 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{°C}} \right]$,
- вне оборудования $K_m = 15 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{°C}} \right]$,
- используя воздушный теплообменник $K_m = 70 \dots 90 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{°C}} \right]$,
- при водяном теплообменнике $K_m = 100 \dots 200 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{°C}} \right]$;

$T_{\text{ат}}$ – температура окружающей среды;

$T_{\text{ж}}$ – допустимая температура рабочей жидкости (обычно в пределах $T_{\text{ж}} = 50 \dots 70 \text{°C}$).

8. Ширина дросселирующей щели в нейтральном положении затвора

$$h_o = K_{\text{в.м.}} \cdot \Delta X, \quad (5.16)$$

где $K_{\text{в.м.}}$ – передаточный коэффициент входного механизма;

ΔX – допустимый односторонний люфт (например, люфт на рулевом колесе). Если данных нет, задаетесь исходя их назначения привода по справочнику.

9. Расчет параметров распределителя

Диаметр затвора определим из величины номинального расхода Q_n и скорости потока рабочей жидкости в окне золотника $v_{\text{зол}}$ при полном открытии проходных щелей

$$v_{\text{зол}} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{\text{расп}}}, \quad (5.17)$$

где $\Delta p_{\text{расп}}$ – перепад давления на щели.

Площадь проходных щелей $F_{щ} = \frac{Q_H}{V_{зол}}$. Однако, площадь проходного сечения зависит от его формы. Если проходное сечение выбирается в форме боковой поверхности цилиндра, то его площадь равна $F_{щ} = \pi d h_0$. Откуда диаметр затвора будет равен

$$d_з = \frac{Q_H}{V_{зол} \pi h_0}. \quad (5.18)$$

Гидравлический расчет заключается в выборе типоразмеров трубопроводов, марки рабочей жидкости, подборе необходимой гидроаппаратуры, определении потерь давления в гидролиниях и аппаратах и определении гидравлического коэффициента полезного действия спроектированной системы.

Последовательность гидравлического расчета следующая.

1. Определение расходов жидкости в напорном и сливном трубопроводах привода

Максимальный расход рабочей жидкости в напорной гидролинии Q_H и в сливной Q_C

$$Q_H = Q_D \text{ и } Q_C = F_D \cdot v_D. \quad (5.19)$$

Поскольку гидроцилиндр симметричный, расход в напорном и сливном трубопроводах одинаковый.

2. Расчет и выбор условного прохода трубопроводов

Условным проходом трубопроводов d_y называется внутренний диаметр трубы. У гидравлических труб нормали и ГОСТы установлены на наружный диаметр трубы и на толщину стенки.

Исходя из назначения трубопровода, допустимая скорость течения рабочей жидкости рекомендуется следующая:

всасывающий трубопровод – $v_{доп} = 0,5..1,0$ [м/с];

сливной трубопровод – $v_{доп} = 1,5..2,0$ [м/с].

Для напорного трубопровода допустимая скорость определяется в зависимости от давления, см. табл. 5.1.

Таблица 5.1

$\rho_{\text{ном}}$	МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
$V_{\text{доп}}$	м/с	2	3,2	4	5	6,3	10

Назначив допустимые скорости течения рабочей жидкости для напорного, сливного и всасывающего трубопровода $v_{\text{тр.нап}}$, $v_{\text{тр.сл}}$, $v_{\text{тр.вс}}$, определим площадь проходных сечений в напорном, сливном и всасывающем трубопроводах

$$f_{\text{тр.нап}} = \frac{Q_{\text{д}}}{v_{\text{тр.нап}}}; \quad f_{\text{тр.сл}} = \frac{Q_{\text{с}}}{v_{\text{тр.сл}}}; \quad f_{\text{тр.вс}} = \frac{Q_{\text{д}}}{v_{\text{тр.вс}}}. \quad (5.20)$$

Определим внутренние диаметры трубопроводов

$$d_{\text{тр.нап}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{тр.нап}}}{\pi}}; \quad d_{\text{тр.сл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{тр.сл}}}{\pi}}; \quad d_{\text{тр.вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{тр.вс}}}{\pi}}. \quad (5.21)$$

Толщину стенки трубы $s_{\text{тр}}$, которая выдержит заданное давление, примем с коэффициентом запаса K_3 , который в 2 - 4 раза больше рабочего коэффициента:

$$s_{\text{тр.нап}} = \frac{\rho_{\text{ном}}}{2} \cdot \frac{d_{\text{тр.нап}}}{[\sigma]} \cdot K_3;$$

$$s_{\text{тр.сл}} = \frac{\rho_{\text{сл}}}{2} \cdot \frac{d_{\text{тр.сл}}}{[\sigma]} \cdot K_3, \quad (5.22)$$

где коэффициент запаса $K_3 = 2 \dots 4$; допустимое напряжение материала труб (стальные, бесшовные трубы) $[\sigma] = 120 \cdot 10^6 \text{ [Н/м}^2\text{]}$.

Выбираем толщину стенок для труб по ГОСТу. Определяем наружный диаметр труб

$$d_{\text{н.нап}} = d_{\text{тр.нап}} + 2 \cdot s_{\text{нап}}, \quad d_{\text{н.сл}} = d_{\text{тр.сл}} + 2 \cdot s_{\text{сл}}. \quad (5.23)$$

Полученные расчетом значения округляются до ближайших больших стандартных значений.

3. Выбор гидроаппаратуры

Гидроаппаратуру в основном выбирают по диаметру условного прохода

$$d_{у.нап} = d_{н.нап.ГОСТ} - 2 \cdot s_{нап.ГОСТ} \quad (5.24)$$

или

$$d_{у.сл} = d_{н.сл.ГОСТ} - 2 \cdot s_{сл.ГОСТ}$$

из каталогов-справочников. Также ориентиром может служить и рекомендуемый в технических характеристиках аппарата номинальный расход. Внешний объем и масса аппарата зависят от пропускной способности, а именно от диаметра условного прохода. Обычно, она несколько завышена. Поэтому допускается выбирать аппараты с уменьшенным до 1,5 раз d_y . При этом обязательно проверяют соответствие между расходом в технической характеристике аппарата и расходом, который должен проходить через аппарат по расчету. Трубопроводы при этом остаются прежние, добавляются переходные элементы для монтажа. Фильтры выбираются по тонкости фильтрации и месту установки (напорные, сливные).

4. Выбор марки и температуры рабочей жидкости

Если гидропривод работает в закрытом помещении (цехе), то температура, при которой будет работать привод, например, $T = 20^\circ\text{C}$. Если привод работает на открытом воздухе, то в зависимости от региона, температура в пределах от -40°C до $+40^\circ\text{C}$. В соответствии с температурой, при которой будет работать гидропривод, выбирается минеральное масло, например, марка ИГП-30 с кинематической вязкостью $\nu_k = 30 \text{ сСт} = 30 \cdot 10^6 \text{ [м}^2/\text{с]}$ и плотностью $\rho = 900 \text{ [кг/м}^3]$. При расчете желательно обосновывать выбор рабочей жидкости.

5. Расчет потерь давления в напорной и сливной ветвях гидропривода

Средняя по сечению скорость течения жидкости в напорной и сливной трубах

$$v_{ж.нап} = \frac{Q_d}{f_{у.нап}} \text{ и } v_{ж.сл} = \frac{Q_c}{f_{у.сл}}, \quad (5.25)$$

где $f_{у.нап}$ и $f_{у.сл}$ – внутренняя площадь сечения трубы, выбранной по ГОСТу.

Определяем режимы течения жидкости в трубопроводах, используя критерий Рейнольдса

$$Re_{нап} = \frac{v_{ж.нап} \cdot d_{у.нап}}{\nu_k} \text{ и } Re_{сл} = \frac{v_{ж.сл} \cdot d_{у.сл}}{\nu_k}. \quad (5.26)$$

В соответствии с полученными режимами течения жидкости, определяем коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси)

$$\lambda = \begin{cases} \frac{75}{Re} & \text{при } Re \leq 2300, \\ \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} & \text{при } Re \geq 2300. \end{cases} \quad (5.27)$$

Потери давления в трубопроводах по длине:

$$\Delta p_{\ell.нап} = \lambda_{нап} \cdot \frac{\ell_{тр.нап}}{d_{у.нап}} \cdot \rho \cdot \frac{v_{ж.нап}^2}{2} \text{ – в напорном трубопроводе; } \quad (5.28)$$

$$\Delta p_{\ell.сл} = \lambda_{сл} \cdot \frac{\ell_{тр.сл}}{d_{у.сл}} \cdot \rho \cdot \frac{v_{ж.сл}^2}{2} \text{ – в сливном трубопроводе, } \quad (5.29)$$

где $\ell_{тр.нап}$ и $\ell_{тр.сл}$ – соответственно длины напорной и сливной труб.

Потери давления на местные сопротивления:

$$\Delta p_{м.нап} = \xi_{нап} \cdot \rho \cdot \frac{v_{ж.нап}^2}{2} \text{ – в напорном трубопроводе; } \quad (5.30)$$

$$\Delta p_{м.сл} = \xi_{сл} \cdot \rho \cdot \frac{v_{ж.сл}^2}{2} \text{ – в сливном трубопроводе, } \quad (5.31)$$

где $\xi_{\text{нап}}$ и $\xi_{\text{сл}}$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений, учитывающий количество поворотов, выход из трубы в полость цилиндра, вход в трубу из полости цилиндра и т. п.

Потери давления в гидроаппаратах

Определяется эффективная площадь проходного сечения каждого аппарата, расположенного на силовых гидролиниях. Номинальный расход $Q_{\text{НОМ}}$ и потери давления Δp берутся из технических характеристик аппарата

$$f_i = \frac{Q_{\text{НОМ}}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}}. \quad (5.32)$$

Для каждого аппарата, например, предохранительного клапана, обратного клапана, распределителя, фильтров и т. п., определяются потери давления

$$\Delta p_i = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q_A}{f_i} \right)^2, \text{ где } \begin{array}{l} Q_A = Q_{\text{д}} \text{ напорный трубопровод} \\ Q_A = Q_{\text{с}} \text{ сливной трубопровод} \end{array}. \quad (5.33)$$

Определение суммарных потерь давления в напорном и сливном трубопроводах:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{нап}} &= \Delta p_{\ell, \text{нап}} + \Delta p_{\text{м.нап}} + \sum \Delta p_i, \\ \Delta p_{\text{сл}} &= \Delta p_{\ell, \text{сл}} + \Delta p_{\text{м.сл}} + \sum \Delta p_i. \end{aligned} \quad (5.34)$$

6. Расчет гидравлического коэффициента полезного действия трубопроводов и аппаратов

$$\eta_{\text{г.а}} = \frac{\rho_{\text{НОМ}} + \rho_{\text{атм}} - \Delta p_{\text{нап}}}{\rho_{\text{НОМ}}}. \quad (5.35)$$

Затем производится расчет по выбору насосной установки.

К основным агрегатам насосной установки относятся: приводной двигатель, насос, бак.

1. Определение величины объемных потерь (утечек) в гидроаппаратах напорной гидролинии Q_i

Для каждого аппарата определяем относительное значение утечек

$$\Delta Q_{a.i} = \frac{Q_{y.i}}{p_{ном.i}}, \quad (5.36)$$

где $Q_{y.i}$ – утечки через i -й аппарат при давлении $p_{ном.i}$, взятые из технических характеристик аппаратов.

Реальное значение утечек для назначенного проектировщиком рабочего давления будет

$$Q_{a.i} = \sum Q_i \cdot p_{ном}. \quad (5.37)$$

Требуемая подача насоса для обеспечения заданной скорости

$$Q_{н.расч} = Q_{д} + Q_{a.i}. \quad (5.38)$$

Определение объемного коэффициента полезного действия гидроаппаратуры

$$\eta_{о.а} = \frac{Q_{д}}{Q_{н.расч}}. \quad (5.39)$$

2. Выбор типоразмера насоса

Насос выбирается по наибольшему расходу $Q_{насоса} \geq Q_{н.расч}$ при давлении $p_{ном} \leq p_{насоса}$. Если номинальное давление меньше 6,3 МПа, то обычно применяют шестеренные насосы. При давлениях выше 10 МПа – аксиально- или радиально-поршневые насосы. Насос выбирают из справочника и выписывают его типоразмер и технические характеристики.

Определение крутящего момента на валу насоса

$$M_{н} = \frac{V_{н} \cdot p_{ном}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{н.п.}}, \text{ где } \eta_{н.п.} \text{ – КПД насоса полный, взятый из техни-}$$

ческих характеристик; $V_{н}$ – рабочий объем насоса из технических характеристик.

Мощность на валу насоса $N_H = n \cdot M_H$, где n – частота вращения вала насоса, например,

$$\begin{aligned} n &= 960 \text{ об/мин} = 100,8 \text{ рад/с} \\ n &= 1460 \text{ об/мин} = 153,3 \text{ рад/с} \end{aligned}$$

3. Выбор приводного двигателя

Электродвигатель подбирают по величинам момента и мощности, учитывая частоту вращения.

4. Предохранительный клапан настраивается на давление

$$p_{к.пр} = (1,1 \dots 1,3) p_{ном} \quad (5.40)$$

5. Определение полезного объема гидробака

Для стационарного гидропривода объем гидробака $W_б$ подбирают в соответствии с трех- и пятиминутной подачей насоса

$$W_б = (180 \dots 300) Q_{ном} \quad (5.41)$$

Объем гидробака подбирают по ГОСТу или отраслевой нормали. При таком подборе баки получаются большие, но ведь они выполняют функции фильтров и теплообменника. К тому же, чем дольше рабочая жидкость будет находиться в баке, тем больше воздуха, растворенного в ней, сможет выделиться из жидкости. Для гидропривода мобильных машин

$$W_б = 1,5 (W_{тр} + W_{насос} + W_{дв}), \quad (5.42)$$

где $W_{тр}$ – внутренний объем напорных гидролиний;

$W_{насос}$ – объем жидкости в насосе;

$W_{дв}$ – объем жидкости в двигателе.

6. Расчет объемного КПД гидропривода при номинальном режиме работы

$$\eta = \eta_{н.о.} \cdot \eta_{д.о.} \cdot \eta_{а.о.}, \quad (5.43)$$

где $\eta_{н.о.}$ – объемный КПД насоса;

$\eta_{д.о.}$ – объемный КПД двигателя;

$\eta_{а.о.}$ – объемный КПД гидроаппаратов.

5.2.3. Прочностные расчеты гидроцилиндра

1. Проверка штока на разрыв

В качестве материала штока выбираем, например, сталь 15ХМ. Допустимое напряжение на разрыв $[\sigma_p] = 200 \text{ МПа}$. Максимальная нагрузка на шток гидроцилиндра H_p . Минимальный диаметр штока, который выдержит максимальную нагрузку,

$$d_{\text{ш.мин}} = 1,13 \sqrt{\frac{H_p}{[\sigma_p]}}. \quad (5.44)$$

Если полученный диаметр штока меньше, чем расчетный диаметр, то условие прочности на разрыв выполняется.

2. Проверка штока на изгиб

Минимальный диаметр штока, который выдержит максимальную нагрузку, не прогибаясь более допустимой величины, будет равен

$$d_{\text{ш.мин}} = 4 \sqrt{\frac{H_p \cdot 64 (\mu_{\text{дл}} \cdot \ell_{\text{шток}})^2}{\pi^3 \cdot E_{\text{ст}}}}, \quad (5.45)$$

где $\mu_{\text{дл}}$ – коэффициент приведенной длины, $\mu_{\text{дл}} = 2$;

$\ell_{\text{шток}}$ – длина штока;

$E_{\text{ст}}$ – модуль упругости стали, для стали 15ХМ $E_{\text{ст}} = 2,05 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Если полученный диаметр штока меньше, чем расчетный диаметр, то условие прочности на изгиб выполняется.

3. Диаметральная деформация гидроцилиндра

Диаметральная деформация внутренней поверхности равна

$$\Delta D = \frac{\rho_{\text{ном}} D_B}{E_{\text{ст}} (D_H^2 - D_B^2)} [D_H^2 + \mu (D_H^2 - D_B^2)], \quad (5.46)$$

где D_H и D_B – соответственно наружный и внутренний диаметры гидроцилиндра.

Диаметральная деформация внешней поверхности гидроцилиндра равна

$$\Delta D = \frac{\rho_{\text{НОМ}} D_{\text{В}} \cdot D_{\text{Н}}^2}{E_{\text{СТ}} (D_{\text{Н}}^2 - D_{\text{В}}^2)}. \quad (5.47)$$

5.3. Динамический расчет следящего гидропривода

Динамические свойства исполнительного механизма зависят от многих нелинейных факторов. Проанализировать, как поведет себя система во время переходного процесса, можно по математической модели следящего привода. Поскольку процессы, проходящие в системе нелинейные, то и модель нелинейная, сложная. Таковую модель хорошо применять уже на завершающей стадии проектирования. Для предварительной оценки выбранных параметров силовой части привода достаточно упрощенной линейной математической модели.

Рассмотрим линейную математическую модель для четырехцелевого следящего привода, показанного на рис. 5.7.

Уравнение сил, действующих на поршень исполнительного двигателя,

$$F(p_1 - p_2) = m \cdot v'_d + H_{\text{тр}} + H_{\text{с}}, \quad (5.48)$$

здесь F – эффективная площадь поршня гидродвигателя;

p_1 и p_2 – давления в полостях гидроцилиндра;

m – приведенная к оси поршня масса подвижных частей;

v'_d – ускорение (производная от рабочей скорости перемещения поршня);

$H_{\text{с}}$ – потенциальная нагрузка, приведенная к оси поршня;

$H_{\text{тр}}$ – сила сопротивления учитывает потери на трение в двигателе $H_{\text{тр}} = K_{\text{тр}} \cdot v_d$, где коэффициент трения определяется как

$K_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot H_{\text{макс}}}{\pi \cdot v_d}$ и максимальная сила контактного трения, приведенная

к оси поршня, равна $H_{\text{макс}} = F \cdot p_{\text{н}} (1 - \eta_{\text{д.мех}})$;

$\eta_{д.мех}$ – механический коэффициент полезного действия гидродвигателя.

Уравнения расходов в полостях распределителя запишем, принимая втекающую жидкость за положительную величину, а вытекающую из полости распределителя за отрицательную величину:

$$Q_3 = F \cdot v_d + Q_{сж1} + Q_{ут1} + Q_4, \quad (5.49)$$

$$Q_2 = -F \cdot v_d + Q_{сж2} + Q_{ут2} + Q_1. \quad (5.50)$$

Здесь $F \cdot v_d$ – расход, тратящийся на перемещение поршня двигателя; $Q_{ут1}$ – перетечки жидкости из полости распределителя с давлением p_1 через зазор и втулку распределителя на слив; $Q_{сж}$ – расход, затрачиваемый на сжимаемость рабочей жидкости; Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 – расходы через дросселирующие щели, равные:

$$\begin{aligned} Q_1 &= \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \psi_p (h_o + X_c) \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_2 - p_c}}, \\ Q_2 &= \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \psi_p (h_o - X_c) \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_H - p_2}}, \\ Q_3 &= \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \psi_p (h_o + X_c) \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_H - p_1}}, \\ Q_4 &= \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \psi_p (h_o - X_c) \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_1 - p_c}}. \end{aligned} \quad (5.51)$$

В этих выражениях p_H и p_c – давления рабочей жидкости в напорной и сливной гидролиниях; μ – коэффициент расхода; d_3 – диаметр затвора дросселирующего распределителя; ψ_p – коэффициент использования периметра; ρ – плотность рабочей жидкости; h_o – ширина щели в нейтральном положении; $X_c = X - Y$ – суммарное смещение кромки затвора относительно кромки втулки распределителя.

При линеаризации перепадных функций дросселирующих щелей гидрораспределителя методом секущей выбираем точку линеа-

ризации, равную $p_B = 0,5p_H$. Коэффициент линеаризации $b_o = \frac{1,2}{\sqrt{p_H - p_B}}$

. Часто принимают щели распределителя абсолютно симметричными, поэтому проводимость щелей будет равна:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= K_\alpha (h_o + X_c) \\ \alpha_2 &= K_\alpha (h_o - X_c) \end{aligned} \quad (5.52)$$

где

$$K_\alpha = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \psi_\Pi \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

Тогда уравнения расходов принимают вид

$$\begin{aligned} Q_1 &= \alpha_1 \cdot b_o (p_2 - p_c); \\ Q_2 &= \alpha_2 \cdot b_o (p_H - p_2); \\ Q_3 &= \alpha_1 \cdot b_o (p_H - p_1); \\ Q_4 &= \alpha_2 \cdot b_o (p_2 - p_c). \end{aligned} \quad (5.53)$$

Расход жидкости, затрачивающийся на сжимаемость в напорной гидролинии и в камере двигателя, определяется выражением $Q_{сж} = K_{сж} \cdot p'$, где коэффициент сжимаемости $K_{сж}$ определяется как

$$K_{сж} = \frac{W_{ж}}{E_{ж}} + \frac{\varepsilon_r \cdot W_{ж}}{0,5n \cdot p_H} \cdot \left(\frac{p_{атм}}{0,5p_H} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (5.54)$$

В этом выражении $W_{ж}$ – объем рабочей жидкости в камере двигателя и в напорной гидролинии, $W_{ж} = \frac{F \cdot L_D}{2} + \frac{\pi \cdot d_y^2}{4} \cdot L_{тр}$, здесь F – эффективная площадь поршня, L_D – ход поршня, $L_{тр}$ – длина напорного трубопровода; d_y – внутренний диаметр гидролиний; ε_r – относительное содержание воздуха в рабочей жидкости, n – показатель политропического процесса; $E_{ж}$ – объемный модуль упругости жидкости.

Расход жидкости, который тратится на утечки в двигателе $Q_{ут}$, определяется выражениями

$$\begin{aligned} Q_{ут.1} &= K_{ут}(p_1 - p_c); \\ Q_{ут.2} &= K_{ут}(p_2 - p_c), \end{aligned} \quad (5.55)$$

где $K_{ут}$ – коэффициент утечек $K_{ут} = \frac{\Delta Q_{ут}}{p_H}$, здесь $\Delta Q_{ут}$ и p_H – внутренние утечки при номинальном давлении, взятые из технической характеристики.

Принятые обозначения подставляются в исходные уравнения расходов (5.49) и (5.50):

$$\alpha_1 \cdot b_o(p_H - p_1) = F \cdot v_d + K_{сж} \cdot p'_1 + K_{ут}(p_1 - p_c) + \alpha_2 \cdot b_o(p_1 - p_c); \quad (5.56)$$

$$\alpha_2 \cdot b_o(p_H - p_2) = -F \cdot v_d + K_{сж} \cdot p'_2 + K_{ут}(p_2 - p_c) + \alpha_1 \cdot b_o(p_2 - p_c). \quad (5.57)$$

Вычитая из уравнения расхода (5.56) уравнение расхода (5.57), получим

$$\begin{aligned} (\alpha_1 - \alpha_2)b_o(p_H - p_c) - (\alpha_1 + \alpha_2)b_o(p_1 - p_2) &= \\ &= 2F \cdot v_d + K_{сж}(p'_1 - p'_2) + K_{ут}(p_1 - p_2). \end{aligned} \quad (5.58)$$

Подставляя значения проводимости, получаем

$$\begin{aligned} \alpha_1 - \alpha_2 &= K_\alpha(h_0 + X_c) - K_\alpha(h_0 - X_c) = 2K_\alpha \cdot X_c; \\ \alpha_1 + \alpha_2 &= K_\alpha(h_0 + X_c) + K_\alpha(h_0 - X_c) = 2K_\alpha \cdot h_0. \end{aligned} \quad (5.59)$$

Введя условную переменную $p_ж = p_1 - p_2$ и произведя некоторые преобразования, получим систему уравнений

$$(p_H - p_b)b_o \cdot 2K_\alpha X_c - 2K_\alpha \cdot h_o \cdot b_o \cdot p_ж = 2F \cdot v_d + K_{сж} \cdot p'_ж + K_{ут} \cdot p_ж, \quad (5.60)$$

$$m \cdot v'_d + K_m \cdot v_d = F \cdot p_ж - H_c, \quad (5.61)$$

$$X_c = X - Y, \quad (5.62)$$

$$Y' = v_d. \quad (5.63)$$

Введем обозначения

$$K_c = \frac{K_{сж}}{2}; K_y = \frac{K_{yT}}{2} + K_\alpha \cdot h_0 \cdot b_0; K_p = (\rho_H - \rho_c) b_0 \cdot K_\alpha.$$

Тогда уравнение (5.60) примет вид

$$K_c \cdot p'_ж + K_y \cdot p_ж + F \cdot v_д = K_p \cdot X_c. \quad (5.64)$$

Из уравнения (5.61) выделим $p_ж$ и продифференцируем полученное выражение

$$p_ж = \frac{m}{F} v'_д + \frac{K_m}{F} v_д + \frac{1}{F} H_c,$$

$$p'_ж = \frac{m}{F} v''_д + \frac{K_m}{F} v'_д + \frac{1}{F} H'_c. \quad (5.65)$$

После подстановки полученных выражений в уравнение (5.64) и некоторых преобразований получаем

$$\frac{K_c \cdot m}{K_y K_m + F^2} v''_д + \frac{K_c K_m + K_y m}{K_y K_m + F^2} v'_д + v_д + \frac{K_c}{K_y K_m + F^2} H'_c +$$

$$+ \frac{K_y}{K_y K_m + F^2} H_c = \frac{K_c \cdot F}{K_y K_m + F^2} X_c. \quad (5.66)$$

Обозначив через T_2 , T_1 , T_3 постоянные величины, получим постоянные времени

$$T_2^2 = \frac{K_c m}{K_y K_m + F^2}; \quad T_1 = \frac{K_c K_m + K_y m}{K_y K_m + F^2}; \quad T_3 = \frac{K_c}{K_y}. \quad (5.67)$$

Передаточные коэффициенты: $K_{и.м.}$ – передаточный коэффициент исполнительного механизма по регулируемому воздействию, $K_{и.н.}$ – передаточный коэффициент по нагружающему воздействию:

$$K_{и.н.} = \frac{K_y}{K_y K_m + F^2}, \quad K_{и.м.} = \frac{K_p F_д}{K_y K_m + F^2}. \quad (5.68)$$

В результате преобразований получим дифференциальное уравнение

$$T_2^2 v_d'' + T_1 v_d' + v_d + K_{и.н.} T_3 H_c' + K_{и.н.} H_c = K_{и.м.} X_c. \quad (5.69)$$

Для вывода передаточной функции преобразуем дифференциальное уравнение по Лапласу

$$(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1) v_d(S) + K_{и.н.} (T_3 S + 1) H_c(S) = K_{и.м.} X_c(S). \quad (5.70)$$

Внешняя потенциальная сила в общем случае – это функция времени $H_c = \Phi(t)$, но она может быть и функцией перемещения выходного звена $H_c = K_a Y$.

Если H_c функция времени, уравнение исполнительного механизма в изображениях Лапласа будет иметь вид

$$(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1) v_d(S) = K_{и.м.} X_c(S) + K_{и.н.} (T_3 S + 1) H_c(S), \quad (5.71)$$

$$Y(S) = \frac{1}{S} v_d(S). \quad (5.72)$$

Структурная схема этих уравнений приведена на рис. 5.9.

Передаточная функция исполнительного механизма следящего привода по регулируемому воздействию $X_c(S)$ будет

$$W_{и.м.}(S) = \frac{Y(S)}{X_c(S)} = \frac{K_{и.м.}}{S(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1)}. \quad (5.73)$$

Если $H_c(S)$ – функция перемещения выходного звена (позиционная нагрузка), то уравнение исполнительного механизма в изображениях Лапласа принимает вид

$$(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1) v_d(S) = K_{и.м.} X_c(S) - K_{и.н.} K_a (T_3 S + 1) \cdot Y(S). \quad (5.74)$$

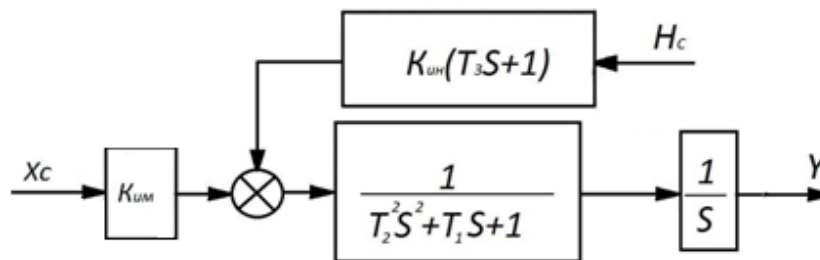


Рис. 5.9. Структурная схема линейной математической модели исполнительного механизма с нагрузочной функцией времени $H_c = \Phi(t)$

Передаточная функция исполнительного механизма следящего привода по нагрузочному воздействию будет

$$W_{и.н.}(S) = \frac{Y(S)}{H_c(S)} = -\frac{K_{и.н.}(T_3S+1)}{S(T_2^2S^2 + T_1S+1)}. \quad (5.75)$$

Структурная схема линейной математической модели показана на рис. 5.10.

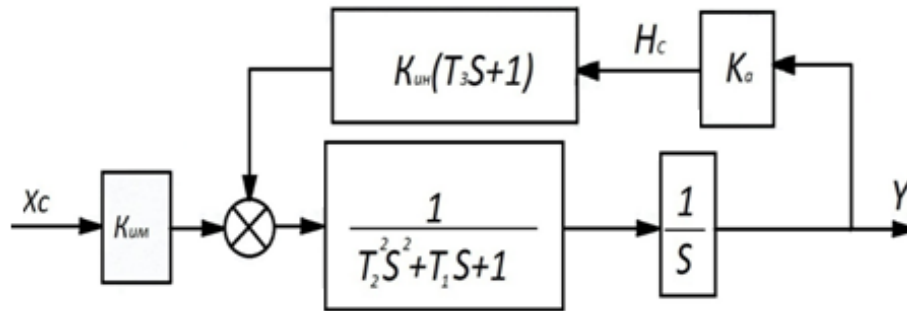


Рис. 5.10. Структурная схема линейной математической модели исполнительного механизма с позиционной нагрузкой

Общий результат двух воздействий определяется по принципу суперпозиции $Y(S) = W_{и.м.}(S) \cdot X_c(S) + W_{и.н.}(S) \cdot H_c(S)$.

Передаточная функция исполнительного механизма по регулирующему воздействию $W_{и.м.}(S)$ при позиционной нагрузке $H_c = K_a Y$ будет равна

$$W_{и.м.}(S) = \frac{Y(S)}{X_c(S)} = \frac{K_{и.м.}}{S(T_2^2S^2 + T_1S + 1) + K_{и.н.}K_a(T_3S + 1)}. \quad (5.76)$$

По соотношению коэффициентов K_{yT}, K_c, K_m, m, F_d можно судить о влиянии параметров исполнительного механизма и нагрузки на колебательность привода при переходном процессе.

Уравнение, описывающее действие сравнивающего механизма следящего привода с механическим управлением, будет

$$X_c = K_{в.м.}X - K_{о.с.}Y. \quad (5.77)$$

Дополним этим уравнением, взятым в изображениях Лапласа, линейную математическую систему уравнений, полученную ранее

$$\left\{ \begin{array}{l} (T_2^2 S^2 + T_1 S + 1) v_D(S) = K_{и.м.} X_c(S) - K_{и.н.} (T_3 S + 1) H_c(S), \\ X_c(S) = K_{в.м.} X(S) - K_{о.с.} Y(S), \\ Y = \frac{1}{S} v_D(S). \end{array} \right. \quad (5.78)$$

где $K_{в.м.}$ и $K_{о.с.}$ – передаточные коэффициенты входного механизма и обратной связи.

Передаточная функция следящего гидропривода с механическим управлением по управляющему воздействию

$$W_X(S) = \frac{Y(S)}{X(S)} = \frac{K_{в.м.} K_{и.м.}}{S(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1) + K_{и.м.} K_{о.с.}}. \quad (5.79)$$

Передаточная функция следящего гидропривода с механическим управлением по нагрузочному воздействию

$$W_H(S) = \frac{Y(S)}{H_c(S)} = -\frac{K_{и.н.} (T_3 S + 1)}{S(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1) + K_{и.м.} K_{о.с.}}. \quad (5.80)$$

Представим эти передаточные функции в стандартной форме с полиномами, введя обозначения

$$a_0 = \begin{cases} K_{и.м.} K_{о.с.} & \text{при } H_c = \Phi(t) \\ K_{и.м.} K_{о.с.} + K_{и.н.} K_a & \text{при } H_c = K_a Y' \end{cases}$$

$$a_1 = \begin{cases} 1 & \text{при } H_c = \Phi(t) \\ 1 + K_{и.н.} K_a T_3 & \text{при } H_c = K_a Y' \end{cases}$$

$$a_2 = T_1, \quad a_3 = T_2^2, \quad b_{10} = K_{в.м.} K_{и.м.},$$

$$b_{20} = K_{и.н.}, \quad b_{21} = K_{и.н.} T_3.$$

$$W_X(S) = \frac{Y(S)}{X(S)} = \frac{b_{10}}{a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0 S^0}, \quad (5.76)$$

$$W_H(S) = \frac{Y(S)}{H_c(S)} = -\frac{b_{21} S + b_{20}}{a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0 S^0}.$$

Общая структурная схема линейной математической модели приведена на рис. 5.11.

По передаточным функциям можно различными методами оценить поведение системы в динамике. Наиболее полную информацию о динамических свойствах линейной математической модели следящего привода дают расчет и построение переходной функции. Под переходной функцией подразумевают переходный процесс, т. е. движение выходного звена привода во времени $Y = \Phi(t)$, при типовом внешнем воздействии.

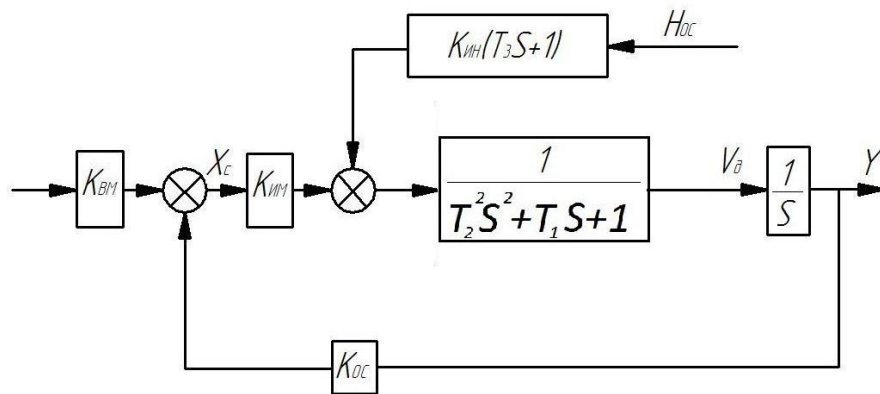


Рис. 5.11. Структурная схема линейной математической модели

Пусть входными воздействиями будут типовые внешние воздействия в виде ступенчатых функций, показанных на рис. 5.12.

Входным сигналом по управляющему воздействию примем функцию $X(t) = X_0 \cdot 1(t)$. В изображениях Лапласа ей соответствует

функция $X(S) = \frac{1}{S} X_0$. Поскольку передаточная функция по нагрузочному воздействию отрицательная, то для того чтобы график переходного процесса был положительным, примем входной сигнал по нагрузочному воздействию отрицательным $H_c(t) = -H_0 \cdot 1(t)$ или в

изображениях Лапласа $H_c(S) = -\frac{1}{S} H_0$.

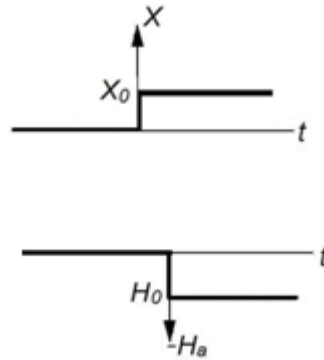


Рис. 5.12. Внешнее воздействие в виде ступенчатой функции

Внешнее воздействие может быть лишь «малой» величиной, так как математическая модель линеаризованная, входным воздействием может быть примерно (10...3)% от реальной величины.

Изображение искомым функций выглядит следующим образом:

$$Y(S) = W_X(S) \cdot X(S) = W_X(S) \cdot \frac{X_0}{S} = \frac{X_0 \cdot b_{10}}{(a_3 \cdot S^3 + a_2 \cdot S^2 + a_1 \cdot S^1 + a_0 \cdot S^0) \cdot S};$$

$$Y(S) = W_H(S) \cdot H(S) = W_H(S) \cdot \frac{-H_0}{S} = \frac{H_0(b_{21} \cdot S^1 + b_{20} \cdot S^0)}{(a_3 \cdot S^3 + a_2 \cdot S^2 + a_1 \cdot S^1 + a_0 \cdot S^0) \cdot S}.$$

Обычно переходные функции определяют отдельно по управляющему или нагрузочному воздействиям. Когда необходим результат двух этих воздействий, то их суммируют. По полученной функции переходного процесса, рассчитанной с помощью компьютера, строят график. Затем график, показанный на рис. 5.13, вручную обрабатывают, определяя величины, характеризующие быстродействие и колебательность системы.

Построим переходный процесс, используя стандартную программу MathCADPLUS.

$$\text{Обозначим } B_0 = X_0 \cdot b_{10}; \quad B_{21} = H_0 \cdot b_{21}; \quad B_{20} = H_0 \cdot b_{20};$$

$$A_3 = a_3; \quad A_2 = a_2; \quad A_1 = a_1; \quad A_0 = a_0.$$

Все поле экрана в программном комплексе MathCAD является алгоритмом расчета. Поэтому пояснения, написанные на русском языке, необходимо писать только в рамке, чтобы программа не воспринимала это как программу расчета. Для написания русского текста курсор ставится в нужное место, затем выбираются последовательно: Вставка, TextRegion (текстовая область), ArialCyr, 14, и только в высветившейся рамке пишутся комментарии.

Построение переходного процесса приведено только для управляющего воздействия. По возмущающему воздействию можно построить переходный процесс по аналогии.

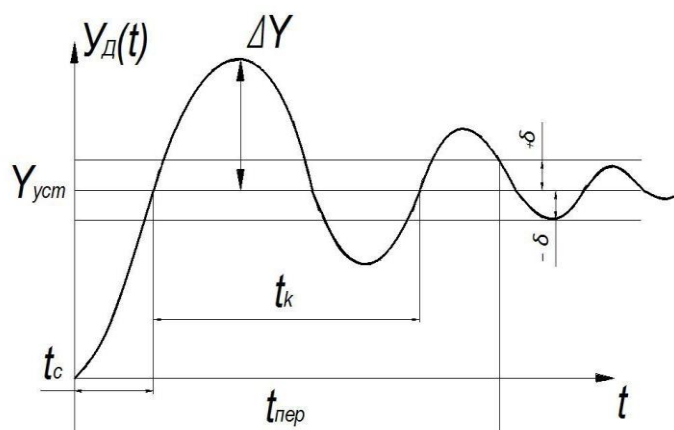


Рис. 5.13. График переходного процесса

Предполагаемый вид экранного файла.

РАСЧЕТ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА

Исходные данные:

коэффициенты полинома числителя $B0 :=$

коэффициенты полинома знаменателя $A0 := A1 :=$

$A2 := A3 :=$

аналитическое выражение полиномов $D(S) := B0 \cdot S^0$

$$Q(S) := A3 \cdot S^3 + A2 \cdot S^2 + A1 \cdot S^1 + A0 \cdot S^0$$

искомая функция $Y(S) := \frac{D(S)}{S \cdot Q(S)}$.

Расчет корней характеристического полинома

На математическом поле набрать «expand», рядом щелкнуть мышкой, далее пропуск, затем набрать $Q(S)$, щелкнуть мышкой вне выделения, появится характеристический полином в числовом выражении

$$\text{expand } Q(S) \rightarrow$$

Коэффициенты характеристического полинома в порядке возрастания присваиваем матрице V , состоящей из одного столбца и четырех строк, набираем вручную цифры вместо букв, написанных автором.

$$V := \begin{bmatrix} A0 \\ A1 \\ A2 \\ A3 \end{bmatrix} \text{polyroots}(V) = \begin{pmatrix} -778,49056 \\ -64,23766 + 1,12916i \cdot 10^3 \\ -64,23766 - 1,12916i \cdot 10^3 \end{pmatrix}$$

Далее набираем команду “polyroots(V)=”, и программа MathCAD выдает корни характеристического полинома, например те, что приведены. Согласно теореме Ляпунова, чтобы система была устойчивой, вещественная часть корней характеристического полинома должна быть отрицательной. Если корни получились положительными, то нет смысла продолжать построение переходного процесса. При отрицательных корнях по приближенным формулам необходимо определить следующие параметры.

Отрицательная вещественная часть корня ближайшего к мнимой оси:

$$\lambda := 64,23766$$

$$\text{Предполагаемое время переходного процесса } tp := \frac{3}{\lambda}$$

$$tp = 0,0467$$

$$\text{Рекомендуемое время расчета } tk := 2 \cdot tp$$

$$tk = 0,0934$$

Время расчета можно задать в два...три раза больше, чем время переходного процесса, для того чтобы убедиться, что процесс действительно затухает. Когда переходный процесс будет построен, можно скорректировать время расчета.

$$\text{Устанавливаем шаг расчета } tc := \frac{tk}{70}$$

$$tc = 1,33433 \cdot 10^{-3}$$

В данном случае для расчета задано 70 точек.

Ожидаемое установившееся значение выходной величины

$$Y_0 := \frac{B_0}{A_0} Y_0 =$$

Максимальное отношение мнимой части корня к вещественной

$$\mu := \frac{1129,16}{64,23766} \mu = 17,57785$$

Цифры набираем вручную по корням характеристического полинома. Если комплексных пар корней несколько, то необходимо посчитать для каждой пары и выбрать максимальное число.

$$\text{Предполагаемое количество колебаний } nk := \frac{\mu}{2}$$

$$nk = 8,78893$$

Расчет переходного процесса операционным методом

Набрать искомую функцию вручную. Поставить курсор к любой букве “S”, войти в строку состояния “Symbolic”, выбрать “Transforms”, далее выбрать “InverseLaplaceTransform”, должна получиться длинная строка по ширине на несколько страниц. Этой командой мы сделали обратное преобразование Лапласа и получили искомую функцию не в изображениях, как изначально задавали, а как функцию реального времени. Эту строку надо скопировать, и присвоить “Y(t)”. В данном примере из длинной строки приведено только два первых слагаемых. На самом деле, нужна вся строка полностью. При копировании необходимо убедиться, что строка выделена полностью.

$$\frac{0,00149}{(2,14 \cdot 10^{-11} \cdot S^3 + 1,94 \cdot 10^{-8} \cdot S^2 + 2,95 \cdot 10^{-5} \cdot S + 0,0213) \cdot S}$$

$$6,99530516431 \cdot 10^{-2} - 5,012383008794 \cdot 10^{-2} \cdot \exp(-778.490555\dots)$$

$$Y(t) := 6,99530516431 \cdot 10^{-2} - 5,012383008794 \cdot 10^{-2} \cdot \exp(-778.46055\dots)$$

Ранжировка переменных величин

$$n := 0..70 \quad c := tc \quad t_n := c \cdot n$$

Задаем количество точек расчета n от 0 до 70 точек. Шаг расчета устанавливаем по посчитанной ранее величине. Текущее время расчета каждой

точки t_n . Обратите внимание, что t с индексом, индекс вызывает в программе специальную функцию для расчета.

График переходного процесса

Для построения графика входим в строку состояния “Вставка”, “График”, “зависимость X-Y” или “X-YPlot”. Появляется прямоугольник, внизу в окне набираем t_n , с левой стороны в окне набираем $Y(t_n)$, после чего появляется сам график, который затем необходимо вручную обработать после распечатки.

Примерный график переходного процесса показан на рис. 5.13.

На графике обозначено: $Y_{уст}$ – установившееся значение координаты выходного звена; ΔY – максимальная динамическая ошибка (величина перерегулирования); δ – зона допустимой погрешности или нечувствительности; t_c – время срабатывания привода; t_k – период собственных колебаний; $t_{пер}$ – время переходного процесса.

Зона допустимой погрешности $\delta = (0,02...0,05) Y_{уст}$. Быстродействие следящего привода оценивается временем переходного процесса. Колебательность оценивается показателем перерегулирования $\Delta\sigma$ в процентах и количеством колебаний во время переходного процесса. Обычно величина перерегулирования допускается $\Delta\sigma = \frac{\Delta Y}{Y_{уст}} \approx 0,1...0,2$ и количество колебаний не более трех. Если по какому-либо параметру система не удовлетворяет проектировщика, то необходима коррекция системы.

Заканчивается динамический расчет выводом. Например, таким: График переходного процесса показывает, что спроектированная система устойчива. Быстродействие системы, оцениваемое временем переходного процесса, $t_{пер} = \dots$. Полученная колебательность системы, которая оценивается количеством колебаний во время переходного процесса $n = 1,7$ (берется с графика рис. 5.13), вполне удовлетворяет. Обычно допускается до 2...3 колебаний. Второй параметр, который оценивает колебательность си-

стемы, это величина перерегулирования ΔY (см. рис. 5.10), выраженная в процентах – $\sigma = \frac{\Delta Y}{Y} 100\%$.

Допустимое значение $\sigma = (30...40)\%$.

5.4. Следящие системы в приводах автомобилей

Рулевой механизм состоит из рулевого колеса, вала, который заключен в рулевую колонку, рулевого редуктора, связанного с рулевым приводом. Рулевой привод может быть механическим или гидравлическим. Гидравлический рулевой привод позволяет уменьшить усилие, прикладываемое водителем к рулевому колесу для преодоления сопротивления, которое возникает при повороте колес автомобиля из-за трения между шинами и дорогой, и деформации грунта при движении по разным дорогам.

Гидросистема рулевого управления позволяет уменьшить силу, которую необходимо приложить к рулевому колесу для поворота передних колес. Кроме того, снижает ударные нагрузки в рулевом механизме, возникающие из-за неровностей дороги, а также позволяет сохранить контроль за направлением движения в случае разрыва шины переднего колеса. Усилие на ободу рулевого колеса не должно быть более 100 Н при движении груженого автомобиля. При поломке гидроусилителя усилие на рулевом колесе достигает 500 Н.

Из нейтрального положения колеса обычно поворачиваются на максимальный угол $35^\circ...45^\circ$ не более чем за 2,5 оборота рулевого колеса.

Гидросистема состоит из источника энергии (насоса), исполнительного механизма, распределительного устройства. Исполнительным механизмом является гидравлический двигатель, куда под давлением подается рабочая жидкость, и в зависимости от конструкции корпус цилиндра или поршень перемещает в необходимую сторону детали привода управляемых колес.

На рис. 5.14 показан общий вид рулевого управления автомобиля.

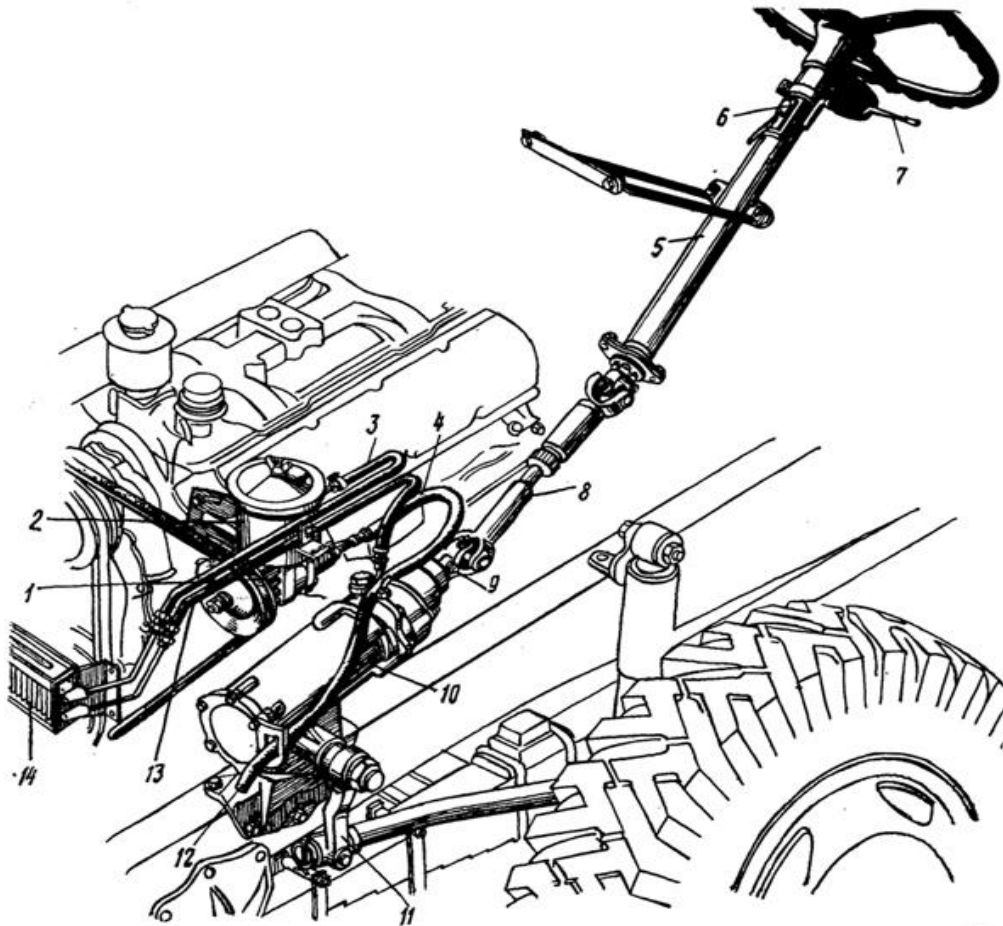


Рис. 5.14. Общий вид рулевого механизма автомобиля:

*1 – насос; 2 – бак; 3, 4, 13 – гидрролинии; 5 – вал; 6 – колонка; 7 – клинья;
8 – карданный вал; 9 – затвор; 10 – гидроусилитель; 11 – рулевая сошка;
12 – кронштейн; 14 – радиатор*

Управляющим устройством является вал 5, жестко связанный с рулевым колесом, расположенным в кабине водителя. Управляющий сигнал (угловое перемещение рулевого колеса) поступает через механическую передачу (которая включает в себя рулевую колонку 6, карданный вал 8, клинья карданного вала 7) на затвор 9 гидроусилителя 10, закрепленного на раме автомобиля через кронштейн 12. Выходным сигналом системы является механическое перемещение рулевой сошки 11. Источником энергии гидроусилителя 10 служит насос 1. Рабочая жидкость от насоса поступает по напорной гидрролинии 4 к гидроусилителю. Рабочая жидкость возвращается от гидроусилителя в насосную установку 2 по гидрролинии 13 че-

рез трубчатый масляный радиатор 14, охлаждающий жидкость, и гидролинии 3.

На рис. 5.15 приведена полуконструктивная схема следящей системы рулевого управления без теплообменника при нейтральном положении гидроусилителя, т. е. при движении автомобиля прямо. Следящая система включает в себя насосную установку, сливную и напорную гидролинии, гидроусилитель. Исполнительным двигателем следящей системы служит поршень-рейка 18 гидроцилиндра 17, передающая движение валу рулевой сошки 16, которая затем (на рисунке не показано) через систему рычагов поворачивает колеса автомобиля. Поршень-рейка 18 приводится в движение силами, создаваемыми перепадом давления рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра, одна из которых соединяется с напорной гидролинией, а другая – со сливной. Управляет движением поршня-рейки дросселирующий распределитель, состоящий из затвора 14, жестко закрепленного с двух сторон упорными подшипниками на валу 15; корпуса; шарикового клапана 12 и нульустановителей 13.

Насосная установка состоит из бака, в котором расположены: пластинчатый насос 6; струйный насос 5; клапаны давления 7 и 8; дроссели 11, 10, 9; фильтры 3 и 4; для поддержания атмосферного давления в баке служит сапун 1. Затвор клапана 7 состоит из двух жестко закрепленных деталей. Затвор клапана 8 представляет собой шарик. В качестве рабочей жидкости применяются специальные масла с противозадирными и стабилизирующими присадками, например, всесезонное масло Р. Подача пластинчатого насоса – переменная величина из-за изменения угловой скорости приводного вала (от 400 до 3200 об/мин), соединенного клиноременной передачей с двигателем внутреннего сгорания (см. рис. 5.14).

От подачи насоса зависит быстродействие рулевого механизма. Быстродействие должно быть достаточным для отработки движения рулевого колеса со скоростью до 1,5 об/с. С повышением скорости вращения вала от двигателя внутреннего сгорания, увеличивается поступление рабочей жидкости в гидроусилитель. Это при-

ведет кувеличению потерь энергии на рабочих щелях дросселирующего распределителя и перегреву рабочей жидкости. Тогда клапан давления 7 (рис. 5.15) работает в режиме предохранительного клапана прямого действия. Дроссель 11 ограничивает подачу рабочей жидкости в гидросистему.

Наибольшее давление в гидросистеме ограничено 6,5...7,0 МПа. Если давление повышается в гидродвигателе (например, колеса увязли в грязи и усилия на поршне гидродвигателя не хватает для его смещения, а рулевое колесо продолжаем вращать), то клапаны давления работают в режиме предохранительных клапанов непрямого действия.

Дополнительный дроссель 9 (см. рис. 5.15) уменьшает чувствительность клапана 8 и повышает устойчивость системы в целом.

Для предотвращения кавитации сливаемая клапанами рабочая жидкость принудительно направляется во внутреннюю полость пластинчатого насоса с помощью струйного насоса 5. Чем больше обороты вала насоса, тем больше вероятность возникновения кавитации, но одновременно и большее количество жидкости сливается через клапан 7. Эта жидкость, проходя через канал струйного насоса во внутреннюю полость пластинчатого насоса, создает в ней избыточное давление, которое предотвращает образование значительного разрежения на всасывании и появление кавитации.

Гидравлический следящий привод грузового автомобиля (см. рис. 5.16) представляет собой компактный агрегат, содержащий в едином блоке гидродвигатель и две механические передачи: винтовую и зубчатую.

Это обеспечивает компактность системы рулевого управления, минимальное количество трубопроводов и устойчивость движения выходного звена, но ухудшает компоновочные возможности по сравнению с отдельным расположением гидропривода и механической передачи.

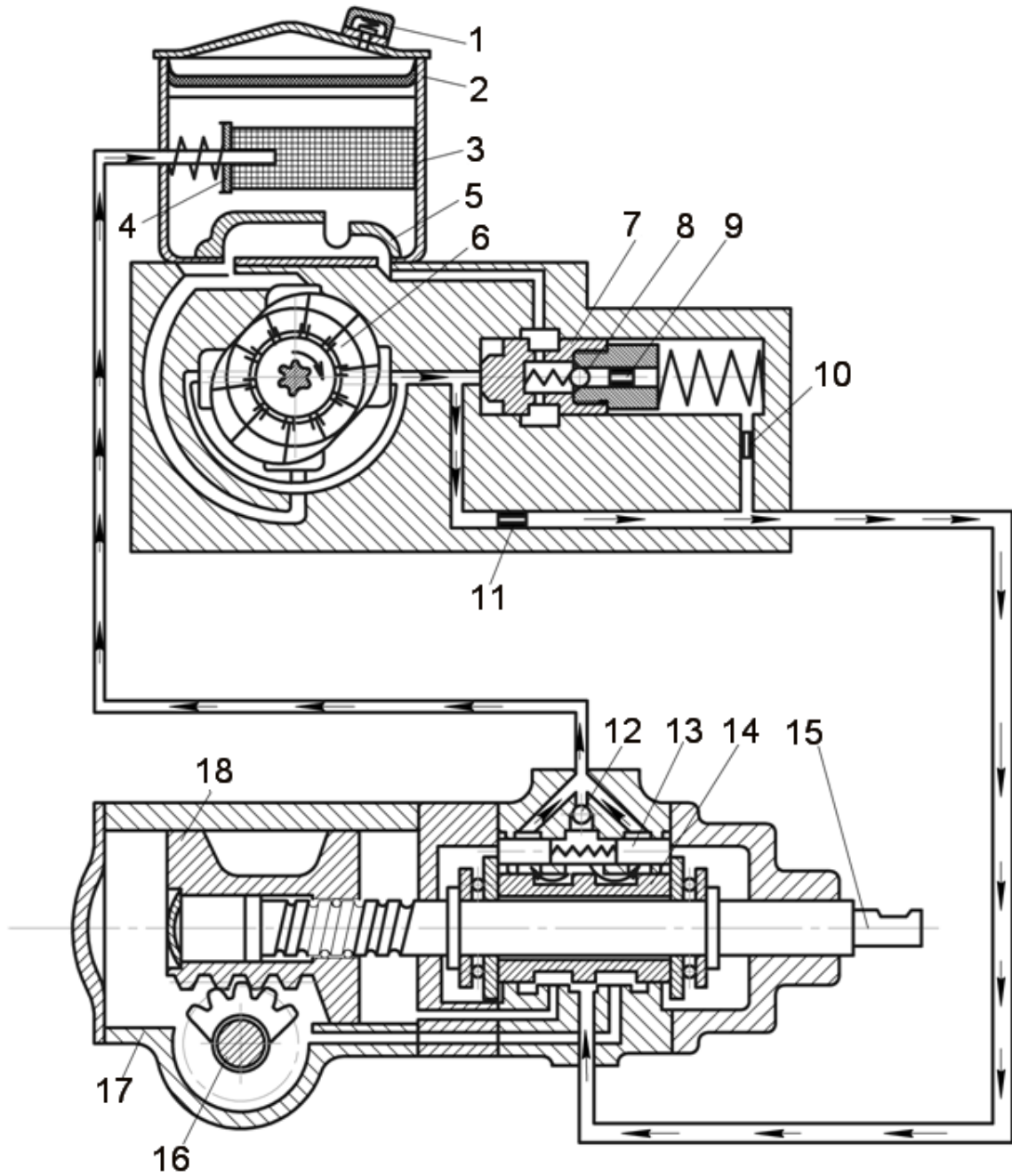


Рис. 5.15. Принципиальная схема гидросистемы рулевого управления:
 1 – сапун; 2 – заливной фильтр; 3,4 – фильтр; 5 – струйный насос;
 6 – пластинчатый насос; 7, 8 – затворы клапанов давления;
 9, 10, 11 – постоянные дроссели; 12 – клапан; 13 – нульустановители;
 14 – затвор дросселирующего распределителя;
 15 – вал, на котором закреплено рулевое колесо;
 16 – сошка, к которой прикреплена рама с колесами автомобиля;
 17 – гидроцилиндр; 18 – поршень-рейка

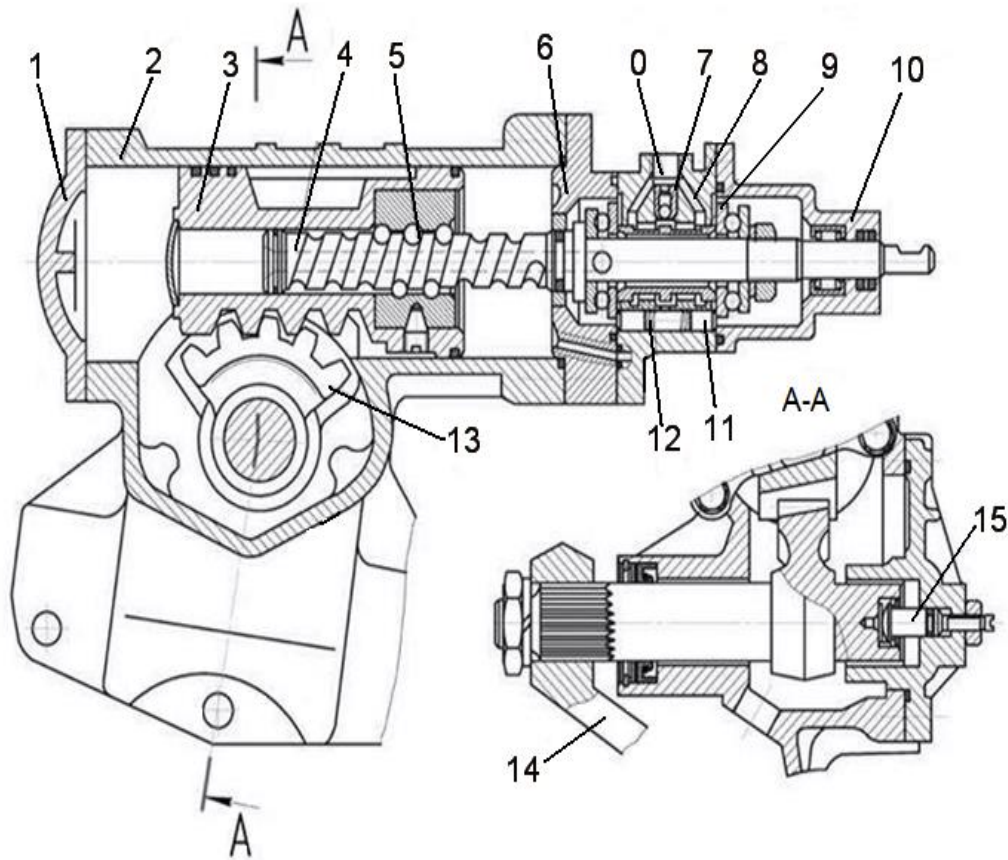
При подаче управляющего воздействия (угловое перемещение рулевого колеса) вал 4 с винтом на конце, поворачиваясь в гайке 5, получает небольшое осевое перемещение, которое используется для смещения затвора дросселирующего распределителя 9. Затвор, сдвигаясь относительно среднего положения, открывает проходные щели гидрораспределителя, образуемые кромками затвора и корпуса. В одну из полостей гидродвигателя будет поступать рабочая жидкость от насосной станции, а противоположная будет соединена со сливом. Поршень-рейка 3 под действием перепада давления в полостях гидродвигателя получит осевое перемещение, передаваемое на рулевую сошку 13 и далее механическими передачами на колеса автомобиля.

Направление движения поршня-рейки противоположно направлению сдвига затвора.

Гайка 5, перемещаясь вместе с поршнем-рейкой, потянет вал с винтовой нарезкой 4 в обратную сторону. Обратная связь в следящем гидроприводе этого рулевого механизма – жесткая, механическая. Сравняющим устройством является ширина дросселирующей щели распределителя. Смещение кромки затвора 9 от поворота рулевого колеса, в результате которого поступательно перемещается вал 4, сравнивается со смещением этой же кромки, но от другого воздействия – от начала движения поршня 3 с закрепленной на нем гайкой 5, из-за которого перемещается вал 4. В рассматриваемых ранее рисунках (рис. 1.7, 1.8, 1.9) сравнивалось смещение кромки затвора со смещением кромки корпуса распределителя. В этом случае сравнивается смещение кромки затвора, но от разных источников при неподвижной кромке корпуса. Результат, впрочем, одинаков – изменяется ширина а следовательно, и площадь дросселирующей щели распределителя.

Корпус распределителя 8 (см. рис. 5.16) соединен через крышку 6 с корпусом гидродвигателя 2. В корпусе распределителя имеется центральное отверстие, в которое вставлен затвор и шесть

меньших, чем центральное, отверстий, расположенных вокруг центрального.



*Рис. 5.16. Следящий гидропривод рулевого механизма автомобиля:
1, 6, 10 – крышки; 2 – гидродвигатель; 3 – поршень-рейка; 4 – вал;
5 – гайка; 7 – шариковый клапан; 8 – корпус; 9 – затвор; 11 – плунжеры;
12 – пружины; 13 – сошка; 14 – рычаг; 15 – регулирующее устройство*

В каждом отверстии расположены по два плунжера 11, которые пружинами 12 прижимаются одной стороной к кольцам шариковых подшипников, а другой стороной упираются в крышки 6 и 10. Вал с винтом на конце 4 можно сместить в осевом направлении на глубину выточки в корпусе распределителя 8 (1 мм). При этом кольцо шарикового подшипника будет давить на плунжеры и сжимать пружину между ними. Для сжатия этой пружины необходимо приложить некоторое усилие. Это усилие имитирует нагрузку на рулевом

колесе. Если этого усилия нет, вал 4 удерживается пружинами в среднем положении.

Шариковый клапан 7 соединяет напорный и сливной каналы, а также обе полости гидродвигателя между собой при неработающем насосе, обеспечивая управление автомобилем. При работающем насосе поток рабочей жидкости прижимает шарик вверх к седлу и сообщение между линиями отсутствует. При неработающем насосе шарик отходит от седла и может свободно перемещаться в корпусе клапана, поэтому рабочая жидкость в полости гидроцилиндра не заперта и может перетечь в бак при повороте колес.

Следящий привод имеет два люфта. Механический люфт – в зубчатой передаче рейка-сектор. Для его устранения предусмотрена конусная нарезка зубцов и поджимное регулирующее устройство 15. Гидравлический люфт – отрицательное перекрытие щелей дросселирующего распределителя. Дросселирующие щели – самое большое сопротивление в системе. В этом месте рабочая жидкость больше всего греется. Чем шире щель, тем меньше будет сопротивление, а значит, жидкость будет меньше греться. Наличие гидравлического люфта позволяет не применять принудительное охлаждение рабочей среды.

Гидроусилители руля можно располагать в разных местах. В зависимости от типа транспортного средства (тоннажность, колесная формула) и требований, которые предъявляются к рулевому управлению (устойчивость, быстродействие), подбирают наиболее подходящий вариант расположения гидроусилителя управления.

Варианты установки рулевого следящего гидропривода на автомобилях и автобусах показаны на рис. 5.17.

Корпус гидродвигателя может быть связан с вертикальной тягой (два нижних рисунка) или с горизонтальной тягой, как у легковых автомобилей. Шток гидродвигателя соединен с кронштейном на раме автомобиля, а перемещается корпус.

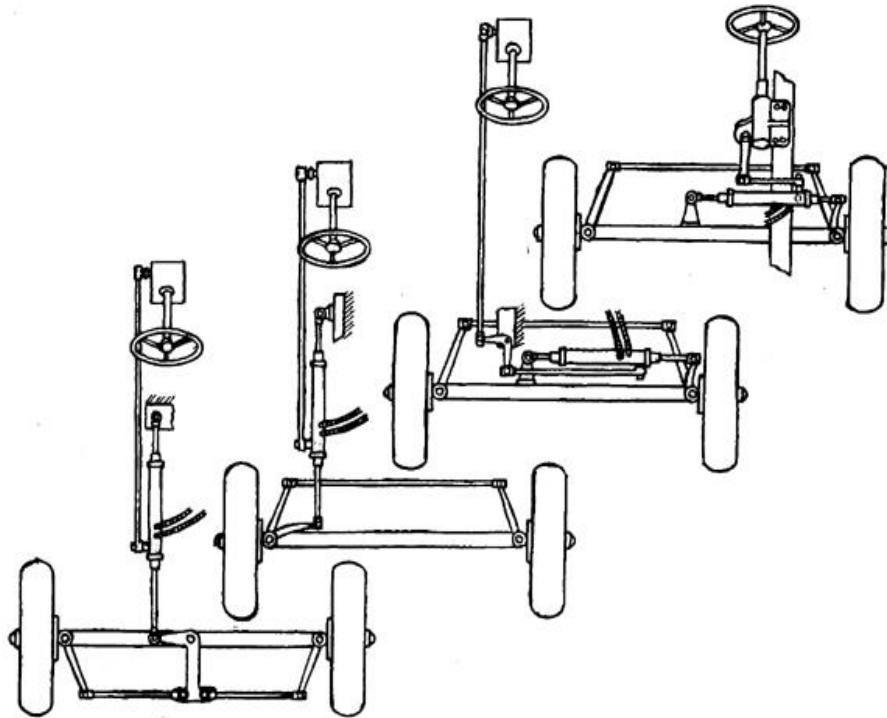


Рис. 5.17. Варианты установки следящего гидропривода

На рис. 5.18 показан гидроусилитель, применяемый на автомобилях у нас в стране. Принцип его работы аналогичен принципу работы рассмотренному ранее. При прямолинейном движении затвор 3 под действием плунжеров 1 и пружин 2 удерживается в нейтральном положении, при этом все каналы открыты. Гидропривод питается от насоса, который получает энергию в виде вращения от коленчатого вала через ременную передачу.

Из гидроусилителя рабочая жидкость сливается в бак. Когда необходимо повернуть автомобиль, при вращении руля вал с винтовой нарезкой 4 вращается и вкручивается в шариковую гайку 5. При этом вал 4 поступательно смещается вместе с затвором, закрепленным упорными подшипниками на валу. Подшипники смещают плунжеры, сжимая пружины. Когда подшипники упрутся в корпус, вал 4 с затвором перестает перемещаться, а смещаться начнет шариковая гайка с поршнем и рейкой, при этом как бы накручиваясь на винт вала 4. При смещении затвора центральный канал, подсоединенный к насосной станции, соединяется с каналом, ведущим к од-

ной из полостей гидродвигателя. Другая полость гидродвигателя по каналам, проходящим через распределитель, соединена с баком. Возникнет разница сил, действующих на поршень, которая поможет смещать его и облегчит усилие, прикладываемое к рулевому колесу. Корпус гидроцилиндра неподвижен. При смещении поршня усилие передается от рейки сектору и через него сошке, которая системой рычагов соединена с колесами.

При прекращении вращения руля вал 4 с винтовой нарезкой перестает вкручиваться в гайку, и минимальное движение поршня передается на винт и затвор. Пружины 2, действующие на плунжеры 1 и торец подшипника, смещают вал 4 вместе с затвором в нейтральное положение. Все каналы открываются, рабочая жидкость от насосной станции сливается в бак. Гидроусилитель прекращает свою работу.

При увеличении сопротивления повороту возрастает давление в напорной полости, которая соединена с полостью между плунжерами 1, где находятся пружины 2. Повышенное давление увеличивает силу, действующую на плунжеры, а они воздействуют на подшипники. При этом водитель почувствует дополнительное сопротивление вращению руля.

К преимуществам такой установки можно отнести компактность, минимальное количество трубопроводов, малое время срабатывания, минимальную колебательность усилителя.

Гидроусилитель рулевого управления автомобиля другого типа, показанный на рис. 5.19, выполнен вместе с рулевым механизмом, как у предыдущего автомобиля, но распределитель расположен не соосно с рулевым валом, а вынесен вверх и размещается над картером рулевого механизма. Рычаг 3 выполнен таким образом, что осевое перемещение затвора распределителя в 2,1 раза больше, чем осевое перемещение вала винта.

Имеется реактивная камера «Р» для создания «хорошего чувства дороги» в движении, при этом на рулевое колесо передается до $1/3$ момента сопротивления колес повороту.

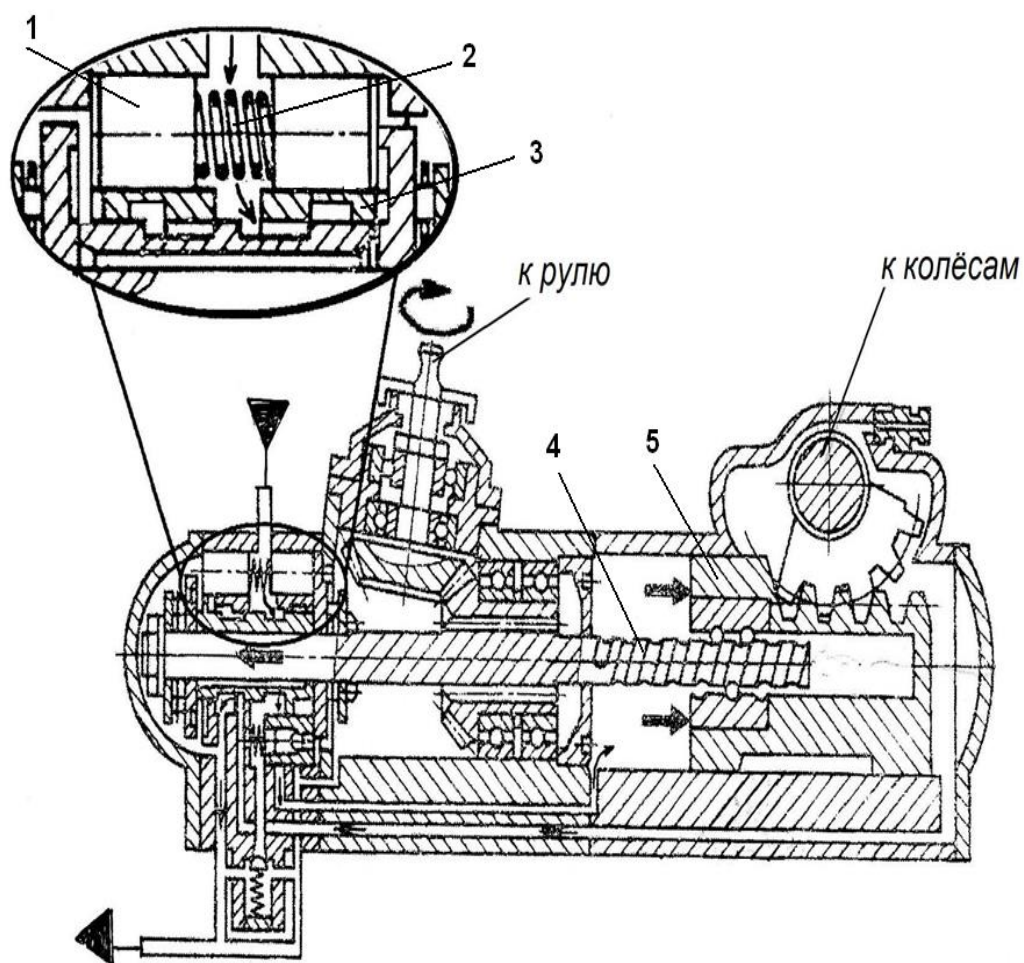


Рис. 5.18. Схема работы рулевого управления при повороте автомобиля направо:

*1 – плунжера; 2 – пружины; 3 – затвор дросселирующего распределителя;
4 – вал с винтовой нарезкой; 5 – гайка*

Однако это создает слишком большое усилие при маневрировании и поворотах на месте. В этом приводе имеется ограничительное устройство, которое при давлении в напорной гидролинии выше 17 атм. отключает реактивную камеру.

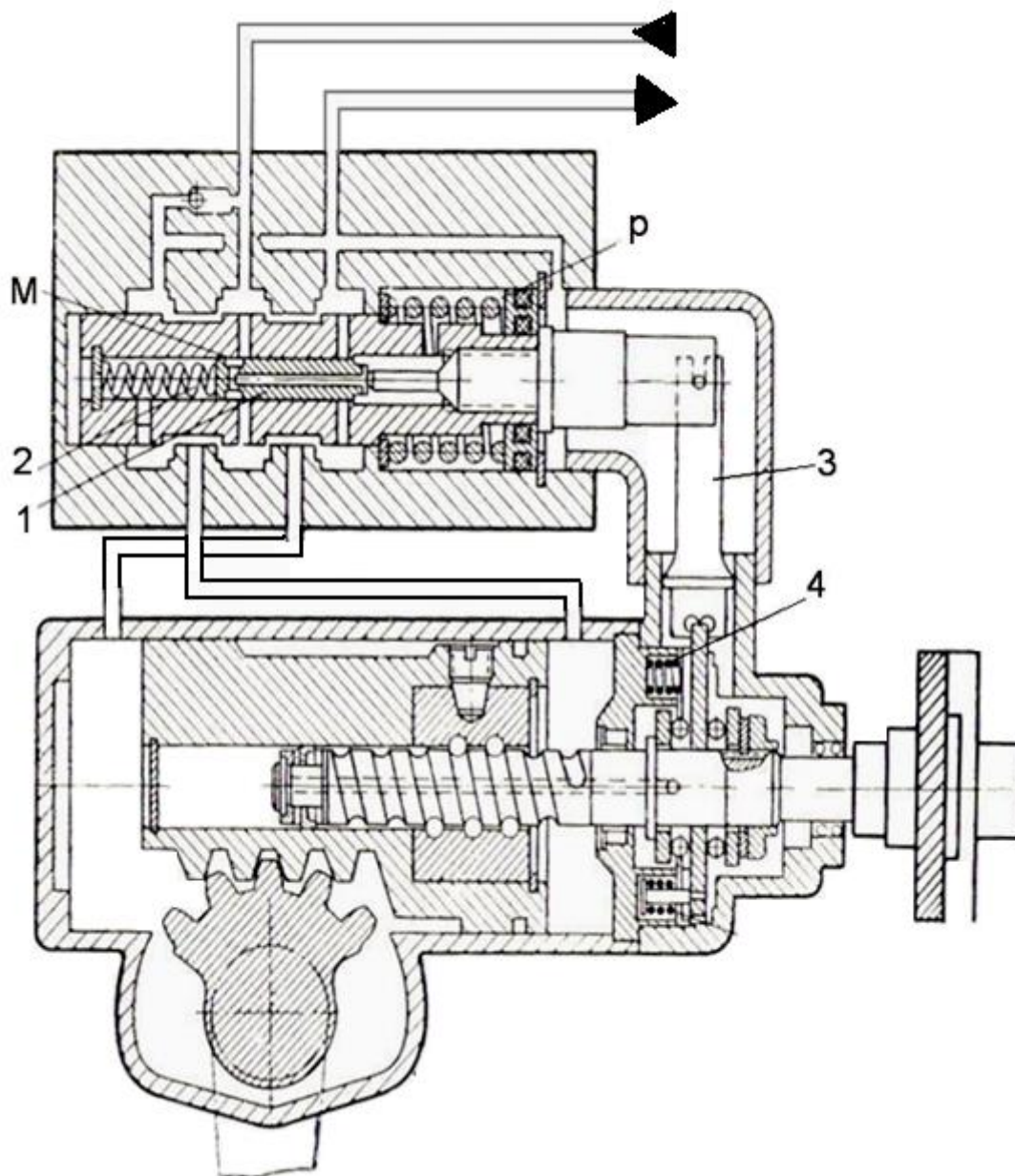


Рис. 5.19. Рулевой механизм автомобиля:

1 – плунжер; 2,4 – пружины; 3 – рычаг

Внутри затвора распределителя расположен плунжер 1, который с одной стороны поджимается пружиной 2, а другой торец через отверстие «М» соединяется с напорной гидролинией. При увеличении давления выше 17 атм. плунжер преодолевает силу сжатия пружины 2, смещается влево, и радиальное отверстие «М» перекрывается стенками затвора распределителя. Тем самым более высокое давление не попадает в реактивную камеру, поэтому усилие на ободу рулевого колеса ограничивается.

Вал с винтовой нарезкой при повороте рулевого колеса поступательно перемещается вместе с закрепленным на нем рычагом 3 и затвором дросселирующего распределителя, от чего изменяется ширина, а следовательно, и площадь дросселирующей щели. В результате одна из полостей гидроцилиндра соединяется с напорной гидролинией, другая – со сливной. Образовавшаяся разница сил, действующих на поршень, смещает его, а вместе с ним и вал с нарезкой. В этом случае сравниваются поступательные перемещения вала от рулевого колеса со смещением вала вместе с поршнем, в результате чего изменяется ширина дросселирующей щели распределителя. Нейтральное положение распределитель с рычагом 3 и рулевой вал при снятии нагрузки займут благодаря пружинам 4, 5 и пружине, находящейся в реактивной камере.

Связь следящего привода рулевого управления фирмы «Цанрадфабрик (Zahnradfabrik)» с рулем автомобиля показана на рис. 5.20. Бак гидросистемы рулевого управления находится выше гидроусилителя. В системе используется объемный насос с внутренним зубчатым зацеплением. Имеется предохранительный клапан и клапан давления, который при повышении давления в полости гидродвигателя (цилиндра) часть рабочей жидкости от насоса направляет через дроссель в бак.

В неподвижном корпусе гидроусилителя 1, показанном на рис. 5.21, расположен поршень 2.

Поршень 2 одновременно является корпусом дросселирующего распределителя. Длина поршня больше величины его хода. При повороте рулевого вала 4 затвор 3 распределителя может наворачиваться или свертываться с винта. При этом он перекрывает соответствующие каналы и направляет рабочую жидкость от насоса в одну из полостей силового цилиндра. Из другой полости рабочая жидкость сливается по каналам внутри винта в бак.

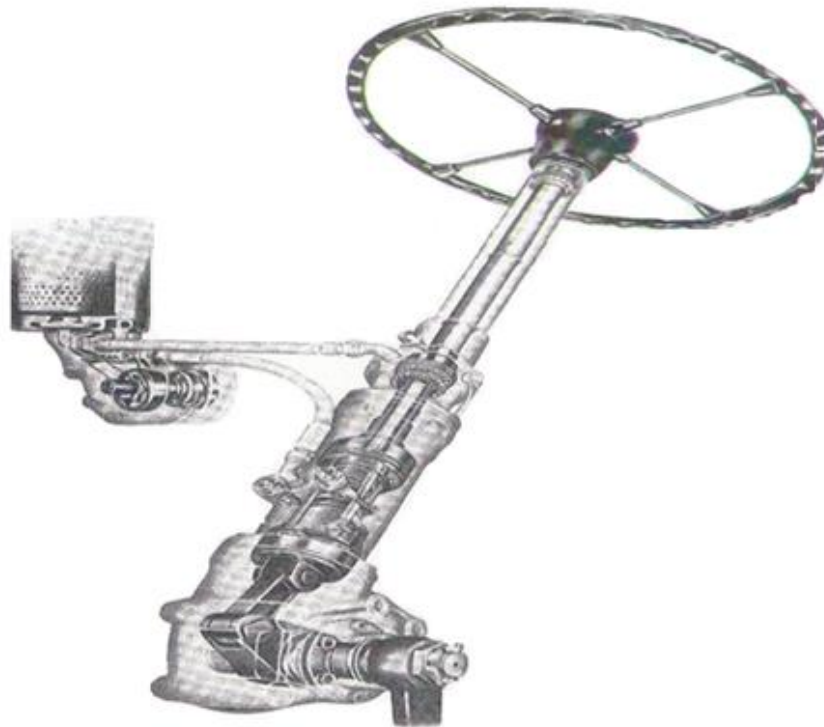


Рис. 5.20. Расположение привода рулевого управления фирмы «Цанрадфабрик (Zahnradfabrik)»



Рис. 5.21. Нейтральное положение привода рулевого управления Фирмы «Цанрадфабрик (Zahnradfabrik)»:

1 – корпус; 2 – поршень; 3 – затвор; 4 – вал; 5 – пружины;
6 – обратный клапан

Обратный клапан 6 соединяет напорную и сливную гидролинии при отсутствии давления в напорной гидролинии. Пружинами 5 затвор распределителя устанавливается в нейтральную позицию при отсутствии нагрузки на рулевом колесе.

В этом приводе сравнивается смещение кромки затвора 3 распределителя от поворота рулевого колеса со смещением кромки штока 2 цилиндра. В результате сравнения изменяется ширина дросселирующей щели.

На рис. 5.22 показан привод рулевого управления фирмы «Цанрадфабрик» при смещении затвора распределителя в крайние позиции.

Система гидроусилителя рулевого управления Рейс фирмы «Кальцони» (Италия) состоит из насоса высокого давления, распределителя, гидроцилиндра, бака с резервуаром рабочей жидкости и трубопроводов с гидроаппаратами.

Распределитель расположен внутри штока силового цилиндра (рис. 5.23). Гильза распределителя 2 жестко связана с поршнем 3 и штоком 6. Жидкость от насоса поступает в правую полость цилиндра 5, затем через отверстие в поршне 3 попадает в щель между затвором 4 и гильзой 2, проходит в центральный канал, находящийся внутри штока, и поступает в сливную гидролинию.

Данная система называется системой с открытым центром, поскольку в нейтральном положении затвора распределителя рабочая жидкость беспрепятственно сливается в бак.

При повороте руля поступательно перемещается шток с затвором на конце 4, например, влево, как показано на рис. 5.24, и перекрывает слив рабочей жидкости из правой полости 5 цилиндра. Левая полость цилиндра через отверстия в штоке 3, и щель между двумя штоками соединена со сливом.

В результате появившейся разницы сил, действующих на поршень 3, он начинает перемещаться тоже влево и тянет за собой сошку, поворачивающую колеса.

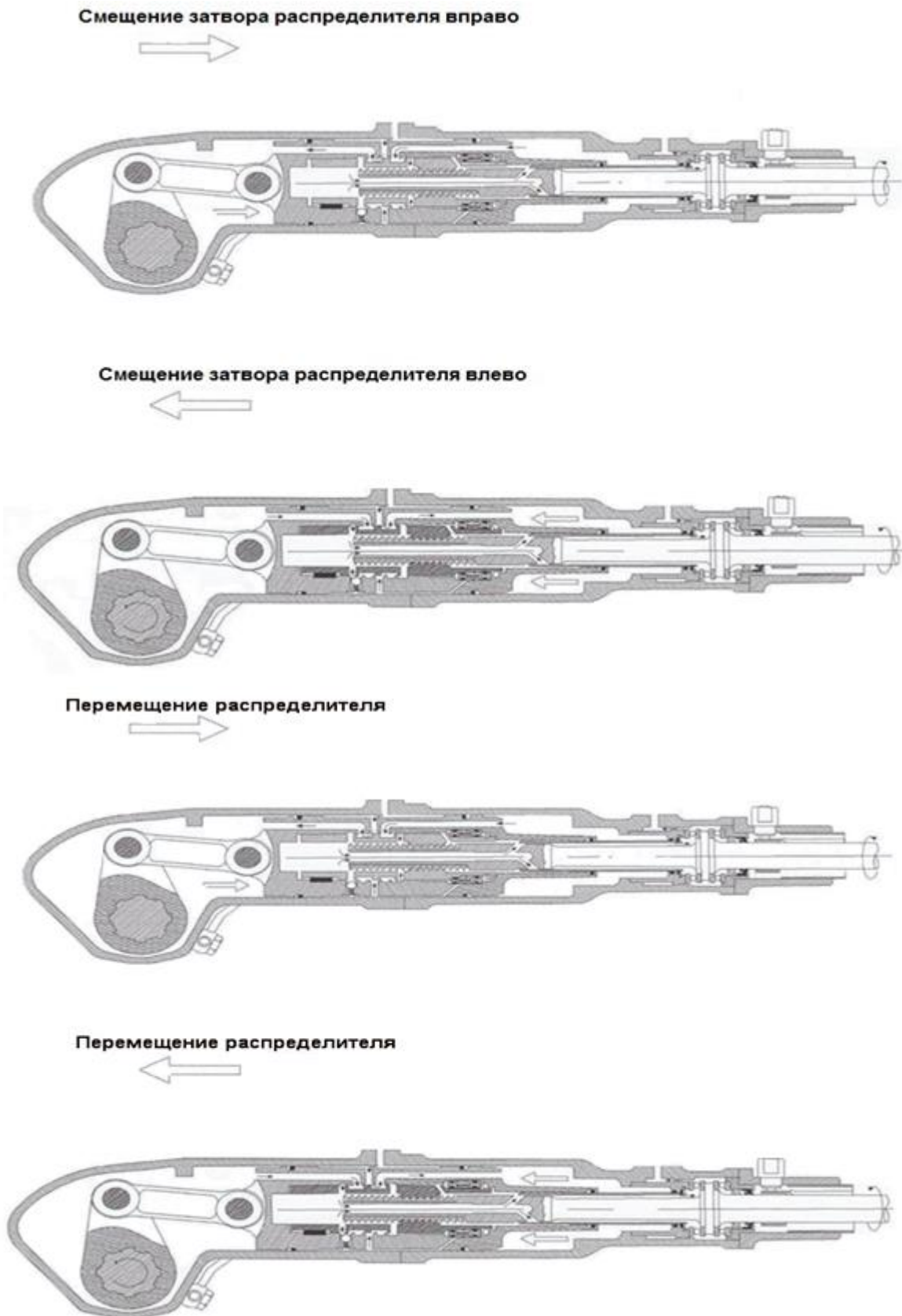


Рис. 5.22. Приводы рулевого управления фирмы «Цанрадфабрик (Zahnradfabrik)» с затвором, смещенным в крайние позиции

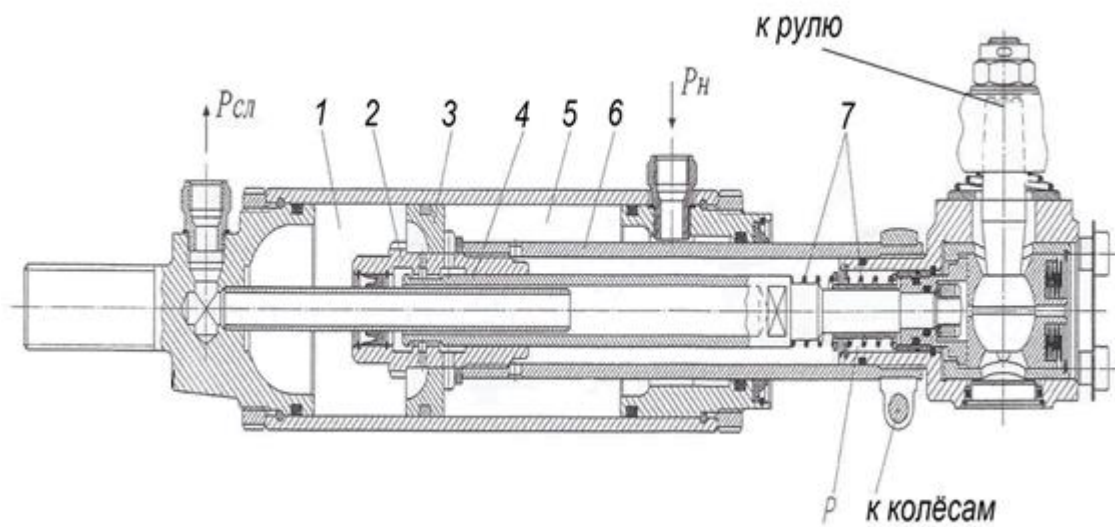


Рис. 5.23. Гидроусилитель Рейс фирмы «Кальцони» с распределителем в нейтральном положении:

*1, 5 – полости цилиндра; 2 – гильза распределителя;
3 – отверстие в поршне; 4 – щель; 6 – шток; 7 – пружины*

При этом (если руль больше не поворачивается, значит, затвор стоит на месте) открывается щель между гильзой распределителя 2 и затвором 4, соединяя полости цилиндра, в результате чего поворот колес прекращается.

При смещении затвора 4 вправо перекрывается слив из левой полости 1, в результате давление увеличивается в обеих полостях, поскольку рабочая жидкость поступает в левую полость 1 через правую полость 5. Так как эффективная площадь поршня 3 с правой стороны в два раза меньше, чем с левой, поршень перемещается влево (рис. 5.24).

Затвор распределителя в нейтральное положение ставится блоком пружин 7, расположенных в штоке 6 у шарового пальца, управляющего затвором. Ширина дросселирующей щели в нейтральном положении значительно меньше, чем при перемещении штока 6 вправо.

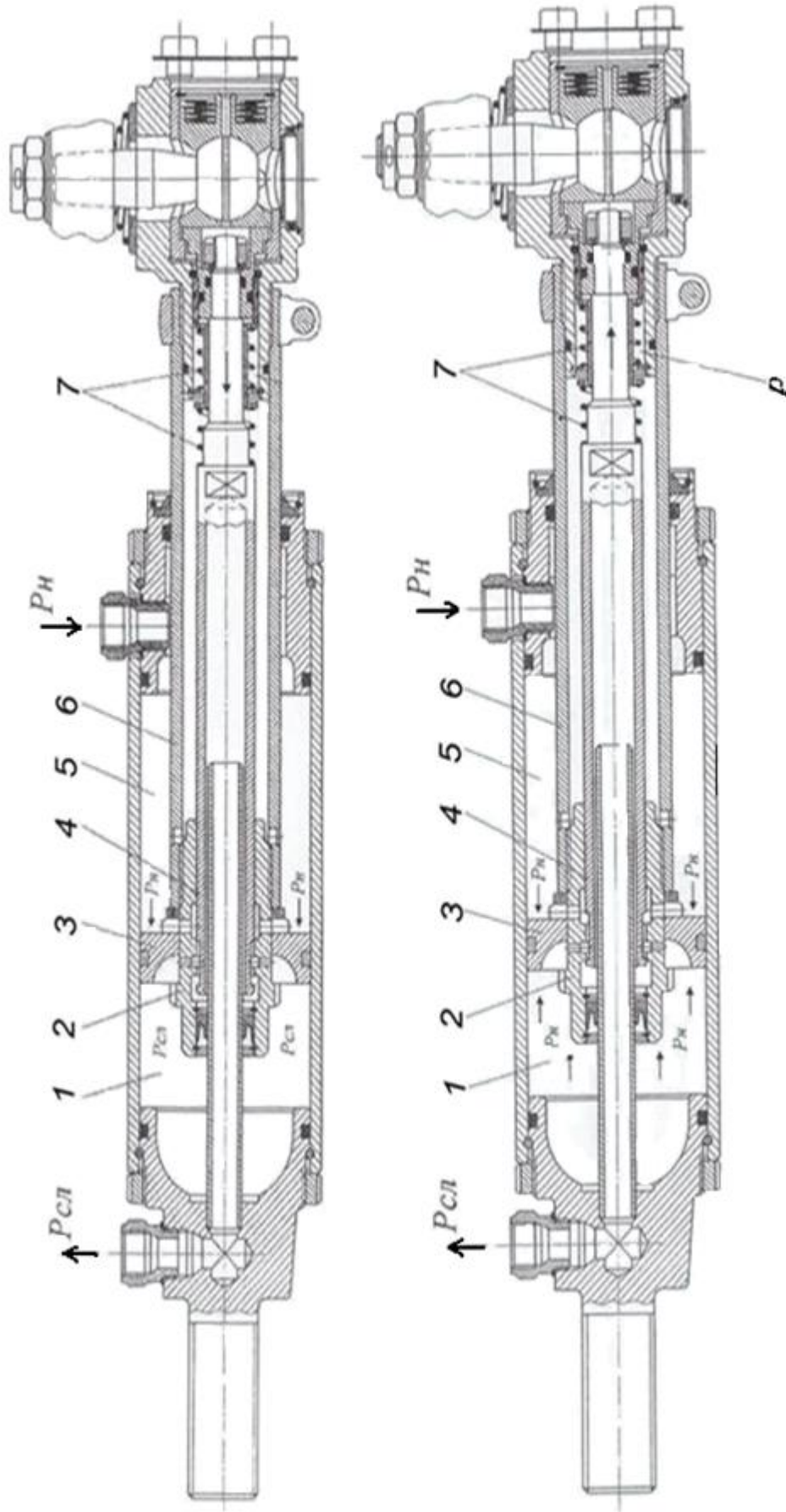


Рис. 5.24. Приводы рулевого управления гидроусилителей Рейс фирмы «Кальцони»
в крайних положениях:

- 1, 5 – полости цилиндра; 2 – гильза распределителя;
3 – отверстие в поршне; 4 – щель; 6 – шток; 7 – пружины

Реактивная камера «Р» (см. рис. 5.23) служит для увеличения усилия на руле при повышении препятствующего усилия на колесах автомобиля, чтобы водитель лучше «чувствовал» руль при движении.

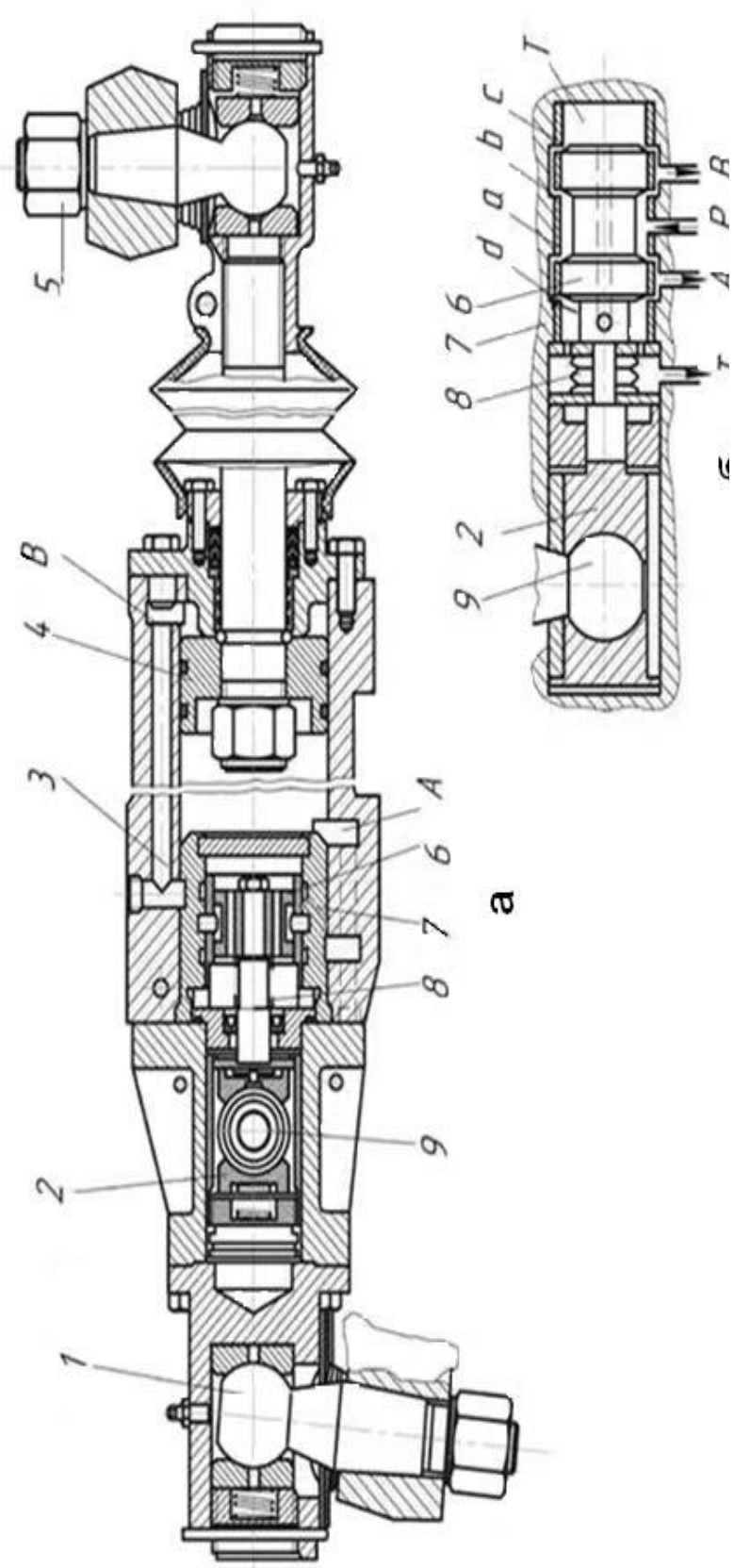
Еще один тип следящего гидроусилителя руля автомобиля показан на рис. 5.25. Шаровой палец 9 связан с рулевой тягой, а палец 1 через рычаги связан с колесами автомобиля. Шток гидродвигателя неподвижен и прикреплен через палец 5 к раме автомобиля.

При отсутствии движения гидроцилиндра 3 относительно неподвижного поршня 4 силы, которые действуют на поршень, должны быть равны.

Эффективные площади у гидроцилиндра разные. Поэтому для равенства сил необходимо, чтобы давление в полости «А» было во столько раз меньше, чем давление в полости «В», во сколько раз эффективная площадь бесштоковой полости больше эффективной площади штоковой полости.

Необходимые давления в полостях гидроцилиндра устанавливаются за счет соответствующего открытия проходных щелей «а», «b», «с», «d».

В положении затвора 6, показанном на рис. 5.25, б, рабочая жидкость сливается в бак через щели «а», «b», «с», «d», поддерживая необходимый перепад давления в полостях гидроцилиндра. При повороте рулевого колеса через шаровой палец 9 в соответствующую сторону, например, влево перемещается стакан 2. Так как стакан жестко связан с затвором 6, то поворот рулевого колеса вызовет перемещение затвора тоже влево и изменит ширину, а следовательно, и площадь проходных щелей «а», «b», «с», «d». Изменение площади щелей приведет к изменению давлений в полостях «А» и «В» гидроцилиндра и соответствующему изменению сил, действующих на эффективные площади цилиндра. Корпус гидроцилиндра 3 получит перемещение в ту же сторону, что и затвор со стаканом, и через палец 7 обеспечит поворот колес автомобиля.



5.25. Следящий гидропривод автомобиля:
а – общий вид; б – схема гидрораспределителя: 1, 5, 9 – шаровые пальцы; 2 – стакан;
3 – гидроцилиндр; 4 – поршень; 6 – затвор; 7 – корпус

Движение гидроцилиндра будет продолжаться до тех пор, пока силы не станут равными, а затвор не примет по отношению к корпусу 7 исходное положение.

Сравнивающим устройством является дросселирующий распределитель. Входное воздействие (перемещение кромки затвора 6 от поворота руля) сравнивается с сигналом от обратной связи (перемещением кромки гильзы корпуса распределителя 7, а следовательно, и корпуса гидроцилиндра). Результатом сравнения является изменение ширины дросселирующей щели.

По прекращении движения рулевого колеса затвор 4 восстанавливает открытие проходных щелей «а», «b», «с», «d» под действием пружины 2.

В гидрораспределителе нет устройств, создающих реактивное действие, и водитель «не чувствует» дороги. Гидрораспределитель такого типа комплектуется только вместе с силовым гидроцилиндром в одном агрегате. При отдельной компоновке возможны автоколебания управляющих колес.

При выходе из строя насоса или других элементов гидросистемы, а также при неработающем двигателе разворот колес осуществляется без гидроусилителя руля, с приложением к рулю полного усилия. При этом рабочая жидкость из одной полости в другую вытесняется через клапан, не показанный на рисунке. При нормальной работе гидроусилителя этот клапан закрыт и прижимается к седлу давлением жидкости и усилием пружин.

Схема гидросистем рулевого управления одноосного тягача показана на рис. 5.26. Рабочая жидкость от насоса поступает к гидрораспределителю 9 и от него к силовым гидроцилиндрам 3, 7 или в сливную гидролинию в зависимости от положения затвора распределителя.

Затвор распределителя 9, управляемый через механическую передачу рулевым колесом 8, перемещается при повороте колеса. Корпус следящего распределителя связан через рычаги 2 с исполнительными гидроцилиндрами и смещается при ходе их штоков.

Смещение кромок затвора распределителя 9 от поворота руля сравнивается со смещением кромок корпуса распределителя 9 от перемещения штоков силовых двигателей 3 и 7. Результатом сравнения является изменение ширины дросселирующей щели распределителя 9. Если рулевое колесо перемещает затвор и направляет рабочую жидкость в соответствующую полость одного из силовых гидроцилиндров 3 или 7, то шток исполнительного гидроцилиндра, повернув тягач относительно прицепа, перемещает посредством механической передачи 2 корпус затвора 9 так, что жидкость вновь начинает поступать в сливную гидролинию (затвор устанавливается в среднем положении). Для продолжения поворота необходимо повернуть рулевое колесо на больший угол.

Вращательное движение рулевого колеса преобразуется в поступательное движение затвора гидрораспределителя винтовым или червячным рулевым механизмом.

Поворот тягача относительно прицепа 4 может осуществляться на 90° в каждую сторону. Для этого на тягаче силовые гидроцилиндры установлены под углом один к другому так, что когда активное плечо одного уменьшается, плечо другого увеличивается. При повороте тягача на больший угол один из гидроцилиндров проходит мертвую точку, после чего давление передается в ту полость гидроцилиндра, объем которой до этого уменьшался. Это осуществляется вспомогательными распределителями 5 и 6, затворы которых приводятся в движение от поворота гидроцилиндров.

На рис. 5.27 показана схема рулевого управления с гидроусилителем скрепера, которая может служить примером гидравлических рулевых механизмов с механической обратной связью.

При повороте рулевого колеса влево рулевой вал вместе с червяком перемещаются влево относительно рулевого сектора, сдвигают затвор управляющего гидрораспределителя 23 тоже влево. Поток рабочей жидкости направляется к силовым гидроцилиндрам 11 и 3. Штоки силовых гидроцилиндров через поворотную ось поворачивают тягач относительно прицепа.

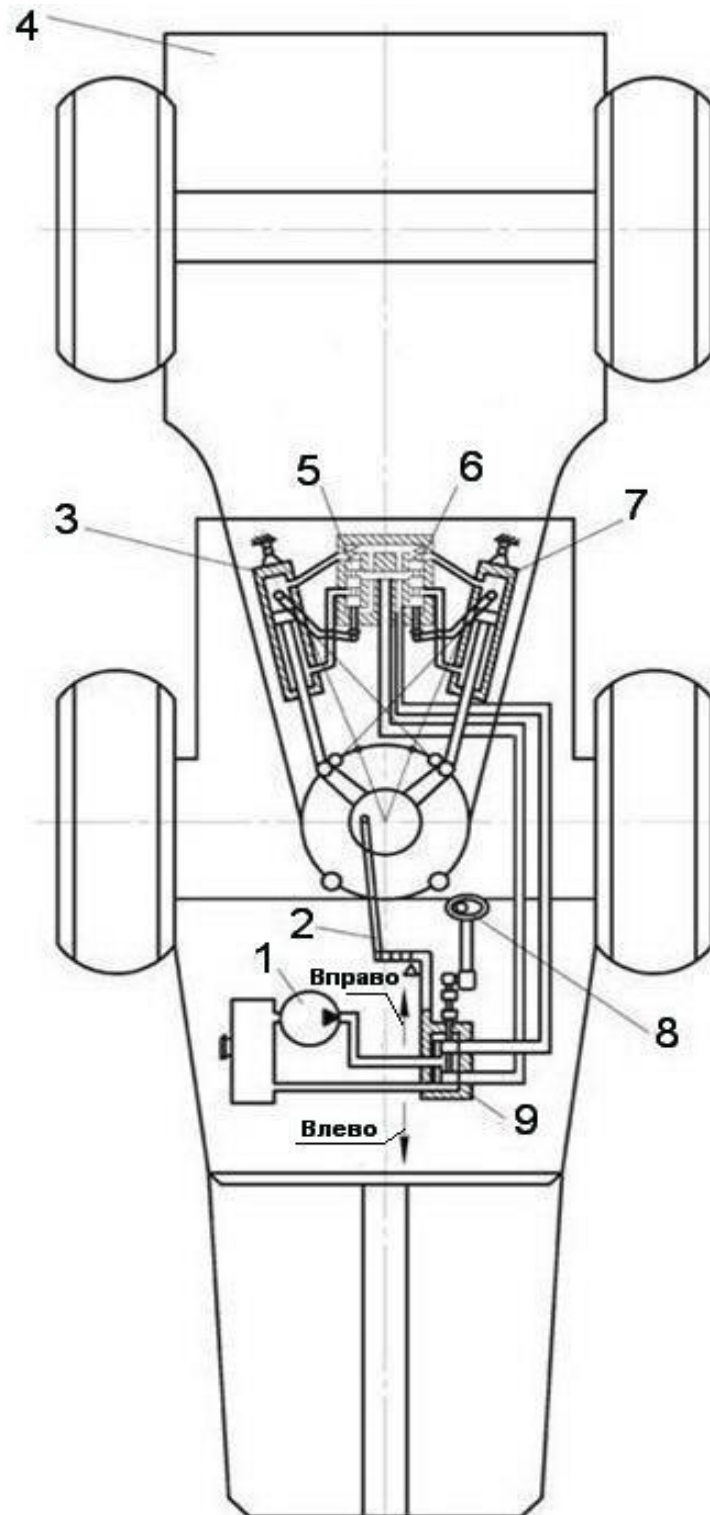


Рис. 5.26. Схема гидравлической системы рулевого управления одноосного тягача:

- 1 – насос; 2 – тяги; 3,7 – гидроцилиндры; 4 – прицеп;
5, 6 – вспомогательные распределители; 8 – рулевое колесо;
9 – затвор*

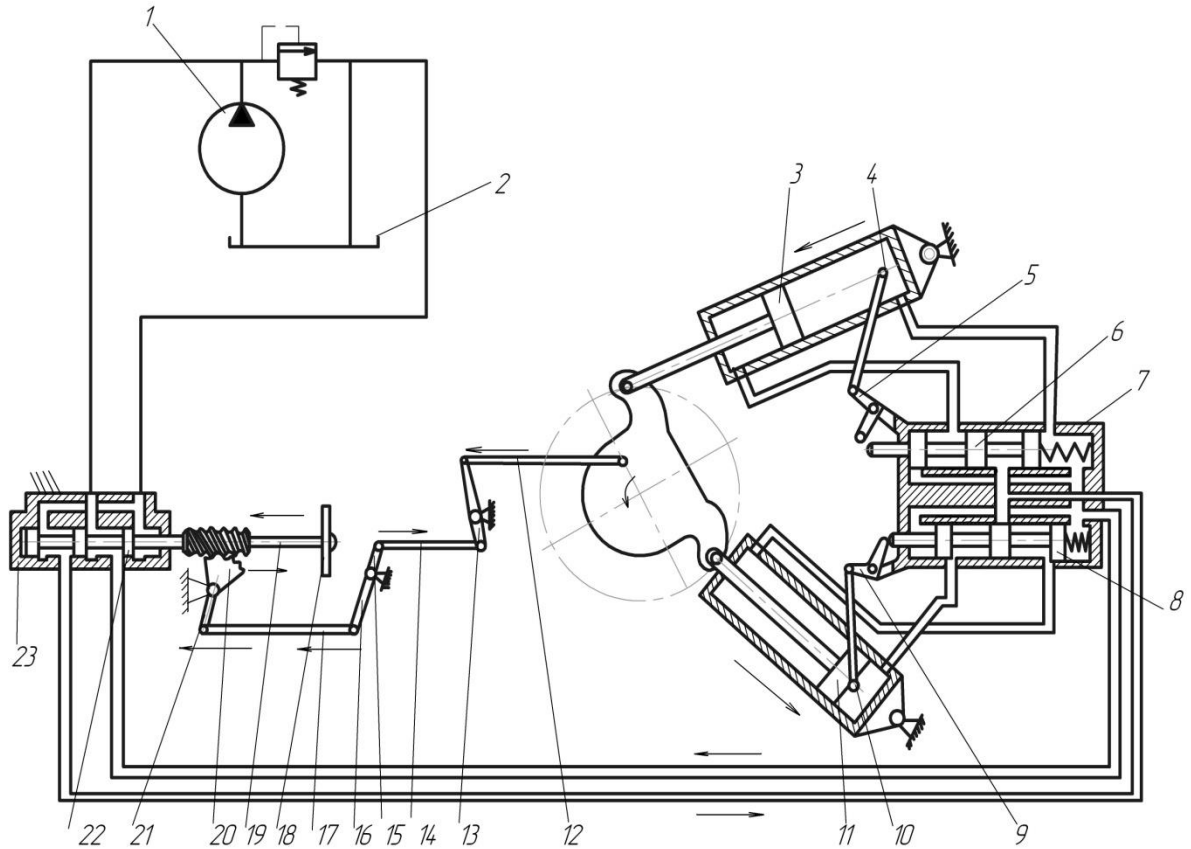


Рис. 5.27. Схема рулевого управления с гидроусилителем скрепера:
 1 – пластинчатый насос; 2 – масляный бак; 3 – поршень правого гидроцилиндра поворота; 4 – правая тяга автоматического переключения распределительной коробки; 5 – правый коленчатый рычаг; 6 – правый затвор распределительной коробки; 7 – распределительная коробка; 8 – левый затвор распределительной коробки; 9 – левый коленчатый рычаг; 10 – левая тяга переключения левого затвора распределительной коробки; 11 – поршень левого гидроцилиндра поворота; 12 – задняя тяга; 13 – двуплечий рычаг; 14 – передняя тяга; 15 – верхний рычаг; 16 – нижний рычаг; 17 – тяга сошки; 18 – рулевое колесо; 19 – рулевой вал; 20 – зубчатый сектор; 21 – рулевая сошка; 22 – затвор управляющего распределителя; 23 – управляющий распределитель

При повороте тягача шаровой палец, эксцентрично ввернутый в нижнюю опору седельно-сцепного устройства, перемещает относительно рамы тягача рычаги и тяги механической передачи, шарнирно соединенные с рулевой сошкой.

Рулевая сошка поворачивает сектор, возвращая рулевой вал с затвором в нейтральное положение.

Таким образом, обеспечивается обратная связь в системе управления. Затвор управляющего гидрораспределителя имеет отрицательное перекрытие в нейтральном положении.

Роль сравнивающего устройства выполняет червяк с зубчатым сектором.

6. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ ТЯЖЕЛЫХ ТРАНСПОРТНЫХ И БОЕВЫХ МАШИН

На тяжелых боевых и транспортных машинах повышенной проходимости всегда приходится выполнять все колеса ведущими и увеличивать количество ведущих колес машины. Увеличение числа активных колес значительно усложняет силовую передачу машины. Так как колеса вследствие различной деформации шин, а следовательно, и разных радиусов качения, имеют разные угловые скорости, то в силовую передачу машины вводят дифференциалы – по одному дифференциалу на каждую ось (межколесные дифференциалы), по одному дифференциалу между каждой парой осей (межосевые дифференциалы), а также между парами осей. Например, в силовой передаче четырехосной машины (колесная формула 8×8) должно быть семь дифференциалов. Конечно, трансмиссия такой машины чрезмерно сложна и не может иметь высокого к.п.д. Удельный вес трансмиссии также сильно возрастет с увеличением количества ведущих колес. Кроме того, удельный вес механической трансмиссии зависит от диапазона регулирования передачи, увеличиваясь с увеличением последнего, и от расчетной скорости движения машины, уменьшаясь с увеличением последней.

На рис. 6.1 показана зависимость удельного веса механической трансмиссии от количества ведущих осей и расчетной скорости движения машины. Из графика видно, что для грузовых машин с расчетной скоростью движения 60...80 км/ч и одной ведущей осью

(колесная формула 4 × 2) удельный вес трансмиссии составляет 6...9 кг/л.с., в то время как высокопроходимая машина с колесной формулой 8 × 8 при тех же скоростях имеет удельный вес трансмиссии 14...20 кг/л.с.

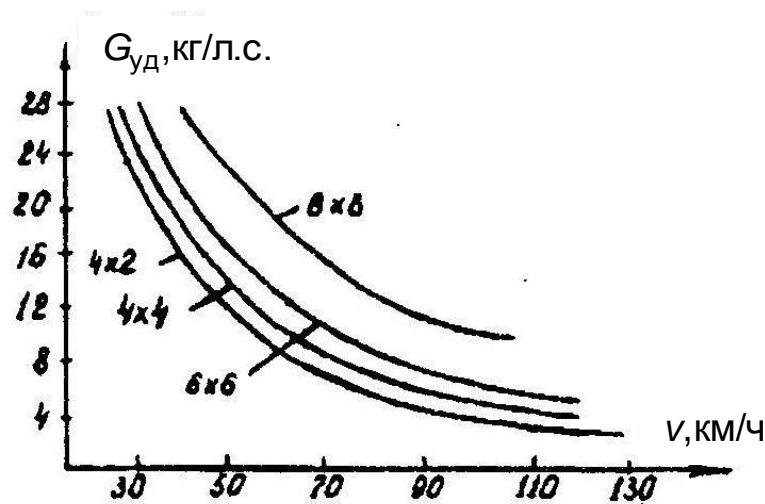


Рис. 6.1. График зависимости удельного веса механической трансмиссии от скорости движения машины и ее колесной формулы

Если учесть, что энерговооруженность машины составляет 15...20 кг/л.с. на тонну, то окажется, что вес одной только трансмиссии составит 300...400 кг на каждую тонну полного веса машины. Конечно, в этом случае нельзя рассчитывать на большую грузоподъемность машины.

Заметим также, что если у машины с одной ведущей осью коэффициент полезного действия трансмиссии может быть доведен до 0,95, то для машин повышенной проходимости, например с четырьмя ведущими осями, КПД трансмиссии, как правило, не превосходит 0,65...0,75.

Кроме того, механическим трансмиссиям свойственны и другие недостатки, основными из которых являются:

1) зависимость размеров и конструкции деталей трансмиссии от момента и скорости вращения двигателя, числа и радиуса каче-

ния ведущих колес, компоновки и размеров машины, а также диапазона регулирования скорости движения, в результате чего при изменении одного или нескольких перечисленных параметров большинство деталей трансмиссии становится непригодными для повторного применения, поэтому при создании новой машины появляется необходимость разрабатывать и новую трансмиссию;

2) непригодность механических трансмиссий для привода колес прицепных и полуприцепных машин (такая передача принципиально возможна, но очень сложна);

3) необходимость эксплуатации двигателя в режиме переменной мощности (при нестационарных процессах), что вызывает его ускоренный износ;

4) сложность автоматизации процессов работы машин, оснащенных механическими трансмиссиями.

Преимущества объемной гидropередачи давно привлекали внимание конструкторов и исследователей различного рода транспортных и боевых машин. Однако недостатки, большинство которых было обусловлено общим развитием техники и технологии в этот период, не позволяли широко использовать объемные гидropередачи в транспортных машинах.

В настоящее время благодаря успехам в разнообразных отраслях техники основные недостатки гидropередач либо полностью устранены, либо не играют такой важной роли, как раньше.

Основными преимуществами объемных гидropередач, используемых в качестве трансмиссий многоосных машин высокой проходимости, по сравнению с механическими передачами, являются:

1) значительно меньшие габариты и вес трансмиссии;

2) независимость компоновки агрегатов трансмиссии на машине;

3) легкость изменения передаточного числа, достижения реверсивности, а также возможность полной автоматизации управления как скоростью движения, так и реверсом;

4) возможность осуществления торможения без использования двигателя и тормозных устройств;

5) возможность объединения (для некоторых схем) трансмиссии с механизмом поворота;

6) простота предохранения машины от перегрузок, которые могут вызвать поломки;

7) возможность обеспечения широкого диапазона регулирования при использовании гидроагрегатов нерегулируемой производительности при высоких значениях КПД;

8) легкость унификации элементов и узлов трансмиссии, пригодных для машин с различными характеристиками и различного назначения;

9) простота управления машиной и возможность управления ею персоналом низкой квалификации.

Очень хорошие результаты в отношении как размеров, так и веса дает применение высокооборотных аксиальных гидроагрегатов нерегулируемой производительности (насосов и моторов) в сочетании с двухскоростными планетарными редукторами в мотор-колесах, которые можно выполнить достаточно компактными и легкими.

При создании специальных машин расположение их оборудования не всегда позволяет применить общепринятую схему компоновки с механической трансмиссией. В этом случае применение объемной гидравлической трансмиссии дает возможность установить двигатель с блоком насосов в наиболее удобном месте и соединить насосы с моторами колес трубопроводами и гибкими шлангами, которые можно разместить в машине без особых затруднений.

Для рассматриваемых типов машин объемная гидравлическая трансмиссия позволяет значительно снизить вес трансмиссии и повысить коэффициент полезного действия.

Применение в качестве рабочей жидкости минерального масла исключает необходимость в смазке этих передач и обеспечивает их долговечность.

К недостаткам объемной гидропередачи для машин с широким диапазоном регулирования можно отнести необходимость в значительном завышении установленной мощности гидромоторов по сравнению с мощностью приводного двигателя, что увеличивает вес и стоимость гидропередачи, особенно при сборке; необходимость в персонале высокой квалификации для ремонта гидроагрегатов.

Ранее одним из существенных недостатков являлась чувствительность гидропередачи к изменениям температуры окружающего воздуха при низких температурах – вязкость рабочей жидкости резко увеличивалась и работоспособность гидропередачи нарушалась. В настоящее время благодаря применению специальных рабочих жидкостей работоспособность гидропередач сохраняется при температурах до -50°C .

Выполнение гидроагрегатов в виде законченных конструкций позволяет легко и быстро производить их замену в процессе эксплуатации с соблюдением необходимых мер, исключающих попадание пыли и грязи в трубопроводы и гидроагрегаты. При замене агрегатов исключается необходимость в ремонте на месте, а сама замена может быть произведена персоналом более низкой квалификации, чем это требуется для производства ремонта.

Объемная гидравлическая трансмиссия многоосных самоходных машин и автопоездов предназначена для передачи мощности от двигателя к ведущим колесам и изменения силового и кинематического передаточного числа в соответствии с условиями движения. В зависимости от расположения и типа основных агрегатов (насоса и гидромотора) и их количества можно получить различные принципиальные схемы гидравлических трансмиссий с различными способами регулирования. Для освобождения машины от механических связей и обеспечения ее свободной независимой компоновки гидродвигатели устанавливаются (встраиваются) непосредственно в ведущие колеса. Насосы трансмиссии устанавливаются у двигателя, приводятся от него, как правило, через понижающий редуктор и соединяются с гидродвигателями с помощью трубопроводов. Поми-

мо насосов и гидродвигателей, трансмиссия машины включает в себя предохранительную, распределительную, контрольную и другую аппаратуру.

Свойства и характеристики объемной гидравлической трансмиссии в значительной мере зависят от ее общей схемы, типа и основных параметров, а также от режимов работы агрегатов и способа регулирования. Свобода компоновки гидроагрегатов на машине благодаря соединению их трубопроводами и гибкими шлангами, а также возможность легкого разветвления мощности путем давления гидравлического потока позволяют создавать разнообразные схемы трансмиссии, наиболее полно удовлетворяющие условиям работы проектируемой машины и требованиям, предъявляемым к трансмиссиям вообще. Правильный выбор общей схемы и способа регулирования обуславливает высокий общий КПД, наименьшие размеры и вес, надежную работу и удобство эксплуатации трансмиссии.

Применяя в тяжелых машинах высокой проходимости мотор-колеса, мы сталкиваемся с многодвигательными гидроприводами, работающими в специфических условиях пневмоколесной тяги на общую нагрузку.

При нескольких гидромотор-колесах возможны различные схемы соединения гидродвигателей с одним или несколькими колесами.

При выборе схем гидроприводов для трансмиссий тяжелых транспортных и боевых машин высокой проходимости необходимо стремиться к упрощению конструкции гидромотор-колес, встраивая в них только нерегулируемые гидродвигатели. Регулирование трансмиссии с помощью регулируемых двигателей сопряжено с целым рядом трудностей дистанционного управления такими двигателями, а также с увеличением стоимости и снижением общей надежности трансмиссии, хотя такой способ регулирования и позволяет получить любой диапазон регулирования трансмиссии при высоком КПД и без завышения установленной мощности гидроагрегатов. Для

рассматриваемых машин имеются еще и другие способы регулирования скорости и момента на ведущих колесах.

При рассмотрении механизма передвижения любой самоходной машины мы всегда выделяем три его основные части: силовую установку, являющуюся источником энергии; силовую передачу (трансмиссию), служащую для преобразования потока энергии силовой установки и передачи ее исполнительному органу; и, наконец, исполнительный орган машины, т. е. ее движитель (для колесных машин – это их ведущие колеса).

У машин с объемными гидropередачами этими основными частями являются: силовая установка, насосная установка или блок насосов и мотор-колеса. Рассмотрим коротко их устройство и компоновку для тяжелых машин широкого диапазона регулирования.

В качестве силовых установок тяжелых машин в настоящее время используются в основном двигатели внутреннего сгорания – дизели. Однако по мере развития автомобильного транспорта высокой проходимости и большой грузоподъемности применение дизелей становится все более затруднительным, в основном из-за больших габаритов и удельного веса. Для машин с объемными гидropередачами дизельные двигатели нежелательны еще и потому, что они не обеспечивают скоростного регулирования силовой передачи в необходимых пределах.

При скоростном регулировании силовой передачи, как известно, можно было бы отказаться от применения дорогих и тяжелых регулируемых гидроагрегатов и применять в силовой передаче только нерегулируемые простые, легкие и надежные насосы и моторы.

Поэтому как в России, так и за рубежом ведутся большие работы по созданию автомобильных газотурбинных двигателей (АГТД), значительно превосходящих дизели по всем основным показателям. Так, в РФ построен и испытан АГТД Турбо-НАМИ-053 мощностью 350 л. с. Этот двигатель был установлен на шасси междугородного автобуса вместо дизеля ЯАЗ-206 мощностью 180 л. с.

На нем были проведены всесторонние ходовые испытания первой отечественной автомобильной газотурбинной силовой установки.

К преимуществам АГТД при сравнении их с поршневыми двигателями относятся: меньший удельный вес, габаритные размеры и объемы; легкий пуск в холодное время года без предварительного подогрева, увеличение крутящего момента с возрастанием нагрузки без переключения передач; работа на различных жидких топливах без конструктивных переделок систем сгорания и топливоподдачи; отсутствие механизмов с возвратно-поступательным движением.

Однако удельный расход топлива у АГТД больше, а приемистость (время разгона) несколько хуже, чем у поршневых двигателей, что и явилось основной причиной, долгое время задерживающей их серийный выпуск. В настоящее время лучшие конструкции АГТД имеют удельный расход топлива и приемистость такие же, как и у поршневых двигателей.

Следует заметить, что преимущества АГТД по сравнению с дизельными двигателями особенно наглядны при больших мощностях. Увеличение мощности АГТД свыше 1000 л. с. при допустимых параметрах рабочего цикла даже для самых простых конструктивных схем приводит к уменьшению удельного расхода топлива, снижению частоты вращения двигателя и улучшению всех его удельных параметров.

Поэтому можно полагать, что АГТД найдут применение в первую очередь на тяжелых машинах высокой проходимости грузоподъемностью 50 т и более. Особенно благоприятно сказывается на свойствах машин применение АГТД совместно с объемной гидравлической трансмиссией из-за возможности в достаточно широких пределах осуществить скоростное регулирование передачи.

Если АГТД работает совместно с объемной гидравлической трансмиссией, то легко может быть получена гиперболическая зависимость между крутящим моментом (тяговым усилием) на ведущих колесах машины и скоростью вращения колес (скоростью движения) в достаточно широком диапазоне при использовании нерегу-

лируемых гидроагрегатов (насосов и двигателей), т. е. может быть осуществлено скоростное регулирование силовой передачи с наивысшим КПД. Действительно, с возрастанием сопротивления движению машины момент на валу турбины возрастет, а частота вращения уменьшится, что приведет к снижению скорости движения. Это свойство АГТД является важным преимуществом АГТД по сравнению с двигателями внутреннего сгорания для привода силовой передачи. Оно позволяет использовать в объемных гидropередачах нерегулируемые насосы и двигатели, что снижает удельный вес силовой передачи, увеличивает надежность и долговечность и уменьшает стоимость.

Исполнительными элементами объемной гидравлической трансмиссии являются мотор-колеса. Мотор-колеса можно представить состоящими из гидромотора и редуктора, встроенных в ступицу колеса. Конструкция мотор-колеса зависит от типа гидромотора и редуктора. Наиболее желательным типом гидромотора для мотор-колеса является высокомоментный радиальный гидромотор, вал которого может быть непосредственно соединен с ведущим колесом. Однако применение высокомоментных радиальных гидромоторов непосредственного соединения с колесом не позволяет обеспечить достаточно широкого диапазона регулирования без значительного завышения их установленной мощности, что с учетом большего удельного веса этих типов моторов по сравнению с аксиальными не позволяет рассчитывать на снижение веса мотор-колеса за счет отсутствия редуктора. Схемы мотор-колес с радиальными гидромоторами непосредственного соединения с колесом могут иметь преимущества для тихоходных машин с нешироким диапазоном регулирования (тракторов, кранов, бульдозеров и т. п.).

Для машин широкого диапазона регулирования, где постановка двухскоростного редуктора в мотор-колесо обязательна, лучше применять аксиальные гидромоторы.

Под диапазоном регулирования объемной гидравлической трансмиссии понимается отношение максимального тягового уси-

лия, которое может быть создано на ведущих колесах машины, к минимальному тяговому усилию ее при полном использовании мощности приводного двигателя. Так как при постоянной мощности приводного двигателя между тяговым усилием на ведущих колесах машины и скоростью ее движения должна существовать гиперболическая зависимость

$$P \cdot v = Const ,$$

то диапазон регулирования может быть определен и как отношение максимальной скорости движения машины к ее максимальной скорости при постоянной мощности приводного двигателя, т. е.

$$d = \frac{P_{к макс}}{P_{к мин}} = \frac{M_{макс}}{M_{мин}} = \frac{V_{макс}}{V_{мин}} , \quad (6.1)$$

где d – диапазон регулирования;

$P_{к макс}$, $P_{к мин}$ – максимальное и минимальное тяговые усилия на ведущих колесах;

$M_{макс}$, $M_{мин}$ – максимальный и минимальный крутящие моменты на ведущих колесах;

$V_{макс}$, $V_{мин}$ – максимальная и минимальная скорости движения.

Максимальное тяговое усилие машины определяется, как известно, сцепными возможностями ведущих колес с грунтом. Очевидно, что максимальное тяговое усилие и наивысшую проходимость будет иметь машина со всеми ведущими колесами. В этом случае

$$P_{к макс} = \varphi_{макс} G , \quad (6.2)$$

где G – вес машины;

$\varphi_{макс}$ – максимальный коэффициент сцепления колес с грунтом.

В общем случае, когда машина имеет только часть ведущих колес, тяговое усилие определяется весом, приходящимся на ведущие колеса, т. е.

$$P_{к макс} = G_{сц} \varphi_{макс} , \quad (6.3)$$

где $G_{\text{сц}}$ – вес, приходящийся на ведущие колеса машины.

Или, введя в выражение (6.3) полный вес машины, получим

$$P_{\text{к макс}} = (G_{\text{сц}}/G)\varphi_{\text{макс}} G = D_{\text{макс}} G, \quad (6.4)$$

где $D_{\text{макс}}$ – динамический фактор (максимальный):

$$D_{\text{макс}} = (G_{\text{сц}}/G)\varphi_{\text{макс}}.$$

Поэтому диапазон регулирования может быть выражен и через максимальный и минимальный динамический фактор

$$d = D_{\text{макс}} / D_{\text{мин}}. \quad (6.5)$$

При всех колесах ведущих, очевидно, $D_{\text{макс}} = \varphi_{\text{макс}}$.

Максимальные значения динамического фактора ограничены максимальным значением коэффициента сцепления и лежат в пределах $D_{\text{макс}} = 0,7 \dots 0,8$.

Минимальный динамический фактор определяется значением коэффициента трения качения шин о дорожное покрытие и не может быть ниже значений

$$D_{\text{мин}} = f_{\text{мин}} = 0,015 \dots 0,018.$$

Это означает, что максимальный диапазон регулирования трансмиссии машины ограничен значением $d \leq (D_{\text{макс}} / D_{\text{мин}}) \leq 53,4 \dots 38,9$. Такой широкий диапазон регулирования, однако, для машин любого назначения не требуется. Действительно, если предположить, что на машине реализовано значение $D_{\text{макс}} = 0,8$, то оказывается, что при движении по асфальтированной дороге, где $f_{\text{мин}} = 0,015$, и при равномерном движении для создания силы сопротивления движению, соответствующей значению $D_{\text{макс}} = 0,8$, необходимо иметь подъем дороги $\alpha = 50^\circ$. Так как дорог с таким подъемом не проектируют, то и нет необходимости реализовывать $D_{\text{макс}} = 0,8$. Обычно для машин высокой проходимости достаточно иметь $D_{\text{макс}} = 0,5 \dots 0,6$. Минимальный динамический фактор

назначается обычно из условия преодоления сопротивления при движении машины по дороге с подъемами $1,5...2,0^\circ$, что соответствует $D_{\text{мин}} = 0,04...0,5$.

Тогда потребный диапазон регулирования для машины высокой проходимости будет находиться в пределах $d_{\text{макс}} = 12...17$.

Для машин высокой проходимости, предназначенных для эксплуатации в основном в трудных дорожных условиях или по грунтовым дорогам, минимальный динамический фактор назначается из условия движения по грунтовой дороге $f = 0,03...0,04$ с подъемом $\alpha = 1,5...2,0^\circ$, что соответствует $D_{\text{мин}} = 0,06...0,08$. Потребный диапазон регулирования в этом случае составит $d_{\text{макс}} = 7,5...11,5$.

Если для проектируемой машины принят минимальный динамический фактор при максимальной скорости движения $D_{\text{мин}}$, то необходимая удельная мощность двигателя будет определяться выражением

$$N_{\text{уд}} = (P_{\text{к мин}} v_{\text{макс}}) / (270 G \eta_{\text{тр}}) = (1000 D_{\text{мин}} v_{\text{макс}}) / (270 \eta_{\text{тр}}), \quad (6.6)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии;

$v_{\text{макс}}$ – максимальная скорость машины, км/ч.

Удельная мощность, максимальная скорость и диапазон регулирования, определяемый $D_{\text{макс}}$ и $D_{\text{мин}}$, а также коэффициент полезного действия $\eta_{\text{тр}}$ характеризуют трансмиссию и машину в целом. Эти величины являются основными исходными данными для определения рабочих параметров гидроагрегатов трансмиссии. Схема и конструкция гидропривода должны обеспечивать бесступенчатое или ступенчатое регулирование тягового усилия от минимального до максимального значения в диапазоне d при удовлетворительном КПД. Как уже отмечалось, при регулировании трансмиссии только за счет изменения давления и расхода рабочей жидкости насосов высокие значения КПД последних сохраняются в узком пределе рабочих давлений и расходов жидкости, и диапазон ре-

гулирования по насосам не должен превышать значения $d_n \leq 2,0$. Для получения требуемого для машины высокой проходимости диапазона регулирования приходится завышать установленную мощность гидромоторов по сравнению с мощностью насосов и применять двухскоростные редукторы. Если мощность моторов превышает мощность насосов и регулирование ведется за счет изменения подачи насосов и включением или выключением двигателей мотор-колес, то общий диапазон регулирования будет выражаться как произведение

$$d = d_n \cdot d_m, \quad (6.7)$$

где d_n – диапазон регулирования по насосам;

d_m – диапазон регулирования по моторам.

При использовании многоскоростных редукторов общий диапазон регулирования находится по формуле

$$d = (d_n \cdot d_m)^n, \quad (6.8)$$

где n – количество фиксированных чисел редуктора.

Если диапазон регулирования по давлению насосов принят равным $d_n = 2,0$, мощность моторов завышена по сравнению с мощностью насосов тоже в два раза, т. е. $d_m = 2,0$. Если используется двухскоростной редуктор $n = 2$, то общий диапазон регулирования, по выражению (6.8), составит $d = 16$, и этот диапазон может быть выдержан при использовании полной мощности двигателя и при высоком КПД.

Выражения (6.5), (6.6), (6.7) и (6.8) позволяют оценить основные параметры трансмиссии при любом диапазоне регулирования. Для более удобной оценки параметров трансмиссии по этим выражениям построен график (рис. 6.2), который разделен осями координат на четыре квадрата. В правом верхнем квадрате построена по выражению (6.6) функция $N_{уд} = f(v, D_{мин})$ без учета потери ($\eta_{тр} = 1,0$), в правом нижнем квадрате по выражению (6.5) функция

$D_{\text{макс}} = f(d, D_{\text{мин}})$ и в левом нижнем – функции $d_M = f(d, d_H)$ по выражениям (6.7) и (6.8).

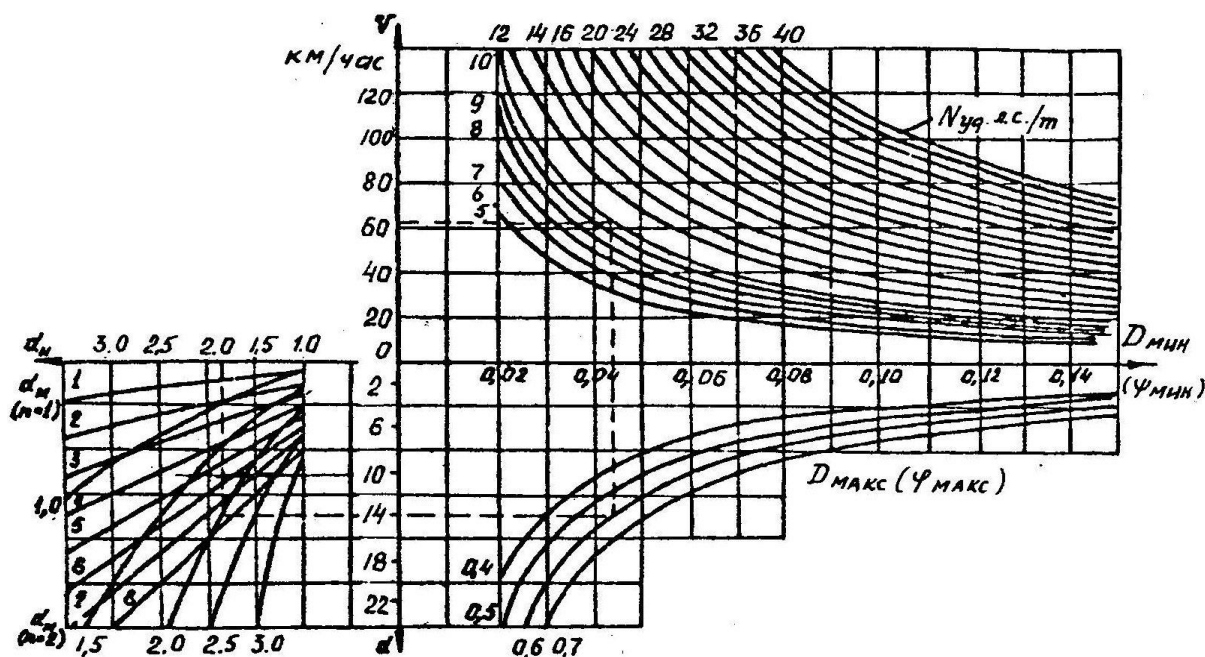


Рис. 6.2. График для оценки основных параметров трансмиссии и машины

Из графика (рис. 6.2) видно, что при одном и том же диапазоне регулирования завышение установленной мощности моторов и насосов по сравнению с мощностью приводного двигателя будет значительно ниже, если используется двухскоростной редуктор вместо односкоростного. С другой стороны, чем меньше диапазон регулирования, тем меньше и завышение установленной мощности гидроагрегатов. Однако, чем меньше диапазон регулирования при одинаковом $D_{\text{макс}}$, тем большую энерговооруженность должна иметь машина для обеспечения заданной скорости движения. При одном и том же диапазоне регулирования максимальная скорость машины увеличивается при увеличении энерговооруженности. График позволяет достаточно обоснованно подойти к выбору основных параметров трансмиссии. График (рис. 6.2) позволяет ориентировочно определять значения основных параметров трансмиссии для регулирования передачи во всем диапазоне при использовании

полной мощности двигателя. Если же проектируемая машина предназначается для работы в основном в благоприятных дорожных условиях, но в случае необходимости она должна преодолевать и трудные участки дорог или двигаться по бездорожью, т. е. имеет два основных режима при использовании полной мощности двигателя. На промежуточных режимах в этом случае не обязательно использование всей мощности двигателя. Как будет показано ниже, это дает возможность обеспечить работу трансмиссии в широком диапазоне регулирования при меньших, чем это определяется графиком, значениях d_H и d_M .

Правильный выбор схемы трансмиссии и параметров гидромоторов и их типа может обеспечить работу трансмиссии с наивысшим КПД во всем диапазоне регулирования.

Как известно, степень совершенства любой передачи определяется ее коэффициентом полезного действия η , который равен отношению мощности N_p , используемой для совершения полезной работы, к мощности $N_{дв}$, отдаваемой двигателем

$$\eta = N_p / N_{дв} . \quad (6.9)$$

При установившемся движении мощность двигателя расходуется на совершение полезной работы и преодоление сил трения в механизмах передачи и других паразитных сопротивлений

$$N_{дв} = N_p + N_M , \quad (6.10)$$

где N_M – мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения и других сопротивлений.

Из этого выражения видно, что для увеличения КПД необходимо снижать потери. Для объемной гидравлической трансмиссии полный КПД равен отношению мощности, которая передается на колесо, к мощности, которая подводится от двигателя на редуктор блока насосов

$$\eta_{тр} = N_k / N_{дв} , \quad (6.11)$$

где $\eta_{тр}$ – полный КПД трансмиссии;

N_k – мощность, подводимая к колесам;

$N_{дв}$ – мощность приводного двигателя.

Потери мощности в трансмиссии происходят в результате потерь в механических узлах (радиаторах, муфтах сцепления и т. п.), производительности и давления в гидроагрегатах и распределительных устройствах. Кроме того, при работе гидроагрегатов часть мощности затрачивается на преодоление сил трения между рабочими поверхностями деталей и в подшипниках. В блоке насосов часть мощности дополнительно затрачивается на привод насоса подпитки и насоса системы управления.

Потери производительности происходят вследствие перетекания жидкости через зазоры между рабочими органами и внутренние уплотнения в гидроагрегатах, отделяющие полость нагнетания от полости всасывания. Некоторые потери производительности происходят также в коммуникациях, соединяющих отдельные гидроагрегаты между собой, вследствие включения в них предохранительных клапанов, подпитки и подвижных соединений, а также в распределительной аппаратуре.

Потери энергии, связанные с потерей производительности, оцениваются объемным КПД гидроагрегата, который равен отношению действительной производительности к теоретической

$$\eta_{об} = Q/Q_T. \quad (6.12)$$

Теоретическая производительность насоса

$$Q_{ТН} = q_H n_H.$$

Действительная производительность насоса равна теоретической за вычетом суммарных объемных потерь

$$Q_H = Q_{ТН} - \Delta Q_H.$$

Для гидромотора теоретическая производительность равна количеству жидкости, подаваемому к нему в единицу времени от насоса

$$Q_{ТН} = Q_H. \quad (6.13)$$

Действительная производительность гидромотора равна произведению его рабочего объема q_M на частоту вращения n_M

$$Q_M = q_M n_M.$$

Объемные КПД для насоса и мотора

$$\left. \begin{aligned} \eta_{об.н} &= \frac{Q_H}{Q_{ТН}}; \\ \eta_{об.м} &= \frac{Q_M}{Q_{ТМ}}. \end{aligned} \right\} \quad (6.14)$$

Общий объемный КПД равен произведению объемных КПД насоса и гидромотора

$$\eta_{об} = \eta_{об.н} \cdot \eta_{об.м}.$$

Подставляя их значения, получим

$$\eta_{об} = Q_M / Q_{ТН} = (q_M n_M) / (q_H n_H).$$

Так как q_M , q_H и n_H для данного режима работы гидropередачи величины заданные, то объемный КПД проявляется в снижении частоты вращения вала гидромотора.

Потери давления происходят в результате наличия гидравлических сопротивлений на пути движущейся рабочей жидкости. Потери мощности вследствие потерь напора можно определить по уравнению Д. Бернулли. При этом разность уровней не учитывается, так как она невелика.

Потери давления вследствие гидравлических сопротивлений для круга циркуляции объемной гидropередачи как последовательно расположенных участков потока жидкости равны

$$\sum_{i=1}^{i=n} \Delta p = \sum_{i=1}^{i=n} \xi_i \frac{v_i^2}{2g} \gamma, \quad (6.15)$$

где $\sum_{i=1}^{i=n} \Delta p$ – сумма потерь давления, кг/см²;

ξ – безразмерный коэффициент гидравлического сопротивления в рассматриваемом месте гидropередачи;

v_i – средняя скорость рабочей жидкости, м/с;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

γ – объемный вес жидкости, кг/м.

Эти потери для объемной гидропередачи оцениваются гидравлическим КПД η_r , который представляет собой отношение давления рабочей жидкости на входе в гидромотор к давлению рабочей жидкости в нагнетательной полости насоса. Практически можно считать, что эти давления равны давлениям на входе в гидромотор и на выходе из насоса. Обозначив через p_M давление на выходе из насоса, получим

$$\eta_r = p_M / p_H. \quad (6.16)$$

Как известно из гидравлики, величина гидравлического КПД зависит от длины трубопроводов, наличия местных сопротивлений (ступеней, изгибов, поворотных угольников и т. д.), а также от свойств рабочей жидкости и ее скорости. Для повышения гидравлического КПД при проектировании трансмиссии следует стремиться к уменьшению длины трубопроводов, а также не допускать его крутых изгибов. Внутренняя поверхность трубопроводов должна быть гладкой. Особое внимание надо обратить на выбор внутреннего диаметра трубопровода, так как от него зависит скорость движения жидкости, а потери зависят от квадрата скорости (см. 6.15). Практикой установлено, что скорость жидкости при работе гидропередачи не должна превышать 4...5 м/с. Вязкость рабочей жидкости должна быть как можно меньше.

Механические потери мощности в трансмиссии возникают вследствие трения между рабочими поверхностями деталей и в подшипниках и оцениваются механическим КПД. Для гидромотора механический КПД определяется отношением величины крутящего момента на валу гидромотора к крутящему моменту, развиваемому в рабочих полостях гидромотора,

$$\eta_{\text{мех.м}} = M_M / (1,5g \cdot q_M \Delta p), \quad (6.17)$$

где M_M – момент на валу мотора, кгм;

q_m – рабочий объем гидромотора, л/об;
 Δp – перепад давления в моторе, кг/см².

Для насоса $\eta_{\text{мех.н}}$ равен отношению теоретического крутящего момента к моменту, действительно прикладываемому к валу насоса,

$$\eta_{\text{мех.н}} = M_{\text{тн}} / M_{\text{н}} . \quad (6.18)$$

Для определения теоретического крутящего момента насоса необходимо из крутящего момента, прикладываемого во время работы к валу насоса, вычесть момент, который нужно приложить для проворачивания вала при нулевой подаче насоса и той же частоте вращения. К этим потерям добавляются еще механические потери в редукторах трансмиссии.

Таким образом, полный КПД трансмиссии можно представить, как произведение всех составляющих коэффициентов полезного действия

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{рр}} \eta_{\text{об.н}} \eta_{\text{мех.н}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{об.м}} \eta_{\text{мех.м}} \eta_{\text{кр}} \eta_{\text{об.апп}} ,$$

где $\eta_{\text{рр}}$ – КПД раздаточного редуктора блока насосов;

$\eta_{\text{кр}}$ – КПД колесного редуктора;

$\eta_{\text{об.апп}}$ – объемные потери в аппаратуре управления и распределения.

Для редукторов блока насосов с цилиндрическими колесами при небольшом передаточном числе $i \leq 1,0 \dots 4,0$ можно принимать

$$\eta_{\text{рр}} = 0,980 \dots 0,985 .$$

Для редукторов мотор-колес с планетарными передачами типа 2К-Н для каждого ряда многорядной передачи можно принимать

$$\eta_{\text{кр}} = 0,98 \dots 0,99 .$$

Для гидроагрегатов на расчетном режиме (аксиальные гидроагрегаты)

$$\eta_{\text{об.н}} = 0,94 \dots 0,97 ; \eta_{\text{об.м}} = 0,96 \dots 0,98 ; \eta_{\text{мех.н}} = \eta_{\text{мех.м}} = 0,94 \dots 0,96 .$$

Гидравлическим КПД можно пренебречь или принимать его равным $\eta_r = 0,99$, а объемные потери в распределительной аппаратуре в пределах $\eta_{об.апп} = 0,97 \dots 0,98$.

Если схема трансмиссии построена по индивидуально-блочному принципу, указанные значения КПД для всех составляющих при широком диапазоне регулирования будут сохраняться и можно рассчитывать на общий КПД трансмиссии, который будет иметь значения

$$\eta_{тр} = 0,75 \dots 0,85.$$

7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ТЯЖЕЛЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН И АВТОПОЕЗДОВ

Проектирование объемной гидравлической передачи, всегда привязано к той машине, для которой передача проектируется. Поэтому прежде чем приступить к проектированию, конструктор должен иметь исходные данные для проектирования. К числу таких данных относятся весовые, тяговые и скоростные параметры машины, для которой создается передача, а также компоновочные соображения по расположению основных агрегатов передачи.

Имея эти данные, конструктор может выбрать тип и схему передачи и приступить к ее предварительному расчету.

В результате предварительного расчета определяются геометрические, скоростные и силовые параметры гидростатических машин, а также передаточные числа зубчатых механизмов, входящих в передачу. По геометрическим, силовым и скоростным параметрам подбираются гидростатические машины (насосы и гидромоторы) из числа изготавливаемых промышленностью или проектируются специальные машины для данной передачи. Далее проводится предварительный расчет системы подпитки и охлаждения и силовых элементов системы управления, обслуживающей силовую передачу. В результате расчета определяются предварительные ха-

рактические характеристики подпиточного насоса, площади проходных сечений сеток фильтров, клапанов, охладителей, трубопроводов и т. д. После этого производится общая компоновка силовой передачи, а также рассчитывается и конструируется система управления трансмиссией.

Дальнейшим этапом проектирования является проверочный расчет передачи. В результате проверочного расчета окончательно уточняются скоростные, тяговые и энергетические параметры передачи и строится тягово-экономическая характеристика машины. Проверочный расчет может касаться также отдельных частных вопросов движения машины, например, вопросов ее поворота, разгона, торможения и т. д.

Для определения основных параметров объемной гидравлической трансмиссии должны быть заданы, приняты или получены иным путем:

G – вес машины с полной нагрузкой, кг;

$G_{\text{сц}}$ – сцепной вес, кг;

$V_{\text{макс}}$ – максимальная скорость движения, км/ч;

$\varphi_{\text{макс}}$ – максимальный коэффициент сцепления;

$\Psi_{\text{мин}}$ – расчетный коэффициент сопротивления движению при $V_{\text{макс}}$;

η – КПД элементов силовой передачи и характер его протекания в зависимости от частоты вращения и производительности;

R_k – радиус качения ведущих колес, м.

Кроме того, должно быть известно назначение машины и условия, в которых она будет эксплуатироваться.

Все указанные исходные данные, кроме веса машины с полной нагрузкой, могут быть назначены конструктором, исходя из назначения машины и тех требований, которые к ней предъявляются. Вес машины с полной нагрузкой необходимо вначале определить. Исходными данными для этого обычно являются вес и габариты перевозимого груза, а также условия его транспортировки (допустимые перегрузки).

Рассмотрим методику определения весовых характеристик колесных машин и автопоездов.

Большое разнообразие компоновочных схем самоходных машин и автопоездов, наличие различных типов силовых установок, силовых передач (трансмиссий) и систем амортизации, а также материалов конструкции, которые могут быть применены для создания машин различного назначения, оказывают существенное влияние на весовые и экономические показатели машины. Снижение собственного веса машины при одновременном увеличении ее полезной нагрузки особенно важно для тяжелых большегрузных машин и автопоездов. Поэтому очень важно еще на этапе эскизного проектирования машины с заданными характеристиками проходимости, грузоподъемности и диапазоном регулирования скорости движения и тягового усилия определить ее весовые показатели.

Накопленный статистический материал и опыт проектирования автотранспорта позволяют дать обобщенные эмпирические зависимости для определения весовых показателей вновь проектируемой машины.

Эти показатели могут быть получены на основе анализа уравнения веса с использованием удельных параметров различных узлов и механизмов машины.

В общем случае вес любой колесной машины может быть представлен как сумма весов ее основных составляющих

$$G = G_p + G_{дв} + G_{тр} + G_T + G_k + G_a + G_{доп} + G_{п}, \quad (7.1)$$

где G – полный вес машины;

G_p – вес рамы (включая кабину, кузов, несилловые элементы);

$G_{дв}$ – вес приводного двигателя с обслуживающими его системами;

$G_{тр}$ – вес силовой передачи (трансмиссии);

G_T – вес топлива и баков;

G_k – вес колесного хода (включая и подшипниковые узлы колес);

G_a – вес системы поддрессирования (амортизации);

$G_{\text{доп}}$ – вес дополнительного оборудования и неучтенных элементов;

G_n – вес перевозимого груза (для специальных машин с дополнительными механизмами, узлами и системами, необходимыми для выполнения определенных операций с грузом; вес этих механизмов, узлов и систем включен в вес полезной нагрузки).

Разделив левую и правую части уравнения (7.1) на полный вес машины G , получим то же уравнение в относительных величинах

$$1 = \xi_p + \xi_{\text{дв}} + \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{т}} + \xi_{\text{к}} + \xi_a + \xi_{\text{доп}} + \xi_n. \quad (7.2)$$

Для определения относительного веса рамы $\xi_p = G_p/G$ можно пользоваться формулой, полученной при условии, что рама машины представляет собой балку прямоугольного сечения, свободно опертую на две опоры, расстояние между которыми равно базе машины, и нагруженную равномерно распределенной нагрузкой от полного веса машины, т. е.

$$\xi_p = \frac{G_p}{G} = 0,75 K_1 \frac{L^2 \gamma}{h[\delta]}, \quad (7.3)$$

где K_1 – коэффициент перегрузки, принимаемый по условиям движения или определяемый по допустимой перегрузке перевозимого груза (обычно задается в качестве исходных данных);

L – база машины, см (определяется габаритами перевозимого груза и компоновкой его на машине);

h – высота рамы, см (выбирается конструктором, а для ориентировочных расчетов может быть принята в пределах $h = (0,03...0,6)L$;

γ – удельный вес материала, кг/см³ (назначается конструктором);

$[\delta]$ – допускаемые напряжения для выбранного материала, кг/см².

Для машин с общепринятой компоновкой, не имеющих кузова (колесные седельные тягачи и т. п.) и выполненных из стали, относительный вес рамы с учетом кабины колеблется в пределах

$$\xi_p = 0,07 \dots 0,10.$$

Для машин с открытым грузовым кузовом (машин общего назначения, самосвалов и т. п.) относительный вес рамы с учетом кузова в 1,6...4 раз больше, чем подсчитанный по выражению (7.3).

Как видно из выражения (7.3), относительный вес рамы зависит в основном от длины базы машины, материала рамы и принятого для расчета коэффициента перегрузки.

База машины, которая зависит от габаритов перевозимого груза (длины груза) и количества колес машины, определяется общей компоновкой машины и может быть назначена по эскизному компоновочному чертежу.

Для уменьшения веса рамы в качестве конструкционного материала можно использовать алюминиевые сплавы, что позволили снизить вес рамы в 1,5...2,0 раза.

Относительный вес силовой установки (двигателя) $\xi_{дв} = G_{дв}/G$ может быть получен из выражения для удельного веса двигателя

$$G_{уд.дв} = G_{дв}/N_{дв}, \text{ кг/л.с.},$$

заменяв в нем $N_{дв}$ через параметры движения машины, будем иметь

$$N_{дв} = \frac{G\Psi_{мин}V_{макс}}{270\eta_{тр}}.$$

Тогда после несложных преобразований получим

$$\xi_{дв} = K_2 \frac{G_{уд.дв} \Psi_{мин} V_{макс}}{270\eta_{тр}}, \quad (7.4)$$

где K_2 – коэффициент, учитывающий вес узлов крепления и систем, обслуживающих силовую установку, может приниматься в пределах $K_2 = 1,2 \dots 1,5$;

$G_{\text{уд.дв}}$ – удельный вес двигателя в кг/л.с. принимаем в пределах:

а) для газотурбинных двигателей с теплообменником

$$G_{\text{уд.дв}} = 1,1 \dots 2,0 \text{ кг/л.с.};$$

б) для газотурбинных двигателей без теплообменника (двигатели большой мощности)

$$G_{\text{уд.дв}} = 0,3 \dots 0,8 \text{ кг/л.с.};$$

в) для карбюраторных двигателей

$$G_{\text{уд.дв}} = 0,8 \dots 0,25 \text{ кг/л.с.};$$

г) для дизельных двигателей

$$G_{\text{уд.дв}} = 2,0 \dots 4,0 \text{ кг/л.с.};$$

$\Psi_{\text{мин}}$ – минимальный коэффициент сопротивления движению назначается конструктором по исходным данным, обычно $\Psi_{\text{мин}} = 0,04 \dots 0,06$;

$V_{\text{макс}}$ – максимальная (расчетная) скорость движения машины, км/ч;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии можно принимать в пределах:

а) для механических трансмиссий

$$\eta_{\text{тр}} = 0,9 \dots 0,6;$$

бóльшие значения относятся к трансмиссиям с одной ведущей осью, а меньшие – для многоосных машин со всеми ведущими колесами;

б) для электрических трансмиссий

$$\eta_{\text{тр}} = 0,7 \dots 0,8;$$

в) для объемных гидравлических трансмиссий

$$\eta_{\text{тр}} = 0,75 \dots 0,85.$$

Относительный вес силовой передачи (трансмиссии) $\xi_{\text{тр}} = G_{\text{тр}} / G$ может быть определен по выражению, аналогичному выражению (7.4)

$$\xi_{\text{тр}} = K_3 \frac{G_{\text{уд.тр}} \Psi_{\text{мин}} V_{\text{макс}}}{270 \eta_{\text{тр}}}, \quad (7.5)$$

где K_3 – коэффициент, учитывающий вес двигателя крепления и вспомогательного оборудования силовой передачи, может приниматься в пределах $K_3 = 1,1 \dots 1,3$;

$G_{\text{уд.тр}}$ – удельный вес трансмиссии в кг/л.с. зависит от типа трансмиссии диапазона регулирования и других факторов. Для ориентировочных расчетов принимаем:

а) для механических трансмиссий в зависимости от количества ведущих осей и скорости движения по графику (рис. 6.1);

б) для электрических трансмиссий постоянного тока

$$G_{\text{уд.тр}} = 15 \dots 18 \text{ кг/л.с.};$$

в) для электрических трансмиссий переменного тока

$$G_{\text{уд.тр}} = 10 \dots 12 \text{ кг/л.с.};$$

г) для объемных гидравлических трансмиссий

$$G_{\text{уд.тр}} = 4 \dots 8 \text{ кг/л.с.}$$

Относительный вес топлива $\xi_{\text{т}} = G_{\text{т}} / G$ может быть подсчитан по выражению

$$\xi_{\text{т}} = K_4 \frac{g_e \Psi_{\text{ср}} S}{270 \eta_{\text{т}}}, \quad (7.6)$$

где K_4 – коэффициент, учитывающий вес топливных баков и арматуры, обычно $K_4 = 1,2 \dots 1,3$;

g_e – удельный расход топлива в кг/л.с.ч и может приниматься в пределах:

а) для газотурбинных двигателей с теплообменником

$$g_e = 0,2...0,25 \text{ кг/л.с.ч};$$

б) для газотурбинных двигателей без теплообменника

$$g_e = 0,24...0,3 \text{ кг/л.с.ч};$$

в) для карбюраторных двигателей

$$g_e = 0,2...0,25 \text{ кг/л.с.ч};$$

г) для дизельных двигателей

$$g_e = 0,18...0,22 \text{ кг/л.с.ч},$$

$\Psi_{\text{ср}}$ – среднее значение коэффициента сопротивления движению, обычно принимают $\Psi_{\text{ср}} = 0,8...0,12$;

S – запас хода, км.

Для определения относительного веса колес машин $\xi_k = G_k/G$ может быть рекомендована следующая формула

$$\xi_k = K_5 \frac{\xi_{\text{ш}}}{\Psi_k}, \quad (7.7)$$

где K_5 – коэффициент, учитывающий вес подшипниковых узлов, ступиц, рычагов управления поворотом, тормозов и т. п., может приниматься в пределах $K_5 = 1,3...2,6$;

$\xi_{\text{ш}}$ – относительный вес шины, представляющий собой отношение веса шины к грузоподъемности колеса, колеблется в пределах $\xi_{\text{ш}} = 0,04...0,045$. Технические характеристики шин приведены в табл. 7.1;

Ψ_k – коэффициент перегрузки, представляющий собой отношение действительной нагрузки на колесо к грузоподъемности шины. Для ориентировочных расчетов можно принимать $\Psi_k = 1,0$.

Вес системы амортизации машины зависит от типа подвески, рабочего хода амортизации и конструктивных особенностей. Для машин с общепринятой системой подрессоривания относительный вес ее может быть принят в пределах

$$\xi_a = 0,03...0,05. \quad (7.8)$$

Относительный вес дополнительного оборудования можно принимать в пределах

$$\xi_{\text{доп}} = 0,02...0,01. \quad (7.9)$$

Определив, таким образом, относительные величины составляющих элементов машины, можно определить относительный вес полезной нагрузки

$$\xi_{\text{п}} = 1 - \xi_{\text{р}} + \xi_{\text{дв}} + \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{т}} + \xi_{\text{к}} + \xi_a + \xi_{\text{доп}} \quad (7.10)$$

и полный вес машины

$$G = G_{\text{п}} / \xi_{\text{п}}, \quad (7.11)$$

а также веса всех составляющих $G_{\text{р}} = \xi_{\text{р}} G$ и т. д.

Имея данные о полном весе машины и ее составляющих, можно произвести развеску машины, выбрать размеры колес и тип шины, учитывать общую компоновку машины, после чего приступить к расчету ее силовой передачи.

Прежде чем определять основные параметры трансмиссии необходимо принять схему трансмиссии и способ ее регулирования. Схема трансмиссии определяется назначением машины и ее колесной формулой. В дальнейшем изложении предполагаются схемы трансмиссий, построенные по индивидуально-блочному принципу с использованием всех известных способов регулирова

Таблица 7.1

Технические характеристики шин, выпускаемых отечественными заводами

№ пп	Обозна- чение	Модель	Тип шины	Рисунок протектора	Числослов в камере	Обод	Габаритные размеры, мм				Вес шины, кг	Рекомендуемая нагрузка и давление	
							D	H	H_n	$R_{ст}$		нагрузка, кг	внутреннее давление кг/см ²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Для легковых автомобилей													
1	5,20-13	М-61	бескам. и камерная	ПП	4	41	595	136	-	282	7,5	275	1,7
2	5,60-13	М-54	бескамер- ная		4	41	613	138	-	294	-	225	1,4
3	5,60-15	М-45 М-57 М-59	бескам. и камерная	Д	4	4,5К	670	150	-	312	9,5	330	1,7
4	6,40-15	М-50 М-51	камерная	У, ПП	4	4,5К	698	160	-	331	13,5	360	1,7
5	6,70-15	Я-127 И-194	бескам. и камерная	Д	4	5К	718	175	-	335	13,5	480	1,8
6	7,00-15	И-89	камерная	Д	6	6	745	196	-	352	18,7	605	2,5
7	8,20-15	Я-153	бескам.	Д	4	6	760	205	-	335	16	643	1,7
8	8,40-15	Я-192	камерная	ПП	6	6	776	215	-	360	19	750	2,0

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
9	8,90-15	И-177	бескам.	Д	6	6,5	800	232	-	365	20	840	1,9
10	5,00-16	И-29	камерная	Д	4	3,00	670	130	-	312	-	320	2,1
11	6,00-16	И-77	-«-	Д	4	4,00Е	728	160	-	343	14,7	460	2,2
12	6,50-16	Я-13	-«-	ПП	6	4,50Е	758	172	-	357	21	550	2,5
13	6,50-16	Я-101	-«-	ПП	6	4,50Е	765	172	-	362	21	550	2,5
14	7,50-16	Я-14	-«-	Д	6	5,00	793	200	-	375	25	785	2,5
Для грузовых автомобилей													
15	7,50-20	М-7 Я-38	-«-	Д	8	5,005	923	203	215	436	39	100	4,0
16	7,50-20	М-9	-«-	ПП	8	5,00	935	205	220	445	42	1000	4,0
17	7,50-20	Я-44	-«-	У	8	5,00	933	207	215	443	-	1000	4,0
18	200-20	И-138	-«-	У	8	5,00	937	210	220	445	50	1000	4,0
19	200-20	И-124	-«-	У	10	5,00	963	218	230	456	50	1200	5,0
20	9,75-20	Я-42	-«-	ПП	12	6,00Т	996	253	264	467	68	1700	5,0
21	10,00-18	И-110	-«-	У	12	6,00Т	995	260	270	465	-	1700	5,0
22	10,00-18	ИК-7	-«-	У	12	6,00Т	1010	260	272	480	-	1700	5,0
23	10,00-18	ИК-8	-«-	ПП	12	6,00Т	1017	260	272	484	68	1700	5,0
24	8,25-15	И-83	-«-	Д	14	5,00	835	212	225	390	-	2018	7,0
25	8,25-20	М-36	-«-	Д	14	6,00Т	978	228	-	460	-	2400	7,0
26	8,25-20	И-94	-«-	ПП	10	5,00	976	219	292	463	53	1300	4,5
27	9,00-15	Я-92	-«-	Д	14	6,00Т	875	240	250	405	-	2350	6,7

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
28	9,00-20	М-13 М-14 Я-37	камерная	Д	10	6,00Т	1014	250	260	478	-	1550	4,5
29	9,00-20	М-15	-«-	ПП	10	6,00Т	1026	257	268	485	62	1550	4,5
30	260-20	И-125 И-202 И-203	-«-	У	8	6,00Т	1040	260	270	490	62	1550	4,5
31	10,00-20	М-25	-«-	Д	12	7,33	1058	280	290	500	72,5	1800	5,0
32	10,50-20	Я-6 И-30	-«-	Д	12	7,33	1065	268	282	500	-	2050	5,0
33	11,00-20	Я-145	-«-	Д	12	6,00Т	1065	280	290	500	73,5	2050	5,0
34	12,00-20	И-66	-«-	Д	14	7,33	1125	315	327	529	100	2400	5,5
35	12,00-20	И-78	-«-	ПП	14	8,37	1133	321	333	535	100	2400	5,5
36	12,00-20	Я-53	-«-	У	14	8,37	1125	315	-	529	100	2400	5,5
37	320-20	И-160	-«-	Д	14	8,37	1125	319	329	525	83	2450	5,25
38	320-508	В-40	-«-	С	16	8,37	1145	325	-	-	-	2500	5,5
39	330-20	И-142	-«-	ПП	12-14	8,37	1170	328	340	551	105	2400	5,0
40	14,00-20	Я-61	-«-	У	18	8,37	1233	355	-	-	-	3480	5,6
41	15,00-20	Я-90	-«-	У	18	11,25	1285	400	-	595	134	4000	4,0
42	17,00-32	И-128	-«-	ПП	22-24	13	1740	450	-	-	340	7800	4-5,0
43	18,00-32	И-137	-«-	ПП	22	13	1795	495	-	-	348	8200	4,25
44	27,00-33	В-34	-«-	ПП	24	19,5-33	2255	740	-	-	-	13500	2,8

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Бескамерные шины													
45	8-17,5	Я-165	бескамерная	ПП	6	глубокий 5,25x17,5	806	193	198	389	-	740	3,25
46	8,22-5	И-237	-«-	У	8	5,25x22,5	940	196	201	451	-	1000	4,0
47	260-22,5	И-195	-«-	У	10	6,75x22,5	1058	267	277	498	60	1550	4,5
48	300-22,5	И-243	-«-	Д	14	8,25x22,5	1120	295	310	526	-	2450	5,25
49	12,00-21	И-236	-«-	ПП	14	8,50x21	1178	328	342	555	-	2450	5,25
50	12,00-21	И-241	-«-	Д	14	8,50x21	1144	322	337	540	-	2500	5,5
Шины с регулируемым давлением													
51	9,00-16	И-229	-«-	ПП	4	6,5	886	246	256	418	-	700	2,5
52	11,00-18	И-143		ПП	10	8,0	1045	305	315	485	-	1650	3,5
53	12,00-18	И-111		ПП	8	9,0	1090	327	340	507	69	1580	3,0
54	12,00-20	И-178		ПП	8	9,0	1140	328	342	535	71	1700	3,0
55	13,00-18	И-112		ПП	8	9,0	1144	350	368	530	-	1580	2,5
56	13,00-20	И-176		ПП	8	9,0	1214	358	380	560	-	1800	2,5
57	14,00-20	ОИ-25		ПП	10	10,0	12,7	8387	404	595	124	2500	3,2
58	16,00-20	И-159		ПП	8	11,5	1390	438	457	635	-	1900	1,5
59	18,00-24	И-170		ПП	12	13	1608	508	542	733	-	3500	2,0
60	18,00-24	И-170		ПП	16	13	1598	492	540	726	-	4250	2,0
61	18,00-25	В-72		ПП	16	13	1620	500	-	-	-	5500	2,8

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Широкопрофильные шины													
62	940x350	В-65		У	10	254-508	931	333	-	446	-	1875	3,5
63	100x350x x508	КИ-31		У	10	300-508	990	350	-	459	-	2750	4,0
64	1100x500x x508	ИМ-94		У	8	450-508	1100	510	-	495	-	3600	3,8
65	1200x500x x508	И-247А		У	8	400-508	1178	460	-	547	-	3000	3,5
66	1100x400x x457	КИ-30		ПП	6	300-457	1090	400	-	496	-	1500	2,0
67	1150x420x x508	ИМ-79		ПП	8	360-508	1150	420	-	520	-	1750	2,5
68	1150x450x x457	КИ-20		ПП	6	300-457	1150	450	-	523	-	1500	1,75
69	1200x500x x508	И-247		ПП	8	400-508	1186	466	-	547	-	3000	3,5
70	1400x550x x533	ЯИ-225		ПП	8	460-533	1380	551	-	-	-	2500	2,0
71	1500x600x x635	И-П23		ПП	10	500-635	1511	600	-	-	-	5000	3,5
72	800x320x x444	Я-198		ПП	4	специ- альный	810	312	-	370	-	600	1,2

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Низкопрофильные шины и шины типа Р													
73	940x300	В-20		У	8-10	специ- альный	945	315	-	-	56	2000	3,5
74	1100x520	В-33		У	8-10	-«-	1055	540	-	-	95	3600	2,0
75	200x20	-		-	10	5,0	945	205	-	-	-	1000	4,7
76	8,25-20	-		-	10-14	6,5В	972	233	-	-	-	1300	5,25
77	260-20	-		-	9	7,0	1020	260	-	-	-	1800	5,75
78	12,00-20	-		-	11-12	8,5В	1120	315	-	-	-	2700	6,5
Арочные шины и пневмокотки													
79	1000x600	ОИ-28		ПП	6	специ- альный	1045	600	-	-	-	2000	1,4
80	1000x600	И-233		ПП	6	-«-	1045	600	-	478	-	2000	1,4
81	1000x650	И-182		ПП	6	-«-	1035	650	-	442	-	2000	1,4
82	1060x600	В-23		ПП	8	-«-	1029	600	-	472	-	2400	1,8
83	1140x70	Я-170А		ПП	8	-«-	1140	695,5	-	500	-	3000	1,4
84	1500x840	И-185		ПП	6	-«-	1563	840	-	716	-	3000	1,4

Окончание таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
85	1000x1000x x205	И-245		ПП	4	пнев- мокаток	1000	1000	-	427	-	2000	0,9
86	24x36x6	И-220		ПП	4	-«-	636	913	-	220	-	500	0,5
87	1200x1200x x500	Я-194		ПП	4	-«-	1200	1200	-	-	-	2000	0,4

Примечание.

1. Рисунок протектора: Д – дорожный; У – универсальный; ПП – повышенной проходимости;
С – специальный.

2. Габаритные размеры: D – диаметр; H – ширина; H_n – ширина под нагрузкой; $R_{ст}$ – статический радиус под нагрузкой.

Предварительный расчет передачи ведется в следующей последовательности.

1. По графику (рис. 6.2) и заданной максимальной скорости движения, а также принятым минимальному и максимальному динамическим факторам (или соответственно минимальному и максимальному коэффициентам сопротивления движению) определяется необходимая удельная мощность, передающаяся на ведущие колеса машины, диапазон регулирования, по величине которого назначается тип редуктора мотор-колес и диапазон регулирования по насосам и моторам в соответствии с принятым типом редуктора. При диапазоне регулирования 5-6 двухскоростные редукторы, как более сложные, можно не применять.

2. В соответствии с принятой схемой и предполагаемыми типами гидроагрегатов назначаются коэффициенты полезного действия элементов передачи на расчетном режиме и определяется к.п.д. трансмиссии.

3. По необходимой удельной мощности КПД трансмиссии определяется необходимая мощность приводного двигателя, подбирается двигатель и выписываются его данные для расчетного режима

$$N_e = (N_{уд} G) / \eta_{тр}, \text{ л.с.} \quad (7.12)$$

Мощность приводного двигателя может быть подсчитана непосредственно по принятому минимальному коэффициенту сопротивления и максимальной скорости движения $v_{\text{макс}}$ после определения КПД трансмиссии

$$N_e = (G \Psi_{\text{мин}} v_{\text{макс}}) / (270 \eta_{тр}), \text{ л.с.} \quad (7.13)$$

4. Определяется мощность на ведущих колесах машины

$$N_{\text{к.макс}} = (G \Psi_{\text{мин}} v_{\text{макс}}) / (270) \text{ л.с.} \quad (7.14)$$

5. Выбирается схема трансмиссии и определяется количество моторов, обеспечивающих движение с максимальной скоростью.

6. Определяется мощность, передаваемая на колесо одним мотором

$$N_{н.мин} = N_{к.макс} / z_{м.мин}, \text{ л.с.} \quad (7.15)$$

7. Определяется максимальная мощность мотора, которую он должен передавать на колесо

$$N_{м.макс} = N_{м.мин} d_n, \text{ л.с.} \quad (7.16)$$

8. Подбирают мотор. Так как мощность подобранного мотора, как правило, не соответствует мощности рассчитанной по выражению (7.16), то одна из переменных задается, а вторая определяется. Обычно задается максимальное давление $p_{макс}$.

9. Определяют минимальное давление в системе по принятому диапазону регулирования по насосам

$$\Delta p_{мин} = \Delta p_{макс} / d_n, \text{ кг/см}^2. \quad (7.17)$$

10. Определяют минимальный момент при работе минимального количества моторов на минимальном давлении

$$M_{мин} = 1,59 z_{м.мин} q_m \Delta p_{мин} \eta_{кр} \eta_{м.мех}, \text{ кгм.} \quad (7.18)$$

11. Определяют потребный момент на колесах по условиям движения

$$M_{к.мин} = \Psi_{мин} G R_n, \text{ кгм.} \quad (7.19)$$

12. Определяют передаточное число редуктора первой передачи

$$i_{кр1} = M_{к.мин} / M_{м.мин}.$$

13. Находят потребную частоту вращения моторов

$$\Pi_{м.макс} = (v_{макс} i_{кр1}) / (0,377 R_k), \text{ об/мин.} \quad (7.20)$$

14. Определяют суммарную теоретическую подачу всех насосов

$$Q_{т \Sigma н} = \Pi_{м.макс} q \frac{z_m}{\eta_{об.н} \eta_{об.н}}, \text{ л/мин.} \quad (7.21)$$

15. Затем находят теоретическую подачу одного насоса

$$Q_{\text{тн}} = \frac{Q_{\text{т}} \sum H}{\sum H}, \text{ л/мин} \quad (7.22)$$

и подбирают типоразмер насоса.

16. Для согласования расхода определяют обороты его вала

$$n_{\text{н.макс}} = \frac{Q_{\text{тн}}}{q_{\text{н}}}, \text{ об/мин.} \quad (7.23)$$

17. Подсчитывают КПД. и сравнивают мощности

$$N_e = G \Psi_{\text{мин}} v_{\text{макс}} / (270 \eta_{\text{тр}}), \text{ л.с.} \quad (7.24)$$

$$N_e = \Delta p_{\text{мин}} q_{\text{н}} \Pi_{\text{н.макс}} z_{\text{н}} / (450 \eta_{\text{пр}} \eta_{\text{мех.н}}), \text{ л.с.} \quad (7.25)$$

18. Далее последовательно определяют значения Φ и V при минимальном и максимальном давлениях в системе и соответствующие им значения частоты вращения насосов и моторов при полном использовании мощности двигателя. Расчеты повторяют при подключении следующих групп моторов, последние не вступают в работу. При подключении последующей группы моторов для увеличения тягового усилия минимальный перепад давления в момент подключения определяется из равенства моментов до и после включения, частоты вращения насосов – из равенства мощностей, а частоты вращения моторов – из равенства расходов.

19. Далее аналогично производится расчет для второй передачи редукторов мотор-колес.

Минимальный момент при $\Delta p_{\text{мин}}$ и $z_{\text{м.мин}}$ на колесах машины определяется по $\Psi_{\text{макс}}$, который получился в результате расчета трансмиссии на первой передаче.

Результаты всех расчетов сводятся в таблицу, по которой строится тяговая характеристика машины.

По максимальным утечкам подбирается насос подпитки и по максимальной подаче насосов определяется емкость бака для масла. Для замкнутых систем считается достаточным иметь бак емкостью 0,3...0,5 от минутной подачи насосов

$$V_{\text{б}} = (0,3...0,5) Q_{\text{н}}, \text{ л.} \quad (7.26)$$

По полученным значениям $i_{\text{крI}}$, $i_{\text{крII}}$, $M_{\text{к.макс}}$, $n_{\text{к.макс}}$ рассчитывается редуктор мотор-колеса. Определяются сечения предохранительных клапанов, фильтров и магистралей, а также режимы работы гидроагрегатов и тепловой режим работы трансмиссии.

Потери мощности в гидроприводе преобразуются в тепло, которое должно быть рассеяно в окружающую среду. Количество тепла, выделяемое гидроприводом, пропорционально потере мощности и подсчитывается по формуле

$$Q = N_e (1 - \eta_{\text{тр}}) \frac{75}{427}, \text{ ккал/с} \quad (7.27)$$

или

$$Q = 3600 N_e (1 - \eta_{\text{тр}}) \frac{75}{427}, \text{ ккал/ч.} \quad (7.28)$$

Это тепло расходуется на нагрев масла, циркулирующего в гидроприводе, и самого гидропривода. Вследствие утечек и непрерывной подпитки системы циркуляции происходит обмен масла, находящегося в блоке насосов и замкнутой гидросистеме. Например, при общем количестве масла 20 л, утечках около 3% и полной производительности насосов около 200 л/мин указанный обмен масла произойдет за 3,0...3,5 мин работы гидропривода. В связи с этим масло будет выполнять роль переносчика тепла от нагретых частей к поверхности охлаждения гидропривода. Через внешнюю поверхность агрегатов и деталей гидропривода тепло будет рассеиваться в окружающую среду. При правильно подобранной поверхности гидропривода по истечении некоторого времени непрерывной работы наступит тепловое равновесие, при котором в окружающую среду будет рассеиваться столько же тепла, сколько его выделяется в гидроприводе, при этом температура масла установится и будет постоянной независимо от продолжительности дальнейшей работы.

Задача теплового расчета гидравлической трансмиссии состоит в том, чтобы обеспечить условия, при которых установившаяся

температура масла при самых тяжелых и невыгодных условиях работы трансмиссии будет ниже допустимой.

Установившаяся температура масла может быть определена из выражения

$$Q = kF(t_{\text{уст}} - t_0), \quad (7.29)$$

где $k = \frac{1}{(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)}$ – коэффициент теплопередачи;

α_1 – коэффициент теплоотдачи масла, ккал/м·град·ч;

α_2 – коэффициент теплоотдачи воздуха, ккал/м·град·ч;

δ – средняя толщина стенок, через которые происходит теплоотдача, м;

λ – коэффициент теплопроводности стенок магистральных труб и бака, ккал/м·град·ч;

F – поверхность охлаждения гидропривода, м²;

$t_{\text{уст}}$ – установившаяся температура масла, град;

t_0 – температура окружающей среды, град;

отсюда

$$t_{\text{уст}} = \frac{Q}{kF} + t_0. \quad (7.30)$$

Это выражение можно использовать при необходимости определить установившуюся температуру масла в гидроприводе, но оно не выражает связи между временем и температурой нагрева.

Для получения зависимости нагрева масла от времени работы составим уравнение теплового баланса

$$Qd\tau = GC_m dt + kF(t - t_0) d\tau, \quad (7.31)$$

где $Qd\tau$ – количество тепла, выделяемое гидроприводом за время $d\tau$;

$GC_m dt$ – количество тепла, затрачиваемое на нагрев гидропривода на температуру dt (здесь G – вес гидропривода, C_m – средняя теплоемкость материалов, из которых изготовлен гидропривод);

$kF(t - t_0) d\tau$ – количество тепла, рассеиваемое в пространстве за время $d\tau$.

Для решения уравнения выполним следующие преобразования

$$\frac{GC_m}{kF} dt = \left[\frac{Q}{kf} - (t - t_0) \right] d\tau.$$

Для удобства интегрирования сделаем подстановку

$$\frac{Q}{kf} - t + t_0 = z,$$

отсюда

$$- dt = dz,$$

тогда

$$d\tau = - \frac{GC_m}{kF} \frac{dz}{z}$$

и

$$\tau = \left| \frac{GC_m}{kF} \ln z \right|_{t_0}^t.$$

Подставляя пределы интегрирования, получим

$$\tau = \frac{GC_m}{kF} \ln \frac{Q}{kf} - \frac{GC_m}{kF} \ln \left(\frac{Q}{kf} + t_0 - t \right).$$

Преобразуя последнее выражение и решая его относительно t , получим зависимость температуры нагрева масла от времени работы гидропривода

$$t = \frac{Q}{kF} \left(1 - \frac{1}{\exp\left(\frac{\tau k F}{GC_m}\right)} \right) + t_0. \quad (7.32)$$

Уравнение (7.32) является уравнением экспонентной кривой. Температура масла, достигнув некоторого значения τ , устанавливается постоянной и при дальнейшей работе гидропривода не увеличивается.

Для примера подсчитаем температуру нагрева масла в зависимости от времени работы для трансмиссии, рассчитанной на передачу мощности $N_e = 18,7$ л.с. при полном к.п.д. $\eta = 0,7$.

Исходные данные:

- количество тепла, выделяемое гидроприводом в час:

$$Q = (3600 \cdot 75 \cdot 18,7(1 - 0,7))/427 = 3550 \text{ ккал/ч};$$

- вес гидропривода с маслом $G = 151$ кг;
поверхность охлаждения, включая и трубопроводы, $F = 1,01 \text{ м}^2$;
- средняя теплоемкость гидроагрегатов

$$C_m = \frac{C_M G_M + C_\alpha G_\alpha}{G_M + G_\alpha} = \frac{15 \cdot 0,4 + 136 \cdot 0,115}{15 + 136} = 0,143 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град},$$

где $C_M = 0,4$ ккал/кг·град (теплоемкость масла);

$C_\alpha = 0,115$ ккал/кг·град (теплоемкость стали);

$G_M = 15$ кг (вес масла);

$G_\alpha = 136$ кг (вес гидропривода);

- температура окружающего воздуха $t_0 = 0$;
- коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)}$$

определяется по справочным величинам входящих в него коэффициентов

$\alpha_1 = 1000$ ккал/м·град·ч (для масла);

$\delta = 0,004$ м (в среднем);

$\lambda = 54$ ккал/м²·град·ч (для стали);

$\alpha_2 = 50$ ккал/м²·град·ч (при скорости обдувания $v = 10$ м/с,

что соответствует скорости движения $v = 36$ км/ч).

С учетом принятых величин

$$k = \frac{1}{(1/1000 + 0,004/54 + 1/50)} = 47,4 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{ч}}.$$

Тогда температура нагрева по формуле (7.32) в зависимости от времени

$$t = \frac{3550}{47,4 \cdot 1,01} \left(1 - \frac{1}{2,71^{2,192\tau}} \right).$$

Подставляя различные значения, получим:

0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
50	67,5	74,5	75	75	75

Данный расчет показывает, что при окружающей температуре $t = 0$ тепловой режим гидропривода будет нормальным, поскольку для масел, применяемых в гидроприводах, допускается температура нагрева до 90...95°C. Однако при высоких положительных окружающих температурах около 40...50°C гидропривод будет нагреваться. В связи с этим в конструкции гидропривода должны быть предусмотрены меры по более интенсивному его охлаждению. Такими мерами могут быть: оребрение картеров и трубопроводов, охлаждение бака насосов с помощью специального вентилятора или установка в системе подпитки радиатора для охлаждения масла. Эффективным способом улучшения охлаждения является применение алюминиевых сплавов для изготовления гидромоторов с оребрением.

Для примера рассмотрим расчет объемной трансмиссии транспортного агрегата. Пусть требуется произвести расчет объемной гидравлической трансмиссии транспортного агрегата высокой проходимости для перевозки специального груза при следующих исходных данных.

1. Вес перевозимого груза – $G_{п} = 50$ т.
2. Габариты груза: длина – $L_{гр} = 18$ м; диаметр – $D_{гр} = 2$ м.
3. Допускаемая поперечная перегрузка – $k_1 = 2,0$.
4. Максимальная скорость движения – $v_{\text{макс}} = 60$ км/ч.
5. Максимальная скорость обеспечивается при движении агрегата по дорогам с твердым покрытием.

6. Агрегат предназначен для эксплуатации на грунтовых дорогах в условиях бездорожья.

Коэффициенты качения f и сцепления φ даны в табл. 7.2.

Учитывая большую длину перевозимого груза, агрегат будет выполнять движение по схеме автопоезда, состоящего из тягача и полуприцепа. В этом случае силовая передача может выполнять и функции механизма поворота. Определим в первом приближении полный вес поезда.

Назначаем базу агрегата $L \approx 14$ м.

Материал конструкции рамы – сталь 50:

$$[\sigma] = 3000 \text{ кг/см}^2, \quad \gamma = 0,0078 \text{ кг/см}^3.$$

Высота балки $h \approx 0,04L$, тогда:

$$\xi_p = \frac{0,75k_1L^2\gamma}{h[\sigma]} = \frac{0,75 \cdot 2,0 \cdot 1400^2 \cdot 0,0078}{0,04 \cdot 1400 \cdot 3000} = 0,137.$$

Для определения относительного веса двигателя назначаем:

- тип двигателя газотурбинный без теплообменника

$$G_{\text{уд.дв}} = 0,5 \text{ кг/л.с.};$$

- минимальный коэффициент сопротивления движению

$$\Psi_{\text{мин}} = 0,04;$$

- КПД трансмиссии $\eta_{\text{тр}} = 0,8$;
- коэффициент $K_2 = 1,15$, тогда

$$\xi_{\text{дв}} = \frac{K_2 G_{\text{уд.дв}} \Psi_{\text{мин}} v_{\text{макс}}}{270 \eta_{\text{тр}}} = \frac{1,5 \cdot 0,5 \cdot 0,004 \cdot 60}{270 \cdot 0,8} = 0,008.$$

Для определения относительного веса силовой передачи назначаем:

- удельный вес трансмиссии $G_{\text{уд.св}} = 6 \text{ кг/л.с.};$
- коэффициент $K_3 = 1,2$, тогда

$$\xi_{\text{с.п}} = \frac{K_3 G_{\text{уд.св}} \Psi_{\text{мин}} v_{\text{макс}}}{270 \eta_{\text{с.в}}} = \frac{1,2 \cdot 5 \cdot 0,004 \cdot 60}{270 \cdot 0,8} = 0,08.$$

Для определения относительного веса топлива назначаем: удельный расход топлива $g_e = 0,3$ кг/л.с.; средний коэффициент сопротивления движению $\Psi_{cp} = 0,10$; запас хода по топливу $S = 400$; коэффициент $k_4 = 1,2$, тогда

$$\xi_{с.п} = k_4 \frac{g_e \Psi_{cp} S}{270 \eta_{ср}} = 1,2 \frac{0,3 \cdot 0,1 \cdot 400}{270 \cdot 0,8} = 0,067.$$

Таблица 7.2

Коэффициенты качения и коэффициенты сцепления колес с грунтом в зависимости от дорожных условий

Вид дороги	Коэффициент трения качения, f	Коэффициент сцепления колес с грунтом, φ	
		состояние поверхности	
		сухая	мокрая
1	2	3	4
Асфальт (бетон) в хорошем состоянии	0,015...0,018	0,7...0,8	0,4...0,5
Асфальт (бетон) в удовлетворительном состоянии	0,018...0,02	-	-
Брусчатка	0,017...0,02	0,7...0,8	0,5...0,6
Клинкерное покрытие	0,018	0,7...0,8	-
Булыжное покрытие	0,02...0,024	0,5...0,6	-
Гравийное покрытие	0,02...0,03	0,6...0,7	0,4...0,5
Лед (обледенелая дорога)	0,02	0,1...0,2	-
Сухая укатанная грунтовая дорога:	0,03	0,8	0,5
	на глинистом грунте	0,7	0,4
	на песчаном грунте	0,6	0,3
на черноземе			
Грунтовая дорога после дождя	0,05...0,15	-	0,4...0,5
Снежная укатанная дорога	0,025...0,03	0,1...0,2	-
Луг влажный скошенный	0,08	0,7	-
Луг влажный нескошенный	-	0,5	-

Окончание таблицы 7.2

1	2	3	4
Стерня влажная	0,10	0,5	-
Слежавшаяся пахота	0,12	0,6	-
Свежевспаханное поле	0,18	0,4	-
Песок влажный	0,20	0,4	-
Песок сухой	0,25	0,3	-
Болото	0,25	0,3	-

Задаем далее $K_5 = 1,5$; $\varphi_k = 1,0$; $\xi_{ш} = 0,04$ и определяем

$$\xi_T = K_5 \frac{\xi_{ш}}{\varphi_k} = 1,5 \frac{0,04}{1,0} = 0,06.$$

Задаем $\xi_a = 0,04$ и $\xi_{доп} = 0,02$.

Определяем относительный вес полезной нагрузки

$$\xi_{п} = 1 - 0,137 - 0,008 - 0,08 - 0,06 - 0,04 - 0,02 - 0,067 = 0,588$$

и находим полный вес машины

$$G = \frac{G_{п}}{\xi_{п}} = \frac{50}{0,588} = 85 \text{ т.}$$

Так как агрегат должен эксплуатироваться в трудных дорожных условиях и иметь высокие характеристики проходимости, назначаем максимальный коэффициент сопротивления движению $\varphi_{\max} = 0,6$. Для управления агрегатом с помощью самой трансмиссии выполним его по схеме автопоезда с двухосным короткобазным тягачом и трехосным полуприцепом с неповоротными колесами. Схема агрегата показана на рис. 7.1. При большом количестве ведущих колес и использовании газотурбинного двигателя в трансмиссии можно использовать нерегулируемые агрегаты. Примем для расчета схему трансмиссии индивидуально-блочного типа (см. рис. 7.2) для пятиосной машины.

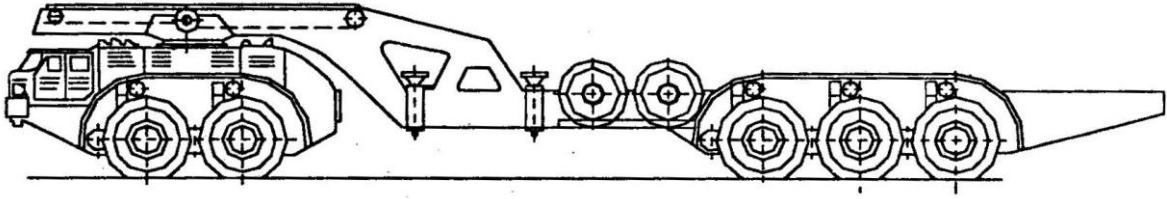


Рис. 7.1. Схема автопоезда

По графику (рис. 6.2) определяем для заданных $\Psi_{\text{мин}}$, $\varphi_{\text{макс}}$ и $V_{\text{макс}}$ удельную мощность $N_{\text{уд}}$ и диапазон регулирования d .

Для указанных условий по графику (рис. 6.2) получаем

$$N_{\text{уд}} \approx 9,5 \text{ л.с./т}; \quad d \approx 15.$$

Назначаем для мотор-колеса двухскоростной редуктор и принимаем $d_{\text{м}} = 2,5$, тогда согласно графику (рис. 6.2) $d_{\text{н}} = 1,55$. Это значит, что для принятой схемы агрегата при движении его с максимальной скоростью мощность приводного двигателя должна потребляться полностью мотор-колесами только двух ведущих осей при давлении в системе, в 1,55 раз меньшем максимально допустимого.

Нагрузка на одно колесо при количестве колес $z_{\text{к}} = 10$ составит

$$G_{\text{к}} = \frac{G}{z_{\text{к}}} = \frac{85}{10} = 8,5 \text{ т.}$$

По каталогу подбираем шину 18,00-30 модель И-137, для которой радиус колеса под нагрузкой можно принять равным $R_{\text{к}} = 0,85 \text{ м}$.

Приступаем к подбору гидромоторов.

Мощность на ведущих колесах агрегата

$$N_{\text{к.макс}} = \frac{\Psi_{\text{мин}} G V_{\text{макс}}}{270} = \frac{0,04 \cdot 85000 \cdot 60}{270} = 755 \text{ л.с.}$$

При двух ведущих осях агрегата по схеме (рис. 7.2) будет работать 16 моторов, т. е. $z_{\text{м.мин}} = 16$. Тогда каждый мотор должен передать на колесо мощность

$$N_{\text{М.МИН}} = \frac{N_{\text{К.МАКС}}}{z_{\text{М.МИН}}} = \frac{755}{16} = 47,2 \text{ л.с.}$$

Но эта мощность должна развиваться мотором при давлении, в 1,55 раз меньшем, чем максимальное. Поэтому для подбора мотора определим максимальную мощность мотора, которую он должен передать на колесо.

$$N_{\text{М.МАКС}} = N_{\text{М.МИН}} d_{\text{Н}} = 47,2 \cdot 1,55 = 73 \text{ л.с.}$$

Эту мощность может передать на колесо мотор М-10 (подбирается по каталогу), который имеет следующие параметры:

$$q_{\text{М}} = 0,128 \text{ л/об}; \Delta p_{\text{МАКС}} = 200 \text{ кг/см}^2; n_{\text{М.МАКС}} = 1500 \text{ об/мин};$$

$$\eta_{\text{об.М}} = 0,96; \eta_{\text{мех.М}} = 0,96.$$

Если КПД колесного редуктора принять равным $\eta_{\text{к.р}} = 0,96$, то мотор может передать мощность на колесо

$$\begin{aligned} N_{\text{М.МАКС}} &= \Delta p_{\text{М.МАКС}} q_{\text{Н}} n_{\text{М.МАКС}} \eta_{\text{об.М}} \eta_{\text{мех.М}} \eta_{\text{кр}} = \\ &= \frac{200 \cdot 0,128 \cdot 1500}{450 \cdot 0,96^{-3}} = 75,5 \text{ л.с.}, \end{aligned}$$

что несколько больше, чем требуется. Окончательно принимаем для дальнейших расчетов мотор М-10 при следующих данных:

$$q_{\text{М}} = 0,128 \text{ л/об}; \Delta p_{\text{МАКС}} = 200 \text{ кг/см}^2;$$

$$\Delta p_{\text{М.МИН}} = \frac{\Delta p_{\text{М.МАКС}}}{d_{\text{М}}} = \frac{200}{1,55} = 129 \text{ кг/см}^2.$$

Момент, который могут передать при этом 16 моторов на колеса,

$$M_{\text{М.МИН}} = 1,59 z_{\text{М}} \Delta p_{\text{М.МИН}} q_{\text{М}} n_{\text{М.МАКС}} = 1,59 \cdot 16 \cdot 129 \cdot 0,128 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 387 \text{ кг},$$

потребный момент на колесах по условиям движения

$$M_{\text{К.МИН}} = \Psi_{\text{МИН}} G R_{\text{К}} = 0,04 \cdot 85000 \cdot 0,85 = 2880 \text{ кгм};$$

передаточное число редуктора на первой передаче

$$i_{\text{кpl}} = \frac{M_{\text{к.мин}}}{M_{\text{м.мин}}} = \frac{2880}{387} = 7,45;$$

потребная частота вращения мотора

$$n_{\text{м.макс}} = \frac{v_{\text{макс}} i_{\text{кpl}}}{0,377 R_{\text{к}}} = \frac{60 \cdot 7,45}{0,377 \cdot 0,85} = 1395 \text{ об/мин.}$$

Определяем необходимую для обеспечения работы моторов при максимальной скорости движения подачу насосов, для чего принимаем $\eta_{\text{об.м}} = 0,96$; $\eta_{\text{об.н}} = 0,96$, тогда теоретическая необходимая подача насоса составит

$$Q_{\Sigma\text{н}} = n_{\text{м.макс}} q_{\text{м}} z_{\text{м}} / \eta_{\text{об.м}} / \eta_{\text{об.н}} = 1395 \cdot 0,128 \cdot 16 / 0,96 / 0,96 = 3100 \text{ л/мин.}$$

Согласно схеме (рис. 7.2) для пятиосной машины количество насосов должно быть равно количеству колес, т. е. $z_{\text{ч}} = 20$. Тогда подача одного насоса должна составить

$$Q_{\text{тн}} = \frac{Q_{\Sigma\text{н}}}{z_{\text{ч}}} = \frac{3100}{20} = 155 \text{ л/мин.}$$

Эту подачу может обеспечить мотор М-10, работающий в режиме насоса. Иначе говоря, вся трансмиссия может быть построена при принятых условиях и указанной схеме на одном типоразмере мотора.

Определяем частоту вращения приводного вала насосов, если $q_{\text{н}} = 0,128$ л/об.

$$n_{\text{ч}} = \frac{Q_{\text{тн}}}{q_{\text{н}}} = \frac{155}{0,128} = 1210 \text{ об/мин.}$$

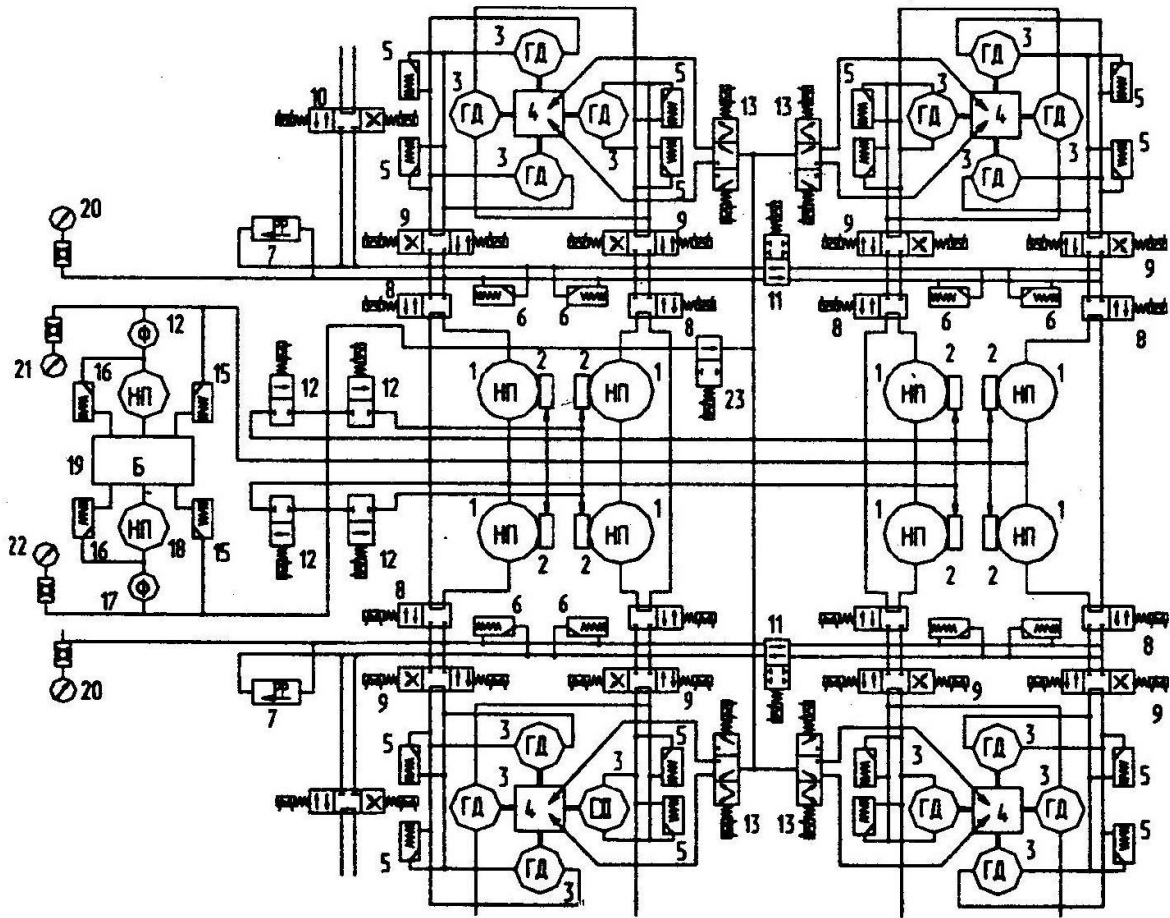


Рис. 7.2. Схема объемной гидротрансмиссии широкого диапазона регулирования для машин большой грузоподъемности с нерегулируемыми гидроагрегатами:

- 1, 14, 18 – насосы; 2 – муфты включения насосов;
 3 – гидромоторы колес; 4 – двухскоростные редукторы колес;
 5, 6, 15 – предохранительные клапаны; 7 – регуляторы расхода;
 8, 9, 10, 11, 12, 13 – электромагнитные клапаны;
 16 – переливные клапаны; 17 – фильтры; 19 – бак;
 20, 21, 22 – манометры

Определяем мощность приводного двигателя, назначив $\eta_{пр} = 0,99$

$$N_e = \frac{\Delta p_{\min} q_n n_{н.макс} Z_n}{450 \eta_{пр} \eta_{мех.н}} = \frac{129 \cdot 0,128 \cdot 1210 \cdot 20}{450 \cdot 0,96 \cdot 0,96} = 937 \text{ л.с.}$$

КПД трансмиссии

$$\begin{aligned}\eta_{\text{тр}} &= \eta_{\text{рр}} \eta_{\text{об.м}} \eta_{\text{мех.м}} \eta_{\text{об.н}} \eta_{\text{мех.н}} \eta_{\text{кр}} = \\ &= 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 0,805\end{aligned}$$

Мощность, передаваемая на колеса,

$$N_{\text{к.макс}} = N_{\text{е}} \eta_{\text{тр}} = 937 \cdot 0,895 = 755 \text{ л.с.}$$

Сравнивая с мощностью $N_{\text{к.макс}}$, полученной в начале расчета, видим, что совпадение практически точное и расчет произведен правильно.

Регулирование трансмиссии при постоянной мощности будем производить за счет изменения частоты вращения при изменении давления в системе и за счет последовательного включения моторов при увеличении сопротивления движению.

Итак, при работе 20 насосов и 16 моторов, давление в системе $\Delta p = 129 \text{ кг/см}^2$, частоте вращения $n_{\text{н}} = 1210$ и $n_{\text{м}} = 1390$ имеем $v_{\text{макс}} = 60 \text{ км/ч}$ и $\Psi_{\text{мин}} = 0,04$.

Очевидно, что при давлении $\Delta p_{\text{макс}} = 200 \text{ кг/см}^2$ сопротивление движению должно возрасти во столько раз, во сколько раз $\Delta p_{\text{макс}}$ больше $\Delta p_{\text{мин}}$. В данном расчете

$$\frac{\Delta p_{\text{макс}}}{\Delta p_{\text{мин}}} = \frac{200}{129} = 1,55 = d_{\text{н}}.$$

Значит при $\Delta p_{\text{макс}} = 200 \text{ кг/см}^2$ сопротивление движению будет соответствовать

$$\Psi = \Psi_{\text{мин}} d_{\text{н}} = 0,04 \cdot 1,55 = 0,062.$$

Если регулирование ведется при постоянной мощности, то в $d_{\text{н}}$ раз должна уменьшаться скорость

$$v = \frac{v_{\text{макс}}}{d_{\text{н}}} = \frac{60}{1,55} = 38,7 \text{ км/ч},$$

при этом частота вращения насосов и моторов составит

$$n_{\text{н}} = n_{\text{н.макс}} / d_{\text{н}} = 1210 / 1,55 = 780 \text{ об/мин};$$

$$n_{\text{м}} = n_{\text{м.макс}} / d_{\text{н}} = 1395 / 1,55 = 900 \text{ об/мин.}$$

Таким образом, диапазон регулирования трансмиссии по насосам исчерпан, и необходимо перейти к регулированию по моторам.

Согласно схеме (рис. 7.2) к системе одновременно подключается не менее четырех моторов. Тогда в момент подключения четырех моторов общее их количество станет равным $z_m = 20$. При этом новое давление в системе определим из равенства моментов до и после включения дополнительных моторов

$$\Delta p_{20\text{мин}} = \Delta p_{16\text{макс}} z_{m1} / z_{m2} = 200 \cdot 16 / 20 = 160 \text{ кг/см}^2,$$

а частоту вращения насосов из равенства мощностей

$$n_n = \Delta p_{\text{мин}} n_{n.\text{макс}} / \Delta p_{20\text{мин}} = 129 \cdot 1210 / 160 = 975 \text{ об/мин.}$$

Частоту вращения моторов находим из равенства расходов жидкости через насосы и моторы

$$n_m = \eta_{\text{об.н}} \eta_{\text{об.м}} \frac{n_n z_n q_n}{z_m q_m} = 0,96 \cdot 0,96 \frac{1210 \cdot 20}{20} = 1115 \text{ об/мин,}$$

при этом в момент подключения Ψ и v остаются прежними

$$\Psi = 0,062; \quad v = 38,7 \text{ км/ч.}$$

Далее подсчитываются параметры передачи при $\Delta p_{\text{макс}} = 200 \text{ кг/см}^2$ и снова производится подключение моторов.

Результаты выполненных расчетов для первой передачи редукторов мотор-колес представлены в табл. 7.3.

Аналогично рассчитываются параметры трансмиссии на второй передаче редукторов мотор-колес.

Минимальный момент на колесах машин на второй передаче

$$M_{\text{мин}} = Y_{\text{мин}} GR_k = 0,15 \cdot 85000 \cdot 0,85 = 10800 \text{ кгм.}$$

Минимальный момент моторов ($z_m = 16$) остается тем же, что и на первой передаче

$$M_{\text{м.мин}} = 387 \text{ кгм.}$$

Передаточное число редукторов на второй передаче

$$i_{\text{кпII}} = \frac{M_{\text{к.мин}}}{M_{\text{м.мин}}} = \frac{10800}{387} = 27,9.$$

Результаты дальнейших расчетов приведены в табл. 7.4.

Таблица 7.3

Результаты расчетов для первой передачи редукторов мотор-колес

Z_H	Z_M	Δp , кг/см ²	Ψ	v , км/ч	n_H , об/мин	n_M , об/мин
20	16	129	0,04	60	1210	1395
20	16	200	0,062	38,7	780	900
20	20	160	0,062	38,7	975	1115
20	20	200	0,0775	31,0	780	718
20	24	166,5	0,0775	31,0	940	720
20	24	200	0,093	25,8	780	598
20	28	171	0,093	25,8	914	600
20	28	200	0,109	22,0	780	512
20	32	175	0,109	22,0	893	557
20	32	200	0,125	19,2	780	487
20	36	178	0,125	19,2	880	450
20	36	200	0,140	17,0	780	398
20	40	180	0,140	17,0	867	400
20	40	200	0,150	15,5	780	358

Таблица 7.4

Результаты расчетов для второй передачи редукторов мотор-колес

Z_H	Z_M	Δp , кг/см ²	Ψ	v , км/ч	n_H , об/мин	n_M , об/мин
20	16	129	0,15	15,5	1210	1395
20	16	200	0,232	10,35	780	900
20	20	160	0,232	10,35	975	1115
20	20	200	0,290	8,30	780	718
20	24	166,5	0,290	8,30	940	720
20	24	200	0,348	6,90	780	598
20	28	171	0,348	6,90	914	600
20	28	200	0,407	5,90	780	512
20	32	175	0,407	5,90	893	557
20	32	200	0,465	5,15	780	487
20	36	178	0,465	5,15	880	450
20	36	200	0,530	4,60	780	398
20	40	180	0,530	4,60	867	400
20	40	200	0,600	4,00	780	358

Величину утечек ΔQ определяем по теоретической подаче насосов и объемным КПД насосов и моторов.

$$Q_{\text{ТН}} = 3100 \text{ л/мин}; \eta_{\text{об.н}} = 0,96; \eta_{\text{об.м}} = 0,96;$$

$$Q_{\text{М}} = Q_{\text{ТН}} \eta_{\text{об.н}} \eta_{\text{об.м}} = 3100 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 2850 \text{ л/мин};$$

$$\Delta Q = Q_{\text{ТН}} - Q_{\text{М}} = 3100 - 2850 = 250 \text{ л/мин.}$$

Назначаем давление подпитки $\Delta p_{\text{подп}} = 10 \text{ кг/см}^2$ и определяем мощность насосов подпитки

$$N_{\text{н.п}} = \frac{\Delta p_{\text{подп}} \Delta Q}{450} = \frac{10 \cdot 250}{450} = 5,55 \text{ л.с.}$$

Далее подбираем насос подпитки и передаточное число редуктора для его привода.

Объем бака назначается в пределах 0,3...0,5 от минутной подачи системы. Принимаем

$$V_{\text{б}} = 0,3 Q_{\text{ТН.макс}} = 0,3 \cdot 3100 = 930 \text{ л.}$$

Рассчитываются фильтры, сечения предохранительных клапанов и внутренние диаметры магистральных и дренажных трубопроводов.

Далее производится расчет теплового режима работы трансмиссии и, если требуется, рассчитывается маслоохладитель.

В качестве насосов системы управления, где требуются большие рабочие давления при малых подачах, можно применять эксцентриковые поршневые насосы типа Г17 (подбираются по каталогу).

Вопросы для самоконтроля

Глава 1

1. Какие функции рабочая жидкость выполняет в гидроприводе?
2. Какие рабочие жидкости применяются в гидросистемах? Их преимущества и недостатки.
3. Назовите основные параметры рабочих жидкостей.
4. В чем заключается явление кавитации в рабочей жидкости?
5. Как явление кавитации в рабочей жидкости сказывается на работе гидравлических приводов?
6. Назовите характеристики рабочей жидкости и ее загрязнителей.
7. Какие причины образования примесей в рабочей жидкости Вы знаете, и как они влияют на состояние гидросистемы и ее элементов?

Глава 2

1. Из каких частей состоит гидропривод? Дайте определение каждой части.
2. Назовите преимущества и недостатки гидроприводов.
3. Составьте принципиальную гидравлическую схему объемного гидропривода.
4. Какая разница между объемными и гидродинамическими гидроприводами?
5. В чем различие между гидромуфтой и гидротрансформатором?
6. Назовите преимущества и недостатки гидропривода с замкнутыми и разомкнутыми контурами циркуляции рабочей жидкости.
7. Какими способами регулирования можно осуществить изменение скорости движения звена объемного гидропривода?

8. Какие способы установки дросселя в схему гидропривода Вы знаете при дроссельном регулировании скорости движения выходного звена?

9. Как классифицируются объемные гидроприводы?

10. Какие весовые характеристики учитываются при оценке гидромашины?

11. Какие требования предъявляются к объемному гидроприводу?

12. Какие преимущества имеют гидродвигатели перед электродвигателями?

13. В чем заключаются преимущества и недостатки объемного гидродвигателя?

14. Какие источники гидравлической энергии применяются в объемном гидравлическом приводе?

15. Расскажите о типовой характеристике объемного насоса.

16. Что входит в номенклатуру основных показателей качества насосов?

17. Какие преимущества и недостатки шестеренных насосов Вы знаете?

18. Как классифицируются шестеренные насосы?

19. Какие преимущества и недостатки винтовых насосов Вы знаете?

20. Какие преимущества и недостатки пластинчатых (шиберных) насосов Вы знаете?

Глава 3

1. Какие группы аппаратов управления гидроприводом Вы знаете?

2. В чем заключаются преимущества золотниковых распределителей по сравнению с гидрораспределителями других типов?

3. Какие виды гидроклапанов по назначению применяются в гидроприводах агрегатов технологического оборудования?

4. В чем заключается назначение дроссельных устройств и их конструктивных схем?
5. Какие фильтрующие элементы используются в гидравлических фильтрах?
6. В чем заключается отличие фильтров грубой и тонкой очистки?
7. Приведите конструктивную схему гидробака.
8. Каким требованиям должен отвечать гидробак?
9. Какие виды труб и шлангов применяются в гидроприводе технологического оборудования?
10. В чем заключается гидравлический расчет трубопровода для гидропривода?
11. Как определяется остаточная деформация эластомерных уплотнителей для неподвижных разъемных соединений?

Глава 4

1. Какими уравнениями могут быть описаны динамические процессы, протекающие в силовом гидроцилиндре?
2. Как определяются объемный, механический и полный КПД силового гидроцилиндра для установившегося режима работы через коэффициенты демпфирования?

Глава 5

1. Какую функцию выполняет сравнивающее устройство в следящем приводе?
2. Сигналы какой физической природы сравниваются в следящих приводах?
3. В каких приводах ошибка слежения будет меньше – в одноцелевых или в многоцелевых приводах?
3. Поясните назначение основных функциональных узлов следящих приводов.
4. По каким характеристикам выбирается аппаратура приводов?

5. Как определить быстродействие и колебательность системы по графику переходного процесса?
6. Что понимается под понятием «проводимость» рабочей щели?
7. Что такое характеристический полином?
8. Можно ли по корням характеристического уравнения судить об устойчивости системы?
9. Как, зная передаточную функцию системы, получить изменение выходного сигнала во времени?

Глава 6

1. Назовите основные преимущества объемных гидropередач, используемых в качестве трансмиссий многоосных машин высокой проходимости по сравнению с механическими передачами.
2. Какими преимуществами обладает автомобильный газотурбинный двигатель по сравнению с дизельным при работе совместно с объемной гидравлической трансмиссией?
3. Как определяется КПД гидравлической трансмиссии?

Глава 7

1. Что входит в предварительный расчет объемной гидротрансмиссии?
2. Как производится тепловой расчет гидротрансмиссии?

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
2. Буренин В.В. Конструкции уплотнений для герметизации неподвижных разъемных соединений в сельскохозяйственном и тракторном машиностроении. – М.: ЦНИИТЭИТРАКТОРОСЕЛЬХОЗМАШ, 1993. – 52 с.
3. Буренин В.В. Уплотнения из резины и других материалов для соединений с вращательным движением машин и механизмов. – М.: ЦНИИТЭИНЕФТЕХИМ, 1994. – 100 с.
4. Буренин В.В., Гаевик Д.Т. Винтовые насосы. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1993. – 80 с.
5. Гидравлика: в 2 т. Т. 2. – Гидравлические машины и приводы: учебник для студ. учреждений высш. проф. образования / В.И. Иванов, И.И. Сазанов, А.Г. Схиртладзе, Г.О. Трифонова. – М.: Изд. центр «Академия», 2012. – 288 с. – (Сер. Бакавриат).
6. Машиностроение. Энциклопедия / ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. Т. IV-2. Электропривод. Гидро- и виброприводы. В 2-х кн. Кн. 2. Гидро- и виброприводы / Д.Н. Попов, В.К. Асташев, А.Н. Густомясов и др.: под общ. ред. Д.Н. Попова. – М.: Машиностроение, 2012. – 304 с.; ил.
7. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учебник для студентов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневматика» / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
8. Приводы автоматизированного оборудования: учебник для машиностроительных техникумов / О.Н. Трифонов, В.И. Иванов, Г.О. Трифонова. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.; ил.
9. Трифонова Г.О., Трифонова О.И. Следящие гидроприводы: учебное пособие. – М.: МАДИ ГТУ, 2012. – 143 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ	4
2. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПЕРЕДАЧИ	16
2.1. Устройство, принцип действия и классификация гидроприводов	16
2.2. Требования, предъявляемые к объемному гидроприводу и его преимущества	35
2.3. Основные параметры, принцип действия и расчетные зависимости роторно-зубчатых, роторно-поршневых, роторно-пластинчатых гидромашин	39
2.4. Прямолинейные гидродвигатели	58
3. АППАРАТЫ УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА	63
3.1. Назначение, принцип действия клапанов и распределителей	63
3.2. Вспомогательное оборудование гидропривода	69
4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ	85
5. СЛЕДЯЩИЙ ГИДРОПРИВОД	91
5.1. Принцип действия следящих приводов	91
5.2. Расчет основных характеристик следящих приводов ..	100
5.2.1. Влияние перекрытий дросселирующих щелей на погрешность позиционирования	100
5.2.2. Энергетический и гидравлический расчет следящих приводов	106
5.2.3. Прочностные расчеты гидроцилиндров	118
5.3. Динамический расчет следящего гидропривода	119
5.4. Следящие системы в приводах автомобилей	133
6. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ ТЯЖЕЛЫХ ТРАНСПОРТНЫХ И БОЕВЫХ МАШИН	157
7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ТЯЖЕЛЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН И АВТОПОЕЗДОВ	176
Вопросы для самоконтроля	211
ЛИТЕРАТУРА	215

Учебное издание

БУРЕНИН Владислав Валентинович
МАЗЛУМЯН Григорий Сергеевич
ПРЕСНЯКОВ Леонид Александрович
ТРИФОНОВА Галина Олеговна
ТРИФОНОВА Ольга Игоревна
ЧАЙКА Роман Владимирович

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ
И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ
СИСТЕМЫ ТРАНСПОРТНЫХ И
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ**

Учебное пособие

Редактор В.В. Виноградова

Подписано в печать 13.06.2017 г. Формат 60×84/16.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 12,4. Уч.-изд. л. 13,1.
Тираж 500 экз. Заказ . Цена 420 руб.

*Ротапринт филиал ФГУП "ЦЭНКИ"-КБТХМ.
105187, Москва, ул. Кирпичная.,32*