

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
КАСПИЙСКИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГИИ И
ИНЖИНИРИНГА ИМ. Ш. ЕСЕНОВА
ИНСТИТУТ НЕФТИ И ГАЗА
КАФЕДРА «Нефтегазовое дело»

М.М. ЧАЖАБАЕВА

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ НЕФТЯНЫХ И
ГАЗОВЫХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ

Ақтау 2011

УДК 622.22(072)
ББК 33.131
Ч12

Рецензенты:

доктор технических наук И.И.ДЖАНЗАКОВ
доктор технических наук Ю.М. КУЛИЕВ
доктор технических наук А.У. Айткулов

Машины и оборудование нефтяных и газовых месторождений: учебное пособие. – Актау: КГУТиИ им. Ш. Есенова, 2011. По специальности 5В070800 – нефтегазовое дело. – Актау, 2011 - 109 с

М.М. Чажабаета

Учебное пособие «Машины и оборудование нефтяных и газовых месторождений» предназначено для студентов специальности 5В070800 – «Нефтегазовое дело», имеет своей целью максимально помочь при самостоятельно проработке курса «Машины и оборудование нефтяных и газовых месторождений», при выполнении как лабораторных и практических работ, так и в изучении теоретической части дисциплины.

Разработано в соответствии с содержанием ГОСО РК, квалификационной характеристикой, рабочим учебным планом специальности 5В070800 - «Технологические машины и оборудование» и отражает основное содержание дисциплины.

Приведены основы теории действия гидравлических и пневматических машин, применяемых при бурении скважин, добыче нефти и газа, поддержании давления в пласте и промысловом транспорте нефти и газа.

Рассчитано для студентов нефтяных вузов и факультетов.

Печатается по решению Республиканской учебно-методической секции по специальности «Нефтегазовое дело» Министерства образования и науки Республики Казахстан при КазНТУ им. Сатпаева

ISBN 978-601-226-087-8

© КГУТиИ им. Ш. Есенова, 2011

ПРЕДИСЛОВИЕ

Целью данной дисциплины «Машины и оборудование нефтяных и газовых месторождений» является получение студентами знаний в области гидропневмомашин и гидропневмоприводов технологических машин, необходимых для дальнейшего изучения специальных дисциплин и практической деятельности по специальности.

Основными задачами изучения дисциплины являются: иметь представление о современном состоянии гидромашиностроения; перспективах развития гидро- и пневмомашиностроения в промышленности; знать структуру гидропневмопривода и характеристики применяемого оборудования, методы расчета и исследования гидропневмопривода; уметь осуществлять выбор гидравлического оборудования и аппаратуры для заданных технологических условий; приобрести практические навыки в составлении гидравлических и пневматических схем, установлении характеристик гидropередач, эксплуатации гидропневмопривода.

Учебное пособие включает курс лекций по дисциплине «Машины и оборудование нефтяных и газовых месторождений» в соответствии ГОСО РК, квалификационной характеристикой, рабочим учебным планом специальности 5В070800 – «Нефтегазовое дело».

Глава 1 ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

1.1 Назначение, главные свойства и схема устройства

Многие исполнительные механизмы и машины действуют при изменяющихся нагрузках. В различных подъемниках, предназначенных для извлечения колонн труб или штанг из скважин, это вызвано изменением статических и динамических нагрузок, действующих на крюк полиспаста. В насосных агрегатах давление изменяется в зависимости от расхода жидкости и сопротивления циркуляционной системы или среды, в которую закачивается жидкость (при цементировании или промывке скважины, гидроразрыве пласта ит.д.).

Давление жидкости на поршни или плунжеры передается посредством крутящих моментов через преобразующий механизм насоса и трансмиссию к валу двигателя.

Двигатель, установленный для привода исполнительных механизмов, обычно мало приспособлен к переменным нагрузкам. Он рассчитан на определенную нагрузку, при которой работает наиболее эффективно. При отклонении значений внешнего крутящего момента, а следовательно, частоты вращения двигателя и его мощности от расчетных, двигатель работает на неэффективных режимах.

1.2 Характеристики гидродинамических передач

Гидродинамические передачи (гидропередачи) состоят из расположенных соосно и предельно сближенных в общем корпусе рабочих органов лопастного насоса и гидравлической турбины. Они передают мощность от двигателя приводимой машине посредством потока жидкости. Жесткое соединение входного и выходного валов при этом отсутствует.

Гидропередачи разделяют на гидродинамические муфты (гидромуфты), которые передают мощность, не изменяя момента, и гидродинамические трансформаторы (гидротрансформаторы), способные изменять передаваемый момент.

Гидромуфты (рис.1.1) и гидротрансформаторы (рис.1.2) состоят из расположенных в общем корпусе 1 лопастных колес – насосного 2, соединенного с валом 5 двигателя, и турбинного 3, соединенного с выходным валом 11.

В гидротрансформаторах между насосным и турбинным колесами устанавливают соединенное с неподвижным корпусом 13 колесо 12 реактора. Лопастные 6 и 9 рабочих колес прикреплены к торообразным направляющим поверхностям (например, 7 и 8). Поверхности образуют рабочую полость гидропередачи, в которой движется поток жидкости (чаще всего маловязкого минерального масла), обтекающий лопасти колес. Внешний вид рабочих органов гидромуфты показан на рис. 1.3.

Гидропередачи (рис.1.1 и 1.2) имеют один или несколько внутренних подшипников 4 для взаимной центровки колес и восприятия осевых сил, а также уплотнение 10, замыкающее корпус.

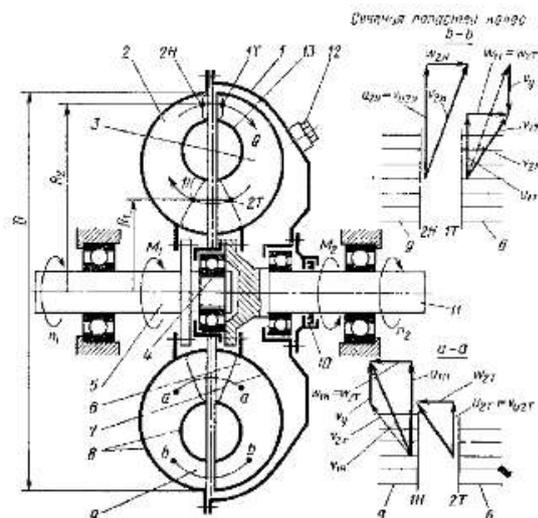


Рисунок 1.1 Схема гидромуфты и потока в ее лопастной системе

Насосное колесо получает энергию от двигателя и посредством своих лопастей сообщает ее потоку жидкости. Поток обтекает лопасти турбинного колеса, приводит его во вращение и сообщает при этом энергию, используемую на выходном валу для преодоления сопротивления приводимой машины (потребителя).

Гидропередачи способны ограничивать момент сопротивления, нагружающего двигатель, и сглаживать пульсации этого момента при пульсирующем изменении сопротивления потребителя. Этим они защищают двигатель и механическую часть трансмиссии от перегрузок и ударных нагрузок, увеличивая их долговечность.

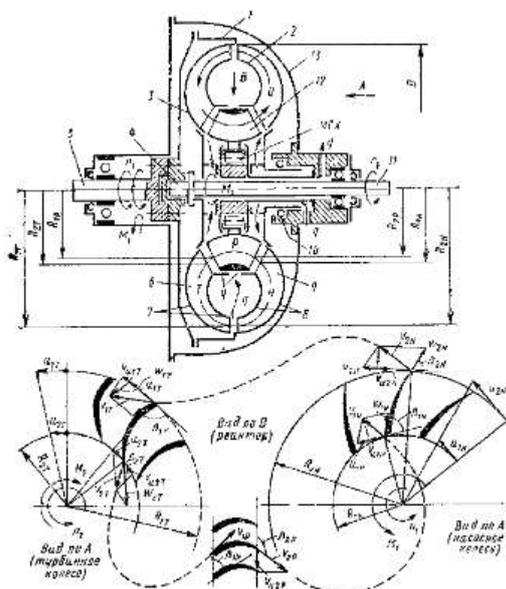


Рисунок 1.2 Схема гидротрансформатора и потока в его лопастной системе

Гидропередачи устраняют также перегрузку двигателей во время пуска, при разгоне приводимых объектов, обладающих большой инерцией, благодаря чему отпадает необходимость завышения установленной мощности двигателей для обеспечения разгона.

Гидротрансформаторы, кроме того, обеспечивают бесступенчатое изменение передаваемого момента в зависимости от изменения частоты вращения выходного вала. При возрастании сопротивления потребителя и, следовательно, при снижении частоты вращения выходного вала передаваемый момент увеличивается. При этом улучшается использование мощности двигателей, повышается производительность машин, устраняется необходимость в коробках зубчатых передач, требующих переключения. Все указанные функции гидropередачи выполняют автоматически без вмешательства человека ил какого-либо управляющего устройства.

Гидродинамическая передача представляет собой комбинацию двух динамических машин — лопастного насоса и турбины, объединенных в круге циркуляции жидкости (рис. 1.4, а). Вал насоса является входным валом трансмиссии, а вал турбины — выходным валом. Отвод насоса, статор турбины и трубопроводы образуют статор передачи, являющийся внешней опорой трансмиссии. Обычно насосное и турбинное колеса помещают в одном корпусе.

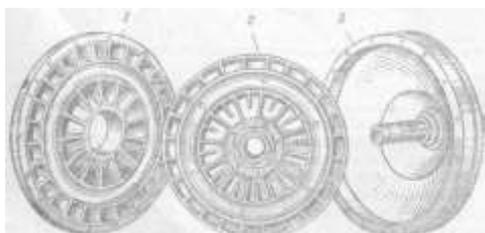


Рисунок 1.3 Рабочие органы гидромuфты: 1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — вращающийся корпус

При этом их неподвижные венцы лопастей объединены в одном лопастном колесе, называемом реактором, а необходимости в трубопроводах отпадает. Реактор может быть расположен не обязательно на выходе из насоса, но и на выходе из турбины (рис. 1.4, б). При отсутствии реактора и, следовательно, опорного момента, передача является гидродинамической муфтой (рис. 1.4, в).

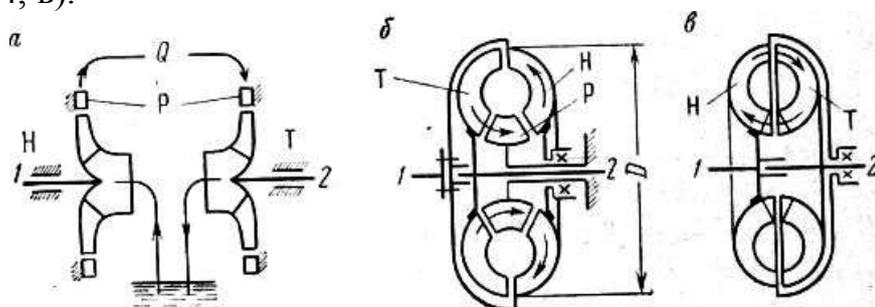


Рисунок 1.4 Схемы гидродинамических передач: а - насос и турбина; б - гидротрансформатор; в - гидромuфта; Н - насосное колесо; Т - турбинное колесо; Р - реактор; 1 - вал входного звена; 2 - вал выходного звена; D — активный диаметр

Главные свойства гидродинамической передачи: бесступенчатость, автоматическое изменение передаточного отношения в зависимости от момента сил сопротивления на выходном валу; при всех изменениях этого момента крутящий момент на валу двигателя может оставаться постоянным или изменяться в заданном диапазоне; зависимость к. п. д. в значительной степени (от нуля до максимума в оптимальном режиме) от передаточного отношения.

Гидродинамический трансформатор обеспечивает: повышение срока службы двигателя, ибо он может работать в одном выгодном режиме и предохраняется от перегрузки; предохранение от перегрузки также механизмов трансмиссии и рабочих органов машины; демпфирование крутильных колебаний, возникающих на одном из валов передачи; улучшение пусковых свойств машин, позволяя приводить их в движение под нагрузкой; получение «ползучих» скоростей вторичного вала и автоматического перехода на режим торможения, что удобно при спуско-подъемных операциях; облегчение труда бурильщика (оператора и др.).

Гидромуфта выполняет указанные функции частично, поскольку преобразования крутящего момента в ней не происходит. С применением гидropередач и упрощением механической части трансмиссии масса многих машин снижается.

К недостаткам гидродинамических передач относятся: более низкий КПД гидротрансформаторов (0,80—0,83 на оптимальном режиме по сравнению с КПД механической передачи 0,93—0,97); гидромуфты имеют максимальный КПД 0,97—0,98, но не трансформируют крутящий момент; КПД гидродинамической передачи снижается, если режим ее работы отличается от оптимального; высокая стоимость по сравнению с механическими передачами; необходимость систем питания и охлаждения.

Гидродинамические передачи не вытесняют механические передачи, а дополняют их там, где это выгодно.

Различают характеристики гидropередачи внешние и внутренние. Для потребителя представляют интерес такие характеристики, которые получают при испытании передачи и связывают между собой ее внешние показатели — крутящие моменты на валах, мощности, частоты вращения и КПД.

Внутренние характеристики связывают расход, скорость и давление рабочей жидкости, удельную работу лопастей турбинного и насосного колес, гидравлические потери, изменяющиеся в зависимости от передаточного отношения. Такие характеристики используют при расчете и проектировании передач.

1.3 Характеристика гидротрансформатора

1. Представим сначала, что при постоянной частоте вращения входного вала n_1 , в последовательности насос — реактор — турбина сохраняется постоянный расход жидкости Q . Это означает, что насос действует в некотором режиме, который характеризуется постоянными Δp_1 , N_1 , M_1 , η_1 (рис. 1.5а, точки t и s), а турбина имеет характеристику, свойственную нормальной осевой

турбине при $Q = idem$ (линия крутящего момента прямая, перепад давления в турбине не зависит от частоты вращения — рис. 1.5, б). Действительно, из очевидного условия $2\pi M_1 n_1 \eta_1 = \Delta p_2 Q$ следует, что $M_1 \equiv \Delta p_2$; кроме того, $N_2 = N_1 \eta$, т.е. $\eta \equiv N_2$.

При этих условиях график внешней характеристики гидропередачи выглядит так же, как график характеристики турбины, если Δp_2 и N_1 заменить соответственно пропорциональными им величинами M_1 и η .

В действительности расход жидкости не остается постоянным, а колеблется из-за изменения перепада давления в турбине. Вследствие колебания расхода кривые характеристики турбины деформируются, но главные особенности сохраняются (рис. 1.4, в). Так, кпд турбины, а следовательно, и кпд передачи равен нулю при остановленной турбине ($n_2 = 0$) и при полной разгрузке (M_2), а в интервале между точками, характеризующими эти режимы, достигает максимума.

Положение точки оптимального режима зависит от конфигурации лопастных венцов гидропередачи. Линия M_2 может быть вогнутой, прямой или выпуклой, а линия M_1 — горизонтальной, падающей или восходящей.

2. На рис. 1.5, в отражена лишь часть полной характеристики гидротрансформатора, кривые которой для постоянной частоты вращения вала насоса построены в трех квадрантах (рис. 1.5, г). Точки линий в первом квадранте соответствуют так называемым тяговым режимам ($M_2 > 0, n_2 > 0$). Продолжения линий моментов во втором квадранте указывают на существование режимов противовращения ($n_2 < 0$). Они появляются, в частности, в процессе спуска груза с включенной гидропередачей, когда крутящий момент от груза превышает «столовый» момент (при $n_2 = 0$). Режимы работы гидропередачи при $M_2 < 0$ (четвертый квадрант) называют обгонными. В этом случае для вращения колеса турбины к валу выходного звена следует приложить момент, совпадающий по направлению с направлением вращения этого вала.

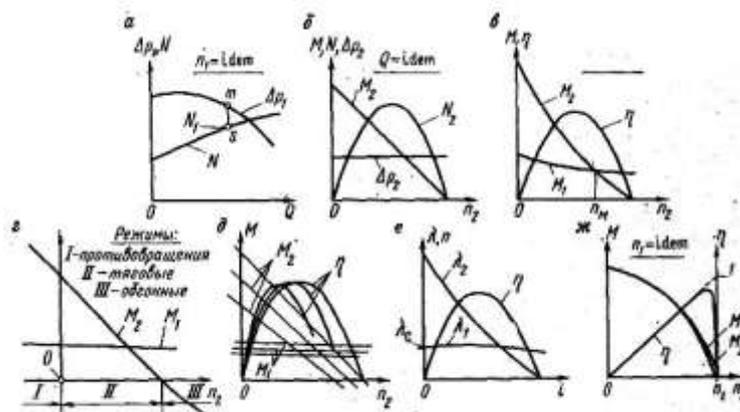


Рисунок 1.5 Характеристики гидродинамических передач

Так же, как и для лопастных насосов, существуют универсальные характеристики гидропередачи, в данном случае зависимости M_1 и M_2 от n_2 при нескольких частотах насосного вала (рис. 1.5,д).

Кривые безразмерной характеристики (рис. 1.5,е) строятся по данным испытания гидропередачи. Вместо кривой M_1 наносят кривую изменения коэффициента момента входного звена $\lambda_1 = M_1 / \rho n_1^2 D^5$, где D — активный диаметр гидропередачи, ρ - плотность жидкости; кривую M_2 заменяют либо кривой коэффициента момента выходного звена $\lambda_2 = M_2 / \rho n_1^2 D^5$, либо кривой коэффициента трансформации $K = M_2 / M_1$. По оси абсцисс откладывают передаточное отношение.

Из безразмерной характеристики, общей для серии геометрически подобных гидропередач, легко получить характеристику конкретной передачи, размер D которой известен, а n_1 и ρ заданы.

Если λ - постоянная, то крутящий момент, нагружающий двигатель, не зависит от нагрузки на выходном валу. При выполнении этого условия характеристику гидропередачи называют непрозрачной. Если же линия λ наклонена, то характеристика называется прозрачной.

1.4 Характеристика гидромуфты

В рабочей полости гидромуфты не предусмотрены неподвижные лопасти, воспринимающие опорный момент, и поэтому $M_1 \approx M_2$. Вместо двух кривых моментов имеется только одна, показывающая изменение n_2 в зависимости от нагрузки (рис. 1.5, ж). Линия M в другом масштабе является линией мощности N_1 на первичном валу. При n_2 приближающейся к n_1 , муфты теоретически стремятся к единице (пунктир). Поскольку в окружающей среде существует трение, то небольшой опорный момент существует; M_1 несколько отличается от M_2 , вследствие чего при $n_2 \approx n_1$ КПД резко снижается до нуля. Оптимальному режиму гидромуфты ($\eta_{\max} = 0.97 - 0.98$) соответствуют передаточные отношения $i_0 = 0.97 - 0.98$.

Контрольные вопросы:

1. Характеристики гидродинамических передач;
2. Характеристика гидромуфты;
3. Характеристика гидротрансформатора;
4. Главные свойства гидродинамической передачи;
5. Дроссель.

Глава 2 ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОДВИГАТЕЛИ

2.1 Основные определения

Насос - гидравлическая машина, в которой механическая энергия, приложенная к выходному валу, преобразуется в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости.

Гидродвигатель - машина, в которой энергия потока рабочей жидкости преобразуется в энергию движения выходного звена. Если выходное звено получает вращательное движение, то такой гидродвигатель называют *гидромотором*, если поступательное, то *силовым цилиндром*.

Гидромашина, которая может работать в режиме насоса или гидромотора, называется *обратимой*.

Рабочий объем гидромашины в насосе - это объем жидкости вытесняемый в систему за один оборот вала насоса; в гидромоторе - объем жидкости, необходимый для получения одного оборота вала гидромотора. Гидромашины изготавливаются с постоянным и переменным рабочим объемом. В соответствии с этим с постоянным рабочим объемом называются *нерегулируемые*, а с переменным - *регулируемые*.

Гидролиния (магистраль) - как уже говорилось в лекции 2, это трубопровод, по которому транспортируется рабочая жидкость. Различают магистрали всасывающие, напорные, сливные и дренажные.

Производительность насоса (подача) - это отношение объема подаваемой жидкости ко времени.

Теоретическая производительность насоса Q_T - это расчетный объем жидкости, вытесняемый в единицу времени из его полости нагнетания.

Действительная производительность насоса Q_D уменьшается на величину Q_H из-за обратного течения жидкости в насосе из полости нагнетания в полость всасывания и из-за утечки жидкости во внешнюю среду.

Поэтому

$$Q_D = Q_T - Q_H \quad (2.1)$$

а отношение:

$$\frac{Q_D}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q_H}{Q_T} = \eta_{об.н.} \quad (2.2)$$

где $\eta_{об.н.}$ - объемный КПД насоса.

Объемные потери и объемный КПД гидромотора

При работе машины в режиме гидромотора в приемную его полость поступает жидкость под давлением от насоса. Объемные потери в гидромоторе сводятся в основном к утечкам жидкости через зазоры между сопрягаемыми

элементами. Это приводит к тому, что подводимый объем жидкости Q_{Π} превышает теоретическое значение Q_T .

Поэтому

$$\eta_{\text{об.м.}} = \frac{Q_T}{Q_{\Pi}} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_{\Pi}} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_T + \Delta Q_M}, \quad (2.3)$$

где ΔQ_M - величина утечек в гидромоторе (объемные потери).

Мощность и крутящий момент на валу гидромотора.

Фактическая мощность развиваемая гидромотором при данном перепаде давлений:

$$N_{\text{факт}} = \Delta P q_M n_M \eta_M \quad (2.4)$$

где q_M - рабочий объем гидромотора;
 n_M - частота вращения гидромотора;
 η_M - общий КПД гидромотора.

Выразив крутящий момент через теоретическую мощность $N_T = \Delta P q n$ и угловую скорость $\omega = 2\pi n$, получим теоретическую величину крутящего момента для гидромашин:

$$M_T = \frac{N_T}{\omega} = \frac{N_T}{2\pi n} = \frac{Q_T \Delta P}{2\pi n}. \quad (2.5)$$

2.2 Принцип действия, классификация и устройство возвратно-поступательных насосов

Возвратно-поступательный насос относится к объемным насосам, принцип действия которых состоит в том, что жидкая среда попеременно заполняет рабочую (насосную) камеру и вытесняется из нее. Название этому насосу дано по характеру движения рабочих органов (поршней, плунжеров, диафрагм).

Для попеременного сообщения с местами входа и выхода жидкости насосная камера оборудована клапанами — всасывающим и нагнетательным (рис. 2.1). При движении рабочего органа объем камеры изменяется от минимального V_M (называемого объемом мертвого или вредного пространства) до максимального $V_S + V_M$, где V_S — объем, описываемый рабочим органом за один ход длиной S .

С увеличением объема давление в насосной камере уменьшается. Поэтому жидкость под действием атмосферного давления поднимается по трубе, открывает всасывающий клапан и заполняет камеру. При этом закрытый нагнетательный клапан изолирует камеру от области высокого давления в отводящей трубе. При выталкивающем ходе рабочего органа в насосной камере создается давление, превышающее давление в отводящей трубе. Нагнетательный клапан открывается, а закрытый всасывающий

клапан изолирует камеру от области низкого давления в подводящей трубе.

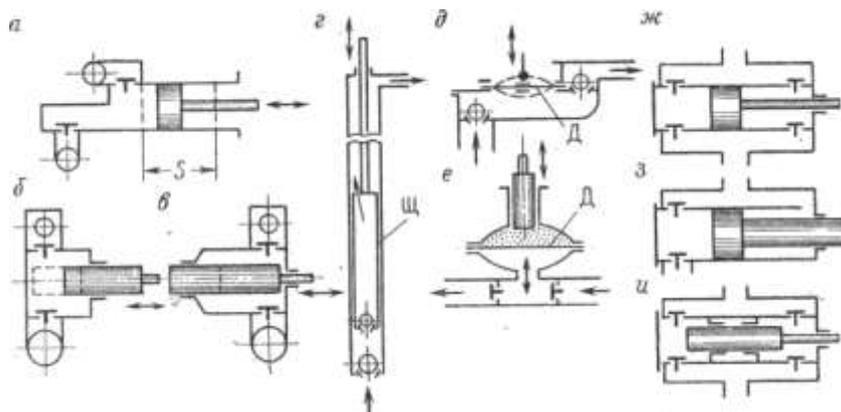


Рисунок 2.1 Схемы гидравлической части возвратно-поступательных насосов

В отличие от динамического объемный насос обладает способностью самовсасывания, т. е. при известных условиях в нем обеспечивается самозаполнение подводящего трубопровода жидкостью. Некоторое время после запуска незаполненный жидкостью насос может работать как компрессор, откачивая воздух. Но даже при абсолютной герметичности системы достигаемый вакуум невелик, и для улучшения условий запуска насос, установленный над уровнем жидкости в расходном резервуаре, обычно приходится заполнять жидкостью, чтобы к тому же предохранить трущиеся детали от сухого трения.

При общности принципа действия и основных свойств возвратно-поступательные насосы весьма разнообразны по устройству.

По расположению в пространстве они, как и другие насосы, делятся на горизонтальные и вертикальные. По выполнению рабочего органа насосы бывают:

- поршневые, уплотнение связано с поршнем и плотно прилегает к обработанной поверхности цилиндра (рис. 2.1а);
- плунжерные, плунжер полированный, уплотнительный узел связан с гидравлической коробкой (рис. 2.1б, в) или имеется щелевое уплотнение Щ большой протяженности (рис. 2.1г);
- диафрагменные, упругая диафрагма Д приводится в движение механически (рис. 2.1д) или гидравлически (рис. 2.1ё).

В последнем случае она служит перегородкой, разделяющей перекачиваемую жидкость, содержащую абразивные частицы, от чистой, омывающей трущиеся детали в насосной камере.

По числу поршней или плунжеров различают насосы: одно-, двух-, трех- и многопоршневой (плунжерный), а по числу плоскостей, в которых расположены оси рабочих органов — одно-, двух- и многорядный. Чем меньше поршней (плунжеров), тем проще схема насоса и тем меньше сменных деталей, что очень важно в условиях интенсивного их износа. С другой стороны,

увеличением рядов, в которых использованы стандартные детали, достигается повышение подачи и равномерности движения жидкости в трубопроводах.

Существенный признак устройства насоса — число тактов нагнетания и всасывания за двойной ход рабочего органа (род действия):

в насосе одностороннего действия (см. рис. 2.1а, б) рабочий орган выполняет одно всасывание и одно выталкивание, изменение объема насосной камеры:

$$V_s = FS \quad (2.6)$$

где F и S — соответственно площадь и длина хода поршня (плунжера);

в насосе двухстороннего действия (рис. 2.1ж, и) жидкость всасывается и нагнетается два раза, так что в двух насосных камерах изменение объема насосной камеры

$$V_s = FS + (F - f)S - (2F - f)S \quad (2.7)$$

где f — площадь поперечного сечения штока;

в дифференциальном насосе (рис. 2.1з, з) жидкость всасывается один раз ($V_s = FS$), а нагнетается — двумя порциями:

$$V_s = (F - f)S + fS \quad (2.8)$$

По характеру движения ведущего звена возвратно-поступательные насосы делятся на прямодействующие, вальные и поступательно-поворотные.

В прямодействующем насосе ведущим звеном служит поршень в силовом цилиндре, совершающий возвратно-поступательное движение. Силовой цилиндр может быть паровым, пневматическим или гидравлическим. В паровом или пневматическом насосе выпуск пара или сжатого воздуха то в одну, то в другую (часть силового цилиндра и выпуск его в атмосферу обеспечивается золотником.

Вальные насосы, признаком которых является вращательное движение ведущего звена (вала), различаются механизмом передачи движения к рабочим органам: кривошипный — с кривошипно-шатунным механизмом и кулачковый — с кулачковым механизмом (рис. 2.2). В отличие от прямодействующего насоса, имеющего постоянную скорость движения поршня на большей части хода, движение поршня вального насоса неравномерное. В зависимости от положения кривошипа или кулачка скорость поршня изменяется от нуля в мертвых точках до максимума (у середины хода). Соответственно изменяется расход жидкости в трубопроводах, примыкающих к рабочей камере. Для выравнивания подачи жидкости кривошипы (или кулачки) в многорядных насосах смещены относительно друг друга на некоторый угол.

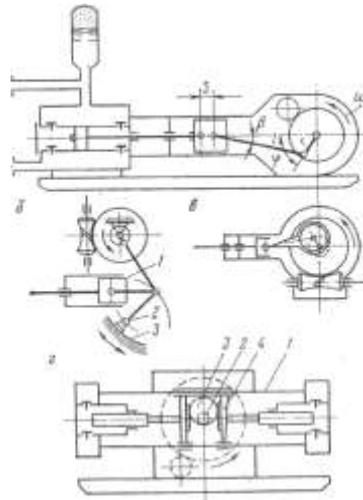


Рисунок 2.2 Схемы вальных насосов

В зависимости от расположения рабочих органов по отношению к ведущему звену различают возвратно-поступательные насосы: односторонний (оси рабочих органов параллельны и расположены на одной стороне привода); оппозитный (на одной оси по обе стороны привода); V-образный (на двух пересекающихся осях на одной стороне привода); звездообразный (на нескольких пересекающихся осях).

Наиболее распространены односторонние кривошипные (рис. 2.2а) насосы, приводный механизм которых состоит из трансмиссионного вала, получающего вращающий момент через трансмиссию от двигателя, зубчатого редуктора и коренного вала, связанного с шатунами посредством собственно кривошипов, эксцентриков, пальцев или колен.

Реже используется схема с червячной передачей (рис. 2.2в). Этот вид передачи удобен для привода насоса от вала, расположенного вдоль оси насоса, например, на автомобиле. В оппозитном насосе (рис. 2.2г) нагрузка на коренной вал и коренные подшипники меньше, чем в одностороннем насосе, так как усилия, действующие по двум противоположным штокам, взаимно уравниваются. При вращении коренного вала 2 с эксцентриками 3 крестовая рама 4 скользит по трубчатым направляющим /, связывающим гидравлические части насоса. Оппозитная схема применяется в современных поршневых компрессорах, обеспечивая существенное увеличение частоты ходов. В тихоходных насосах преимущество схемы выявлено недостаточно.

Для бесступенчатого регулирования длины хода плунжера служат механизмы, встроенные в приводную часть насоса. На рис. 2.2б длина хода крестовины 1 зависит от положения шарнира 2, который можно перемещать по дуге окружности 3. В других насосах регулируется эксцентриситет головки шатуна относительно оси коренного вала или длина одного из рычагов рычажного механизма, связывающего коренной вал с хвостовиком плунжера.

2.3 Средняя подача и коэффициент подачи возвратно-поступательных насосов

За основной параметр объемных гидромашин принят *рабочий объем* q — изменение объемов всех камер насоса за один оборот вала или один цикл действия насоса. Так, для двухпоршневого насоса двустороннего действия

$$q = (2F - f)S \quad (2.9)$$

а для трехпоршневого или трехплунжерного насоса одностороннего действия

$$q = 3FS \quad (2.10)$$

В общем случае рабочий объем возвратно-поступательного насоса (ВПН)

$$q = azFS \quad (2.11)$$

где a — коэффициент (для насосов двухстороннего действия $a = 1 - f/F$, для насосов одностороннего действия и дифференциального $a = 1$); z - число рабочих камер.

Суммарное расчетное изменение объема камер в единицу времени называется идеальной подачей:

$$Q_{и} = qn, \quad (2.12)$$

где n — частота ходов поршней (плунжеров).

Средний объемный расход жидкости в подводящем и отводящем трубопроводах Q меньше $Q_{и}$ по следующим причинам. Во-первых, часть рабочего объема рабочих камер занимает газ, поступающий вместе с жидкостью и выделяющийся из нее во время всасывания, а также пузырьки, заполненные парами жидкости, если насос действует в кавитационном режиме. Некоторая часть рабочего объема полезно не используется в связи с запаздыванием закрытия клапанов: в начале всасывания в цилиндр поступает жидкость из полости нагнетания, а в начале хода нагнетания — вытесняется обратно в полость всасывания. Наконец, отрицательное влияние на подачу насоса оказывает расширение жидкости, остающейся в рабочей камере после закрытия нагнетательного клапана, а также податливость стенок рабочей камеры.

Отношение объемной подачи к идеальной подаче называется коэффициентом подачи:

$$\alpha = \frac{Q}{Q_{и}} = \frac{Q_{и} - \Delta Q_{и}}{Q_{и}} \cdot \frac{Q}{Q_{и} - \Delta Q_{и}} = \alpha_{и} \eta_{о}, \quad (2.13)$$

где ΔQ_{II} - уменьшение подачи насоса; η_o - объемный КПД насоса, которым, так же как в динамическом насосе, учитываются потери подачи насоса вследствие перетекания и утечек жидкости.

Разделение коэффициента подачи на частные коэффициенты и различие в их обозначениях имеют тот смысл, что α_{II} отражает только недоиспользование возможности подачи, а η_o — также и затрату мощности на прокачивание под давлением части жидкости через щели в уплотнениях.

Для ориентировочного расчета подачи принимают $\alpha = 0,85-0,98$ (меньшие значения относятся к насосам с небольшой подачей).

В некоторых случаях подачу насоса Q' измеряют по объему жидкости, находящейся под действием конечного давления P_K .

Объемный коэффициент с учетом изменения давления от атмосферного P_o до конечного P_K

$$\alpha_o = \frac{Q'}{Q_{II}} = \frac{Q - \Delta Q_{сж}}{Q_{II}} = \alpha \left(1 - \frac{P_K - P_o}{E_J}\right), \quad (2.14)$$

где E_J - модуль упругости жидкости.

Различие в величинах α и α_o не столь существенное при небольших давлениях (при нагнетании воды с давлением $p_K = 20$ МПа оно составляет около 1%), необходимо учитывать с ростом давления. В гидросистемах с синтетическими жидкостями при $P_K = 100$ МПа это различие составляет 10%.

Мощность поршневого насоса

Давление, развиваемое насосом, численно равно мощности, переданной в насосе 1 м³ жидкости. При количестве воды Q м³/с, подаваемой насосом в секунду, полезная мощность насоса, Вт:

$$N_{пол} = pQ,$$

мощность привода, кВт:

$$N = K \frac{pQ}{1000\eta\eta_{пер}} \quad (2.15)$$

где $K=1,1-1,3$ – коэффициент запаса на случай перегрузки двигателя (для менее мощных насосов берется больший запас); p – давление, создаваемое насосом, Н/м²; $\eta = 0,8 \div 0,9$ – полный кпд насосной установки;

$$\eta = \eta_o\eta_\Gamma\eta_M$$

где $\eta_o = 0,85 \div 0,98$ - объемный кпд; $\eta_\Gamma = 0,95 \div 0,99$ - гидравлический кпд;

$\eta_M = 0,85 \div 0,95$ - механический; $\eta_{пер}$ - КПД передачи.

График подачи насосов.

Так как при работе насоса жидкость следует за поршнем, мгновенная подача насоса (в м/с):

$$Q = v_H F = \omega R F \sin \varphi \quad (2.16)$$

Так как площадь поршня постоянна F , то мгновенная подача будет меняться по закону движения поршня.

Поршневые насосы с кривошипным механизмом имеют неравномерность подачи и пульсацию жидкости.

В многоцилиндровых насосах для уменьшения неравномерности подачи кривошипы располагают под углом друг к другу.

В двухцилиндровых под углом 90° , а в трехцилиндровых под углом 120° . тогда в некоторые периоды происходит выталкивание жидкости из двух или нескольких камер одновременно, что снижает неравномерность подачи и ее пульсацию.

В зависимости от принципа действия, числа цилиндров и угла смещения кривошипов каждый насос имеет свой график подачи. В приводных буровых поршневых насосах величина пульсации жидкости может быть снижена, но не устранена.

Для снижения пульсаций раствора на напорной и всасывающей линиях, вблизи насоса устанавливают гидравлические компенсаторы (колпаки) с диафрагмой, отделяющей жидкость от газа в колпаке и служащей как бы гасителем пульсаций. Верхняя часть компенсатора заполняется газом. Давление газа примерно должно быть равно половине рабочего давления раствора. Нижняя часть компенсатора сообщается с полостью насоса и заполняется буровым раствором.

При работе давление газа в колпаке и прокачиваемом растворе одинаково. Газ выполняет роль подушки, амортизирующей изменения давления, вызванного неравномерностью подачи насоса.

При повышении давления жидкости газ сжимается, а при понижении расширяется, в результате чего в трубопроводе поддерживается давление со значительно меньшими колебаниями, чем при работе без компенсаторов.

Полной равномерности подачи компенсаторы обеспечить не могут.

Степень неравномерности подачи:

$$\delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{cp}} = 0,01 \div 0,025 \quad (2.17)$$

практически считается достаточным.

где $P_{cp} = \frac{(p_{\max} + p_{\min})}{2}$ - среднее давление.

При плохом заполнении рабочей камеры жидкостью нарушается работа насоса и снижается подача. В буровых насосах заполнение рабочих камер может осуществляться двумя способами:

- При помощи дополнительных питающих обычно центробежных насосов, установленных между поршневым насосом и резервуаром с раствором, который служит для принудительного заполнения рабочих камер поршневого насоса;
- За счет разности между атмосферным давлением и давлением внутри камеры при всасывании, то есть свободное всасывание.

Чтобы осуществилось заполнение камеры, в начале всасывания наименьшее давление (в Па) в камере должно быть:

$$p_K = p_a - \rho g(\Delta z_1 - h_\Gamma - h_{ин} - h_{кл}) \quad (2.18)$$

где $p_a = \rho_B g H_a$ - атмосферное давление, Па; ρ_B и ρ - плотность воды и раствора; ΔZ_1 - геометрическая высота всасывания, м; h_Γ - напор, расходуемый на преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем трубопроводе, м; $h_{ин}$ - напор, расходуемый на преодоление сил инерции жидкости на пути всасывания, м; $h_{кл}$ - напор, расходуемый на преодоление гидравлических сопротивлений всасывающего клапана.

2.4 Неравномерность подачи поршневых насосов и методы ее выравнивания

Подача однопоршневого насоса прерывиста и отличается большой неравномерностью, которую принято характеризовать коэффициентом:

$$\sigma = (Q_{\max} - Q_{\min}) / Q_u \quad (2.19)$$

$$Q_u = V_0 n = h S n - \text{идеальная подача}$$

$$h = 2r - \text{полный ход поршня}$$

Для однопоршневого насоса:

$$\sigma = Q_{и.т. \max} / Q_u = S h 2\pi n / (2 S h n) = \pi$$

Большинство потребителей не может использовать столь сильно пульсирующую подачу. Быстрое нарастание и уменьшение расхода в трубах, перемежаемое состоянием покоя во время цикла всасывания, вызывает в них и в насосе пульсации давления, что ведет к шуму, вибрациям и усталостным разрушениям в насосной установке.

Так при возрастании $Q_{и.т.}$ на участке ОА (см. рис.2.3) поршень должен сообщить ускорение столбу жидкости, равному полной длине отводящей линии

При отсутствии гидропневматического аккумулятора 4 это вызовет инерционное повышение давления в цилиндре на величину:

$$p_{u2} = \rho j_2 l_2 = \rho j_{\Pi} (S_{\Pi} / S_2) l_2 \quad (2.20)$$

где l_2 , S_2 , S_{Π} - соответственно длина, площадь проходного отверстия сечения и ускорения в ней.

Ускорение имеет наибольшее значение в начале каждого хода, когда $\cos \alpha < 1$. Величина p_u добавляется к $p_{2ц}$ в начале хода вытеснения и уменьшает значение $p_{1ц}$ в начале хода заполнения, поскольку ускорение жидкости в подводящей линии происходит благодаря запасу давления p_0 перед входом в нее. В конце каждого хода, когда поток замедляется (АВ на рис.2.3, а), величины p_u изменяют знак, что ведет к уменьшению $p_{2ц}$ и возрастанию $p_{1ц}$.

Следовательно, в насосной установке возникают колебания давлений $p_{1ц}$ и $p_{2ц}$ около их средних значений, определяемых средней подачей в пределах $2p_u$. При большой частоте вращения и значительной длине l_1 подводящей линии инерционное понижение давления может привести в начале хода заполнения к кавитационным явлениям в цилиндре, вызывающим удары жидкости о поршень и усугубляющим шум и вибрацию при работе насоса.

Для уменьшения неравномерности применяют два способа.

Первый сводится к применению многопоршневых машин с общей приводной частью и общими магистральными трубопроводами. Диаграмма ОАВС на рис.2.3 представляет собой график подачи двухпоршневого насоса. Для него согласно зависимостям $Q_u = 2hSn$ и $\sigma = \pi/2$. при этом длительные перерывы подачи устраняются, но мгновенные режимы $Q_{шт} = 0$ сохраняются.

Следовательно, сохраняются и предельные значения инерционных пульсаций давления p_u .

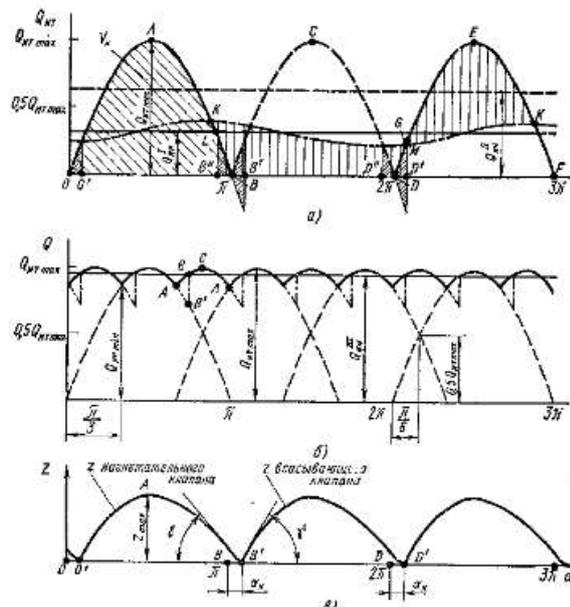


Рисунок 2.3 Изменения подачи насоса и высоты подъема клапанов

Конструктивно двухпоршневой насос может представлять два качающихся узла типа изображенного на рис. 2.4 с общими трубопроводами, присоединенные к общему валу так, что их рабочие циклы взаимно смещены на половину оборота.

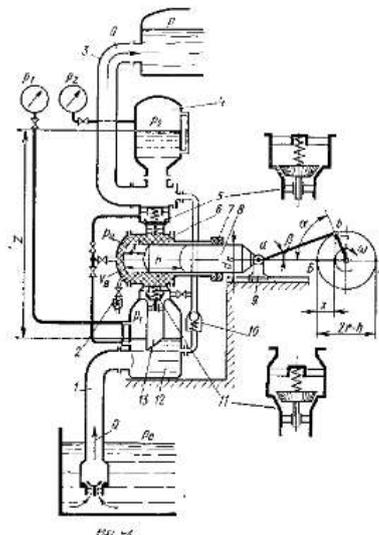


Рисунок 2.4 Схема поршневого насоса с кривошипным приводом

Более экономичная конструкция насоса двойного действия приведена на рис.2.5. При ходе поршня 4 вправо жидкость вытесняется через клапан 6 в напорный трубопровод 2 и одновременно заполняет штоковую полость 1 цилиндра. При ходе поршня влево клапан 6 закрывается и жидкость из штоковой полости 1 вытесняется в напорный трубопровод 2; одновременно с этим происходит всасывание через клапан 7 жидкости в правую полость.

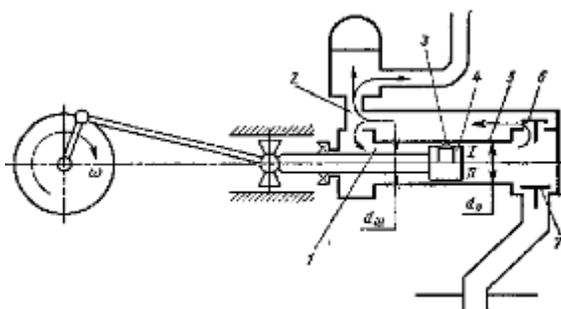


Рисунок 2.5. Схема поршневого насоса с дифференциальным поршнем

В соответствии с этим вытягиваемый объем при ходе поршня вправо и влево соответственно составит:

$$V_1 = \frac{\pi d_{II}^2}{4} h - \frac{\pi}{4} (d_{II}^2 - d_{III}^2) h = \frac{\pi d_{III}^2}{4} h;$$

$$V_1 = \frac{\pi}{4}(d_{\text{II}}^2 - d_{\text{III}}^2)$$

При $d_{\text{II}}^2 = 2d_{\text{III}}^2$ эти объемы как при прямом, так и обратном ходе будут равны:

$$V_1 = V_2 = \left(\frac{\pi d_{\text{III}}^2}{4}\right)h.$$

Подача такого насоса двухстороннего действия за двойной ход поршня равна рабочему объему насоса

$$V_0 = V_1 + V_2 = \frac{\pi d_{\text{III}}^2}{4}h.$$

При трех поршнях (рис.2.6,б) средняя идеальная подача $Q_u = 3hSn..$

Циклы вытеснения перекрывают один другой так, что жидкость в трубах никогда не останавливается. Согласно рисунку 2.3,б и выражению (2.19) в этом случае величина σ резко снижается:

$$\sigma = \frac{1}{3}\left(1 - \sin \frac{\pi}{3}\right) = 0,14$$

Уменьшаются ии предельные значения инерционных пульсаций давления p_u . вследствие уменьшения максимальных ускорений потока.

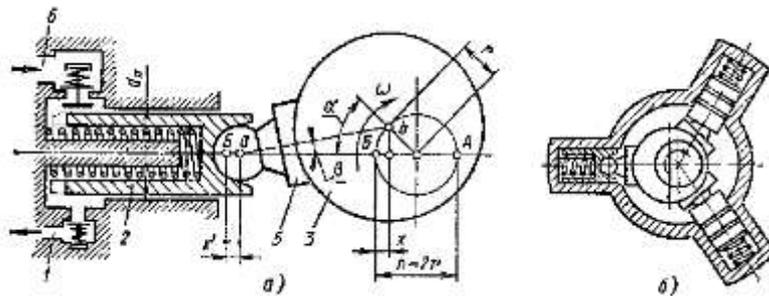


Рисунок 2.6. Схема кулачкового насоса

Выравненность подачи и связанное с этим улучшение качества рабочего процесса увеличиваются с применением чисел поршней больше трех. Суммируя значения $Q_{и.г}$ для насосов с разными числами поршней, можно показать, что у насосов с нечетным числом поршней равномерность подачи большая, чем у насосов с четным числом (следующим за данным нечетным) поршней. Приблизненно σ можно определить по формулам:

Для нечетного числа поршней

$$\sigma = 1,25/z^2$$

Для четного числа поршней

$$\sigma = 5/z^2$$

Поэтому числа поршней как правило выбирают нечетными.

Истинная неравномерность подачи в установках с объемными насосами может значительно превышать идеальную неравномерность, определяемую только лишь закономерностью изменения $Q_{и.т}$ и вычисляемую по приведенным выше зависимостям для σ . Причиной этому может быть служить запаздывание клапанов и сжимаемость (компрессия) жидкости. На рисунке 2.3,б видно, что графику $Q_{и.т}$ при запаздывании клапанов (линия АВ'ВСА) соответствует значительно большая неравномерность, чем графику АВСА без запаздывания.

Вторым способом выравнивания подачи является применение гидропневматических аккумуляторов (воздушных колпаков, пневмокомпенсаторов). Воздушные колпаки 12 и 4 (см. рис.2.4) устанавливаются на подводящей и отводящей линиях непосредственно перед и после рабочей камеры, так, чтобы путь от нее до колпаков был минимален. Применяют колпаки, как правило, с одно- двухцилиндровыми насосами.

Работа колпаков основана на стремлении длинных столбов жидкости в трубах сохранять из-за инерции среднюю скорость, соответствующую средней подаче насоса $Q \approx Q_{и}$. При цикле вытеснения, когда $Q_{ит} \geq Q_{и}$ (см. рис. 2.4). Избыток подачи сверх $Q_{и}$ задерживается в колпаке 4 сжимает газовую подушку. Давление газа p_2' становится больше среднего значения p_2 . Когда подача насоса меньше $Q_{и}$, газ в колпаке расширяется и колпак отдает накопленный избыточный объем в отводящую линию.

При разрядке давление в колпаке падает ниже p_2 . Таким образом, в трубах поддерживается непрерывное движение жидкости и величина инерционных пульсаций давления снижается до пренебрежимо малых величин, обусловленных малой длиной патрубков от цилиндра до колпака.

На рисунке 2.4 линия КГК представляет собой изменение подачи в отводящей линии однопоршневого насоса с воздушными колпаками. Площадь ГЕК соответствует объему, поступающему в колпак, а равная ей площадь ВКГД – объему, отдаваемому колпаком. Выравнивание подачи и давления в отводящей линии тем больше, чем больше объем газовой подушки по сравнению с поступающим в колпак объемом ГЕК. Обычно объем газовой подушки в колпаке выбирают равным $(10 \div 30)hS$ для одноцилиндрового и $(5 \div 10)hS$ для двухцилиндрового насоса. Из-за растворения газа в жидкости объем газовой подушки в напорном колпаке уменьшается во времени тем быстрее, чем больше p_2 . Поэтому колпаки необходимо пополнять газом (например, через клапан 2, см. рисунок 2.4 или разделять жидкостную и газовую полости поршнем или мембраной).

2.5 Гидравлические машины шестеренного типа

Шестеренные машины в современной технике нашли широкое применение. Их основным преимуществом является конструкционная простота,

компактность, надежность в работе и сравнительно высокий КПД. В этих машинах отсутствуют рабочие органы, подверженные действию центробежной силы, что позволяет эксплуатировать их при частоте вращения до 20 с^{-1} . В машиностроении шестеренные гидромашины применяются в системах с дроссельным регулированием.

Шестеренные насосы. Основная группа шестеренных насосов состоит из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления (рис.2.7, а). Применяются также и другие конструктивные схемы, например, насосы с внутренним зацеплением (рис.2.1, б), трех- и более шестеренные насосы (рис.2.1, в).

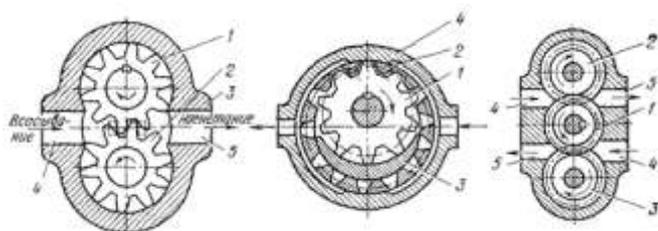


Рисунок 2.7. Схемы шестеренных насосов: а - с внешним зацеплением; б - с внутренним зацеплением; в - трехшестеренный

Шестеренный насос с внешним зацеплением (рис.2.7, а) состоит из ведущей 1 и ведомой 2 шестерен, размещенных с небольшим зазором в корпусе 3. При вращении шестерен жидкость, заполнившая рабочие камеры (межзубовые пространства), переносится из полости всасывания 4 в полость нагнетания 5. Из полости нагнетания жидкость вытесняется в напорный трубопровод.

В общем случае подача шестеренного насоса определяется по формуле:

$$Q = k \frac{D^2}{z} b n \eta_{об}, \quad (2.21)$$

где k - коэффициент, для некорригированных зубьев $k = 7$, для корригированных зубьев $k = 9,4$; D - диаметр начальной окружности шестерни; z - число зубьев; b - ширина шестерен; n - частота оборотов ведущего вала насоса; $\eta_{об}$ - объемный КПД.

Шестеренный насос в разобранном состоянии представлен на рис.2.8. Шестеренный насос состоит из корпуса 8, выполненного из алюминиевого сплава, внутри которого установлены подшипниковый блок 2 с ведущей 1 и ведомой 3 шестернями и уплотняющий блок 5, представляющий собой другую половину подшипника. Для радиального уплотнения шестерен в центральной части уплотняющего блока имеются две сегментные поверхности, охватывающие с установленным зазором зубья шестерен. Для торцевого уплотнения шестерен служат две поджимные пластины 7, устанавливаемые в специальные пазы уплотняющего блока с обеих сторон шестерен. В поджимных пластинах и в левой части уплотняющего блока есть фигурные

углубления под резиновые прокладки 6. Давлением жидкости из полости нагнетания пластины 7 прижимаются к торцам шестерен, благодаря чему автоматически компенсируется зазор, а утечки остаются практически одинаковыми при любом рабочем давлении насоса. Ведущая и ведомая шестерни выполнены заодно с цапфами, опирающимися на подшипники скольжения подшипникового и уплотняющего блоков. Одна из цапф ведущей шестерни имеет шлицы для соединения с валом приводящего двигателя. Насос закрывается крышкой 4 с уплотнительным резиновым кольцом 9. Приводной вал насоса уплотнен резиновой манжетой, закрепленной специальными кольцами в корпусе насоса.

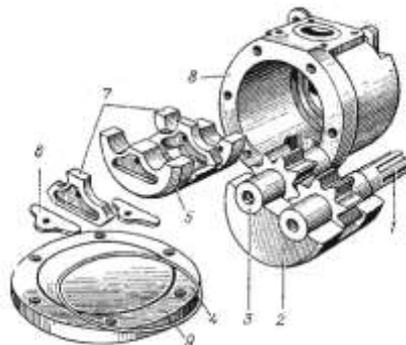


Рисунок 2.8 Шестеренный насос НШ-К и его составные элементы

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением сложны в изготовлении, но дают более равномерную подачу и имеют меньшие размеры. Внутренняя шестерня 1 (см. рис.2.8, б) имеет на два-три зуба меньше, чем внешняя шестерня 2. Между внутренней и внешней шестернями имеется серпообразная перемычка 3, отделяющая полость всасывания от напорной полости. При вращении внутренней шестерни жидкость, заполняющая рабочие камеры, переносится в напорную полость и вытесняется через окна в крышках корпуса 4 в напорный трубопровод.

На рис.2.7, в приведена схема трехшестеренного насоса. В этом насосе шестерня 1 ведущая, а шестерни 2 и 3 - ведомые, полости 4 - всасывающие, а полости 5 - напорные. Такие насосы выгодно применять в гидроприводах, в которых необходимо иметь две независимые напорные гидролинии.

Равномерность подачи жидкости шестерным насосом зависит от числа зубьев шестерни и угла зацепления. Чем больше зубьев, тем меньше неравномерность подачи, однако при этом уменьшается производительность насоса. Для устранения защемления жидкости в зоне контакта зубьев шестерен в боковых стенках корпуса насоса выполнены разгрузочные канавки, через которые жидкость отводится в одну из полостей насоса.

Шестеренные гидромоторы. Работа шестеренных гидромоторов осуществляется следующим образом. Жидкость из гидромагистрали (см. рис.2.7, а) поступает в полость 4 гидродвигателя и, воздействуя на зубья шестерен, создает крутящий момент, равный:

$$M_{\text{хр}} = k \frac{D^2 b}{2\pi z} \Delta P \eta_m, \quad (2.22)$$

где η_m - механический КПД гидромотора.

Конструктивно шестеренные гидромоторы отличаются от насосов меньшими зазорами в подшипниках, меньшими усилиями поджатия втулок к торцам шестерен, разгрузкой подшипников от неуравновешенных радиальных усилий. Пуск гидромоторов рекомендуется производить без нагрузки.

Шестеренные машины являются обратимыми, т.е. могут быть использованы и как гидромоторы и как насосы.

2.6 Пластинчатые насосы и гидромоторы

Пластинчатые насосы и гидромоторы так же, как и шестеренные, просты по конструкции, компактны, надежны в эксплуатации и сравнительно долговечны. В таких машинах рабочие камеры образованы поверхностями статора, ротора, торцевых распределительных дисков и двумя соседними вытеснителями-платинами. Эти пластины также называют лопастями, лопатками, шиберами.

Пластинчатые насосы могут быть одно-, двух- и многократного действия. В насосах однократного действия одному обороту вала соответствует одно всасывание и одно нагнетание, в насосах двукратного действия - два всасывания и два нагнетания.

Схема насоса однократного действия приведена на рис.2.9. Насос состоит из ротора 1, установленного на приводном валу 2, опоры которого размещены в корпусе насоса. В роторе имеются радиальные или расположенные под углом к радиусу пазы, в которые вставлены пластины 3. Статор 4 по отношению к ротору расположен с эксцентриситетом e . К торцам статора и ротора с малым зазором (0,02...0,03 мм) прилегают торцевые распределительные диски 5 с серповидными окнами. Окно 6 каналами в корпусе насоса соединено с гидролинией всасывания 7, а окно 8 - с напорной гидролинией 9. Между окнами имеются уплотнительные перемычки 10, обеспечивающие герметизацию зон всасывания и нагнетания. Центральный угол, образованный этими перемычками, больше угла между двумя соседними пластинами.

При вращении ротора пластины под действие центробежной силы, пружин или под давлением жидкости, подводимой под их торцы, выдвигаются из пазов и прижимаются к внутренней поверхности статора. Благодаря эксцентриситету объем рабочих камер вначале увеличивается - происходит всасывание, а затем уменьшается - происходит нагнетание. Жидкость из линии всасывания через окна распределительных дисков вначале поступает в рабочие камеры, а затем через другие окна вытесняется из них в напорную линию.

При изменении эксцентриситета e изменяется подача насоса. Если $e = 0$ (ротор и статор расположены соосно), пластины не будут совершать возвратно-поступательных движений, объем рабочих камер не будет изменяться, и, следовательно, подача насоса будет равна нулю. При перемене эксцентриситета

с $+e$ на $-e$ изменяется направление потока рабочей жидкости (линия 7 становится нагнетательной, а линия 9 - всасывающей).

Таким образом, пластинчатые насосы однократного действия в принципе регулируемые и реверсируемые.

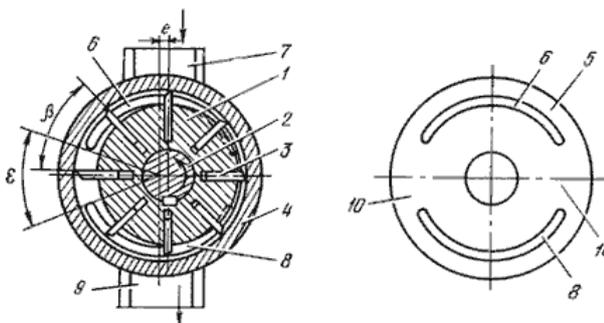


Рисунок 2.9 Схема пластинчатого насоса однократного действия: 1 - ротор; 2 - приводной вал; 3 - пластины; 4 - статор; 5 - распределительный диск; 6, 8 - окна; 7 - гидролиния всасывания; 9 - гидролиния нагнетания

В насосах двойного действия (рис.2.10) ротор 1 и 2 статор соосны. Эти насосы имеют по две симметрично расположенные полости всасывания и полости нагнетания. Такое расположение зон уравнивает силы, действующие со стороны рабочей жидкости, и разгружает приводной вал 2, который будет нагружен только крутящим моментом. Для большей уравновешенности число пластин 3 в насосах двойного действия принимается четным. Торцевые распределительные диски 5 имеют четыре окна. Два окна 6 каналами в корпусе насоса соединяются с гидролинией всасывания 7, другие два 8 - с напорной гидролинией 9. Так же как и в насосах однократного действия, между окнами имеются уплотнительные перемычки 10. Для герметизации зон всасывания и нагнетания должно быть соблюдено условие, при котором $\epsilon < \beta$.

Профиль внутренней поверхности статора выполнен из дуг радиусами R_1 и R_2 с центром в точке O . Паза для пластин в роторе могут иметь радиальное расположение под углом $7...15^\circ$ к радиусу, что уменьшает трение и исключает заклинивание пластин. Насосы с радиальным расположением пластин могут быть реверсивными.

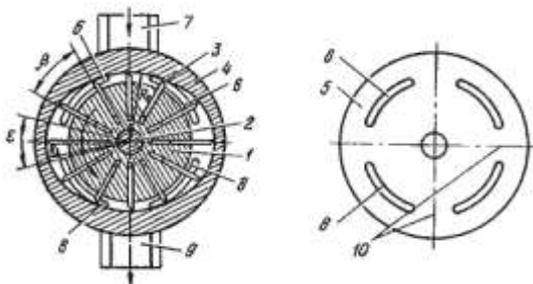


Рисунок 2.10. Схема пластинчатого насоса однократного действия

Подачу пластинчатого насоса двойного действия определяют по формуле:

$$Q = q_{\text{н}} \eta_{\text{об}} = 2b \left[\pi(R_1^2 - R_2^2) - \frac{tz(R_1 - R_2)}{\cos \alpha} \right] \eta_{\text{об}}, \quad (2.23)$$

где b - ширина ротора; R_1 и R_2 - радиусы дуг, образующих профиль внутренней поверхности статора; t - толщина пластин; z - число пластин; α - угол наклона пластин к радиусу.

Пластинчатые гидромоторы могут быть также одно-, двух- и многократного действия.

Пластинчатые гидромоторы от пластинчатых насосов отличаются тем, что в их конструкцию включены устройства, обеспечивающие постоянный прижим пластин к статорному кольцу.

При подводе к машине жидкости на рабочую поверхность пластин действует сила, создающая крутящий момент на валу гидромотора, который для гидромоторов однократного действия определяется по формуле:

$$M_{\text{кр}} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_{\text{м}} = \frac{\Delta P}{2\pi} 2eb(\pi D - zt) \eta_{\text{м}}, \quad (2.24)$$

а для гидромоторов двойного действия

$$M_{\text{кр}} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_{\text{м}} = \frac{\Delta P}{2\pi} 2b \left[\pi(R_1^2 - R_2^2) - tz(R_1 - R_2) \right] \eta_{\text{м}} \quad (2.25)$$

Гидромоторы двойного действия так же, как и насосы двойного действия, нерегулируемые.

Надежность и срок службы пластинчатых гидромашин зависят от материала пластин и статорного кольца. Во избежание отпуска материала пластин из-за нагрева от рения о статорное кольцо пластины изготовляют из стали с высокой температурой отпуска. Статорное кольцо цементируется и закаливается. Ротор изготовляют из закаленной хромистой стали, а торцевые распределительные диски из бронзы.

2.7 Радиально-поршневые насосы и гидромоторы

Радиально-поршневые гидромашины применяют при сравнительно высоких давлениях (10 МПа и выше). По принципу действия радиально-поршневые гидромашины делятся на одно-, двух- и многократного действия. В машинах однократного действия за один оборот ротора поршни совершают одно возвратно-поступательное движение.

Схема радиально-поршневого насоса однократного действия приведена на рис.2.11. Рабочими камерами в насосе являются радиально расположенные цилиндры, а вытеснителями - поршни. Ротор (блок цилиндров) 1 на скользящей

посадке установлен на ось 2, которая имеет два канала 3 и 4 (один соединен с гидролинией всасывания, другой - с напорной гидролинией). Каналы имеют окна 5, которыми они могут соединяться с цилиндрами 6. Статор 7 по отношению к ротору располагается с эксцентриситетом.

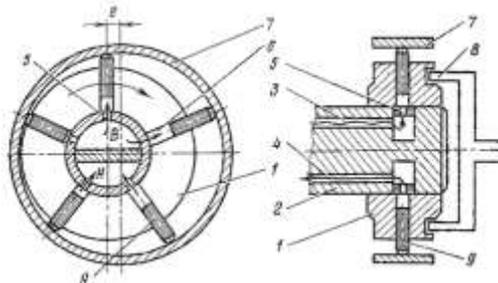


Рисунок 2.11 Схема радиально-поршневого насоса однократного действия

Ротор вращается от приводного вала через муфту 8. При вращении ротора в направлении, указанном на рис.2.6. стрелкой, поршни 9 вначале выдвигаются из цилиндров (происходит всасывание), а затем вдвигаются (нагнетание). Соответственно рабочая жидкость вначале заполняет цилиндры, а затем поршнями вытесняется оттуда в канал 4 и далее в напорную линию гидросистемы. Поршни выдвигаются и прижимаются к статору центробежной силой или принудительно (пружиной, давлением рабочей жидкости или иным путем).

Подача радиально-поршневого насоса:

$$Q = q_n \eta_{об} = \frac{\pi d^2}{2} e z n \eta_{об} \quad (2.24)$$

где d - диаметр цилиндра; e - эксцентриситет; z - число поршней.

В серийных конструкциях радиально-поршневых насосов число поршней принимается нечетным (чаще всего $z = 7$ или $z = 9$). Число рядов цилиндров для увеличения подачи может быть увеличено от 2 до 6.

Подача радиально-поршневого насоса с кратностью действия i и числом рядов m подсчитывается по формуле:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} h z i m n \eta_{об} \quad (2.25)$$

где h - ход поршней.

Контрольные вопросы:

1. Что такое насос;
2. Что такое гидродвигатель;
3. Виды насосов;
4. Основные расчеты гидродвигателей;
5. Гидромоторы.

Глава 3 ГИДРОДВИГАТЕЛИ

3.1 Основные технические показатели и виды гидродвигателей

Гидродвигатель предназначен для преобразования энергии потока жидкости в механическую работу выходного (ведомого) звена (вала или штока).

Причем под объемным гидродвигателем (ОГ) понимают гидравлическую машину, в которой движение ведомого звена осуществляется в результате наполнения жидкостью рабочих камер и перемещения вытеснителей (поршней, пластин и т.д.).

По характеру движения выходного звена ОГ делятся на три группы:

1. гидроцилиндры – с поступательным движением;
2. поворотные гидродвигатели – с ограниченным углом поворота;
3. гидромоторы – с неограниченным вращательным движением.

Выходным звеном у гидроцилиндров служит шток, плунжер или корпус; у поворотных гидродвигателей и гидромоторов – вал или корпус.

3.2 Гидроцилиндры (ГЦ)

Гидроцилиндры являются объемными гидромашинами и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости механическую энергию выходного звена.

Гидроцилиндры работают при высоких давлениях (до 32 МПа), их изготавливают одностороннего и двухстороннего действия, с односторонним и двухсторонним штоком и телескопические.

В зависимости от направления действия рабочей жидкости различают гидроцилиндры двухстороннего (рис.3.1, а, б, в, д, е) и одностороннего (рис.3.1, г, ж) действия.

ГЦ классифицируются также в зависимости от устройства рабочей камеры: поршневой (рис.3.1, а, б, в); плунжерный (рис.3.1, г); телескопический (рис.3.1, д); мембранный (рис.3.1, е); сильфонный (рис.3.1, ж).

Поршневой ГЦ может быть с односторонним (рис.3.1,а) или с двухсторонним штоком, расположенным по обе стороны поршня (рис.3.1,б,в).

Под телескопическим цилиндром понимают цилиндр, общий ход штоков которого превышает длину корпуса цилиндра. Его применяют для получения большого хода при ограниченном пространстве в транспортном положении, например, в качестве домкрата для подъема и спуска вышек в буровых и нефтепромысловых агрегатах. В зависимости от числа поршней телескопические цилиндры подразделяются на двухступенчатые, трехступенчатые и т.д. (до шести), причем ступень с наименьшим диаметром поршня называется первой, следующая – второй и т.д. Дина хода выходного звена равна сумме длин ходов поршней или плунжеров. Последовательность выдвигания ступеней телескопического ГЦ зависит от соотношения площадей поршней в ступенях и схемы управления движением. Обычно применяется схема, при которой выдвигание осуществляется от большего диаметра к меньшему, а втягивание – наоборот.

При работе гидроцилиндра возможны три движения: только первой ступени, только второй ступени, обеих ступеней вместе. Последовательность движений зависит от нагрузки и сил трения в уплотнениях.

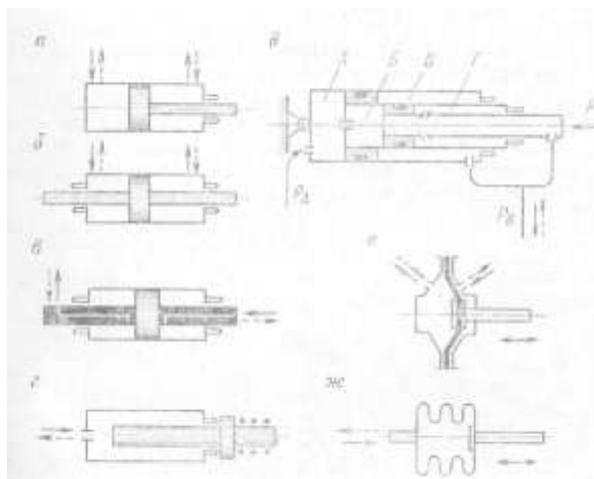


Рисунок 3.1 Гидроцилиндры

Классификация гидроцилиндров приведена в табл.3.1.

3.3 Гидроцилиндры прямолинейного действия

Для привода рабочих органов мобильных машин наиболее широко применяют поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком (рис.3.2).

Основой конструкции является гильза 2, представляющая собой трубу с тщательно обработанной внутренней поверхностью. Внутри гильзы перемещается поршень 6, имеющий резиновые манжетные уплотнения 5, которые предотвращают перетекание жидкости из полостей цилиндра, разделенных поршнем. Усилие от поршня передает шток 3, имеющий полированную поверхность. Для его направления служит грундбукса 8. С двух сторон гильзы укреплены крышки с отверстиями для подвода и отвода рабочей жидкости. Уплотнение между штоком и крышкой состоит из двух манжет, одна из которых предотвращает утечки жидкости из цилиндра, а другая служит грязесъемником 1. Проушина 7 служит для подвижного закрепления гидроцилиндра. На нарезанную часть штока крепится проушина или деталь, соединяющая гидроцилиндр с подвижным механизмом.

У нормализованных цилиндров, применяющихся в строительных машинах, диаметр штока составляет в среднем $0,5 D$, ход поршня не превосходит $10D$. При большей величине хода и давлениях, превышающих 20 МПа, шток следует проверять на устойчивость от действия продольной силы. Для уменьшения потерь давления диаметры проходных отверстий в крышках цилиндра для подвода рабочей жидкости назначают из расчета, чтобы скорость жидкости составляла в среднем 5 м/с, но не выше 8 м/с.

Классификация гидроцилиндров

Гидроцилиндр	Конструктивное исполнение	Условное обозначение
Одностороннего действия	без указания способа возврата штока	
	с возвратом штока пружиной	
	штоковый	
	телескопический	
Двухстороннего действия	с односторонним штоком	
	с двухсторонним штоком	
	телескопический	
С торможением	с постоянным торможением в конце хода с одной стороны	
	с постоянным торможением в конце хода с двух сторон	
	с регулируемым торможением в конце хода с одной стороны	
	с регулируемым торможением в конце хода с двух сторон	

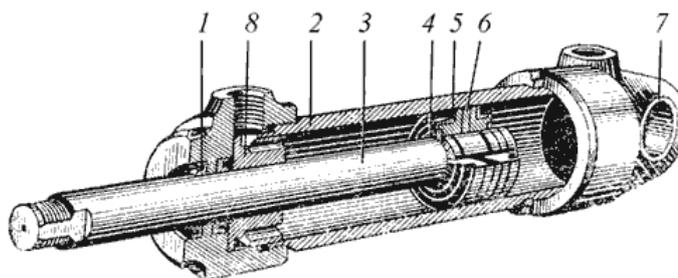


Рисунок 3.2 Гидроцилиндр: 1 - грязесъемник; 2 - гильза; 3 - шток; 4 - опорное кольцо; 5 - манжета; 6 - поршень; 7 - проушина; 8 - грядбукса

Ход поршня ограничивается крышками цилиндра. В некоторых случаях она достигает 0,5 м/с. Жесткий удар поршня о крышку в гидроцилиндрах строительных машин предотвращают *демпферы* (тормозные устройства). Принцип из действия большинства из них основан на запирании небольшого объема жидкости и преобразования энергии движущихся масс в механическую энергию жидкости. Из запятого объема жидкость вытесняется через каналы малого сечения.

На рис.3.3. представлены типичные схемы демпферных устройств.

Пружинный демпфер (рис.3.3,а) представляет собой пружину 1, установленную на внутренней стороне крышки цилиндра 2, тормозящую поршень 3 в конце хода.

Демпфер с ложным штоком (рис.3.3, б) представляет собой короткий ложный шток 1 и выточку 2 в крышке цилиндра. Ложный шток может иметь коническую или цилиндрическую форму. В конце хода поршня жидкость запирается ложным штоком в выточке крышки цилиндра и вытесняется оттуда через узкую кольцевую щель. Если ложный шток выполнен в виде конуса, то

эта щель уменьшается по мере достижения поршнем конца своего хода. При этом сопротивление движению жидкости возрастает, а инерция, ускорение и скорость движения поршня уменьшаются.

Регулируемый демпфер с отверстием (рис.3.3, в) по принципу действия аналогичен демпферу с ложным штоком. Конструктивное отличие заключается в том, что запираемая в выточке крышки цилиндра жидкость вытесняется через канал 1 малого сечения, в котором установлена игла 2 для регулирования проходного сечения отверстия.

Гидравлический демпфер (рис.3.3, г) применяется в том случае, когда конструкцией гидроцилиндра не может быть предусмотрено устройство выточки. В гидравлическом демпфере в конце хода поршня стакан 1 упирается в крышку цилиндра, а жидкость вытесняется из полости 2 через кольцевой зазор между стаканом 1 и поршнем 3. Пружина 4 возвращает стакан в исходное положение при холостом ходе поршня.

3.4 Расчет гидроцилиндров

Основными параметрами поршневого гидроцилиндра являются: диаметры поршня D и штока d , рабочее давление P , и ход поршня S .

Рассмотрим поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком (рис.3.4). По основным параметрам можно определить следующие зависимости:

площадь поршня в поршневой полости 1 и в штоковой полости 2 соответственно:

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра при его выдвигении и втягивании соответственно

$$R_1 = F_1 P_1 k_{мп} \quad \text{и} \quad R_2 = F_2 P_2 k_{мп},$$

где $k_{мп} = 0,9 \dots 0,98$ - коэффициент, учитывающий потери на трение;

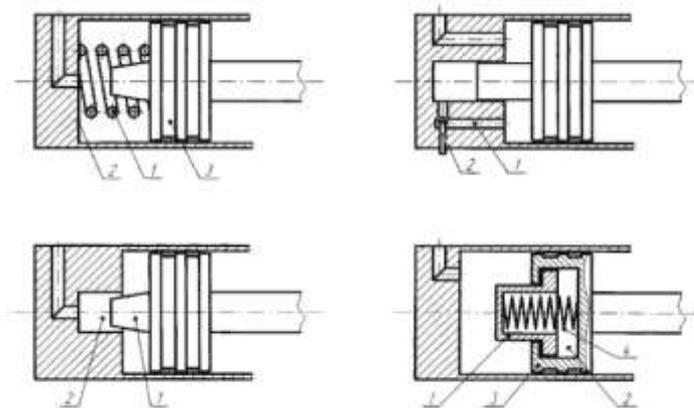


Рисунок 3.3 Принципиальные схемы демпферов: а - пружинный демпфер; б - демпфер с ложным штоком; в - демпфер регулируемый с отверстием; г - гидравлический демпфер

Скорости перемещения поршня:

$$v_1 = \frac{4Q_1}{\pi D^2} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{4Q_2}{\pi(D^2 - d^2)}$$

Расчеты на прочность. Прочностными расчетами определяют толщину стенок цилиндра, толщину крышек (головок) цилиндра, диаметр штока, диаметр шпилек или болтов для крепления крышек. В

зависимости от соотношения наружного D_H и внутреннего D диаметров цилиндры подразделяют на толстостенные и тонкостенные. Толстостенными называют цилиндры, у которых $D_H / D > 1,2$, а тонкостенными - цилиндры, у которых $D_H / D \leq 1,2$.

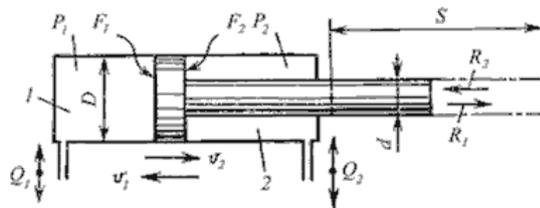


Рисунок 3.4 Основные и расчетные параметры гидроцилиндра

Толщину стенки однослойного толстостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{[\sigma] + P_y (1 - 2\mu)}{[\sigma] - P_y (1 + \mu)}} - 1 \right] \quad (3.1)$$

где P_y - условное давление, равное $(1,2 \dots 1,3)P$; $[\sigma]$ - допускаемое напряжение на растяжение, Па (для чугуна $2,5 \cdot 10^7$, для высокопрочного чугуна $4 \cdot 10^7$, для стального литья $(8 \dots 10) \cdot 10^7$, для легированной стали $(15 \dots 18) \cdot 10^7$, для бронзы $4,2 \cdot 10^7$); μ - коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона), равный для чугуна 0, для стали 0,29; для алюминиевых сплавов $0,26 \dots 0,33$; для латуни 0,35.

Толщину стенки тонкостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{P_y D}{2,3[\sigma] - P_y} \quad (3.2)$$

К определенной по формулам толщине стенки цилиндра прибавляется припуск на обработку материала. Для $D = 30 \dots 180$ мм припуск принимают равным $0,5 \dots 1$ мм.

Толщину крышки цилиндра определяют по формуле:

$$\delta_k = 0,433 d_k \sqrt{\frac{P_y}{[\sigma]}} \quad (3.3)$$

где d_k - диаметр крышки.

Диаметр штока, работающего на растяжение и сжатие соответственно:

$$d = \sqrt{\frac{4R}{\pi[\sigma_p]}} \quad \text{и} \quad d = D \sqrt{\frac{R}{[\sigma_c]}} \quad (3.4)$$

где $[\sigma_p]$ и $[\sigma_c]$ - допускаемые напряжения на растяжение и сжатие штока;

Штоки, длина которых больше 10 диаметров ("длинные" штоки), работающие на сжатие, рассчитывают на продольный изгиб по формуле Эйлера

$$\frac{R}{f} < \sigma_{кр} \quad (3.5)$$

где $\sigma_{кр}$ - критическое напряжение при продольном изгибе; f - площадь поперечного сечения штока;

Диаметр болтов для крепления крышек цилиндров:

$$d_b = D \sqrt{\frac{P}{1,2n[\sigma_p]}} \quad (3.6)$$

где n - число болтов.

3.5 Поворотные гидродвигатели

Для возвратно-поворотных движений приводимых узлов на угол, меньший 360, применяют *поворотные гидроцилиндры*, которые представляют собой объемный гидродвигатель с возвратно-поворотным движением выходного звена.

В зависимости от конструкции различают поворотные гидродвигатели:

- шиберный;
- поршневой;
- мембранный;

Они практически безинерционны и способны развивать большие вращающие моменты.

Наиболее распространены шиберные, у которых вытеснители выполнены в виде пластин – одной (рис.3.5, а), двух (рис.3.5 б), или трех (рис.3.5, в), жестко или подвижно закрепленных на валу двигателя.

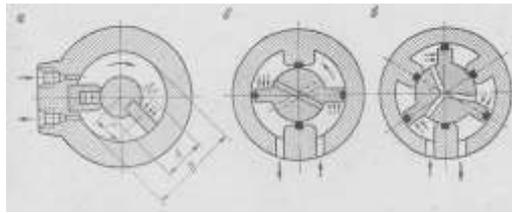


Рисунок 3.5 Пластинчатые поворотные двигатели

Поворотный гидроцилиндр рис.3.6. состоит из корпуса 1, и поворотного ротора, представляющего собой втулку 2, несущую пластину (лопасть) 3.

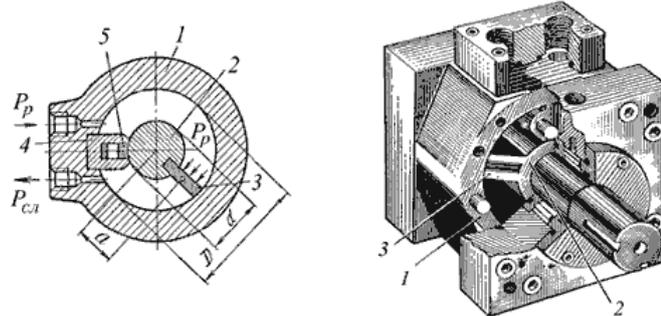


Рисунок 3.6 Поворотный однолопастной гидроцилиндр: а - схема; б - общий вид

Кольцевая полость между внутренней поверхностью цилиндра и ротором разделена уплотнительной перемычкой 4 с пружинящим поджимом к ротору уплотнительного элемента 5.

При подводе жидкости под давлением P_p в верхний канал (см. рис.3.6, а) пластина 3 с втулкой 2 будет поворачиваться по часовой стрелке. Угол поворота вала цилиндра с одной рабочей пластиной обычно не превышает 270...280°.

Расчетный крутящий момент M на валу рассматриваемого гидроцилиндра с одной пластиной равен произведению силы R на плечо a приложения этой силы (расстояние от оси вращения до центра давления рабочей площади пластины):

$$M = Ra \quad (3.7)$$

Усилие R определяется произведением действующего на лопасть перепада давлений на рабочую площадь пластины F :

$$R = \Delta P F = (P_p - P_{cl}) F \quad (3.8)$$

Из рис.3.6, а видно, что рабочая площадь пластины:

$$F = \frac{D-d}{2} b \quad (3.9)$$

где b - ширина пластины.

Плечо приложения силы

$$a = \frac{D}{2} - \frac{D-d}{4} = \frac{D+d}{4} \quad (3.10)$$

В соответствии с этим расчетный крутящий момент

$$M = \frac{\Delta P b}{8} (D^2 - d^2) \quad (3.11)$$

Угловая скорость ω вращения вала

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b} \quad (3.12)$$

Фактические момент M_f и угловая скорость ω_f будут меньше расчетных в связи с наличием потерь трения и утечек жидкости, характеризуемых механическим η_m и объемным $\eta_{об}$ КПД гидроцилиндра:

$$M = \frac{\Delta P b}{8} (D^2 - d^2) \eta_m$$

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b} \eta_{об}$$

Применяются также и многопластинчатые поворотные гидроцилиндры, которые позволяют увеличить крутящий момент, однако угол поворота при этом уменьшится.

Момент и угловая скорость многопластинчатого гидроцилиндра:

$$M = \frac{\Delta P b z}{8} (D^2 - d^2) \eta_m$$

$$\omega = \frac{8Q}{z(D^2 - d^2)b} \eta_{об}$$

где z - число пластин.

Контрольные вопросы:

1. Назначение гидроцилиндров;
2. Поворотные гидродвигатели;
3. Гидроцилиндры прямолинейного действия;
4. Классификация демпферов;
5. Основные технические параметры гидроцилиндров.

Глава 4 ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

4.1 Основные понятия и определения

Объемный гидропривод применяются в агрегатах для бурения, ремонта и освоения скважин, в качестве привода скважинных насосов (штанговых, гидропоршневых и гидроштанговых), в механизированных ключах для свинчивания и развинчивания труб и штанг, в гидроприводных лебедках для скважинных работ, в оборудовании для интенсификации добычи, а также в системах сбора и замера продукции скважин.

Важный аспект использования объемного гидропривода – создание роботов-манипуляторов для механизации трудоемких процессов при ремонте скважин.

Достоинства объемного гидропривода :

1. простота получения любых видов механического движения без использования механизмов преобразования движения.
2. возможность получения больших передаточных чисел без применения механических трансмиссий.
3. компактность и небольшая масса.
4. удобство и простота управления, возможность применения дистанционного и автоматического управления.
5. хорошие динамические характеристики и высокая частота реверсирования, что способствует уменьшению времени и повышению производительности оборудования.
6. возможность получения бесступенчатого регулирования скорости, что позволяет повысить коэффициент использования мощности приводного двигателя.
7. высокая степень защиты привода от перегрузок, совмещенная с простотой регулирования предела нагружения.

Объемный гидропривод – совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин давлением рабочей жидкости.

Кроме одного или нескольких источников подачи рабочей жидкости и объемных гидродвигателей (рис.4.1), в гидропривод входят:

- гидроаппараты – устройства для изменения направления потока, либо поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей жидкости;
- гидрообразователи – объемные гидромашины, предназначенные для преобразования одного потока рабочей жидкости в поток с другими значениями давления и скорости;
- кондиционеры рабочей жидкости (очистители, теплообменные аппараты, воздухопускные устройства);
- гидроемкости (гидробаки, гидро- и пневмогидроаккумуляторы);
- гидролинии (всасывающая, напорная, сливная, линия управления, дренажная);

Объемные гидроприводы классифицируются:

1. по источнику подачи рабочей жидкости: насосный, аккумуляторный, магистральный.
2. по характеру движения выходного звена: поступательного (гидроцилиндр), вращательного (гидромотор) и поворотного (поворотный гидродвигатель).
3. по циркуляции рабочей жидкости: с замкнутой и разомкнутой циркуляцией. В первом случае жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую линию насоса, во втором – в бак.
4. по возможности регулирования: регулируемый и нерегулируемый. в регулируемом гидроприводе скорость выходного звена гидродвигателя может регулироваться по требуемому закону. В зависимости от регулируемого устройства различают регулирование дроссельное, объемное, объемно-дроссельное и регулирование двигателем.

Дроссель – местное гидравлическое сопротивление на пути течения жидкости для регулирования расхода жидкости частичным сбросом ее сливную линию или для создания необходимого перепада давления.

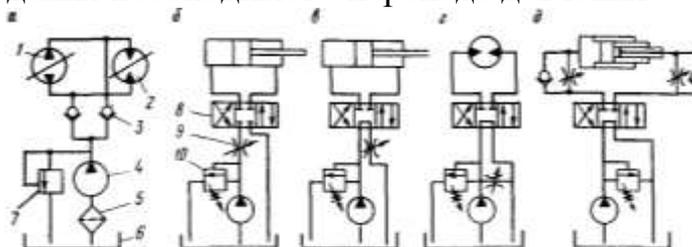


Рисунок 4.1. Схемы гидроприводов: а - замкнутой циркуляцией, б,в,г,д – с разомкнутой циркуляцией; б- с регулированием на входе; в – с регулированием на выходе; г – с регулятором на перепускной линии; д – двумя регуляторами; 1-насос; 2-гидромотор; 3-обратный клапан; 4-насос подпитки; 5-фильтр; 6-бак; 7-предохранительный клапан; 8-распределитель; 9-дроссель; 10- переливной клапан.

Основные параметры гидрооборудования:

- номинальное давление;
- рабочий объем;
- частота вращения;
- расход жидкости в гидросистеме;
- условный проход;
- вместимость.

Под *номинальным давлением* $p_{ном}$ понимают наибольшее избыточное давление, при котором устройство должно работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм (по ГОСТу).

Рабочий объем q ($см^3$) - расчетный объем рабочих камер гидромашины, вычисленный без учета допусков, погрешностей формы и деформаций. Выбираются по ГОСТу.

Номинальная частота вращения n (мин^{-1}) – наибольшая частота, при которой гидромашина должна работать в течение условленного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм. Значения выбирают по ГОСТу. для насосов с приводом от электродвигателей допускается применять значения номинальной частоты вращения соответствующих электродвигателей.

Под *условным проходом* D_y (мм) понимают округленный до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения присоединяемого трубопровода (по ГОСТу).

Номинальным расходом $Q_{\text{НОМ}}$ ($\frac{\text{дм}^3}{\text{мин}}$) называют расход рабочей жидкости определенной вязкости при установленном номинальном перепаде давления через гидроаппараты и гидролинии (по ГОСТу).

Вместимостью гидросистемы (дм^3) (гидробаков, гидроаккумуляторов, теплообменников, фильтров и т.д.) называют наибольший объем жидкости, занимающей рабочую полость в процессе эксплуатации (по ГОСТу).

Гидроаппараты подразделяются на направляющие и регулирующие. Направляющие гидроаппараты предназначены для управления гидроприводом, с их помощью осуществляется пуск, изменение направления движения и остановка исполнительных механизмов машин в фиксированных положениях. (предназначены для подключения к источнику питания исполнительных механизмов (домкратов, лебедок, ключей и т.д.))

К ним относятся: гидрораспределители; обратные клапаны; клапаны выдержки времени; клапаны последовательности; гидрозамки.

В зависимости от числа фиксированных позиций рабочего органа различают *распределители* двух-, трех-, многопозиционные. Фиксация распределителя в заданной позиции осуществляется ручными или автоматическими стопорными устройствами. По способу управления распределители: ручным, механическими, электрическим, гидравлическим и электрогидравлическим управлением. По числу внешних линий, связывающих распределитель с напорными и сливными магистралями, они делятся на двух-, трех-, четырех- и многолинейные распределители.

Гидроаппараты изображают на схемах в виде нескольких рядом стоящих квадратов или прямоугольников, число которых равно числу позиций запорно-регулирующего элемента.

Классификация и условные обозначения гидроаппаратов приведены в табл.4.1.

Обратные клапаны предназначены для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. При изменении направления движения потока клапан автоматически закрывается.

Гидрозамки предназначены для пропускания потока рабочей жидкости при отсутствии управляющего воздействия – в одном, а при наличии – в обоих

направлениях, т.е. гидрозамок можно представить как обратный клапан с устройством деблокировки.

Основными параметрами направляющих гидроаппаратов являются номинальное давление $p_{НОМ}$ и диаметр условного прохода D_y .

D_y выбирают, исходя из заданного расхода Q :

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{доп}}} \quad (4.1)$$

$v_{доп}$ - допустимая скорость потока в гидроаппарате, зависящая от номинального давления. При $p \geq 10 \text{ МПа}$, $v_{доп} \leq 30 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Таблица 4.1

Классификация и условные обозначения гидроаппаратов

гидроаппарат	назначение и характеристика	условное обозначение
гидрораспределитель	гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия:	
	1) четырехлинейный двухпозиционный распределитель с электромагнитным управлением и пружинным возвратом;	
	2) трехпозиционный четырехлинейный реверсивный гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением;	
обратный гидроклапан	направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении	
односторонний гидрозамок	гидрозамок с одним запорно-регулирующим элементом	

Важной характеристикой гидроаппарата является зависимость потерь давления Δp от расхода жидкости через гидроаппарат, которые можно определить по формуле:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho Q^2}{2f^2} \quad (4.2)$$

f - площадь сечения проходного канала;

ξ - коэффициент местного сопротивления гидроаппарата.

Рабочая жидкость (РЖ) в гидроприводе выполняет различные функции, она передает энергию гидродвигателям, смазывает и охлаждает трущиеся детали, обеспечивает вынос продуктов износа из зоны их контакта.

РЖ должны: обладать хорошей смазывающей способностью; быть инертными по отношению к материалам, используемым в гидроприводе; иметь малое изменение вязкости в широком диапазоне температур; сохранять свойства в течение длительного срока службы; не вспениваться; обладать хорошей теплопроводностью; обладать высоким модулем упругости и незначительным коэффициентом температурного расширения.

Существенное значение при выборе жидкости для гидропривода нефтепромысловых машин имеет ее вязкость и сжимаемость.

Вязкость – одно из основных свойств РЖ, ее изменение существенно влияет на работу гидросистемы. Вязкость жидкости также изменяется с изменением ее температуры.

Сжимаемость жидкости – свойство изменять свою плотность при изменении давления или температуры, она характеризуется коэффициентом относительного объема сжатия:

$$\beta_p = \frac{1}{\nu} \frac{dV}{dp} \quad (4.3)$$

который представляет собой относительное уменьшение объема жидкости при повышении давления на 1Па. Сжимаемость жидкости приводит к уменьшению КПД гидропривода и ухудшению его динамических характеристик.

Плотность жидкости при новом давлении p можно найти по:

$$\rho_p = \frac{\rho_0}{(1 - \beta_p \Delta p)} \quad (4.4)$$

ρ_0 - плотность жидкости при начальном давлении;

Δp - разность давлений.

Величина, обратная β_p называется модулем упругости жидкости:

$$E_{жс} = \frac{1}{\beta_p} \quad (4.5)$$

в приближенных расчетах принимается равным 1600МПа.

Плотность жидкости при новой температуре T :

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 - \beta_t \Delta T} \quad (4.6)$$

ΔT - разность температур; β_t коэффициент температурного расширения, представляет собой относительное увеличение объема жидкости при повышении температуры на один градус.

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT} \quad (4.7)$$

Для большинства РЖ, применяемых в гидросистемах нефтепромысловых машин β_t составляет в среднем $7 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\text{градус}}$. Поэтому при решении практических задач изменением плотности при изменении температуры пренебрегают (это справедливо лишь при отсутствии в жидкости нерастворенного воздуха).

Гидравлический бак служит для размещения запаса рабочей жидкости, используемой в гидроприводе, он также выполняет роль охладителя, т.к. его поверхность излучает теплоту. Основные технические параметры бака – номинальный и полезный объемы.

Приближенно номинальный объем гидробака:

$$V_H = (3 - 5) Q_M$$

Q_M - минутная подача насоса, л.

Гидравлический аккумулятор – это устройство, предназначенное для накапливания энергии рабочей жидкости, находящейся под избыточным давлением, с целью дальнейшего использования ее в гидроприводе. В зависимости от механизма накопления и возврата потенциальной энергии различают гидроккумуляторы грузовые, пружинные и пневматические (газовые).

4.2 Рабочие жидкости для гидросистем. Гидравлические линии

В гидроприводе рабочая жидкость является энергоносителем, благодаря которому устанавливается связь между насосом и гидродвигателем. Кроме того, рабочая жидкость обеспечивает смазку подвижных частей элементов гидропривода.

В качестве рабочих жидкостей в гидравлическом приводе применяют минеральные масла, водомасляные эмульсии, смеси и синтетические жидкости. Выбор типа и марки рабочей жидкости определяется назначением, степенью надежности и условиями эксплуатации гидроприводов машин.

Минеральные масла получают в результате переработки высококачественных сортов нефти с введением в них присадок, улучшающих их физические свойства. Присадки добавляют в количестве 0,05...10%. Присадки могут быть многофункциональными, т.е. влиять на несколько физических свойств сразу. Различают присадки антиокислительные, вязкостные, противоизносные, снижающие температуру застывания жидкости, антипенные и т.д.

Водомасляные эмульсии представляют собой смеси воды и минерального масла в соотношениях 100:1, 50:1 и т.д. Минеральные масла в эмульсиях служат для уменьшения коррозионного воздействия рабочей жидкости и

увеличения смазывающей способности. Эмульсии применяют в гидросистемах машин, работающих в пожароопасных условиях и в машинах, где требуется большое количество рабочей жидкости (например, в гидравлических прессах). Применение ограничено отрицательными и высокими (до 60 С) температурами.

Смеси различных сортов минеральных масел между собой, с керосином, глицерином и т.д. применяют в гидросистемах высокой точности, а также в гидросистемах, работающих в условиях низких температур.

Синтетические жидкости на основе силиконов, хлор- и фторуглеродистых соединениях, полифеноловых эфиров и т.д. негорючи, стойки к воздействию химических элементов, обладают стабильностью вязкостных характеристик в широком диапазоне температур. В последнее время, несмотря на высокую стоимость синтетических жидкостей, они находят все большее применение в гидроприводах машин общего назначения.

4.2.1 Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей

Выбор рабочих жидкостей для гидросистемы машины определяется:

- диапазоном рабочих температур;
- давлением в гидросистеме;
- скоростями движения исполнительных механизмов;
- конструкционными материалами и материалами уплотнений;
- особенностями эксплуатации машины (на открытом воздухе или в помещении, условиями хранения машины, возможностями засорения и т.д.).

Диапазон рекомендуемых рабочих температур находят по вязкостным характеристикам рабочих жидкостей. Верхний температурный предел для выбранной рабочей жидкости определяется допустимым увеличением утечек и снижением объемного КПД, а также прочностью пленки рабочей жидкости.

Нижний температурный предел определяется работоспособностью насоса, характеризующейся полным заполнением его рабочих камер или пределом прокачиваемости жидкости насосом. При безгаражном хранении машин в зимнее время вязкость жидкостей становится настолько высокой, что в периоды пуска и разогрева гидросистемы насос некоторое время не прокачивает рабочую жидкость. В результате возникает "сухое" трение подвижных частей насоса, кавитация, интенсивный износ и выход насоса из строя. Таким образом, при применении рабочих жидкостей в условиях отрицательных температур пуску гидропривода в работу должен непременно предшествовать подогрев рабочей жидкости.

Максимальные и минимальные значения вязкости рабочих жидкостей в зависимости от типа насоса приведены в табл.4.2.

Рабочее давление в гидросистеме и скорость движения исполнительного механизма также являются важными показателями, определяющими выбор рабочей жидкости. Утечки жидкости повышаются при увеличении давления, следовательно, было бы лучше применять рабочую жидкость с повышенной вязкостью. Но при этом будут увеличиваться гидравлические потери, и снижаться КПД гидропривода. Аналогичное влияние оказывает на рабочую жидкость скорость движения исполнительных механизмов. В настоящее время

нет научно обоснованных рекомендаций по выбору рабочих жидкостей в зависимости от давления и скорости движения исполнительного механизма. Однако отмечается стремление при больших давлениях применять рабочую жидкость повышенной, а при низких давлениях - пониженной вязкости.

При эксплуатации гидросистем необходимо создавать такие условия, при которых рабочая жидкость по возможности дольше сохраняла бы свои первоначальные свойства.

Таблица 4.2

Значения вязкости при крайних температурных пределах

Тип насоса	Значение вязкости (сСт) при температурном пределе		
	нижнем		верхнем
	по условию прокачиваемости	по условию полного заполнения рабочих камер	по условию обеспечения смазывающей пленки и значению КПД = 0,80...0,85
Шестеренный	4500...5000	1380...1250	16...18
Пластинчатый	4000...4500	680...620	10...12
Аксиально-поршневой	1800...1600	570...530	6...8

Для этого необходимо: не смешивать в одной таре свежую и бывшую в эксплуатации рабочие жидкости; пользоваться чистым заправочным инвентарем; не допускать смешивания рабочей жидкости с водой; не допускать попадания в жидкость пыли, песка, стружки и других механических частиц. При этом необходимо: фильтровать жидкость перед ее заливкой; герметично закрывать резервуары, содержащие рабочую жидкость. При работе гидропривода в широком диапазоне температур рекомендуется применять летние и зимние сорта рабочих жидкостей. Необходимо также после первого периода работы гидропривода в течение 50...100 ч заменять рабочую жидкость для ее фильтрации и очистки от продуктов износа в начальный период эксплуатации. Наиболее распространенными являются два сорта рабочих жидкостей - ВМГЗ и МГ-30. Они позволяют заменить более 30 сортов специальных масел - промышленных, турбинных, трансформаторных, дизельных, моторных, цилиндровых, веретенных и т.д.

4.2.2 Гидравлические линии

В гидросистемах машин отдельные элементы находятся на расстоянии друг от друга и соединяются между собой гидролиниями. Гидролинии должны обладать:

- достаточной прочностью;
- минимальными потерями давления на преодоление гидравлических сопротивлений;

- отсутствием утечек жидкости;
- отсутствием в трубах воздушных пузырей.

Трубопроводы в зависимости от своей конструкции делятся на жесткие и гибкие.

Жесткие трубопроводы изготавливают из стали, меди, алюминия и его сплавов. Стальные применяют при высоких давлениях (до 320 ат). Трубы из сплавов алюминия применяют при давлениях до 150 ат и главным образом в гидросистемах машин с ограниченной массой (авиация). Медные трубопроводы при меньших давлениях (до 50 ат), там, где требуется изгиб труб под большими углами, что обеспечивает компактность гидросистемы, и применяются для дренажных линий.

Гибкие трубопроводы (рукава) бывают двух видов: резиновые и металлические. Для изготовления *резиновых рукавов* применяют натуральную и синтетическую резину. Рукав состоит из эластичной внутренней резиновой трубки, упрочненной наружной оплеткой или внутренним текстильным каркасом (рис.4.2). Их применяют тогда, когда соединяемые трубопроводом гидроагрегаты должны перемещаться относительно друг друга. При этом благодаря своей упругости резиновый рукав уменьшают пульсацию давления в гидросистеме. Они имеют следующие недостатки: подвижность при изменении давления; снижение общей жесткости гидросистемы; малая долговечность (1,5...3 года). Поэтому при проектировании гидросистем машин резиновых рукавов следует по возможности избегать.

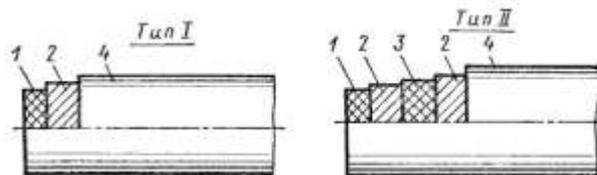


Рисунок 4.2 Схемы конструкции рукавов с оплеткой:
1 - внутренний резиновый слой; 2 - металлическая оплетка;
3 - промежуточный резиновый слой; 4 - наружный резиновый слой

Металлические рукава имеют гофрированную внутреннюю трубу, выполненную из бронзовой или стальной ленты, и наружную проволочную оплетку (рис.4.3). Между витками ленты находится уплотнитель. Рукава с хлопчатобумажным уплотнением предназначены для работы с температурой рабочей жидкости до 110 С, а с асбестовым уплотнением - до 300 С. Металлические рукава применяют в специфических условиях эксплуатации гидросистем, в контакте с агрессивными рабочими жидкостями.

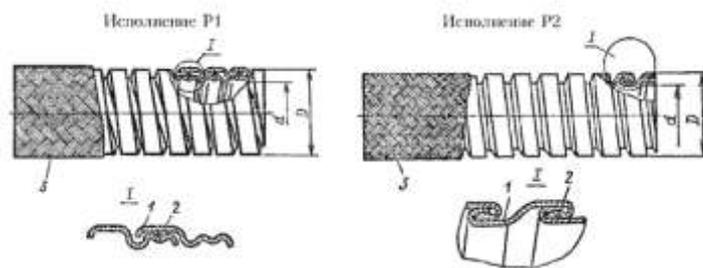


Рисунок 4.3 Металлические рукава:

1 - профилированная лента; 2 - уплотнитель; 3 - проволочная оплетка

4.2.3 Соединения

Соединениями отдельные трубы и гидроагрегаты монтируются в единую гидросистему. Кроме того, соединения применяют и тогда, когда в гидросистеме необходимо предусмотреть технологические разъемы. Соединения могут быть неразборными и разборными.

Неразборные соединения применяют в недемонтируемых гидросистемах. Для соединения труб применяют сварку и пайку встык или используют муфты (переходные втулки) с прямыми с скошенными под углом 30 концами. При применении неразборных соединений масса гидролиний может быть уменьшена на 25...30% по сравнению с применением разборных соединений.

Разборные соединения (неподвижные и подвижные) - это соединения при помощи фланцев, штуцеров, ниппелей и других соединительных элементов.

Неподвижное разборное соединение может быть выполнено по наружному и внутреннему конусу, с врезающимся кольцом и фланцевое.

Соединение по *наружному конусу* (рис.4.4) состоит из трубопровода 1 с развальцованным на конус концом, ниппеля 2, штуцера 3 и накидной гайки 4. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием развальцованного конца трубы к наружной поверхности штуцера и соответствующей затяжкой накидной гайки. Недостатками такого соединения являются: уменьшение прочности трубы в месте раструба; возможность образования незаметных для глаза кольцевых трещин; сравнительно большой момент затяжки накидной гайки; небольшое количество переборок; применение специализированного инструмента для развальцовки.

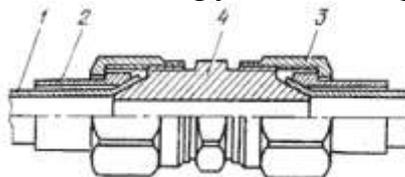


Рисунок 4.4 Соединение по наружному конусу

Неподвижное разборное соединение по внутреннему конусу (рис.4.5) состоит из ниппеля 4, приваренного или припаянного к трубе 5, штуцера 2 и накидной гайки 1. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием наружной поверхности ниппеля к внутренней поверхности штуцера и затяжкой накидной гайки. Соединение по внутреннему конусу допускает большое количество переборок, а при его монтаже не происходит

нежелательных деформаций в трубах и в соединительной арматуре. Благодаря сферической поверхности ниппеля допускается небольшой перекося труб.

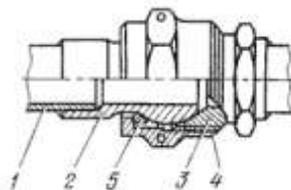


Рисунок 4.5 Соединение по внутреннему конусу

Соединение с *врезающимся кольцом* (рис.4.6) состоит из штуцера 1 с внутренней конической поверхностью 2, накладной гайки 5 и врезающегося кольца 3. Кольцо изготовлено из стали с цементированной поверхностью, а его конец, обращенный к штуцеру, имеет режущую кромку. При затяжке соединения гайкой режущая кромка врезается в трубу 4, происходит деформация кольца, которое получает форму, соответствующую конической поверхности штуцера. В результате обеспечиваются требуемые прочность и герметичность соединения.

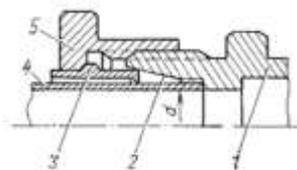


Рисунок 4.6 Соединение с врезающимся кольцом

К неподвижным разборным соединениям относится и *фланцевое соединение* (рис.4.7), которое применяют при монтаже гидросистем с трубами, имеющими диаметр условного прохода более 32 мм при рабочих давлениях до 32 МПа. Герметичность обеспечивается установкой между фланцами уплотнительных колец.

Подвижное разборное соединение применяется в гидросистемах землеройных, строительных, лесных и других машин. Здесь нередко применяют гидроцилиндры, которые должны поворачиваться на небольшой угол относительно оси, проходящей через точку крепления гидроцилиндра. При монтаже таких гидросистем применяют подвижные соединения, имеющие одну, две и более степеней свободы. На рис.4.8, а приведено поворотное соединение с одной степенью свободы, которое состоит из штуцера 1 и закрепленного на нем поворотного угольника 2. От осевого перемещения угольник стопорится шайбой 3 и кольцом 4. Герметичность соединения обеспечивается резиновыми кольцами 5 с защитными шайбами 6.

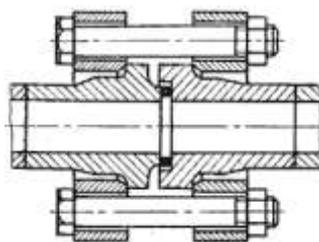


Рисунок 4.7 Фланцевое соединение

Другим примером подвижного соединения является свернутый в спираль трубопровод (рис.4.8, б). В этом случае спираль необходимо закрепить в двух точках (точки 1 и 2). Во время поворота гидроцилиндра спираль может растягиваться. Такой способ соединения может обеспечивать несколько степеней свободы.

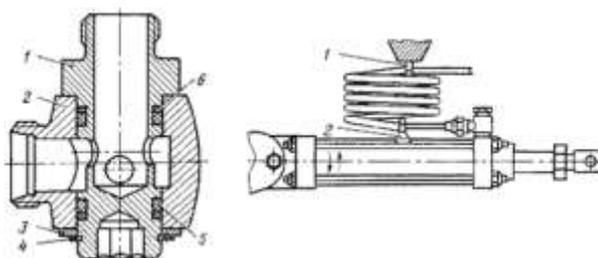


Рисунок 4.8 Подвижное разборное соединение: а - шарнирное; б - в виде трубы, свернутой в спираль

Способ заделки в концах гибких трубопроводов соединительной арматуры определяется давлением и конструкцией гибкого трубопровода. При давлении до 0,5 МПа (рис.4.9, а) конец рукава навинчивают на наконечник или на ниппель 1 с гребенчатой поверхностью и закрепляют хомутом 2. При давлениях до 10 МПа соединение конца рукава происходит в результате зажатия его между ниппелем и зажимной муфтой (обоймой). При таком способе (рис.4.9, б) рукав 1 ввинчивают в зажимную муфту 2, имеющую резьбу с большим шагом. Далее в муфту ввинчивают ниппель 3, который своей конусной поверхностью вдавливает конец рукава в резьбу муфты и зажимает его. Для давлений более 10 МПа муфту 2 обжимают в специальном цанговом приспособлении. Накладной гайкой 4 производят соединение рукава с гидрооборудованием.

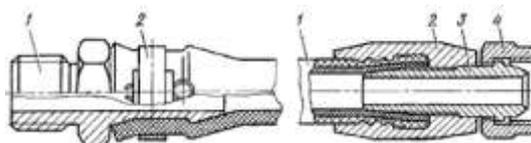


Рисунок 4.9 Заделка концов рукавов: а - при давлении до 0,5 МПа; б - при давлении свыше 10 МПа

4.2.4 Расчет гидролиний

Целью расчета гидролиний является определение внутреннего диаметра

трубопроводов, потерь давления на преодоление гидравлических сопротивлений и толщины стенок труб.

Внутренний диаметр (условный проход) трубопровода d определяют по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}, \quad (4.8)$$

или

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}}, \quad (4.9)$$

где Q - расход жидкости, м³/с для (4.10) и л/мин для (4.11);
 v - скорость движения жидкости, м/с;
 d - внутренний диаметр трубопровода, м для (4.11) и мм для (4.12).

Скорость течения жидкости в трубопроводах зависит в основном от давления в гидросистеме (табл.4.3).

Таблица 4.3

	Рекомендуемые значения скорости рабочей жидкости							
	Трубопроводы							
	Всасывающие	Сливные	Нагнетательные					
P_H , МПа	—	—	2,5	6,3	16	32	63	100
$v_{РЖ}$ м/с	1,2	2	3	3,5	4	5	6,3	10

Потеря давления на преодоление гидравлических сопротивлений по длине каждого участка трубопровода определяется по формуле:

$$\Delta P_{дл} = \rho \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{РЖ}^2}{2}, \quad (4.10)$$

где ρ - плотность рабочей жидкости, кг/м³;
 λ - коэффициент гидравлического трения;
 l - длина трубопровода, м.

Если на пути движения рабочей жидкости встречаются местные сопротивления, то потеря давления в местных сопротивлениях определяется по формуле Вейсбаха:

$$\Delta P_{м} = \rho \zeta \frac{v_{РЖ}^2}{2}, \quad (4.11)$$

где ζ - коэффициент местных сопротивлений.

Значения коэффициентов ζ для наиболее распространенных видов местных сопротивлений принимают следующими: для штуцеров и переходников для труб $\zeta = 0,1 \dots 0,15$; для угольников с поворотом под углом 90° $\zeta = 1,5 \dots 2,0$; для прямоугольных тройников для разделения и объединения потоков $\zeta = 0,9 \dots 2,5$; для плавных изгибов труб на угол 90° с радиусом изгиба, равным $(3 \div 5)d$ $\zeta = 0,12 \dots 0,15$; для входа в трубу $\zeta = 0,5$; для выхода из трубы в бак или в цилиндр $\zeta = 1$.

При ламинарном режиме Т.М. Башта [3, с.29] для определения коэффициента гидравлического трения λ рекомендует при $Re < 2300$ применять формулу:

$$\lambda = \frac{75}{Re}, \quad (4.12)$$

а при турбулентном режиме течения жидкости в диапазоне $Re = 2300 \dots 100\,000$ коэффициент λ определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса:

$$\lambda_T = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (4.13)$$

Если

$$Re > 10 \frac{d}{\Delta_\Theta}, \quad (4.14)$$

где Δ_Θ - эквивалентная шероховатость труб (для новых бесшовных стальных труб $\Delta_\Theta = 0,05$ мм, для латунных - $0,02$ мм, для медных - $0,01$, для труб из сплавов из алюминия - $0,06$, для резиновых шлангов - $0,03$), то коэффициент гидравлического трения определяется по формуле А.Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_\Theta}{d} \right)^{0,25}. \quad (4.15)$$

Потери давления в гидроаппаратуре $\Delta P_{га}$ принимают по ее технической характеристике после выбора гидроаппаратуры. После этого суммируют потери давления:

$$\Delta P = \Delta P_{дл} + \Delta P_{м} + \Delta P_{га} \quad (4.16)$$

При выполнении гидравлического расчета *производят проверку бескавитационной работы насоса.*

Вакуум у входа в насос определяют по формуле:

$$P_6 = \rho g \left(h_s + h_{mp} \frac{\alpha \omega^2}{2g} \right), \quad (4.17)$$

где h_s - расстояние от оси насоса до уровня рабочей жидкости в баке; h_{mp} - потери напора на преодоление всех гидравлических сопротивлений во всасывающей гидролинии; v - скорость движения жидкости во всасывающей гидролинии; α - коэффициент Кориолиса.

Рекомендуемый (с запасом на бескавитационную работу насоса) вакуум P_6 у входа в насос должен быть не более 0,04 МПа. Если $P_6 > 0,04$ МПа, то нужно увеличить диаметр всасывающего трубопровода или расположить бак выше оси насоса. При этом считается, что рабочая жидкость находится в баке с атмосферным давлением $P_{атм} = 0,1$ МПа. Таким образом, разность давлений в баке P_6 (с атмосферным или избыточным давлением) и на входе в насос P_6 не должна быть меньше 0,06 МПа.

Определение толщины стенок является проверочным расчетом на прочность жестких труб, подобранных по ГОСТу. Толщину стенки трубы определяют по формуле:

$$\delta = \frac{Pd}{2\sigma_6} n, \quad (4.18)$$

где P - максимальное статическое давление; σ_6 - допускаемое напряжение на разрыв материала труб, принимаемое равным 30...35% от временного сопротивления; n - коэффициент запаса, $n = 3...6$, для гнутых труб принимается равным на 25 % ниже. С учетом возможных механических повреждений толщина стенок стальных труб должна быть не менее 0,5 мм, а для медных - не менее 0,8...1,0 мм.

4.3 Системы разгрузки насосов и регулирования гидродвигателей

4.3.1 Способы разгрузки насосов от давления

В гидроприводах, в которых гидродвигатели работают непродолжительно, необходимо устраивать системы разгрузки насоса от давления. Благодаря этому уменьшаются эксплуатационные расходы, увеличивается КПД системы и повышается долговечность насоса.

Разгрузка через распределитель осуществляется путем соединения напорной линии насоса непосредственно через распределитель с баком. На рис.4.10, а показан момент разгрузки насоса при помощи трехпозиционного реверсивного распределителя с электромагнитным управлением. Разгрузка осуществляется при среднем положении плунжера за счет каналов, сделанных в плунжере золотника.

Разгрузка насоса с удержанием в гидромагистрали установившегося давления необходима для гидросистем машин с прижимом или зажимом деталей при их обработке (в станкостроении) или в гидросистемах, где продолжительное время должно поддерживаться высокое давление при отсутствии расхода. В таких случаях применяют гидроаккумуляторы.

Рассмотрим еще один вариант разгрузки. На рис.4.10, б представлена гидросхема, где разгрузка насоса с удержанием давления в гидромагистрали осуществляется следующим образом. После прижима штоком поршня груза 1 к упору начинается зарядка гидроаккумулятора 2. В это же время жидкость под высоким давлением по линии управления 3 подводится к напорному клапану.

Когда давление достигнет значения, на которое настроен клапан 4, он откроется и соединит напорную линию с гидробаком. Насос разгрузится от высокого давления, при этом обратный клапан 5 блокирует магистраль от слива, а нужное давление поддерживается гидроаккумулятором 2. Гидроаккумулятор при этом компенсирует утечки рабочей жидкости в гидроаппаратуре и перетечки в гидродвигателе.

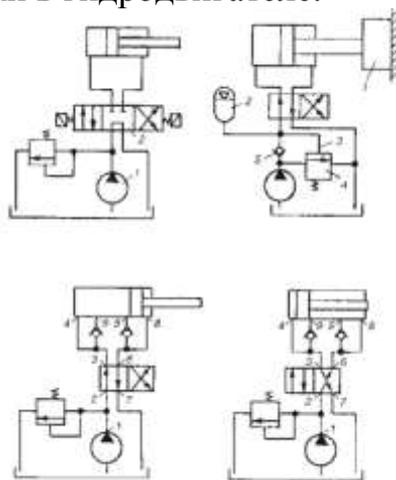


Рисунок 4.10 Принципиальные схемы разгрузки насоса

Разгрузка насоса в положении "стоп" исполнительного механизма применяют в станках, работающих по циклам: рабочий ход - "стоп" - реверс - холостой ход. В этом случае к гидроцилиндру и гидромагистрали необходимо подключить обратные клапаны (рис.4.10, в, г). При достижении поршнем крайнего правого положения (рис.9.1, в) насос разгружается по линии 1-2-3-4-5-6-7, а при достижении крайнего левого положения (рис.4.10, г) - по линии 1-2-6-8-9-3-7.

4.3.2 Дроссельное регулирование

Очень часто во многих рабочих процессах необходимо изменять скорости движения выходных звеньев гидродвигателей. Изменение скорости может осуществляться разными способами. Одним из них является дроссельное управление.

Дроссельный способ регулирования скорости гидропривода с нерегулируемым насосом основан на том, что часть жидкости, подаваемой насосом, отводится в сливную гидролинию и не совершает полезной работы. Простейшим регулятором скорости является регулируемый дроссель, который устанавливается в системе либо последовательно с гидродвигателем, либо в гидролинии управления параллельно гидродвигателю.

При *параллельном включении* дросселя (рис.4.11, а) рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока. один поток проходит через гидродвигатель, другой - через регулируемый дроссель.

Скорость поршня для этой схемы определится выражением

$$v = \frac{1}{S} \left(Q_H - \mu S_{dp} \sqrt{\frac{2F_H}{\rho S}} \right)$$

где S - эффективная площадь поршня; Q_H - подача насоса; S_{dp} - площадь проходного сечения дросселя; μ - коэффициент расхода; F_H - нагрузка на шток поршня; ρ - плотность жидкости.

В такой системе при постоянной внешней нагрузке $F_H = \text{const}$, скорость движения будет изменяться от v_{min} до v_{max} при изменении S_{dp} от $S_{dp\ max}$ до $S_{dp} = 0$. Поскольку в рассматриваемом гидроприводе давление на выходе насоса зависит от нагрузки $P_H = F_H / S$ и не является постоянной величиной, такую систему называют *системой с переменным давлением*. Клапан, установленный в системе, является предохранительным. Эта система позволяет регулировать скорость только в том случае, если направление действия нагрузки противоположно направлению движения выходного звена гидропривода (отрицательная нагрузка).

Последовательное включение дросселя осуществляется на входе в гидродвигатель, на выходе гидродвигателя, на входе и выходе гидродвигателя. При этом во всех трех случаях система регулирования скорости строится на принципе поддержания постоянного значения давления P_H на выходе нерегулируемого насоса за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан. Поэтому система дроссельного регулирования с последовательным включением дросселей получила название *система с постоянным давлением*.

Гидропривод с дросселем на входе (рис.4.11, б) допускает регулирование скорости только при отрицательной нагрузке. При положительной нагрузке, направленной по движению поршня, может произойти разрыв сплошности потока рабочей жидкости, особенно при закрытом дросселе, когда поршень продолжает движение под действием сил инерции.

Скорость движения поршня в таком гидроприводе определяется выражением

$$v = \mu \frac{S_{dp}}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_H - \left| \frac{F_H}{S} \right| \right)}$$

Гидропривод с дросселем на выходе (рис.4.11,в) допускает регулирование скорости гидродвигателя при знакопеременной нагрузке, так как при любом направлении действия силы F_H изменению скорости препятствует сопротивление дросселя, через который рабочая жидкость поступает из полости

гидродвигателя на слив. Для такой схемы включения дросселя скорость движения выходного звена определится

$$v = \mu \frac{S_{дп}}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(F_H \pm \frac{F_H}{S} \right)}$$

При установке дросселя на выходе в случаях больших положительных нагрузок давление перед дросселем может превысить допустимый уровень.

Поэтому для предохранения системы параллельно дросселю включают предохранительный клапан.

Недостатком дроссельного регулирования является то, что при регулировании часть энергии тратится на преодоление сопротивления в дросселе и предохранительном клапане, вследствие чего повышается температура жидкости, а это отрицательно сказывается на работе гидросистемы. При дроссельном регулировании снижается КПД гидропривода, и отсутствует постоянство скорости движения выходного звена гидродвигателя при переменной нагрузке.

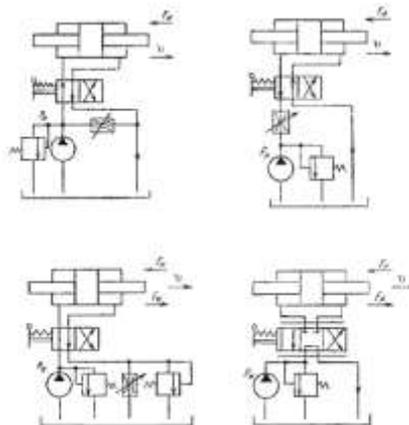


Рисунок 4.11 Схемы гидроприводов с дроссельным управлением скоростью: а - с параллельным включением дросселя; б - с дросселем на входе гидродвигателя; в - с дросселем на выходе гидродвигателя; г - с четырехлинейным дросселирующим распределителем

4.3.3 Объемное регулирование

Для изменения скорости рабочих органов применяют системы, у которых вся жидкость от насосов поступает к гидродвигателю, а регулирование его скорости достигается изменением рабочего объема насоса или гидродвигателя.

Ступенчатой регулирование, являясь разновидностью объемного, обычно осуществляется или путем подключения в систему различных по производительности насосов (различных по расходу гидродвигателей).

Изменение скорости перемещения поршня гидроцилиндра (рис.4.12) осуществляется в результате соединения одного или нескольких насосов 1 с

линией слива (при помощи кранов 2). Обратные клапаны 3 в системе отключают разгруженный насос от линии высокого давления.

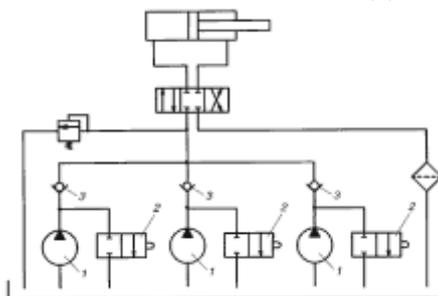


Рисунок 4.12 Объемное ступенчатое регулирование

Подключение в гидросистему трех насосов разной производительности Q_1 , Q_2 и Q_3 позволяет получать до семи значений скоростей движения выходного звена гидродвигателя.

Плавное изменение скорости движения выходного звена гидропривода реализуется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо двигателя, либо за счет изменения рабочего объема обеих машин.

Регулирование путем изменения рабочего объема насоса может быть использовано в гидроприводах поступательного, поворотного или вращательного движений.

На рис.4.13,а приведена принципиальная схема гидропривода поступательного движения с замкнутой циркуляцией, в котором регулирование скорости движения штока гидроцилиндра 1 осуществляется за счет изменения подачи насоса 4. Выражение для скорости движения штока при $F_H / S < P_k$ записывается в виде

$$v = \frac{e_H q_H n_H^2}{S} - r_c \frac{F_H}{S^2}$$

где q_H - максимальный рабочий объем насоса; n_H - частота вращения насоса; S - эффективная площадь поршня гидроцилиндра; r_c - коэффициент объемных потерь системы, определяемый изменением объемного КПД насоса и гидродвигателя в функции давления (нагрузки); F_H - нагрузка на шток поршня; P_k - давление, на которое отрегулированы предохранительные клапаны; e_H - параметр регулирования насоса, равный отношению текущего значения рабочего объема к максимальному рабочему объему.

Изменение направления движения выходного звена гидропривода осуществляется благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, подаваемой насосом (реверс подачи насоса). При этом необходимо вначале уменьшить подачу насоса до нуля, а затем увеличить ее, но в противоположном направлении. Напорная и сливная гидролинии меняются местами. Для компенсации утечек в гидроприводе с замкнутой циркуляцией, а также для исключения возможности кавитации на входе в насос используется

вспомогательный насос 3, осуществляющий подачу рабочей жидкости в систему гидропривода через обратные клапаны 5.

При таком способе регулирования скорости усилие, развиваемое выходным звеном гидропривода, не зависит от скорости движения. В этом случае диапазон регулирования определяется объемным КПД гидропривода, а также максимальной подачей насоса, определяемый его рабочим объемом.

На рис.4.13, б представлена зависимость скорости движения и мощности на выходном звене гидропривода от параметра регулирования при постоянной нагрузке. Такая система объемного регулирования скорости получила наибольшее распространение в гидроприводах дорожно-строительных и подъемно-транспортных машин.

Регулирование путем изменения рабочего объема гидродвигателя применяется только в гидроприводах вращательного движения, где в качестве гидродвигателя используется регулируемый гидромотор (рис.4.14, а). В этом случае регулирование происходит при постоянной мощности, так как уменьшение рабочего объема гидродвигателя увеличивает скорость выходного звена гидропривода и соответственно уменьшает крутящий момент, развиваемый на выходном звене. Частота вращения вала гидромотора n_M при $P_l < P_k$ определяется соотношением

$$n_M = \frac{q_H n_H - r_c P_l}{e_M q_{M \max}}$$

где $q_{M \max}$ - максимальный рабочий объем гидромотора; e_M - параметр регулирования гидромотора; P_l - давление в напорной гидролинии; r_c - коэффициент объемных потерь (утечек) в системе.

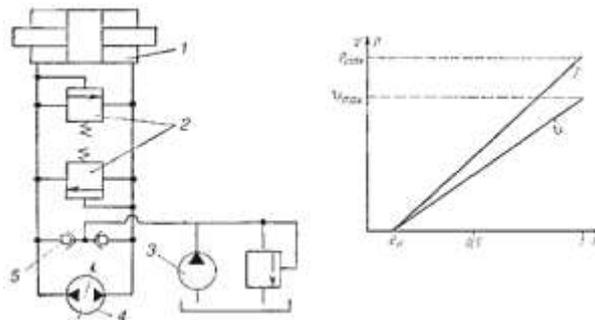


Рисунок 4.13 Гидропривод с регулируемым насосом: а - принципиальная схема; б - зависимость скорости и давления от параметра регулирования; 1 - гидроцилиндр; 2 - предохранительный клапан; 3 - вспомогательный насос; 4 - регулируемый насос; 5 - обратный клапан

Из выражения (9.5) следует, что при $e_M \rightarrow 0$ n_M возрастает до бесконечности. Практически существует минимальное значение e'_M , при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным моменту внутреннего трения, и гидромотор тормозится даже при моменте нагрузки, равном нулю ($P_l = 0$).

На рис.9.5, б представлена зависимость частоты вращения и развиваемого момента на валу гидромотора от параметра регулирования при постоянном давлении P_1 .

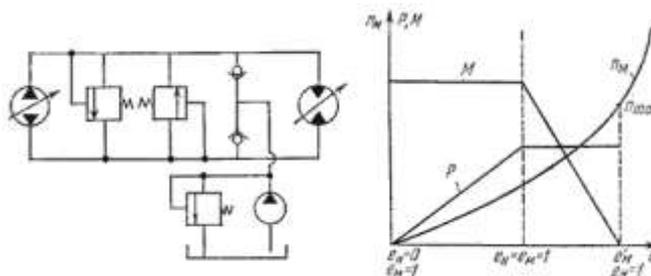


Рисунок 4.14 Гидропривод с регулируемым гидромотором: а - принципиальная схема; б - зависимость скорости и давления от параметра регулирования

Регулирование путем изменения рабочих объемов насоса и гидродвигателя используют только в гидроприводах вращательного движения с регулируемым гидромотором. Скорость выходного звена рационально регулировать следующим образом:

- 1) запустить приводной двигатель при $e_H = 0$;
- 2) для страгивания и разгона выходного звена привода изменить e_H от 0 до 1 при $e_M = 1$;
- 3) дальнейшее увеличение скорости осуществлять путем изменения e_M от 1 до e'_M при $e_H = 1$.

Уменьшение скорости происходит в обратном порядке. Такой способ позволяет получить большой диапазон регулирования, он обладает всеми достоинствами и недостатками выше рассмотренных схем объемного управления.

На рис.4.15 представлены принципиальная схема (а) и характеристика (б) гидропривода с замкнутой циркуляцией и регулируемым насосом и гидромотором.

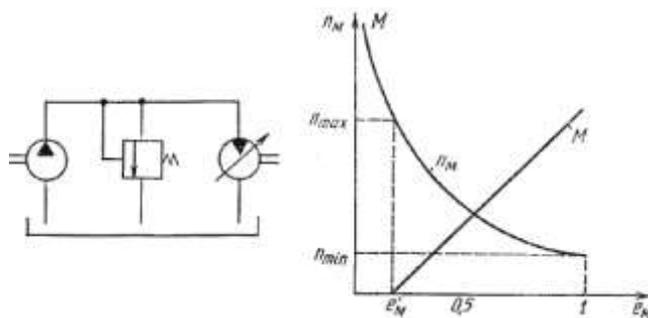


Рисунок 4.15 Гидропривод с регулируемым насосом и гидромотором

4.3.4. Комбинированное регулирование

Комбинированное регулирование или *объемно-дрессельное регулирование* скорости движения выходного звена гидродвигателя заключается в том, что в систему дроссельного регулирования с постоянным давлением устанавливается регулируемый насос и давление поддерживается постоянным не за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан, а

за счет изменения подачи насоса. В такой системе регулирования отсутствуют потери в переливном клапане.

На рис.4.16 представлена схема гидропривода поступательного движения с объемно-дроссельным управлением скоростью. Постоянное давление P_H поддерживается путем совместной работы регулятора 1 и аксиально-поршневого регулируемого насоса 2. Изменение давления P_H приводит к изменению положения поршня регулятора 1 и связанного с ним наклонного диска насоса 2. Изменение положения диска приводит к изменению подачи насоса Q .

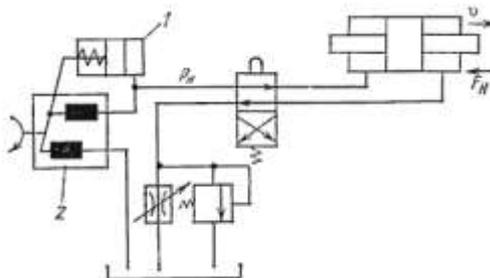


Рисунок 4.16 Гидропривод с объемно-дроссельным управлением скоростью выходного звена гидродвигателя

Поэтому в такой системе подача насоса всегда равна расходу через гидродвигатель и дроссель при $P_H = \text{const}$.

4.3.5 Сравнение способов регулирования

Сравнительную оценку различных систем регулирования скорости гидроприводов целесообразно проводить по двум показателям: нагрузочной характеристике привода $v = f(F_H)$ и КПД системы регулирования. На рис.4.17, а приведены нагрузочные характеристики, построенные для гидроприводов с одинаковой максимальной нагрузкой (1 - система с переменным давлением, 2 - система постоянным давлением, 3 - объемное управление).

Так как для управляемых гидроприводов наибольший интерес представляет не значение КПД на одном из режимов работы, а характер изменения КПД во всем диапазоне регулирования при различных нагрузках, то сравнение систем лучше всего проводить по характеристикам:

$$\eta = \varphi(\bar{v}); \quad \eta = f(F_H)$$

где \bar{v} - отношение текущего значения скорости при данной нагрузке к максимальному значению скорости при той же нагрузке.

На рис.4.17, б приведены характеристики КПД систем регулирования (1 - параллельное включение дросселя; 2 - последовательное включение дросселя при оптимальной нагрузке; 3 - объемно-дроссельное управление при оптимальной нагрузке и объемное управление), а на рис.4.17, в - зависимости КПД системы регулирования от нагрузки при максимальной скорости движения выходного звена привода (1 - параллельное включение дросселя и

объемное управление; 2 - объемно-дрессельное управление; 3 - последовательное включение дросселя).

Сравнение характеристик на рис.9.8 показывает, что гидропривод с объемным управлением имеет самую стабильную характеристику скорости во всем диапазоне изменения нагрузок и самый высокий КПД системы регулирования во всем диапазоне регулирования скорости.

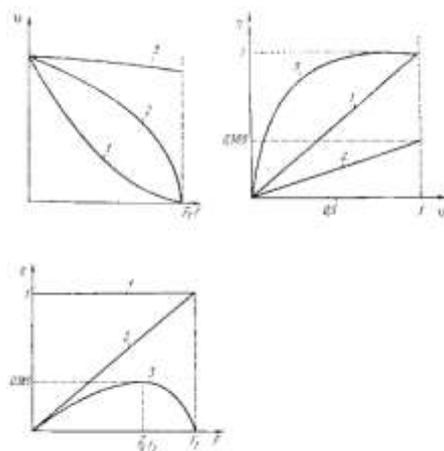


Рисунок 4.17 Характеристики гидроприводов с различными способами управления скоростью

Однако стоимость регулируемых гидромашин выше, чем нерегулируемых, и поэтому только в гидроприводах большой мощности ($N > 10$ кВт), где выигрыш в энергетике компенсирует увеличение стоимости, целесообразно использовать систему объемного управления. В приводах же небольшой мощности рационально использовать системы дроссельного регулирования, обеспечив при этом стабильность скорости при изменении нагрузки.

Контрольные вопросы:

1. Классификация объемного гидропривода;
2. Основные параметры гидрооборудования;
3. Виды гидрораспределителей;
4. Классификация гидроаппаратов;
5. Рабочие жидкости.

Глава 5 ГИДРОАППАРАТУРА, ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА И ГИДРОЛИНИИ

5.1 Гидрораспределители

При эксплуатации гидросистем возникает необходимость изменения направления потока рабочей жидкости на отдельных ее участках с целью изменения направления движения исполнительных механизмов машины, требуется обеспечивать нужную последовательность включения в работу этих

механизмов, производить разгрузку насоса и гидросистемы от давления и т.п. Эти и некоторые другие функции могут выполняться специальными гидроаппаратами - *направляющими гидрораспределителями*.

При изготовлении гидрораспределителей в качестве конструктивных материалов применяют стальное литье, модифицированный чугун, высоко- и низкоуглеродистые марки сталей, бронзу. Для защиты отдельных элементов распределителей от абразивного износа, поверхности скольжения цементируют, азотируют и т.п. Размеры и масса гидрораспределителей зависят от расхода жидкости через них, с увеличением которого они увеличиваются.

По способу присоединения к гидросистеме гидрораспределители выпускают в трех исполнениях: *резьбового, фланцевого и стыкового* присоединения. Выбор способа присоединения зависит от назначения гидрораспределителя и расхода через него рабочей жидкости.

По конструкции запорно-регулирующего элемента гидрораспределители подразделяются следующим образом:

Золотниковые (запорно-регулирующим элементом является золотник цилиндрической или плоской формы). В золотниковых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем осевого смещения запорно-регулирующего элемента.

Крановые (запорно-регулирующим элементом служит кран). В этих гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки крана, имеющей плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму.

Клапанные (запорно-регулирующим элементом является клапан). В клапанных распределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих проходных сечений клапанами (шариковыми, тарельчатыми, конусными и т.д.) различной конструкции.

По числу фиксированных положений золотника гидрораспределители подразделяются: на двухпозиционные, трехпозиционные и многопозиционные.

По управлению гидрораспределители подразделяются на гидроаппараты с ручным, электромагнитным, гидравлическим или электрогидравлическим управлением. Крановые гидрораспределители используются чаще всего в качестве вспомогательных в золотниковых распределителях с гидравлическим управлением.

5.1.1 Золотниковые гидрораспределители

Запорно-регулирующим элементом золотниковых гидрораспределителей является цилиндрический золотник 1, который в зависимости от числа каналов (подводов) 3 в корпусе 2 может иметь один, два и более поясков (рис.5.1,а). На схемах гидрораспределители обозначают в виде подвижного элемента, на котором указываются линии связи, проходы и элементы управления. Рабочую позицию подвижного элемента изображают квадратом (прямоугольником), число позиций соответствует числу квадратов (рис.5.1, б).

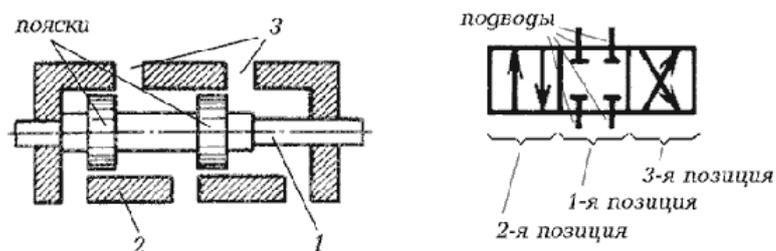


Рисунок 5.1 Схема (а) и обозначение (б) гидрораспределителя

Рассмотрим принцип работы распределителя (рис.5.2). В первой (исходной) позиции все линии A , B , P и T , подходящие к распределителю разобщены, т.е. перекрыты (рис.5.2, а). При смещении золотника влево распределитель переходит во вторую позицию, в которой попарно соединены линии P и A , B и T (рис.5.2, б). При смещении золотника вправо - в третью, где соединяются линии P и B , A и T (рис.5.2, в). Такой распределитель часто называют реверсивным, так как он используется для остановки и изменения направления движения исполнительных органов.

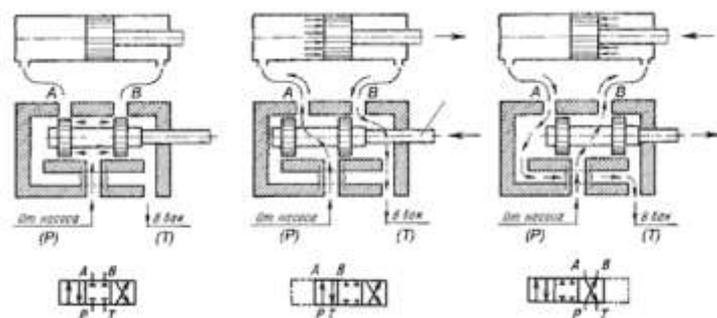


Рисунок 5.2 Схема работы золотникового гидрораспределителя

В зависимости от числа подводов (линий, ходов) распределители могут быть двухходовые (двухлинейные); трехходовые (трехлинейные), четырех- и многоходовые. В соответствии с этим в обозначениях гидрораспределителей первая цифра говорит о числе подводов. Например, из обозначения гидрораспределителя "4/2" можно понять, что он имеет 4 подвода, т.е. он четырехходовой (четырёхлинейный).

Вторая цифра в обозначении говорит о числе позиций. То же обозначение распределителя "4/2" говорит, что у него две позиции.

Примеры обозначения распределителей приведены на рис.5.3.

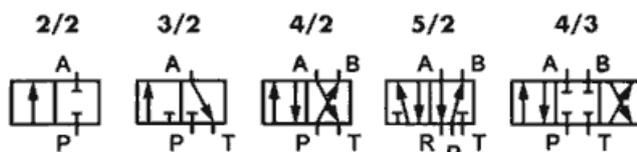


Рисунок 5.3 Примеры обозначения типов распределителей

Управление положением золотника распределителя может быть нескольких типов. Подробные способы управления представлены в табл.5.1.

Таблица 4.2

Виды управления распределителями

Условное обозначение	Способом
Управление мускульной силой	
	без уточнения пола
	ручной кнопкой
	ручной рычагом
	ручной рычагом с фиксацией
	ручной поворотной рукояткой
	ножной педалью
Управление механическим воздействием	
	от толкателем
	от ролика
	от ролика с лемнообразным рычагом
	от пружины
Управление давлением	
	прямо гидравлическое нагружение
	прямо гидравлическое нагружение
	прямо гидравлическое нагружение

Устройство ручного гидрораспределителя 4/3 и его условного обозначения представлено на рис.5.4. Переключение позиций распределителя осуществляется рукояткой 1, которая при помощи серьги 2 шарнирно присоединяется к золотнику 10. С корпусом 6 рукоятка шарнирно соединена с ушком 11. Для фиксации каждого положения золотника служит шариковый фиксатор 9, помещенный в задней крышке 8. Утечки жидкости по золотнику со стороны передней крышки 3 исключаются манжетным уплотнением. Рабочая жидкость подводится к отверстию 5, а отводится через отверстие 4. Канал 7 дренажный, служит для отвода утечек.

На рис.5.5 изображен гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением и его условное обозначение. Он состоит из основного гидрораспределителя 2 с гидравлическим управлением и вспомогательного гидрораспределителя 1 с электромагнитным управлением. Основной гидрораспределитель управляет потоком рабочей жидкости гидросистемы, а вспомогательный регулирует поток управления. Такие гидрораспределители применяют в гидроприводах с дистанционным и автоматическим управлением при больших расходах и высоком давлении в гидросистеме, когда применение гидрораспределителей с электромагнитным управлением невозможно.

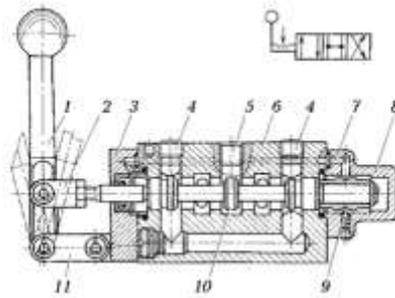


Рисунок 5.4 Гидрораспределитель с ручным управлением

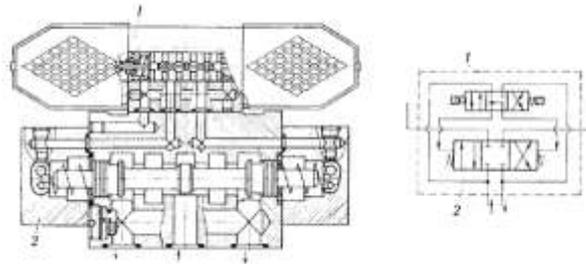


Рисунок 5.5 Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением

В зависимости от числа золотников гидрораспределители подразделяют на распределители с одним и несколькими золотниками. В последнем случае распределители могут быть моноблочными или секционными. Секции распределителя соединяют между собой болтами. На рис.5.6 представлен моноблочный гидрораспределитель.

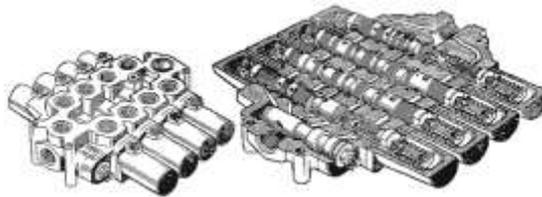


Рисунок 5.6 Общий вид (а) и продольный разрез (б) моноблочного четырехзолотникового гидрораспределителя

Золотники гидрораспределителя могут выполняться в трех исполнениях (рис.5.7). Золотники с положительным осевым перекрытием (рис.5.7, а) имеют ширину поясков b больше, чем ширину проточки с или диаметр рабочих окон в корпусе. При нейтральном положении золотника такого гидрораспределителя напорная гидролиния отделена от линий, соединяющих полости гидродвигателя и слива. Величина перекрытия $\Pi = (b - c) / 2$ зависит от диаметра золотника: при $d = 10...12$ мм перекрытие принимают равным 1...2 мм; при d до 25 мм - 3...5 мм; при d до 50 мм - 6...8 мм. Золотники с положительным осевым перекрытием позволяют фиксировать положение исполнительного механизма. Недостатком является наличие у них зоны нечувствительности, определяемой величиной осевого перекрытия: в пределах этой зоны при перемещении золотника расход жидкости через гидрораспределитель равен нулю, а исполнительный механизм не движется, несмотря на подаваемый к золотнику сигнал управления.

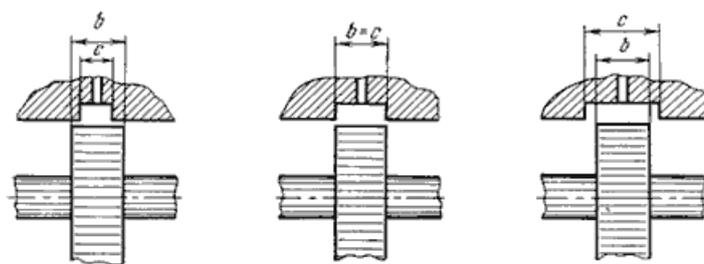


Рисунок 5.7 Конструктивные исполнения золотников

Золотники с нулевым осевым перекрытием (рис.5.7, б) имеют ширину пояска b равную ширине проточки c или диаметру рабочих окон, а осевое перекрытие $\Pi = 0$. Такие золотники не имеют зоны нечувствительности и наилучшим образом удовлетворяют требованиям следящих гидросистем. Однако изготовление таких золотников связано со значительными технологическими трудностями.

Золотники с отрицательным осевым перекрытием (рис.5.7, в), у которых $b < c$; при нейтральном положении их напорная гидролиния соединена со сливом и с обеими полостями гидродвигателя. При этом жидкость через зазоры непрерывно поступает на слив, а в обеих полостях гидродвигателя устанавливается одинаковое давление. В гидрораспределителях с таким золотником зона нечувствительности сводится к минимуму, но из-за слива рабочей жидкости часть мощности теряется. Кроме этого, гидросистема с таким золотником будет иметь меньшую жесткость, так как из-за перетекания жидкости через начальные зазоры в золотнике будет переходить смещение исполнительного механизма при изменении преодолеваемой нагрузки.

5.1.2 Крановые гидрораспределители

В крановых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки, имеющей плоскую, цилиндрическую, сферическую или коническую форму.

На рис.5.8 показана схема включения распространенного кранового распределителя в систему управления силовым цилиндром. Пробка крана имеет два перпендикулярных, но не пересекающихся отверстия. Она может занимать два и больше угловых положения.

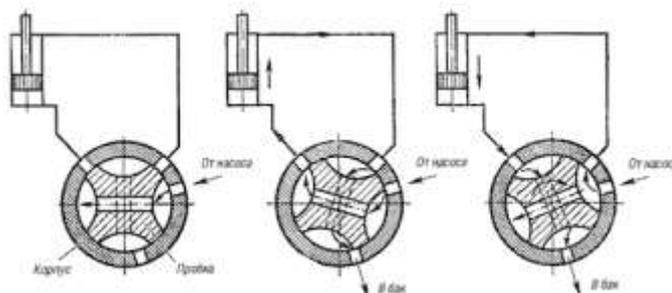


Рисунок 5.8 Схемы включения в гидросистему пробкового крана

Серийный двухпозиционный крановый гидрораспределитель Г71-3 (рис.5.9) с цилиндрической пробкой состоит из корпуса 3, фланца 5, крышки 1, пробки 2, уплотнения 4, ступицы 7, рукоятки 8 и шарикового фиксатора 6. В

положении пробки крана, указанном на рисунке, жидкость через отверстие 17 поступает в камеру 16; из нее через канал 18 в пробке крана (показан пунктиром) - в камеру 12 и далее через отверстие 11 в корпусе к гидродвигателю или к другому управляемому объекту. Из другой полости гидродвигателя жидкость поступает в отверстие 9, далее в камеру 10 и через канал 13 в камеру, которая отверстием 15 в корпусе крана соединена со сливом. При повороте пробки крана по часовой стрелке на угол 45 происходит изменение направления потока рабочей жидкости.

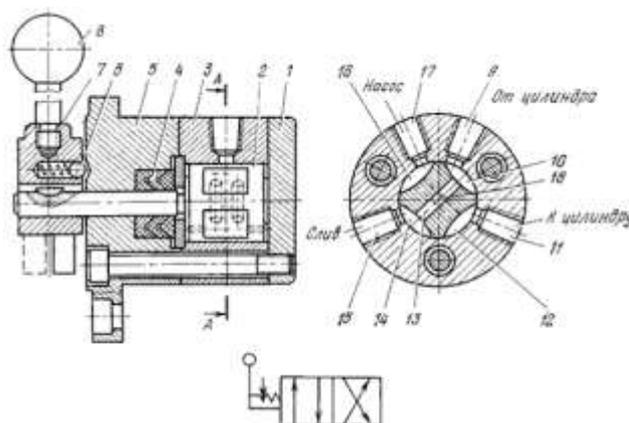


Рисунок 5.9 Крановый гидрораспределитель и его условное обозначение

Герметичность кранового гидрораспределителя обеспечивается за счет притирки пробки к корпусу крана. Для кранов с цилиндрической пробкой зазор между пробкой и корпусом принимают равным 0,01...0,02 мм. В этих кранах вследствие износа пробки и корпуса зазор между ними, а следовательно, и утечка рабочей жидкости с течением времени увеличиваются, что является недостатком такого кранового распределителя. Такого недостатка нет в крановых гидрораспределителях с конической пробкой. Крановые гидрораспределители чаще всего применяют в качестве вспомогательных в золотниковых гидрораспределителях с гидравлическим управлением.

5.1.3 Клапанные гидрораспределители

В гидросистемах некоторых машин применяют также клапанные распределители, которые просты в изготовлении и надежны в эксплуатации, а также могут обеспечить высокую герметичность.

Затвора клапанов приводят в действие ручными, механическими и электротехническими устройствами. Из ручных устройств наиболее распространены клапаны с качающимся рычагом, схема которого для питания одной полости гидродвигателя приведена на рис.5.10, а.

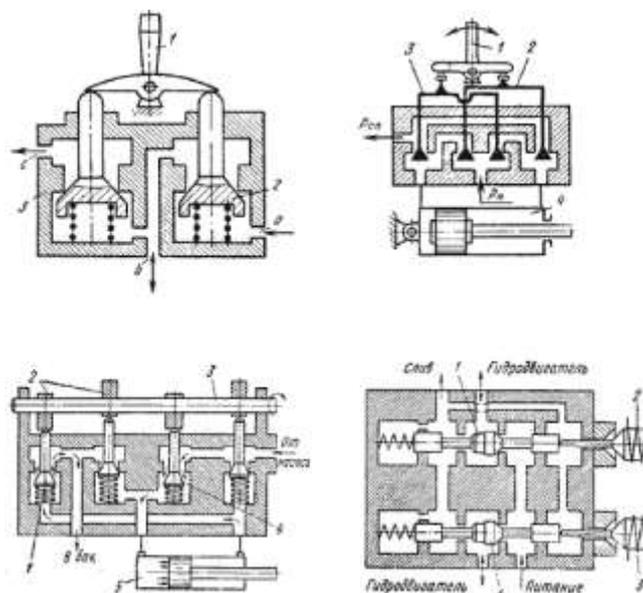


Рисунок 5.10 Клапанные распределители: а, б - с качающимся рычагом; в - с кулачковым приводом; г - с электромагнитным приводом

В клапанном распределителе (см.рис.5.10, а) в нейтральном (среднем) положении качающегося рычага 1 оба клапана 2 и 3 находятся в своих гнездах; в этом положении клапанов канал б гидродвигателя отсоединен как от канала а, связанного с насосом, так и от канала с, связанного с баком. При повороте рычага 1 вправо с гидродвигателем соединяется канал а насоса, при повороте влево - канал с бака.

Схема четырехходового клапанного распределителя представлена на рис.5.10, б. При повороте рукоятки 1 перемещается та или другая пары клапанов 2 или 3, обеспечивая подвод (отвод) жидкости к соответствующей полости силового цилиндра 4.

Распространены также клапаны с кулачковым приводом (рис.5.10, в). На валике 3 находятся четыре кулачка 2, соответствующим образом ориентированные один относительно другого. При повороте валика кулачки воздействуют на штоки соответствующего конусного затвора 1, обеспечивая подвод рабочей жидкости в полости илового цилиндра 5 и ее отвод. В положении, показанном на рассматриваемом рисунке, жидкость от канала, связанного с насосом, поступает через открытый (утопленный) затвор 4 в левую полость силового цилиндра 5 и удаляется в бак из правой полости цилиндра через клапан. Остальные два затвора находятся в своих седлах. При повороте валика вступают в действие эти затворы, обеспечивая подвод жидкости в правую полость цилиндра 5 и отвод ее из левой полости.

На рис.5.10, г представлена схема трехпозиционного клапанного распределителя прямого действия с двумя клапанами 1 и 4, управляемыми электромагнитами 2 и 3. При выключенных электромагнитах оба клапана прижаты пружинами к своим седлам. При этом магистраль нагнетания перекрыта, а полости гидродвигателя соединены со сливом.

При включении электромагнита 2 клапан 1, сжимая пружину,

переместится в крайнее левое положение и прижмется к левому седлу. В этом положении одна из полостей потребителя соединится с напорной магистралью. При включенном электромагните 3 и выключенном электромагните 2 работает клапан 4, соединив вторую полость потребителя с магистралью нагнетания.

5.2 Регулирующая и направляющая аппаратура

5.2.1 Общие сведения о гидроаппаратуре

Гидроаппаратом называется устройство, предназначенное для изменения или поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей жидкости, либо для изменения направления потока рабочей жидкости. Гидроаппаратура подразделяется на регулирующую и направляющую.

Регулирующая гидроаппаратура изменяет давление, расход и направление потока рабочей жидкости за счет частичного открытия рабочего проходного сечения.

Направляющая гидроаппаратура предназначена только для изменения направления потока рабочей жидкости путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения.

Рабочее проходное сечение гидроаппаратов изменяется при изменении положения *запорно-регулирующего элемента*, входящего в их конструкцию.

По принципу действия запорно-регулирующего элемента: гидроклапаны; гидроаппаратура неклапанного действия (дроссели).

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты подразделяют на: золотниковые; крановые; клапанные.

По внешнему воздействию на запорно-регулирующий элемент: регулируемые; настраиваемые.

Гидроклапаном называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения изменяется от воздействия проходящего через него потока рабочей жидкости.

По характеру воздействия на запорно-регулирующий элемент гидроклапаны могут быть прямого и непрямого действия.

В *гидроклапанах прямого действия* величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. В *гидроклапанах непрямого действия* поток сначала воздействует на вспомогательный запорно-регулирующий элемент, перемещение которого вызывает изменение положения основного запорно-регулирующего элемента.

Гидроаппаратом неклапанного действия называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения не зависит от воздействия потока проходящей через него рабочей жидкости. Такие гидроаппараты иначе называют *дросселями*. С точки зрения положений гидравлики дроссель представляет собой активное гидравлическое сопротивление.

5.3 Напорные гидроклапаны

Напорные гидроклапаны предназначены для ограничения давления в подводимых к ним потоках рабочей жидкости. На рис.5.11 приведены принципиальные схемы напорных клапанов прямого действия с шариковым, конусным, плунжерным и тарельчатым запорно-регулирующими элементами.

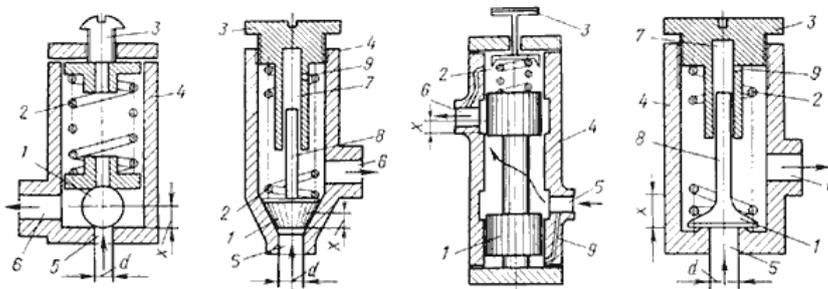


Рисунок 5.11 Принципиальные схемы напорных клапанов с запорно-регулирующими элементами: а - с шариковым; б - с конусным; в - с золотниковым; г - с тарельчатым.

Клапан состоит из запорно-регулирующего элемента 1 (шарика, конуса и т.д.), пружины 2, натяжение которой можно изменять регулировочным винтом 3. Отверстие 5 корпуса 4 соединяется с линией высокого давления, а отверстие 6 - со сливной линией. Часть корпуса, с которой запорно-регулирующий элемент клапана приходит в соприкосновение, называется седлом (посадочным местом).

При установке клапана в гидросистему пружина 2 настраивается так, чтобы создаваемое ею давление было больше рабочего, тогда запорно-регулирующий элемент будет прижат к седлу, а линия слива будет отделена от линии высоко давления. При повышении давления в подводимом потоке сверх регламентированного запорно-регулирующий элемент клапана перемещается вверх, преодолевая усилие пружины, рабочее проходное сечение клапана открывается, и гидролиния высокого давления соединяется со сливной. Вся рабочая жидкость идет через клапан на слив. Как только давление в напорной гидролинии упадет, клапан закроется, и если причина, вызвавшая повышение давления не будет устранена, процесс повторится.

Возникает вибрация запорно-регулирующего элемента, сопровождаемая ударами о седло и колебаниями давления в системе. Вибрация и удары могут служить причиной износа и потери герметичности клапанов.

Для уменьшения силы удара и частоты колебаний клапана о седло применяют специальные гидравлические демпферы (рис.5.11, б, г). Устройство состоит из камеры 7, в которой перемещается плунжер 8. Камера заполнена жидкостью. С линией слива эта камера соединяется тонким калибровочным отверстием 9 диаметром 0,8...1 мм. При открывании клапана плунжер вытесняет жидкость из камеры демпфера. Создаваемое при этом гидравлическое сопротивление, пропорциональное скорости движения плунжера, уменьшает частоту колебаний, силу удара запорно-регулирующего элемента и частично устраняет его вибрацию.

Достоинство клапанов прямого действия - высокое быстродействие. Недостаток - увеличение размеров при повышении рабочего давления, а также нестабильность работы.

При конструировании напорных клапанов их габарит и массу можно уменьшить, если применить дифференциальные клапаны или клапаны непрямого действия.

Дифференциальный клапан (рис.5.12) состоит из плунжера 1, который имеет два пояска диаметрами D и d , на которые воздействует жидкость.

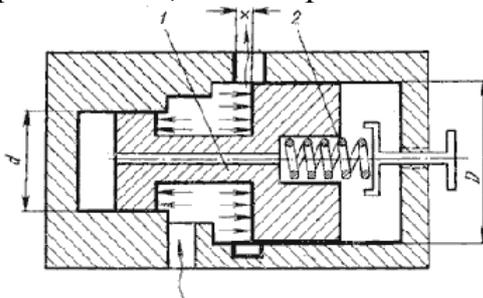


Рисунок 5.12 Принципиальная схема дифференциального клапана

Благодаря наличию поясков с разными диаметрами уменьшается активная площадь запорно-регулирующего элемента клапана, на которую воздействует жидкость, и он оказывается частично разгруженным. Это позволяет уменьшить размеры пружины и всего клапана в целом. Начальная сила натяжения пружины 2 определяется из уравнения:

$$F_{\text{пр}} = P \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right)$$

С уменьшением разности площадей поясков хотя и уменьшается усилие пружины, но одновременно уменьшается и соотношение действующих на запорно-регулирующий элемент клапана сил давления жидкости и сил трения этого элемента о корпус клапана. При определенных соотношениях D и d эти силы могут оказаться несоизмеримы между собой и клапан перестанет работать. Поэтому в реальных конструкциях дифференциальных клапанов принимают следующее соотношение:

$$\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \leq \frac{1}{4} \frac{\pi d^2}{4}$$

Недостатком дифференциальных клапанов является скачкообразное изменение давления и расхода через клапан в момент его открытия. Поэтому величину хода запорно-регулирующего элемента клапана ограничивают величиной:

$$x = \frac{1}{16D} (D^2 - d^2)$$

Еще большего уменьшения размеров пружины и всего клапан в целом при одновременном повышении его герметичности можно достигнуть в клапанах непрямого действия (рис.5.13).

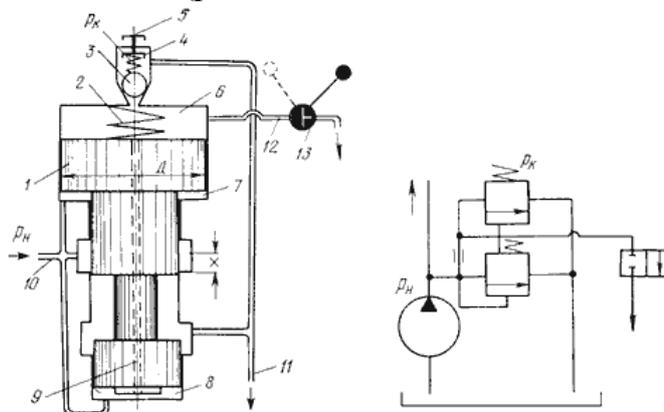


Рисунок 5.13 Напорный клапан непрямого действия: а - принципиальная схема; б - условное обозначение

Клапан состоит из основного запорно-регулирующего элемента - золотника 1 ступенчатой формы; нерегулируемой пружины 2 и вспомогательного запорно-регулирующего элемента 3 в виде шарикового клапана прямого действия. Усилие пружины 4 шарикового клапана регулируется винтом 5. Каналами в корпусе клапана полости 7 и 8 соединены с гидролинией 10 высокого давления. Полость 6 соединена с полостью 8 капиллярным каналом 9 в золотнике. Пружина шарикового клапана 3 настраивается на давление P_K (на 10...20% больше максимального рабочего в гидросистеме).

Если при работе машины давление в гидросистеме $P_H < P_K$, шариковый клапан закрыт, в полостях 6, 7, 8 устанавливается одинаковое давление P_H , золотник 1 под воздействием пружины 2 занимает крайнее нижнее положение, а гидролиния высокого давления 10 отделена от гидролинии слива 11). Изменение давление в гидросистеме вызывает изменения давления в полостях 6, 7, 8 клапана. В тот момент, когда давление P_H превысит P_K , шариковый клапан 3 откроется и через него жидкость в небольшом количестве начнет поступать на слив. В капиллярном канале золотника создается течение жидкости с потерей давления на преодоление гидравлических сопротивлений. Вследствие этого давление жидкости в полости 6 станет меньше давления в полостях 7 и 8. Под действием образовавшегося перепада давлений золотник 1 переместится вверх, сжимая пружину и соединяя линию 10 с линией 11. Рабочая жидкость будет поступать на слив, и перегрузки гидросистемы не произойдет. Однако как только линия высокого давления соединится со сливом, давление жидкости в гидросистеме уменьшится до $P_H < P_K$, шариковый клапан закроется и течение жидкости по капиллярному каналу прекратится. Давление в полостях 6, 7 и 8 выровняется и под воздействием пружины 2 золотник возвратится в исходное положение, снова отделив линию высокого давления от слива. Если причина, вызвавшая повышение давления в

гидросистеме, не будет устранена, процесс повторится и золотник в конечном итоге установится на определенной высоте, при которой давление в гидросистеме будет поддерживаться постоянным.

Когда клапан находится в работе, золотник совершает колебательные движения. Уменьшению колебаний золотника способствует полость 7, оказывающая на него демпфирующее влияние.

Для разгрузки системы или какого-либо ее участка клапаны непрямого действия могут управляться дистанционно. Для этого полость 6 посредством канала 12 и крана 13 необходимо соединить со сливом. В результате давление в полости 6 резко упадет, золотник 1 поднимется вверх, а линия высокого давления 10 соединится со сливом 11.

По сравнению с клапанами прямого действия клапаны непрямого действия обладают рядом преимуществ: 1. Плавность и бесшумность работы. 2. Повышенная чувствительность. 3. Давление на входе в клапан поддерживается постоянным и не зависит от расхода рабочей жидкости через клапан.

5.4 Редукционный клапан

Редукционным называют гидроклапан давления, предназначенный для поддержания в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого давления, чем давление в подводимом потоке. В гидроприводах находят применение в основном два типа редукционных клапанов.

Первый тип клапанов обеспечивает установленное соотношение между давлениями на входе и выходе из клапана.

Редукционный клапан (рис.5.14) состоит из запорно-регулирующего элемента - плунжера 1, прижатого к седлу пружиной 2, сила натяжения которой регулируется винтом 3. Отверстие 4 корпуса соединяется с гидролинией высокого давления, а отверстие 5 с гидролинией низкого давления. В исходном положении клапан прижат к седлу, а вход клапана отделен от выхода. При повышении давления P_1 плунжер поднимается и гидролиния высокого давления соединяется с гидролинией низкого давления. Чем больше давление P_1 , тем больше открывается проходное сечение клапана и тем больше становится давление P_2 .

Таким образом, давление P_2 зависит от давления на входе клапана, от начальной силы натяжения P_{np} и жесткости пружины с

$$P_2 = \frac{P_1 \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) - P_{np} - c x}{\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}}$$

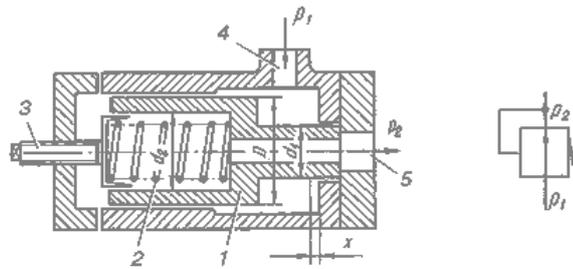


Рисунок 5.14 Редукционный клапан: а - принципиальная схема; б - условное обозначение

Второй тип редукционного клапана поддерживает постоянное редуцированное давление на выходе независимо от колебания давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Такие редукционные клапаны могут быть прямого и непрямого действия.

Рассмотрим работу редукционного клапана непрямого действия (рис.5.15). Клапан состоит из основного запорно-регулирующего элемента - золотника 1 ступенчатой формы, нагруженного нерегулируемой пружиной 2 с малой жесткостью, и вспомогательного запорно-регулирующего элемента 5 в виде шарикового клапана. Силу натяжения пружины 4 шарикового клапана можно изменять винтом 3. В корпусе клапана имеются каналы, соединяющие полости 7 и 8 с выходом, а в золотнике 1 - капиллярный канал 9, соединяющий полость 6 с полостью 8, а через последнюю и с выходом клапана.

Если пружина 4 настроена на давление большее, чем давление P_1 на входе клапана, то золотник 1 занимает исходное положение (показано на рис.5.15). В этом случае в полостях 6, 7 и 8 будет одинаковое давление, равное P_1 , полость 10 соединена с полостью 11, а жидкость свободно протекает через клапан. Редуцирования давления при этом не происходит. При настройке пружины 4 на давление $P_2 < P_1$ шариковый клапан откроется и жидкость в небольшом количестве из полости 6 будет поступать на слив. В капиллярном канале 9 золотника создается течение жидкости с потерей в нем давления на преодоление гидравлических сопротивлений. В результате давление в полости 6 упадет и золотник поднимется вверх, уменьшив площадь живого сечения между полостями 10 и 11.

Это в свою очередь вызовет понижение давления в полостях 11, 8 и 7, опускание золотника и увеличение площади живого сечения между полостями 10 и 11. Процесс повторится снова, и золотник, совершая колебательные движения, установится на определенной высоте. Всякое изменение давления на входе или выходе клапана вызывает ответное перемещение золотника. В конечном итоге за счет изменения дросселирования давление на выходе клапана поддерживается постоянным.

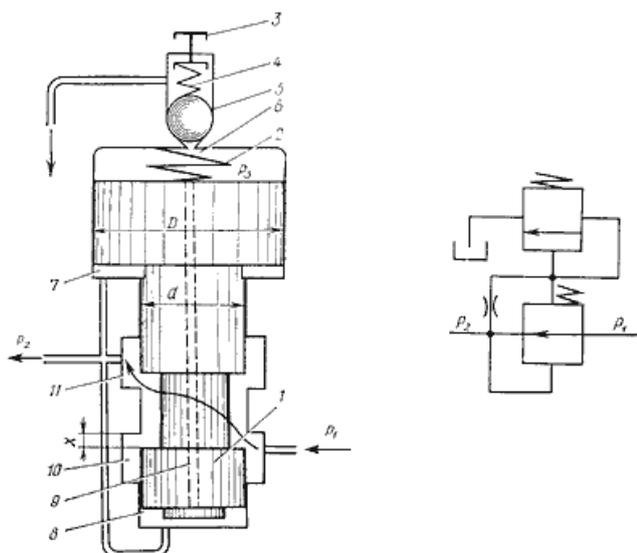


Рисунок 5.15 Редукционный клапан непрямого действия: а - принципиальная схема; б - условное обозначение

В этом клапане полость 7 и узкий канал, соединяющий полость с выходом клапана, оказывают демпфирующее влияние на золотник, уменьшая его колебания.

5.5 Обратные гидроклапаны

Обратным гидроклапаном называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. Они могут иметь различные запорно-регулирующие элементы: шариковый, конусный, тарельчатый или плунжерный.

В соответствии со своим назначением обратный клапан должен быть герметичным в закрытом положении, т.е. в исходном положении запорно-регулирующего элемента. Для достижения абсолютной герметичности в закрытом положении применяют обратные клапаны с двумя или тремя последовательно соединенными запорно-регулирующими элементами.

Пружина обратных клапанов нерегулируемая, ее сила натяжения должна обеспечивать лишь преодоление сил трения и инерцию, а также быстрое возвращение в исходное положение запорно-регулирующего элемента.

Обратный клапан Г51 (рис.5.16) имеет конусный запорно-регулирующий элемент 5. При подводе рабочей жидкости к отверстию 1 запорно-регулирующий элемент 5 поднимается над седлом 2, преодолевая силу натяжения пружины 4. Жидкость свободно проходит к отверстию 3. При изменении направления потока рабочей жидкости запорно-регулирующий элемент 5 прижат к седлу и блокирует отверстие 1.

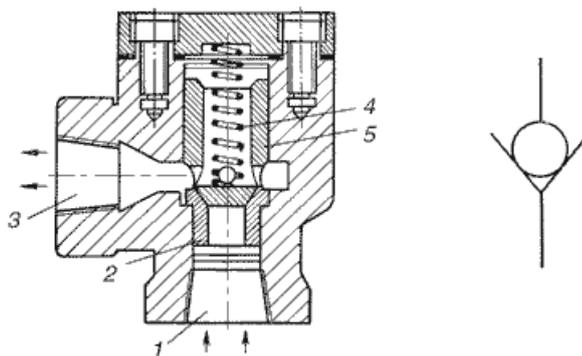


Рисунок 5.16 Обратный клапан типа Г51: а - конструкция; б - условное обозначение

В гидросистемах многих мобильных машин обратные клапаны с шариковым рабочим органом применяют в блокировочном устройстве резиновых шлангов (рис.5.17).

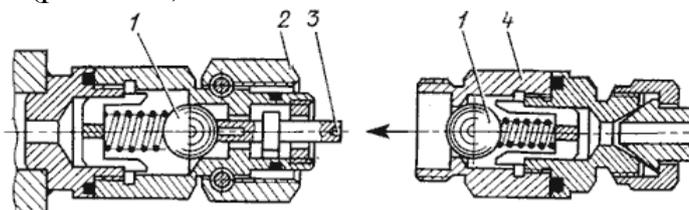


Рисунок 5.17 Блокировочное устройство

Блокировочное устройство имеет подпружиненные шарики 1, которые при разъединении трубопроводов блокируют поток. При соединении труб путем навинчивания гайки 2 на штуцер 4 толкатель 3 отжимает шарики от их седел, позволяя жидкости свободно проходить через устройство.

В гидроприводе обратные клапаны применяют: как подпорные; для создания нерегулируемого противодействия в сливной магистрали гидродвигателя; для блокировки вертикально расположенного поршня от самопроизвольного опускания при выключенном приводе; для неуправляемого пропуска рабочей жидкости в одном направлении и управляемого в другом (совместно с дросселем); для исключения утечек жидкости из гидросистемы при демонтаже и т.д. Как конструктивный элемент обратный клапан включен в конструкцию разделительных панелей, напорных клапанов, дросселей и регуляторов потока, в золотники с гидравлическим управлением, в насосы и гидравлические двигатели, в гидрозамки и т.д.

5.6 Ограничители расхода

Ограничителем расхода называется клапан, предназначенный для ограничения расхода в гидросистеме или на каком-либо ее участке.

Принципиальная схема ограничителя расхода приведена на рис.5.18, а. Он состоит из подвижного поршня 3 и нерегулируемой пружины 6, помещенных внутри корпуса 7. В поршне имеется калибровочное отверстие 2 (нерегулируемый дроссель), а корпусе - окна 4. В сочетании с поршнем 3 окна 4 представляют собой регулируемый дроссель. В исходном положении пружина

стремится передвинуть поршень в крайнее левое положение и открыть окна 4. При включении ограничителя расхода в гидросистему жидкость поступает в отверстие 1 и далее проходит через дроссель 2 и окна 4 к отверстию 5. При достижении жидкости через ограничитель расхода у дросселя 2 создается перепад давлений. При увеличении расхода перепад давлений увеличивается и поршень перемещается вправо, частично или полностью перекрывая окна 4. Когда расход в гидросистеме уменьшится, перепад давлений также уменьшится и поршень переместится влево, увеличив открытие окон.

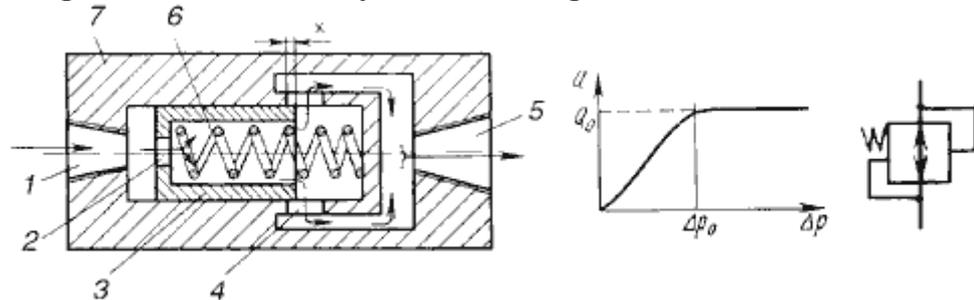


Рисунок 5.18 Ограничитель расхода: а - принципиальная схема; б - зависимость $Q=f(\Delta P)$; в - условное обозначение

При значении перепада давления $\Delta P < \Delta P_0$ расход жидкости через ограничитель расхода будет зависеть от ΔP . При $\Delta P > \Delta P_0$ расход жидкости станет предельным и равным Q_0 (см.рис.4.19, б).

5.7 Делители (сумматоры) потока

Делителем потока называется клапан соотношения расходов, предназначенный для разделения одного потока рабочей жидкости на два и более равных потока независимо от величины противодействия в каждом из них. Делители потока применяют в гидроприводах машин, в которых требуется обеспечить синхронизацию движения выходных звеньев параллельно работающих гидродвигателей, преодолевающих неодинаковую нагрузку.

Делитель потока (рис.5.19) состоит из двух нерегулируемых дросселей 1 и двух дросселей 2, проходные сечения которых могут автоматически изменяться благодаря перемещению плунжера 3. При равенстве нагрузок ($F_1 = F_2$) и площадей поршней гидроцилиндров давление $P_1 = P_2$, перепад давлений $\Delta P = (P_3 - P_4) = 0$, плунжер 3 делителя занимает среднее положение, а расходы в обеих линиях одинаковые. Если нагрузка на один из любых гидродвигателей изменится, то под действием возникшего перепада давлений у плунжера делителя он начнет смещаться из среднего положения, изменяя одновременно проходные сечения дросселей 2. Перемещение прекратится, когда давления P_3 и P_4 выровняются. В этом положении плунжера расходы в обеих ветвях будут одинаковыми. Таким образом, поддержание равенства расходов в обеих ветвях осуществляется за счет дросселирования потока в той ветви, где гидродвигатель нагружен меньше.

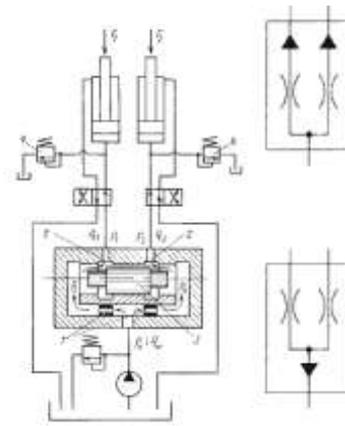


Рисунок 5.19 Делитель потока: а - принципиальная схема; б - условное обозначение; в - условное обозначение сумматора потока

Делитель потока может также быть и сумматором потока (рис.5.19, в). В этом случае в подводимых к нему двух трубопроводах поддерживается постоянный расход рабочей жидкости.

5.8 Дроссели и регуляторы расхода

Дроссели и регуляторы расхода предназначены для регулирования расхода рабочей жидкости в гидросистеме или на отдельных ее участках и связанного с этим регулирования скорости движения выходного звена гидродвигателя. Дроссели выполняются по двум принципиальным схемам.

Линейные дроссели, в которых потери давления пропорциональны расходу жидкости. В таких дросселях потери давления определяются потерями давления по длине. Изменяя длину канала, по которому движется жидкость, можно изменить потери давления и расход через дроссель. Примером линейного дросселя служит гидроаппарат с дроссельным каналом (рис.5.20).

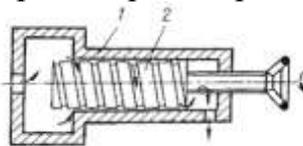


Рисунок 5.20 Линейный дроссель: 1 - корпус; 2 – винт

В этом дросселе жидкость движется по винтовой прямоугольной канавке, длину которой можно изменять поворотом винта. Площадь живого сечения и длину канала устанавливают из условия получения в дросселе требуемого перепада давлений и исключения засоряемости канала механическими примесями, содержащимися в рабочей жидкости. В таких дросселях за счет увеличения длины канала можно увеличить площадь его живого сечения, исключив тем самым засорения дросселя во время его работы.

Нелинейные дроссели характеризуются тем, что режим движения жидкости через них турбулентный, а перепад давлений практически пропорционален квадрату расхода жидкости, поэтому такие дроссели часто называют квадратичными. В них потери давления определяются деформацией

потока жидкости и вихреобразованиями, вызванными местными сопротивлениями. Изменение перепада давления, а, следовательно, и изменение расхода жидкости через такие дроссели достигается изменением или площади проходного сечения, или числа местных сопротивлений.

В регулируемых (рис.5.21, а, б, в, г) и нерегулируемых (рис.5.21, д, е) нелинейных дросселях длина пути движения жидкости сведена к минимуму, благодаря чему потери давления и расход практически не зависят от вязкости жидкости и изменяются только при изменении площади рабочего проходного сечения. Максимальную площадь устанавливают из условия пропускания заданного расхода жидкости через полностью открытый дроссель, минимальную - из условия исключения засоряемости рабочего окна.

В пластинчатых дросселях (рис.5.21,е) сопротивление зависит от диаметра отверстия, которое, однако, можно уменьшить лишь до определенного предела ($d_{min} > 0,5$ мм), ограничиваемого засоряемостью во время работы такого дросселя. Для получения большого сопротивления применяют пакетные дроссели с рядом последовательно соединенных пластин (рис.5.21, д). В таких дросселях расстояние между пластинами l должно быть не менее $(3...5)d$, а толщина пластин s не более $(0,4...0,5)d$.

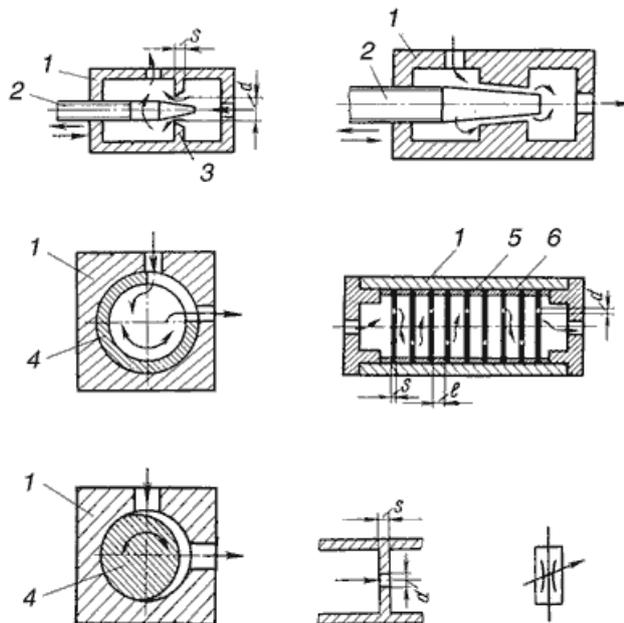


Рисунок 5.21 Принципиальные схемы нелинейных дросселей: а - игольчатого; б - комбинированного; в - пробкового щелевого; г - пробкового эксцентричного; д - пластинчатого пакетного; е - пластинчатого; ж - условное обозначение регулируемого дросселя; 1 - корпус; 2 - игла; 3 - диафрагма; 4 - пробка; 5 - пластина; 6 - втулка

Суммарное сопротивление пластинчатого дросселя регулируется подбором пластин, а перепад давления определяется по формуле:

$$\Delta P = \gamma \zeta_{\Sigma} \frac{v^2}{2g} \quad (5.1)$$

где γ - удельный вес жидкости; ζ - коэффициент местного сопротивления отверстия; n - число пластин; v - средняя скорость потока жидкости в проходном отверстии пластины.

К нелинейным дросселям относятся также и *комбинированные дроссели*, в которых потери давления по длине и местные потери соизмеримы между собой по величине и в равной мере оказывают влияние на расход жидкости через дроссель (рис.5.21, б). На характеристику комбинированных дросселей влияет вязкость рабочих жидкостей. Поэтому такие дроссели целесообразно применять в гидросистемах, в которых температура рабочей жидкости изменяется в небольших пределах.

Для определения расхода жидкости через дроссель пользуются формулой:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma}} \quad (5.2)$$

где ω - площадь проходного сечения дросселя; ΔP - перепад давлений у дросселя; μ - коэффициент расхода, зависящий от конструкции дросселя, числа Рейнольдса, формы и размеров отверстия.

Важной характеристикой дросселей является их равномерная и устойчивая работа при малых расходах. Однако устойчивая работа дросселя возможно при уменьшении площади до определенного предела, ниже которого расход становится нестабильным. Это объясняется *облитерацией* - зарастанием проходного отверстия.

Сущность облитерации заключается в том, что в микронеровностях узких каналов задерживаются и оседают твердые частицы, содержащиеся в рабочей жидкости. Если размеры частиц, загрязняющих жидкость, соизмеримы с размером рабочего окна, то может произойти полное его зарастание и прекращение расхода жидкости через дроссель. При увеличении площади рабочего окна расход жидкости восстанавливается.

Причиной облитерации рабочего окна может быть не только недостаточная очистка рабочей жидкости, но и адсорбция поляризованных молекул рабочей жидкости на стенках щели. Адсорбируемые молекулы образуют многорядный слой, толщина которого может достигать 10 мкм. Этот слой способен сопротивляться значительным нормальным и сдвигающим нагрузкам. В конечном итоге происходит постепенное уменьшение площади живого сечения рабочего окна, а при малых значениях и полное его зарастание. Соответственно уменьшается до нуля и расход жидкости через дроссель. При страгивании с места запорного элемента дросселя адсорбционный слой молекул разрушается, а первоначальный расход восстанавливается.

Поэтому, чтобы добиться малого расхода в ответственных гидросистемах, применяют специальные конструкции дросселей. В таких дросселях рабочему органу (игле, пробке, диафрагме и т.д.) сообщаются непрерывные вращательные или осциллирующие движения. Благодаря этим

движениям на рабочей поверхности проходного окна дросселя не образуется слоя адсорбированных молекул и не происходит зарастивание щели.

Недостатком дросселей является неравномерность расхода, вызванная изменением перепада давлений у дросселя. На рис.5.22, а приведена проливочная характеристика дросселя Г77 11 $Q = f(\Delta P)$, из которой видно, что с изменением перепада давлений (вызванного, например, изменением нагрузки на гидродвигатель).

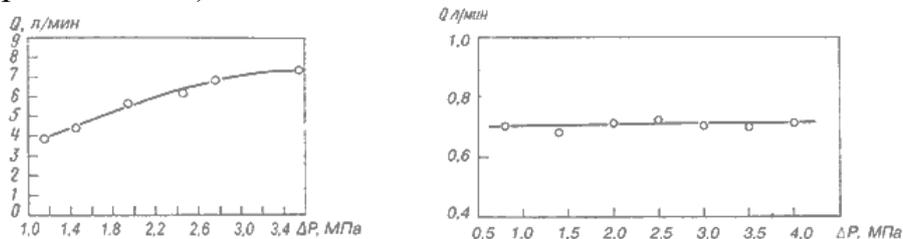


Рисунок 5.22 Проливочные характеристики: а - дросселя Г77-11; б - регулятора расхода Г55-21

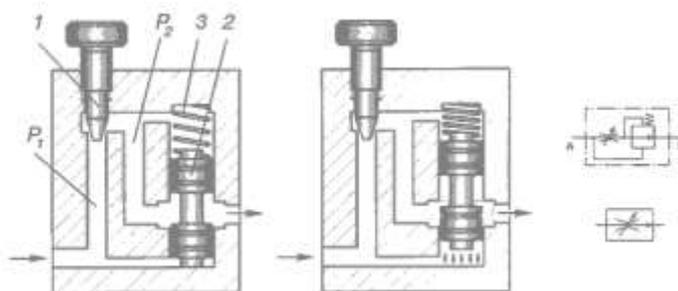


Рисунок 5.23 Регулятор расхода Г77-11

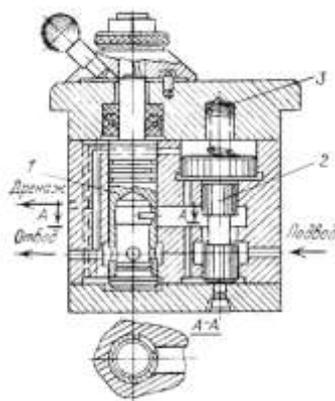


Рисунок 5.24 Регулятор расхода Г55-21

Для частичного или полного устранения неравномерности расхода применяют регуляторы расхода, в которых перепад давлений в дросселе ΔP во время его работы поддерживается примерно постоянным. Конструктивно этот аппарат состоит из последовательно включенных редукционного клапана и дросселя. Расход жидкости через регулятор устанавливается дросселем 1, а

постоянство перепада давления на дросселе - редукционным клапаном 2 (рис.5.23). При увеличении расхода Q через дроссель увеличивается перепад давлений $\delta P = P_1 - P_2$, который вызывает смещение вверх запорно-регулирующего элемента клапана. Проходное сечение уменьшается, и при этом расход на выходе из регулятора будет уменьшен.

Благодаря постоянству перепада давлений у дросселя расход жидкости через регулятор и скорость движения выходного звена гидродвигателя не изменяются при изменении нагрузки. Вид проливочной характеристики $Q = f(\Delta P)$ регулятора расхода Г55-21 приведен на рис.5.22, б, а его конструкция на рис.5.24.

При работе гидропривода вследствие изменения коэффициента расхода μ , вызванного колебаниями температуры рабочей жидкости, расход через регулятор все же изменяется. Для серийных конструкций регуляторов это изменение составляет 10...12%.

Глава 6 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ (ГИДРОУСИЛИТЕЛИ)

6.1 Общие сведения

Гидроусилитель - совокупность гидроаппаратов и объемных гидродвигателей, в которой движение управляющего элемента преобразуется в движение управляемого элемента большей мощности, согласованное с движением управляющего элемента по скорости, направлению и перемещению.

Гидроусилитель следящего типа представляет собой силовой гидропривод, в котором исполнительный механизм (выход) воспроизводит (отслеживает) закон движения управляющего органа (входа), для чего в системе предусмотрена непрерывная связь между выходным и входным элементами, которая называется обратной связью.

Название такого привода - "следающий Гидроусилитель" или "следающий гидропривод" - обоснованы тем, что выход такого гидроусилителя автоматически устраняет через обратную связь возникающее рассогласование между управляющим воздействием (входным сигналом) и ответным действием (выходным сигналом).

Гидравлические следящие приводы нашли широкое применение в различных отраслях техники и в особенности в системах управления современными транспортными машинами, включая автомашины, морские суда, самолеты и прочие летательные аппараты.

Блок-схема следящего привода (рис.6.1) состоит из следующих основных элементов: задающего устройства ЗУ, которым формируется сигнал управления, пропорциональный требуемому перемещению исполнительного механизма (датчики, реагирующие на изменение условий работы или параметров технологического процесса); сравнивающего устройства СУ, или датчика рассогласования, устанавливающего соответствие сигнала воспроизведения, поступающего от исполнительного механизма, сигналу

управления; усилителя У, которым производится усиление мощности сигнала управления за счет внешнего источника энергии ВИЭ; исполнительного механизма ИМ, которым перемещается объект управления и воспроизводится программа, определяемая задающим устройством; обратная связь ОС, которой исполнительный механизм соединен со сравнивающим устройством или с усилителем.

Обратная связь является отличительным элементом следящего привода. Величина $x = f(t)$ (перемещение или скорость), сообщаемая задающим устройством сравнивающему устройству, называется "входом", а $y = \varphi(t)$ (перемещение или скорость), воспроизведенная исполнительным механизмом, - "выходом". Разность $(x - y) = \varepsilon$ называется ошибкой слежения или рассогласования системы.

Принцип работы следящего привода заключается в следующем. Изменение условий работы машины или параметров технологического процесса вызывает перемещение задающего устройства, которое создает рассогласование в системе. Сигнал рассогласования воздействует на усилитель, а через него и на исполнительный механизм. Вызванное этим сигналом перемещение исполнительного механизма через обратную связь устраняет рассогласование и приводит всю систему в исходное положение.

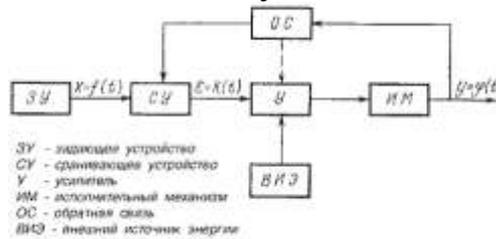


Рисунок 6.1 Блок-схема следящего привода

Рассмотрим работу следящего привода на примере принципиальной схемы рулевого управления автомобиля (рис.6.2).

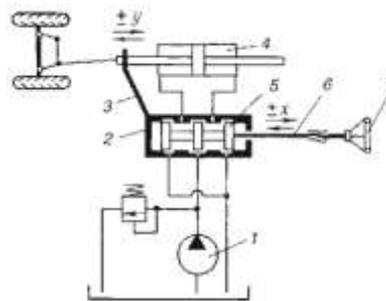


Рисунок 6.2 Принципиальная схема следящего рулевого привода автомобиля: 1 - насос (внешний источник энергии); 2 - втулка усилителя; 3 - обратная связь; 4 - исполнительный механизм; 5 - золотник усилителя; 6 - винт; 7 - рулевое колесо (задающее устройство)

При прямолинейном движении автомашины все элементы системы рулевого управления находятся в исходном положении. Жидкость из насоса 1

поступает к гидроусилителю золотникового типа. Золотник 5 усилителя занимает нейтральное положение, а в обеих полостях исполнительного механизма 4 установилось одинаковое давление. При необходимости изменить направление движения автомобиля водитель поворачивает рулевое колесо 7. Связанный с рулевым колесом винт 6 перемещает золотник усилителя на величину x , вызывая рассогласование в системе. При этом проходные сечения одних рабочих окон усилителя уменьшаются, а других увеличиваются. Это создает перепад давлений у исполнительного механизма, а его поршень приходит в движение, перемещаясь на величину y и поворачивая колеса автомобиля. Одновременно через обратную связь 3 движение поршня передается на втулку 2 усилителя. Совокупность 2 и 3 является сравнивающим устройством. Втулка перемещается в том же направлении, что и золотник 5 до тех пор, пока рассогласование в гидросистеме, вызванное поворотом рулевого колеса, не будет устранено. При непрерывном вращении водителем рулевого колеса поршень со штоком будет также непрерывно перемещаться, вызывая соответствующий поворот колес. При этом небольшие усилия водителя, прикладываемые к рулевому колесу, гидроприводом преобразуются в значительные усилия на штоке поршня, необходимые для управления автомобилем.

6.2 Классификация гидроусилителей

Применяемые в автоматизированных гидроприводах гидроусилители классифицируют по следующим признакам.

По *методу управления* различают гидроусилители без обратной связи и с обратной связью между управляющим элементом и ведомым звеном исполнительного механизма.

По *конструкции управляющего элемента* гидроусилители подразделяют на усилители с дросселирующими гидрораспределителями золотникового типа, с соплом и заслонкой, со струйной трубкой, крановые, с игольчатым дросселем.

По *числу каскадов усиления* гидроусилители подразделяют на одно-, двух- и многокаскадные. Многокаскадные применяют в тех случаях, когда требуется получить на выходе большую мощность и сохранить при этом высокую чувствительность гидроусилителя.

По *виду сигнала управления* гидроусилители подразделяют на усилители с механическим и электрическим сигналами управления.

Важными характеристиками усилителей являются коэффициенты усиления: по мощности k_N , по расходу k_Q , по скорости k_v и по давлению k_P :

$$k_N = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}}; \quad k_Q = \frac{\delta Q}{\delta x}; \quad k_v = \frac{\delta v}{\delta x}; \quad k_P = \frac{\delta P}{\delta x}$$

где $N_{\text{вых}}$, $N_{\text{вх}}$ - мощности на ведомом звене исполнительного элемента гидроусилителя и мощность, затрачиваемая на его управление; δQ , δv , δP - изменение расхода, скорости движения ведомого звена исполнительного

элемента и давления жидкости на выходе при изменении положения управляющего элемента гидроусилителя на величину δx .

6.3 Гидроусилитель золотникового типа

Гидроусилители золотникового типа получили наибольшее распространение. Они просты по конструкции, разгружены от аксиальных статических сил давления жидкости, легко управляемы, имеют высокий КПД и обеспечивают достижение значительных коэффициентов усиления по мощности.

Схема следящего гидроусилителя золотникового типа с гидродвигателем прямолинейного движения и жесткой рычажной обратной связью представлена на рис.6.3.

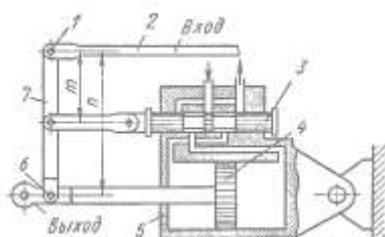


Рисунок 6.3. Схем гидроусилителя золотникового типа с обратной связью: 1 - шарнир; 2 - тяга; 3 - золотник распределителя; 4 - поршень; 5 - корпус силового цилиндра; 6 - шарнир; 7 - дифференциальный рычаг

Этот гидроусилитель состоит в основном из тех же элементов что и рассмотренный выше усилитель рулевого привода автомобиля. При перемещении тяги 2, связанной с ручкой управления, перемещается шарнир 1 дифференциального рычага 7 обратной связи, с которым связаны штоки силового цилиндра 5 и золотника распределителя 3. Так как силы, противодействующие смещению золотника распределителя, значительно меньше соответствующих сил, действующих в системе силового поршня 4, то шарнир 6 может рассматриваться в начале движения тяги 2 как неподвижный, ввиду чего движение его вызовет через рычаг 7 смещение плунжера золотника распределителя 3. В результате при смещении золотника из нейтрального положения, жидкость поступит в соответствующую полость цилиндра 5, что вызовет перемещение поршня 4, а следовательно, и шарнира 6, связанного с "выходом". При этом выходное звено сместится пропорционально перемещению тяги 2.

После того как движение тяги 2 будет прекращено, продолжающийся выдвигаться поршень 4 сообщит через рычаг 7 обратной связи плунжеру золотника распределителя 3 перемещение, противоположное тому, которое он получал до этого при смещении тяги 2 управления. Так как при этом расходные окна золотника будут в результате обратного движения плунжера постепенно прикрываться, количество жидкости, поступающей в цилиндр 5, уменьшится, вследствие чего скорость его поршня будет уменьшаться до тех пор, пока плунжер золотника не придет в положение, в котором окна полностью

перекроются, при этом скорость станет равной нулю.

При перемещении плунжера золотника в противоположную сторону движение всех элементов регулирующего устройства будет происходить в обратном направлении.

В действительности отдельных этапов движения "входа" и "выхода" рассматриваемого следящего привода с жесткой обратной связью не существует, и оба движения протекают практически одновременно, т.е. имеет место не ступенчатое, а непрерывное "слежение" исполнительным механизмом за перемещением "входа".

6.4 Гидроусилитель с соплом и заслонкой

Гидроусилитель с соплом и заслонкой (рис.6.4) состоит из управляющего элемента в виде нерегулируемого дросселя 1, междроссельной камеры 2, регулируемого дросселя, выполненного в виде сопла 3, заслонки 4 и задающего устройства 6, а также из исполнительного элемента 5.

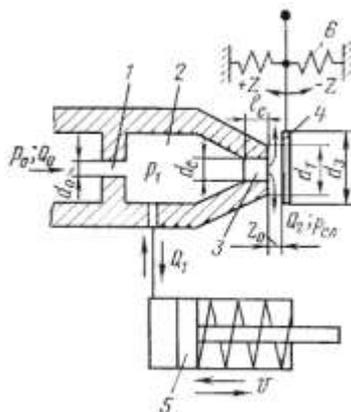


Рисунок 6.4. Гидроусилитель с соплом и заслонкой: 1 - нерегулируемый дроссель; 2 - междроссельная камера; 3 - сопло; 4 - заслонка; 5 - исполнительный элемент; 6 - задающее устройство

Жидкость подается к гидроусилителю со стороны нерегулируемого дросселя. Из междроссельной камеры одна часть жидкости Q_2 вытекает через щель, образованную торцом сопла и заслонкой, а другая Q_1 поступает к исполнительному элементу. При изменении положения заслонки изменяются давление в междроссельной камере и расход через сопло. Одновременно изменяются усилие на исполнительный элемент, расход Q_1 и скорость v движения выходного звена. Нерегулируемый дроссель может быть выполнен в виде пакета тонких шайб с круглыми отверстиями.

Сопло гидроусилителя выполняется в виде цилиндрического насадка или в виде капиллярного канала. Увеличение диаметра сопла приводит к увеличению расхода и быстродействия системы. Заслонка имеет плоскую форму и перемещается от воздействия на нее сигнала управления.

Гидроусилитель типа сопло-заслонка отличается простотой конструкции, надежностью в работе и быстродействием. К нему можно подводить жидкость с большим давлением питания P_0 . В устройстве сопло-заслонка отсутствуют

трущиеся пары, что обеспечивает его высокую чувствительность. Недостатком является непроизводительный расход жидкости через сопло, низкий КПД и невысокий коэффициент усиления по мощности.

6.5 Гидроусилитель со струйной трубкой

Гидроусилитель со струйной трубкой (рис.6.5) состоит из трубки 5 с коническим насадком на конце, сопловой головки 1 с двумя наклонными коническими расходящимися каналами и устройства управления. Устройство управления струйной трубкой состоит из задающего устройства 4 в виде регулируемой пружины, толкателя 6 и ограничителя 3 хода струйной трубки. Каналы сопловой головки соединены с исполнительным элементом 8 гидроусилителя. Жидкость с параметрами P_0 и Q_0 подается к трубке от источника питания. По трубе 2 жидкость отводится от гидроусилителя на слив.

Принцип работы гидроусилителя со струйной трубкой основан на преобразовании удельной потенциальной энергии давления в удельную кинетическую энергию струи, вытекающей из конического насадка, и последующем преобразовании этой энергии в удельную потенциальную энергию давления в каналах сопловой головки.

Гидроусилитель работает следующим образом. При отсутствии сигнала управления струйная трубка занимает нейтральное положение по отношению к отверстиям в сопловой головке. Вытекающая из насадка струя в одинаковой мере перерывает оба отверстия (рис.6.5, б), вследствие чего давления в каналах сопловой головки одинаковы, а выходное звено исполнительного элемента неподвижно. При подаче сигнала управления на толкатель струйная трубка смещается из нейтрального положения, равенство площадей отверстий, перекрытых струей, и равенство давлений в каналах сопловой головки нарушается. В результате выходное звено исполнительного элемента начинает перемещаться. При изменении знака сигнала управления выходное звено будет двигаться в другую сторону. Вытесняемая из исполнительного элемента жидкость попадает через канал в сопловой головке в полость 7 усилителя и далее на слив. Для того чтобы в каналы сопловой головки вместе с жидкостью не попал воздух, насадок струйной трубки делают погруженным в жидкость.

6.6 Двухкаскадные усилители

Для повышения чувствительности усилителя и обеспечения одновременно увеличения мощности выходного сигнала применяют двухкаскадные устройства, первой ступенью усиления которых является обычно усилитель типа сопло- заслонка, а второй - золотник. Принципиальная схема такого устройства показана на рис.6.6. Междроссельная камера а этой схемы соединена с правой полостью основного распределительного золотника, плунжер 2 которого находится в равновесии под действием усилия пружины 4 и давления жидкости в этой камере. Жидкость постоянно подводится в штоковую полость б силового цилиндра, поршень которого при одновременной подаче жидкости в противоположную полость перемещается вследствие

разности площадей поршня влево, и при соединении этой полости с баком - в правую сторону.

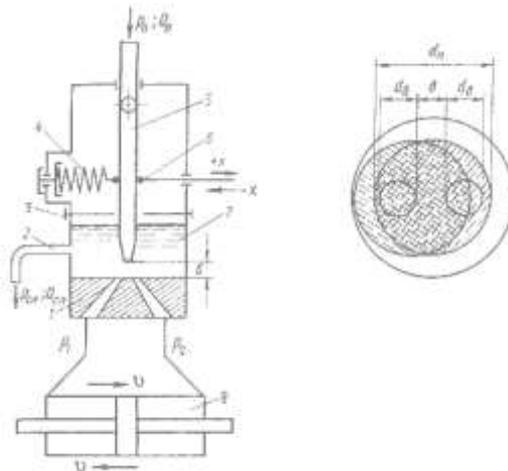


Рисунок 6.5. Гидроусилитель со струйной трубкой: 1 - сопловая головка; 2 - сливной трубопровод; 3 - ограничитель хода; 4 - задающее устройство; 5 - струйная трубка; 6 - толкатель; 7 - внутренняя полость; 8 - исполнительный элемент

На рис.7.6. усилитель показана в нейтральном положении, в котором правая полость цилиндра 3 перекрыта. При смещении заслонки 1 равновесие сил, действующих на плунжер 2 золотника, нарушится, и он, смещаясь в соответствующую сторону, соединит правую полость силового цилиндра 3 либо с полостью питания (давление P_H), либо с баком. Благодаря тому, что усилие, создаваемое давлением жидкости на плунжер 2 золотника, уравновешивается пружиной 4, перемещение распределительного золотника будет пропорционально перемещению заслонки (регулируемого дросселя), в результате чего достигается приближенная пропорциональность расхода жидкости через золотник и перемещения заслонки. Следовательно, в данном случае имеет место обратная связь по давлению.

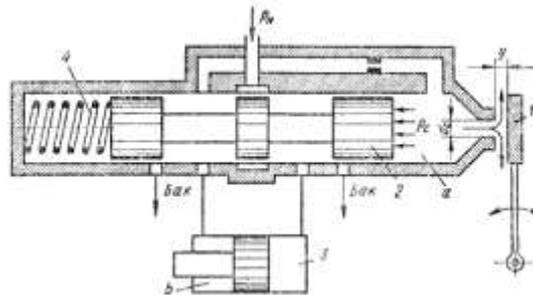


Рисунок 6.6. Двухкаскадный усилитель типа сопло-заслонка: 1 - заслонка; 2 - плунжер; 3 - силовой цилиндр; 4 – пружина

Схема применения этого распределительного устройства в следящей системе приведена на рис.6.7. Плунжер золотника 2 в этой схеме находится в равновесии под действием усилия пружины 1 и давления жидкости в камере а, которая соединена с линией питания через дроссель 3 и со сливом - через сверление б в штоке плунжера. Сопротивление последнего канала, а

следовательно, и давление в камере а можно изменять смещением заслонки 5; при этом вследствие нарушения равновесия сил натяжения пружины и давления жидкости плунжер золотника будет следовать за заслонкой. Для повышения чувствительности давление в камере а обычно понижается с помощью клапана 4 или путем питания этой камеры от отдельного источника и, в частности, от сливной магистрали.

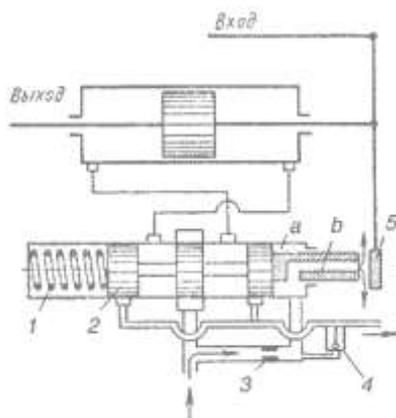


Рисунок 6.7. Двухступенчатая следящая система с обратной связью по давлению: 1 - пружина; 2 - плунжер; 3 - дроссель; 4 - клапан; 5 - заслонка

Контрольные вопросы:

1. Гидроусилитель следящего типа.
2. Гидроусилитель золотникового типа.
3. Гидроусилитель с соплом и заслонкой.
4. Гидроусилитель со струйной трубкой.
5. Двухкаскадные усилители.

Глава 7 ИМПУЛЬСИВНЫЙ ГИДРОПРИВОД

В гидроприводе этого вида выходное звено гидродвигателя совершает возвратно-поступательные или возвратно-вращательные движения с большой частотой (до 100 импульсов в секунду).

Преимущества:

К основным преимуществам гидропривода относятся:

- возможность универсального преобразования механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки;
- простота управления и автоматизации;
- простота предохранения приводного двигателя и исполнительных органов машин от перегрузок; например, если усилие на штоке гидроцилиндра становится слишком большим (такое возможно, в частности, когда шток, соединённый с рабочим органом, встречает препятствие на своём пути), то давление в гидросистеме достигает больших значений — тогда срабатывает предохранительный клапан в

гидросистеме, и после этого жидкость идёт на слив в бак, и давление уменьшается;

- надёжность эксплуатации;
- широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена; например, диапазон регулирования частоты вращения гидромотора может составлять от 2500 об/мин до 30-40 об/мин, а в некоторых случаях, у гидромоторов специального исполнения, доходит до 1-4 об/мин, что для электромоторов трудно реализуемо;
- большая передаваемая мощность на единицу массы привода; в частности, масса гидравлических машин примерно в 10-15 раз меньше массы электрических машин такой же мощности;
- самосмазываемость трущихся поверхностей при применении минеральных и синтетических масел в качестве рабочих жидкостей; нужно отметить, что при техническом обслуживании, например, мобильных строительно-дорожных машин на смазку уходит до 50% всего времени обслуживания машины, поэтому самосмазываемость гидропривода является серьёзным преимуществом;
- возможность получения больших сил и мощностей при малых размерах и весе передаточного механизма;
- простота осуществления различных видов движения — поступательного, вращательного, поворотного;
- возможность частых и быстрых переключений при возвратно-поступательных и вращательных прямых и реверсивных движениях;
- возможность равномерного распределения усилий при одновременной передаче на несколько приводов;
- упрощённость компоновки основных узлов гидропривода внутри машин и агрегатов, в сравнении с другими видами приводов.

К недостаткам гидропривода относятся:

- утечки рабочей жидкости через уплотнения и зазоры, особенно при высоких значениях давления в гидросистеме, что требует высокой точности изготовления деталей гидрооборудования;
- нагрев рабочей жидкости при работе, что приводит к уменьшению вязкости рабочей жидкости и увеличению утечек, поэтому в ряде случаев необходимо применение специальных охлаждающих устройств и средств тепловой защиты;
- более низкий КПД чем у сопоставимых механических передач;
- необходимость обеспечения в процессе эксплуатации чистоты рабочей жидкости, поскольку наличие большого количества абразивных частиц в рабочей жидкости приводит к быстрому износу деталей гидрооборудования, увеличению зазоров и утечек через них, и, как следствие, к снижению объёмного КПД;

- необходимость защиты гидросистемы от проникновения в неё воздуха, наличие которого приводит к нестабильной работе гидропривода, большим гидравлическим потерям и нагреву рабочей жидкости;
- пожароопасность в случае применения горючих рабочих жидкостей, что налагает ограничения, например, на применение гидропривода в горячих цехах;
- зависимость вязкости рабочей жидкости, а значит и рабочих параметров гидропривода, от температуры окружающей среды;
- в сравнении с пневмоприводом — невозможность эффективной передачи гидравлической энергии на большие расстояния вследствие больших потерь напора в гидролиниях на единицу длины.

Контрольные вопросы:

1. Импульсивные приводы;
2. Преимущества импульсивных приводов;
3. Недостатки импульсивных приводов;
4. Область применения;

Глава 8 ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД

8.1 Общие сведения о применении газов в технике

Любой объект, в котором используется газообразное вещество, можно отнести к *газовым системам*. Поскольку наиболее доступным газом является воздух, состоящий из смеси множества газов, то его широкое применение для выполнения различных процессов обусловлено самой природой. В переводе с греческого *pneumatikos* - воздушный, чем и объясняется этимологическое происхождение названия *пневматические системы*. В технической литературе часто используется более краткий термин - *пневматика*.

Пневматические устройства начали применять еще в глубокой древности (ветряные двигатели, музыкальные инструменты, кузнечные меха и пр.), но самое широкое распространение они получили вследствие создания надежных источников пневматической энергии - нагнетателей, способных придавать газам необходимый запас потенциальной и (или) кинетической энергии.

Пневматический привод, состоящий из комплекса устройств для приведения в действие машин и механизмов, является далеко не единственным направлением использования воздуха (в общем случае газа) в технике и жизнедеятельности человека. В подтверждение этого положения кратко рассмотрим основные виды пневматических систем, отличающихся как по назначению, так и по способу использования газообразного вещества.

По наличию и причине движения газа все системы можно разделить на три группы. К первой группе отнесем системы с *естественной конвекцией* (циркуляцией) газа (чаще всего воздуха), где движение и его направление обусловлено градиентами температуры и плотности природного характера, например, атмосферная оболочка планеты, вентиляционные системы

помещений, горных выработок, газоходов и т.п.

Ко второй группе отнесем системы с *замкнутыми камерами*, не сообщаемися с атмосферой, в которых может изменяться состояние газа вследствие изменения температуры, объема камеры, наддува или отсасывания газа. К ним относятся различные аккумулирующие емкости (пневмобаллоны), пневматические тормозные устройства (пневмобуферы), всевозможные эластичные надувные устройства, пневмогидравлические системы топливных баков летательных аппаратов и многие другие. Примером устройств с использованием вакуума в замкнутой камере могут быть пневмозахваты (пневмоприсоски), которые наиболее эффективны для перемещения штучных листовых изделий (бумага, металл, пластмасса и т.п.) в условиях автоматизированного и роботизированного производства.

К третьей группе следует отнести такие системы, где используется энергия *предварительно сжатого газа* для выполнения различных работ. В таких системах газ перемещается по магистралям с относительно большой скоростью и обладает значительным запасом энергии. Они могут быть *циркуляционными* (замкнутыми) и *бесциркуляционными*. В циркуляционных системах отработавший газ возвращается по магистралям к нагнетателю для повторного использования (как в гидроприводе). Применение систем весьма специфично, например, когда недопустимы утечки газа в окружающее пространство или невозможно применение воздуха из-за его окислительных свойств. Примеры таких систем можно найти в криогенной технике, где в качестве энергоносителя используются агрессивные, токсичные газы или летучие жидкости (аммиак, пропан, сероводород, гелий, фреоны и др.).

В бесциркуляционных системах газ может быть использован потребителем как химический реагент (например, в сварочном производстве, в химической промышленности) или как источник пневматической энергии. В последнем случае в качестве энергоносителя обычно служит воздух. Выделяют три основных направления применения сжатого воздуха.

К первому направлению относятся технологические процессы, где воздух выполняет непосредственно операции обдувки, осушки, распыления, охлаждения, вентиляции, очистки и т.п. Очень широкое распространение получили системы пневмотранспортирования по трубопроводам, особенно в легкой, пищевой, горнодобывающей отраслях промышленности. Штучные и кусковые материалы транспортируются в специальных сосудах (капсулах), а пылевидные в смеси с воздухом перемещаются на относительно большие расстояния аналогично текучим веществам.

Второе направление - использование сжатого воздуха в пневматических системах управления (ПСУ) для автоматического управления технологическими процессами (системы пневмоавтоматики). Это направление получило интенсивное развитие с 60-х годов благодаря созданию универсальной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА). Широкая номенклатура УСЭППА (пневматические датчики, переключатели, преобразователи, реле, логические элементы, усилители, струйные устройства, командоаппараты и т.д.) позволяет реализовать на ее базе

релейные, аналоговые и аналого-релейные схемы, которые по своим параметрам близки к электротехническим системам. Благодаря высокой надежности они широко используются для циклового программного управления различными машинами, роботами в крупносерийном производстве, в системах управления движением мобильных объектов.

Третьим направлением применения пневмоэнергии, наиболее масштабным по мощности, является пневматический привод, который в научном плане является одним из разделов общей механики машин. У истоков теории пневматических систем стоял И.И. Артоболевский. Он был руководителем Института машиноведения (ИМАШ) в Ленинграде, где под его руководством в 40 - 60-х годах систематизировались и обобщались накопленные сведения по теории и проектированию пневмосистем. Одной из первых работ по теории пневмосистем была статья А.П. Германа "Применение сжатого воздуха в горном деле", опубликованная в 1933 г., где впервые движение рабочего органа пневмоустройства решается совместно с термодинамическим уравнением состояния параметров воздуха. Значительный вклад в теорию и практику пневмоприводов внесли ученые Б.Н. Бежанов, К.С. Борисенко, И.А. Бухарин, А.И. Вошинин, Е.В. Герц, Г.В. Крейнии, А.И. Кудрявцев, В.А. Марутов, В.И. Мостков, Ю.А. Цейтлин и другие.

8.2 Особенности пневматического привода, достоинства и недостатки

Область и масштабы применения пневматического привода обусловлены его достоинствами и недостатками, вытекающими из особенностей свойств воздуха. В отличие от жидкостей, применяемых в гидроприводах, воздух, как и все газы, обладает высокой сжимаемостью и малой плотностью в исходном атмосферном состоянии (около $1,25 \text{ кг/м}^3$), значительно меньшей вязкостью и большей текучестью, причем его вязкость существенно возрастает при повышении температуры и давления. Отсутствие смазочных свойств воздуха и наличие некоторого количества водяного пара, который при интенсивных термодинамических процессах в изменяющихся объемах рабочих камер пневмомашин может конденсироваться на их рабочих поверхностях, препятствует использованию воздуха без придания ему дополнительных смазочных свойств и влагопонижения. В связи с этим в пневмоприводах имеется потребность кондиционирования воздуха, т.е. придания ему свойств, обеспечивающих работоспособность и продляющих срок службы элементов привода.

С учетом вышеописанных отличительных особенностей воздуха рассмотрим достоинства пневмопривода в сравнении с его конкурентами - гидро- и электроприводом.

1. *Простота конструкции и технического обслуживания.* Изготовление деталей пневмомашин и пневмоаппаратов не требует такой высокой точности изготовления и герметизации соединений, как в гидроприводе, т.к. возможные утечки воздуха не столь существенно снижают эффективность работы и КПД системы. Внешние утечки воздуха экологически безвредны и относительно

легко устраняются. Затраты на монтаж и обслуживание пневмопривода несколько меньше из-за отсутствия возвратных пневмолиний и применения в ряде случаев более гибких и дешевых пластмассовых или резиновых (резинотканевых) труб. В этом отношении пневмопривод не уступает электроприводу. Кроме того, пневмопривод не требует специальных материалов для изготовления деталей, таких как медь, алюминий и т.п., хотя в ряде случаев они используются исключительно для снижения веса или трения в подвижных элементах.

2. *Пожаро- и взрывобезопасность.* Благодаря этому достоинству пневмопривод не имеет конкурентов для механизации работ в условиях, опасных по воспламенению и взрыву газа и пыли, например в шахтах с обильным выделением метана, в некоторых химических производствах, на мукомольных предприятиях, т.е. там, где недопустимо искрообразование. Применение гидропривода в этих условиях возможно только при наличии централизованного источника питания с передачей гидроэнергии на относительно большое расстояние, что в большинстве случаев экономически нецелесообразно.

3. *Надежность работы в широком диапазоне температур, в условиях пыльной и влажной окружающей среды.* В таких условиях гидро- и электропривод требуют значительно больших затрат на эксплуатацию, т.к. при температурных перепадах нарушается герметичность гидросистем из-за изменения зазоров и изолирующих свойств электротехнических материалов, что в совокупности с пыльной, влажной и нередко агрессивной окружающей средой приводит к частым отказам. По этой причине пневмопривод является единственным надежным источником энергии для механизации работ в литейном и сварочном производстве, в кузнечно-прессовых цехах, в некоторых производствах по добыче и переработке сырья и др. Благодаря высокой надежности пневмопривод часто используется в тормозных системах мобильных и стационарных машин.

4. *Значительно больший срок службы,* чем гидро- и электропривода. Срок службы оценивают двумя показателями надежности: гамма-процентной наработкой на отказ и гамма-процентным ресурсом. Для пневматических устройств циклического действия ресурс составляет от 5 до 20 млн. циклов в зависимости от назначения и конструкции, а для устройств нециклического действия около 10-20 тыс. часов. Это в 2 - 4 раза больше, чем у гидропривода, и в 10-20 раз больше, чем у электропривода.

5. *Высокое быстроедействие.* Здесь имеется в виду не скорость передачи сигнала (управляющего воздействия), а реализуемые скорости рабочих движений, обеспечиваемых высокими скоростями движения воздуха. Поступательное движение штока пневмоцилиндра возможно до 15 м/с и более, а частота вращения выходного вала некоторых пневмомоторов (пневмотурбин) до 100 000 об/мин. Это достоинство в полной мере реализуется в приводах циклического действия, особенно для высокопроизводительного оборудования, например в манипуляторах, прессах, машинах точечной сварки, в тормозных и фиксирующих устройствах, причем увеличение количества одновременно

срабатывающих пневмоцилиндров (например в многоместных приспособлениях для зажима деталей) практически не снижает время срабатывания. Большая скорость вращательного движения используется в приводах сепараторов, центрифуг, шлифовальных машин, бормашин и др. Реализация больших скоростей в гидроприводе и электроприводе ограничивается их большей инерционностью (масса жидкости и инерция роторов) и отсутствием демпфирующего эффекта, которым обладает воздух.

6. *Возможность передачи пневмоэнергии на относительно большие расстояния* по магистральным трубопроводам и снабжение сжатым воздухом многих потребителей. В этом отношении пневмопривод уступает электроприводе, но значительно превосходит гидропривод, благодаря меньшим потерям напора в протяженных магистральных линиях. Электрическая энергия может передаваться по линиям электропередач на многие сотни и тысячи километров без ощутимых потерь, а расстояние передачи пневмоэнергии экономически целесообразно до нескольких десятков километров, что реализуется в пневмосистемах крупных горных и промышленных предприятий с централизованным питанием от компрессорной станции.

Известен опыт создания городской компрессорной станции в 1888 г. одним из промышленников в Париже. Она снабжала заводы и фабрики по магистралям протяженностью 48 км при давлении 0,6 МПа и имела мощность до 18500 кВт. С появлением надежных электропередач ее эксплуатация стала невыгодной.

Максимальная протяженность гидросистем составляет около 250-300 м в механизированных комплексах шахт для добычи угля, причем в них используется обычно менее вязкая водно-масляная эмульсия.

7. *Отсутствие необходимости в защитных устройствах от перегрузки давлением у потребителей.* Требуемый предел давления воздуха устанавливается общим предохранительным клапаном, находящимся на источниках пневмоэнергии. Пневмодвигатели могут быть полностью заторможены без опасности повреждения и находиться в этом состоянии длительное время.

8. *Безопасность для обслуживающего персонала* при соблюдении общих правил, исключающих механический травматизм. В гидро- и электроприводах возможно поражение электрическим током или жидкостью при нарушении изоляции или разгерметизации трубопроводов.

9. *Улучшение проветривания рабочего пространства* за счет отработанного воздуха. Это свойство особенно полезно в горных выработках и помещениях химических и металлообрабатывающих производств.

10. *Нечувствительность к радиационному и электромагнитному излучению.* В таких условиях электрогидравлические системы практически непригодны. Это достоинство широко используется в системах управления космической, военной техникой, в атомных реакторах и т.п.

Несмотря на вышеописанные достоинства, применимость пневмопривода ограничивается в основном экономическими соображениями из-за больших потерь энергии в компрессорах и пневмодвигателях, а также

других недостатков, описанных ниже.

1. *Высокая стоимость пневмоэнергии.* Если гидро- и электропривод имеют КПД, соответственно, около 70 % и 90 %, то КПД пневмопривода обычно 5-15 % и очень редко до 30 %. Во многих случаях КПД может быть 1 % и менее. По этой причине пневмопривод не применяется в машинах с длительным режимом работы и большой мощности, кроме условий, исключающих применение электроэнергии (например, горнодобывающие машины в шахтах, опасных по газу).

2. *Относительно большой вес и габариты пневмомашин* из-за низкого рабочего давления. Если удельный вес гидромашин, приходящийся на единицу мощности, в 5-10 раз меньше веса электромашин, то пневмомашин имеют примерно такой же вес и габариты, как последние.

3. *Трудность обеспечения стабильной скорости движения* выходного звена при переменной внешней нагрузке и его фиксации в промежуточном положении. Вместе с тем мягкие механические характеристики пневмопривода в некоторых случаях являются и его достоинством.

4. *Высокий уровень шума*, достигающий 95-130 дБ при отсутствии средств для его снижения. Наиболее шумными являются поршневые компрессоры и пневмодвигатели, особенно пневмомолоты и другие механизмы ударно-циклического действия. Наиболее шумные гидроприводы (к ним относятся приводы с шестеренными машинами) создают шум на уровне 85-104 дБ, а обычно уровень шума значительно ниже, примерно как у электромашин, что позволяет работать без специальных средств шумопонижения.

5. *Малая скорость передачи сигнала* (управляющего импульса), что приводит к запаздыванию выполнения операций. Скорость прохождения сигнала равна скорости звука и, в зависимости от давления воздуха, составляет примерно от 150 до 360 м/с. В гидроприводе и электроприводе, соответственно, около 1000 и 300 000 м/с. Перечисленные недостатки могут быть устранены применением комбинированных пневмоэлектрических или пневмогидравлических приводов.

8.3 Течение воздуха

Инженерные расчеты пневмосистем сводятся к определению скоростей и расходов воздуха при наполнении и опорожнении резервуаров (рабочих камер двигателей), а также с его течением по трубопроводам через местные сопротивления. Вследствие сжимаемости воздуха эти расчеты значительно сложнее, чем расчеты гидравлических систем, и в полной мере выполняются только для особо ответственных случаев. Полное описание процессов течения воздуха можно найти в специальных курсах газодинамики.

Основные закономерности течения воздуха (газа) такие же, как и для жидкостей, т.е. имеют место *ламинарный* и *турбулентный* режимы течения, установившийся и неустановившийся характер течения, равномерное и неравномерное течение из-за переменного сечения трубопровода и все остальные кинематические и динамические характеристики потоков. Вследствие низкой вязкости воздуха и относительно больших скоростей режим

течения в большинстве случаев турбулентный.

Для промышленных пневмоприводов достаточно знать закономерности установившегося характера течения воздуха. В зависимости от интенсивности теплообмена с окружающей средой расчеты параметров воздуха выполняются с учетом вида термодинамического процесса, который может быть от изотермического (с полным теплообменом и выполнением условия $T = \text{const}$) до адиабатического (без теплообмена). При больших скоростях исполнительных механизмов и течения газа через сопротивления процесс сжатия считается адиабатическим с показателем адиабаты $k = 1,4$. В практических расчетах показатель адиабаты заменяют на показатель политропы (обычно принимают $n = 1,3 \dots 1,35$), что позволяет учесть потери, обусловленные трением воздуха, и возможный теплообмен.

В реальных условиях неизбежно происходит некоторый теплообмен между воздухом и деталями системы и имеет место так называемое политропное изменение состояния воздуха. Весь диапазон реальных процессов описывается уравнениями этого состояния:

$$pV^n = \text{const} \quad (8.1)$$

где n - показатель политропы, изменяющийся в пределах от $n = 1$ (изотермический процесс) до $n = 1,4$ (адиабатический процесс).

В основу расчетов течения воздуха положено известное уравнение Бернулли движения идеального газа:

$$z + p + \frac{\rho v^2}{2} = \text{const} \quad (8.2)$$

Слагаемые уравнения выражаются в единицах давления, поэтому их часто называют "давлениями":

z - весовое давление;

p - статическое давление;

$\frac{\rho v^2}{2}$ - скоростное или динамическое давление.

На практике часто весовым давлением пренебрегают и уравнение Бернулли принимает следующий вид:

$$p + \frac{\rho v^2}{2} = \text{const} \quad (8.3)$$

Сумму статического и динамического давлений называют полным давлением P_0 . Таким образом, получим:

$$p + \frac{\rho v^2}{2} = P_0 \quad (8.4)$$

При расчете газовых систем необходимо иметь в виду два принципиальных отличия от расчета гидросистем.

Первое отличие заключается в том, что определяется не объемный расход воздуха, а массовый. Это позволяет унифицировать и сравнивать параметры различных элементов пневмосистем по стандартному воздуху ($\rho = 1,25 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 14,9 \text{ м}^2/\text{с}$ при $p = 101,3 \text{ кПа}$ и $t = 20^\circ\text{C}$). В этом случае уравнение расходов записывается в виде:

$$Q_{m1} = Q_{m2} \text{ или } \nu_1 V_1 S_1 = \nu_2 V_2 S_2 \quad (8.5)$$

Второе отличие заключается в том, что при сверхзвуковых скоростях течения воздуха изменяется характер зависимости расхода от перепада давлений на сопротивлении. В связи с этим существуют понятия подкритического и надкритического режимов течения воздуха. Смысл этих терминов поясняется ниже.

Рассмотрим истечение газа из резервуара через небольшое отверстие при поддержании в резервуаре постоянного давления (рис.8.1). Будем считать, что размеры резервуара настолько велики по сравнению с размерами выходного отверстия, что можно полностью пренебрегать скоростью движения газа внутри резервуара, и, следовательно, давление, температура и плотность газа внутри резервуара будут иметь значения p_0 , ρ_0 и T_0 .

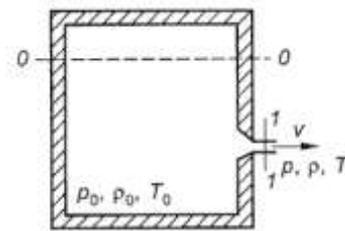


Рисунок 8.1. Истечение газа из отверстия в тонкой стенке

Скорость истечения газа можно определять по формуле для истечения несжимаемой жидкости, т.е.

$$\nu = \sqrt{2gH} = \sqrt{2g \frac{p_0 - p}{\gamma_0}} \quad (8.6)$$

Массовый расход газа, вытекающего через отверстие, определяем по формуле:

$$Q_m = \omega_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (8.7)$$

где ω_0 - площадь сечения отверстия.

Отношение p/p_0 называется степенью расширения газа. Анализ формулы (8.7) показывает, что выражение, стоящее под корнем в квадратных скобках, обращается в ноль при $p/p_0 = 1$ и $p/p_0 = 0$. Это означает, что при некотором значении отношения давлений массовый расход достигает максимума Q_{max} . График зависимости массового расхода газа от отношения давлений p/p_0 показан на рис.8.2.

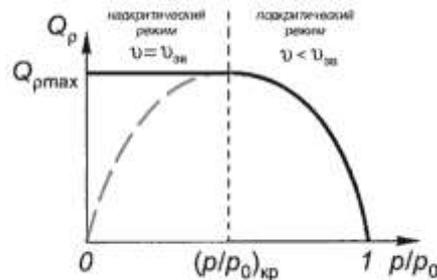


Рис.8.2. Зависимость массового расхода газа от отношения давлений

Отношение давлений p/p_0 , при котором массовый расход достигает максимального значения, называется критическим. Можно показать, что критическое отношение давлений равно:

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (8.8)$$

Как видно из графика, показанного на рис.8.2, при уменьшении p/p_0 по сравнению с критическим расход должен уменьшаться (пунктирная линия) и при $p/p_0 = 0$ значение расхода должно быть равно нулю ($Q_m = 0$). Однако в действительности это не происходит. В действительности при заданных параметрах p_0 , ρ_0 и T_0 расход и скорость истечения будут расти с уменьшением давления вне резервуара p до тех пор, пока это давление меньше критического. При достижении давлением p критического значения расход становится максимальным, а скорость истечения достигает критического значения, равного местной скорости звука. Критическая скорость определяется известной формулой

$$u_{зв} = \sqrt{k \frac{p}{\rho}} \quad (8.9)$$

После того, как на выходе из отверстия скорость достигла скорости звука, дальнейшее уменьшение противодавления p не может привести к увеличению скорости истечения, так как, согласно теории распространения малых возмущений, внутренний объем резервуара станет недоступен для внешних возмущений: он будет "заперт" потоком со звуковой скоростью. Все внешние малые возмущения не могут проникнуть в резервуар, так как им будет препятствовать поток, имеющий ту же скорость, что и скорость распространения возмущений. При этом расход не будет меняться, оставаясь

максимальным, а кривая расхода примет вид горизонтальной линии.

Таким образом, существует две зоны (области) течения:

подкритический режим, при котором

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{кр} < \left(\frac{p}{p_0}\right) < 1 \quad (8.10)$$

надкритический режим, при котором

$$0 < \left(\frac{p}{p_0}\right) < \left(\frac{p}{p_0}\right)_{кр} \quad (8.11)$$

В надкритической зоне имеет место максимальная скорость и расход, соответствующие критическому расширению газа. Исходя из этого при определении расходов воздуха предварительно определяют по перепаду давления режим истечения (зону), а затем расход. Потери на трение воздуха учитывают коэффициентом расхода μ , который с достаточной точностью можно вычислить по формулам для несжимаемой жидкости ($\mu = 0,1 \dots 0,6$).

Окончательно скорость и максимальный массовый расход в подкритической зоне, с учетом сжатия струи определяются по формулам:

$$v = \varphi \sqrt{\frac{2}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

$$Q_m = \mu \omega_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

8.4 Подготовка сжатого воздуха

В промышленности используются различные конструкции машин для подачи воздуха под общим названием *воздуходувки*. При создании избыточного давления до 0,015 МПа они называются *вентиляторами*, а при давлении свыше 0,115 МПа - *компрессорами*. Вентиляторы относятся к лопастным машинам динамического действия и кроме своего основного назначения - проветривания - применяются в пневмотранспортных системах и низконапорных системах пневмоавтоматики.

В пневмоприводах источником энергии служат компрессоры с рабочим давлением в диапазоне 0,4...1,0 МПа. Они могут быть объемного (чаще поршневые) или динамического (лопастные) действия. Теория работы компрессоров изучается в специальных дисциплинах.

По виду источника и способу доставки пневмоэнергии различают *магистральный*, *компрессорный* и *аккумуляторный* пневмопривод.

Магистральный пневмопривод характеризуется разветвленной сетью стационарных пневмолиний, соединяющих компрессорную станцию с

цеховыми, участковыми потребителями в пределах одного или нескольких предприятий. Компрессорная станция оборудуется несколькими компрессорными линиями, обеспечивающими гарантированное снабжение потребителей сжатого воздуха с учетом возможной неравномерной работы последних. Это достигается установкой промежуточных накопителей пневмоэнергии (ресиверов) как на самой станции, так и на участках. Пневмолинии обычно резервируются, чем обеспечивается удобство их обслуживания и ремонта. Типовой комплект устройств, входящих в систему подготовки воздуха, показан на принципиальной схеме компрессорной станции (рис.8.3).

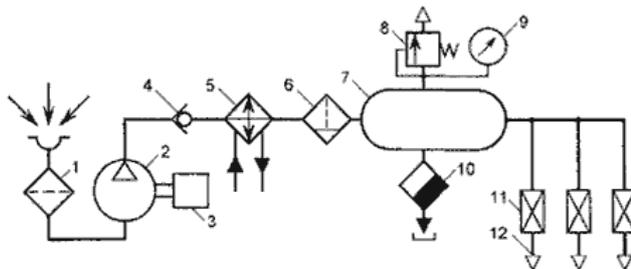


Рисунок 8.3. Принципиальная схема компрессорной станции

Компрессор 2 с приводным двигателем 3 всасывает воздух из атмосферы через заборный фильтр 1 и нагнетает в ресивер 7 через обратный клапан 4, охладитель 5 и фильтр-влагоотделитель 6. В результате охлаждения воздуха водяным охладителем 5 происходит конденсация 70-80 % содержащейся в воздухе влаги, улавливаемой фильтром- влагоотделителем и со 100-процентной относительной влажностью воздух поступает в ресивер 7, который аккумулирует пневмоэнергию и сглаживает пульсацию давления. В нем происходит дальнейшее охлаждение воздуха и конденсация некоторого количества влаги, которая по мере накопления удаляется вместе с механическими примесями через вентиль 10. Ресивер обязательно оборудуется одним или несколькими предохранительными клапанами 8 и манометром 9. Из ресивера воздух отводится к пневмолиниям 12 через краны 11. Обратный клапан 4 исключает возможность резкого падения давления в пневмосети при отключении компрессора.

Компрессорный пневмопривод отличается от вышеописанного магистрального своей мобильностью и ограниченностью числа одновременно работающих потребителей. Передвижные компрессоры наиболее широко используются при выполнении различных видов строительных и ремонтных работ. По комплекту устройств, входящих в систему подготовки воздуха, он практически не отличается от вышеописанной компрессорной станции (водяной охладитель заменяется на воздушный). Подача воздуха к потребителям осуществляется через резинотканевые рукава.

Аккумуляторный пневмопривод ввиду ограниченного запаса сжатого воздуха в промышленности применяется редко, но широко используется в автономных системах управления механизмов с заданным временем действия. На рис.8.4 показаны несколько примеров аккумуляторного питания

пневмосистем.

Для бесперебойной подачи жидкости в гидросистему или топлива в двигатели внутреннего сгорания аппаратов с переменной ориентацией в пространстве применяется наддув бака с жидкостью (рис.8.4, а) от пневмобаллона 1.

Вытеснение жидкости из бака 5, разделенного мембраной на две части, обеспечивается постоянным давлением воздуха, зависящим от настройки редуцирующего клапана 3 при включении электроклапана 2. Предельное давление ограничивается клапаном 4.

Система ориентации летательного аппарата (рис.8.4, б) состоит из управляющих реактивных пневмодвигателей 4, питающихся от шарового пневмобаллона 1 через редуцирующий клапан 2 и электроклапаны 3.

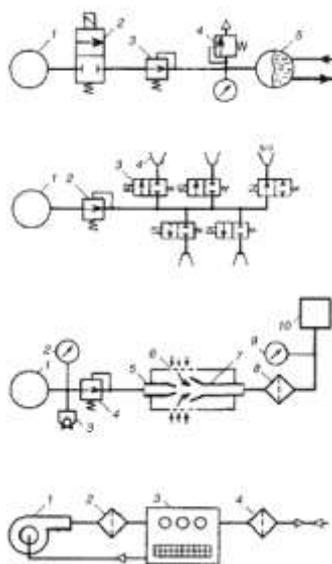


Рисунок 8.4. Принципиальные схемы аккумуляторного питания пневмосистем (а, б, в) и замкнутой пневмосистемы (г)

Для питания систем промышленной пневмоавтоматики часто используется не только средний (нормальный) диапазон давления воздуха (0,118...0,175 МПа), а и низкий диапазон (0,0012...0,005 МПа). Это позволяет уменьшить расход сжатого воздуха, увеличить проходное сечение элементов и, следовательно, снизить вероятность засорения дросселирующих устройств, а в некоторых случаях получить ламинарный режим течения воздуха с линейной зависимостью $Q = f(\Delta p)$, что весьма важно в устройствах пневмоавтоматики.

При наличии источника высокого давления можно обеспечить питание пневмосистемы низкого давления с большим расходом воздуха при помощи эжектора (рис.8.4, в). От пневмобаллона высокого давления 1, оборудованного редуцирующим клапаном 4, манометром 2 и зарядным клапаном 3 воздух поступает на питающее сопло 5 эжектора. При этом внутри корпуса эжектора создается пониженное давление, и из окружающей среды через фильтр 6 подсасывается воздух, который поступает в приемное сопло 7 большего диаметра. После эжектора воздух вторично очищается от пыли фильтром 8 и поступает к устройствам 10 пневмоавтоматики. Манометром 9 контролируется

рабочее давление, величина которого может корректироваться редуктором 4.

Все вышеописанные пневмосистемы относятся к разомкнутым (бесциркуляционным). На рис.8.4, г показана замкнутая схема питания системы пневмоавтоматики, используемая в условиях пыльной атмосферы. Подача воздуха к блоку пневмоавтоматики 3 осуществляется вентилятором 1 через фильтр 2, причем всасывающий канал вентилятора соединен с внутренней полостью герметичного кожуха блока 3, которая одновременно через фильтр тонкой очистки 4 сообщается с атмосферой. Часто в качестве вентилятора используются бытовые электропылесосы, способные создавать давление до 0,002 МПа.

Воздух, поступающий к потребителям, должен быть очищен от механических загрязнений и содержать минимум влаги. Для этого служат фильтры-влагоотделители, у которых в качестве фильтрующего элемента обычно используется ткань, картон, войлок, металлокерамика и другие пористые материалы с тонкостью фильтрации от 5 до 60 мкм. Для более глубокой осушки воздуха его пропускают через адсорбенты, поглощающие влагу. Чаще всего для этого используется силикагель. В обычных пневмоприводах достаточную осушку обеспечивают ресиверы и фильтры-влагоотделители, но вместе с тем воздуху необходимо придавать смазочные свойства, для чего служат маслораспылители фитильного или эжекторного типа.

На рис.8.5 показан типовой узел подготовки воздуха, состоящий из фильтра-влагоотделителя 1, редукционного клапана 2 и маслораспылителя 3.

Поступающий на вход фильтра воздух получает вращательное движение за счет неподвижной крыльчатки Kp . Центробежной силой частицы влаги и механических примесей отбрасываются к стенке прозрачного корпуса и оседают в его нижнюю часть, откуда по мере необходимости удаляются через сливной кран. Вторичная очистка воздуха происходит в пористом фильтре Φ , после которого он поступает на вход редуктора, где происходит дросселирование через зазор клапана $Kл$, величина которого зависит от выходного давления над мембраной M . Увеличение усилия сжатия пружины P обеспечивает увеличение зазора клапана $Kл$ и, следовательно, выходного давления. Корпус маслораспылителя 3 делается прозрачным и заполняется через пробку смазочным маслом. Создаваемое на поверхности масла давление вытесняет его через трубку T вверх к соплу C , где масло эжектируется и распыляется потоком воздуха. В маслораспылителях фитильного типа вместо трубки T установлен фитиль, по которому масло поступает в распылительное сопло за счет капиллярного эффекта.

8.5 Исполнительные пневматические устройства

Исполнительными устройствами пневмоприводов называются различные механизмы, обеспечивающие преобразование избыточного давления воздуха или вакуума в рабочее усилие. Если при этом рабочий орган совершает движение относительно пневмоустройства, то он называется

пневмодвигателем, а если движения нет или оно происходит совместно с пневмоустройством, то оно называется пневмоприжимом или пневмозахватом.

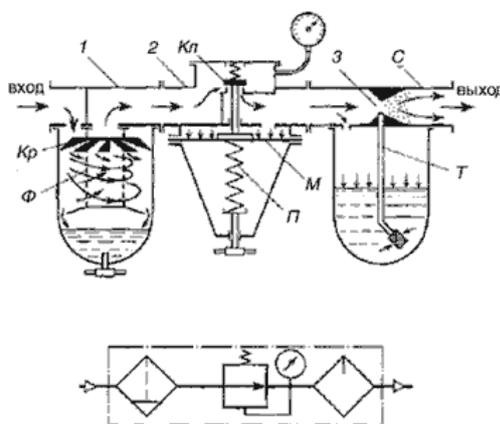


Рисунок 8.5. Типовой узел подготовки воздуха: а - принципиальная схема; б - условное обозначение

Пневмодвигатели могут быть, как и гидродвигатели, вращательного или поступательного действия и называются, соответственно, *пневмомоторами* и *пневоцилиндрами*. Конструктивное исполнение этих устройств во многом похоже на их гидравлические аналоги. Наибольшее применение получили шестеренные, пластинчатые и радиально-поршневые пневмомоторы объемного действия. На рис.8.6, а показана схема радиально- поршневого мотора с передачей крутящего момента на вал через кривошипно-шатунный механизм.

В корпусе 1 симметрично расположены цилиндры 2 с поршнями 3. Усилие от поршней передается на коленчатый вал 5 через шатуны 4, прикрепленные шарнирно к поршням и кривошипу коленчатого вала. Сжатый воздух подводится к рабочим камерам по каналам 8, которые поочередно сообщаются с впускным *Вп* и выхлопным *Вх* каналами распределительного золотника 6, вращающегося синхронно с валом мотора. Золотник вращается в корпусе распределительного устройства 7, к которому подведены магистрали впуска и выхлопа воздуха.

Радиально-поршневые пневмомоторы являются относительно тихоходными машинами с частотой вращения вала до 1000...1500 об/мин. Более быстроходны шестеренные и пластинчатые моторы (2000...4000 об/мин), но самыми быстроходными (до 20000 об/мин и более) могут быть турбинные пневмомоторы, в которых используется кинетическая энергия потока сжатого воздуха. В частности, такие моторы используются для вращения рабочих колес вентиляторов на горных предприятиях.

На рис.8.6, б показана схема пневмопривода колеса вентилятора, состоящего из ступицы 9 с лопаток 10, к которым жестко прикреплен вращающийся обод с лопатками пневмомотора 11. Поток сжатого воздуха, вытекающий из сопла 12 по касательной к изогнутым лопаткам 11, отдает свою энергию и заставляет вращаться колесо вентилятора с большой скоростью. Описанное устройство можно назвать пневмопреобразователем,

преобразующим поток воздуха высокого давления в поток низкого давления с гораздо большим расходом.

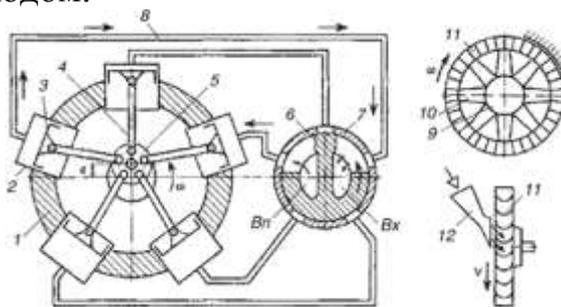


Рисунок 8.6. Схемы пневмомоторов объемного (а) и динамического (б) действия

Пневмопривод отличается большим разнообразием оригинальных исполнительных устройств с эластичными элементами в форме мембран, оболочек, гибких нитей, рукавов и т.н. Они широко используются в зажимных, фиксирующих, переключающих и тормозных механизмах современных автоматизированных производств. К ним относятся *мембранные* и *сильфонные пневмоцилиндры* с относительно малой величиной рабочего хода штока. Плоская резиновая мембрана позволяет получить перемещение штока на 0,1...0,5 от ее эффективного диаметра. При выполнении мембраны в форме гофрированного чулка рабочий ход увеличивается до нескольких диаметров мембраны. Такие пневмоцилиндры называются *сильфонными*. Они могут быть с внешним и внутренним подводом воздуха. В первом случае длина гофрированной трубки под действием давления уменьшается, во втором увеличивается за счет деформации гофров. В качестве эластичного элемента применяется резина, резинотканевые и синтетические материалы, а также тонколистовая сталь, бронза, латунь.

Увеличение скорости выполнения операций во многих случаях достигается применением пневмозахватов, схемы которых показаны на рис.8.7.

Для перемещения листовых изделий используются пневмоприсоски, относящиеся к вакуумным захватам безнасосного и насосного типа. В захватах безнасосного типа (рис.8.7, а) вакуум в рабочей камере *К* создается при деформации самих элементов захвата, выполненных в виде гибкой тарелки, прилегающей своей кромкой к детали и подвижным поршнем, к которому прикладывается внешнее усилие. Величина вакуума при подъеме детали пропорциональна ее весу и обычно бывает не более 55 кПа. Для обеспечения лучшего притяжения, особенно для недостаточно гладкой поверхности детали, применяют захваты насосного типа, у которых воздух из рабочей камеры отсасывается насосом до глубины вакуума 70...95 кПа.

Часто применяют простые устройства эжекторного типа (рис.8.7, б), в которых кинетическая энергия струи жидкости, пара или воздуха используется для отсасывания воздуха из рабочей камеры *К*, находящейся между присоской *П* и деталью. Сжатый воздух, поступающий на вход *А*, проходит с большой скоростью через сопло *Б* эжектора и создает пониженное давление в камере *В* и

канале Γ , сообщающимся с рабочей камерой K . Для зажима деталей цилиндрической формы применяют пневмозахваты, выполненные по схемам в и г (рис.11.7). При подводе воздуха в рабочую камеру K упругий цилиндрический колпачок охватывает шейку вала и создает усилие, достаточное для его зажима. На схеме г показан двухсторонний пневмозахват, рабочими элементами которого служат сильфоны с односторонним гофром. При создании избыточного давления внутри сильфона гофрированная сторона растягивается на большую длину, чем гладкая, что вызывает перемещение незакрепленной (консольной) стороны трубки в направлении охватываемой детали. Такими устройствами можно фиксировать детали не только круглой формы, но и с любыми фасонными поверхностями.

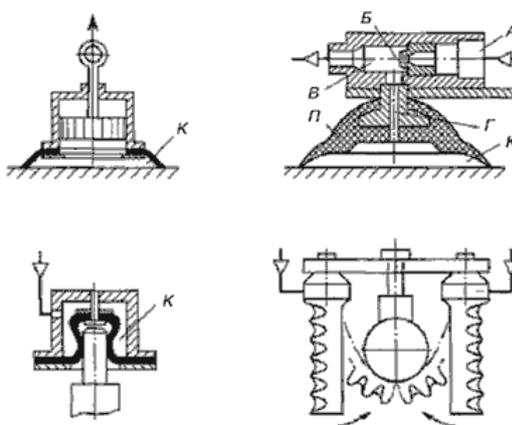


Рисунок 8.7. Схемы пневмозахватов

В ряде случаев возникает потребность в перемещении рабочих органов на большие расстояния до 10...20 м и более по прямолинейной или искривленной траектории. Применение обычных штоковых пневмоцилиндров ограничено рабочим ходом до 2 м. Конструкции бесштоковых пневмоцилиндров, удовлетворяющих этим требованиям, показаны на рис.11.8.

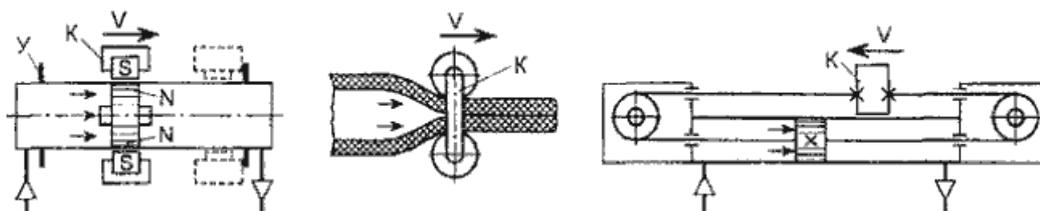


Рисунок 8.8. Схемы бесштоковых пневмодвигателей поступательного движения

Отсутствие жесткого штока позволяет практически в два раза уменьшить длину цилиндра в выдвинутом положении. На схеме а показан длинноходовой пневмоцилиндр с передачей усилия через сильный постоянный магнит. Абсолютно герметичная гильза цилиндра выполнена из немагнитного материала, а ее внутренняя полость разделяется поршнем на две камеры, к которым подводится сжатый воздух. В поршне и каретке K , соединенной с рабочим органом, встроены противоположные полюса магнита S и N ,

взаимодействие которых обеспечивает передачу движущего усилия на каретку, скользящую по направляющим на внешней поверхности гильзы. Ход каретки ограничивается конечными упорами *У*.

Практически неограниченную длину хода имеют пневмоцилиндры с эластичной гильзой (рис.11.8, б), охватываемой двумя роликами, соединенными кареткой *К*. Такие пневмоцилиндры очень эффективны для перемещения штучных грузов по сложной траектории и в приводах с небольшими рабочими усилиями.

Пневмоцилиндр с гибким штоком показан на схеме рис.11.8, в. В такой конструкции тяговое усилие передается на каретку *К* от поршня через гибкий элемент (обычно стальной трос, облицованный эластичной пластмассой), охватывающий обводной и натяжной ролики, расположенные на крышках цилиндра.

Контрольные вопросы:

1. Достоинства и недостатки пневматического привода;
2. Радиально-поршневые пневмомоторы;
3. Сильфонные пневмоцилиндры;
4. Виды пневмодвигателей;
5. Область применения.

Глоссарий

1. Насос - гидравлическая машина, в которой механическая энергия, приложенная к выходному валу, преобразуется в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости.

2. Гидродвигатель - машина, в которой энергия потока рабочей жидкости преобразуется в энергию движения выходного звена.

3. Теоретическая производительность насоса Q_T - это расчетный объем жидкости, вытесняемый в единицу времени из его полости нагнетания.

4. Кавитация – местное выделение из жидкости газов и паров (вскипание жидкости) с последующим разрушением (конденсацией и смыканием) выделившихся парогазовых пузырьков, сопровождающимся непрерывными гидравлическими микроударами высокой частоты, большими давлениями и температурами в центрах конденсации.

5. Телескопический цилиндр – цилиндр, общий ход штоков которого превышает длину корпуса цилиндра.

6. Гидромотор (гидравлический мотор) — гидравлический двигатель, предназначенный для сообщения выходному звену вращательного движения на неограниченный угол поворота.

7. Клапаны давления - это устройство, которое позволяет ограничивать, поддерживать или регулировать давление в гидросистеме.

8. Дроссель – местное гидравлическое сопротивление на пути течения жидкости для регулирования расхода жидкости частичным сбросом ее в сливную линию или для создания необходимого перепада давления.

9. Обратный клапан - вид защитной трубопроводной арматуры, предназначенный для недопущения изменения направления потока среды в технологической системе.

10. Объемный гидропривод – совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин давлением рабочей жидкости.

11. Гидроаппараты – устройства для изменения направления потока, либо поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей жидкости.

12. Гидрообразователи – объемные гидромашины, предназначенные для преобразования одного потока рабочей жидкости в поток с другими значениями давления и скорости.

13. Номинальное давление – наибольшее избыточное давление, при котором устройство должно работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм (по ГОСТу).

14. Направляющий гидрораспределитель – предназначен для подключения к источнику питания исполнительных механизмов (домкратов, лебедок и др.).

Литература

1. Т.М. Башта, Р.С. Суднев, Б.Б. Некрасов и др. М.: Недра, 1982. 418с.
2. В.М. Касьянов. Гидромашины и компрессоры. М.: Недра, 1981. 288с.
3. В. Г. Гейер, В.С. Дулин, А. Л. Заря. Гидравлика и гидропривод: Учебник для вузов. 3-е издание., перераб. и доп. - М: Недра, 1991.
4. Б. Б. Некрасов и др. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: Учебное пособие для машиностроительных спец. Вузов. М.: Высшая школа, 1989.
5. Я. М. Васильев и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Высшая школа, 1989.
6. Под общ. ред. Б. Б. Некрасова. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам /. - Минск, Высшая школа, 1985.
7. Ю.Т. Чупраков Гидропривод и средство гидроавтоматики: Учебное пособие для вузов по специальности «Гидропривод гидропневмоавтоматика» - М: Машиностроение, 1979-832с.
8. Л.В. Андреев, Н.В. Барташевич, Богдан и др.; под ред. В.В.Гуськов Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильность машин. Объёмные гидро- и пневмомшины и передачи: Учебное пособие для вузов. - М: Высш. Школа., 1987.-310с.
9. Е.В.Герц, А.И. Кудрявцев, Л.В. Ложкин и др. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник. М.: Машиностроение,1981.
- 10.Т.М. Башта Гидропривод и гидропневмоавтоматика,-М. Машиностроение,1971-672с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....		3
Глава 1	ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.....	4
	1.1 Назначение, главные свойства и схема устройства.....	4
	1.2 Характеристики гидродинамических передач.....	4
	1.3 Характеристика гидротрансформатора.....	7
	1.4 Характеристика гидромuffты	9
Глава 2	ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОДВИГАТЕЛИ.....	10
	2.1 Основные определения	10
	2.3 Принцип действия, классификация и устройство возвратно-поступательных насосов.....	11
	2.3 Средняя подача и коэффициент подачи возвратно- поступательных насосов	15
	2.4 Неравномерность подачи поршневых насосов и методы ее выравнивания.....	18
	2.5 Гидравлические машины шестеренного типа.....	22
	2.6 Пластинчатые насосы и гидромоторы.....	25
	2.7 Радиально-поршневые насосы и гидромоторы.....	27
Глава 3	ГИДРОДВИГАТЕЛИ.....	29
	3.1 Основные технические показатели и виды гидродвигателей.....	29
	3.2 Гидроцилиндры	29
	3.3 Гидроцилиндры прямолинейного действия	30
	3.4 Расчет гидроцилиндров.....	32
	3.5 Поворотные гидродвигатели.....	34
Глава 4	ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД.....	36
	4.1 Основные понятия и определения.....	36
	4.2 Рабочие жидкости для гидросистем. Гидравлические линии.....	42
	4.2.1 Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей.....	43
	4.2.2 Гидравлические линии.....	44
	4.2.3 Соединения.....	46
	4.2.4 Расчет гидролиний.....	48
	4.3 Системы разгрузки насосов и регулирования гидродвигателей.....	51
	4.3.1 Способы разгрузки насосов от давления.....	51
	4.3.2 Дроссельное регулирование.....	52
	4.3.3 Объемное регулирование.....	54
	4.3.4. Комбинированное регулирование.....	57
	4.3.5 Сравнение способов регулирования.....	58
Глава 5	ГИДРОАППАРАТУРА, ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА И ГИДРОЛИНИИ.....	59
	5.1 Гидрораспределители.....	59
	5.1.1 Золотниковые гидрораспределители.....	60
	5.1.2 Крановые гидрораспределители.....	64

	5.1.3 Клапанные гидрораспределители.....	65
	5.2 Регулирующая и направляющая аппаратура	67
	5.2.1 Общие сведения о гидроаппаратуре.....	67
	5.3 Напорные гидроклапаны.....	68
	5.4 Редукционный клапан.....	71
	5.5 Обратные гидроклапаны.....	73
	5.6 Ограничители расхода.....	74
	5.7 Делители (сумматоры) потока.....	75
	5.8 Дроссели и регуляторы расхода.....	76
Глава 6	ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ (ГИДРОУСИЛИТЕЛИ).....	80
	6.1 Общие сведения.....	80
	6.2 Классификация гидроусилителей.....	82
	6.3 Гидроусилитель золотникового типа.....	83
	6.4 Гидроусилитель с соплом и заслонкой.....	84
	6.5 Гидроусилитель со струйной трубкой.....	85
	6.6 Двухкаскадные усилители.....	85
Глава 7	ИМПУЛЬСИВНЫЙ ГИДРОПРИВОД.....	87
Глава 8	ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД.....	89
	8.1 Общие сведения о применении газов в технике.....	89
	8.2 Особенности пневматического привода, достоинства и недостатки.....	91
	8.3 Течение воздуха.....	94
	8.4 Подготовка сжатого воздуха.....	98
	8.5 Исполнительные пневматические устройства.....	101
	Глоссарий.....	106
	Литература.....	107