

**Министерство образования
Республики Беларусь УО "ВГТУ"**

Кафедра ТиОМП

Лекции по курсу:

**“Гидропневмопривод и гидропневмоавтоматика
металлорежущих станков”**

доцент Угольников А.А.

Витебск 2007

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	2
1. Рабочие жидкости.....	5
2. Роторные насосы. Классификация.....	7
2.1. Центробежные насосы.....	9
2.2. Осевые насосы.....	10
2.3. Винтовые насосы.....	11
2.4. Вихревые насосы.....	11
2.5. Струйные насосы.....	12
2.6. Шестеренные насосы.....	13
2.7. Насосы пластинчатые.....	14
2.8. Радиально-поршневые насосы.....	16
2.9. Аксиально-поршневые насосы.....	19
3. Гидравлические и пневматические исполнительные органы.....	25
3.1. Гидро- и пневмоцилиндры.....	25
3.2. Поворотные двигатели.....	30
3.3. Гидро- и пневмомоторы.....	32
4. Дроссели.....	33
5. Аппаратура управления и распределения.....	36
5.1. Гидро-, пневмоклапаны.....	37
5.2. Направляющая аппаратура.....	48
6. Способы регулирования скоростей движения гидравлических и пневматических исполнительных органов.....	56
6.1. Дроссельный способ регулирования.....	56
6.2. Объемный способ регулирования.....	57
6.3. Стабилизация скорости движения исполнительных органов.....	58
6.4. Синхронизация скорости движения исполнительных органов.....	62
7. Гидропреобразователи.....	64
8. Гидравлические усилители мощности.....	68
9. Следящий гидропривод.....	72
10. Электрогидравлические шаговые приводы.....	73
11. Гидропанели.....	74
12. Гидроаппаратура модульного монтажа.....	77
13. Гидроаппаратура встраемого исполнения.....	79
14. Вспомогательные элементы гидропривода.....	81
15. Гидростанции.....	86
16. Проектирование гидравлических и пневматических приводов.....	88
17. Системы технических средств гидро- и пневмоавтоматики.....	93
17.1. Средства гидроавтоматики на основе гидрореле.....	93
17.2. Мембранные и струйные элементы пневмоавтоматики.....	96
17.3. Гидравлические и пневматические решающие усилители.....	107
17.4. Соединение элементов цикла в общую логическую схему....	108
Литература.....	109

ВВЕДЕНИЕ

Под гидроприводом понимают совокупность устройств (в число которых входит один или несколько объёмных гидродвигателей), предназначенную для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. В качестве рабочей жидкости в станочных гидроприводах используется минеральное масло.

Гидроприводы широко применяются в современном станокостроении. Они позволяют существенно упростить кинематику станков, снизить их металлоёмкость, повысить точность надёжность работы, а также уровень автоматизации. Производство гидроприводов в промышленно развитых странах расширяется. С 1961 по 1978 г. мировое производство гидрооборудования увеличилось на 770%, а станков – лишь на 170%.

Основные направления развития отечественного станочного гидропривода заключаются в улучшении энергетических и эксплуатационных характеристик гидрооборудования, повышении его быстродействия, расширяющемся применении следящего и пропорционального дистанционного управления, обеспечивающих связь современных электронных систем с узлами гидропривода.

Широкое использование гидроприводов в станкостроении определяется рядом их существенных преимуществ перед другими типами приводов и прежде всего возможностью получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах силовых исполнительных двигателей. Уже сейчас удельные параметры объёмных гидромашин достигают значений 0,5–1,8 кг/кВт,

а в будущем планируется их дальнейшее уменьшение. Это облегчает компоновку гидроприводов в механизмах. Благодаря малой инерционности подвижных частей гидроприводы имеют высокое быстродействие. Практика показывает, что на гидромотор приходится обычно не более 5% момента инерции приводимого им механизма, а для гидроцилиндра этот показатель может быть ещё лучше, поэтому время их разгона и торможения не превышает обычно нескольких сотых долей секунды.

Гидравлические приводы обеспечивают при условии хорошей плавности движения широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости исполнительных двигателей.

Важное достоинство гидроприводов – возможность работы в динамических режимах при частых включениях, остановках, реверсах движения или изменениях скорости, причём качество переходных процессов может контролироваться и изменяться в нужном направлении. Этим объясняется широкое использование гидравлики в станках с возвратно-поступательным движением рабочего органа (шлифовальные, протяжные, строгальные, долбежные, хонинговальные и др.).

Гидропривод позволяет надёжно защитить систему от перегрузки, что даёт возможность механизмам работать по жёстким упорам, при этом обеспечивается точный контроль действующих усилий путём регулирования давле-

ния прижима. Это свойство используется в зажимных и фиксирующих механизмах станков, в гидроприводах устранения зазоров, системах уравнивания и т. п.

Гидроцилиндр в гидроприводе позволяет получить прямолинейное движение без каких-либо кинематических преобразований. К достоинствам гидроцилиндра следует отнести также предельную простоту конструкции, высокий КПД (0,95 – 0,98), малую собственную инерционность, возможность выбора определённого соотношения скоростей прямого и обратного хода и надёжность.

В современных станках с высокой степенью автоматизации цикла в ряде случаев требуется обеспечить до нескольких десятков различных движений. Использование гидропривода позволяет удобно вписать в механизмы компактные гидродвигатели (гидроцилиндры или гидромоторы) и соединить их трубопроводами или шлангами с насосной установкой, имеющей, как правило, один или два насоса. Такая система открывает широкие возможности для автоматизации цикла, контроля и оптимизации рабочих процессов, применения копировальных, адаптивных или программных систем управления, легко поддаётся модернизации, состоит, главным образом, из унифицированных изделий, серийно выпускаемых специализированными заводами.

К основным преимуществам гидроприводов следует отнести также достаточно высокое значение КПД, повышенную жёсткость благодаря большому модулю упругости масла, незначительным сжимаемым объёмом и герметичности рабочих камер гидродвигателей, самосмазываемость и долговечность.

Наряду с указанными выше преимуществами, гидроприводы имеют и недостатки, которые ограничивают их использование в станкостроении.

При течении минерального масла по трубопроводам и каналам гидросистемы возникают потери на трение и утечки, снижающие КПД гидропривода и вызывающие разогрев рабочей жидкости, насосной установки и гидроагрегатов. Внутренние утечки в узлах гидропривода из линий высокого давления в линии низкого давления неизбежны, так как подвижные элементы (золотники, плунжеры, клапаны, поршни и т. п.) насосов, гидродвигателей и аппаратов чаще всего уплотняются за счёт малых зазоров между трущимися поверхностями. В определённых допустимых пределах эти утечки незначительно снижают КПД и существенно улучшают условия смазывания. Наибольшую опасность представляют наружные утечки, приводящие к повышенному расходу масла и загрязнению рабочего места. Современная техника позволяет создать гидроприводы без малейших наружных утечек, однако, по имеющимся сведениям, в промышленных гидроприводах вследствие утечек ежегодно теряется до 500 тыс. т. масла (в мировом объёме), что требует Существенного улучшения качества уплотнительных устройств и повышения культуры обслуживания гидроприводов.

Надёжная работа станочных гидроприводов может быть гарантирована только при надлежащей фильтрации рабочей жидкости. Необходимость применения фильтров тонкой очистки повышает стоимость гидроприводов и усложняет их техническое обслуживание, однако эти недостатки компенси-

руются значительным ростом долговечности оборудования.

Технические параметры гидросистемы резко ухудшаются при попадании воздуха и воды в минеральное масло.

Изменение вязкости минерального масла при его разогреве приводит к изменению пропускной способности дросселирующих устройств и, как следствие, – к изменению скорости движения рабочих органов. Это явление особенно опасно в гидроприводах агрегатных станков и автоматических линий с жёстким циклом работы оборудования.

Узлы гидропривода, как правило, весьма трудоёмки в изготовлении, что требует применения специального оборудования и освоения их централизованного производства на специализированных заводах.

В связи с наличием внутренних утечек, средствами гидравлики трудно реализовать точную координацию нескольких движений рабочих органов. Эта задача может решаться лишь с применением достаточно сложных гидравлических устройств (например, электрогидравлических шаговых приводов).

1. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ

К рабочим жидкостям предъявляются следующие основные требования: наличие оптимальной вязкости, минимально изменяющейся в рабочем диапазоне температур, хорошие смазочные и антикоррозионные свойства, большой модуль упругости, химическая стабильность в процессе длительной (до 6 – 8 тыс. ч) эксплуатации, сопротивляемость вспениванию, совместимость с материалами гидросистемы, малые плотность и способность к растворению воздуха, высокие теплопроводность, температура кипения и удельная теплоёмкость, низкое давление паров, возможно меньший коэффициент теплового расширения, негигроскопичность и незначительная растворимость масел в воде (и наоборот), огнестойкость, нетоксичность и отсутствие резкого запаха, прозрачность и наличие характерной окраски. Жидкость должна также производиться в достаточном количестве и иметь низкую стоимость. Указанным условиям в наибольшей степени удовлетворяет минеральное масло, однако требования экологии (особенно в приборостроении) диктуют необходимость создания новых рабочих жидкостей на водной основе.

Свойства рабочих жидкостей характеризуются следующими показателями.

Удельный вес γ (Н/м³) – вес единицы объёма V масла: $\gamma = G/V$, где G – вес масла (Н) в объёме V (м³).

Плотность ρ (кг/м³) – масса единицы объёма V масла: $\rho = m/V = \gamma/g$, где m – масса (кг) в объёме V (м³); g – ускорение свободного падения (м/с²).

Вязкость – свойство, определяющее сопротивление жидкости относительно перемещению её слоёв. *Динамическая вязкость $\mu = 1$ Па·с* – это динамическая вязкость среды, касательное напряжение в которой при ламинарном течении (когда частицы жидкости движутся параллельно направлению потока) и при разности скоростей 1м/с слоёв, находящихся на расстоянии 1м по нормали к направлению скорости, равно 1Па. Для сравнения можно указать что динамическая вязкость

воды при 20°С равна примерно 0,001 Па·с.

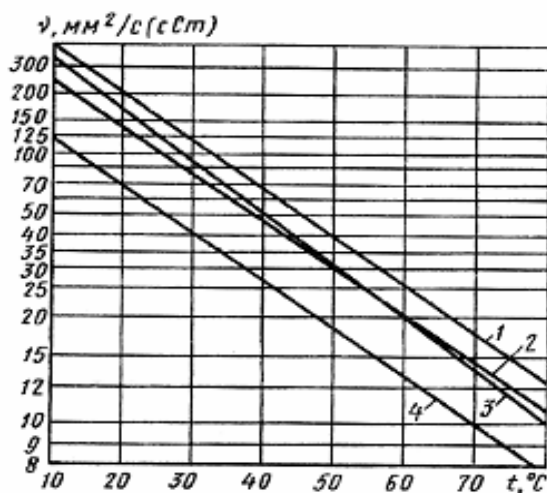


Рис. 1. Зависимость вязкости ν различных минеральных масел от температуры t :
1 – ИГП-38; 2 – ИГП-30; 3 – ВНИИ НП-403;
4 – ИГП-18

Кинематическая вязкость – $\nu = \mu/\rho$ в технике измеряется мм²/с (сСт). В регламентах масел приводятся значения кинематической вязкости при 50 °С или для новых масел – при 40°С.

Вязкость минеральных масел повышается с ростом давления (при давлении 15МПа она может возрасти на 20 – 30 %) и снижается при увеличении

температуры масла (рис. 1), что отрицательно сказывается на его смазывающей способности, поэтому предпочтительно применять масла, у которых зависимость вязкости от температуры выражена слабее. Вязкостно-температурные свойства масел, по сравнению с аналогичными свойствами масел, принятых за эталон, оценивают с помощью **индекса вязкости** (ИВ), приводимого в регламентах всех современных масел. Масла с высоким значением ИВ меньше изменяют свою вязкость с ростом температуры. С целью повышения ИВ в современные масла вводятся специальные присадки.

С увеличением вязкости возрастают потери давления в гидросистеме, однако одновременно уменьшаются утечки, поэтому, как правило, более вязкие масла применяют в гидроприводах, работающих при повышенном давлении. Поскольку и потери давления и утечки приводят к снижению КПД гидропривода, необходимо строго придерживаться рекомендаций завода-изготовителя технологического оборудования по типу применяемых масел; в противном случае возможно нарушение теплового режима гидросистемы. Основные параметры узлов гидропривода справедливы при вязкости масла 30 – 35 мм²/с (сСт).

Сжимаемость минерального масла более чем в 100 раз превышает сжимаемость стали и часто существенно влияет на качество работы гидропривода. Уменьшение объёма масла (см³) под действием рабочего давления может определяться по формуле $\Delta V = V \Delta p / E$, где V – первоначальный объём масла, см³; Δp – изменение рабочего давления в гидро системе, МПа; E – модуль упругости масла, МПа. В практических расчётах можно принимать $E = (1,4 - 1,7)10^3$ МПа.

В масле содержится также определённое количество растворённого воздуха (пропорциональное величине давления), который практически не влияет на физико-химические свойства масла, однако способствует возникновению **кавитации** – состояния движущейся жидкости, при котором в результате местного снижения давления (во всасывающих линиях насосов, в местных сопротивлениях с высокими скоростями потока и т. п.) возникают газовые и паровоздушные пузырьки. Разрушаясь с большой скоростью, пузырьки создают местные гидравлические удары, инициирующие шум, вибрацию и эрозионное разрушение расположенных рядом деталей.

Антиокислительная стабильность масла определяет долговечность его работы в гидроприводах. При длительной эксплуатации появляются осадки смолистых веществ, вызывающих заклинивание трущихся деталей, засорение малых отверстий, понижение способности масла отделять воду и воздух. На скорость окисления существенно влияют температура масла, интенсивность его перемешивания, содержание в масле воздуха и воды, а также металлических загрязнений.

Температура застывания t_z (°С) называется температура, при которой масло загустевает настолько, что при наклоне пробирки на 45° его уровень в течении 1 мин остаётся неподвижным.

Температура вспышки $t_{всп}$ (°C) – температура, при которой пары масла при нагревании в открытом тигле образуют с воздухом смесь, вспыхивающую при поднесении к ней пламени.

Приращение объёма (см³) масла при нагревании может определяться по формуле

$$\Delta V = 7 \cdot 10^{-4} V \Delta t$$

где V – первоначально объём масла, см³; Δt – приращение температуры, °C. Из формулы видно, что **температурное расширение** минерального масла составляет 0,07 % . Если масло заключено в замкнутый жёсткий объём, повышение температуры на 1 °C вызывает рост давления примерно на 1,1 МПа.

Удельная теплоёмкость минеральных масел (количество теплоты, необходимое для повышения температуры единицы массы на 1 °C) $c = 1,88 - 2,1$ кДж/(кг · °C).

Теплопроводность масла (количество теплоты, которая проходит за единицу времени через единицу поверхности на единицу толщины слоя) зависит от температуры t (°C) : $\lambda = (0,113 \div 0,126)(1 + 0,12t)$. При практических расчётах можно принимать $\lambda = 0,136$ Вт/(м·°C).

При течении жидкости через узкие каналы и капиллярные щели возникает **облитерация** – сложное физико-химическое явление, при котором на стенках капиллярного канала образуются структуры твёрдого граничного слоя, вызывающие “заращивание” щелей и в ряде случаев – заклинивание золотников. Исключить облитерацию можно путём вибрации стенок щели.

Для улучшения эксплуатационных характеристик минеральных масел (улучшение смазочной способности, замедление процесса окисления, уменьшения пенообразования и корродирующего действия, снижение зависимости вязкости от температуры и др.) в них вводятся специальные **присадки** – вещества, позволяющее изменить некоторые свойства, не изменяя строения компонентов основы.

2. РОТОРНЫЕ НАСОСЫ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Роторный насос – это объемный насос, в котором вытеснение жидкости производится из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательного и возвратно-поступательного движения рабочих органов – вытеснителей.

Рабочая камера роторного насоса ограничивается поверхностями составных элементов насоса: статора, ротора, и вытеснителя (одного или нескольких). По характеру движения рабочих органов (вытеснителей) роторные насосы бывают роторно-вращательными и роторно-поступательными (классификационную схему по ГОСТ 17398—72 см. на рис. 2).

В роторно-вращательных насосах вытеснители совершают только вращательное движение. К ним относят зубчатые (шестерённые, коловратные) и винтовые насосы. В зубчатых насосах рабочие камеры с жидкостью перемещаются в плоскости, перпендикулярной к оси вращения ротора, в винтовых насосах – вдоль оси вращения ротора.

В роторно-поступательных насосах вытеснители совершают одновременно вращательные и возвратно-поступательные движения. К ним относятся шиберные (пластинчатые, фигурно-шиберные) и роторно-поршневые насосы (радиальные, аксиальные). В роторно-поршневых вытеснители обычно выполнены в виде поршней или плунжеров, которые располагаются радиально или аксиально по отношению к оси вращения ротора. Все роторно-поступательные насосы могут выполняться как в виде регулируемых машин, т. е. с изменяемым рабочим объёмом, так и не регулируемых. Все роторно-вращательные насосы являются нерегулируемыми.

Вследствие того что в роторных насосах происходит перемещение рабочих камер с жидкостью из полости всасывания в полость нагнетания, эти насосы отличаются от насосов поршневых (и плунжерных) отсутствием всасывающих и напорных клапанов. Эти и другие конструктивные особенности роторных насосов обуславливают их некоторые общие свойства, также отличные от свойств поршневых насосов, а именно: обратимость, т. е. способность работать в качестве гидродвигателей (гидромоторов) при подводе к ним жидкости под давлением; более высокая быстроходность (до 3000 – 5000 об/мин) и большая равномерность подачи, чем у поршневых насосов; возможность работы лишь на чистых, неагрессивных жидкостях, обладающих смазывающими свойствами (применение роторных насосов для подачи воды исключается).

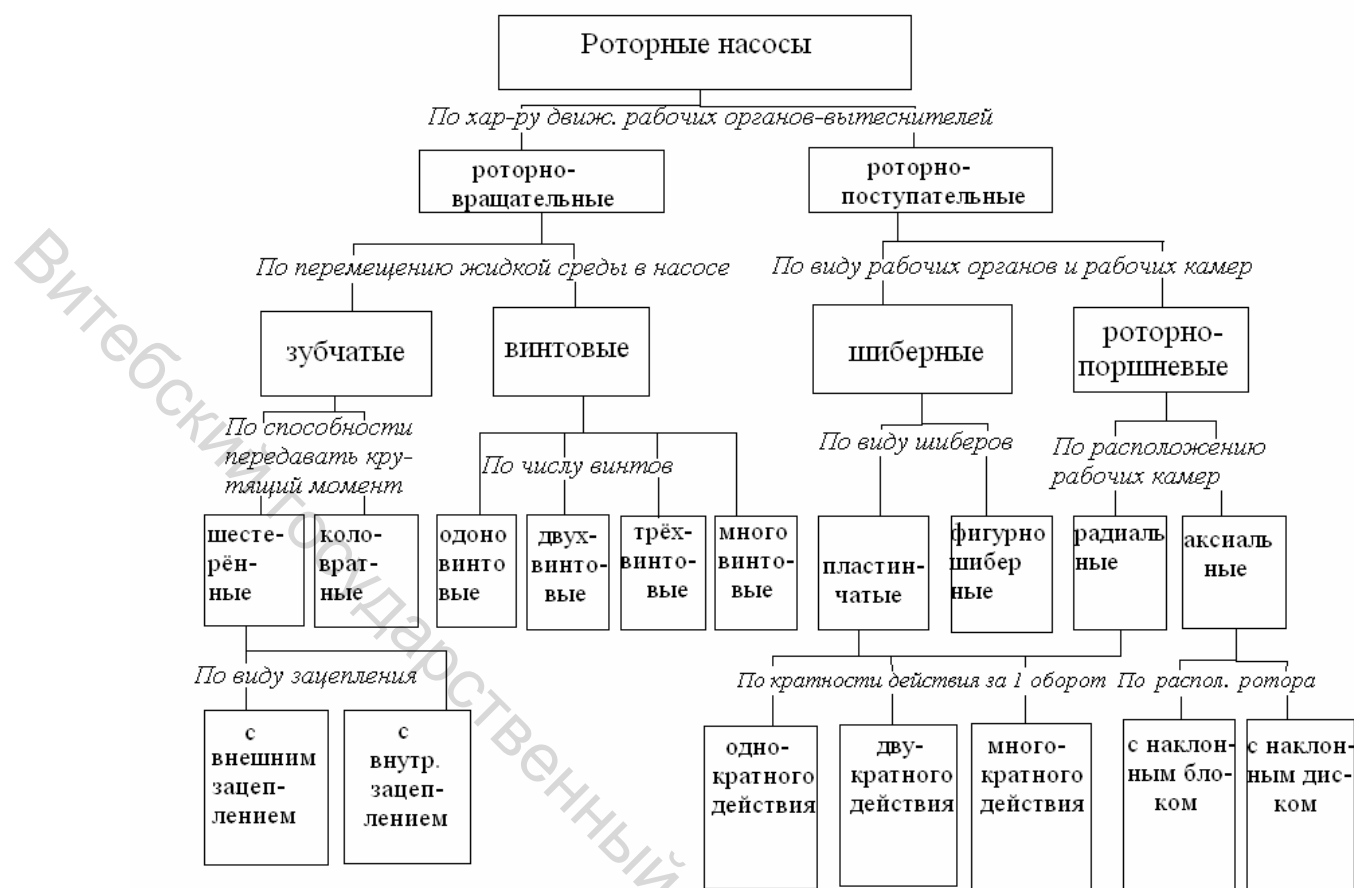


Рис.2. Классификационная схема насосов

2.1. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Лопастные насосы делятся на центробежные и осевые.

В **центробежном лопастном насосе** жидкость под действием центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии. Жидкость, отбрасываемая лопатками колеса, поступает в спиральный отвод и далее в напорный трубопровод. Спиральный отвод предназначен не только для улавливания жидкости, выходящей из рабочего колеса, но и для частичного преобразования её кинетической энергии в потенциальную энергию давления.

В **осевом лопастном насосе** жидкость перемещается в основном вдоль оси вращения рабочего колеса.

На рис. 3 приведена схема одноступенчатого горизонтального центробежного насоса с осевым входом и спиральным отводом. На вал 9 насажено рабочее колесо 4 с лопастями (лопатки) 5. Корпус насоса 6 со стороны нагнетания включает спиральный отвод, заканчивающийся

нагнетательным патрубком 2, часто имеющим вид диффузора; к нему крепится напорный трубопровод 1. К всасывающему патрубку присоединяется всасывающий трубопровод 7 с приёмным устройством 8. В верхней части корпуса имеется отверстие 3 служащее для заливки насоса.

Центробежные насосы классифицируются по следующим признакам.

1) по числу ступеней (или последовательно расположенных колёс):

а) *одноступенчатые*; б) *двухступенчатые*; в) *многоступенчатые*. Последние являются насосами высокого давления (*высоконапорными*).

2) по числу потоков (или параллельно расположенных колёс):

а) *однопоточные*; б) *двухпоточные*; в) *многопоточные*;

3) по условиям подвода жидкости к рабочему колесу: а) *одностороннего входа*; б) *двухстороннего входа*;

4) по условиям отвода жидкости от рабочего колеса: а) *со спиральным отводом*; б) *с кольцевым отводом*; в) *с направляющим аппаратом*.

5) по конструкции рабочего колеса: а) *с закрытым рабочим колесом* (с двумя дисками); б) *с полуоткрытым рабочим колесом* (с одним диском); в) *с открытым колесом* (без дисков).

2.2. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

Осевые насосы могут быть *жёстколопастными*, в которых положение лопастей рабочего колеса относительно ступицы постоянно, и *поворотнолопастными*, в которых положение лопастей рабочего колеса может регулироваться.

На рис. 4,а приведена схема осевого насоса. Жидкость из всасывающего трубопровода поступает в проточную полость 1 насоса, в которой находится рабочее колесо, состоящее из ступицы 2 с закреплёнными на ней лопастями 3. Число лопастей обычно от 3 до 6. При прохождении через рабочее колесо жидкость одновременно участвует в поступательном и вращательном движении. Для устранения закрутки потока на выходе из колеса, с целью уменьшения потерь напора в проточной полости насоса, жидкость после рабочего колеса поступает в неподвижный направляющий аппарат 4, состоящий из ряда лопастей. Ступица рабочего колеса насажена на вал 5, который приводится во вращение двигателем. Из проточной части насоса жидкость поступает в напорный трубопровод.

Рабочее колесо по своей форме похоже на гребной винт (рис. 4,б). Лопасты его изогнуты по винтовой поверхности.

Осевые насосы обладают высокой подачей и малым напором. Достоинством их является простота и компактность конструкции, а также возможность перекачивания загрязнённых жидкостей.

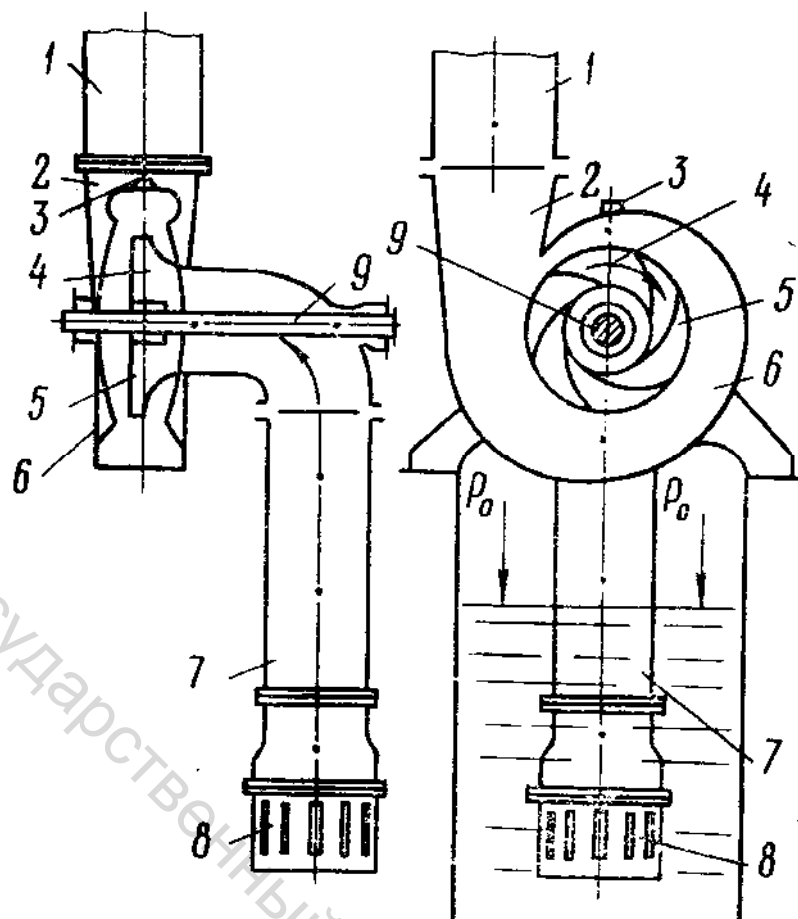


Рис. 3. Схема центробежного насоса

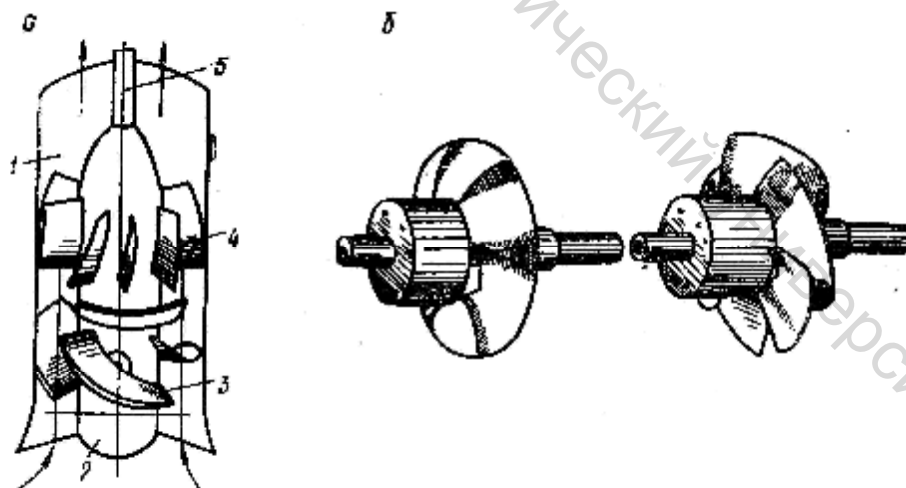


Рис. 4. Схема осевого насоса

2.3. ВИНТОВЫЕ НАСОСЫ

В зависимости от числа винтов различают одно-, двух-, трёх- и многовинтовые насосы. Наибольшее распространение получили трёх-винтовые насосы с циклоидальным зацеплением, обладающие рядом существенных достоинств: высоконапорностью, равномерностью подачи и бесшумностью работы.

На рис. 5 приведена схема насоса, имеющего три двухзаходных винта, из которых средний 1 – ведущий и два других 2 – ведомые. При этом направление нарезки на ведомых и ведущем винтах противоположное. В корпусе 5 установлена обойма 4, залитая баббитом и сообщающаяся своими окнами с всасывающим патрубком 6. Винты, расположенные внутри обоймы с минимальными зазорами, при вращении перемещаются вместе с жидкостью вдоль оси к напорному патрубку 3.

При таком конструктивном выполнении винты разгружены от радиальных сил давления, а возникающие осевые силы воспринимаются упорными подшипниками. Основную нагрузку несёт ведущий винт, ведомые винты разгружены от моментов и выполняют лишь роль замыкателей (гермитизаторов) рабочих камер.

Для отделения полости всасывания от полости нагнетания рабочая длина винтов должна быть больше шага нарезки.

2.4. ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ

Динамический насос трения, в котором жидкость перемещается по периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении, называется **вихревым**. На рис. 6 схематически приведён поперечный разрез вихревого насоса. Основными деталями его являются рабочее колесо 1 с радиальными (реже наклонными) лопатками, насаженное на общий вал с электродвигателем, корпус 2 со всасывающим 6 и напорным 4 патрубками, разделёнными перемычкой 5, и с концентричным каналом 3. Рабочее колесо помещено в корпусе с минимальными зазорами на торцах в месте расположения перемычки 5.

Рабочий процесс вихревого насоса состоит в следующем. Лопатки рабочего колеса захватывают жидкость из бокового пространства и отбрасывают её с периферии колеса. Вследствие этого во вращающемся колесе с двусторонним расположением ячеек и в окружающем колесо канале образуется пара продольных вихрей, как показано на рис. 6 стрелками. Это приводит к непрерывному обмену частицами жидкости между ячейками и каналом, в процессе которого и происходит передача энергии от колеса к жидкости.

Вихревые насосы обладают следующими достоинствами по сравнению с центробежными насосами: способностью создавать напор в 3–6 раз больше напора центробежного насоса при тех же размерах и частоте вращения (до

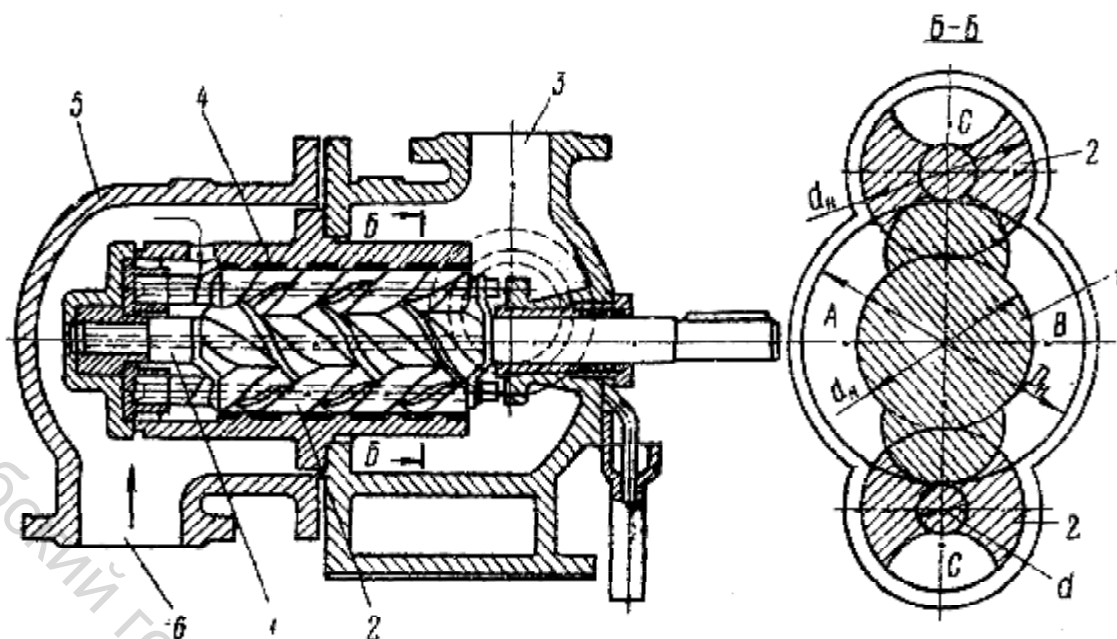


Рис. 5. Схема винтового насоса

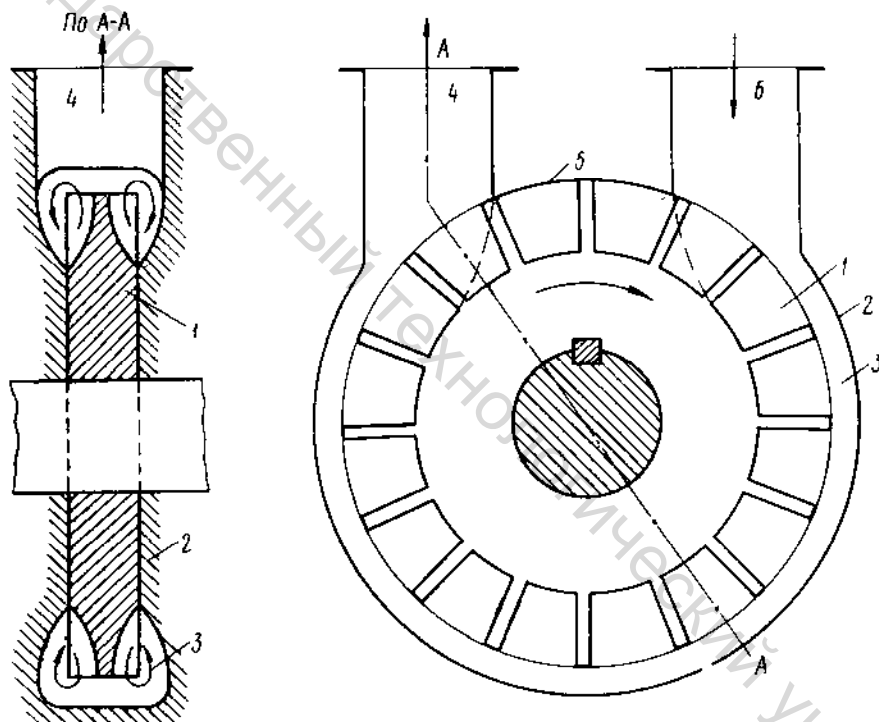


Рис. 6. Схема вихревого насоса

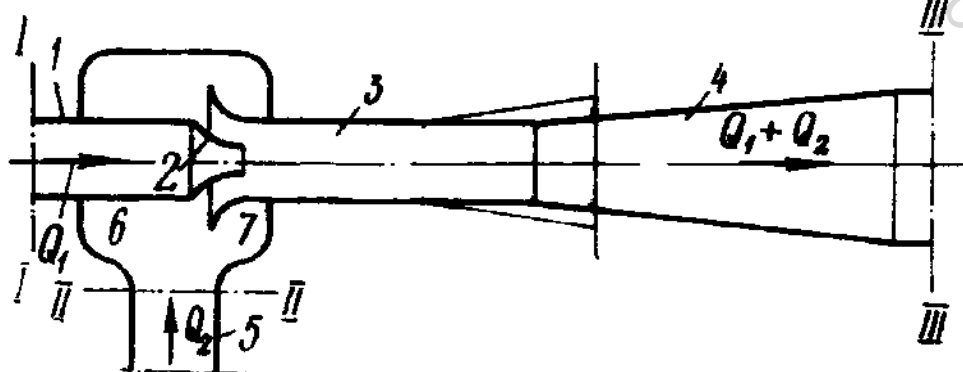


Рис. 7. Схема струйного насоса

250 м); способностью самовсасывания без дополнительных устройств или с простыми дополнительными устройствами; возможностью перекачки агрессивных жидкостей и смесей жидкости и газа.

Основным недостатком вихревых насосов, ограничивающим применение их лишь при небольших мощностях (до 25 кВт), является низкий к.п.д. (35 – 38% и как максимум 45%).

2.5. СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

Струйный насос – это динамический насос трения, в котором поток перекачиваемой жидкости перемещается благодаря механическому воздействию на него другого (рабочего) потока той же или иной жидкости, обладающей большей удельной кинетической энергией. Различают следующие разновидности струйных насосов: эжекторы, инжекторы и гидроэлеваторы.

В **эжекторах** оба потока – рабочий (эжектирующий) и перекачиваемый (эжектируемый) – являются потоками одной и той же жидкости. Если это вода, то насос называют **водоструйным**.

В **инжекторах** рабочим потоком служит поток пара или газа, а перекачиваем – поток той или иной жидкости.

В **гидроэлеваторах** рабочим обычно является гидросмесь (пульпа), т. е. смесь воды с глиной, песком, золой или шлаком.

На рис. 7 приведена одна из возможных схем струйного насоса. Рабочая жидкость под большим напором в количестве Q_1 поступает по трубе 1 к соплу 2, из которого вытекает в цилиндрическую камеру смешения 3. Перекачиваемая жидкость с расходом Q_2 подводится (или подсасывается) по трубе 5 в пространстве 6, а затем через сопло 7 поступает в ту же камеру 3. В последней происходит смешение двух потоков – рабочего и перекачиваемого – и передача части кинетической энергии от первого ко второму. В результате этого давление вдоль камеры смешения постепенно увеличивается. В диффузоре 4 кинетическая энергия суммарного потока ($Q_1 + Q_2$) частично преобразуется в энергию давления жидкости, и рост давления вдоль потока продолжается.

Струйные насосы удобны тем, что позволяют обходиться без двигателя и подвижных частей. Они надёжно работают с загрязнёнными и агрессивными жидкостями, а иногда используются одновременно и как смесители. Часто струйные насосы применяют в качестве вспомогательных насосов подкачки для повышения давления во всасывающей линии основного насоса (например, центробежного). При этом рабочая жидкость подводится из напорной линии этого основного насоса.

Существенным недостатком всех струйных насосов является низкий к.п.д. ($\eta_{\max} = 0.2 - 0.35$), что вызвано большими потерями энергии жидкости на вихреобразования и трение в камере смешения и в диффузоре.

2.6. ШЕСТЕРЁННЫЕ НАСОСЫ

Выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления и состоят из пары сцепляющихся между собой цилиндрических шестерён, помещенных в плотно обхватывающий их корпус, имеющий каналы в местах входа в зацепление и выхода из него (рис. 8).

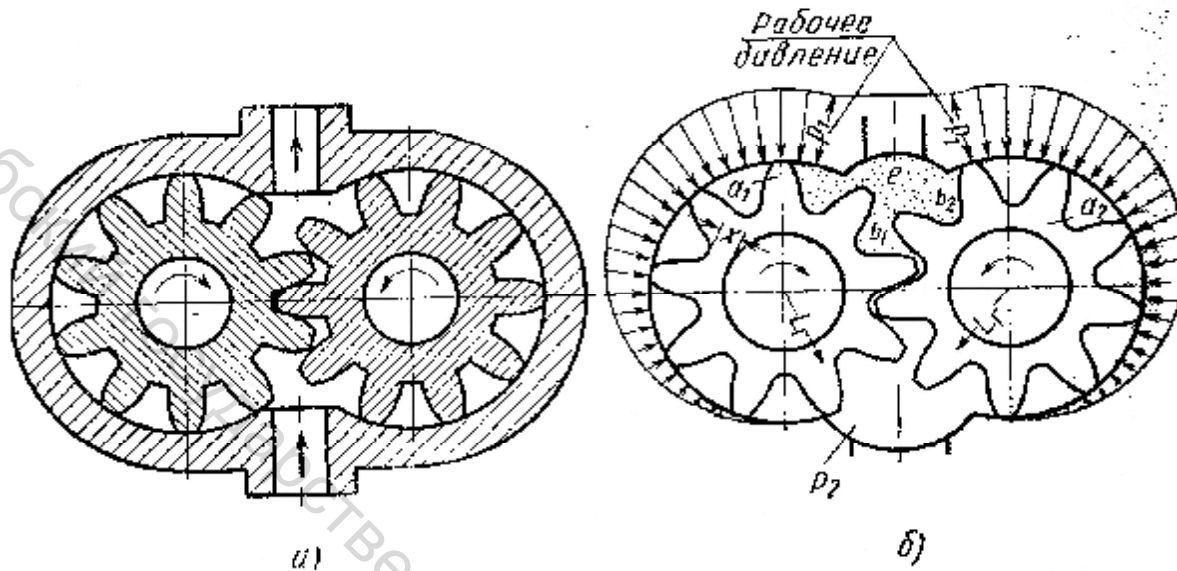


Рис. 8. Схема шестеренного насоса

Эти насосы являются наиболее простыми и отличаются надёжностью в эксплуатации, малыми габаритами и весом, компактностью и пр. Максимальное давление развиваемое этими насосами, обычно равно 10МПа и реже до 20МПа. Производительность насосов низкого давления доходит до 1000л/мин.

В машиностроении обычно применяются шестерённые насосы типа: Г11–2 , БГ11–2 на давление $p_n=0.2 - 20\text{МПа}$, и производительностью $Q=0.17 - 33.2\text{л/с}$;

НШ – гидросистемы тракторов и машин;

ШГ – для парафина, минеральных масел;

ЭН, РЗ, ШФ – для нефтепродуктов.

Для приближённых расчётов секундной подачи насосов с двумя одинаковыми шестернями используется формула:

$$Q = \eta_0 \frac{p}{30} D_n \cdot m \cdot b \cdot n, \quad (2.1)$$

η_0 – объёмный к.п.д. (0.7 – 0.95);

D_n – диаметр начальной окружности $D_n=m \cdot z$;

m – модуль зацепления $m=h$;

n – частота вращения ротора, мин.

2.7. НАСОСЫ ПЛАСТИНЧАТЫЕ

Пластинчатые насосы – разновидность шиберных, т. е. роторно-поступательные с вытеснителями в виде шиберов (пластин) (рис. 9).

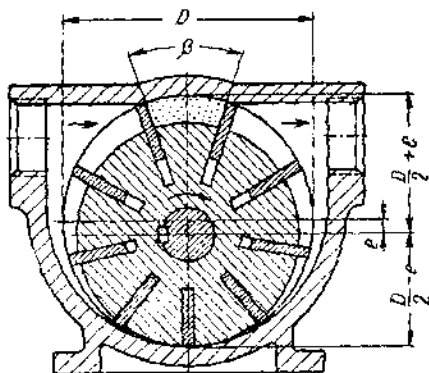


Рис. 9. Схема пластинчатого насоса

По числу циклов работы за один оборот вала различают пластинчатые насосы однократного и многократного действия. Насосы однократного действия могут быть регулируемы по производительности. Насосы представляют собой объёмную ротационную машину пластинчатого типа двойного действия (рис. 10).

Устроен насос следующим образом. В чугунном корпусе 6 и крышке 4 смонтировано закалённое кольцо-статор 14, имеющее внутри профилированную поверхность, по которой скользят восемь лопаток 1, свободно перемещающихся в пазах ротора 13. Ротор посажен на шлицы вала 11, вращающегося в шарикоподшипниках. К торцам статора 14 прижаты с одной стороны плоский диск 3, упирающийся в крышку 4, а с другой стороны – диск с шейкой 12, который прижимается четырьмя пружинами 7 в начале работы и, кроме того, давлением масла в процессе работы. В дисках имеются окна 2 для всасывания и нагнетания масла.

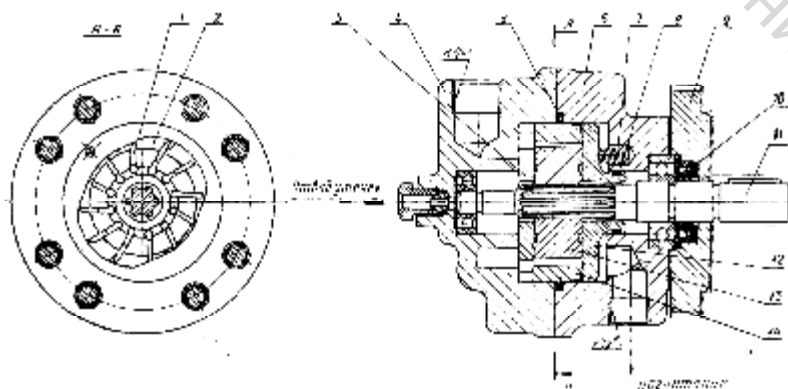


Рис.10. Пластинчатый насос

За один оборот ротора производится два полных цикла всасывания и нагнетания. Благодаря диаметрально противоположному расположению

подводов и отводов нагрузки на ротор от давления масла уравниваются и вал насоса нагружен только крутящим моментом. Во фланце 9 установлена манжета 10 для уплотнения вала. Стык корпуса и крышки уплотняется круглым кольцом 5, а диск с шейкой – круглым кольцом 8.

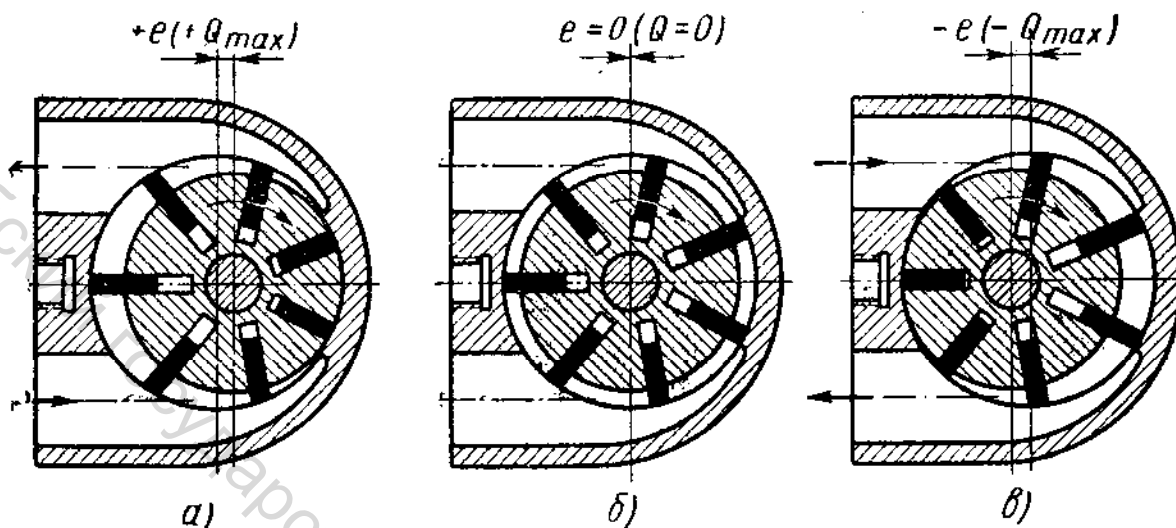


Рис. 11. Регулирование объема рабочих камер

В машиностроении применяют насосы типа: Г12 -2, Г12-3, БГ12-4 (двухпоточные), Г12-5 (с регулятором), на давление $p_n=6.3\text{МПа}$ и производительностью до $Q \leq 3.3\text{л/с}$.

Теоретическая производительность пластинчатого насоса однократного действия

$$Q = h_0 \{ 2bn(R-r)[p(R+r) - d \cdot z] \cdot 10^{-6} \}, \text{ л/мин} \quad (2.2)$$

где b – ширина пластин;

R – Радиус поверхности статора;

z – Число пластин;

r – Радиус внутренней поверхности статора;

d - толщина пластин (2.5 мм);

Для насоса двукратного действия:

$$Q = 2h_0 \left[p - (r_1^2 - r_2^2) - \frac{(r_1 - r_2)d \cdot z}{\cos a} \right] \cdot b \cdot \frac{n}{60}, \quad (2.3)$$

где r_1 и r_2 – большая и малая полуоси поверхности статора;

h_0 - объёмный к.п.д. (0.75 ÷ 0.98);

a - угол наклона пластин (0 ÷ 15°).

2.8. РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Роторно-поступательный насос, в котором вытеснители имеют форму поршней (плунжеров), а рабочие камеры ограничиваются вытеснителями в цилиндрических полостях ротора.

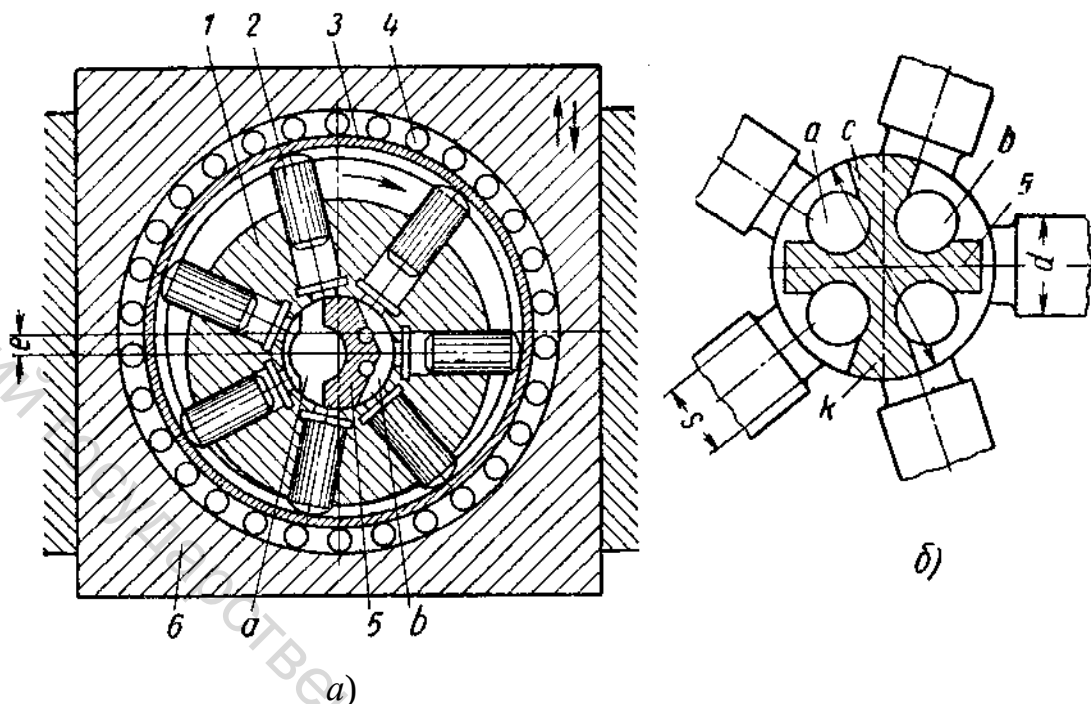


Рис. 12. Схема радиально-поршневого насоса

Радиально-поршневой насос состоит из посаженного на цапфу 5 цилиндрического блока 1 с звездообразным расположением цилиндров (рис. 12, а), а также смещённого на величину e относительно блока статорного кольца 3, помещённого в игольчатом подшипнике 4.

При работе агрегата в качестве насоса поршни 2 связываются со статором 3 при помощи различных механических устройств или пружин, помещённых в цилиндры, а также при помощи давления жидкости, подаваемой вспомогательным насосом (насосом подкачки).

Во многих конструкциях радиальных насосов центробежная сила поршней обеспечивает самовсасывание, поэтому она должна быть достаточной для того, чтобы преодолеть действующие силы сопротивления. Для обеспечения этого масса поршня должна быть соответствующей величины. Расчёты и опыт показывают, что диаметр поршня насоса этого типа не должен быть меньше 16 мм при 1000 об/мин и 22 мм при 750 об/мин.

Поршни под действием давления жидкости и центробежной силы прижимаются к статорному кольцу 3, вступая с ним во фрикционное взаимодействие, в результате чего последнее будет следовать за ротором с угловой скоростью, практически равной угловой скорости последнего.

Благодаря наличию роликов 4 практически устраняется при вращении цилиндрического блока 1 трение скольжения поршней о статорное кольцо.

В радиальных насосах в основном применяется цапфовое распределение жидкости, которое осуществляется через распределительные окна a и b (рис. 12, б), выполненные в цапфе 5, с которыми поочерёдно соединяются при вращательном движении цилиндры ротора 1. Окна a и b через осевые каналы в цапфе соединяются с внешними всасывающим и нагнетающим трубопроводами. При проходе поршней от центра жидкость при вращении блока (ротора) 1 в направлении стрелки (см. рис. 12, а) будет засасываться поршнем через окно a , а при ходе к центру – вытесняться (нагнетаться) через окно b . При переходе поршней через нейтральное положение (вертикальную ось) каналы цилиндров перекрываются уплотнительной частью (перевальной перемычкой) k распределительной цапфы 5 (см. рис. 12, б). Величина хода поршней равна двойной величине эксцентриситета e .

Насосы типа Н конструктивно подобны. Насосы Н-400 и Н-401 имеют один ряд плунжеров, а насос Н-403 – два ряда. При двухрядной системе плунжеры расположены в горизонтальной плоскости и каждый из эксцентриков вала приводит в действие одну пару плунжеров, расположенных друг против друга. Конструкция однорядного насоса представлена на рис.13.

Насосы выполнены эксцентрикового типа с клапанным распределителем рабочей жидкости. Корпус 1 вместе с крышками 7 и 9 образует картер насоса, который заполняется маслом из бака под напором. В корпусе выполнены взаимно перпендикулярные расточки под опорные подшипники 6 эксцентрикового вала и полые плунжеры 3, в каждый из которых встроен всасывающий клапан 5 и пружина 2. Плунжер имеет коническую расточку, которая является седлом всасывающего клапана. На клапан и плунжер действует пружина 2, постоянно прижимающая клапан к обойме 10. Против каждого плунжера перпендикулярно к нему размещены нагнетательные клапаны шарикового типа.

В опорных подшипниках 6 вращается приводной эксцентриковый вал 8 с насаженными на него через ролики 11 обоймами 10.

Масло под напором из бака поступает в картер насоса, в котором вращается вал с тремя эксцентриками, смещёнными друг относительно друга на 120° .

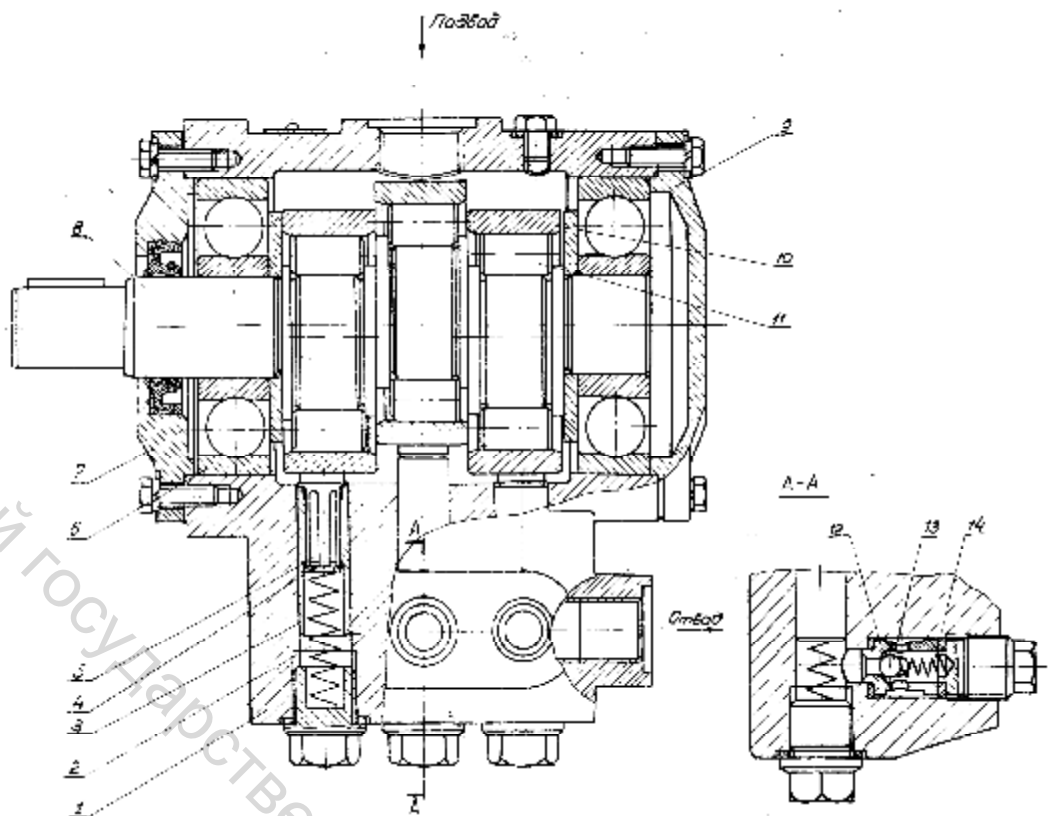


Рис. 13. Радиально-поршневой насос

При переходе эксцентрика из нижнего положения в верхнее пружина 2, прижимающая всасывающий клапан 5 к обойме 10, выдвигает его из плунжера 3 до упора шайбы 4 в кольцевой выступ плунжера. При этом между клапаном и конусной поверхностью плунжера образуется кольцевой зазор, через который масло из картера поступает в камеру плунжера. При дальнейшем движении эксцентрика пружина одновременно выдвигает клапан и плунжер – происходит всасывание. При изменении знака эксцентриситета эксцентрик переходит из крайнего верхнего положения в нижнее. Всасывающий клапан под действием обоймы, преодолевая сопротивление пружины, садится на седло и закрывает вход в камеру, а затем всасывающий клапан движется совместно с плунжером – происходит нагнетание. При этом открывается нагнетательный клапан, который состоит из седла 12, шарика 13 и пружины 14.

Секундная подача насоса:

$$Q = h_0 \cdot q \frac{n}{60}, \quad (2.4)$$

где q – рабочий объем камеры $q = \frac{p \cdot d^2}{4} 2e \cdot z$,

n – Частота вращения;

e – эксцентриситет, (3 ÷ 10 мм)

z – Число поршней.

2.9. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна осям рабочих камер и вытеснителей или составляет с ними угол менее 45° .

Типы насосов: насосы с наклонным блоком;

насосы с наклонным диском.

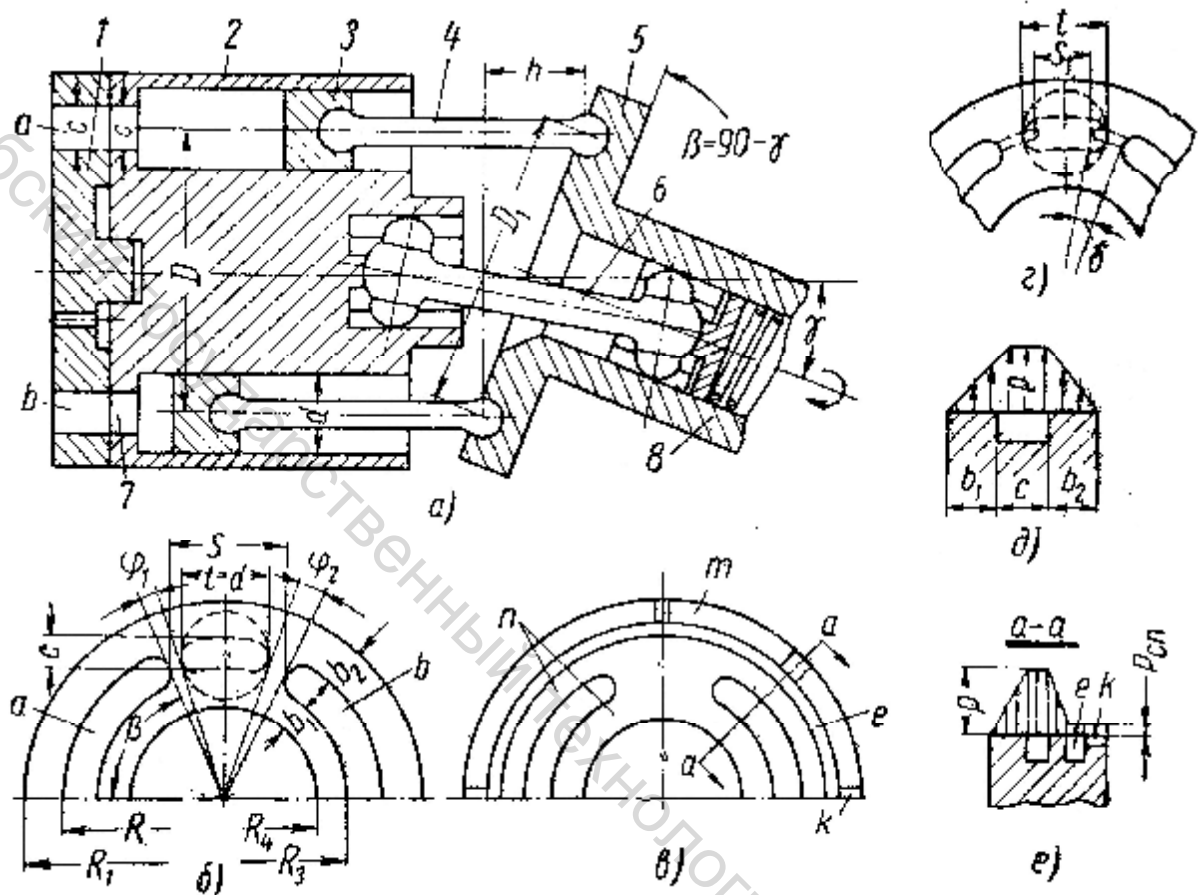


Рис. 14. Схема аксиально-поршневого насоса

Взяв вместо одного цилиндра несколько и расположив их по кругу (подобно револьверному барабану), а также заменив кривошип диском 5 (рис. 14, а), ось которого наклонена относительно оси цилиндрического блока 2 на угол $\gamma = 90 - \beta$, получим принципиальную схему многопоршневого насоса пространственного типа. Насос состоит из цилиндрического блока (барабана) 2 с поршнями 3, связанными при помощи тех или иных средств (поршневых шатунов 4 или пружин) с наклонным диском (шайбой) 5, изменением угла наклона которого относительно оси цилиндрического блока осуществляется регулирование величины хода h поршней. Цилиндрический блок в этой схеме связан с ведущим валом 8 с помощью кардана 6.

Так как оси цилиндров в этом случае будут перемещаться при вращении цилиндрического блока по окружности, а проекция окружности центров гнезд диска (шайбы), в которой заделаны шатуны поршней, на плоскость, перпендикулярную к оси цилиндрического блока, является эллипсом, то параллельность осей шатунов будет нарушена, и при вращении

цилиндрового блока они будут совершать качательные движения, что отразится на кинематике движения поршня. Угол поворота шатунов будет зависеть от их длины и угла поворота шайбы $\beta = 90 - \gamma$, между плоскостью диска и осью цилиндрического блока.

Поскольку цилиндрический блок 2 у рассматриваемых насосов вращается (цилиндры перемещаются относительно корпуса), упрощается распределение жидкости, которое обычно выполняется через серпообразные окна а и б (рис. 14, б) в распределительном золотнике 1 и каналы 7 в цилиндрическом блоке 2. В мёртвых положениях цилиндров отверстия 7 перекрываются нижней и верхней разделительными перемычками, расположенными между распределительными окнами а и б, ширина s которых несколько превышает размер отверстий 7 ($t < s$).

Производительность насоса регулируется изменением угла γ наклона шайбы относительно осей цилиндрического блока, которое осуществляется либо изменением положения либо цилиндрического блока при неизменном положении оси наклонной шайбы, либо наоборот.

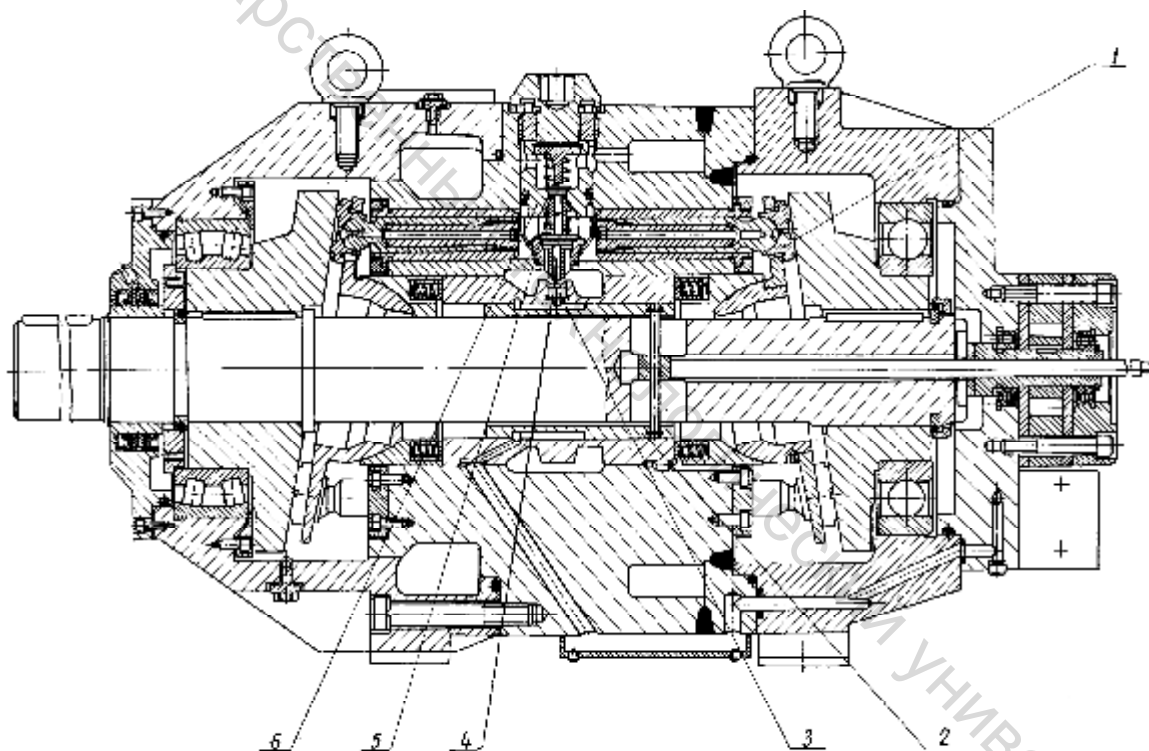


Рис. 15. Аксиально-поршневой насос

Насосы представляют собой гидроагрегаты, состоящие из аксиально-поршневого насоса высокого давления, шестерённого насоса низкого давления, механизма изменения производительности поршневого насоса

Во время движения поршня на ходу всасывания распределительная втулка 2 (рис. 15) подводит под поршеньки 3 давление масла от шестерённого насоса управления. Поршеньки 3 открывают всасывающий клапан 4, сжимая пружину 5. Масло под действием разрежения создаваемого

поршнями 1, поступает из расходного бака по каналам крышки и корпуса в подпоршневое пространство. Когда распределительная втулка соединяет пространство под поршеньком со сливом, клапан под действием пружины закрывается и подпоршневое пространство отсекается от всасывающей магистрали. При этом поршни, совершая ход нагнетания, вытесняют масло через нагнетательный клапан 6 в напорную магистраль. Если распределительная втулка будет давать команду на закрытие всасывающих клапанов после того, как поршни пройдут часть хода нагнетания, расход масла, нагнетаемого в систему, будет уменьшаться. На этом принципе построено изменение производительности в насосах типа НА....

В зависимости от области применения и назначения насосы классифицируются по способу управления производительностью:

Ручной – НАР;

Следящий – НАС:

Электрогидравлический на 4 различные настраиваемые
производительности – НА4М;

регулятором давления – НАД1;

регулятором мощности – НАД.

Все узлы механизмов управления монтируются на крышке насоса и составляют с ним единый агрегат.

НАСОСЫ АКСИАЛЬНЫЕ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫЕ

Насосы типа Г13-3 состоят из аксиального роторно-поршневого агрегата и механизма управления (рис. 16).

Узлы насоса — передний корпус 1, средний корпус 5 и задняя крышка 6. В переднем корпусе на подшипнике качения 11 установлен вал 10 связанный с ротором 9 посредством шлицевого соединения. Ротор установлен в среднем корпусе на подшипнике качения 4 и имеет поршневые расточки, в которых размещены поршни 8, опирающиеся башмаками на опорную шайбу 3, установленную на траверсе 2.

При вращении ротора за счет возвратно-поступательного движения поршней происходит всасывание и нагнетание рабочей жидкости через окна распределительного диска 7.

Изменение расхода жидкости производится поворотом траверсы при помощи механизма управления.

Насосы Г13-35А и Г13-36А имеют механизм ручного управления, а насосы 2Г13-35, 2Г13-36А снабжены электрогидравлическим механизмом управления, причём последние отличаются типом вспомогательного пластинчатого насоса.

Механизм ручного управления предназначен для изменения производительности вручную от нуля до максимума при работе насоса и устанавливается на переднем корпусе насоса.

Электрогидравлический механизм управления предназначен для дистанционного ступенчатого регулирования расхода насоса от электрического сигнала. Он позволяет получить две различные производительности на каждой из рабочей полостей, а при отсутствии электрического сигнала производительность насоса автоматически сбрасывается до нуля. Механизм устанавливается на переднем корпусе насоса.

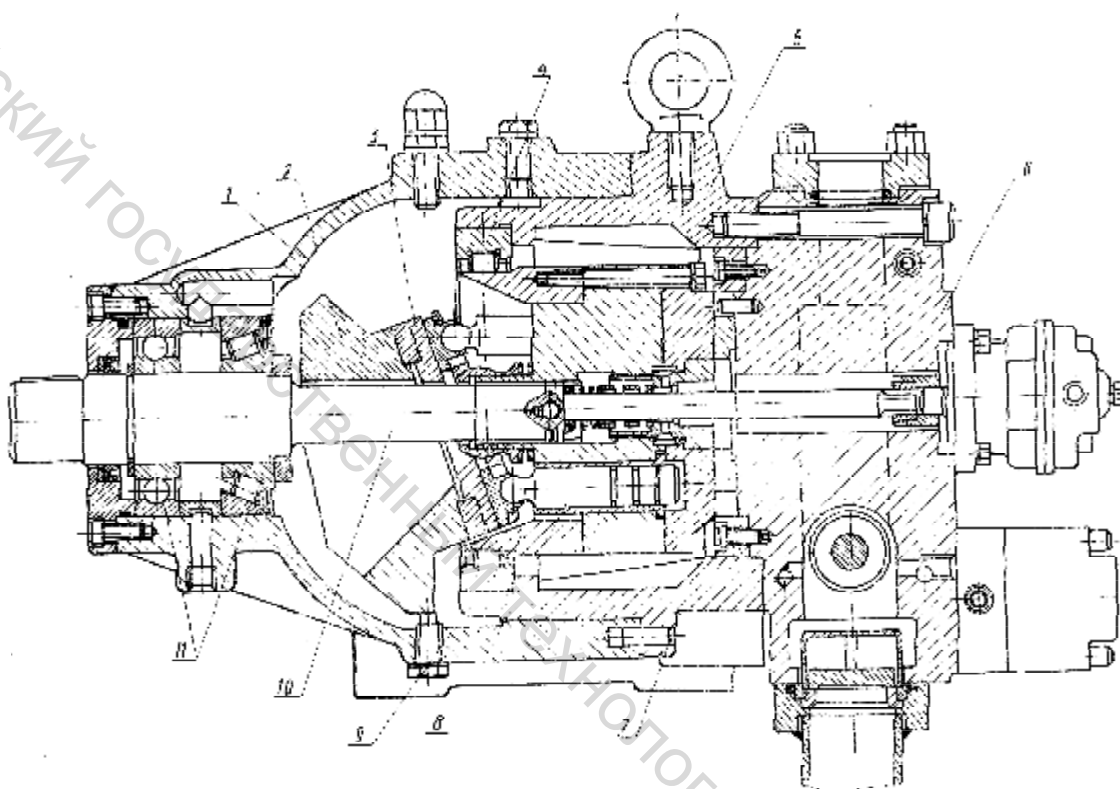


Рис. 16. Насос типа Г13-3

НАСОСЫ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НЕРЕГУЛИРУЕМЫЕ

Конструкция насосов от НА-Г4/320 до НА-32/320 представлена на рис 17. Насос состоит из стального сварного корпуса 3, в который запрессованы втулки, являющиеся цилиндрами для поршней 10. В корпусе насоса размещены нагнетающие клапаны (по одному на каждую пару поршней). К корпусу насоса болтами крепятся передняя 2 и задняя 4 крышки, в которых расположены подшипники 20. В стакане 26 расположены коллектор 23, манжеты уплотнения носка вала 22 и кольцо 25, служащее для удобства демонтажа манжет 22. В задней крышке 4 выполнено отверстие для подвода масла. Вал насоса 1, на котором на шпонках 27 установлены наклонные диски 7, опирается на подшипники 20.

С целью разгрузки подшипников 20 от осевых усилий, возникающих при работе насоса от нагнетающих поршней на валу с одной стороны

установлено разрезное кольцо 8 (из двух половин), с другой стороны разгрузкой служит бурт вала.

Разрезное кольцо 8 и бурт препятствуют перемещению наклонных дисков 7 вдоль оси вала. Кольцо 8 от выпадения фиксируется внутренней обоймой подшипника.

Для обеспечения постоянного контакта поршней 10 с наклонными дисками 7 служат прижимные диски 6, воздействующие на подпятники поршней и опирающиеся через сферическую опору на стаканы 5, постоянно поджатые недеформируемой в работе пружины 9. Подшипники поршней соединяются с поршнями посредством сферического шарнира и представляют собой неразъёмное соединение. Для уменьшения удельных давлений поршней 10 на наклонные диски 7 подпятники имеют гидростатическую разгрузку. Подвод масла для гидростатической разгрузки подпятников осуществляется через сверления в поршне и подпятнике.

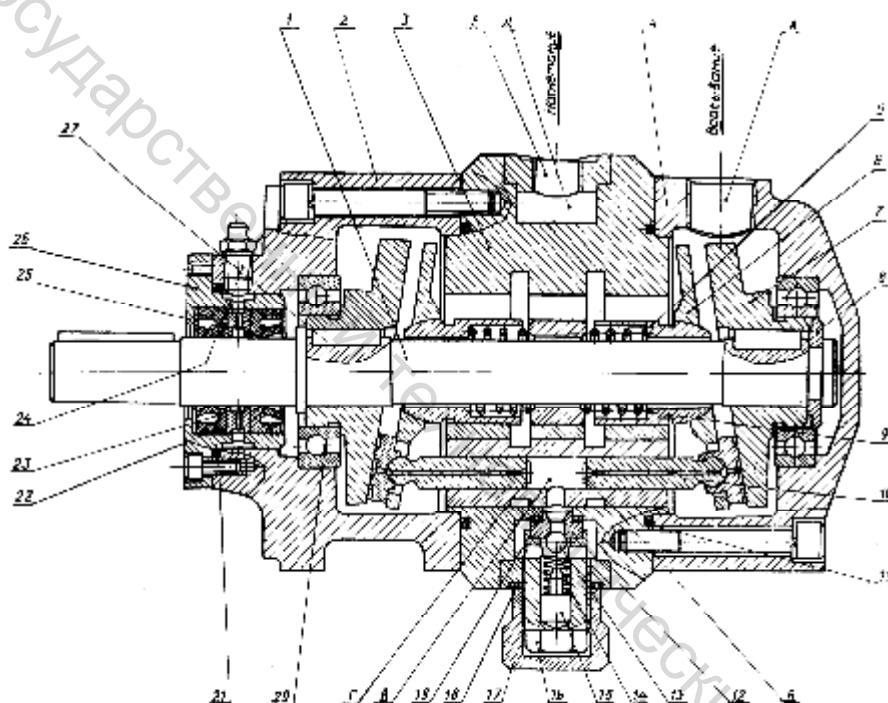


Рис. 17. Насос типа НА

МОТОР – НАСОСЫ

Мотор – насосы представляют собой объёмную гидромашину аксиально-поршневого типа с плоским торцевым золотником для распределения рабочей жидкости, гидростатическими подпятниками и выполнены по нескольким конструктивным схемам.

Мотор – насосы с рабочими объёмами 4; 6,3; 10 см³/об выполнены с самоустанавливающимися распределительным золотником и устроены следующим образом (рис. 18). В корпусе 11 закрытом крышками 3 и 14, ротор 8 с поршнями 6 и валом 1 установлен на подшипнике 2 и двух подшипниках 10, воспринимающих радиальные нагрузки. Пружина 9 с одной

стороны через сферу 7 и диск 5 прижимает поршни к упорному диску 4, а с другой стороны – ротор к плоскости распределительной поверхности золотника 13, который посредством плунжера 12 разгружен от отжимающих боковых усилий, возникающих на сферической поверхности золотника.

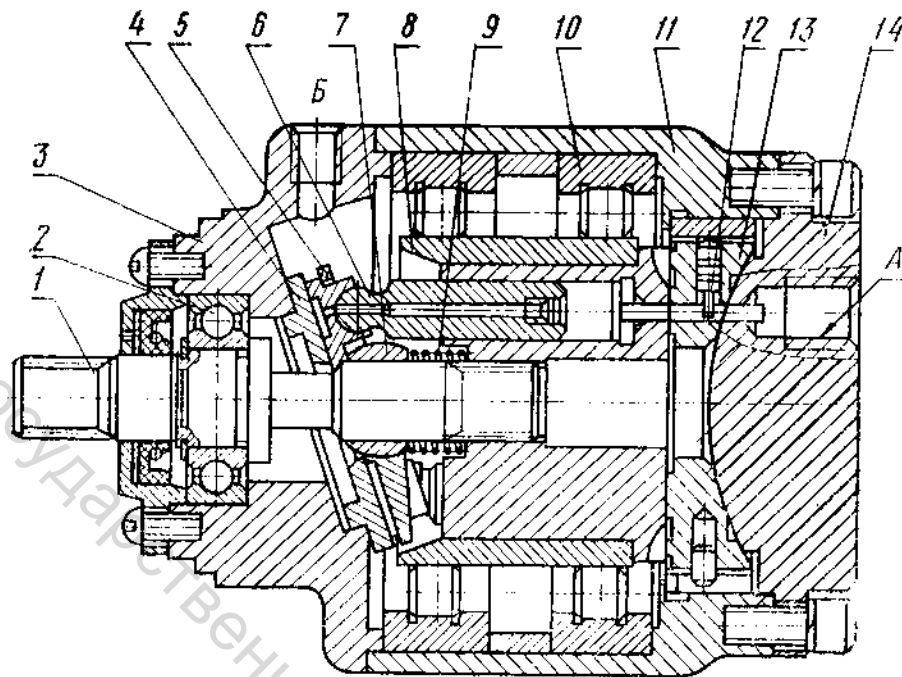


Рис. 18. Мотор-насос

Объем рабочей камеры:

$$q = W \cdot Z = \frac{p \cdot d}{4} \cdot D \cdot \sin g \cdot Z, \quad (2.5)$$

где Z – число цилиндров, (5,7,9);

Номинальная производительность:

$Q_n \leq 45$ л/мин;

Номинальное давление:

$P_n \leq 40$ МПа;

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ

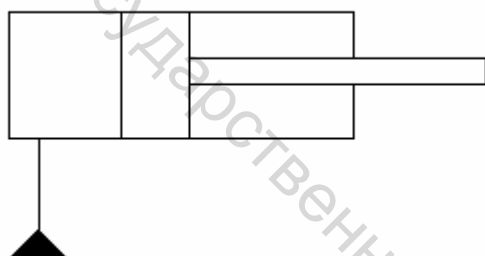
ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ОРГАНЫ

В качестве гидравлических и пневматических исполнительных органов применяются объёмные гидро- и пневмодвигатели.

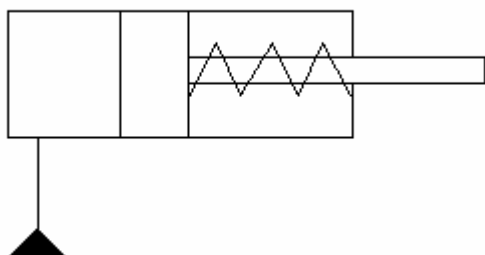
По характеру движения выходного звена объёмные двигатели делятся на гидро- и пневмоцилиндры (с поступательным движением выходного звена), поворотные гидро- и пневмодвигатели (с ограниченным углом поворота) и гидро- и пневмомоторы (с вращательным движением выходного звена).

3.1. ГИДРО- И ПНЕВМОЦИЛИНДРЫ

Виды и схематическое обозначение гидро-, пневмоцилиндров:



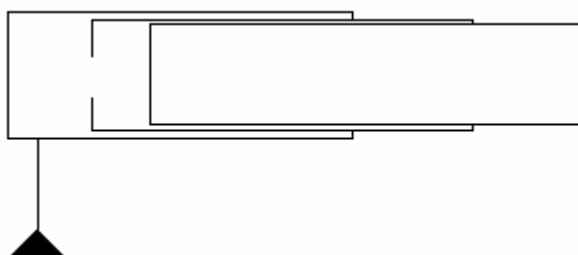
— Цилиндр одноштоковый одностороннего действия с возвратом в исходное положение под действием груза или силы.



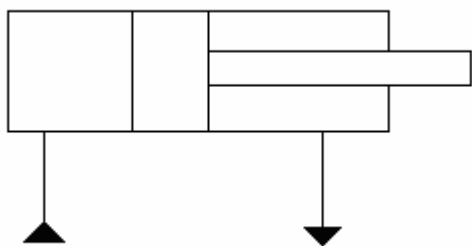
— Цилиндр одноштоковый одностороннего действия с возвратом в исходное положение под действием пружины.



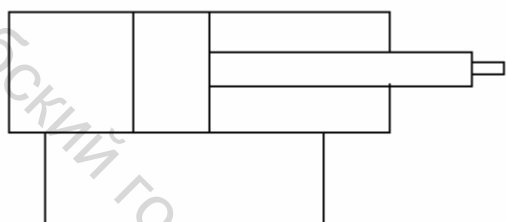
— Цилиндр плунжерный.



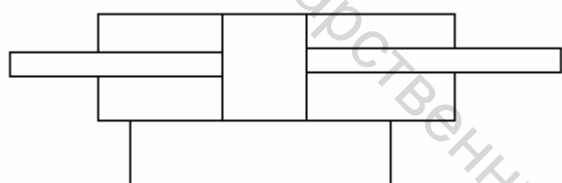
— Цилиндр телескопический.



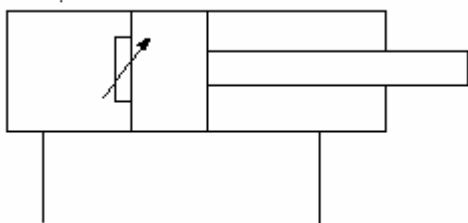
— Цилиндр одноштоковый
двухстороннего действия.



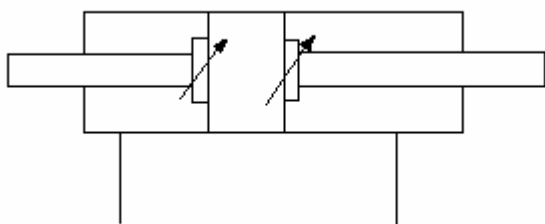
— Цилиндр дифференциальный.



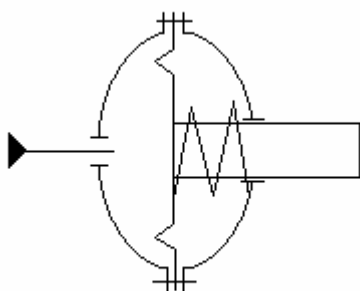
— Цилиндр двухштоковый.



— Цилиндр одноштоковый
двухстороннего действия с
торможением в конце хода слева.



— Цилиндр двухштоковый с
торможением в конце хода с обеих
сторон.



— Камера.

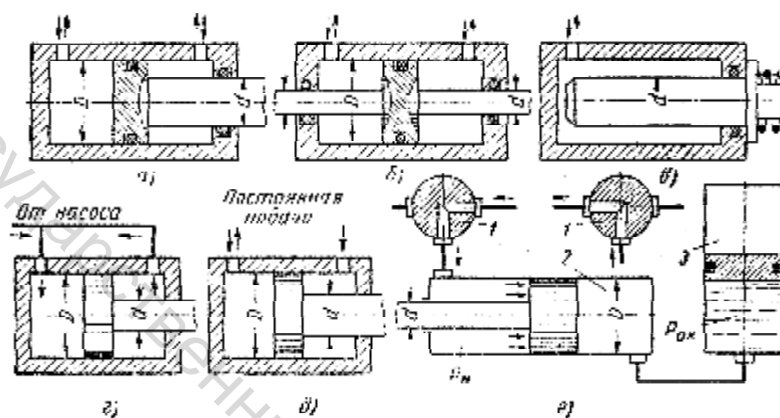
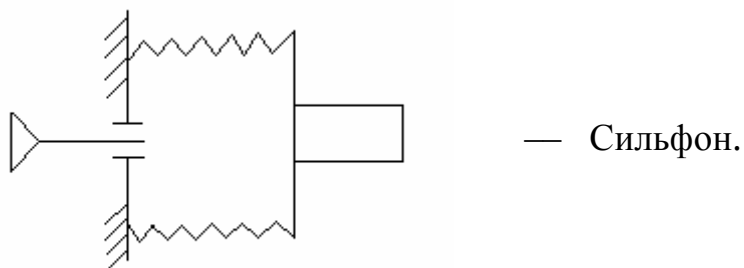


Рис. 19. Схемы силовых цилиндров и их включения

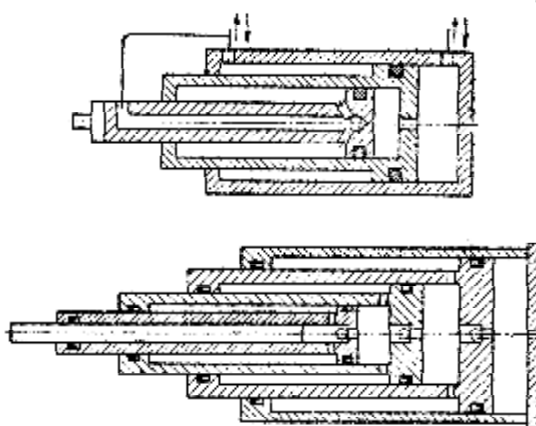


Рис. 20. Схемы телескопических силовых цилиндров

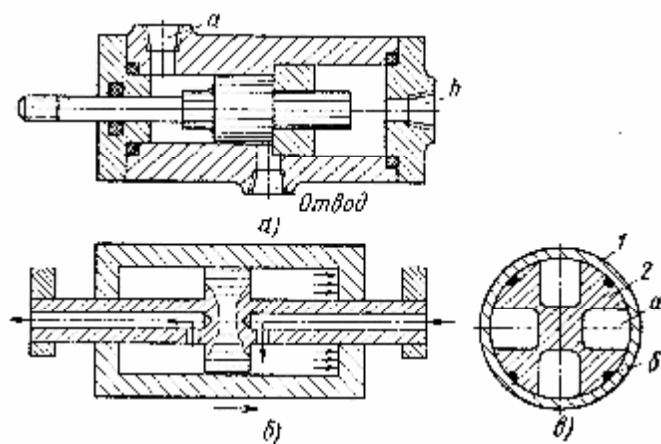


Рис. 21. Силовой цилиндр с фиксированным средним положением (а) и с неподвижным поршнем (б и в)

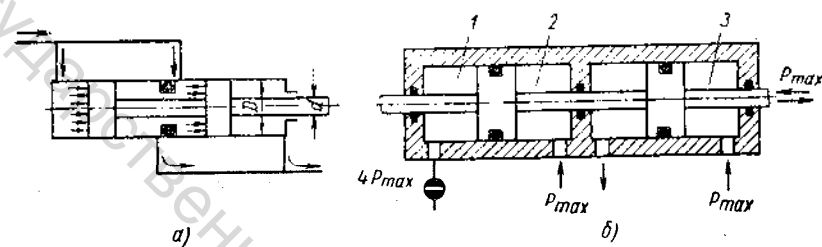


Рис. 22. Схемы тандем-цилиндров

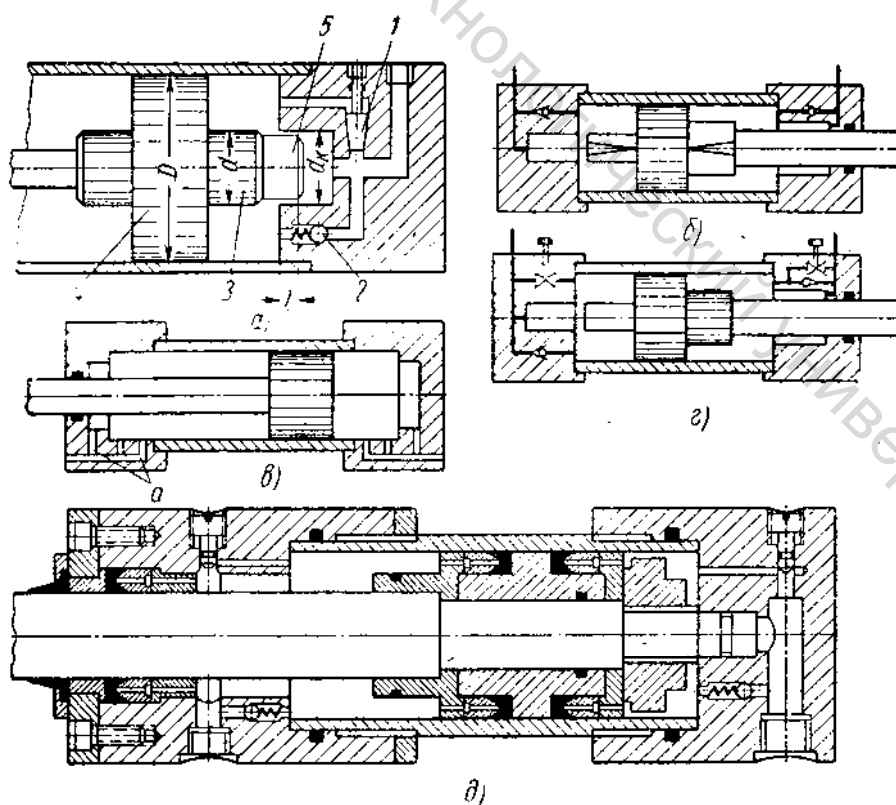


Рис. 23. Схемы силовых цилиндров с демпферными устройствами

Возвратно-поступательное движение поршня осуществляется подводом рабочей жидкости под давлением в штоковую или безштоковую полость гидроцилиндра через крышки, гильзу или шток.

Для получения больших ходов применяют телескопические цилиндры состоящие из двух и более цилиндров. Габариты телескопического силового цилиндра:

$$L > (x+1) \cdot H, \quad (3.1)$$

Где x – число подвижных соединений;

H – ход единичного поршня.

При ограниченных возможностях применения больших диаметров цилиндров, но не ограничена длина, применяют сдвоенные (тандем) цилиндры и строенные, последовательно соединённые.

С целью устранения удара в конце хода поршня применяют силовые цилиндры с устройствами для поглощения (демпфирования) кинетической энергии массы.

При малых перемещениях подвижных элементов машин применяют короткоходовые камеры и сильфоны.

Толщину стенок корпуса цилиндра определяют из выражения:

$$R = R_0 \cdot \sqrt{\frac{s_p + 0.4 p_y}{s_p - 1.3 p_y}}, \quad \text{где} \quad (3.2)$$

s_p – допускаемое напряжение на растяжение материала;

$p_y = 1.2 p_n$ – расчётное давление;

R – наружный радиус корпуса;

R_0 – внутренний радиус корпуса.

Шток цилиндра при $L < 10d$ рассчитывают по упрощённой формуле:

$$s_n = 4p / p d^2, \quad \text{если } L > 10d, \quad \text{то по формуле Эйлера.}$$

Диаметр поршня рассчитывают без учёта потерь на трение и противодействия

$$D = \sqrt{\frac{4R}{p \cdot p_n}} \quad (\text{см.}); \quad (3.3)$$

где p_n – давление жидкости в МПа;

$R = p_n \cdot S_{\text{эф}}$ – усилие развиваемое на штоке в кН;

$$S_{\text{эф}} = \frac{p \cdot D^2}{4} \quad - \text{рабочая площадь поршня в см}^2;$$

Скорость перемещения поршня без учёта потерь на трение, величины противодействия и утечки жидкости

$$C = \frac{Q}{S_{\text{эф}}}, \quad (\text{м/с}); \quad (3.4)$$

где Q – расход жидкости в м³/с;

Для плунжерного цилиндра рабочей площадью является площадь сечения плунжера. Последние цилиндры просты в изготовлении, поскольку обработке подлежит только поверхности буксы и отпадает необходимость в обработке зеркала внутренней поверхности цилиндра

Диаметры поршня и штока связаны

Диаметры поршня и штока связаны соотношением :

$$d = D/\sqrt{2} \quad (3.5)$$

при $p_H \leq 1,5 \text{ МПа}$ $d/D = 0.3 \div 0.35$

при $1,5 \leq p_H \leq 5 \text{ МПа}$ $d/D = 0.5$

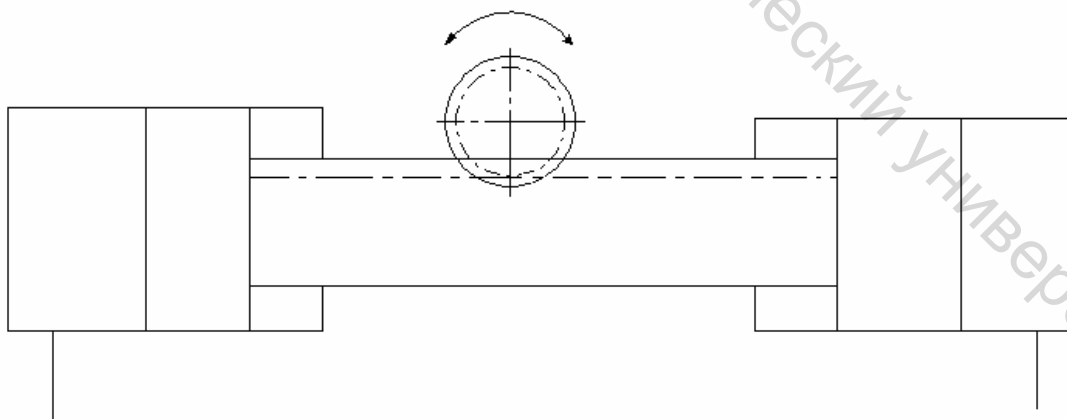
при $5 < p_H < 10$ МПа $d/D = 0,7$

3.2. ПОВОРОТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

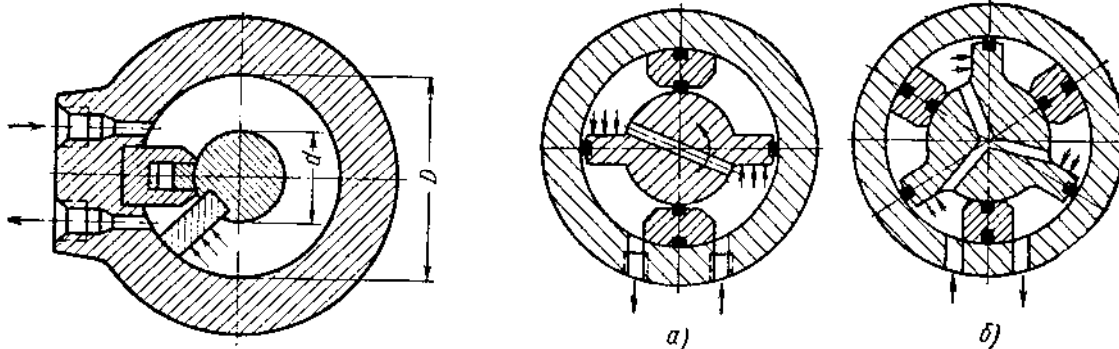
Поворотные двигатели предназначены для осуществления неполноповоротных вращательных движений (на угол до 270°).

По конструкции делятся на два типа:

А) двигатели с преобразованием поступательного движения во вращательное при помощи кулисной или зубчатой передачи:



Б) двигатели преобразования характера движения (шиберные):



Теоретическую величину крутящего момента $M_{кр}$ и угловой скорости ω на валу однопластинчатого двигателя поворотного действия определяем по формуле:

$$\omega = \frac{8 \cdot Q}{b(D^2 - d^2)} \quad (3.6)$$

$$M_{кр} = \frac{\Delta p \cdot b}{8} (D^2 - d^2) \quad (3.7)$$

где $M_{кр}$ - крутящий момент на валу;
 Q - расход жидкости;
 Δp - перепад давления;
 b и d - ширина и диаметр пластины;
 D - внутренний диаметр двигателя;
 ω - угловая скорость на валу;

Обозначение на схеме:



или



3.3. ГИДРО - И ПНЕВМОМОТОРЫ

Объёмная машина с вращательным движением ведомого звена.

В машиностроении моторы представляют собой те же роторные насосы с определёнными конструктивными особенностями.

В зависимости от возможности регулирования рабочего объёма моторы делятся на регулируемые и нерегулируемые.

Шибберные, аксиально-поршневые, шестерённые – низкомомментные с большой частотой вращения.

Радиально-поршневые – высокомоментные с малой частотой вращения.

Теоретическое количество масла (л/мин), потребляемого гидромотором и теоретическое значения крутящего момента (Н·м) определяются по формулам:

$$Q_T = \frac{W \cdot n}{1000}, \quad M_T = \frac{\Delta p \cdot W}{2p} \quad (3.8)$$

где n – частота вращения (об/мин);

Δp – перепад давления (МПа);

W – рабочий объём г/мотора (см³);

Теоретическое значения мощности (кВт) на валу мотора:

$$N_T = \frac{\Delta p \cdot Q_T}{60} \quad (3.9)$$

или с учётом КПД: $N = N_T \cdot \eta_0 \cdot \eta_m$

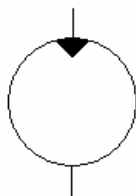
где η_0 – объёмный КПД;

η_m – механический КПД;

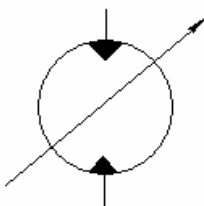
Достоинство гидромоторов в сравнении с электромоторами:

- 1) в 3 раза меньше по размерам и в 15 раз по массе;
- 2) шире диапазон регулирования частоты вращения;
- 3) меньше время разгона и торможения;
- 4) возможность частых включений и выключений, реверсов и изменения частоты вращения.
- 5) изменение крутящего момента на валу;
- 6) продолжительное торможение вала без снятия крутящего момента.

Обозначения на схемах:



— г/мотор нереверсивный;



— г/мотор реверсивный, регулируемый.

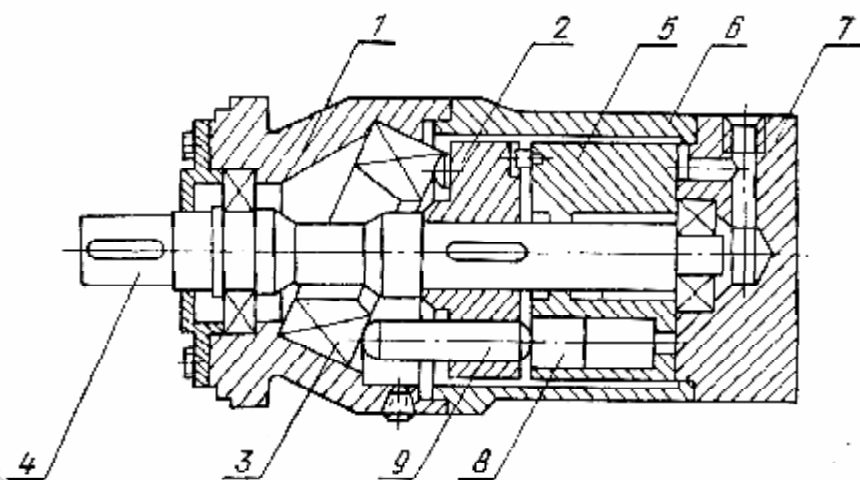


Рис. 24. Гидромотор аксиально-поршневой

Гидромотор (рис. 24) состоит из ротора 5 с поршнями 8, барабана 2 с толка толкателями 9, корпуса 1, радиально- упорного шарикоподшипника 3, вала 4, корпуса 6 и опорного диска 7.

Поступающее в Гидромотор масло действует на поршни 8, вследствие чего толкатели 9 выдвигаются и поджимаются к шарикоподшипнику 3. Под действием тангенциальных сил толкатели вращаются вместе с барабаном 2, валом 4, ротором 5 и поршнями 8.

При подаче масла в полость 1 вал гидромотора вращается по часовой стрелке. При изменении направления потока масла происходит реверсирование гидромотора. Пренебрегая зависимостью КПД гидромотора от нагрузки, можно считать, что момент, развиваемый мотором, пропорционален давлению нагнетания.

4. ДРОССЕЛИ

Дроссель представляет собой местное регулируемое или не-регулируемое сопротивление устанавливаемое на пути течения жидкости с целью ограничения ее расхода, достигаемого отводом (сбросом) части его в сливную линию, или создания перепада давления.

По принципу действия дроссели различают на дроссели вязкостного сопротивления, потеря напора (давления) в которых определяется преимущественно вязкостным сопротивлением потоку жидкости в длинном дроссельном канале, и — дроссели инерционного сопротивления с малой длиной канала, потеря напора в которых определяется в основном инерционными силами (деформацией потока жидкости и вихреобразованием при внезапном расширении).

Дроссели первого типа характеризуются большой длиной и малым сечением канала и соответственно небольшим значением числа Рейнольдса, вследствие чего потеря напора в них в основном обусловлена трением при ламинарном течении, т. е. потеря напора является при всех прочих равных условиях практически линейной функцией скорости течения (и расхода) жидкости. Однако поскольку потеря напора в таких дросселях изменяется прямо пропорционально вязкости жидкости, гидравлическая характеристика их зависит от температуры. Такие дроссели получили название линейных.

В дросселях второго типа давление изменяется практически пропорционально квадрату скорости потока жидкости поэтому их называют квадратичными. Характеристика таких дросселей не зависит от вязкости в распространенном ее диапазоне.

В гидросистемах низкого и среднего давления распространены дроссели типа поворотного крана (рис. 25, а – в) и типа запорных вентилей (рис. 26, а – г).

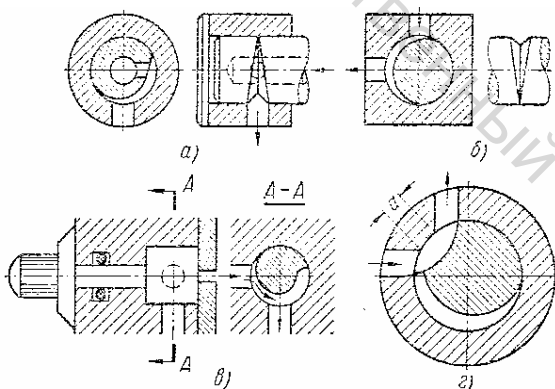


Рис. 25. Дроссели поворотного типа

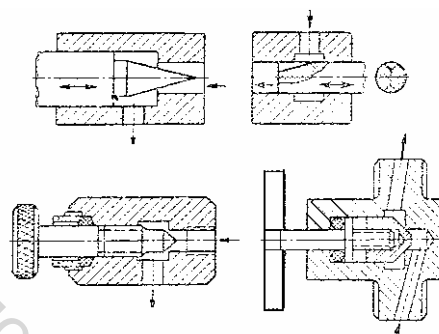


Рис. 26. Дроссели вентильного типа

В автоматических системах часто требуется обеспечить строго квадратичную зависимость расхода жидкости через крановый дроссель от угла поворота его пробки, что достигается выполнением профиля дросселирующей щели в поворотной пробке по архимедовой спирали (рис. 25, а). Для обеспечения стабильности расхода при изменениях вязкости жидкости необходимо уменьшать ширину перемычки a .

Недостатком дросселей с поворотной пробкой является зависимость расхода жидкости через них от температуры, а также возможность засорения проходного канала, особенно при малых его сечениях.

Для устранения засорения проходного канала применяют дроссели в которых сопротивление регулируется изменением длины канала дросселя (рис. 27, а) или изменением количества местных сопротивлений (рис. 27, б) с постоянными проходными сечениями. В дросселе, представленном на рис. 27, а, сопротивление регулируется изменением длины канала, которым в этом случае служит винтовая прямоугольная канавка. Ввинчиванием или

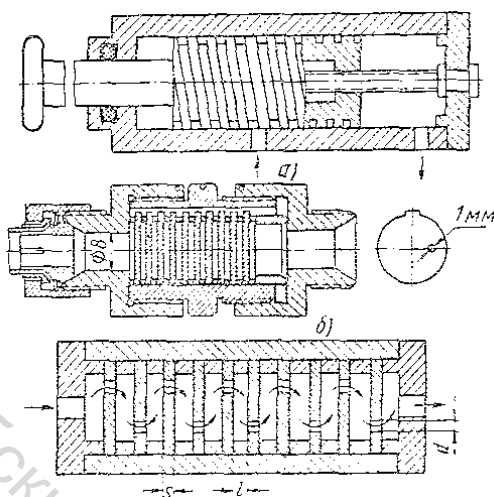


Рис. 27. Дроссели винтового (а) и диафрагменного (б) типов

вывинчиванием винта можно изменять длину канала, а следовательно, регулировать сопротивление дросселя. Ввиду того, что сопротивление этого дросселя определяется, в основном вязкостью жидкости, он может применяться только лишь при стабильных температурах.

В условиях широкого колебания температур применяют дроссели в виде тонкой шайбы (диафрагмы) с круглым дроссельным отверстием. Дросселирующие свойства отверстий в таких шайбах в основном обусловлены внезапным сжатием потока жидкости при входе в отверстие и внезапным его расширением при вытекании из него. Этот дроссель обладает минимальной зависимостью сопротивления от вязкости жидкости, поскольку потеря напора здесь обусловлена в основном инерционным сопротивлением (потеря на сообщение частицам жидкости ускорений). При разработке гидравлических систем часто требуется дроссель, обладающий высоким гидравлическим сопротивлением и стабильными расходными характеристиками при колебаниях вязкости. Удовлетворить подобные требования одной дроссельной шайбой невозможно, поскольку размер ее отверстия при этом должен быть зачастую недопустимо (из-за возможности засорения) малым. Ввиду этого применяются дроссели из последовательно соединенных шайб (пакета шайб (рис. 27, в), сопротивление которых обусловлено многократным сужением и расширением потока жидкости. Регулирование сопротивления такого дросселя осуществляется подбором количества шайб. Нетрудно видеть, что подбором профиля проходного сечения можно создать дроссель (клапан) с линейной характеристикой расхода по ходу подвижного элемента. Такое требование предъявляется например, к гидравлическим демпферам, поглощающим энергию колебаний в др. На рис 28, а показана схема подобного дросселя. В расточке корпуса 12 помещен дроссельный плунжер 13, на котором выполнены рабочие щели в виде треугольных продольных пазов (усиков). Величина рабочей щели 11 дросселя при регулировании расхода изменяется перемещением дроссельного плунжера вдоль его оси. Это перемещение осуществляется поворотом лимба 1, который через штифт 2 поворачивает втулку 3, сидящую в расточке крышки 4. От поворота вокруг своей оси дроссельный плунжер 13 удерживается штифтом 6, который ходит по пазу корпуса. Стопорение лимба 1 в заданном положении осуществляется винтом. Зазор между штифтом 5 и стенками винтовой канавки на дроссельном плунжере выбирается под действием пружины 8.

Угол, на который поворачивается лимб .1 при регулировании расхода от наименьшего до наибольшего, составляет 300°.

Подвод рабочей жидкости к дросселю и отвод ее осуществляется через присоединительные отверстия 7 и 10. Утечки отводятся через штуцер 9.

На рис. 28, б показана схема управления (регулирования) подобным дросселем с помощью кулачков, воздействующих через ролик 3 и поворотный рычаг 2 на дроссельный плунжер 3. При набегании соответствующего кулачка на ролик 3 золотник 1 перемещается вправо, увеличивая тем самым сопротивление проходу жидкости.

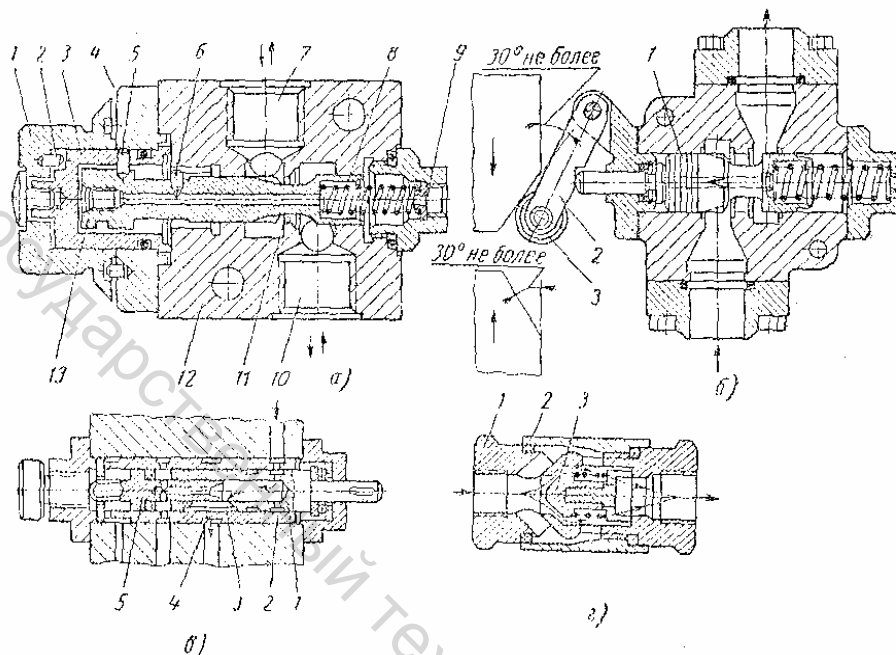


Рис. 28. Схемы дросселей

5. АППАРАТУРА УПРАВЛЕНИЯ И РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Гидроаппаратом называется устройство, предназначенное для изменения параметров потока жидкости (давления, расхода, направления движения) или для поддержания их заданного значения.

Основным элементом гидроаппаратов является запорно-регулирующий орган – подвижный элемент, при перемещении которого частично или полностью перекрывается проходное сечение гидроаппарата.

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего органа гидроаппараты бывают: **золотниковые, крановые и клапанные**.

Если аппарат изменяет параметры потока рабочей жидкости (воздуха) путём частичного открытия или закрытия проходного сечения, то он является **регулирующим**.

Если аппарат изменяет направление потока путём открытия или закрытия проходного сечения, то он является **направляющим**.

Гидроаппараты, в которых степень открытия проходного сечения может быть изменена в процессе работы воздействием извне, называется **регулируемым**.

Если изменить указанные параметры можно только в нерабочем состоянии, то такие аппараты называются **настраиваемыми**.

По принципу действия аппараты делятся на **клапаны** и **неклапанного действия**.

5.1. ГИДРО - ПНЕВМОКЛАПАНЫ

Гидроклапаном называется аппарат, в котором степень открытия проходного сечения (положение запорно-регулирующего органа) изменяется под воздействием напора рабочей жидкости, проходящей через него. Гидроклапаны бывают регулирующие (напорные и редукционные) и направляющие (обратные клапаны и гидравлические замки).

По назначению напорные клапаны делятся на предохранительные, переливные.

Предохранительные клапаны предназначены для предохранения гидропривода от давления, превышающего установленное. Они действуют эпизодически пропуская масло из напорной магистрали в сливную, в отличие от переливных клапанов, предназначенных для поддержки в отводимом потоке жидкости меньшего давления, чем в подводимом.

При незначительных расходах масла и рабочих давлениях применяют предохранительные клапаны **прямого действия**.



Для увеличения стабильности работы клапана необходимо уменьшить жёсткость пружины и увеличить эффективную площадь золотника, что приведёт к увеличению размеров пружины и золотника, что приведёт к увеличению размеров пружины и золотника. Поэтому в системах с высоким рабочим давлением и большим расходом применяют предохранительные клапаны **непрямого действия**, типа Г52–1...(рис. 29).

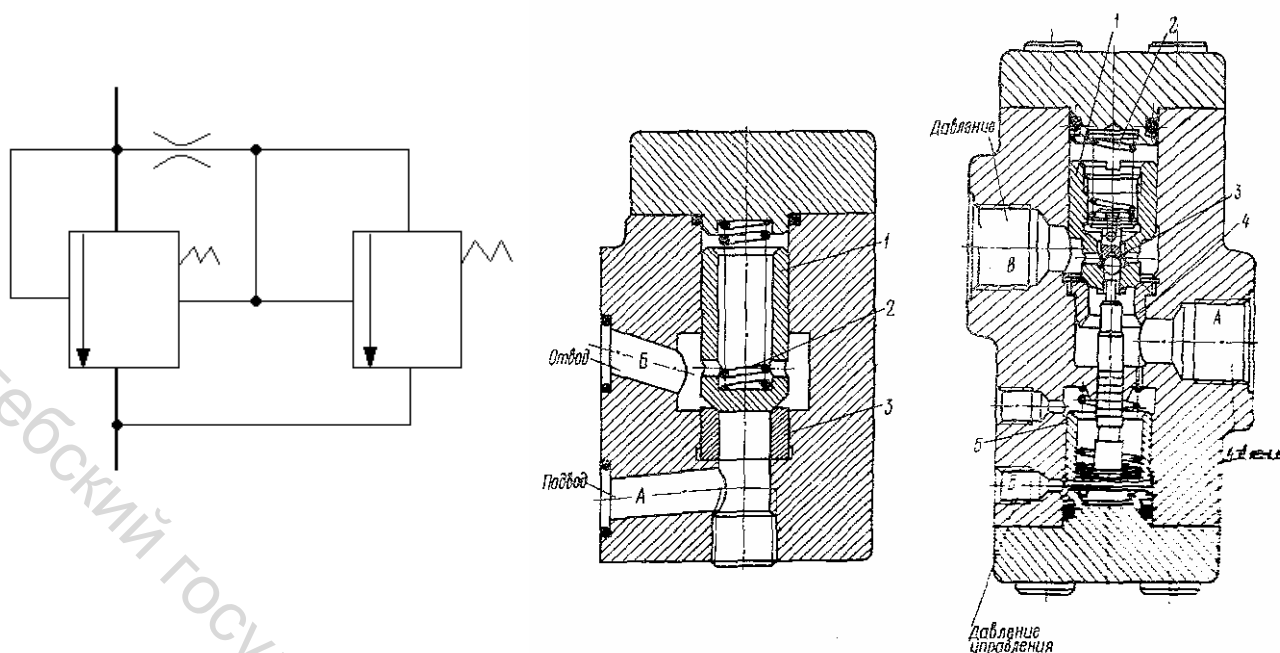


Рис. 29. Предохранительный клапан непрямого действия

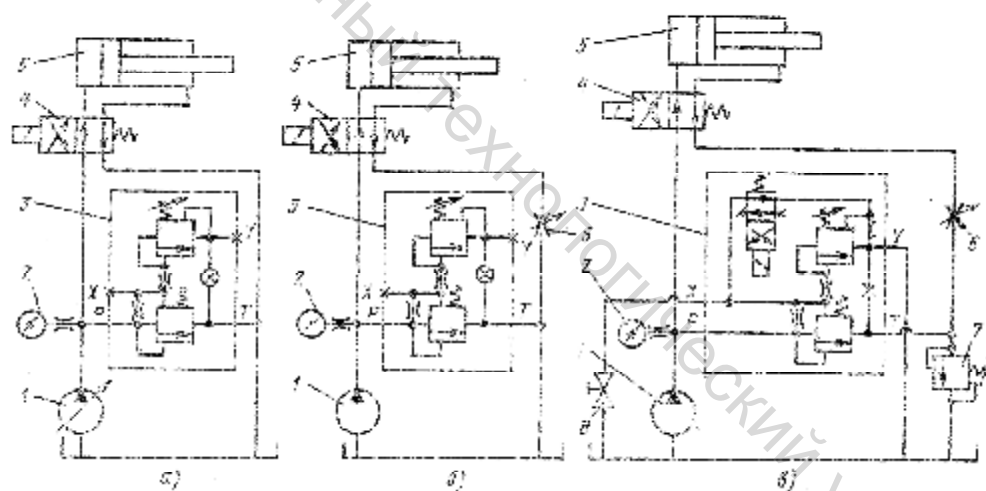


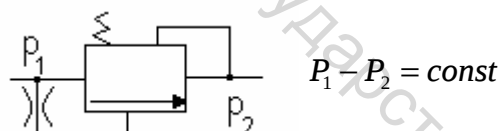
Рис. 30. Типовые схемы применения клапанов типа МКПВ для стыкового и трубного монтажа

Схемы применения клапанов показаны на рис. 30. В гидросистеме (а) масло от регулируемого насоса 1 через распределитель 4 поступает в поршневую полость цилиндра 5, а из штоковой вытесняется в бак. Давление масла определяется нагрузкой на цилиндре и контролируется манометром 2. Предохранительный клапан 3 срабатывает лишь в случае перегрузки. Предохранительный клапан в схеме (б) работает в переливном режиме, так как дроссель 6 ограничивает поток масла, поступающего от нерегулируемого насоса 1 в цилиндр 5, а оставшаяся часть масла через клапан 3 возвращается в бак, причём давление в гидросистеме определяется настройкой клапана и практически не зависит от нагрузки на цилиндре. В гидросистеме (в) насос

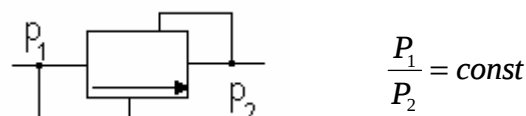
разгружается от давления при выключении магнита клапана 3 с электроуправлением. Поскольку в сливной линии установлен подпорный клапан 7, слив управления выведен в бак из отверстия Y. Это позволяет обеспечить постоянство давления в линии P независимо от настройки давления подпора. В схеме предусмотрена возможность ручной разгрузки насоса с помощью вентиля 8, подключенного к отверстию X.

При рабочих давлениях до 10 МПа для предохранения гидросистем от перегрузки, поддержания постоянного давления в подводимой магистрали или заданной разности (пропорции) давлений в подводимом и отводимом потоках масла, а также для дистанционного управления потоком и различных блокировок широко применяют Гидроклапаны давления (напорные золотники) типа ПГ 54-2...

Клапан разности давлений



Клапан пропорциональный



Клапан исполнения 2 по схеме обеспечивает в гидросистеме (рис. 31, б) блокировку по давлению. Масло от насоса 1 через распределитель 2 поступает в цилиндры зажима 3 и подачи 4, однако первым начинает

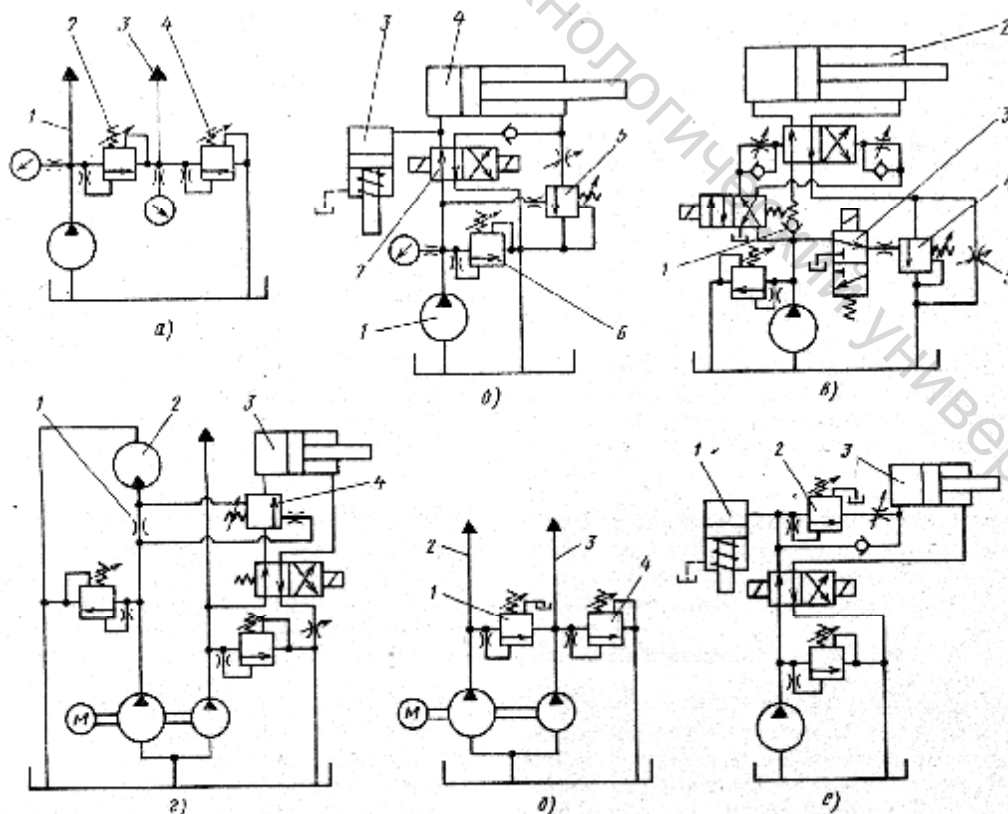
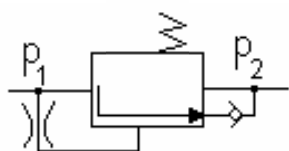


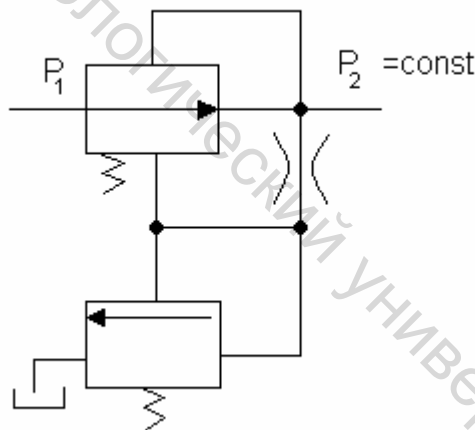
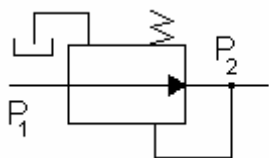
Рис. 31. Типовые схемы применения гидроклапанов типа Г54-3

движение цилиндр 3, а цилиндр 4 — лишь после открытия клапана 5. Гидроклапан 6 защищает систему от перегрузки. При включении электромагнита пилота 3 (рис. 31, в) гидроклапан давления 4 исполнения 2 по схеме пропускает масло в бак, обеспечивая быстрое движение цилиндра 2 (минимальное давление управления поддерживается клапаном 1). При выключении электромагнита скорость ограничивается дросселем 5. Гидроклапан давления 4 исполнения 3 по схеме (рис. 31, г) обеспечивает возможность движения цилиндра 3 лишь при заданной частоте вращения гидромотора 2, при которой перепад давлений на дросселе 1 достаточен для преодоления усилия пружины клапана 4. Гидроклапан давления 1 исполнения 4 по схеме (рис. 31, д) настроен на более высокое давление, чем клапан 4, причем давление в линии 2 практически не зависит от давления в линии 3. В гидросистеме (рис. 31, е) гидроклапан давления 2 исполнения 4 по схеме используется в качестве регулируемого клапана последовательности, обеспечивающего начало движения цилиндра 3 лишь после того, как цилиндр 1 доходит до упора, и давление в напорной линии возрастает.

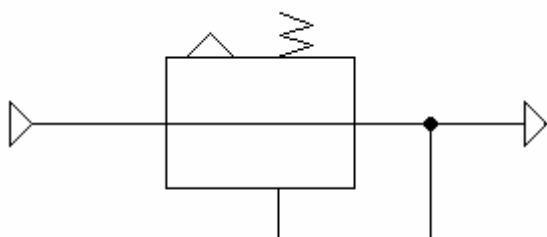


— Напорный золотник с обратным клапаном типа Г66-3

РЕДУКЦИОННЫЙ КЛАПАН ТИПА ПГ 57-1



Редукционный клапан – регулируемый аппарат, предназначенный для поддержания постоянного давления на выходе при условии $p_1 > p_2$



— Воздушный редукционный клапан (редуктор)

Редукционные клапаны обычно устанавливают в системах, где от одного насоса работает несколько потребителей с разными значениями рабочего давления. Редукционные клапаны непрямого действия по ТУ2-053-5749043-003-88 (рис. 32) подобны описанным выше предохранительным клапанам, они состоят из тех же деталей (за исключением золотника и корпуса), однако масло из напорной линии Р подводится в этом случае в отверстие 3 и далее через дросселирующую щель между гильзой корпуса и рабочей кромкой золотника поступает в полость 6, связанную с отводной линией А, в которой по пониженное (редуцированное) давление $p_{ред}$.

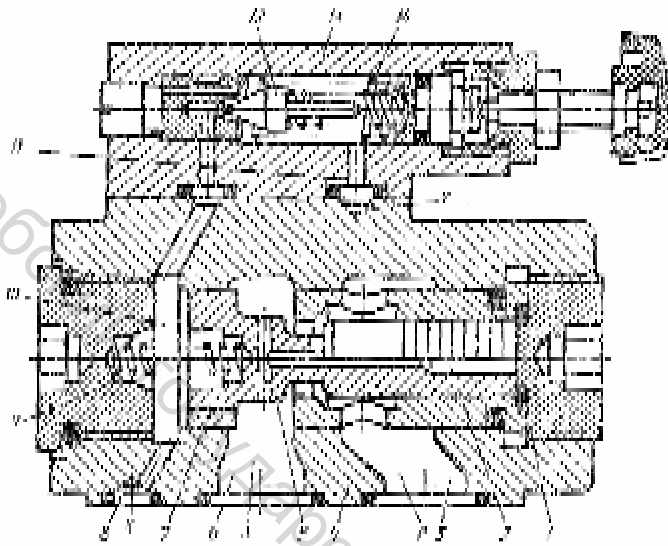


Рис.32. Редукционный клапан

Слив масла из

вспомогательного клапана выведен отдельной линией У. При работе аппарата масло в небольшом количестве (1 - 2 Л/МИН) постоянно течет из полости 6 через малое отверстие 7, вспомогательный клапан 13 и отверстие 11 в линию слива (поток управления). При этом давление в полости 10, поддерживаемое клапаном 13, будет ниже давлений в полостях 1 и 6 на величину потерь давления в отверстии 7. Наличие разности давлений на торцовых поверхностях золотника 5 создает осевое усилие, смещающее золотник влево и сжимающее пружину 9. Золотник рабочей кромкой дросселирует поток жидкости, поступающей из напорной линии в полость 6, вследствие чего давление в отводной линии понижается по сравнению с давлением в напорной линии. Требуемая величина $p_{ред}$ настраивается клапаном 13.

Случайные изменения p вызывают перемещение золотника 5 в направлении уменьшения ошибки. При росте давления увеличивается расход масла через отверстие 7 и потери давления в нем, в результате чего золотник дополнительно смещается влево, прикрывая дросселирующую щель; при уменьшении давления пружина 9 смещает золотник вправо, уменьшая дросселирование основного потока. Поскольку поток управления постоянно проходит из линии Р через дросселирующую щель, отверстие 7 и клапан 13 в линию У, $p_{ред}$ автоматически поддерживается примерно постоянным во всем диапазоне расходов (от нуля до $Q_{ном}$). Если с помощью специального распределителя отверстие 8 (линия управления Х) соединить со сливной линией, $p_{ред}$ падает до минимальной величины.

Схемы применения клапанов даны на рис. 33. В зажимных устройствах (а) масло от насоса 1 под давлением настройки клапана 10 (контролируется манометром 9) через распределитель 3 поступает в цилиндр 4, скорость которого регулируется дросселем 2, и через распределитель 6 — в цилиндр

зажима 7, давление в котором определяется настройкой редукционного клапана 8 (контролируется манометром 5).

В схеме (б) редукционный клапан 3 пропускает поток масла в двух направлениях, а гидромотор 2 работает под давлением настройки предохранительного клапана 1. При воздействии на педаль распределителя 2 (схема в) масло от насоса 1 через редукционный клапан 7 свободно проходит

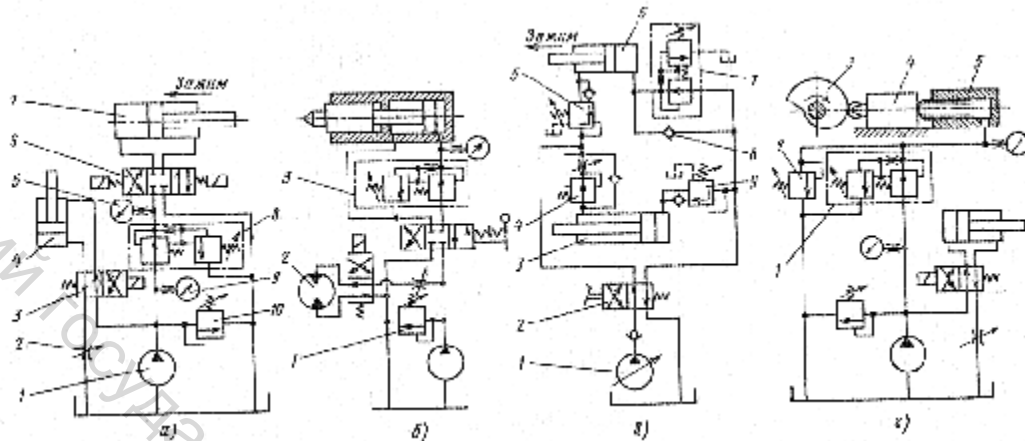


Рис. 33. Типовые схемы применения редукционных клапанов

в цилиндр зажима 6; далее открывается клапан 9, в цилиндр подачи 3 начинает двигаться влево со скоростью, определяемой настройкой регулятора расхода 4. После освобождения педали сначала отводится цилиндр 3, а затем через клапан 5 масло поступает в цилиндр 6, поршневая полость которого соединена с баком через клапан 8 и распределитель 2. В гидросистеме (г) движение суппорта 4 реализуется кулачком 3, а цилиндр 5 обеспечивает лишь поджим ролика к кулачку. При движении влево масло в цилиндр поступает через редукционный клапан 1, а при движении вправо —

вытесняется в бак через клапан 2, настроенный на более высокое давление (во избежание потока масла из напорной линии в сливную через клапаны 1 и 2).

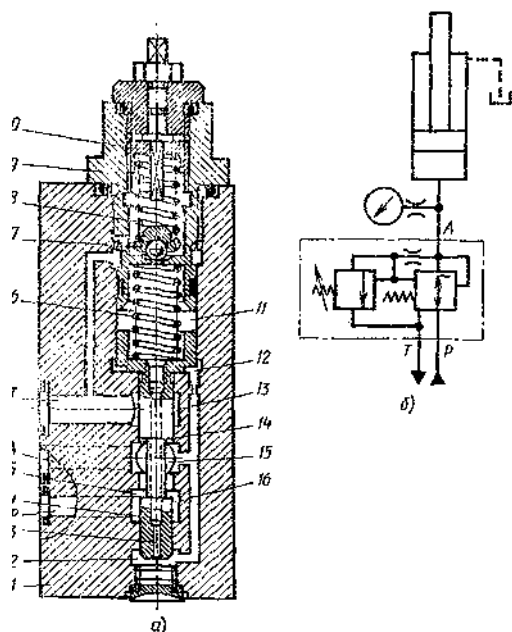


Рис. 34. Конструкция (а) и типовая схема применения (б) регуляторов давления типа ГП57-6

Клапаны для уравнивающих цилиндров типа ПГ57-6 по ТУ2-053-0221244.044 — 89 (рис. 34, а) имеют две дросселирующие кромки на золотнике, по этому в зависимости от направления потока масла в отводном отверстии они могут работать как в предохранительном, так и в редукционном режимах. Аппараты содержат корпус 1, двухкромочный переливной золотник 4, вспомогательный клапан 7, крышку 9, пружины 6, 8 в регулировочный винт 10.

Масло из напорной линии Р подводится в полость 16 в далее через щель между корпусом и кромкой 5 поступает в полость 15, соединенную с уравновешивающим цилиндром линией А. Полость 15 каналами в корпусе соединена с нижними торцовыми полостями 2 и 12 золотника 4 и через малое отверстие 3 в золотнике — с верхней торцевой полостью 11, откуда масло через клапан 7 может поступать в полость 13, соединенную со сливной линией Т. Таким образом, когда поток масла входит в уравновешивающий цилиндр (движение вверх), регулятор работает аналогично редукционному клапану непрямого действия, а при движении вниз — подобно предохранительному клапану непрямого действия, перепускающему масло в бак из линии А через щель между корпусом и кромкой 14 золотника. Поскольку при работе в обоих режимах давление определяется настройкой одного и того же клапана 7, усилие уравновешивания остается практически постоянным (в том числе и при остановке рабочего органа), а наличие положительного перекрытия по дросселирующим кромкам 5 и 14 исключает возможность потока из линии Р в линию Т. Типовая схема применения показана на рис. 34, б.

Клапаны усилия зажима типа ПГ57-72 по ТУ2-470700 — 86 предназначены для поддержания в зажимных устройствах станков постоянного давления, сниженного по сравнению с давлением в гидросистеме, клапаны с электроконтролем ЭПГ57-72 дополнительно выдают электрический сигнал при достижении давления настройки или падении давления ниже настроенного. Клапан (рис. 35, а) состоит из корпуса 1, золотника 2, крышки 4, пружины 10, втулки 11, винта 7, втулки-седла 12, шарика 3, маховика 8, контргайки 9, пробки 18, указателя 6, шкалы 5, уплотнений и крепежных деталей. Масло подводится к отверстию 16 (линия Р), отверстие 13 соединяется со сливной линией Т, а отверстие 15 (линия А) — с рабочей полостью цилиндра зажима. Поскольку отверстие 15 каналом 19

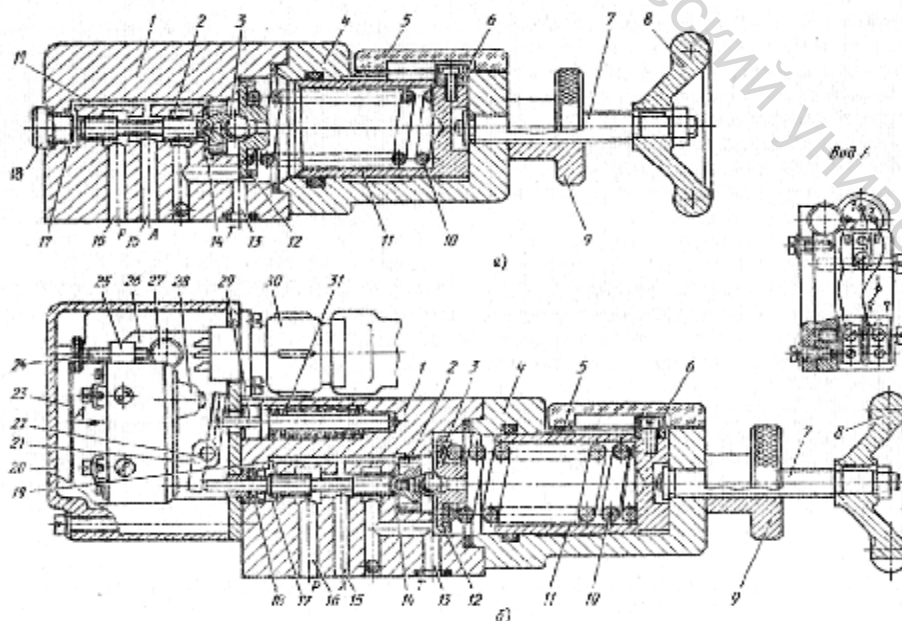


Рис. 35. Конструкция клапанов усилия зажима ПГ57-72 (а) и ЭПГ57-72 (б)

связано с торцовыми полостями 14 и 17, давление в линии А стремится сдвинуть золотник вправо, а пружина 10 — влево. При смещении золотника вправо его рабочая кромка дросселирует поток жидкости $P \rightarrow A$, благодаря чему давление в зажимном цилиндре снижается по сравнению с давлением в напорной линии. В процессе работы золотник автоматически устанавливается в положение, при котором усилие, создаваемое давлением в линии А, уравновешивается пружиной.

После зажима детали поток масла в цилиндр прекращается, однако аппарат по-прежнему должен поддерживать заданное давление за счет дросселирования потока масла ($\approx 0,8$ л/мин), поступающего из линии Р в линию Т через дросселирующие кромки золотника. В клапанах ЭПГ57-72 (рис. 35, б) дополнительно установлены: кронштейн 26, планка 25, микровыключатель 28, рычаг 21, ось 22, толкатель 29, пружина 31, упор 27, винт 24, кожух 20, прокладка 23 и штепсельный разъем 30; хвостовик золотника уплотнен манжетой 18. При возрастании давления в цилиндре зажима золотник 2 смещается вправо, и пружина 31 через толкатель 29 поворачивает рычаг 21, воздействующий на микровыключатель.

При падении давления в цилиндре зажима происходит обратное срабатывание, и в систему управления выдается аварийный сигнал. Применение мощной пружины 10 в аппарате прямого действия обеспечивает высокую надежность его работы. Клапан может использоваться для тех же целей, что и регулятор давления типа ПГ57-6. Возможно использование аппарата также в режимах предохранительного или редуцирующего клапанов прямого действия с электроконтролем (в первом случае отверстие 16 перекрывается, а отверстие 15 соединяется с напорной линией).

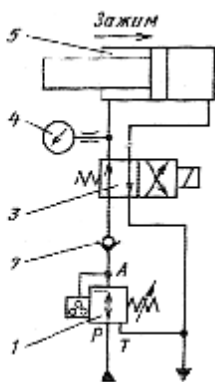
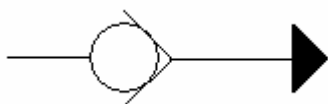


Рис.36. Типовая схема применения клапана ЭПГ57-72

ОБРАТНЫЙ КЛАПАН

Обратный клапан — направляющий аппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости (воздуха) только в одном направлении (рис. 37).

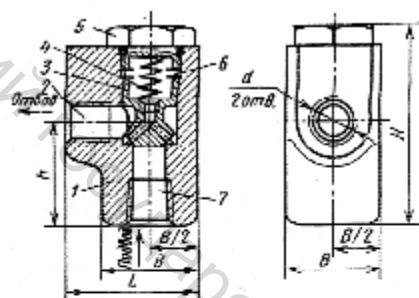


Клапаны типов Г51-3 по ту2-053-1 649 — 83 и **ПГ51-2** по ту2-053-1444 — 79 состоят из корпуса 1, к коническому седлу которого пробкой 5 через пружину 4 прижат плунжер 3.

Масло, подводимое в отверстие 7, приподнимает плунжер и проходит в отводное отверстие 2. При изменении направления течения давление масла в отверстии 2 (и полости 6) вместе с пружиной 4 плотно прижимает плунжер к седлу, исключая возможность обратного потока.

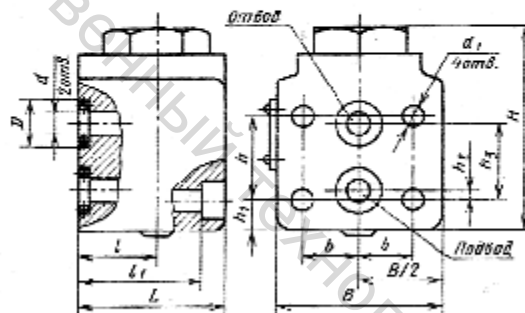
В схеме рис. 38, а обратный клапан исключает возможность слива масла из гидросистемы при выключении насоса. Обратные клапаны 1 и 2 (рис. 38, б) позволяют независимо разгружать насосы с помощью распределителя 3. В ряде случаев обратные клапаны с нормальной или усиленной пружиной могут применяться для создания подпора в отдельных участках гидросистемы. Обратный клапан 4 (рис. 38, в) создает определенный подпор на входе в маслоохладитель 3, защищая последний от перегрузки, а использование клапана 1 дает возможность с помощью дросселя регулировать частоту вращения гидромотора 2 в одну сторону.

Клапаны типа Г51-3



Типоразмер	D_y	d	L	B	H	h
Г51-31	8	K1/4"	55	52	83	40
Г51-32	10	K3/8"				
Г51-33	16	K1/2"	70		105	54
Г51-34	20	K3/4"				
Г51-35	32	K1 1/4"	103	82	138	69

Клапаны типа ПГ51-2



Типоразмер	D_y	D	d	d_1	L	i	l_1	B	b	H	h	h_1	h_2	h_3
ПГ51-22	10	20	10	11	55	30	45	68	22	90	34	12	2	32
ПГ51-24	20	30	18	13	65	35	53	80	27	120	62	13	7	52

Рис. 37. Обратные клапаны

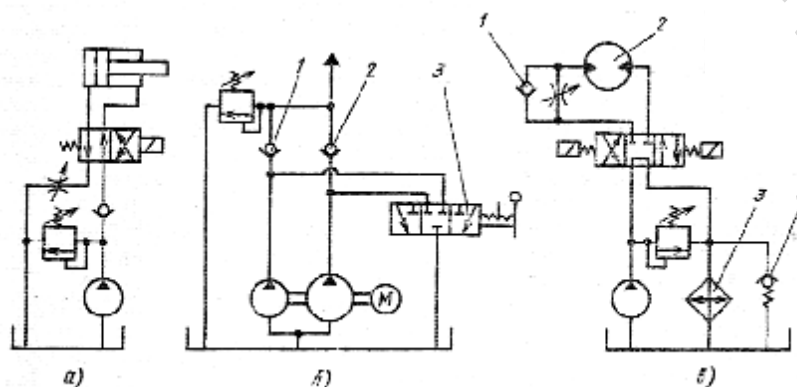


Рис. 38. Типовые схемы применения обратных клапанов

В тех случаях, когда необходимо при наличии гидравлического управляющего сигнала пропускать поток в обоих направлениях, а при отсутствии сигнала управления – в одном направлении, применяют обратные управляемые клапаны, называемые *гидрозамками*.

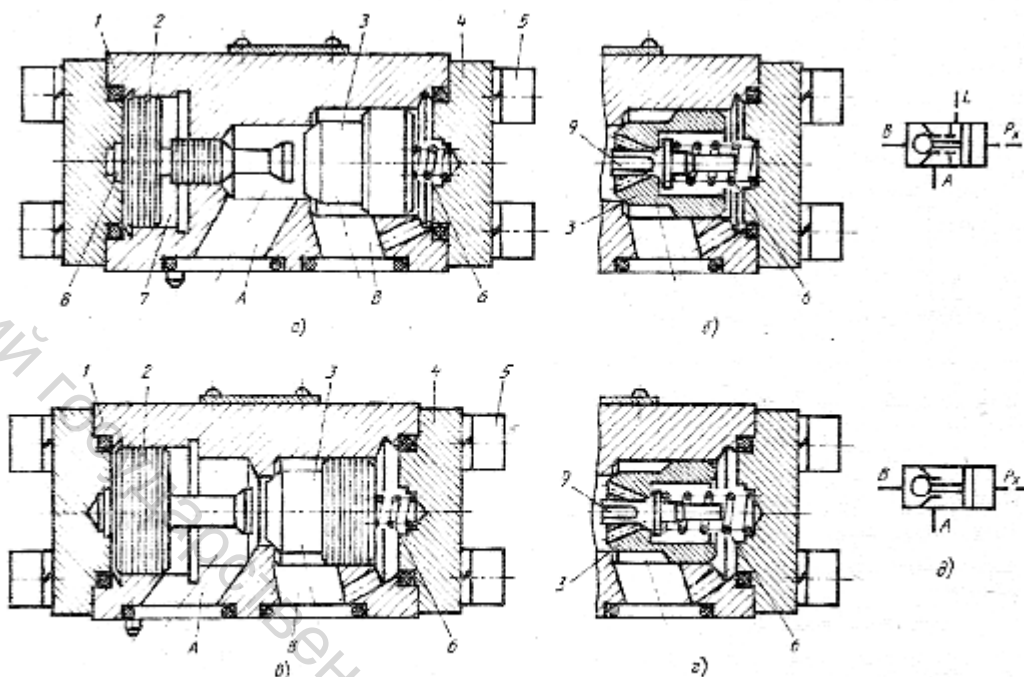


Рис. 39. Конструкция односторонних гидрозамков типа КУ исполнений 2 (а), 1 (б), 4 (в), и 3 (г); схемы их изображения (д)

Односторонние гидрозамки (управляемые обратные клапаны) типа КУ по ТУ2- 053-0221244.063 — 91 с минимальным сопротивлением пропускают прямой поток масла, а обратный поток возможен только после принудительного открытия запорного элемента с помощью гидравлического управляемого плунжера. Гидрозамки имеют четыре конструктивных исполнения (рис. 39). Аппараты исполнения 2 (а) состоят из корпуса 1, плунжера 2, запорного элемента 3, крышек 4, пружины 6, винтов 5 и уплотнений. Прямой поток проходит из линии А в линию В; поток из В в А возможен только при наличии давления управления в полости 8, сдвигающего вправо плунжер 2 и принудительно открывающего запорный элемент 3; полость 7 постоянно соединена с дренажной линией. При незначительном подпоре в сливной линии А (в случае потока через принудительно открытый клапан) предпочтительно применение исполнения 4 (в), в котором дренажной линия не требуется. В целях снижения давления управления могут использоваться аппараты с декомпрессором 9: исполнение 1 (б) взамен исполнения 2 или исполнение 3 (г) взамен исполнения 4, в которых плунжер сначала открывает разгрузочный клапан (декомпрессор) а затем основной запорный элемент.

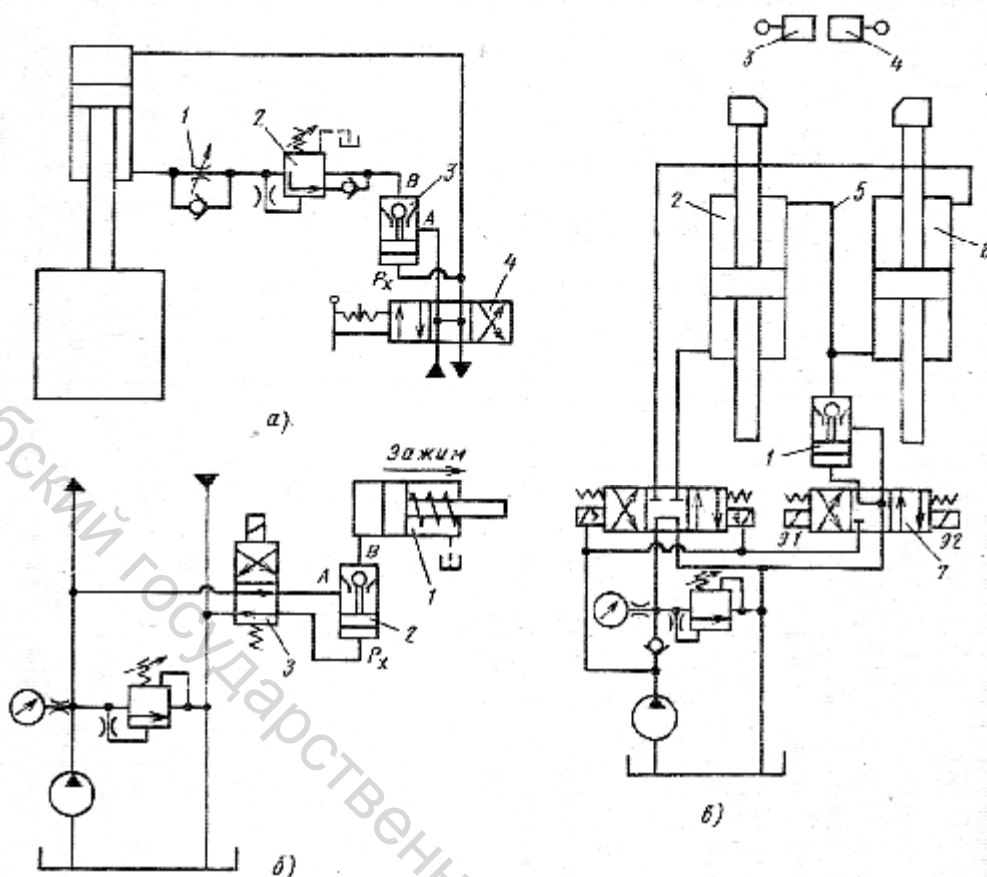


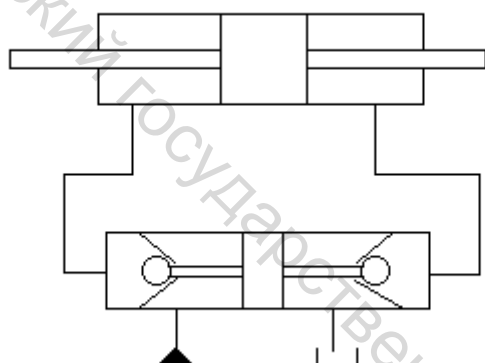
Рис. 40. Типовые схемы применения односторонних гидрозамков

В схеме рис. 40, а гидрозамок 3 исключает возможность самопроизвольного опускания груза при нейтральном положении распределителя 4 или случайном падении давления в гидросистеме. Гидроклапан давления с обратным клапаном 2 построен на давление, которое превышает давление, создаваемое силой тяжести груза в штоковой полости цилиндра. Поэтому движение поршня вниз возможно только после переключения распределителя 4 влево и подвода давления в поршневую полость цилиндра и отверстие P_x гидрозамка. Скорость опускания регулируется дросселем 1. Движение вверх происходит быстро, поскольку масло свободно проходит через линии А и В гидрозамка и обратные клапаны в штоковую полость.

Пример использования гидрозамка в приводе зажимного цилиндра показан на рис. 40, б. При случайном падении давления в гидросистеме рабочая полость цилиндра 1 герметично запирается гидрозамком 2, исключая случайный разжим детали в процессе обработки. При переключении распределителя 3 гидрозамок открывается давлением масла в линии P_x и поток рабочей жидкости из цилиндра сливается в бак через линии В и А гидрозамка и распределитель 3.

В гидросистеме (см. рис. 40, в) обеспечивается синхронное движение двух одинаковых цилиндров 2 и 6 путем их последовательного включения. Из-за невозможности сделать цилиндры абсолютно идентичными, а также из-

за наличия утечек возможно некоторое нарушение синхронности, которое будет постепенно накапливаться. Для исключения этого явления служит гидрозамок 1, который периодически соединяет линию 5 с напорной или сливной линией. Управление гидрозамком реализуется пилотом 7 таким образом, что, если первым срабатывает выключатель 3 контроля хода цилиндра 2, включается электромагнит Э1 (масло из напорной линия через гидрозамок поступает в линию 5), а если первым срабатывает выключатель 4 электромагнит Э2 (гидрозамок, открываясь, соединяет линию 5 со сливом). Таким образом, ошибка устраняется в конце каждого хода и не накапливается.



Для остановки и запираания гидродвигателей, что исключает их самопроизвольное движение применяют двухсторонний гидрозамок.

5.2. НАПРАВЛЯЮЩАЯ АППАРАТУРА

Направляющие гидроаппараты изменяют направление потока масла путем полного открытия или полного закрытия проходного сечения. К этой группе аппаратов относятся гидрораспределители золотникового или кранового типа, обратные клапаны, а также некоторые гидроклапаны давления, распределители и встраиваемые аппараты, которые могут работать в режиме направляющих гидроаппаратов.

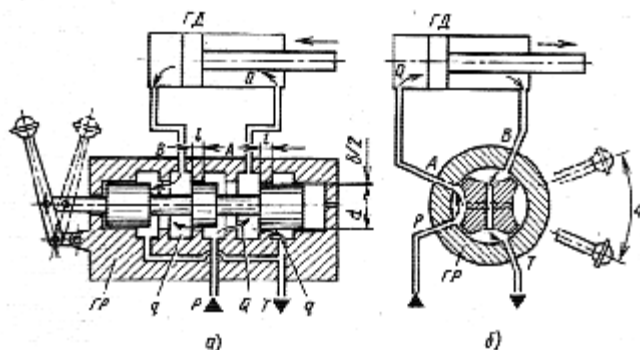


Рис. 41. Схемы распределителей

Гидрораспределители предназначены для изменения направления или пуска и остановки потока масла в двух или более линиях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия. Они позволяют реверсировать движение рабочих органов, останавливать рабочие органы (трехпозиционные распределители), а также выполнять другие операции в соответствии с гидросхемой распределителя. Запорно-регулирующий элемент имеет вид золотника с осевым движением или крана с поворотным движением (рис. 41).

В положении золотника распределителя ГР, показанном на рис. 41, основной поток масла из напорной линии Р по линии А поступает в штоковую полость гидродвигателя ГД, а из поршневой полости вытесняется через линию В и распределитель в сливную линию Т. После переключения распределителя вправо (или поворота ручки на 45°) направление потока реверсируется (Р—ГР—В—ГД—А—ГР—Т), в результате чего изменяется направление движения рабочего органа. Трехпозиционные распределители имеют дополнительно среднюю позицию, в которой возможна остановка ГД.

Исполнения. Виды исполнений гидрораспределителей классифицируют по типу управления, диаметру условного прохода, числу позиций, числу основных гидролиний, гидросхеме и способу установки золотника в позицию.

По типу управления различают распределители с управлением: ручным от рукоятки или поворотной кнопки, ножным, механическим от кулачка, гидравлическим от вспомогательного распределителя (пилота), электрическим от толкающего электромагнита постоянного или переменного тока, электрогидравлическим, пневматическим или пневмогидравлическим.

Распределители имеют диаметры условных проходов D_y , равные 6, 8, 10, 16, 20 и 32 мм; промышленностью выпускаются также распределители с большими D_y , однако их применение в станкостроении крайне ограничено.

По числу позиций, т. е. фиксированных положений золотника относительно корпуса, различают двух- и трехпозиционные аппараты.

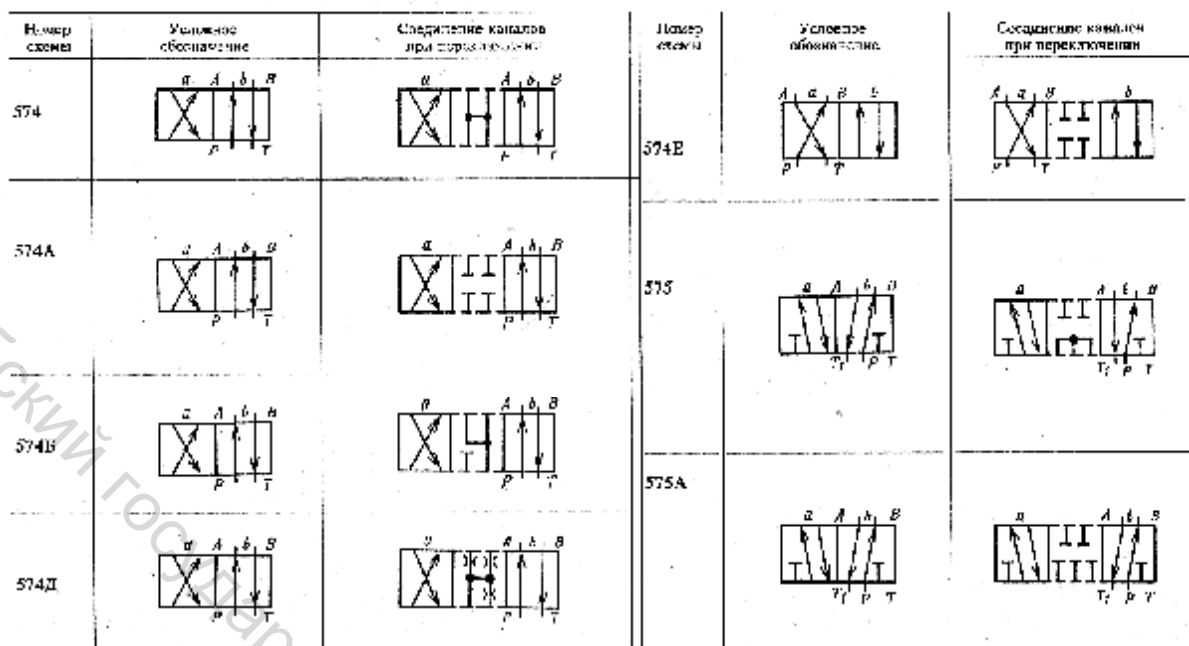
По числу основных гидролиний различают двух-, трех-, четырех- и пятилинейные исполнения распределителей. Различие между двумя последними состоит в том, что для первого из них крайние кольцевые канавки корпуса соединены между собой внутренним каналом и подключены к одной общей линии (см. рис. 41), а для второго — связаны с двумя независимыми линиями (обычно сливными).

Распределители управляют движением гидродвигателя таким образом, что в крайних позициях золотника движение гидродвигателя реверсируется, а в средней позиции трехпозиционные распределители могут обеспечить его остановку. На практике требуются различные варианты соединения линий при остановке гидродвигателя или в момент переключения, когда золотник проходит через промежуточные положения. Указанные требования могут быть удовлетворены путем применения распределителей различных исполнений, отличающихся, главным образом, осевыми размерами золотника, или геометрией его рабочих кромок.

По способу установки золотника в позицию различают исполнения распределителей с фиксацией золотника во всех позициях или с пружинным возвратом золотника трехпозиционных распределителей в среднюю позицию (при управлении от кулачка — в крайнюю позицию) и двухпозиционных — в исходную позицию после снятия управляющего воздействия.

Номер схемы	Условное обозначение	Соединение выводов при переключении	Номер схемы	Условное обозначение	Соединение выводов при переключении
14			44		
15			45		
24			54		
25			55		
34			64		
35			65		
64A			124		
65A			134		
74			154		
84, 84A			443		
94			573		
104			573Б		

Рис. 42. Исполнения распределителей



Примечания: 1. a, b, A, B — позиции распределителя.
 2. При исполнении узла управления со стороны отверстия A (или отвода рукоятки от отверстия A) схема распределения потоков соответствует позиции a , кроме распределителей Р103В, а также схем 54, 64, 64А распределителей 2Р303, 2Р323 и 54 распределителей В16, в которых она соответствует позиции b .
 3. Для схем 84 и 85 процентное значение в средней позиции составляет 6 % номинальной величины, а для схем 84А и 85А — 3 %.
 4. В соответствии с ГОСТ 26890 — 86 производственные каналы и трубопроводы для затвор обозначаются: P — входное отверстие основного потока и подпор, дроссельная линия (подпор); A, B — отверстия присоединения аппарата и потребителя; T — выходное отверстие основного потока, возвращаемого в бак, сливная линия (слив); X, Y, V — отверстия потока управления; L — дренажное отверстие (слив утечки); M — отверстие для манометра; Z, U, I, M — в схемах обозначений.

Рис. 42. Исполнения распределителей (продолжение)

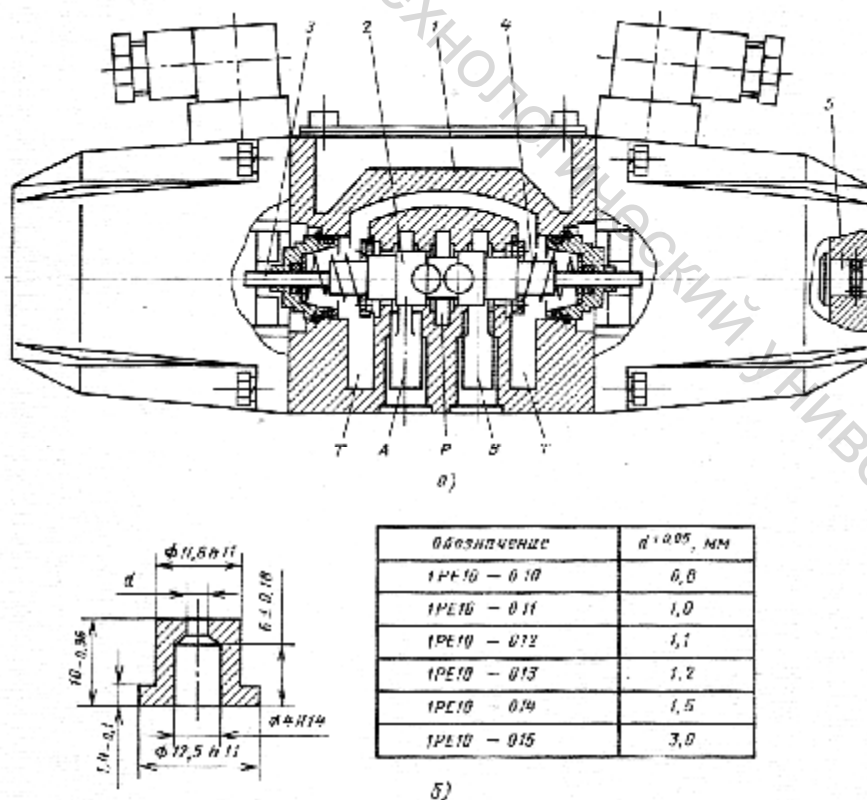
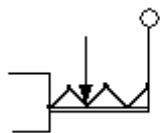


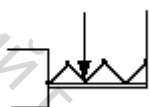
Рис. 43. Конструкция (а) и диафрагма (б) распределителя типа 1Р10 с электромагнитами переменного тока: 1 — корпус; 2 — золотник; 3 — толкатель; 4 — пружина; 5 — кнопка переключения

Типы гидрораспределителей: ПЕ6, В6, 1Р6, В10, 1Р10, Р103В, В16, 1Р203, 2Р203, 1Р323, 2Р323.

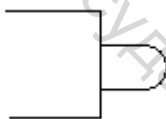
ОБАЗНАЧЕНИЯ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯМИ:



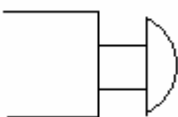
— РУЧНОЕ С ФИКСАЦИЕЙ



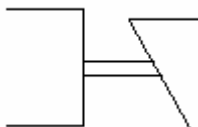
— ОТ УПОРА



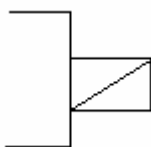
— ОТ КОПИРА



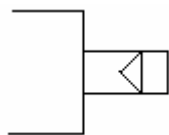
— ОТ КНОПКИ



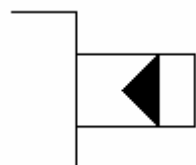
— ОТ ПЕДАЛИ



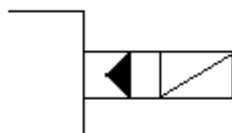
— ОТ ЭЛЕКТРОМАГНИТА



— ПНЕВМАТИЧЕСКОЕ

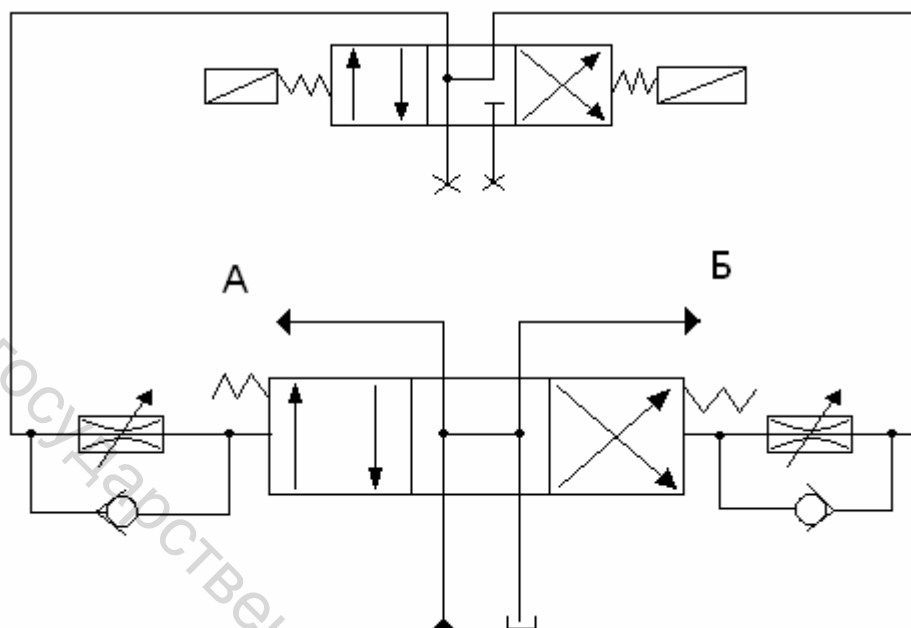


— ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ

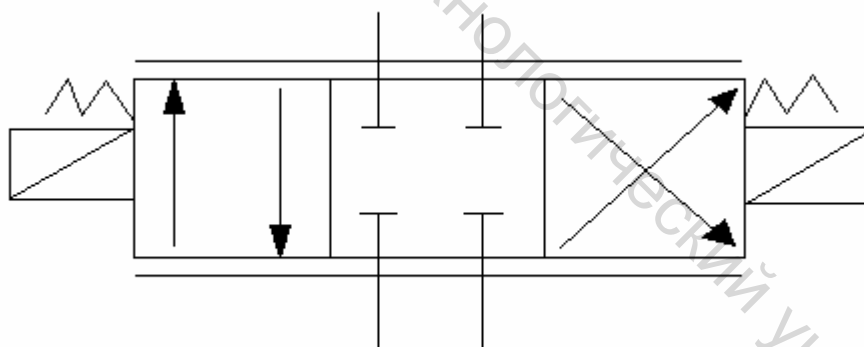


— КОМБИНИРОВАННОЕ

Гидрораспределители предназначенные для работы с большими давлениями и расходом имеют электрогидравлическое или электропневматическое управление и состоят из управляющего распределителя (пилота) и управляемого им основного распределителя.



Гидрораспределители предназначены для регулирования потока рабочей жидкости и имеющие множество промежуточных положений называющиеся **дросселирующими**.



ДРОССЕЛИРУЮЩИЕ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ ТИПА СОПЛО – ЗАСЛОНКА И СО СТРУЙНОЙ ТРУБКОЙ

Дросселирующие гидро-, пневмораспределители сопло – заслонка применяются в основном в качестве промежуточных каскадов гидравлического усилия в системах управления различных гидромашин, а также как самостоятельные распределительные устройства, в гидромеханических

устройствах вычислительной техники. На практике широкое распространение получили одно- и двухщелевые распределители.

Гидролиния, соединяющая постоянный дроссель и сопло, называется **междроссельной камерой**.

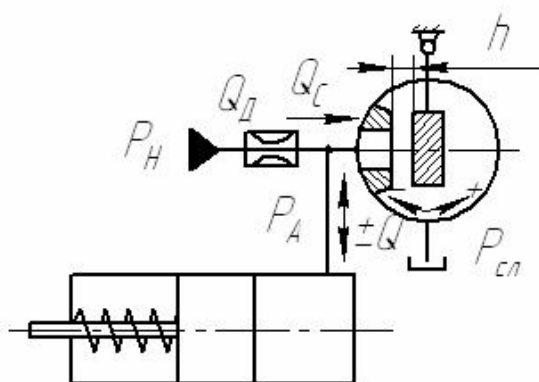


Рис. 44. Однощелевой дросселирующий распределитель

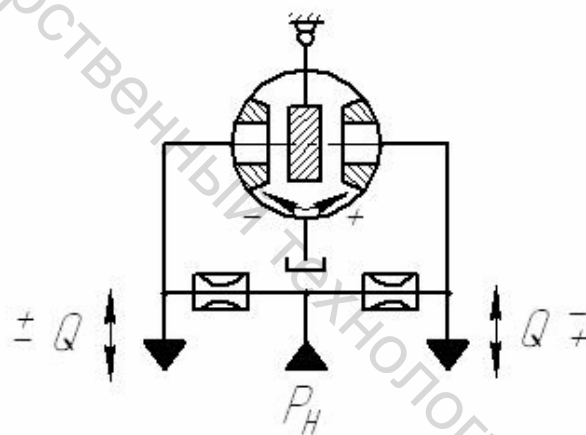


Рис. 45. Двухщелевой дросселирующий распределитель, одноконтурный

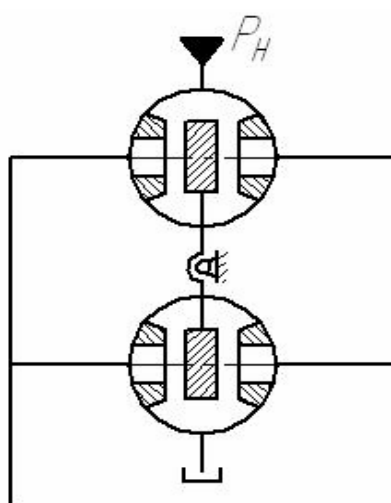


Рис. 46. Четырёхщелевой дросселирующий распределитель, двухконтурный

Гидро- и пневмораспределители со струйной трубкой, применяют в основном в качестве устройств управления предварительных каскадов управления.

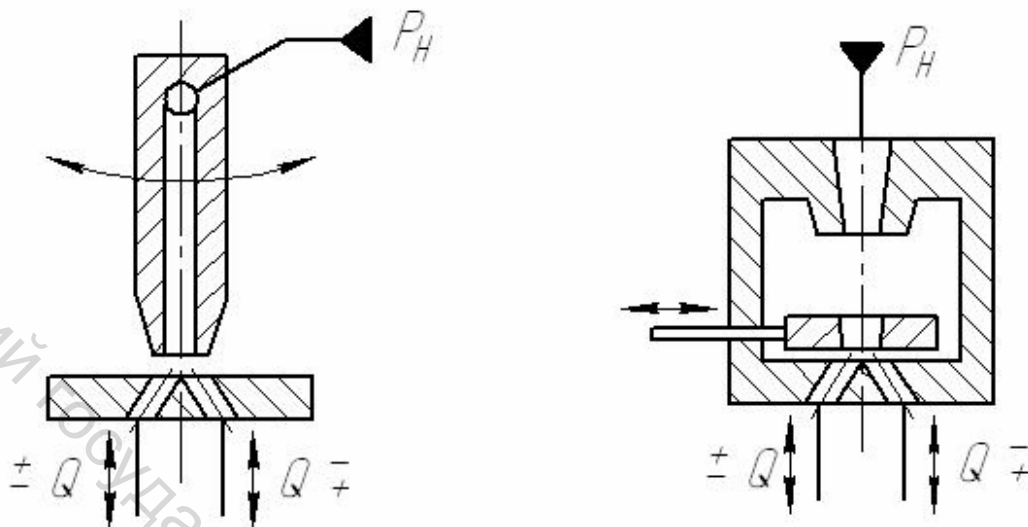


Рис. 47. Струйный распределитель с механическим отклонением струи

Однощелевой распределитель сопло – заслонка (рис. 44) имеет ряд недостатков, которые следует учитывать при принятии решения о его применении: несимметрия перепадной характеристики ($\bar{P}_A = f(\bar{h})_{Q=0}$; дрейф величины начального давления в междроссельной камере при изменении вязкости (от температуры рабочей жидкости)). Указанные недостатки отсутствуют у двухщелевого дросселирующего распределителя сопло – заслонка (рис. 45). При изменении вязкости жидкости начальные давления в междроссельных камерах будут изменяться, но это изменение будет приводить только к изменению коэффициентов усиления системы, а ноль системы будет “уходить” лишь по причине неидентичности коэффициентов расхода соответствующих пар дросселей из-за технологических погрешностей . У четырёхщелевого распределителя (рис. 46) перепадная и расходная характеристики ($\bar{Q} = f(\bar{h})_{P_A=P_0}$) в два раза круче, чем у двухщелевого. То же можно сказать и о полезной мощности, и о К.П.Д.

Недостаток четырёхщелевого распределителя – сложность уплотнительного узла, связывающего две заслонки.

Основные достоинства распределителей (рис. 47) со струйной трубкой: малая чувствительность к загрязнению рабочей жидкости, “уход” нуля при изменении давления питания, а также вязкости рабочей жидкости, а следовательно, и температуры практически отсутствует. Статические и энергетические характеристики распределителя со струйной трубкой приближаются к характеристиками четырёхщелевого дросселирующего распределителя типа сопло – заслонка. К недостаткам распределителей со струйной трубкой относят: конструктивную и технологическую сложность, а также относительную сложность регулировки по сравнению с

распределителями сопло – заслонка; возможность возникновения вибрации струйной трубки.

6. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ

Скорость выходного звена объёмного гидропривода может меняться объёмным регулированием машин и с помощью аппаратов, регулирующих расход.

6.1. ДРОССЕЛЬНЫЙ СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ

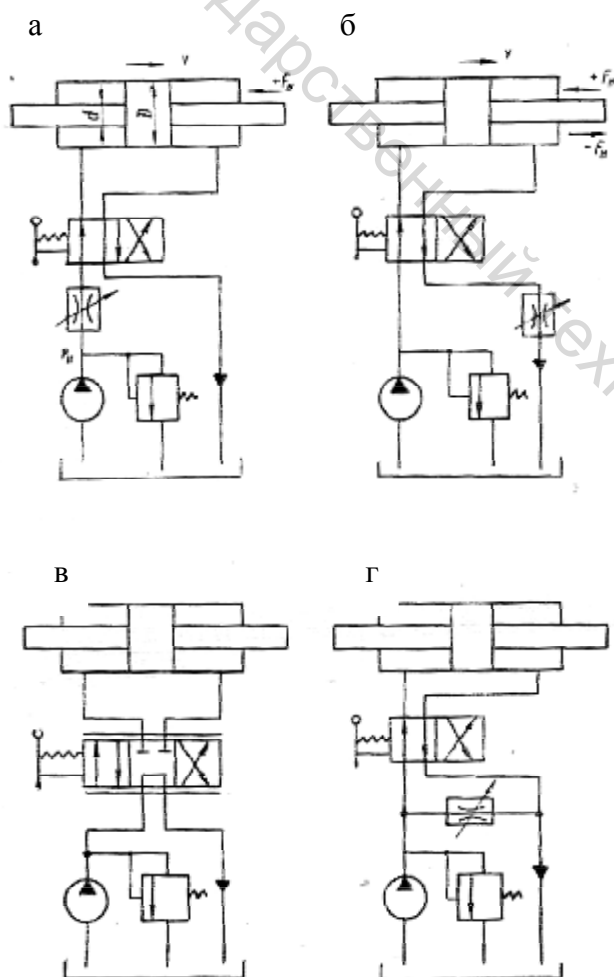


Рис. 48. Схемы установки дросселей

Гидропривод с дросселем на входе (рис. 48, а) допускает регулирование скорости двигателя путём изменения проходного сечения дросселя только в том случае, если направление действия нагрузки не совпадает с направлением движения выходного звена.

Гидропривод с дросселем на выходе (рис. 48, б) допускает регулирование скорости двигателя при знакопеременной нагрузке, так как при любом направлении силы изменению скорости препятствует сопротивление дросселя, через которое рабочая жидкость поступает из полости двигателя на слив.

Существенным недостатком рассмотренных схем

последовательного включения дросселя является неустойчивость скорости (V) при изменении нагрузки (F).

При параллельном включении дросселя (рис. 48, г) регулировать скорость можно только при отрицательной нагрузке и стабильность скорости при изменении нагрузки ниже, чем в предыдущих схемах.

В гидроприводе с дросселирующим распределителем (на входе и выходе) (рис. 48, в), влияние нагрузки на скорость движения выходного звена меньше, чем в предыдущих схемах, однако нагрев рабочей жидкости больше в такой схеме за счёт двойного дросселирования потока.

Дроссельное регулирование скорости не экономично, так как значительная часть энергии потока масла теряется на дросселе, что приводит к разогреву масла.

6.2. ОБЪЁМНЫЙ СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Скорость выходного звена объёмного гидропривода может изменяться регулируемым насосом, регулируемым мотором или обеими указанными машинами (рис. 49). Этот способ экономичен, однако требует применения регулируемых гидромашин, которые сложны. Их конструкции, более дороги и, как правило, менее долговечны по сравнению с нерегулируемыми. Кроме этого, быстродействие гидроприводов с объёмным регулированием ограничивается временем, необходимым для изменения подачи насоса или объёма гидромотора.

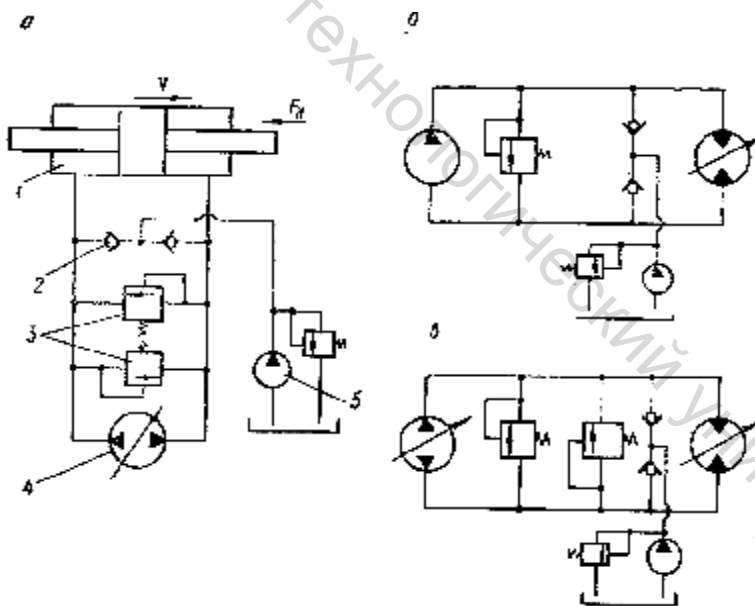


Рис. 49. Схемы объёмного регулирования

Нагрев рабочей жидкости в г/приводах с объёмным регулированием значительно меньше, чем при дроссельном регулированием. Обеспечивается более плавное регулирование, реверсирование и торможение двигателя. Диапазон регулирования скорости во много раз выше, чем при дроссельном.

6.3. СТАБИЛИЗАЦИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ

Все рассмотренные способы регулирования в той или иной степени не обеспечивают постоянства скорости выходного звена гидропривода при изменении нагрузки и потому применяются только в гидроприводах различных вспомогательных устройств при мало меняющихся нагрузках. В основных гидроприводах машин применяют специальные гидроаппараты – регуляторы потока и устройства для изменения объёма рабочих камер гидромашин, которые обеспечивают стабильность установления скорости вне зависимости от колебаний нагрузки.

На рис. 50 приведена схема гидропривода поступательного движения с регулятором потока на выходе гидродвигателя. Регулятор 1 состоит из регулируемого дросселя и редукционного клапана, который при изменении нагрузки F_n а следовательно, и давления p_1 поддерживает постоянным давление перед дросселем p_d обеспечивая тем самым постоянное значение расхода через дроссель и постоянную скорость v .

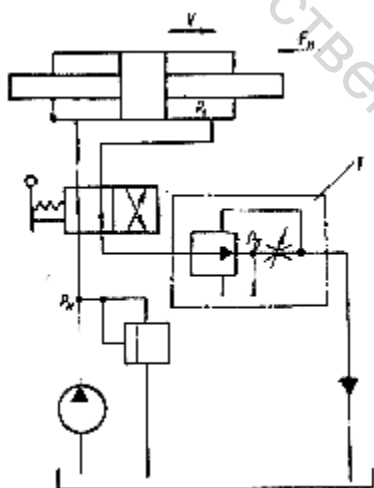


Рис. 50. Регулятор потока на выходе

В гидроприводах станков и других машин при такой схеме стабилизации скорости используют серийно выпускаемые регуляторы типа Г55-3, конструкция которого представлена на рис. 51. Рабочая жидкость от гидродвигателя с давлением p_1 подводится в полость В и через полость Е направляется к дросселю 2; перейдя дроссель, она поступает на слив. Полость Е каналами Б и Г соединена с полостями А и Д, благодаря чему давление рабочей жидкости перед дросселем, воздействуя на золотник 1, стремится переместить его вправо, преодолевая усилие пружины 3. При увеличении давления перед дросселем проходное сечение от полости В к полости Е уменьшается, а при уменьшении давления — увеличивается, за счет чего в полости Е устанавливается постоянное значение

давления p_d , при $p_1 > p_d$ равное $\frac{4P_{II}}{pD^2}$, где P_{II} — сила пружины; D — диаметр золотника в полости А. Регуляторы этого типа работают на минеральном масле вязкостью 18—60 сСт при температуре до 50°C и обеспечивают стабилизацию скорости с точностью $\pm 15\%$ установленного значения.

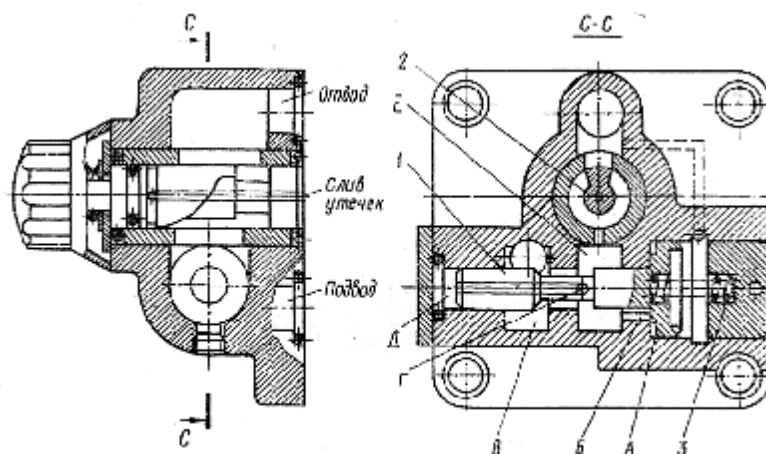


Рис. 51. Регулятор типа Г55-3

На рис. 52 приведена схема гидропривода поступательного движения с регулятором потока на входе гидродвигателя. Регулятор 1 состоит из регулируемого дросселя, редукционного клапана и предохранительного клапана, ограничивающего величину давления. Поток рабочей жидкости от насоса поступает в регулятор и разветвляется на два потока: один проходит через регулируемый дроссель к гидродвигателю; другой — через редукционный клапан на слив. При изменении давления p_1 редукционный клапан, управляемый этим давлением, соответственно изменяет давление p_H и перепад давления на дросселе, следовательно, расход рабочей жидкости и скорость v остаются постоянными.

При такой схеме стабилизации в гидроприводах в машиностроении используют серийно выпускаемые регуляторы типа Г55-4.

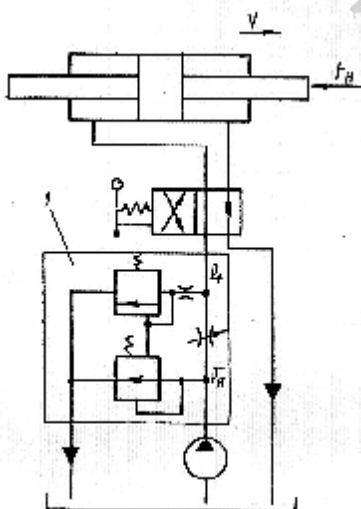
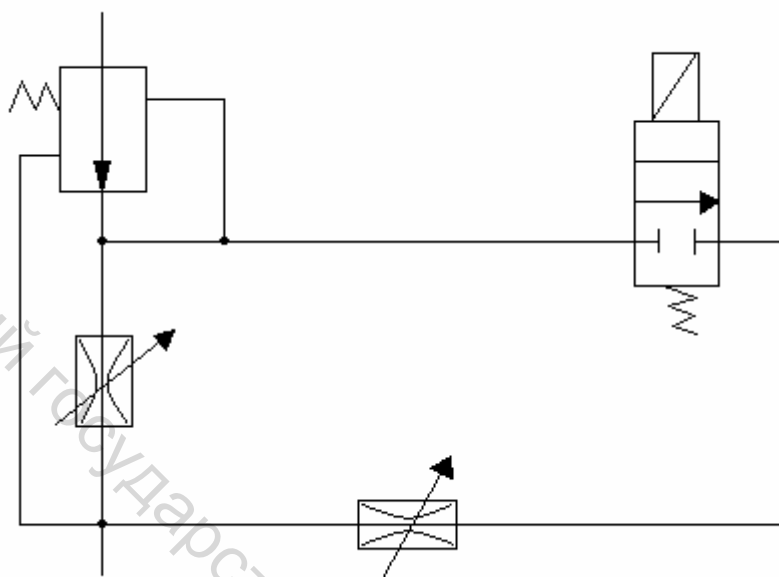


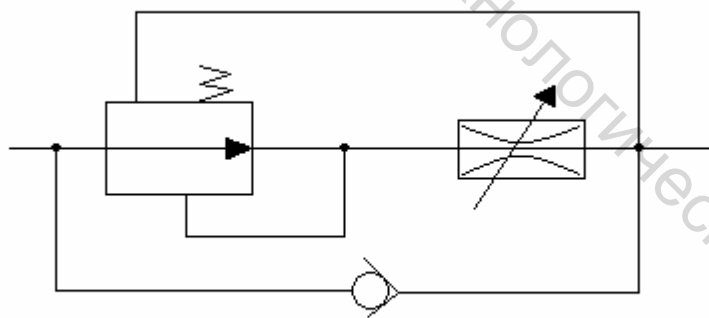
Рис. 52. Регулятор потока на входе

Разновидности регулятора потока на выходе:

1) ПГ55-2 (2 скорости настройки)



2) ПГ55-3 (с обратным клапаном)



В гидроприводах с объемным регулированием изменение скорости относительно заданного значения при изменении нагрузки на выходном звене гидропривода обусловлено только изменением величины утечек, т. е. переменностью объемного к. п. д. насоса и гидродвигателя в зависимости от давления в системе, величина которого определяется нагрузкой. Так как объемный к. п. д. современных гидромашин, применяемых в гидроприводах с объемным регулированием, достаточно высок и мало изменяется при увеличении давления (например, для регулируемых насосов типа 4МГ15 $\eta_0=0,98$ при $p=5$ МПа), то скорость движения выходного звена в таких

гидроприводах значительно стабильнее, чем в гидроприводах с дроссельным регулированием.

На рис. 53 для сравнения приведены зависимости скорости от нагрузки при различных способах регулирования гидропривода (1 — дроссельное регулирование с регулятором потока; 2 — объемное регулирование без стабилизации скорости; 3 — последовательно-дроссельное регулирование; 4 — параллельно-дроссельное регулирование). Уменьшение скорости выходного звена гидропривода с объемным регулированием при возрастании нагрузки от 0 до $F_{\max}$ составляет не более 12—14% скорости холостого хода $V_{х.х.}$, что практически соответствует точности стабилизации гидроприводов с регуляторами потока. Поэтому в большинстве случаев гидроприводы с объемным регулированием применяют без специальных стабилизирующих устройств. Однако в системах, где требуется очень высокая степень стабилизации (например, в гидроприводах металлорежущих станков), применяют объемный способ регулирования скорости с дополнительной стабилизацией.

На рис. 54 представлена принципиальная схема гидропривода вращательного движения с разомкнутой циркуляцией, в которой регулирование скорости осуществляется изменением рабочего объема аксиально-поршневого насоса 2. Некоторое заданное значение угловой скорости гидромотора 1 ω_3 устанавливается положением вспомогательного

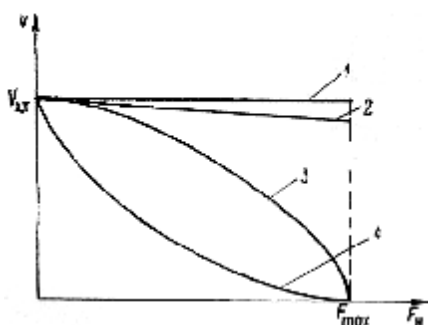


Рис. 53. Зависимость V от F

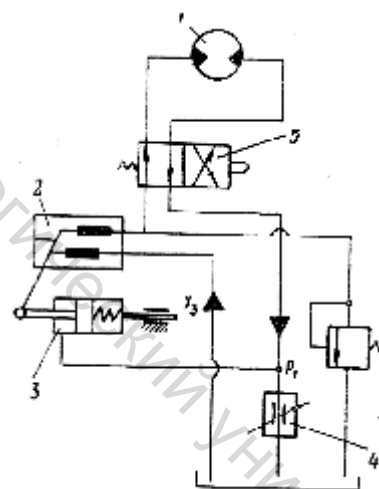


Рис. 54. Схема объемного регулирования

цилиндра 3, шток которого связан с наклонным диском насоса. Координата x соответствует значению ω_3 . При угловой скорости $\omega = \omega_3$ в штоковой полости цилиндра 3 устанавливается давление $p_1 = p_0$, величина которого определяется перепадом давления на дросселе 4. В случае увеличения момента нагрузки на валу гидромотора 1 за счет роста объемных потерь уменьшится угловая скорость вала и, следовательно, расход в сливной гидролинии. Перепад на дросселе 4 уменьшится, и p_1 станет меньше p_0 в

результате поршень цилиндра 3 под действием пружины сместится влево и увеличит наклон диска и подачу насоса, восстановив тем самым значение $\omega = \omega_3$. Соответственно увеличение ω по сравнению с ω_3 приведет к росту давления p_1 относительно p_0 и уменьшению подачи насоса. Изменение направления движения выходного звена гидропривода осуществляется двухпозиционным распределителем 5. Благодаря возможности регулирования проводимости дросселя 4 можно изменять коэффициент усиления системы стабилизации угловой скорости выходного вала.

6.4. СИНХРОНИЗАЦИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ

В процессе работы гидроприводов различных машин возникает необходимость одновременного действия нескольких исполнительных гидродвигателей, к которым рабочая жидкость подается от одного насоса. В общем случае выходные звенья гидродвигателей не будут перемещаться синхронно: звено менее нагруженного двигателя перемещается быстрее, чем звено двигателя с большей нагрузкой, а при некоторых сочетаниях нагрузки выходное звено одного из двигателей совсем не будет перемещаться. Для синхронизации скорости движения нескольких гидродвигателей применяют различные устройства, наиболее распространенным из которых является делитель потока — гидроаппарат, предназначенный для деления одного потока на два.

На рис. 55 приведена конструктивная схема делителя потока типа Г75-6, принцип действия которого основан на дроссельном регулировании потока (скорости). Рабочая жидкость подводится к отверстию А и через калиброванные дросселирующие отверстия в шайбе 1 поступает в полости Б и В, а затем по каналам Г и Д в торцевые камеры золотника 2. При равенстве давлений в отводных каналах Ж и Е деление потока обеспечивается отверстиями 1 в соотношении $\frac{Q_{\text{Ж}}}{Q_{\text{Е}}} = \frac{S_1}{S_2}$, где S_1 и S_2 площади отверстий в шайбе 1. При $S_1 = S_2$ $Q_{\text{Ж}} = Q_{\text{Е}}$.

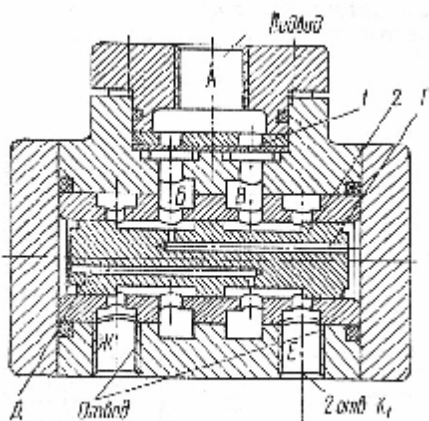


Рис. 55. Делитель потока Г75-6

В случае неравенства давлений в каналах Ж и Е рабочая жидкость из гидролинии с большим давлением стремится сместить золотник со среднего положения, изменив проходные сечения в отводных каналах, и тем самым выровнять сопротивления потокам рабочей жидкости в обоих отводах, а следовательно, и расходы $Q_{\text{Ж}}$ и $Q_{\text{Е}}$. Делители потока типа Г75-6 работают на минеральном масле вязкостью 18—60 сСт при температуре до 50°C, обеспечивая ошибку деления потока не более 3% и отклонение установленного

расхода при изменении температуры рабочей жидкости от 10 до 50°C не более 10%. Рабочее давление на входе в делитель составляет 12,5 МПа. При перепаде давления на входе и выходе делителя $\Delta p = 0,3—0,4$ МПа делитель в зависимости от типоразмера и настройки обеспечивает расход рабочей жидкости от 0,1 л/с (тип Г75-62) до 6 л/с (тип Г75-63). При помощи нескольких делителей этого типа можно разделить поток на любое количество равных частей.

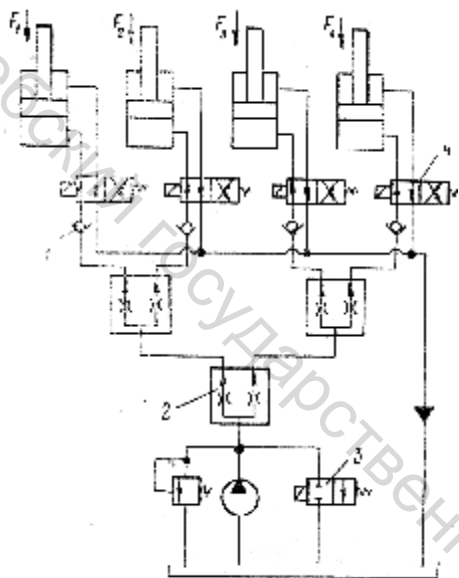


Рис. 56. Схема грузоподъемника

На рис. 56 приведена упрощенная схема гидропривода грузоподъемника, в котором с помощью делителей потока обеспечивается синхронное движение штоков четырех гидроцилиндров при любом распределении нагрузки на каждый шток. При подаче управляющего сигнала на электромагниты гидрораспределителей 3 и 4 штоки гидроцилиндров, преодолевая нагрузки F_1, F_2, F_3, F_4 , перемещаются вверх с одинаковыми скоростями благодаря включению в схему делителей потока 2. При снятии сигнала с распределителя 3 происходит закольцовка насоса, и поршни останавливаются в любом промежуточном положении, так как бесштоковая полость гидроцилиндров оказывается запертой обратным клапаном 1.

Для спуска штоков вниз не обходимо снять управляющий сигнал с распределителей 4, в результате чего бесштоковая полость соединится со сливной гидролинией.

Выше, был рассмотрен способ синхронизации движения с помощью делителей потока, основанных на принципе дроссельного регулирования. Наряду с делительными потоками дроссельного типа в практике машиностроения применяют также делители потока, построенные по объемному принципу. На рис. 57 приведена принципиальная схема гидропривода, в котором синхронизация движения штоков цилиндров 1 и 2 осуществляется с помощью двух гидромоторов аксиально-поршневого типа 3 и 4 с жестко связанными валами. Гидромоторы в данном приводе служат расходомерными устройствами (дозаторами), пропускающими через себя за один оборот количество жидкости, равное (без учета потерь) рабочему объему гидромотора. Расход рабочей жидкости между цилиндрами 1 и 2 распределится в общем случае в следующем отношении: при $n_3 = n_4$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{q_3 n_3}{q_4 n_4} = \frac{q_3}{q_4}, \text{ где } q_3 \text{ и } q_4 - \text{ рабочие объемы гидромоторов 3 и 4}$$

соответственно. В частном случае рассматриваемого гидропривода будем

считать $q_3 = q_4$ и $Q_1 = Q_2 = \frac{Q_n}{4}$ где Q_n - подача насоса 5.

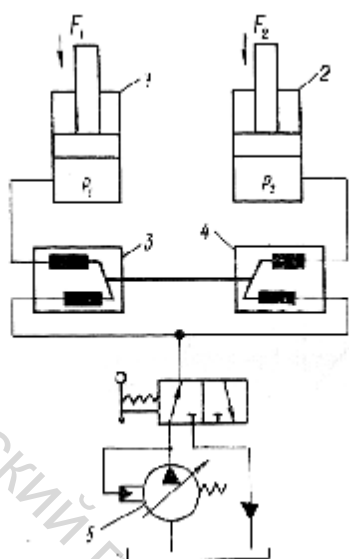


Рис. 57. Схема синхронизации с двумя гидромоторами

повышающего давление в линии перегруженного гидроцилиндра 1. Благодаря этому происходит необходимое перераспределение мощности между гидроцилиндрами 1 и 2, обеспечивающее синхронную скорость движения штоков.

При равенстве нагрузки на штоках цилиндров или малой разности между ними перепад давления на гидромоторах 3 и 4 практически одинаков. В этом случае гидромоторы работают на холостом ходу как дозаторы с малыми утечками и объемным к.п.д., близким к единице, обеспечивая высокую степень синхронизации скорости штоков. При изменении внешней нагрузки, например на штоке цилиндра 1 ($F_1 > F_2$) равенство давлений нарушается ($p_1 > p_2$), в результате чего в недогруженной линии гидроцилиндра 2 появляется избыток мощности, и гидромотор 4

начинает работать в качестве приводного гидродвигателя гидромотора 3. Последний работает при этом в качестве насоса,

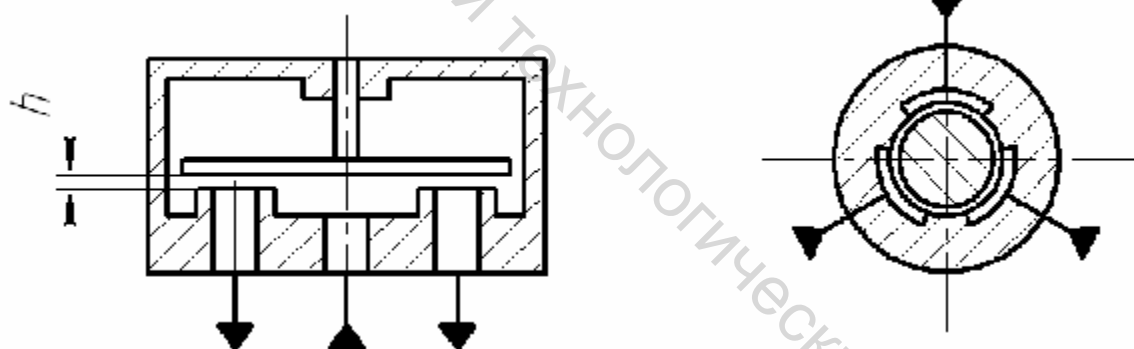


Рис. 58. Регулятор типа ЛОН

7. ГИДРОПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ

Гидропреобразователи — объемные машины, (предназначенные для преобразования энергии одного потока рабочей жидкости в энергию другого потока с другим значением давления. Гидропреобразователи обычно применяются тогда, когда необходимо получить очень высокое давление (свыше 70 МПа) при малых расходах рабочей жидкости. Часто гидропреобразователи используют в гидроприводах машин для преодоления кратковременной повышенной нагрузки, когда применение дорогих насосов

высокого давления нерационально, Гидропреобразователи бывают двух типов: *одинарного и двойного действия*.

На рис. 59, а приведена принципиальная схема преобразователя одинарного действия. Давление подводимого потока рабочей жидкости p_1 действует на площадь $S_1 = \frac{pD^2}{4}$, а на выходе давление p_2 — на площадь

$S_2 = \frac{pD^2}{4}$. Из равенства сил получим коэффициент усиления

$$i = \frac{S_1}{S_2} = \frac{p_1}{p_2} = \frac{D^2}{d^2}.$$

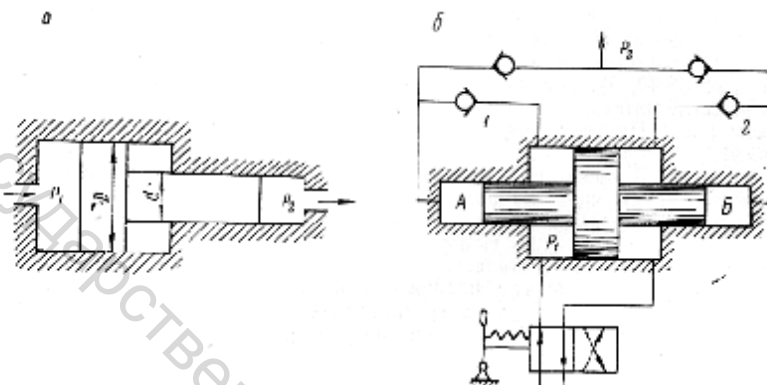


Рис. 59. Схемы гидропреобразователей

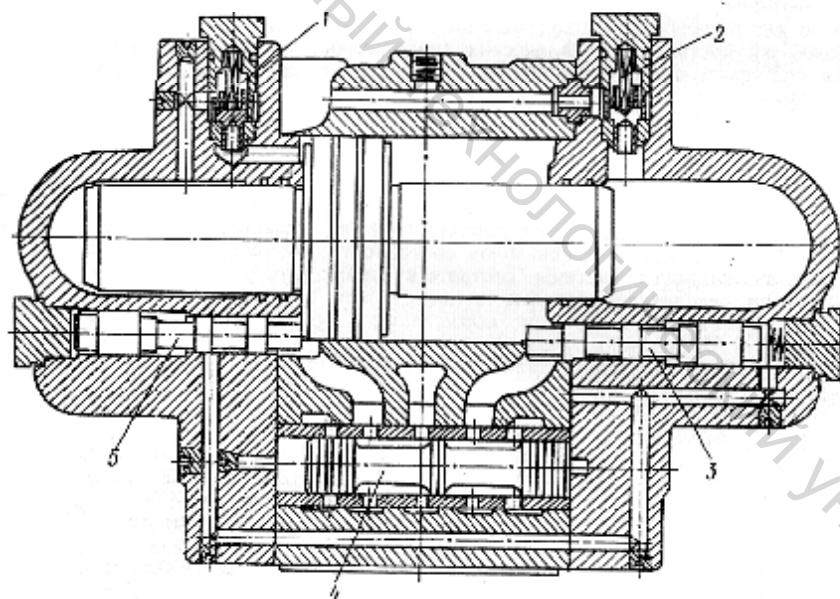


Рис. 60. Гидропреобразователь двойного действия

Рабочий ход преобразователь совершает только при движении в одну сторону (вправо). При движении влево получается холостой ход. Для устранения холостого хода применяют гидропреобразователи двойного действия (рис. 59, б). Питание полостей низкого давления p_1 производится через распределитель, а заполнение рабочих камер А и Б — через обратные клапаны 1 и 2. При ходе влево заполняется камера В, при ходе вправо — камера 4.

На рис. 60 представлена конструктивная схема гидропреобразователя двойного действия, в котором управление основным золотниковым распределителем 4 происходит с помощью вспомогательных распределителей 3 и 5, приводимых поршнем гидропреобразователя в конце каждого хода. Обратные клапаны 1 и 2 запирают систему высокого давления, обеспечивая ее заполнение. Коэффициент усиления гидропреобразователей i находится в пределах 2—1000, для гидропреобразователей двойного действия, применяемых в машиностроении, $i=3—7$ при расходе рабочей жидкости до 2 л/с.

Резка высоконапорной (до 300 — 400 МПа) струей воды является одной из перспективных технологий последних 10 — 15 лет. По сравнению с другими технологическими процессами этот метод обеспечивает достаточную производительность и точность, исключает силовое и термическое воздействие на обрабатываемое изделие, обеспечивает экологическую чистоту, легко поддается автоматизации (особенно в комплекте с промышленными роботами). Установки с использованием чистой воды применяются для резки резины, дерева, пластмасс, кожи, бумаги и других относительно мягких материалов; при добавлении в струю воды абразива появляется возможность разрезки металла, мрамора, гранита, стекла, бетона и т. п.

Установка УР-400 является совместной разработкой НИАТ и ЭНИМС. Основными узлами гидропривода (рис. 61) являются: Н1 — насос аксиально-поршневой НАС 631200 ($V_0 = 63 \text{ см}^3$, $p = 20 \text{ МПа}$, $Q=80 \text{ л/мин}$); М1 — электродвигатель 30 кВт, 1500 об/мин; ЦП1 и ЦП2 — цилиндры поперечной и продольной подачи; У1 и У2 — узлы управления Э32-Г69-42 с модулями Г69-42Р; гидрораспределители Р1 — типа ВЕХ10.574А, Р2 — типа ВВХ10.34.ЕТ.В110-50Н, Р3 — типа ВЕ6.574А; КП1—клапан предохранительный встроенный КП2 — клапан предохранительный 10-20-1-131; КР— клапан редукционный 10- 10-2; КО1 и КО2 — клапаны обратные Г51-34; РД — реле давления ЦГ62-11; А — аккумулятор с зарядным устройством ЗУ; В — вентиль; ПМ— переключатель манометра ПМ6-320; МН1 — манометр 40 МПа; МО — маслоохладитель с электродвигателем М2 мощностью 0,09 кВт, 1500 об/мин; МК мультипликатор с коэффициентом мультипликации 24; Т1 — термометр манометрический ТКП-60/3Н; Ф3 — сапун Г45-27; Ф1 —фильтр 32-10-К ГОСТ 16026 — 80 (10 мкм). Водная часть установки содержит: БО – бак-отстойник; Н2 — насос с приводным электродвигателем М3 (1,1 кВт); КТ — гидроклапан давления; КО3 — КО6 — обратные клапаны; Р — ресивер; ОК — отсечной клапан; Ф2 и Ф4 — фильтры МН3 — манометр 1 МПа; МН4 и МН3 — манометры 0,6 МПа; МП6 — манометр 1000 МПа.

При работе насос Н1 обеспечивает движение приводов подачи и мультипликатора МК, который через ресивер Р и клапан ОК нагнетает технологическую воду, создавая высокое давление на входе в сопло (отверстие диаметром 0,15—0,2 мм). Программируемые движения сопла

реализуются цилиндрами ЦП1 и ЦП2 и контролируются датчиками обратной связи.

Основные параметры установки: размеры стола 500×1000 мм; скорость перемещения сопла до 30 м/мин; ширина реза 0,3 мм; точность воспроизведения профиля 0,1 мм; толщина разрезаемой резины до 40 мм.

Разработан модернизированный вариант установки с устройством подачи абразива.

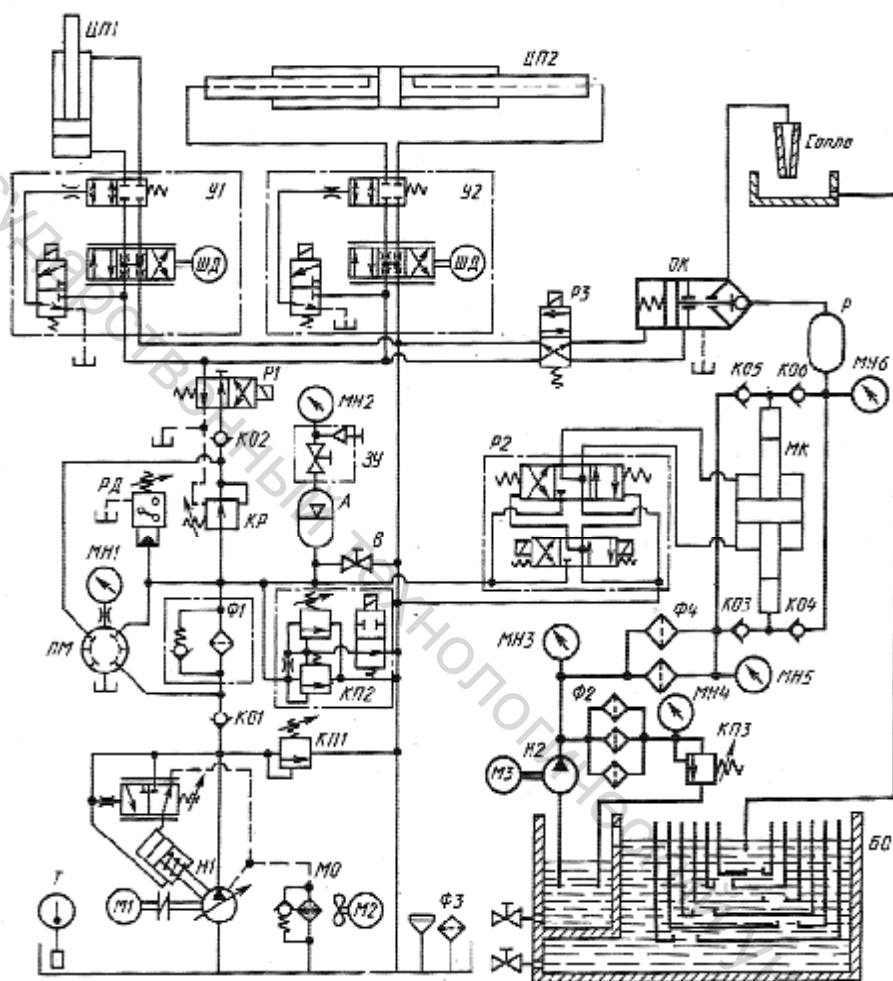


Рис. 61. Гидропривод установки профильной резки высоконапорной струей воды мод. УР-400

8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ МОЩНОСТИ

Гидравлическими усилителями мощности (или гидроусилителями) называют устройства, предназначенные для преобразования сигнала управления в виде перемещения или в виде усиления (момента) в перемещении ведомого звена гидродвигателя посредством жидкости, подводимой под давлением, с целью управления распределителями, клапанами, регулируемые дросселями, регулируемые насосами, регулируемые двигателями и другими устройствами управления.

Увеличение передаваемой усилителями мощности происходит за счёт энергии источника питания (насоса, аккумулятора), подводимой рабочей жидкости под давлением.

Гидроусилители различают по числу последовательно – соединённых дросселирующих распределителей, через которые проходит сигнал управления к гидродвигателю. По этому признаку они делятся на одно-, двух-, и многокаскадные.

Гидроусилитель включает один или несколько последовательно включённых дросселирующих распределителей, гидродвигатель и устройство, обеспечивающее функциональную зависимость между перемещением ведомого звена гидродвигателя и сигналом управления.

По способу обеспечения пропорциональности между перемещением ведомого звена гидродвигателя и сигналом управления Гидроусилители принято делить на Гидроусилители без обратной связи (по положению), с кинематической, гидромеханической и силовой обратной связью по положению (ведомого звена гидродвигателя).

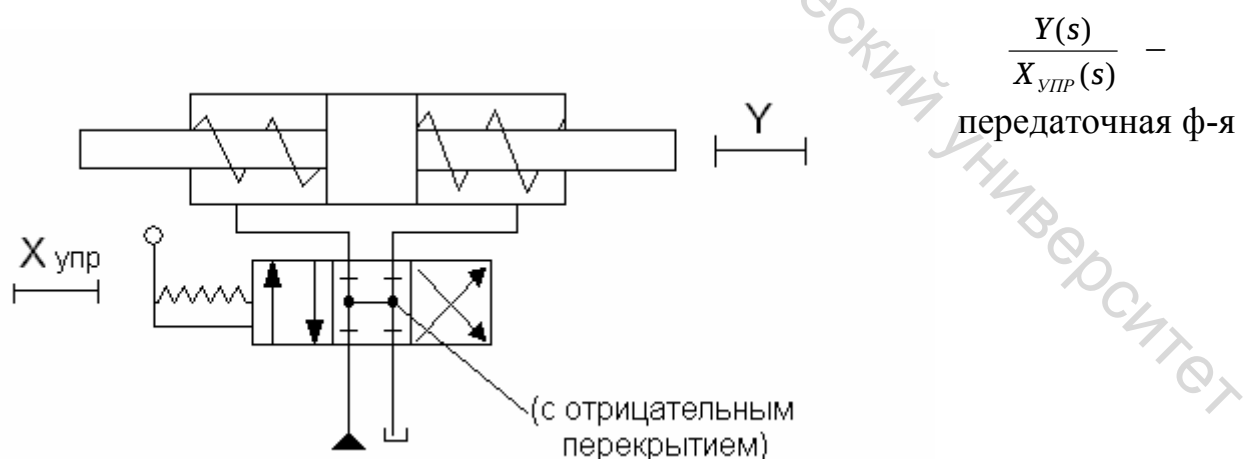


Рис. 62. Гидроусилитель без обратной связи

Недостаток: постоянный непроизводительный расход жидкости, чувствительность к внешним нагрузкам.

При подаче тока в обмотки управления электромеханического преобразователя (1), заслонка (2), преодолевая жёсткость пружины (4) обратной связи, смещается из нейтрального положения. Это приводит в движение золотник (6), который увлекая за собой нижний конец пружины (4) обратной связи, создаёт момент на валу преобразователя, пропорциональный величине его смещения из нейтрала. Этот момент складывается с моментом сил, обусловленным током управления. Как только эти моменты сравняются, заслонка (2) возвратится в нейтральное положение и золотник (6) остановится

Уменьшению влияния вредных сил, действующих на регулирующий элемент второго каскада гидравлического усиления, способствует введение дополнительной обратной связи по скорости регулирующего элемента второго каскада с одновременным уменьшением суммарной жёсткости, приведённой к виду электромеханического преобразователя.

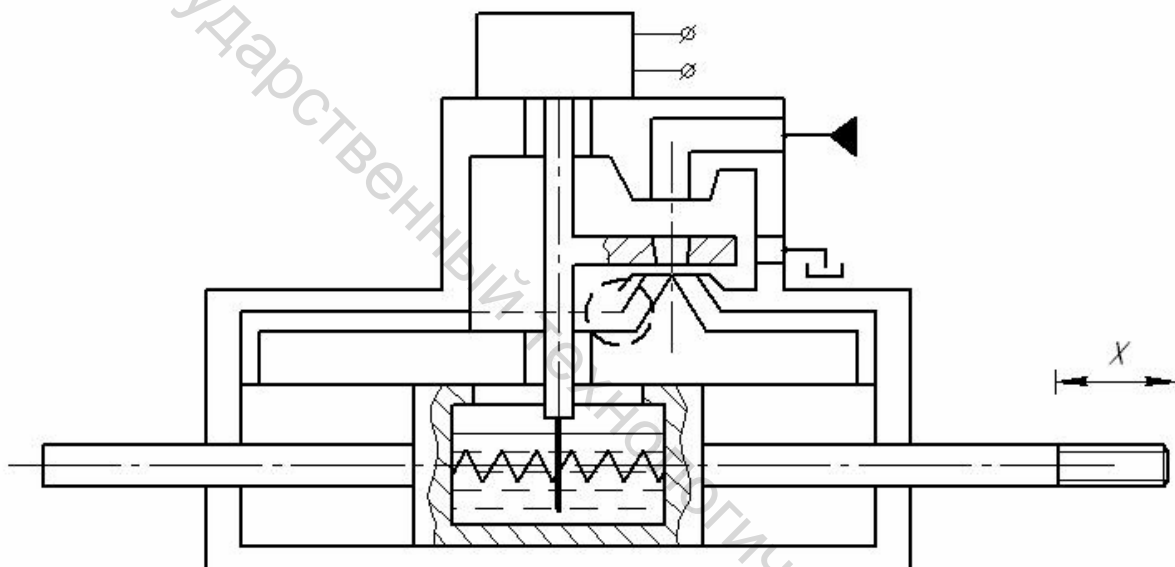


Рис. 65. Однокаскадный электрогидравлический усилитель мощности с силовой обратной связью по положению и дополнительной обратной связью по скорости

Электрогидроусилители с обратной связью по расходу предназначены для преобразования электрического сигнала управления в пропорциональный и усиленный по мощности расход рабочей жидкости в исполнительных гидролиниях, величина которого не зависит от давления нагрузки. Чтобы обеспечить пропорциональность этого расхода электрическому сигналу управления и его независимость от давления нагрузки, Электрогидроусилители снабжают специальными гидромеханическими датчиками расхода.

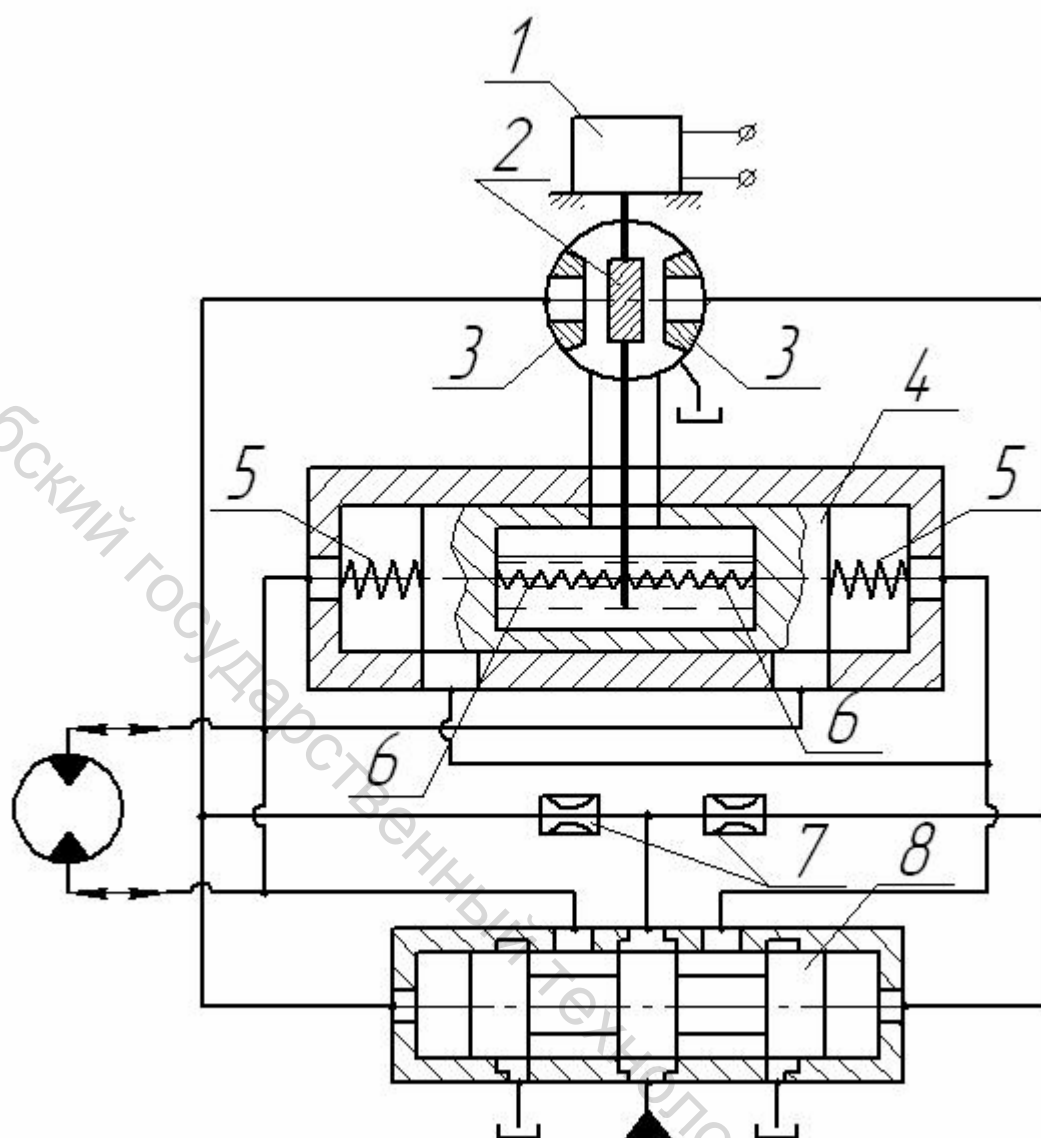


Рис. 66. Двухкаскадный электрогидравлический усилитель мощности с обратной связью по положению и дополнительными связями по скорости и по расходу

При подаче тока управления в обмотки электромеханического преобразователя (1) на его валу появляется электромагнитный момент сил, который смещает заслонку (2) из нейтрального положения. В результате изменения гидравлического сопротивления регулируемых дросселей сопло-заслонка (3) золотник распределителя (8) начинает перемещаться из нейтрального положения со скоростью, пропорциональной смещению заслонки. В исполнительных гидрелиниях появляется поток, который, проходя через гидродвигатель, например, попадает к сливным рабочим окнам этого распределителя (8), а затем к торцу плунжера датчика расхода (4). На торцах плунжера (4) появляется перепад давлений, который, преодолевая сопротивление центрирующих пружин (5), перемещает плунжер из нейтрального положения. С помощью пружин (6) обратной связи перемещение плунжера (4) преобразуется в момент сил обратной связи по расходу.

9. СЛЕДЯЩИЙ ГИДРОПРИВОД

Характерным признаком *следающего гидропривода* является наличие отрицательной обратной связи по регулируемым параметрам, к которым относятся положение объекта управления или его производные (скорость, ускорение).

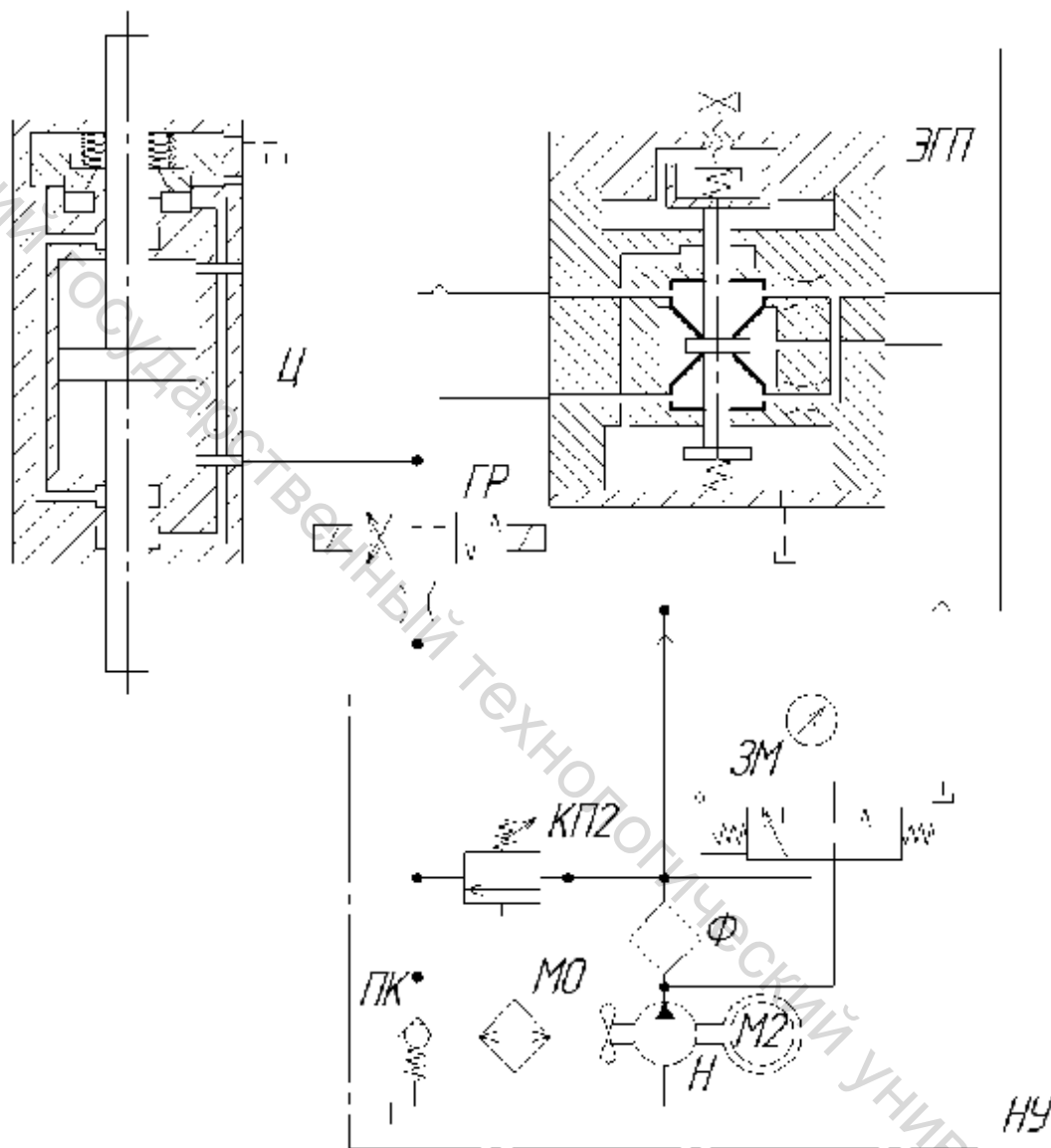


Рис. 67. Схема одноступенчатого электрогидравлического следающего привода подачи АГ28-51 для электроэрозионных станков

10. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ШАГОВЫЕ ПРИВОДЫ

В электрогидравлических шаговых приводах (гидравлических усилителях крутящего момента с шаговым двигателем) шаговый двигатель (ШД) малой мощности поворачивает входной вал гидравлического усилителя (ГУ) крутящего момента, а выходной вал последнего повторяет с незначительной ошибкой все движения входного вала, развивая крутящий момент, достаточный для перемещения рабочих органов станков через винтовую, реечную или кулачковую передачи. Усиление крутящего момента обеспечивается за счет энергии потока масла, подводимого к ГУ. В ШД подается импульсный ток, причем каждый импульс соответствует повороту его вала на определенный угол-шаг (угловую дискрету), которая чаще всего составляет $1,5^\circ$. Таким образом, угол поворота определяется числом поданных импульсов, а частота вращения — частотой их следования.

В электрогидравлических шаговых приводах (ЭГШП) надежно гарантируется отработка выходным валом заданного угла поворота, обычно не возникают проблемы устойчивости, что позволяет сократить сроки наладки. В приводах подачи в связи с падающей характеристикой трения трудно обеспечить малые скорости движения. Для ЭГШП такой проблемы не существует, поскольку мгновенная скорость движения в процессе отработки отдельных шагов значительно выше средних скоростей движения в режиме медленных перемещений. Шаговый характер движения при частотах свыше 10 Гц практически исчезает. ЭГШП отличаются также отсутствием накопленной ошибки, простотой обслуживания и ремонта, компактностью, незначительной стоимостью, возможностью питания от насосной установки, которая реализует также другие движения, необходимые для автоматизации оборудования. Вместе с тем, в станках с ЭГШП на точность обработки влияют кинематические ошибки привода подачи, зазоры в передачах и деформации узлов станка под действием усилий резания (из-за отсутствия датчиков положения рабочего органа). ЭГШП имеют некоторые ограничения по приведенному к выходному валу моменту инерции механизма, а также величине приемистости (наибольшей частоте импульсов, мгновенно подаваемой на ЭГШП, при которой он нормально функционирует).

ЭГШП находят применение в приводах подач фрезерных, токарных, шлифовальных и других станков с ЧПУ, где они соединяются с рабочим органом обычно через одноступенчатую шестеренную и винтовую передачи и при линейных дискретах 0,001; 0,005 и 0,01 мм позволяют получать ускоренные перемещения со скоростями 0,48; 2,4 и 4,8 м/мин соответственно. Линейная дискрета 0,01 мм при угловой, равной $1,5^\circ$, может быть получена, например, при передаточном отношении шестеренной передачи 1:5 и шаге винта 12 мм. В промышленных роботах при дискрете 0,2 мм максимальные скорости достигают 96 м/мин, а ЭГШП соединяется с рабочим органом чаще всего через шестеренно-реечную передачу. В зубообрабатывающих станках с помощью ЭГШП могут быть реализованы кинематические связи.

11. ГИДРОПАНЕЛИ

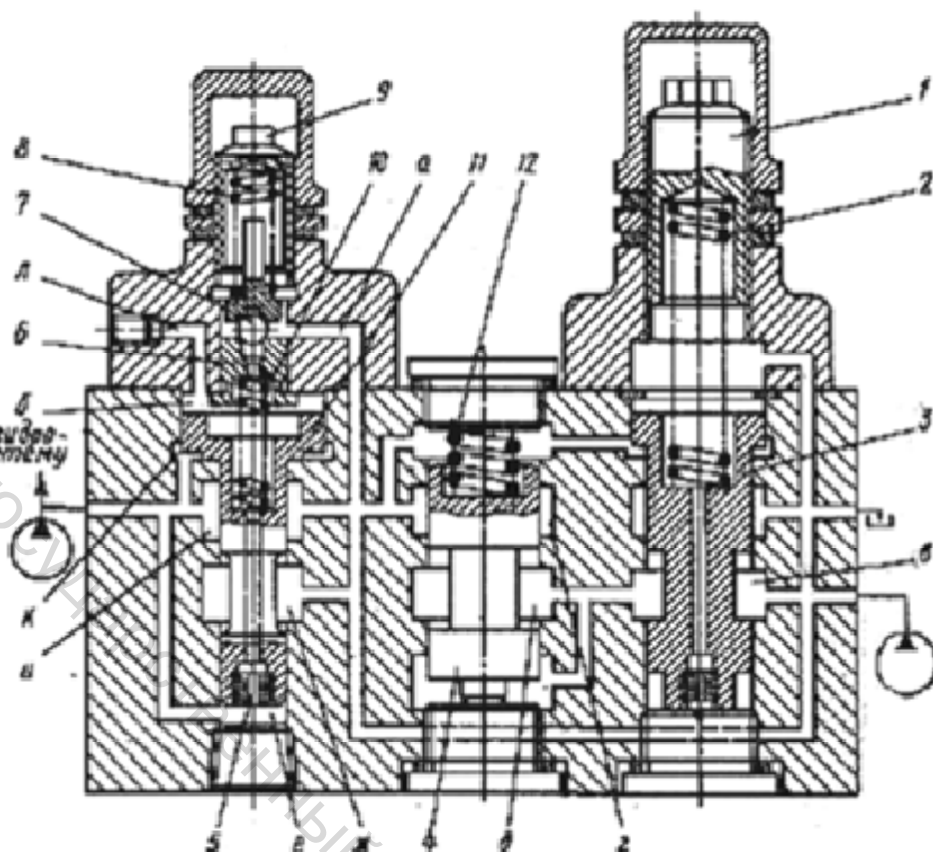


Рис. 68. Гидроконструктивная схема разделительной гидропанели Г53-1

Разделительная гидропанель Г53-1 (рис. 68) предназначена для предохранения от перегрузки гидроприводов станков (или других машин), питаемых двумя насосами (высокого и низкого давления) в тех случаях, когда требуется осуществить быстрое перемещение движущихся механизмов с малым усилием (при низком давлении) и медленное перемещение этих же механизмов с большим усилием (при высоком давлении).

По способу присоединения панель бывает двух исполнений: трубного (Г53-1) и стыкового (ПГ53-1).

Когда давление в системе превышает величину, на которую настроен предохранительный клапан насоса низкого давления, золотник 3 поднимается вверх и масло от насоса низкого давления через проточки золотника 3 начинает сливаться в бак, благодаря чему снижается потребляемая мощность и уменьшается нагрев масла. Насос высокого давления продолжает подавать масло в систему.

Переливной золотник 11 под действием пружины 10 стремится переместиться вниз. Пока давление масла, действующее на шарик 7, не превышает величины усилия, на которое отрегулирована пружина 8, шарик прижат к седлу 6 и давление в камере б равно давлению в системе. При этом

золотник 11 находится в нижнем (по схеме) положении и проход масла из полости и в камеру ж и далее в бак закрыт. Как только давление масла преодолет усилие пружины 8, шарик отойдет от седла и масло из камеры б через канал а начнет поступать на слив. Так как масло из камеры е в камеру б поступает через отверстие демпфера 5, создается перепад давлений в этих камерах. Золотник 11 поднимается вверх (по схеме), полость и сообщается с камерой ж и масло из полости и поступает на слив. Подъем золотника происходит до тех пор, пока давление в камерах е и к не уравнивает давление в камере б и усилие пружины 10.

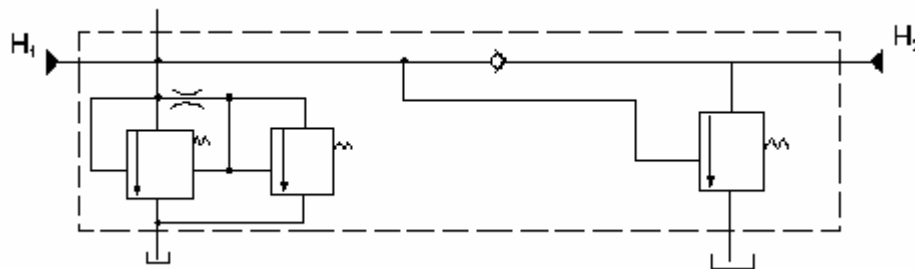
Если сила давления на седло 6 со стороны камеры б меньше усилия пружины 8, шариковый клапан закрывается и не пропускает масло на слив. При выравнивании давления в камерах б, е и к золотник 11 под действием пружины 10 опускается и перекрывает слив масла в бак,

Масло от насоса низкого давления подводится к полости в. Пока давление в системе не превысит давления настройки клапана низкого давления, золотник 3 находится в нижнем (по схеме) положении. Масло, подаваемое насосом, не имея другого выхода, отжимает золотник 4 вверх и проходит в систему через полость в и камеры д и г. Как только давление в системе преодолет усилие пружины 2, золотник 3 поднимется, соединив полость в со сливом. Давление, развиваемое насосом низкого давления, упадет почти до нуля, а давление в системе насоса высокого давления сохранится, так как золотник 4 отожмется вниз и разъединит камеры д и г.

Высокое давление в гидросистеме регулируется винтом 9. Регулировка давления насоса низкого давления осуществляется винтом 1.

При необходимости можно разгрузить от давления оба насоса. Для этого следует соединить камеру б через канал л и дополнительный управляющий распределитель с баком. При этом золотник 11 поднимется и масло от насоса высокого давления через полость и и камеру ж будет сливаться в бак. Масло от насоса низкого давления будет тоже сливаться в бак через полость в, камеры д, г, полость и и камеру ж.

Интервал регулировки низкого давления 0,5—4,0 МПа, а высокого давления — 1,0—6,3 МПа.



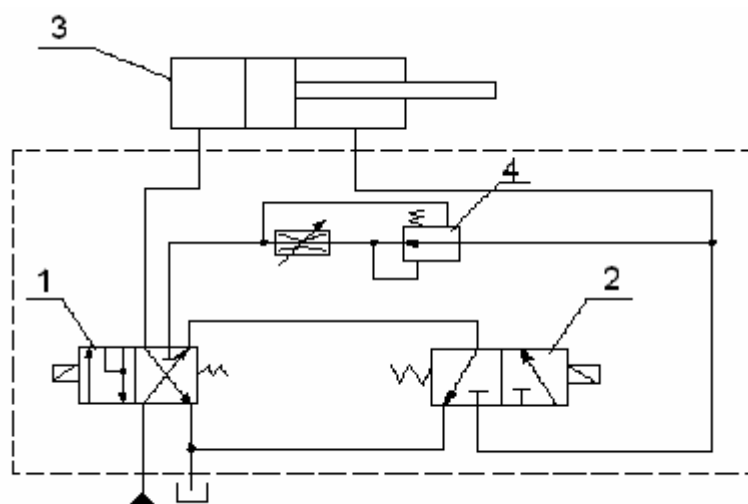


Рис. 69. Панель управления силовой головки агрегатного станка

Силовая головка осуществляет три перехода: быстрый подвод, рабочий ход и быстрый отвод в исходное положение (рис. 69).

Быстрый подвод – распределитель 1 (левое положение), распределитель 2 (правое положение). Масло от насоса поступает в безштоковую полость гидроцилиндра 3, а из штоковой полости направляется в бак.

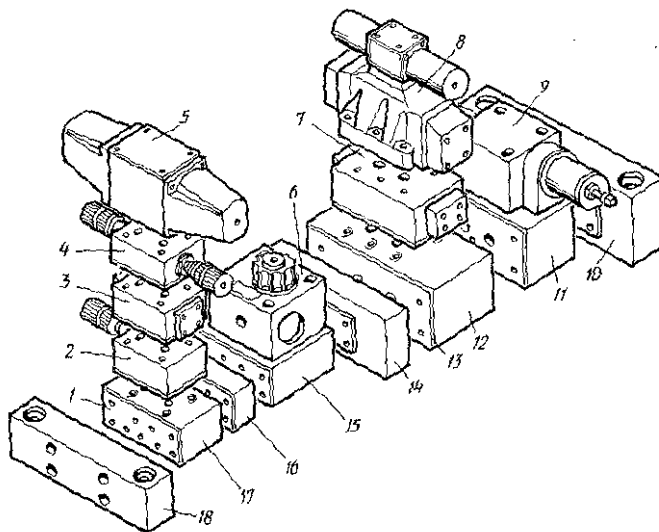
Рабочий ход – распределитель 2 (левое положение). Масло из штоковой полости через регулятор расхода 4 и распределитель 1 направляется в бак.

Быстрый отвод – распределитель 1 (правое положение), распределитель 2 (правое положение). Масло от насоса через распределитель 1 и распределитель 2 поступает в штоковую полость гидроцилиндра 3, а из безштоковой полости через распределитель 1 направляется в бак.

12. ГИДРОАППАРАТУРА МОДУЛЬНОГО МОНТАЖА

Рис. 70. Модульный монтаж гидроаппаратуры:

1 – уплотнительная плита с $D_y=10$ мм; 2 – предохранительный клапан (10мм); 3 – гидрозамок (10мм); 4 – дроссель с обратным клапаном (10мм); 5 – распределитель (10мм); 6 – регулятор расхода (10мм); 7 – гидрозамок (10мм); 8 – распределитель (20мм); 9 – клапан давления (20мм); 10 – крепёжная плита (20мм); 11,12,15,17 – монтажные плиты (10\20мм); 13 – уплотнительная плита (20мм); 14 – переходная плита (10\20мм); 16 – промежуточная плита (10мм); 18 – крепёжная плита (10мм).



Аппараты модульного монтажа (рис. 70) имеют две стыковые плоскости с одинаковыми координатами присоединительных отверстий, расположенных сверху и снизу корпуса. Это позволяет устанавливать различные аппараты один на другой, т. е. в пакет, замыкаемый сверху распределителем, плитой связи или плитой-заглушкой. Пакет устанавливается на монтажной плите, которая имеет сверху отверстия для крепления пакета и подвода жидкости к нему, снизу — отверстия для подключения трубопроводов, связывающих пакет с насосной установкой или гидродвигателем, и сбоку — сквозные горизонтальные каналы для соединения с другими плитами. В горизонтальном направлении монтажная плита может быть связана с крепежными, промежуточными или переходными плитами, а также с монтажными плитами других типов (в том числе для установки аппаратов стыкового присоединения). При необходимости между плитами могут устанавливаться заглушки, перекрывающие отдельные горизонтальные каналы, а в случае, если эти каналы должны соединяться между собой, используются промежуточные в имеющие поперечные отверстия между соответствующими горизонтальными каналами. Уплотнение соединений плит и аппаратов обеспечивается круглыми резиновыми кольцами, расположенными в уплотнительных плитах. Крепление пакетов к монтажной плите или плит между собой осуществляется сквозными стяжками; существует исполнение, позволяющее соединять соседние плиты между собой.

В системах монтажа модульной гидроаппаратуры с помощью функциональных блоков типа БФ пакеты модульных аппаратов или

отдельные аппараты стыкового присоединения устанавливаются на боковых сторонах блоков, собранных в вертикальный столбик.

Применение аппаратов модульного монтажа упрощает изготовление гидроприводов, позволяет предельно сократить число трубопроводов, открывает широкие возможности для модернизации оборудования. Вместе с тем, аппараты модульного монтажа имеют большое число уплотнительных стыков; в ряде случаев их технические характеристики ниже, чем у стыковых аппаратов; ограничена их номенклатура; требуется применение специальных стяжек из стали с $d_s \geq 1000$ МПа. Для уплотнения стыков аппаратов с $D_y = 6$ мм используются кольца 009-012-19-2-2, а стыков аппаратов с $D_y = 10$ мм – кольца 012-016-25-2-2 (ГОСТ 9833-73).

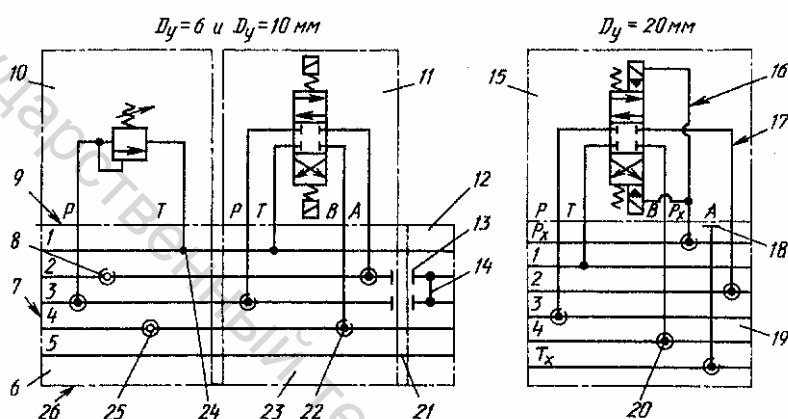


Рис. 71. Условные обозначения в схемах модульного монтажа:

1 — сливная линия T; 2,4—линии подвода к потребителям A и B; 3— напорная линия P; 5—дополнительная сливная линия; P_x, T_x — линии управления; 6, 19, 23— монтажные плиты; 7— стыковая поверхность монтажной плиты; 8 — резьбовое отверстие на нижней плоскости (для присоединения трубопровода), закрытое пробкой; 9 — поверхность монтажной плиты под установку аппаратов 10, 11, 15— аппараты, установленные на монтажных плитах; 12 - промежуточная плита; 13 — заглушка, установленная в линии; 14 — соединение линий в промежуточной плите; 16 — линия управления; 17— основная линия; 18 — заглушка между монтажной плитой и аппаратом; 20 — отверстие в плите, соединенное с аппаратом и открытое со стороны нижней плоскости; 21 — соединение линий между собой; 22— отверстие в плите, соединенное с аппаратом и закрытое пробкой со стороны нижней плоскости; 24 — отверстие на поверхности 9 монтажной плиты для присоединения аппарата; 25 — открытое резьбовое отверстие со стороны нижней плоскости; 26—нижняя плоскость монтажной плиты.

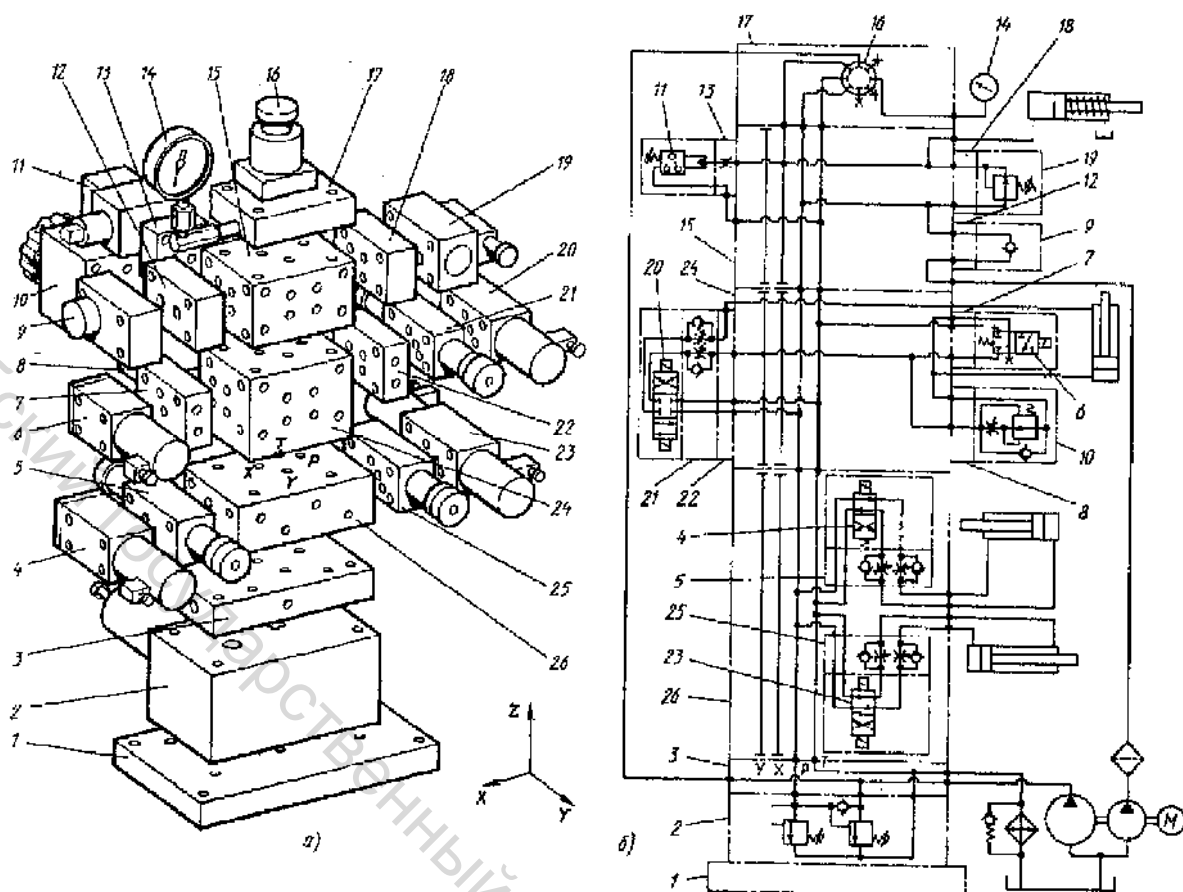


Рис. 72. Конструкция (а) и схема (б) гидропривода с использованием унифицированных функциональных блоков типа БФ:

1, 3—плиты блока подвода; 2—гидропанель разделительная; 4, 6, 20, 23—распределители; 5, 21, 25—сдвоенные дроссели с обратными клапанами; 7, 8, 12, 13, 18 и 22—БФП; 9—обратный клапан; 10—регулятор расхода; 11—реле давления; 14—манометр; 15, 24—СММ; 16—переключатель манометра; 17—плита блока переключателя манометра 19—редукционный клапан; 26—БФР

13. ГИДРОАПАРАТУРА ВСТРАЕМОГО ИСПОЛНЕНИЯ

Гидравлические аппараты встраиваемого исполнения, как правило, не имеют корпуса; потребитель монтирует эти аппараты в монтажных гнездах блока, который может использоваться также для монтажа аппаратов стыкового присоединения. Аппараты встраиваемого исполнения применяются чаще всего в гидросистемах с большими расходами и давлениями рабочей жидкости; их использование позволяет создавать компактные управляющие механизмы с низким уровнем потерь давления и утечек благодаря наличию запорных элементов с коническими уплотняющими поверхностями.

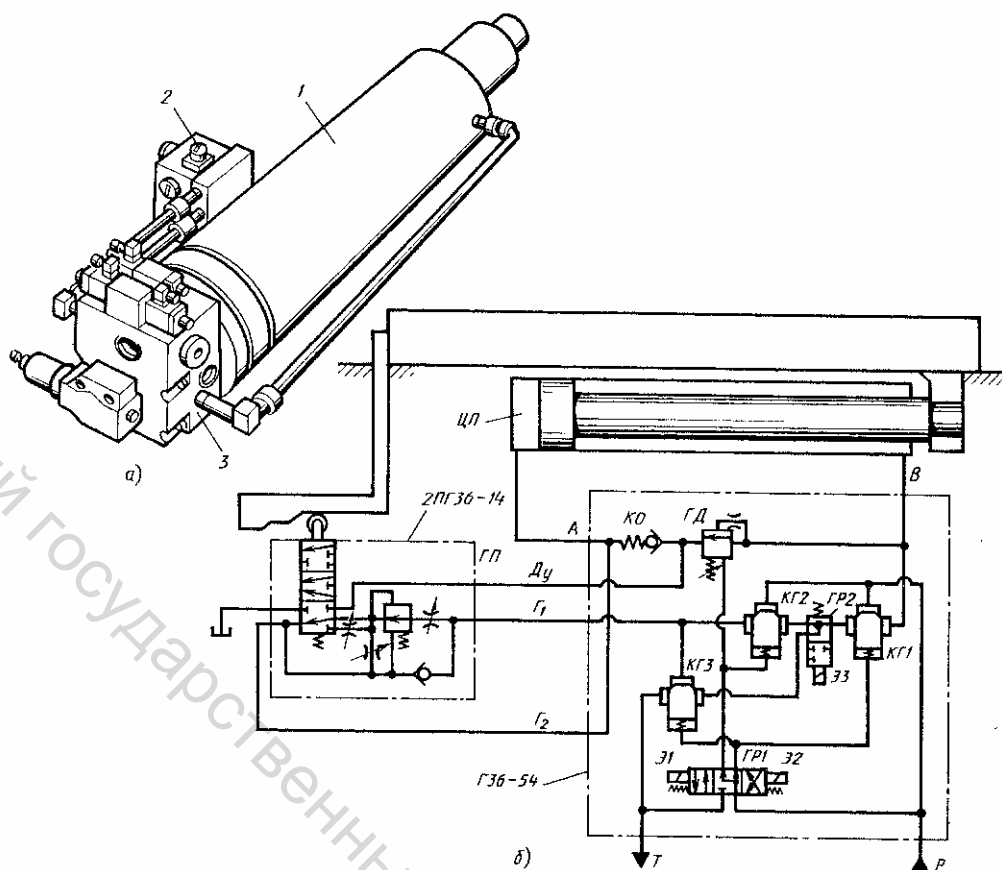


Рис. 73. Гидроблок Г36-54

Гидроблок Г36-54 (рис. 73) содержит три гидроуправляемых клапана КГ1 – КГ3 встраиваемого исполнения, встраиваемый обратный клапан КО, гидроклапан давления ГД, гидрораспределители ГР1 и ГР2 типа ВЕ6. При отключенных электромагнитах Э1 – Э3 клапаны КГ1 – КГ3 и ГД заперты, и силовой стол неподвижен. Одновременным включением электромагнитов Э1 и Э3 реализуется режим БП, при котором полости управления клапанов КГ2 и ГД соединяются со сливной линией, и поток масла в гидроприводе проходит следующим образом:

Когда кулачок, установленный на рабочем органе, воздействует на золотник ГП, поток масла, поступающего в цилиндр плавно прикрывается, а клапан КО с усиленной пружиной обеспечивает эффективное торможение рабочего органа. В конце переходного процесса БП — 1РП золотник ГП соединяет Д_у со сливной линией, КО запирается и ЦП включается по обычной схеме. В нижнем положении золотника ГП реализуется тонкая рабочая подача 2РП.

В режиме БО одновременно включаются электромагниты Э2 и Э3, открываются клапаны КГ1 и КГ3, и поток масла проходит так:

$$P - KГ1 - B - \overline{ЦП} \setminus ЦП - A - Г_2 - ГП - Г_1 - KГ3 - T.$$

В исходном положении электромагниты выключаются (при недостаточной эффективности торможения ЭЗ может отключаться с некоторой задержкой). Возможные утечки через клапаны КГ1 и КГ2 отводятся в сливную линию через ГР2, что исключает возможность сползания ЦП из исходного положения. Гидроблок 3 (рис 73, а) монтируется непосредственно на задней крышке цилиндра 1 и вместе с гидропанелью 2 типа ПГ36-1 образует комплектный узел.

14. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИВОДА

УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОЧИСТКИ МАСЛА

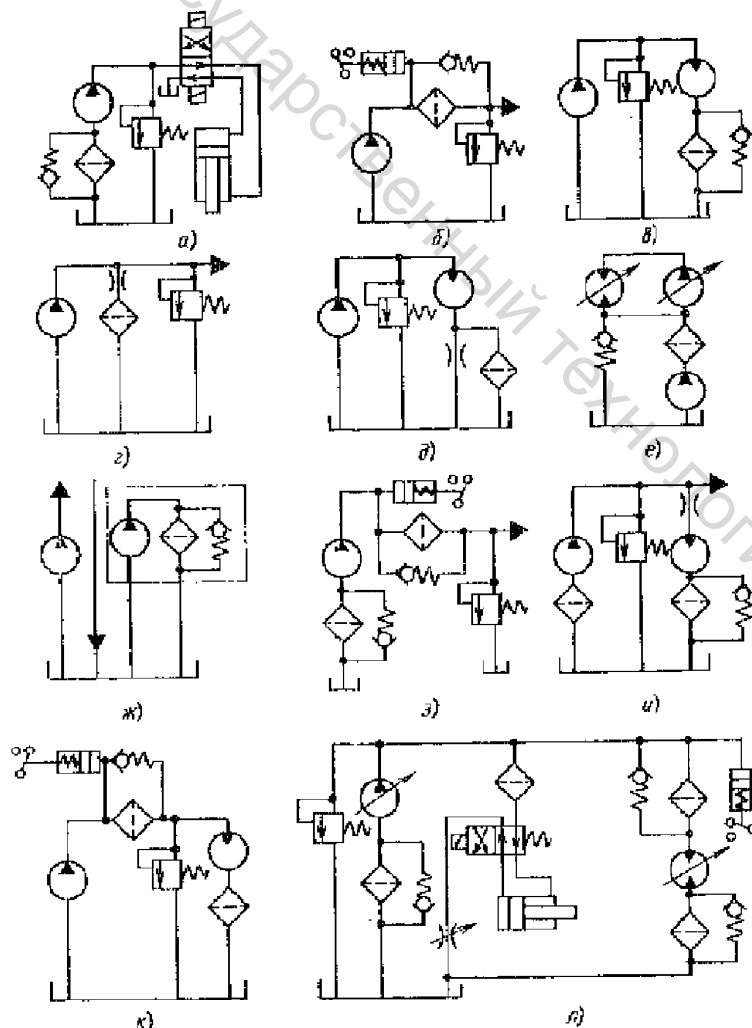


Рис. 74. Схемы установки фильтров в гидросистеме

Фильтры обеспечивают в процессе эксплуатации гидропривода необходимую чистоту масла, работая в режимах полнопоточной (рис. 74, а - в) или пропорциональной (г-ж) фильтрации во всасывающей, напорной или сливной линиях гидросистемы. Фильтры могут оснащаться средствами визуальной или электрической индикации загрязненности, а также перепускным клапаном. Наличие последнего позволяет защитить фильтроэлемент от разрушений, однако часто приводит к опасному заблуждению -

уверенности эксплуатационников в чистоте гидросистемы в то время, как фильтр практически не работает. Поскольку фильтр эффективно защищает лишь элемент гидросистемы, установленный не посредственно после него

(остальные элементы защищены частично), схемы фильтрации обычно содержат комбинацию фильтров, устанавливаемых на разных линиях гидросистемы: всасывающей и напорной (рис. 74, з); всасывающей и сливной (и); напорной и сливной (к); всасывающей, напорной и сливной (л).

АППАРАТЫ И ПРИБОРЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ДАВЛЕНИЯ

К этой группе устройств относятся реле давления, манометры и переключатели для них. Реле давления контролируют уровень давления масла в гидросистеме, подавая электрический сигнал при повышении или понижении давления (в сравнении с величиной, на которую настроено реле). Манометры служат для визуального контроля давления. Если манометр подключить на прямую, колебания давления и гидравлические удары быстро выводят его из строя, поэтому между манометром и гидролинией целесообразно устанавливать демпферы и специальные переключатели, соединяющие манометр с гидролинией только в моменты измерения давления. Применение многопозиционных переключателей позволяет с помощью одного манометра контролировать давления в нескольких линиях гидросистемы.

ТЕПЛООБМЕННИКИ

Наиболее радикальным способом борьбы с разогревом рабочей жидкости является исключение дроссельных потерь мощности в гидроприводе, однако практически полностью этого сделать никогда не удаётся, и искусство разработчика заключается в их минимизации. Поскольку допустимая температура масла ограничивается обычно величиной 55°C, возникает задача охлаждения рабочей жидкости. При ограниченном тепловыделении нормальный тепловой режим может быть обеспечен за счет выбора необходимой вместимости бака, однако с ростом дроссельных потерь мощности требуемая вместимость бака резко возрастает (например, при потерях мощности 2 кВт - не менее 400 л), поэтому становится целесообразным использование устройств искусственного охлаждения — теплообменников.

В станкостроении получила распространение воздушные и водяные теплообменники, реже — хладоновые холодильные машины. Эффективность работы первых двух возрастает при увеличении разности температур между маслом и охлаждающей средой, поэтому определенный перегрев масла неизбежен. При $\Delta t = 35^\circ\text{C}$ воздушные теплообменники способны рассеивать до 3 – 4 кВт мощности. Водяные теплообменники имеют существенно большую рассеивающую способность, однако при их использовании требуется подвод к баку воды и канализации, происходит большой расход воды и не исключена опасность попадания воды в масло. Хладоновые холодильные машины способны поддерживать заданную температуру с высокой точностью. Однако имеют ограниченное теплорассеивание и трудоемки в техобслуживании.

БЛОК ПОДГОТОВКИ ВОЗДУХА

Кондиционирование воздуха для подачи его в пневмосистему станков обычно осуществляется посредством блока подготовки воздуха (рис. 75). Наибольшее распространение в качестве фильтров-влажнителей ФВ получили устройства центробежного типа, в которых твёрдые частицы, капли воды и масла, находящиеся в потоке сжатого воздуха, поступающего в входное отверстие 1, закручиваются по спирали крыльчаткой 2 и отбрасываются на внутренние стенки резервуара 3. Под крыльчаткой

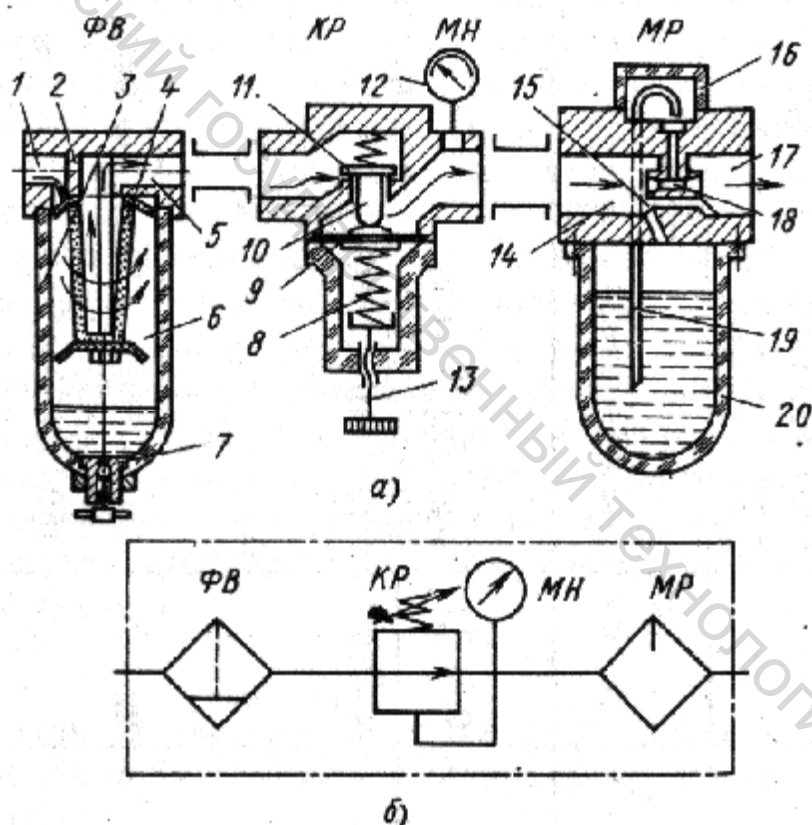


Рис.75. Функциональная (а) и принципиальная (б) схема блока подготовки воздуха

находится керамический фильтр 4, через который поток очищенного воздуха направляется в выходное отверстие 5. Отражатель 6 перегораживает внутреннюю полость резервуара и предотвращает захват влаги, скопившейся на дне резервуара, потоком сжатого воздуха. Уровень конденсата в резервуаре 3 контролируется визуально, и по мере его накопления он удаляется вручную с помощью устройства 7.

Для регулирования и стабилизации давления в пневмосистеме станка в составе блока подготовки воздуха используют редукционные пневмоклапаны КР, для обеспечения нормальной работы которых давление на выходе клапана должно быть меньше давления в цеховой пневмосети. В редукционном клапане давление пружины 8 уравнивается давлением сжатого воздуха, действующего на мембрану 9. Если давление на выходе падает ниже заданной величины, то указанное равновесие нарушается, мембрана 9 прогибается и через толкатель 10 отжимает клапан 11, увеличив проходное отверстие для воздуха и компенсируя тем самым падение давления на выходе. Настройку редуцированного давления осуществляют регулировочным винтом 13, а контроль выполняют по манометру 12. Для смазывания трущихся пар пневматических устройств и предохранения их внутренних поверхностей от коррозии наибольшее распространение

получили маслораспылители МР, у которых смазочный материал в пневмосистему подается в виде аэрозолей. Поток воздуха, подведенный к отверстию 14 маслораспылителя МР, делится на две части: 1) проходящую по каналу 15 к выходному отверстию 17; 2) проходящую по каналу эжектирующего сопла 18, на выходе которого происходит местное понижение давления вследствие увеличения скоростного напора. Это снижение давления вызывает всасывание масла по трубке 19 из резервуара 20, которое в виде капель поступает в камеру, образованную прозрачным колпачком 16, а оттуда направляется через отверстия в корпусе в поток проходящего сжатого воздуха.

Отработанный воздух удаляется в атмосферу через глушители шума типа П-ГП:



УПЛОТНЕНИЯ

Уплотнения станочных гидроприводов должны быть достаточно герметичными, надёжными, удобными для монтажа, создавать минимальный уровень трения, иметь небольшие размеры, низкую стоимость и совместимость с рабочей средой.

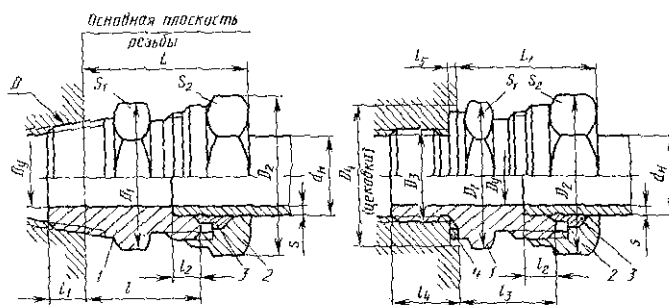
Виды: - кольца резиновые уплотнительные круглого сечения по ГОСТ 9833-79;

- уплотнения шевронные резинотканевые для гидравлических устройств по ГОСТ 22704-77;
- манжеты уплотнительные резиновые для гидравлических устройств по ГОСТ 14896-84;
- манжеты армированные для валов по ГОСТ 8752-79;
- кольца поршневые из чугуна СЧ20;
- грязесъёмники резиновые по ГОСТ 24811-81.

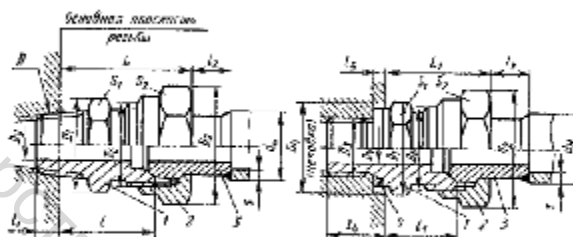
ТРУБОПРОВОДЫ

В станочных гидроприводах применяют стальные бесшовные холоднодеформируемые трубы по ГОСТ 8734-75, стальные прецизионные трубы по ГОСТ 9567-75, медные трубы по ГОСТ 18475-82, латунные трубы по ГОСТ 494-76 и рукава высокого давления по ГОСТ 6286-73.

Для монтажа трубопроводов используют соединения с развальцовкой, шаровым ниппелем, врезающимся кольцом, а также разборные соединения для рукавов.



Соединения концевые ГОСТ 791-26 — 78



1 — илгуцер (угольник); 2 — гайка нахлупная; 3 — шпилькой выщел; 4, 6 — прокладкы; 5 — гайка устанавленна

Рис. 76. Соединения концевые

Гидролинией называются устройства, предназначенные для прохождения рабочей жидкости от одного гидроагрегата к другому в процессе работы объёмного гидропривода. В гидроприводе линии разделяются на всасывающие (до насоса), напорные (от насоса до двигателя), сливные (от двигателя до бака), управления (к устройствам управления и регулирования) и дренажные (для слива утечек в бак).

Гидролинии выполняются либо в виде трубопровода, либо в виде каналов, выполненных в корпусах агрегатов (устройств).

Расчёт труб и каналов сводится к расчёту диаметра, расчёту потерь давления в гидролиниях и расчёту на прочность.

Внутренний диаметр трубы или канала

$$d_p = 2 \sqrt{\frac{Q}{p \cdot v_d}}, \text{ где} \quad (13.1)$$

Q — величина расхода рабочей жидкости; (л/мин)

V_d — скорость движения рабочей жидкости (м/мин)

для всасывающей $\leq 1.5 \text{ м/с}$;

для напорной $\leq 6 \text{ м/с}$;

для сливной $\leq 2 \text{ м/с}$;

для управления $\leq 5 \text{ м/с}$.

Потери давления по длине трубопровода

$$\Delta p = 0.8(n \cdot Q \cdot Z / d^4), \quad (13.2)$$

(ламинарное течение $Re_{кр}=2100\div 2300$)

где n – вязкость масла, сСт;

Q – расход, л/мин;

Z – длина трубопровода;

d – диаметр (внутренний) трубопровода;

$$\Delta p = 7.85(ZQ^2 / d^5), \quad (13.3)$$

(для турбулентного режима течения жидкости)

Расчёт на прочность

$$d = \frac{pd}{2s_d}, \quad (13.4)$$

где p – max давление; s_d – допускаемое напряжение на разрыв.

А) Для монтажа медных или стальных тонкостенных труб с развальцовкой применяются присоединения прямые концевые (с91-10), угловые концевые (с91-20) и тройниковые концевые (с91-30), а также соединения промежуточные тройниковые (с91-40) и прямые (91-50);

Б) пайка (сварка);

В) по внутреннему конусу;

Г) с врезающимся кольцом;

Д) фланцевое соединение.

15. ГИДРОСТАНЦИИ

Насосные установки — это совокупность из одного или нескольких насосных агрегатов и гидробака, конструктивно оформленных в одно целое. Как правило, насосные установки комплектуются гидроаппаратурой, манометрами и кондиционерами рабочей среды (фильтрами, маслоохладителями). Вместимость и конструкция насосной установки оказывают существенное влияние на тепловой режим гидропривода. При выборе вместимости бака следует учитывать количество масла, поступающего в гидросистему, во избежание чрезмерного падения уровня при заполнении цилиндров, аккумуляторов и т. п. Объем масла не должен превышать 80 — 90% полного объема бака для компенсации теплового расширения масла и улучшения условий отделения воздуха (деаэрации). эффективность деаэрации повышается путем установки между всасывающим и сливным отсеками перегородки, высота которой составляет 2/3 от минимального уровня масла, а также наклонной сетки (ниже уровня масла) с размерами ячеек 0,3 мм под углом 30° к поверхности масла (уклон в сторону сливного отсека). После сварки и отливки внутренняя поверхность бака должна очищаться до металлического блеска и окрашиваться маслостойкой краской, желательно светлого тона (например, типа ЭМХВ-238, кремовый IV.M).

Для увеличения поверхности охлаждения и облегчения слива масла дно бака должно располагаться на расстоянии не менее 100 мм от пола и иметь уклон; в нижней части располагается сливное отверстие. В баке рекомендуется иметь люки размером не менее 200×200 мм для осмотра и очистки внутренней полости; верхнюю крышку следует выполнять достаточно жесткой для закрепления гидроагрегатов. Маслоуказатель должен иметь отметки предельно допустимых уровней, а внутренняя полость сообщаться с атмосферой только через воздушный фильтр. Подключение трубопроводов удобно осуществлять через расположенную на насосной установке панель с гидроаппаратурой. Глубина погружения сливных и дренажных трубопроводов должна быть не менее четырех-пяти их диаметров, а расстояние от конца трубопроводов до дна бака — не менее двух их диаметров. Концы трубопроводов должны иметь срез под углом 45° для снижения скорости потока на выходе с целью уменьшения

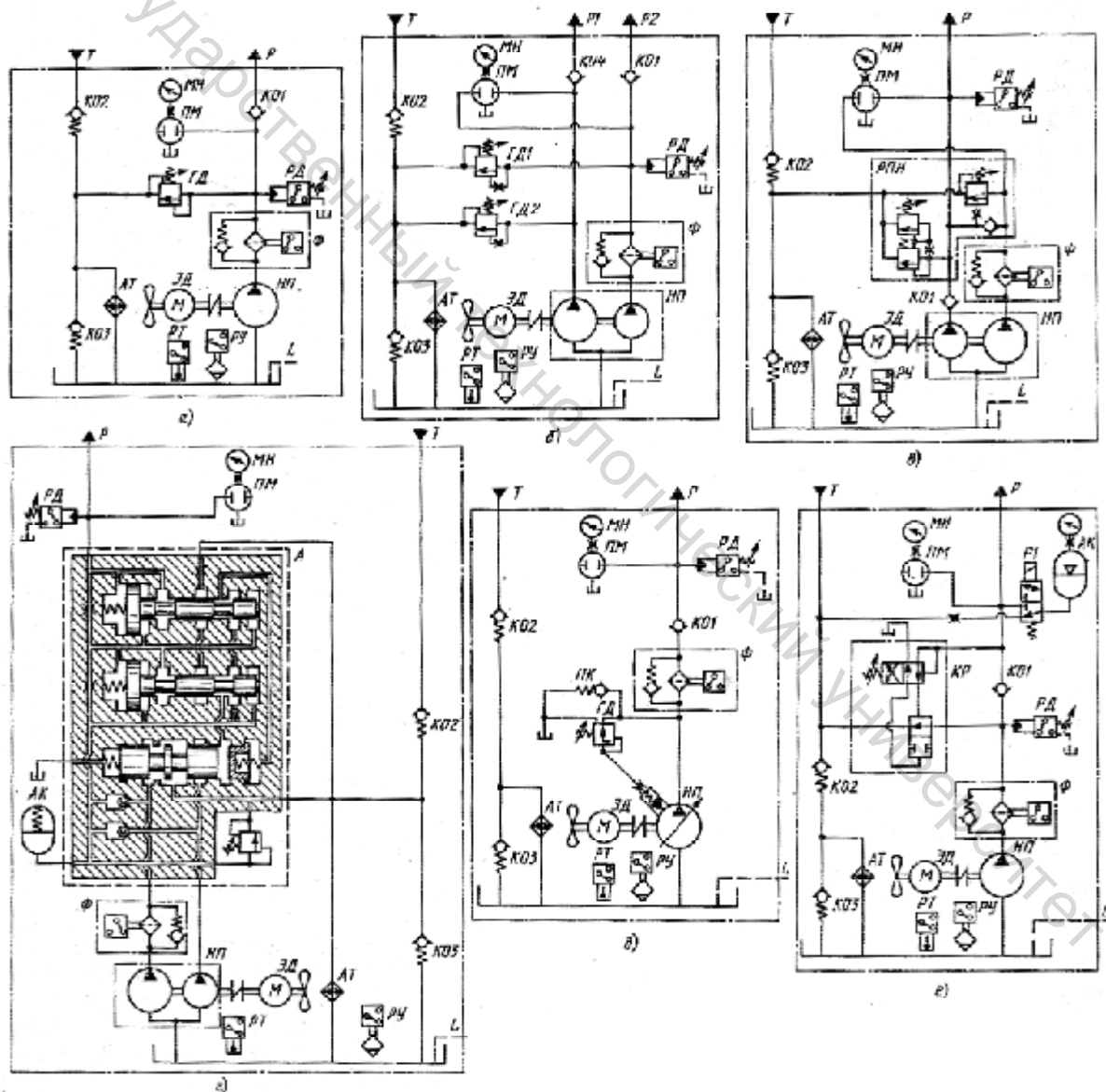


Рис. 77. Гидравлические схемы насосных установок типов Г48-1 (а), Г48-2 (б), Г48-3 (в), Г48-4 (г), Г48-5 (д) и Г48-6 (е)

перемешивания масла с воздухом и оседающими на дне частицами загрязнений. Аналогичные рекомендации должны выполняться и для всасывающих трубопроводов, так как их недостаточное погружение может привести к подосу воздуха через воронку, образующуюся на поверхности масла в баке. Учитывая, что насосная установка обычно располагается рядом со станком, желательно гидравлические аппараты, заливочную горловину (с сеткой 80 – 160 мкм), фильтр, манометр, маслоуказатель, люк для очистки, сливное отверстие располагать с одной стороны.

16. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Станочные гидроприводы можно классифицировать по давлению, способу регулирования, виду циркуляции, методу управления и контроля.

По давлению различают гидроприводы низкого (до 1,6 МПа), среднего (1,6 — 6,3 МПа) и высокого (6,3 — 20 МПа) давлений. Первые применяются главным образом в станках для чистовой обработки (шлифовальных, расточных), где нагрузки незначительные и требуется низкий уровень колебаний давления. Приводы среднего давления мощностью до 20 кВт применяются наиболее часто, обеспечивая высокие жесткость и точность; их преимущество — возможность использования дешевых пластинчатых и шестеренных насосов. Приводы высокого давления на базе поршневых насосов применяют главным образом в мощных протяжных и строгальных станках для получения большой выходной мощности при ограниченных размерах гидродвигателей.

Скорость выходного звена объемного гидропривода может изменяться регулирующими гидромашинами (насос, мотор) в гидроприводах с *объемным регулированием* или с помощью аппаратов, регулирующих расход масла, в гидроприводах с *дрессельным регулированием*. Первый способ более экономичен однако в этом случае требуются регулируемые гидромашины, которые сложны по конструкции, более дороги и, как правило, менее долговечны по сравнению с нерегулируемыми. Быстродействие гидроприводов с *объемным регулированием* ограничивается временем, необходимым для изменения подачи насоса или рабочего объема гидромотора, которое может составлять несколько десятых долей секунды. При *дрессельном* способе регулирования в гидросистеме устанавливается регулируемое гидравлическое сопротивление (дрессель или регулятор расхода), которое ограничивает расход масла, поступающего к гидродвигателю. При этом потеря давления в дресселе, равная 1 МПа, вызывает разогрев вытекающего из него потока масла на 0,6 °С. Однако в этом случае не требуются регулируемые насосы и можно существенно повысить быстродействие привода. Дрессельное регулирование применяется в приводах мощностью не более 3 - 5 кВт. Сокращение потерь энергии и одновременно высокое быстродействие можно получить в гидроприводах с

объемно регулированием в которых регулируемые гидромашины (чаще всего насосы) применяются вместе с аппаратами, регулирующими расход масла.

Наибольшее применение в станкостроении получили гидроприводы с *разомкнутой циркуляцией*, в которых масло из бака всасывается насосом и из гидросистемы вновь сливается в бак. В гидроприводах с замкнутой циркуляцией масло, сливающееся из гидросистемы, поступает непосредственно во всасывающую линию насоса, куда также подключены напорная линия насоса подпитки и подпорный клапан, регулирующий давление во всасывающей линии. В приводах с замкнутой циркуляцией основной насос может быть несамовсасывающим. При применении реверсивного насоса возможен реверс гидродвигателя без направляющих распределителей. Однако использование замкнутой циркуляции требует применения цилиндров с равными (или близкими) рабочими площадями, так как в противном случае подача насоса подпитки может оказаться недостаточной для компенсации разности потоков — нагнетаемого в гидросистему и возвращающегося из нее.

По методу управления и контроля различают гидроприводы *циклового управления* (с контролем по пути, давлению или времени), а также гидроприводы со *следящим, адаптивным* или *программным управлением*. При наиболее простом и надежном циклоном управлении с контролем по пути команда на выполнение очередного перехода цикла обработки поступает от средств путевого контроля реализации предыдущего перехода (с помощью путевых распределителей, распределителей с электроуправлением от конечных выключателей или датчиков положения рабочих органов). При контроле по давлению режимы движения переключаются с помощью гидроклапанов давления или по командам, поступающим от реле давления. Этот метод часто применяется при работе по жестким упорам, в зажимных механизмах, системах контроля перегрузок и т. п. Надежность этого метода ограничена в связи с возможностью ложных срабатываний реле давления при наличии гидроударов и пиков давления в гидросистеме. Контроль по времени применяется сравнительно редко, главным образом в случаях, когда определенное время осуществления того или иного перехода цикла оговаривается технологическим процессом обработки.

Конструкция гидропривода и его основные параметры определяются типом станка, для которого он предназначен, поэтому разработка гидропривода должна начинаться с анализа технического задания (ТЗ). Этот документ составляется ведущим разработчиком станка и содержит его общее описание, включая механическую часть, электрические и гидравлические узлы (функционально) с предварительной компоновкой на станке гидродвигателей, насосной установки, а также указанием возможных мест размещения гидроаппаратуры. В ТЗ приводятся методы управления и контроля, требуемые блокировки, нагрузочные характеристики и режимы снижения (перемещения скорости, ускорения, пути торможения и разгона) каждого рабочего органа, циклограммы рабочего цикла станка, необходимые

средства диагностики технического состояния, основные требования надежности, а также, при необходимости, другие сведения (точности, дискретности перемещений, жесткость, вибрации, шум, качество переходных процессов, температура масла, точность гидравлического уравнивания, возможности регулировок, необходимость остановок гидродвигателей в промежуточных положениях, время выстоя и др.).

Специалист-гидравлик вместе с ведущим разработчиком конкретизирует и уточняет ТЗ с учетом специфики гидропривода. В частности, анализируются и согласовываются варианты размещения гидрооборудования. Для удобства обслуживания и без опасности наружных утечек удобно располагать гидроаппаратуру непосредственно на панели (или в шкафу) насосной установки, однако в этом случае между установкой и станком появляется большое число трубопроводов. Для сложных гидросистем бывает целесообразнее сгруппировать гидроаппараты на гидропанелях по функциональному назначению, расположить гидропанели вблизи исполнительных органов и связать с насосной установкой напорной, сливной и дренажной линиями.

Далее специалист-гидравлик анализирует различные варианты принципиальной гидросхемы. При этом решаются вопросы техники безопасности, в том числе при различных нарушениях в работе гидрооборудования (случай падения давления, сгорание обмотки электромагнита, засорение малых отверстий и т. п.); вводятся блокировки, исключающие возможность несовместимых движений, падения вертикально расположенных рабочих органов, включения движений при отсутствии смазки и т. п.; обеспечивается необходимый минимум регулировок.

Особое внимание уделяется сокращению энергетических потерь. Обычно в гидросистемах станков температура масла не превышает 55°C и лишь в простейших гидроприводах, к стабильности работы которых не предъявляется высоких требований, может достигать 70 °C. Поддержание теплового режима гидропривода, в котором имеются значительные потери мощности вследствие дросселирования масла, — весьма сложная техническая проблема, требующая существенного увеличения объема бака или применения эффективной системы искусственного охлаждения.

При вычерчивании принципиальной схемы гидропривода все элементы, как правило, изображаются в исходном положении (распределители при отключенных магнитах и т. д.). Каждый элемент должен иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение. Применяемые буквы: А — устройство; АК — аккумулятор; Б — бак; Д — гидродвигатель поворотный; ДП — делитель потока (расхода); ДР — дроссель; ЭМ — гидрозамок; К — клапан; Кд — гидроклапан давления; КО — обратный клапан; КП — предохранительный клапан; КР — редукционный клапан; М — гидромотор; МН — манометр; Н — насос; НА — насос аксиально-поршневой; НП — насос пластинчатый; НР — насос радиально-поршневой; Р — распределитель; РД — реле давления; РИ — регулятор потока (расхода); Ф — фильтр; Ц — цилиндр. В пределах группы элементы могут иметь

порядковые номера, например, P1, P2, P3... . Позиционные обозначения располагаются справа и сверху относительно условно-графического обозначения элемента (см. прил. 2). Расположение графических обозначений элементов и устройств (например, гидропанелей) на схеме должно примерно соответствовать их действительному размещению в изделии. При вычерчивании условных обозначений гидродвигателей рекомендуется придерживаться определенного масштаба (диаметры цилиндров, величина хода и т. п.); то же относится и к другим узлам (аппаратура с различными D_y насосы, фильтры и т. п.). Вблизи гидродвигателей ставятся стрелки с указанием направления действия (например, “зажим”, “фиксация” и др.).

На принципиальной схеме в виде таблицы следует приводить перечень элементов в алфавитном порядке с их позиционным обозначением, наименованием, типом и количеством; в примечании указываются основные параметры (рабочее давление, расход, размеры гидродвигателей, скорости движения и др.). Однотипные элементы (например, распределители P7 — P12) записываются в одну строку. Всем линиям связи присваиваются порядковые номера 1, 2, 3..., как правило, в направлении потока; дренажные линии нумеруются в последнюю очередь. Номера обычно ставятся около обоих концов линий, причем номера соответствующих трубопроводов на схеме соединений, составляемой - разработчиком станка, и принципиальной схеме должны совпадать.

Кроме перечня элементов на принципиальной схеме приводится таблица всех основных движений, реализуемых гидроприводом, с указанием номеров включаемых электромагнитов распределителей.

В разделе “Гидрооборудование” руководства по эксплуатации приводится описание и циклограмма работы гидропривода, типы и параметры комплектующих изделий, регулировочные данные (давления, расходы), тип масла и вместимость гидробака, указания по монтажу и эксплуатации, возможные неисправности гидропривода и способы их устранения. Рекомендуется подробно описывать все возможные неисправности. Давая описание гидропривода и умалчивая о дефектах, рассчитывают на творческий анализ отказа со стороны эксплуатационников, в то время как у последних не всегда хватает для этого квалификации.

В соответствии с ГОСТ 2.124—85 на покупные изделия, которые применяются в разрабатываемых объектах в полном соответствии с требованиями стандартов и технических условий на эти изделия, разрешения на применение не требуется, за исключением изделий, имеющих ограниченное применение. Ответственность за обоснованность и правильность применения покупных изделий несет разработчик объекта.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

- а) содержание и форма задания;
- б) кинематическая схема;
- в) таблица параметров:
 - 1.Номер механизма;
 - 2.Наименование механизма;
 - 3.Наименование функции потребителя;
 - 4.Обозначение потребителя;
 - 5.Количество;
 - 6.Рабочая среда;
 - 7.Давление;
 - 8.Нагружающая сила;
 - 9.Сила передаваемая поршнем (+1 и -1);
 - 10.Сила трения исполнительных механизмов;
 - 11.Диаметр поршня D;
 - 12.Диаметр штока d;
 - 13.Общий ход поршня z;
 - 14.Объем поршневой полосы;
 - 15.Скорость поршня или мотора (+1 и -1);
 - 16.Время хода (+1 и -1);
 - 17.Объем штоковой полосы цилиндра;
 - 18.Расход (+1 и -1);
 - 19.Количество циклов (для одного механизма);
 - 20.Средний расход исполнительного двигателя;
 - 21.Назначение циклов;
 - 22.Примечание.
- г) особые требования (постоянство усилия прижима , управление);
- д) рабочая таблица (описание процесса управления).

ЭТАПЫ И СОДЕРЖАНИЕ РАБОТ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ:

I. Этап (техническое задание).

1.1. Обеспечение функционирования линии (станка) и отдельных механизмов на основе кинематических схем, изготовленных проектировщиком механических систем.

1.2. Режимы регулирования линии (станка) заносятся в рабочие таблицы, а иногда записываются в виде текста. (Размечаются места блоков управления, распределителей, определяются условия блокировки и намечаются пути трубопровода и т.д.)

1.3. Принимая во внимание расположение рабочих и регулирующих элементов, уточняются параметры линии. (Таблицы параметров, расписание их работы — циклограмма).

1.4. Охрана труда.

1.5. Соглашение с проектировщиком механических систем.

1.6. Документация, которая вместе с техническим заданием на разработку является основой для исполнения проекта.

II.Этап

Разработка проекта гидравлики и пневматики, производственная документация (специальные гидро- и пневмо аппараты, пульты, насосные станции, распределение трубопроводов и т. д.).

III.Этап

Испытания (дополнения в исполнительный проект).

IV.Этап

Сдача линии (станка) в эксплуатацию.

17. СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ГИДРО - И ПНЕВМОАВТОМАТИКИ

Для построения дискретных систем управления используется один из разделов математической логики (исчисление высказываний). Истинно-1, ложно-0. Различают простые и сложные высказывания и логические связи: и, или, не или, ... если....то. и т.д.

Сложные высказывания образуются из простых с дополнительными логическими связями.

17.1. СРЕДСТВА ГИДРОАВТОМАТИКИ НА ОСНОВЕ ГИДРОРЕЛЕ

Большинство цифровых гидравлических вычислительных устройств используют разнообразные типы усилительно-преобразующих элементов, называемых обычно гидрореле. Гидрореле бывает клапанного, золотникового, мембранного и струйного типов.

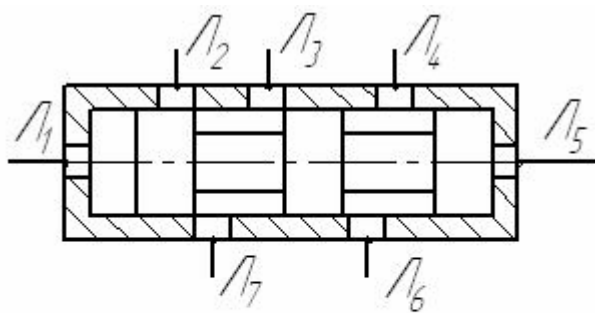


Схема гидрореле с золотниковым распределителем

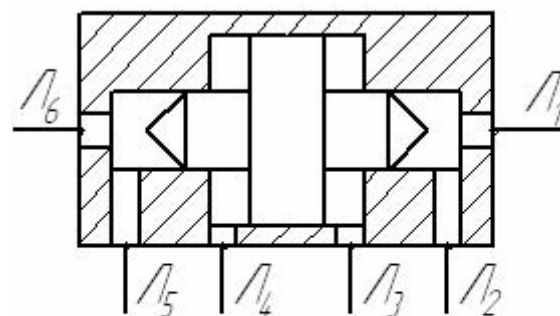


Схема клапанный-поршневого гидрореле

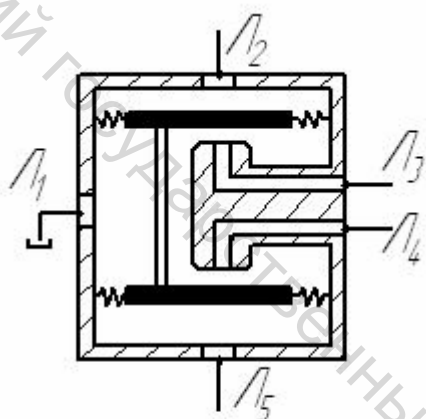


Схема клапанный-мембранного гидрореле

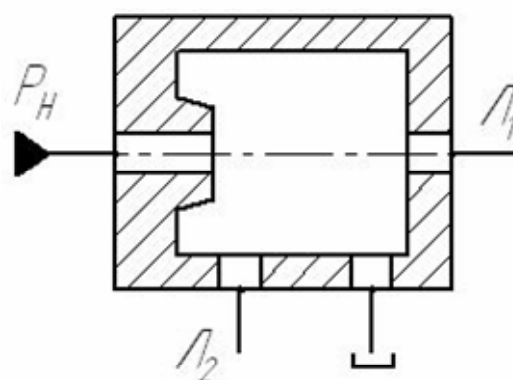


Схема турбулентного струйного гидрореле

Рис. 78. Гидрореле

Как в гидроавтоматике и пневматике все аппараты разделены на три группы элементов:

1. Непрерывной техники: сопротивления (дрессели), детали (объединение постоянного и непрерывного сигнала по мощности), элементы сравнения, задатчики (стабилизация давления).

2. Дискретной техники: реле универсальные.

3. Вспомогательные элементы: ячейка запоминания сигнала, тумблер, конечные выключатели, переключатели, емкости (камеры), фильтры и т. д.

Логические функции:

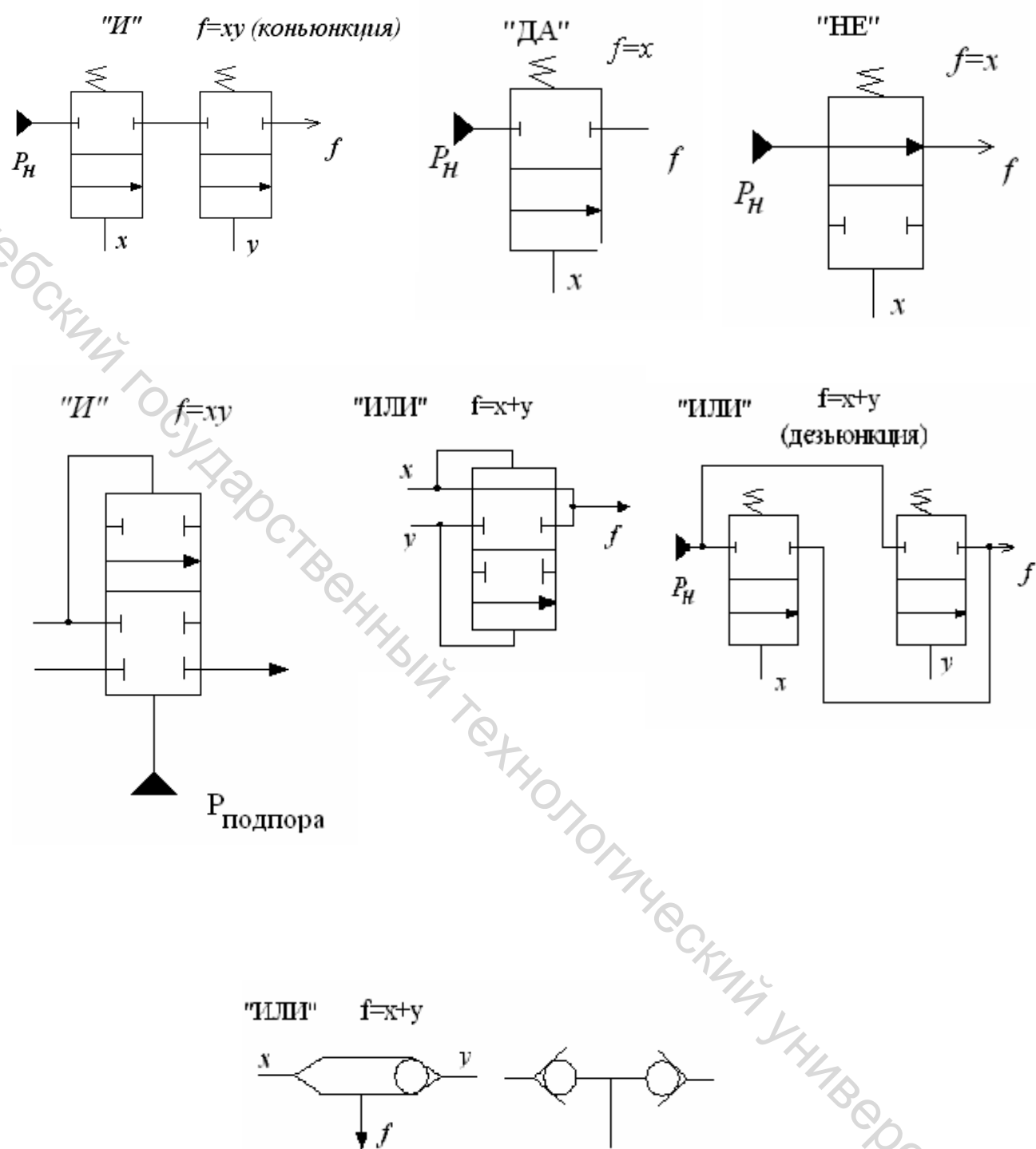


Рис. 79. Гидросхемы логических функций

На основе гидрореле можно создать генератор колебаний:

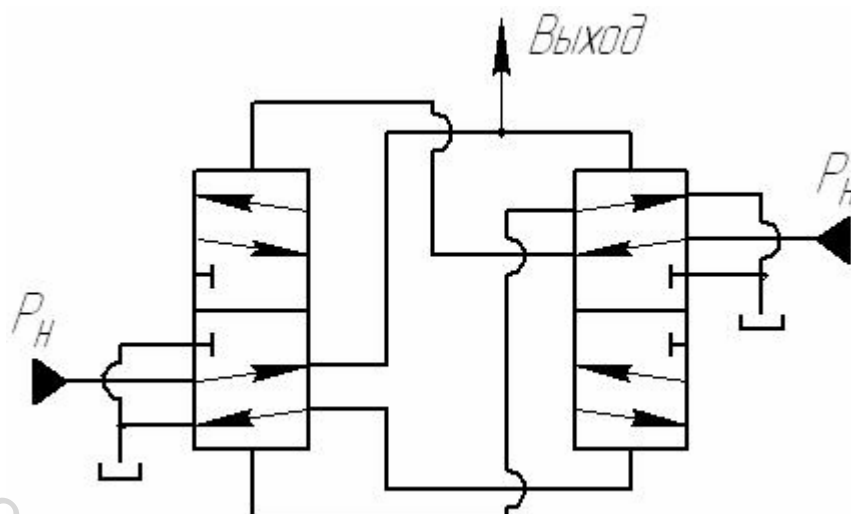


Рис. 80. Триггер

17.2. МЕМБРАННЫЕ И СТРУЙНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПНЕВМОАВТОМАТИКИ

Современная гидропневмоавтоматика успешно решает задачу создания мобильных систем управления станками и технологическими процессами, выполняет различные функции управления, логические и вычислительные операции. Структурно такие системы включают источники питания, исполнительные механизмы, датчики, управляющие устройства, коммуникационные каналы и связи. В качестве рабочего тела используется, как правило, сжатый воздух. Довольно часто устройства, спроектированные для работы на газах, могут работать и на жидкостях.

Пожаро- и взрывобезопасность, надежность и компактность, низкая стоимость, отсутствие сливных линий, быстроедействие, возможность работы при значительных уровнях вибраций и в широком диапазоне температур (200—980°C) характеризуют широкие возможности устройств промышленной пневмоавтоматики.

Внедрение принципов компенсации сил, миниатюризации и элементного построения устройств, применение невысоких рабочих давлений и различных газодинамических эффектов позволили создать унифицированные системы устройств (АУС, УСЭППА, ПЭРА) и новые направления развития пневмоавтоматики (пневмоника, пневмоакустика).

Из всех пневмоэлементов (мембранных, шариковых, золотниковых, струйных) наибольшее применение находят мембранные.

Универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА) представляет собой набор устройств, законченных не конструктивно, а функционально. Элементы выпускаются серийно, входят в систему “Старт”. На их основе создают сложные управляющие устройства

(например, “Автооператор”), работающие совместно с ЭВМ, устройства программного управления станками. Монтаж элементов осуществляется с помощью коммутационных плат, внутри которых расположены линии питания и связи. Элементы имеют коммутационные ножки для крепления, соединения с платой, подключения контрольных приборов.

Устройства УСЭППА разделяют на аналоговые (непрерывного действия) и дискретные. В первую группу входят: пневмосопротивления, пневмоемкости, пневмоповторители, двух- или четырехходовые усилители. (Условные обозначения элементов УСЭППА приведены на рис. 81). В дискретных элементах сигналы на выходе принимают лишь два значения: 0 и 1. Нулю соответствует давление от 0 до 0,02 МПа, а единице — в пределах 0,11—0,14 МПа. В аналоговых элементах сигналы на выходе принимают любые значения в пределах 0—0,14 МПа. В систему УСЭППА входят также элементы управления (пневмокнопки, пневмопневмотумблеры), дискретные преобразователи сигналов, пневмоклапаны.

Основным дискретным элементом является трехмембранное пневмореле (П1Р1), представленное на рис. 82. Реле имеет корпус, образованный четырьмя прямоугольными шайбами, между которыми закреплены упругие плоские мембраны 1, 2, 3. Стянутые винтами 7 кольца и мембраны образуют четыре камеры I—IV. Эффективные площади мембран 1 и 3 равны f ; они меньше площади мембраны 2, равной F . Мембраны связаны по оси жестким

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Пневмолиния входного сигнала		Постоянная емкость	
Пневмолиния выходного сигнала		Переменная емкость	
Линия сброса в атмосферу		Непрерывный повторитель	
Линия питания ($p_0 = 0,14$ Па)		Сосло-заслонка	
Нерегулируемое сопротивление		Мембрана	
Регулируемое сопротивление		Мембранный узел	

Рис. 81. Условные обозначения элементов УСЭППА

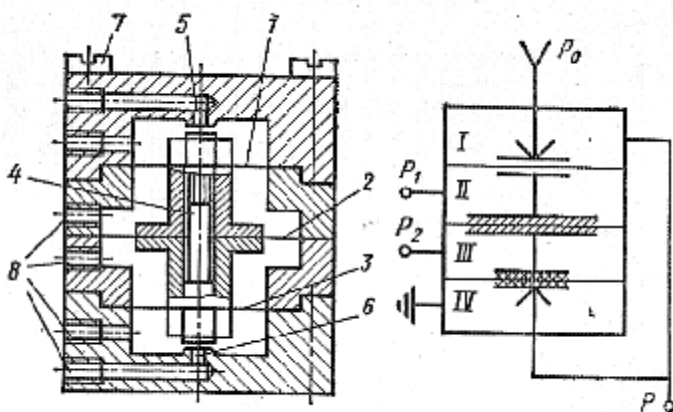


Рис. 82. Трехмембранное пневмореле

центром и представляют собой в комплекте реагирующий орган 4, торцы которого образуют с соплами 5 и 6 пневматические контакты типа сопло-заслонка обратного действия: при замыкании одного контакта другой размыкается. Питание и коммутация камер 1—IV

осуществляются с помощью штуцеров (ножек), вворачиваемых в резьбовые отверстия 8, выполненные в корпусе.

Камеры II—III глухие. Камера IV соединяется с атмосферой, а камера 1 — с соплом 6, обеспечивая при этом положительную обратную связь. Если в рабочие полости 1 и IV подвести давление p_0 , p_1 , p_2 , на мембранах 1, 2, 3 возникнут силы, которые перемещают исполнительный орган. Так, при $P_1 > P_2$ результирующее усилие смещает реагирующий орган вниз. Контакт 6 разрывается а контакт 5 замыкается, при этом изменяется уровень сигнала на выходе.

Для фиксирования заданного положения реагирующего органа в одну из полостей II или III подводится подпорное давление. В камеру II подводится подпорное давление $P_{II} = 0,3 p_0$ а в камеру III — $p_{III} = 0,7 P_0$. На схемах подпор в $0,3P_0$ показан штриховкой, а подпор в $0,7 p_0$ — двойной (крестообразной) штриховкой. Величина подпора в камере II меньше, так как за счет положительной обратной связи силы, действующие на реагирующий орган вниз, больше усилий, действующих в обратном направлении.

Реле имеет петлеобразную статическую характеристику. Требуемое ее расположение зависит от схемы включения величины подпорного давления, соотношения площадей мембран.

Логические устройства на мембранных элементах синтезируются по правилам алгебры логики и позволяют реализовать логические операции двух независимых переменных одно-, двух-, многоходовыми релейными схемами. Некоторые простейшие логические операции на трехмембранном реле показаны на рис. 83. Схемы подключения 1, 2 реализуют соответственно одноходовые операции: отрицание $p = \bar{p}_1$ и повторение $P + P_1$. При $P = 0$ (см. таблицы состояний) выход схемы соединяется с атмосферой, при $P = 1$ — с линией питания p_0 .

Операция отрицание «НЕ». Сигнал на выходе P всегда противоположен по своему значению входному сигналу P_1 т. е. $P = \bar{P}_1$. Если $P = 0$, то за счет подпорного давления ($P_{II} = P_0$), подводимого в полость II (рис. 82) и разности площадей мембран ($F-f$) реагирующий орган смещается в крайнее нижнее положение. При этом закрывается сопло 6, и разобщается связь полости 1 с атмосферой. На выход элемента P через открытое сопло 5 поступает

давление питания p_0 устанавливающее сигнал $P = 1$. При $P = 1$ усилие, действующее на мембранный блок в полости III вверх, превышает действие подпора. Реагирующий орган смещается вверх, закрывает сопло 5 и открывает сопло 6. Выход элемента P через камеру IV сообщается с атмосферой. Сигнал на выходе $P = 0$.

Операция повторение «ДА». Подпорное давление ($P_n = 0,7P_0$) подводится в полость III а сигнал P_1 — в полость II. При $P_1 = 0$ реагирующий орган смещается вверх, закрывая сопло 5 и сообщая выход элемента P через открытое сопло 6 с атмосферой, т. е. $P = 0$. Если $P_1 = 1$, реагирующий орган смещается в нижнее положение, сигнал на выходе $P = 1$. В этой схеме сигнал на выходе всегда повторяет значение входного сигнала $P = P_1$.

Логические операции 3, 4, 5, 6 (рис. 83) строят также на одном реле, но уже с двумя входами — P_1 и P_2 . Один из сигналов подводится во II или III полость (соответственно в свободную полость подводится подпор), а другой сигнал подводится либо вместо давления питания P_0 к соплу 5, либо в полость IV (в этом случае ни одна из камер реле не соединяется с атмосферой). В остальном работа схем во многом сходна с рассмотренными выше схемами «НЕ», «ДА».

Схемы многовходовых логических мембранных устройств реализуют последовательным наращиванием двухвходовых элементов (схемы 7 и 8 на рис. 83). Работу таких устройств нетрудно рассмотреть, используя таблицы состояний и схему подключения элементов. Используя пневмореле и логический шариковый клапан «ИЛИ» можно реализовать любые логические функции.

В сложных дискретных системах в последнее время широко применяется система малогабаритных пневматических элементов релейной автоматики (ПЭРА), построенных по принципу незакрепленных (летающих) мембран.

Элементы струйной техники (пневмоники) представляют собой набор устройств, преобразующих информацию или усиливающих сигналы (давление, расход) за счет использования различных гидрогазодинамических эффектов, вызывающих отклонение силовой струи или изменение сопротивления протеканию струи через рабочую камеру. В элементах пневмоники используются поперечное и встречное соударение струй, притяжение струи к стенке, турбулизация ламинарного потока, создание закрученного потока. Такие устройства компактны, надежны в работе, не имеют механических подвижных частей, работают на малых давлениях (125 ± 25 мм вод. ст.). Из недостатков следует отметить необходимость применения источника питания низкого давления, обеспечивающего тонкую очистку воздуха, влияние сжимаемого воздуха (дистанционность менее 100 м).

№ схемы	Операция	Логическая формула	Схема подключения	Таблица состояний															
1	Отрицание «НЕТ»	$P = \bar{P}_1$		<table border="1"> <tr><td>P_1</td><td>P</td></tr> <tr><td>1</td><td>0</td></tr> <tr><td>0</td><td>1</td></tr> </table>	P_1	P	1	0	0	1									
P_1	P																		
1	0																		
0	1																		
2	Повторение «ДА»	$P = P_1$		<table border="1"> <tr><td>P_1</td><td>P</td></tr> <tr><td>1</td><td>1</td></tr> <tr><td>0</td><td>0</td></tr> </table>	P_1	P	1	1	0	0									
P_1	P																		
1	1																		
0	0																		
3	Конъюнкция — Операция «И»	$P = P_1 P_2$ ($P = P_1 \wedge P_2$)		<table border="1"> <tr><td>P_1</td><td>P_2</td><td>P</td></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>1</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>0</td><td>1</td><td>0</td></tr> <tr><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr> </table>	P_1	P_2	P	0	0	0	1	0	0	0	1	0	1	1	1
P_1	P_2	P																	
0	0	0																	
1	0	0																	
0	1	0																	
1	1	1																	
4	Дисъюнкция — Операция «ИЛИ»	$P = P_1 + P_2$ ($P = P_1 \vee P_2$)		<table border="1"> <tr><td>P_1</td><td>P_2</td><td>P</td></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>1</td><td>0</td><td>1</td></tr> <tr><td>0</td><td>1</td><td>1</td></tr> <tr><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr> </table>	P_1	P_2	P	0	0	0	1	0	1	0	1	1	1	1	1
P_1	P_2	P																	
0	0	0																	
1	0	1																	
0	1	1																	
1	1	1																	
5	Импликация «Если, то»	$P = P_1 \rightarrow P_2 =$ $= P_1 + P_2$ $P = P_1 \vee P_2$		<table border="1"> <tr><td>P_1</td><td>P_2</td><td>P</td></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>1</td></tr> <tr><td>1</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr> <tr><td>0</td><td>1</td><td>1</td></tr> </table>	P_1	P_2	P	0	0	1	1	0	0	1	1	1	0	1	1
P_1	P_2	P																	
0	0	1																	
1	0	0																	
1	1	1																	
0	1	1																	
6	Запрет	$P = P_2 \leftarrow P_1 =$ $= P_1 + P_2$ $P = P_1 \vee P_2$		<table border="1"> <tr><td>P_1</td><td>P_2</td><td>P</td></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>1</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0</td></tr> <tr><td>0</td><td>1</td><td>1</td></tr> </table>	P_1	P_2	P	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1
P_1	P_2	P																	
0	0	0																	
1	0	0																	
1	1	0																	
0	1	1																	
7	Разнозначность	$P = P_1 \sim P_2$		<table border="1"> <tr><td>P_1</td><td>P_2</td><td>P</td></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>1</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>0</td><td>1</td><td>0</td></tr> <tr><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr> </table>	P_1	P_2	P	0	0	0	1	0	0	0	1	0	1	1	1
P_1	P_2	P																	
0	0	0																	
1	0	0																	
0	1	0																	
1	1	1																	
8	Неравнозначность — Исключенное «ИЛИ»	$P = P_1 \oplus P_2$		<table border="1"> <tr><td>P_1</td><td>P_2</td><td>P</td></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>1</td><td>0</td><td>1</td></tr> <tr><td>0</td><td>1</td><td>1</td></tr> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0</td></tr> </table>	P_1	P_2	P	0	0	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0
P_1	P_2	P																	
0	0	0																	
1	0	1																	
0	1	1																	
1	1	0																	

Рис. 83. Простейшие логические операции на элементах УСЭППА

Различают устройства непрерывного и дискретного действия, плоские от пространственные, с навесным монтажом (соединение элементов трубками) и платным монтажом (соединение элементов канавками, выполненными в монтажных платах).

На рис. 84 представлены принципиальные схемы типовых струйных элементов. Каждый элемент имеет силовую и управляющую части. Силовая часть преобразует и передает энергию. Она состоит из сопла питания 1, рабочей камеры 2, приемных 3 и 4 и атмосферных 5 каналов. Управляющая

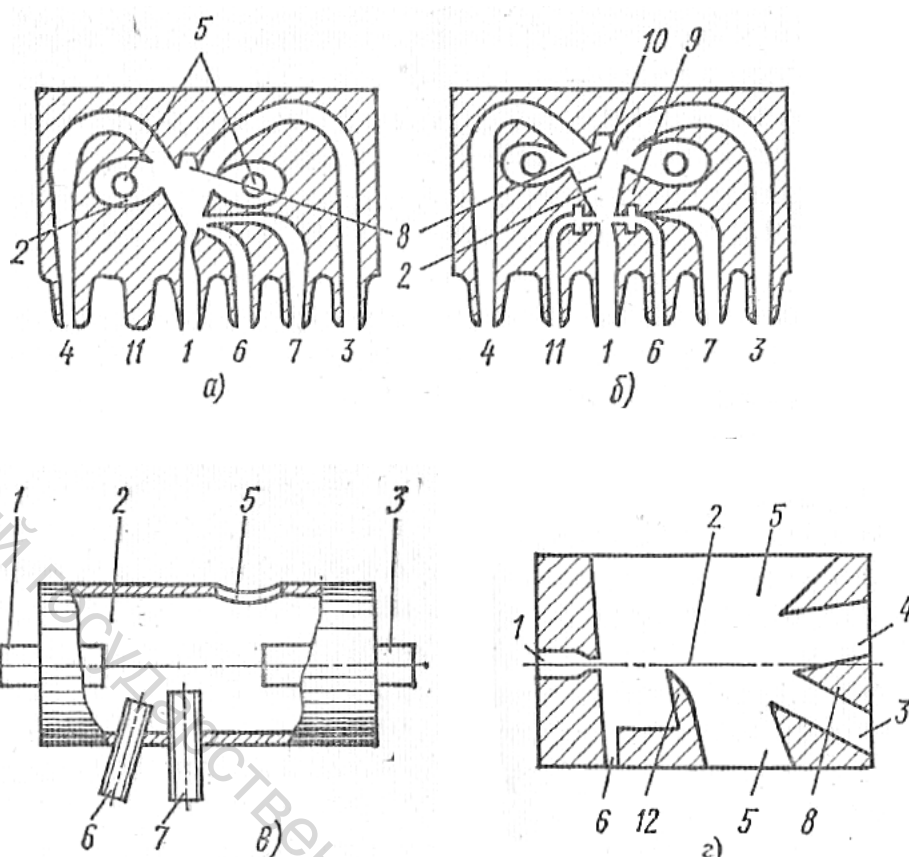


Рис. 84. Струйные элементы

части изменяет направление и условия распространения силовой струи; состоит она из каналов управления 6 и 7. Кроме того, элемент на рис. 84,б имеет две стенки 9 и 10, а элементы на рис. 84, а, б, г – разделитель (дефлектор 8).

Сопло питания 1 преобразует потенциальную энергию давления в кинематическую энергию струи в рабочей камере 2. В приемных каналах 3 и 4 происходит обратное преобразование энергии струи; обеспечивающее сигнал на выходе элемента. Каналы 5 отводят в атмосферу избыточный расход струи, не используемый нагрузкой, либо подводят дополнительный расход, эжектируемый струей. В элементах на рис. 84, а, в приемный канал 3 расположен соосно с питающим соплом 1. В элементах на рис. 84, б, г струя попадает в канал 3 за счет ее притяжения к стенке 9 (эффект Коанда) или к кромке 12. В вихревом элементе силовая струя из сопла питания 1 через вихревую камеру 2 поступает в канал 3 при незначительном сопротивлении движению потока.

Если в элементы на рис. 84,а подвести давление в канал управления 7 за счет поперечного соударения струй, то силовая струя отклонится от первоначального направления; уменьшатся расход и давление, поступающее в канал 3. В приемном канале 4 давление будет повышаться и при соответствующей мощности управляющего потока в канал 7 может

достигнуть высокого значения. При снятии управляющего давления силовая струя принимает первоначальное направление; в канале устанавливается сигнал высокого давления. Если соединить приемный канал 4 с управляющим каналом 6, то при определенной глубине такой положительной обратной связи можно реализовать элемент памяти. Тогда после снятия управляющего давления в канале 7 в приемном канале 4 сохраняется сигнал высокого давления.

На основе рассмотренной нами схемы создан струйный логический элемент «ИЛИ» — «НЕ ИЛИ» на два входа (СТ4I) и на три входа (СТ44) системы «Волга».

В элементе на рис. 84,б (триггер с отдельными входами) при достаточном уровне управляющего сигнала в канале 7 силовая струя отрывается от стенки 9 и притягивается к стенке 10. В канале 4 устанавливается сигнал высокого давления. Релейная характеристика реализуется без обратной связи. После снятия сигнала в канале 7 и подвода давления в канал управления 11 силовая струя перебрасывается в приемный канал 3. Элемент представляет бистабильный усилитель СТ42 системы «Волга».

В турбулентном усилителе (рис. 84,в) при подаче управляющего сигнала в каналы 6 и 7 установившееся ламинарное течение струи переходит в турбулентное. При этом увеличивается сопротивление движению потока, уменьшается сигнал на выходе. При снятии управляющего сигнала на выходе восстанавливается сигнал высокого давления. При наличии сигнала в канале управления 7 вихревого элемента результирующая струя, отклоняясь вправо, притягивается к стенке и закручивается по часовой стрелке. Сопротивление движению потока через камеру значительно возрастает, сигнал (давление и расход) на выходе элемента 3 уменьшается. При обратном направлении движения силовой струи (подвод в канал 3) сопротивление движению незначительно. Определенные соотношения геометрических параметров элемента позволяют реализовать режимы работы пневмодиода, усилителя, реле, запоминающего устройства.

Наиболее удобным элементом для выполнения различных логических операций и функций управления является элемент «ИЛИ» — «НЕ ИЛИ» (рис. 84,а).

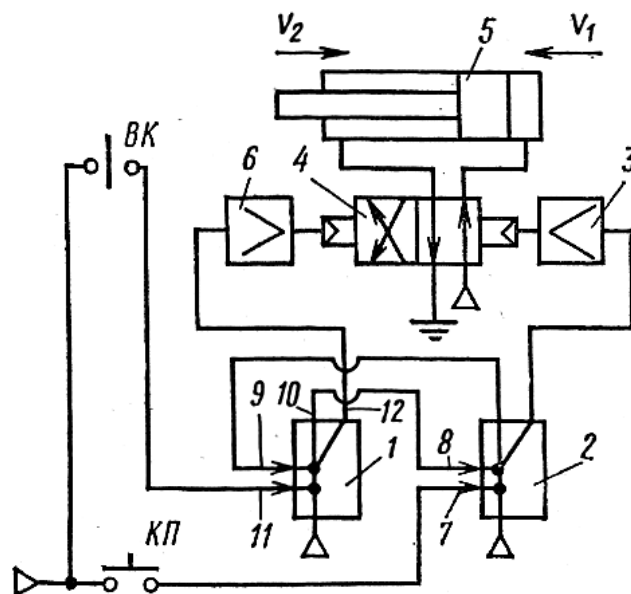


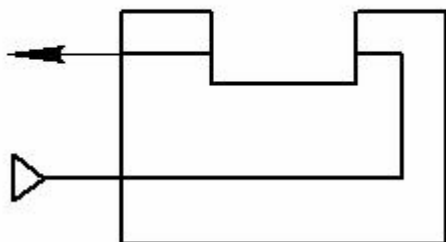
Рис. 85. Схема управления цилиндром с помощью струйных элементов

На рис. 85 представлена простейшая схема управления цилиндром 5, собранная на двух элементах «ИЛИ» — «НЕ ИЛИ», реализующих память. При нажатии на пневмокнопку КП струя воздуха подводится в канал управления 7 элемента 2 с давлением p_y . Силовая струя P_0 отклоняется вправо, в приемном канале 8 и на входе пневмоусилителя 3 устанавливается сигнал высокого давления. Одновременно снимается сигнал в канале управления 9 элемента 1. Его питающая струя поступает в канал 10 и канал управления 8 элемента 2 (фиксируя направление силовой струи при размыкании контактов пневмокнопки). Пневмоусилитель 3 переключает распределитель 4 в положение, показанное на рисунке. Сжатый воздух с давлением 0,4—0,6 МПа подводится в правую полость цилиндра 5. Поршень перемещается влево со скоростью v_1 . В конце хода пневматический путевой конечный выключатель ВК подает управляющий сигнал в канал 11 элемента 1. При этом в приемном канале 12 устанавливается сигнал высокого давления, снимается управляющий сигнал в канале 8. Элемент 2 обеспечивает управляющий сигнал в канал 9 и фиксирует направление струи питания элемента 1, реализуя память. Усилителем 6 переключается распределитель. Поршень цилиндра перемещается вправо со скоростью v_2 . Лепесток путевого выключателя размыкает контакт, но движение продолжается, поршень возвращается в исходное положение.

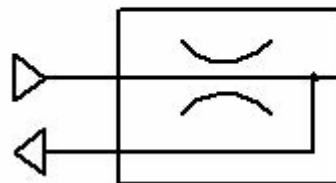
На схемах струйные элементы обозначаются следующим образом:

Периферийные элементы: устройства ввода информации (конечные выключатели, кнопки, тумблеры, переключатели, устройства, формирующие командные сигналы на исполнительные органы и элементы индикации (выходные устройства)).

Выключатель СТ144



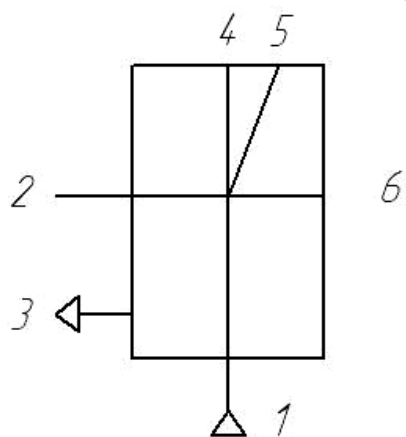
Бесконтактный датчик перемещений СТ140



Диапазон измерения $0 \div 1,2$ мм.

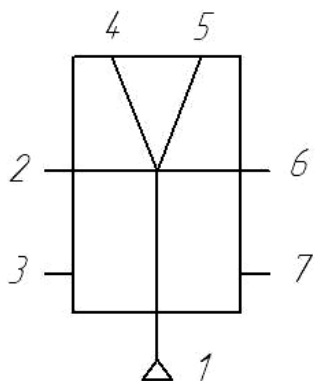
Вспомогательные элементы: разъёмы, тройники, шланги, монтажные блоки, стойки.

Функциональные элементы – содержат группы модулей (модули логических операций, модули арифметических операций, модули запоминающих устройств).



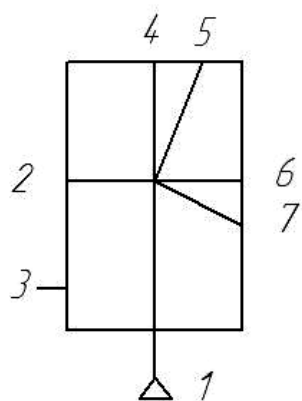
— СТ-41

Функция “ИЛИ-НЕ и ИЛИ” на два входа с запретом по одному из управляющих входов.



— СТ-56

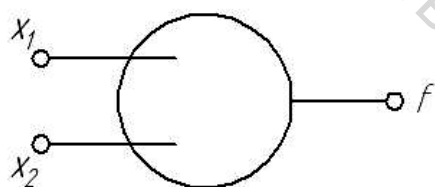
Триггер с раздельными входами.



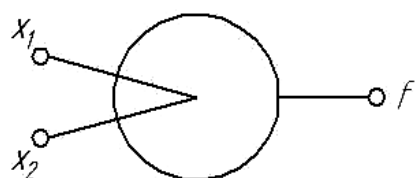
— СТ-80

Функция “ИЛИ и И”.

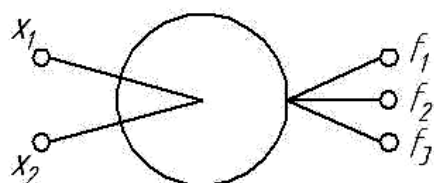
ПАССИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОМПЛЕКСОВ МОДУЛЕЙ:



— “ИЛИ” – пассивный элемент
(эффект соударения струй)
 $f = x_1 \vee x_2$

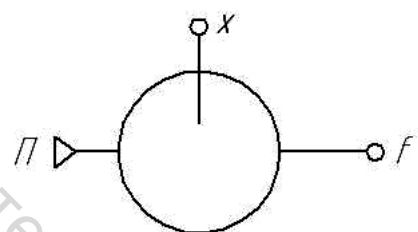


— “И” – пассивный элемент
 $f = x_1 \cdot x_2$

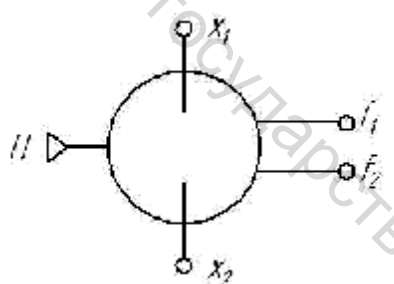


— “Крест” К
 $f_1 = x_2 \cdot \bar{x}_3; f_2 = x_1 \cdot x_2; f_3 = x_1 \cdot \bar{x}_2$

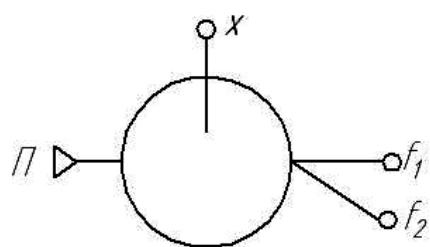
АКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОМПЛЕКСОВ МОДУЛЕЙ (эффект Коанда):



— реле (не) P
 $f = \bar{X}$

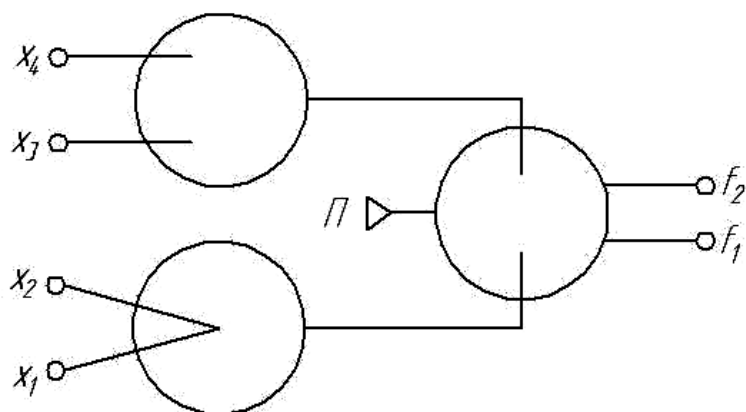


— Триггер T
 $f_2 = S : X_1; f_2 = R : X_2$



— Усилитель Y
 $f_1 = \bar{X}; f_2 = X$

Пример схемы модуля (триггер с логическим входом):

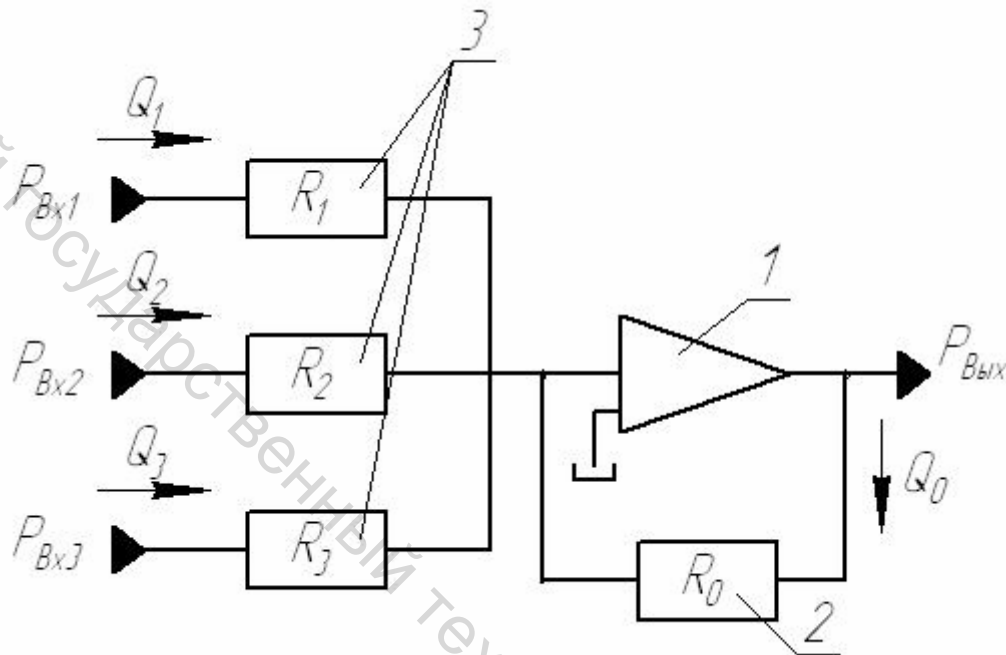


Питающая струя переключается из одного положения в другое под действием пары управляющих сигналов “И” и “ИЛИ”.

Рабочее давление 140 КПа.

17.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ РЕШАЮЩИЕ УСИЛИТЕЛИ

Решающие усилители, предназначенные для выполнения таких математических операций, как, например, суммирование, интегрирование, дифференцирование умножение на постоянный коэффициент, а также в специальном исполнении – для введения в степень, нахождения тригонометрических функций, перемножения и др.



Гидравлический решающий усилитель состоит из собственного усилителя (1), который называется гидравлическим операционным усилителем, сопротивления обратной связи (2) и входных сопротивлений (3), которые являются гидравлическими.

Производит усиление по мощности входного сигнала и его инвертирование (отрицание).

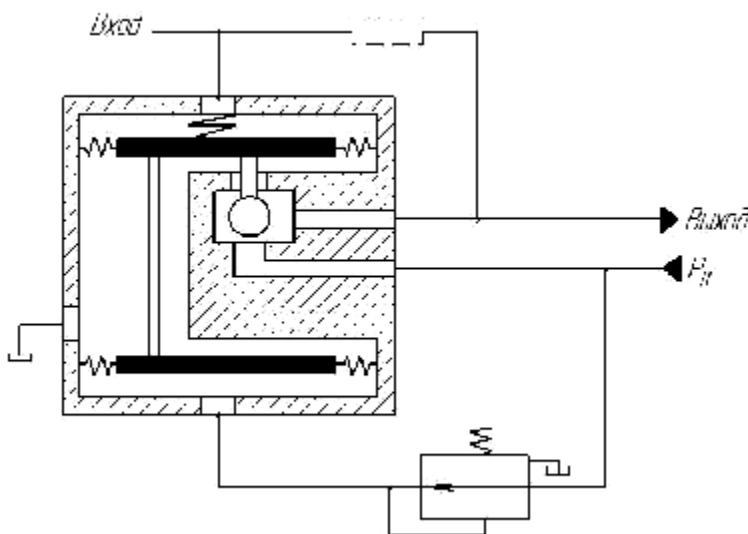


Рис. 86. Схема однокаскадного мембранного гидравлического операционного усилителя

17.4. СОЕДИНЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ЦИКЛА В ОБЩУЮ ЛОГИЧЕСКУЮ СХЕМУ

Законы алгебры логики:

- | | |
|----------------------|--|
| 1) Переместительный | $x + y = y + x; x \cdot y = y \cdot x;$ |
| 2) Сочетательный | $(x + y) + z = x + (y + z);$ |
| 3) Распределительный | $(x + y) \cdot z = xz + yz;$
$(x + z)(y + z) = xy + z;$ |
| 4) Инверсия | $\bar{x} + \bar{y} = \overline{xy};$ |
| 5) Прочие | $x + 1 = 1; x + \bar{x} = 1; x \cdot x = x; x \cdot \bar{x} = 0$ |

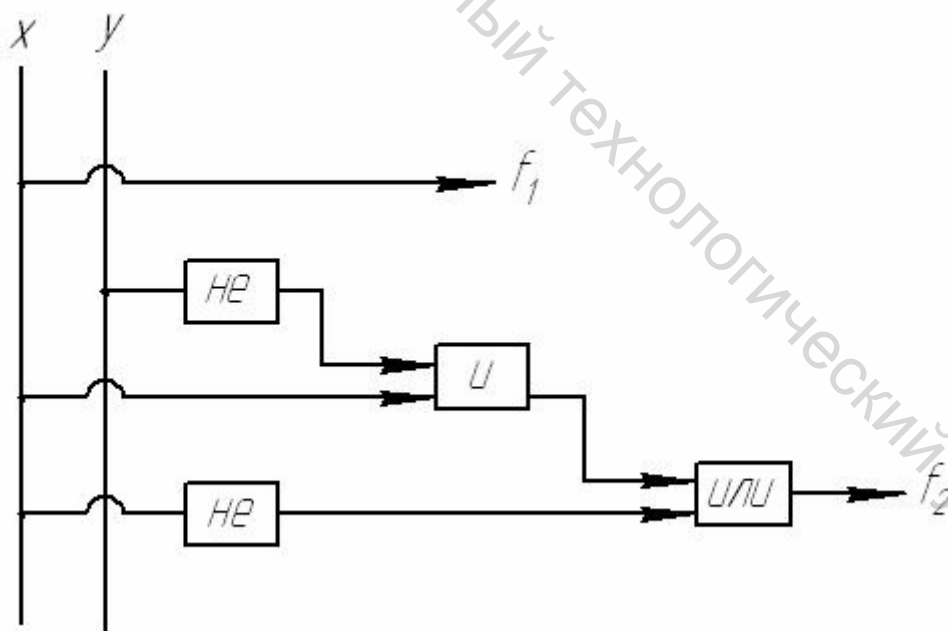
X	Y	F ₁	F ₂
1	1	1	0
1	0	1	1
0	1	0	1
0	0	0	1

$$f_1 = x \cdot y + x \cdot \bar{y}$$

$$f_2 = \bar{x} \cdot \bar{y} + x \cdot \bar{y} + \bar{x} \cdot y$$

$$f_1 = x(y + \bar{y}) = x \cdot 1 = x$$

$$f_2 = x \cdot \bar{y} + \bar{x}(\bar{y} + y) = x \cdot \bar{y} + \bar{x}$$



ЛИТЕРАТУРА

1. Вильнер Я. М. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам: справочное пособие для Вузов инженерно-технических специальностей/ Я. М. Вильнер. – Минск: Высшая школа, 1976. – 416 с.
2. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: справочник инженеров конструкторов машиностроения и для Вузов инженерно-технических специальностей/ В. К. Свешников. – 2 и 3 изд. – Москва: Машиностроение, 1995. – 448 с.
3. Проников А. С. и др. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник т. 1 для Вузов по спец. “Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты”/ А. С. Проников. – Москва: Машиностроение, 1994. – 444 с.