

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Кафедра «МТП в АПК»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

Направление подготовки (специальность) 27.03.04 Управление в технических системах

Профиль образовательной программы "Системы и средства автоматизации технологических процессов"

Форма обучения очная

Содержание

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ	3
1. 1 Лекция №1 (2 часа).....	
Тема: «Общие сведения».....	3
1. 2 Лекция №2 (2 часа).....	
Тема: «Исполнительные механизмы».....	12
1. 3 Лекция №3, 4 (4 часа).....	19
Тема: «Элементы управления».....	19
1. 4 Лекция №5 (2 часа).....	
Тема: «Источники энергии».....	33
К роторным гидромашинам относятся аксиально-поршневые, шестеренные, винтовые, пластинчатые и радиально-роторные насосы.	34
1. 5 Лекция №6 (2 часа).....	
Тема: «Линейная модель гидравлического привода с дроссельным регулированием»	36
1. 6 Лекция №7,8 (4 часа).....	
Тема: «Гидравлические приводы»	45
1. 7 Лекция №9 (2 часа).....	
Тема: «Электрогидравлические шаговые приводы»	57
1. 8 Лекция №10, 11(4 часа).....	
Тема: «Пневматические приводы».....	65
2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ	82
2.1 Лабораторная работа №1 (2 часа).....	
Тема: «Определение статической характеристики усилителя типа сопло-заслонка»	82
2.2 Лабораторная работа №2 (2 часа).....	
Тема: «Исследование автоматизированного гидравлического привода».....	83
2.3 Лабораторная работа №3 (2 часа).....	
Тема: «Исследование основных характеристик гидравлического насоса»	85
2.4 Лабораторная работа №4 (2 часа).....	
Тема: «Исследование центробежного вентилятора».....	87
2.5 Лабораторная работа №5 (2 часа).....	
Тема: «Испытание объемного гидропривода с вращательным рабочим движением».....	90
2.6 Лабораторная работа №6, 7 (4 часа).....	
Тема: «Испытание объемного гидропривода с поступательным рабочим движением»	92
2.7 Лабораторная работа №8 (2 часа).....	95
Тема: «Следящий гидропривод копировально-токарного станка»	96
2.8 Лабораторная работа №9 (2 часа).....	
Тема: «Испытание объемного гидропривода с дроссельным регулированием скорости»	96
2.9 Лабораторная работа №10 (2 часа).....	97
Тема: «Испытание объемного гидропривода с объемным регулированием скорости».....	97
2.10 Лабораторная работа №11 (2 часа).....	
Тема: «Испытание объемного гидропривода с электрическим управлением»	97
3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ	99
Тема: «Основные законы статики и движения жидкости»	99
3.2 Практическое занятие №5, 6, 7 (6 часов)	
Тема: «Исполнительные механизмы».....	99
3.3 Практическое занятие №8, 9, 10, 11 (8 часов).	
Тема: «Гидравлические приводы.»	99

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1.1 Лекция №1 (2 часа).

Тема: «Общие сведения»

1.1.1 Вопросы лекции:

1. Введение
2. Основные законы движения жидкости.
3. Основные законы движения газов.

1.1.2 Краткое содержание вопросов:

1. 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 станкостроении. 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, хониговальные 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 давления 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 соб-

ственную 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 компенсируются 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).

2. Основные законы движения жидкости.

Обобщение уравнения Бернулли для потока вязкой жидкости

Уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости имеет вид

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} \dots$$

При этом сумма приведённых выше величин $z_i + \frac{P_i}{\rho g} + \frac{u_i^2}{2g}$, описывающих движение жидкости под действием сил давления и сил тяжести есть величина постоянная для элементарной струйки, т.е.

$$Z + \frac{P}{g\rho} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} \quad (= H).$$

Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли. Положение любой частицы жидкости относительно некоторой произвольной линии нулевого уровня $0-0$ определяется вертикальной координатой Z . Для реальных гидравлических систем это может быть уровень, ниже которого жидкость из данной гидросистемы вытечь не может. Например, уровень пола цеха для станка или уровень подвала дома для домашнего водопровода.

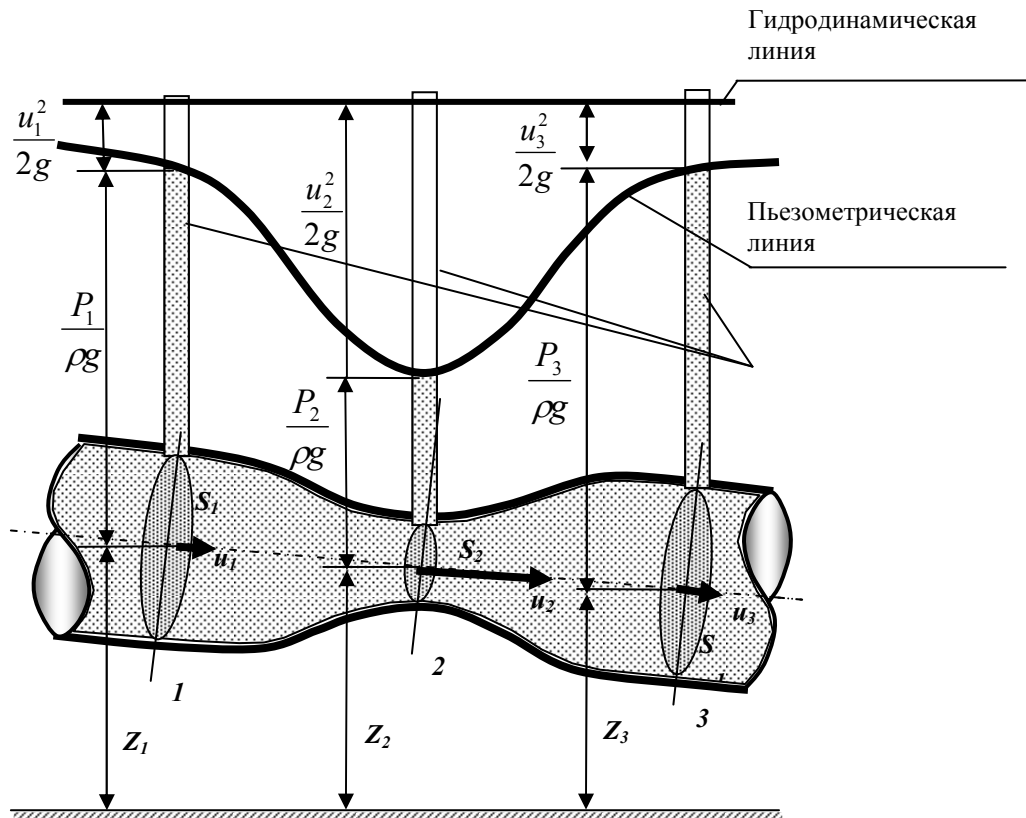
- Как и в гидростатике, величину Z называют *нивелирной высотой*.
- Второе слагаемое - $\frac{P}{g\rho}$ носит название *пъезометрическая высота*. Эта величина соответствует высоте, на которую поднимется жидкость в пъезометре, если его установить в рассматриваемом сечении, под действием давления P .

- Сумма первых двух членов уравнения $Z + \frac{P}{g\rho}$ — *гидростатический напор*.
- Третье слагаемое в уравнения Бернулли $\frac{u^2}{2g}$ называется *скоростной высотой*

или *скоростным напором*. Данную величину можно представить как высоту, на которую поднимется жидкость, начавшая двигаться вертикально со скоростью u при отсутствии сопротивления движению.

- Сумму всех трёх членов (высот) называют *гидродинамическим или полным напором* и, как уже было сказано, обозначают буквой H .

Все слагаемые уравнения Бернулли имеют размерность длины и их можно изобразить графически.



Геометрическое место точек, высоты которых равны $z + \frac{P}{\rho g}$, называется **пьезометрической линией**. Если к этим высотам добавить скоростные высоты, равные $\frac{u^2}{2g}$, то получится другая линия, которая называется **гидродинамической** или **напорной линией**.

Из уравнения Бернулли для струйки невязкой жидкости (и графика) следует, что гидродинамический напор по длине струйки постоянен.

Энергетическая интерпретация уравнения Бернулли. **Выше было получено уравнение Бернулли с использованием энергетических характеристик жидкости. Суммарной энергетической характеристикой жидкости является её гидродинамический напор.**

С физической точки зрения это отношение величины механической энергии к величине веса жидкости, которая этой энергией обладает. Таким образом, гидродинамический напор нужно понимать как энергию единицы веса жидкости. И для идеальной жидкости эта величина постоянна по длине. Таким образом, физический смысл уравнения Бернулли это **закон сохранения энергии для движущейся жидкости**.

z — удельная потенциальная энергия положения на единицу веса жидкости; $\frac{P}{\rho g}$ — удельная потенциальная энергия давления на единицу веса жидкости
 $\frac{u^2}{2g}$ — удельная кинетическая энергия на единицу веса жидкости.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости. Поток жидкости, как указывалось ранее, можно представить совокупностью элементарных струек жидкости по сечению потока неодинаковы, причём в середине потока скорости наибольшие, а к периферии они уменьшаются (струйная модель потока). Это означает, что различные струйки в одном сечении имеют различные значения кинетической энергии. Отсюда следует, что кинетическая энергия, посчитанная с использованием скоростей элементарных струек u_s , и кинетическая энергия, посчитанная с использованием значения средней скорости потока V , будет иметь разные значения. Поэтому вводят коэффициент кинетической энергии или коэффициента Кориолиса α . Смысл этого коэффициента заключается в отношении действительной кинетической энергии потока в определённом сечении к кинетической энергии в том же сечении потока, но при равномерном распределении скоростей.

Учитывая коэффициент кинетической энергии, приведём уравнение Бернулли для потока реальной жидкости, которое примет вид:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h.$$

Надо учесть, что в общем случае в разных сечениях потока коэффициент α будет иметь различные значения.

Гидравлические сопротивления, их физическая природа и классификация

Гидравлическая жидкость в гидросистемах технологического оборудования, как уже обсуждалось ранее, играет роль рабочего тела. Она обеспечивает перенос энергии от источника гидравлической энергии к потребителю (в большинстве случаев, к гидродвигателю). Для такого переноса используются напорные потоки.

Естественно, что твёрдые стенки препятствуют свободному движению жидкости. Поэтому при относительном движении жидкости и твердых поверхностей неизбежно возникают (развиваются) **гидравлические сопротивления**. На преодоление возникающих сопротивлений затрачивается часть энергии потока. Эту потерянную энергию называют **гидравлическими потерями** удельной энергии или потерями напора. Гидравлические потери главным образом связаны с преодолением сил трения в потоке и о твёрдые стенки и зависят от ряда факторов, основными из которых являются:

- ✓ геометрическая форма потока,
- ✓ размеры потока,
- ✓ шероховатость твёрдых стенок потока,
- ✓ скорость течения жидкости,
- ✓ режим движения жидкости (который связан со скоростью, но учитывает её не только количественно, но и качественно),
- ✓ вязкость жидкости,
- ✓ некоторые другие эксплуатационные свойства жидкости.

Но **гидравлические потери** практически **не зависят от давления** в жидкости.

Величина гидравлических потерь оценивается энергией, потерянной каждой весовой единицей жидкости.

Гидравлические потери по длине. **Потери напора по длине, иначе их называют потерями напора на трение $h_{тр}$, в чистом виде, т.е. так, что нет никаких других потерь, возникают в гладких прямых трубах с постоянным сечением при равномерном течении. Такие потери обусловлены внутренним трением в жидкости и поэтому происходят и в шероховатых трубах, и в гладких. Величина этих потерь выражается зависимостью**

$$h_{mp} = \xi_{mp} \frac{V^2}{2g},$$

где ξ_{mp} - коэффициент сопротивления, обусловленный трением по длине.

При равномерном движении жидкости на участке трубопровода постоянного диаметра d длиной l этот коэффициент сопротивления прямо пропорционален длине и обратно пропорционален диаметру трубы

$$\xi_{mp} = \lambda \frac{l}{d},$$

где λ - **коэффициент гидравлического трения** (иначе его называют **коэффициент потерь на трение** или **коэффициент сопротивления трения**).

Из этого выражения нетрудно видеть, что значение λ - коэффициент трения участка круглой трубы, длина которого равна её диаметру.

С учетом последнего выражения для коэффициента сопротивления потери напора по длине выражаются **формулой Дарси**

$$h_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}.$$

Истечение жидкости и газа через отверстия и насадки

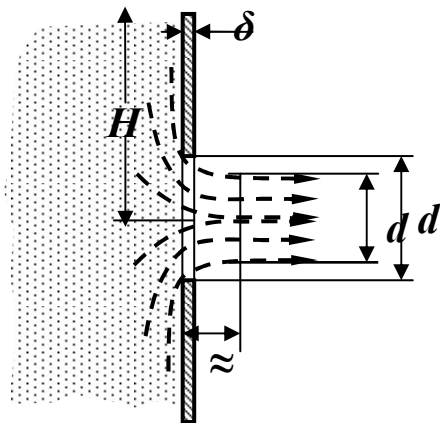
В своей практике все мы встречались с процессом истечения жидкости через отверстие, под действием гидростатического напора.

Подобные режимы течения жидкости происходят в контрольной и регулирующей аппаратуре различных гидравлических систем.

Истечение жидкости из отверстий характерно тем, что в этом процессе потенциальная энергия жидкости на очень коротком расстоянии и за очень короткий промежуток времени превращается в кинетическую энергию струи (или капель в общем случае).

При этом происходят некоторые потери энергии.

Обратите внимание на то, что при вытекании жидкости через отверстие происходит сжатие струи. (переход).



То есть диаметр струи меньше диаметра отверстия. Возникает вопрос: Чем вызвано это сжатие?

Рассмотрим траекторию движения отдельных частиц. Частицы жидкости движутся к отверстию со всех сторон и изменение направления движения, в силу их инертности, мгновенно произойти не может.

То есть сжатие струи обосновывается инерцией частиц жидкости движущихся при подходе к отверстию по криволинейным траекториям.

Сжатие струи характеризуется коэффициентом сжатия ε .

Который находится как отношение площади живого сечения струи к площади отверстия.

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega_0} = \left(\frac{d_c}{d_0} \right)^2$$

Или отношение соответствующих квадратов диаметров.

Скорость истечения жидкости определяется по формуле

$$V_c = \varphi \sqrt{2gH}$$

Где φ - коэффициент скорости.

Для определения расхода пользуются следующей формулой:

$$Q = \mu \cdot S_0 \sqrt{2gH}$$

Ее называют инженерной формой $y - e$ Бернулли.

Истечение через насадки.

Насадком называется короткая трубка длиной от двух до шести диаметров, присоединённая к выходу отверстия, через которое истекает жидкость.

Роль насадка может выполнять и отверстие в толстой стенке, когда диаметр отверстия значительно меньше её толщины.

Подобные режимы течения жидкости возникают при вытекании жидкости из резервуаров, баков, котлов в атмосферу или пространство, заполненное жидкостью.

Простейшим насадком является **цилиндрический** насадок.

Расход в этом случае через насадок определяется по той же формуле, что и для отверстия.

Из-за того, что сжатия на выходе насадка нет ($\varepsilon = 1,0$) коэффициент расхода через такой насадок равняется

$$\mu = \varphi \approx 0,8.$$

Гидравлический удар в трубах, формула Жуковского.

Теоретическое и экспериментальное исследование *гидравлического удара* в трубопроводах впервые было проведено известным русским учёным **Николаем Егоровичем Жуковским** в 1899 году. Это явление связано с тем, что при быстром закрытии трубопровода, по которому течёт жидкость, или быстром его открытии (т.е. соединении тупикового трубопровода с источником гидравлической энергии) возникает резкое, неодновременное по длине трубопровода изменение скорости и давления жидкости. Если в таком трубопроводе измерять скорость жидкости и давление, то обнаружится, что скорость меняется как по величине, так и по направлению, а давление - как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения по отношению к начальному. Это означает, что в трубопроводе возникает колебательный процесс, характеризующийся периодическим повышением и понижением давления. Такой процесс очень быстротечен и обусловлен упругими деформациями стенок трубы и самой жидкости.

Из формулы следует, что скорость распространения ударной волны зависит от сжимаемости жидкости и упругих деформаций материала трубопровода.

Ударное давление определяют по формуле, носящей имя Жуковского:

$$\Delta P = \rho V \frac{1}{\sqrt{\rho \left(\frac{D}{E_m \delta} + \frac{1}{E_{жс}} \right)}}.$$

где ρ - плотность жидкости,

D - диаметр трубопровода,

δ - толщина стенки трубопровода,

E_m - объёмный модуль упругости материала трубы,

$E_{жс}$ - объёмный модуль упругости жидкости.

3. Основные законы движения газов.

Все вещества (твёрдые, жидкие, газообразные) состоят из молекул. Молекула - это частица, обладающая свойствами вещества.

Установлено, что при температуре нуль градусов и атмосферном давлении 760 мм рт. ст. в каждом 1 см^3 содержится $2,7 \cdot 10^{19}$ молекул, а линейный размер молекулы составляет (имеет порядок) $1 \cdot 10^{-8}$ мм.

Состояние вещества (твердое, жидкое, газообразное) характеризуется расстоянием между молекулами. Все молекулы имеют свойство взаимного притяжения и отталкивания, зависящее от расстояния между ними.

У твердых тел расстояния между молекулами очень малы и силы взаимного притяжения молекул велики. Молекулы совершают незначительные колебательные движения. У жидких веществ расстояния между молекулами больше, они движутся в разных направлениях. Но силы притяжения еще достаточно велики и молекулы не отрываются друг от друга.

У газообразных веществ расстояния между молекулами значительно больше самих молекул, взаимное притяжение очень мало, молекулы движутся в различных направлениях и с различной скоростью. При движении молекулы испытывают около нескольких миллиардов столкновений в секунду, меняя при этом направление и скорость.

Каждая молекула при поступательном движении обладает кинетической энергией

$$E_{\text{кин}} = \frac{mV^2}{2}.$$

где $E_{\text{кин}}$ - кинетическая энергия молекулы, Дж;

m - масса молекулы, кг;

V - скорость движения молекулы, м/с.

Если в уравнение Клаузиуса (1.1) (основное уравнение молекулярно-кинетической теории газов) подставить значения уравнения Бойля-Мариотта - Гей-Люссака (1.2)

$$Pv = \frac{2}{3} E_{\text{кин}},$$

$$Pv = RT,$$

то получим:

$$E_{\text{кин}} = \frac{3}{2} RT,$$

где $E_{\text{кин}}$ - кинетическая энергия, Дж;

R - газовая постоянная, Дж/кг К (или кгс м/кг град);

T - температура, К;

v - удельный объем воздуха, м³/кг.

Разделив R на N_o (число Авогадро, показывающее число молекул в грамм-молекуле газа и равное $6,02 \cdot 10^{23}$ 1/моль), получим отношение, которое называется постоянной Больцмана K , равная $5,67 \cdot 10^{-23}$ Дж/град К.

Подставим K в уравнение (1.3), получим уравнение кинетической энергии одной молекулы газа.

$$E_{\text{кин}} = \frac{3}{2} KT.$$

Энергия всех молекул вместе рассматривается как внутренняя энергия вещества. При понижении температуры вещества (газа) энергия хаотически движущихся молекул понижается. Из уравнения можно сделать вывод, что кинетическая энергия молекул зависит только от температуры газа и не зависит от изменения объема, в который газ заключен.

Согласно молекулярно-кинетической теории воздух рассматривается как совокупность большого количества молекул. Свободный пробег молекул по сравнению с размерами частей самолета ничтожно мал, поэтому воздух рассматривают как сплошную среду, в которой отдельные частицы соприкасаются друг с другом. Частица воздуха - это огромное скопление молекул, которые находятся в хаотическом движении независимо от того, находится ли частица в движении или в покое. Средняя скорость молекул, составляющих частицу, от-

личается от средней скорости хаотического движения на величину скорости движения частицы в данной среде и в данном направлении.

УСТАНОВИВШИЙСЯ ВОЗДУШНЫЙ ПОТОК

Установившимся воздушным потоком называется такое течение воздуха, при котором скорость потока в любой точке, а также основные параметры (давление, температура и плотность) не изменяются с течением времени. То есть, если через определенные промежутки времени мы в одной и той же точке будем измерять скорость и другие параметры воздуха и при всех измерениях величины параметров одинаковы, то этот воздушный поток установившийся. Если же измеряемые величины меняются, то поток - неустановившийся. В аэродинамике рассматривают только установившийся воздушный поток. Основным понятием аэродинамики является понятие элементарной струйки воздуха.

Элементарная струйка - это мысленно выделенный поток (небольшой замкнутый контур в виде трубки), через боковую поверхность которого воздух протекать не может ни вовнутрь, ни наружу.

УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ СТРУИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

Уравнение неразрывности струи воздушного потока (постоянства расхода воздуха) - это уравнение аэродинамики, вытекающее из основных законов физики - сохранения массы и инерции - и устанавливающее взаимосвязь между плотностью, скоростью и площадью поперечного сечения струи воздушного потока.



Рис. 8 Течение в пограничном слое вблизи точки отрыва

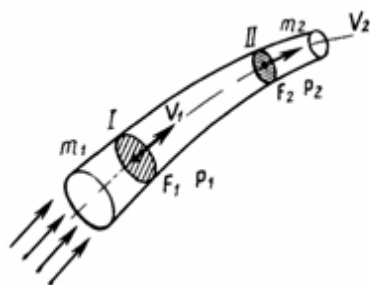


Рис. 9 Пояснение к закону неразрывности струи воздушного потока

При рассмотрении его принимают условие, что изучаемый воздух не обладает свойством сжимаемости (Рис. 9).

В струйке переменного сечения через сечение I протекает за определенный промежуток времени секундный объем воздуха, этот объем равен произведению скорости воздушного потока на поперечное сечение F.

Секундный массовый расход воздуха m равен произведению секундного расхода воздуха на плотность ρ воздушного потока струйки. Согласно закону сохранения энергии, масса воздушного потока струйки m_1 , протекающего через сечение I (F_1), равна массе m_2 данного

потока, протекающего через сечение II (F_2), при условии, если воздушный поток установившийся:

$$m_1 = m_2 = \text{const},$$

$$m_1 F_1 V_1 = m_2 F_2 V_2 = \text{const}.$$

Это выражение и называется уравнением неразрывности струи воздушного потока струйки.

Так как мы рассматриваем несжимаемый воздушный поток, где плотность струи r_1 сечения F_1 равна плотности струи r_2 сечения F_2 , $r_1 = r_2 = \text{const}$, то уравнение можно записать в следующем виде:

$$F_1 V_1 = F_2 V_2 = \text{const}.$$

Итак, из формулы видно, что через различные сечения струйки в определенную единицу времени (секунду) проходит одинаковый объем воздуха, но с разными скоростями.

Запишем уравнение в следующем виде:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{V_2}{V_1} = \text{const}.$$

Из формулы видно, что скорость воздушного потока струи обратно пропорциональна площади поперечного сечения струи и наоборот.

Тем самым уравнение неразрывности струи воздушного потока устанавливает взаимосвязь между сечением струи и скоростью при условии, что воздушный поток струи установившийся.

1. 2 Лекция №2 (2 часа).

Тема: «Исполнительные механизмы»

1.2.1 Вопросы лекции:

1. Гидродвигатели поступательного движения
2. Гидродвигатели поворотного движения
3. Гидродвигатели вращательного движения

1.2.2 Краткое содержание вопросов:

1. Гидродвигатели поступательного движения

Исполнительный механизм — устройство системы автоматического управления или регулирования, воздействующее на процесс в соответствии с получаемой командной информацией

В качестве исполнительных механизмов (гидродвигателей) применяются силовые цилиндры, служащие для осуществления возвратно-поступательных прямолинейных и поворотных перемещений, а также гидромоторы непрерывного вращательного движения, преобразующие энергию потока жидкости соответственно в прямолинейное поступательное, поворотное вращательное перемещение выходного штока (вала).

В качестве исполнительных механизмов прямолинейного движения применяются преимущественно силовые цилиндры (см. рис. 3, а).

На рис. 26 приведены схемы цилиндров двух основных типов двустороннего (а и б) и одностороннего (в) действия, поршень (скалка) последнего цилиндра совершает обратный ход под действием пружины или внешних сил.

Движущее усилие P на штоке цилиндра и скорость v его перемещения без учета потерь на трение, противодействия и утечек жидкости определяют по формулам

$$P = pf \text{ и } v = \frac{Q}{f},$$

где

f — рабочая площадь поршня;

Q — объемный расход жидкости;

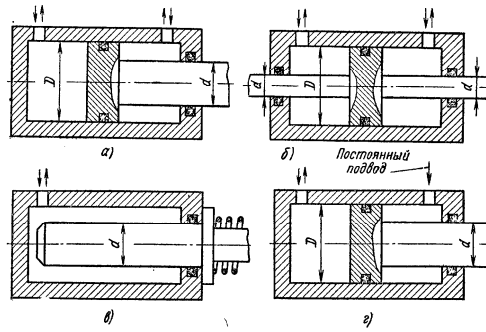


Рис. 26. Типы силовых цилиндров

Если ци-
ком включить в

ком включить в гидросистему так, чтобы штоковая его полость была постоянно подключена к нагнетательной магистрали, а противоположная полость попеременно либо к этой магистрали, либо к сливной (рис. 26, г), то представится возможным осуществить как равные скорости при прямом и обратном ходах, так и разные.

При соединении левой полости с баком поршень под действием постоянно действующих сил давления жидкости в правой полости будет перемещаться влево/при соединении ее с нагнетательной магистралью поршень вследствие разности рабочих площадей будет перемещаться вправо.

$$d = \frac{D}{\sqrt{2}}$$

Из рис. 26, г видно, что при площади штока будет в 2 раза меньше площади цилиндра. Рабочие площади при движении поршня в обе стороны в этом случае будут равны и определяться из выражения.

На рис. 28, а представлена одна из схем такой системы, снабженная распределительным золотником с отрицательным перекрытием ($h < t$) в среднем положении (см. также рис. 44). В крайних (левом и правом) положениях плунжера золотника жидкость, поступающая от насоса, направляется соответственно в правую или левую полость силового цилиндра /, обеспечивая скорость перемещения его поршня 2, соответствующую рабочему сечению этих полостей. В среднем же положении плунжера каналы, ведущие в бак, блокируются (перекрываются), а обе полости цилиндра соединяются между собой и с каналом насоса через щель отрицательного перекрытия золотника, ввиду чего давления жидкости в них будут равны (гидравлическим сопротивлением пренебрегаем). В результате поршень 2 под действием неуравновешенного вследствие разности рабочих площадей действия на него давления жидкости перемещается вправо. Поскольку жидкость, вытесняемая при этом из правой полости цилиндра, поступает в левую его полость, скорость поршня v_p определится подачей Q_H насоса и подачей, вытесняемой из правой полости цилиндра $Q_{\text{цил}}$.

Усилие, развиваемое на поршне,

$$P = \frac{\pi D^2}{4} p_n - \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} p_n = \frac{\pi d^2}{4} p_n.$$

цилиндр с односторонним што-

гидросистему так, чтобы што-

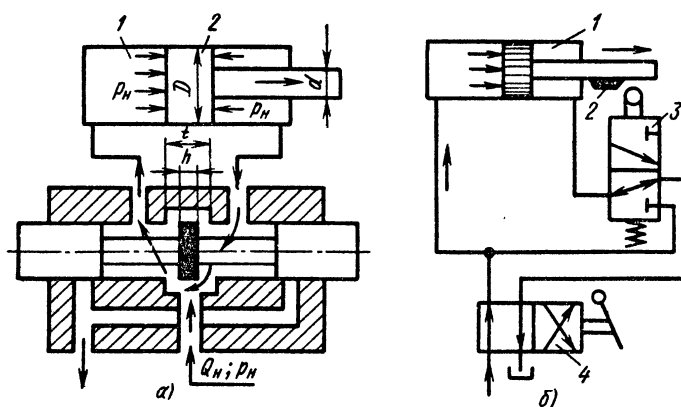


Рис. 28. Силовой цилиндр, снабженный распределителем с отрицательным перекрытием (а), и схема включения такого цилиндра в гидросистему (б)

3. Основные сведения об объемных гидромашинах.

Применяются также силовые цилиндры сложных схем (со ступенчатым поршнем, телескопические цилиндры и пр.).

На рис. 29, а изображена схема цилиндра со ступенчатым поршнем, с помощью которого можно получить несколько скоростей.

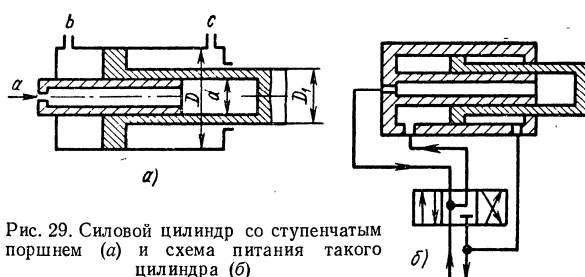


Рис. 29. Силовой цилиндр со ступенчатым поршнем (а) и схема питания такого цилиндра (б)

При подаче жидкости Q_H с давлением p_H в канал **а** получим максимальную скорость и минимальное усилие.

При подводе жидкости в канал **б** получим среднюю скорость и усилие.

При одновременной подаче в каналы **а** и **б** получим минимальную скорость и максимальное усилие.

Для осуществления малых прямолинейных перемещений при небольших усилиях применяют исполнительные механизмы (гидродвигатели) с эластичными разделителями в виде плоских (рис. 30, а) или фигурных (рис. 30, б и в) резино-тканевых мембран. С помощью этих мембран можно обеспечить полную герметичность соединения и одновременно малое трение, благодаря чему мембранные механизмы нашли применение как в гидро-, так и в пневмосистемах при небольших (5—10 кГ/см²) давлениях.

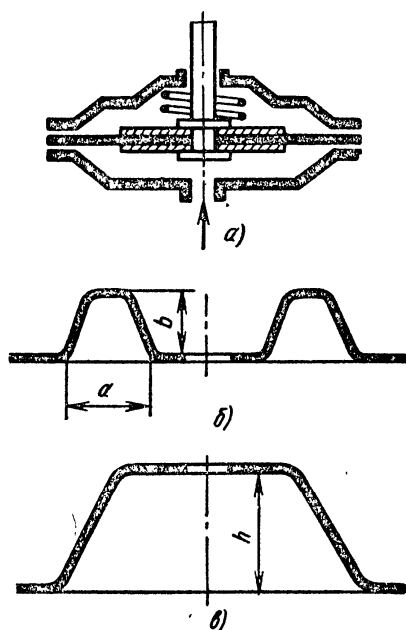


Рис. 30. Схемы:

a — исполнительного механизма мембранного типа; *b* и *c* — мембран

Деформация таких мембран является функцией перепада давления $\Delta p = p_1 - p_2$ и внешней нагрузки F . Деформация составляет до 5% для мембран симметричного и 2—3% от диаметра заделки для мембран несимметричного типов.

На рис. 32, в приведены кривые зависимости $x = f(p)$ для симметричного и на рис. 32, г-г- для несимметричного типов мембран, которые показывают, что характеристики имеют некоторый практически линейный участок АВ.

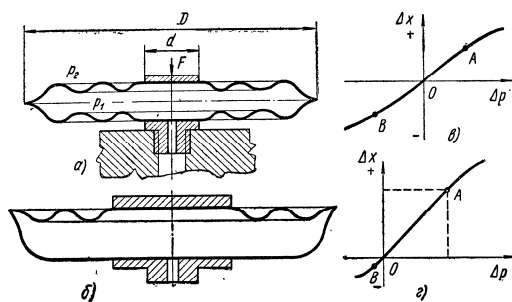


Рис. 32. Металлические мембраны (а и б) и их характеристики (в и г)

Усилие на центре мембраны.

Важным параметром мембранного устройства является эффективная площадь мембраны, которая определяет развиваемое на центре мембраны усилие в направлении, перпендикулярном к плоскости ее защемления. Под эффективной площадью мембраны в общем случае понимают такую площадь, которой будучи умноженной на перепад давления, действующий на мембрану, определяет усилие, развиваемое на ее центре.

Очевидно, такое определение не вскрывает физического смысла эффективной площади, поскольку на самой мембране отсутствует фигура, геометрическая площадь которой определила бы ее эффективную площадь.

Эффективная площадь зависит как от конструктивных параметров, так и от ряда прочих факторов (хода центра мембраны и жесткости ее материала, перепада давления и пр.), определение влияния которых обычно затруднительно. Ввиду этого эффективную площадь рассчитывают при малых (близких к нулевому) прогибах по приближенным формулам с последующей экспериментальной проверкой.

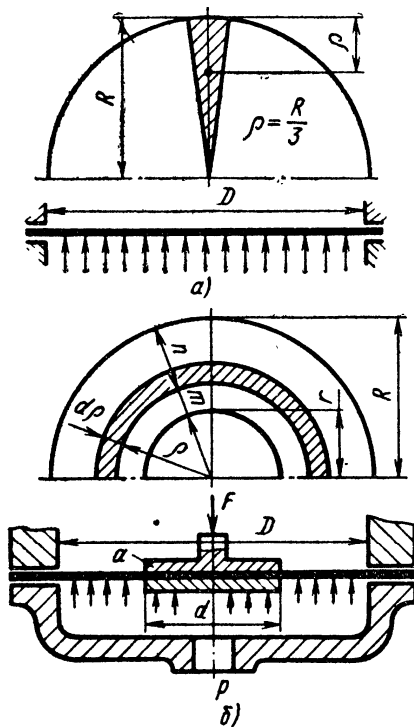


Рис. 33. Расчетные схемы плоской мембраны

Наиболее простым является исполнительный механизм, в котором мембрана не имеет жесткого центра. Расчетная схема такого механизма показана на рис. 33, а. Площадь поверхности S мембраны можно условно разбить на ряд элементарных равнобедренных треугольников с вершинами в центре мембраны и основаниями у контура их закрепления. При этом можно допустить, что равнодействующая сила давления рабочей среды на каждый треугольник приложена на расстоянии ρ , равном $x/3$ высоты R треугольника от основания. Соответственно опорная реакция элементарного треугольника площадью S_0 будет обратно пропорциональна расстоянию от опоры до точки

приложения равнодействующей. Очевидно, что сумма опорных* реакций при таком допущении будет примерно равна $2/3\rho S$ у контура заземления и $1/3\rho S$ в центре мембраны. В соответствии с этим усилие F давления рабочей среды/передаваемое на центр такой мембраны, закрепленной по внешнему контуру ПРИ Расположении ее в плоскости (при мембраны нулевом прогибе)

$$F = \frac{1}{3} \rho S,$$

В соответствии с этим эффективная площадь $S_{эф}$ мембраны, не имеющей жесткого центра,

$$S_{эф} = \frac{F}{\rho} = \frac{1}{3} S = \frac{\pi D^2}{12}.$$

В приведенном расчете мы пренебрегли жесткостью материала мембраны.

Усилие мембраны, имеющей жесткий центр. Для увеличения полезного усилия мембраны в ее центре устанавливают жесткую опору (центр) a диаметром d (рис. 33, б).

Расчет полезного усилия и эффективной площади самого мембранного полотна производится и в этом случае в предположении, что мембранное полотно обладает совершенной эластичностью, а прогиб мембраны равен нулю.

Полное усилие F , развиваемое мембраной при принятых условиях

$$F = \frac{\pi p}{12} (D^2 + Dd + d^2).$$

нулевого прогиба,

Сильфоны

В гидropневмоавтоматике применяются также исполнительные механизмы с разделителем в виде цилиндрического сильфона (рис. 36, а). Сильфоны изготавливают из металлов и лишь для работы при небольших давлениях — из неметаллических материалов (резины и различных пластиков).

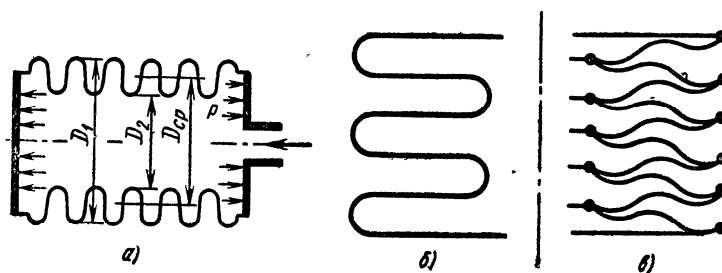


Рис. 36. Схема металлического сильфона

Металлические сильфоны бывают одно- и многослойные (до пяти слоев), причем многослойные сильфоны допускают при той же общей толщине, что и однослойные, и при тех же размерах значительно больший ход при одинаковой нагрузке. Допускаемое давление для неметаллических сильфонов до 2—3 кг/см², для однослойных металлических сильфонов малых диаметров до 30 кг/см² и больших (150 мм) — до 2 кг/см². Многослойные сильфоны из нержавеющей стали применяют для рабочих давлений до 150 кг/см².

Применение этих сильфонов имеет особые преимущества в условиях низких и высоких температур, значение которых лимитируется материалом, из которого изготовлен сильфон.

Долговечность металлического сильфона характеризуется общим числом ходов заданной величины до разрушения какой-либо из его волн, причем это число ходов зависит от размера и частоты деформаций, увеличение которых снижает долговечность сильфона. Общее изменение длины (ход) сильфона состоит из растяжения (удлинения) и сжатия. Рекомендуемое максимальное перемещение металлического сильфона составляет 25% его свободной длины, из которых 15% отводится на сжатие и 10% на растяжение. При необходимости обеспечения большого числа ходов изменение длины сильфона не должно превышать 10%. Допустимое осевое перемещение сильфона из резины можно в зависимости от размера гофров принять равным 50% полной его длины в свободном состоянии в каждую сторону.

За эффективный диаметр сильфона приближенно принимают средний диаметр D_{cp} гофров (см. рис. 36, а), в соответствии с чем усилие, развиваемое сильфоном при действии внутреннего давления жидкости, может быть приближенно, пренебрегая влиянием жесткости материала сильфона, вычислено как произведение давления p на площадь круга со средним

$$P = Fp = \frac{\pi}{4} p D_{cp}^2,$$

диаметром D_{cp}

2. Гидродвигатели поворотного движения

Для возвратно-поворотных движений приводимых узлов на угол, меньший 360°, применяют моментный гидроцилиндр или поворотник, который представляет собой объемный гидродвигатель с возвратно-поворотным-относительно корпуса движением рабочего органа (рис. 37).

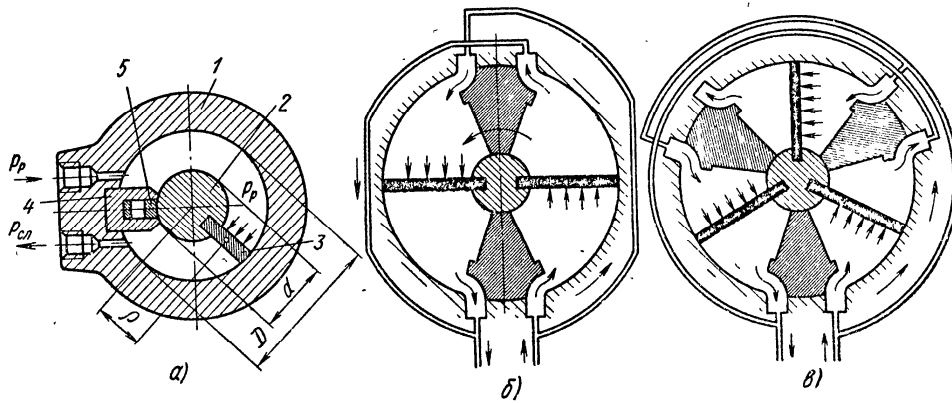


Рис. 37. Моментные гидроцилиндры

Моментный гидроцилиндр состоит из корпуса 1 и поворотного ротора, представляющего собой втулку 2, несущую пластину (лопасть) 3. Кольцевая полость между внутренней поверхностью цилиндра и ротором разделена уплотнительной перемычкой 4 с пружинящим поджимом к ротору уплотнительного элемента 5. При подводе жидкости под давлением p_p в верхний канал (на рис. 37, а показано стрелкой) пластина 3 с втулкой 2 будет поворачиваться по часовой стрелке. Угол поворота вала цилиндра с одной рабочей пластиной обычно не превышает $270\text{--}280^\circ$.

Расчетный крутящий момент M на валу рассматриваемого гидроцилиндра с одной пластиной равен произведению силы P , развиваемой перепадом давления жидкости $\Delta p = p_p - p_{cl}$ на рабочую площадь F пластины, на плечо ρ приложения этой силы (расстояние от оси вращения до центра давления рабочей площади пластины, см. рис. 37, а):

$$M = P\rho = \Delta p F \rho.$$

Из рис. 37, а видно, что рабочая площадь пластины

$$F = \frac{D-d}{2} b$$

и плечо приложения силы

$$\rho = \frac{D}{2} - \frac{D-d}{4} = \frac{D+d}{4}.$$

В соответствии с этим расчетный крутящий момент

$$M = P\rho = \Delta p F \rho = \frac{\Delta p (D-d) b}{2} \cdot \frac{D+d}{4} = \frac{\Delta p b}{8} (D^2 - d^2),$$

Угловая скорость ω вала цилиндра определится из условия равенства расхода жидкости Q и объема, описываемого пластиной в единицу времени:

$$Q = v_{ок} F,$$

где $v_{ок}$ — окружная скорость центра давления пластины.

Подставив значения

$$F = \frac{D-d}{2} b \text{ и } v_{ок} = \omega r = \omega \frac{D+d}{4},$$

получим

$$Q = \omega \frac{D+d}{4} \cdot \frac{D-d}{2} b = \frac{\omega b}{8} (D^2 - d^2).$$

Из этого выражения находим

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

Фактический момент M_ϕ и угловая скорость ω_ϕ будут меньше расчетных в связи с наличием потерь трения и утечек жидкости, характеризующихся механическим $\eta_{мех}$ и объемным $\eta_{об}$ к. п. д. гидроцилиндра:

$$M_\phi = \frac{b \Delta p}{8} (D^2 - d^2) \eta_{мех};$$

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

Применяются также многопластинчатые моментные гидроцилиндры (рис. 37, б и в), которые позволяют увеличить крутящий момент, однако угол поворота при этом уменьшится.

3. Гидродвигатели вращательного движения

Исполнительными механизмами (гидродвигателями) вращательного действия служат гидромашины (гидромоторы) того же конструктивного исполнения, что и насосы, но с золотниковым (бесклапанным) распределением жидкости.

Питание гидромотора осуществляется либо от общей гидросистемы, либо индивидуальным насосом.

Система, состоящая из насоса и гидродвигателя вращательного действия, представляет собой объемный гидропривод, который конструктивно может быть выполнен в виде единого агрегата (машины), включающего насос и мотор той или иной конструкции (нераздельное исполнение), либо в виде отдельных насоса и гидромотора, соединенных трубопроводами (раздельное исполнение).

Реверсирование направления движения (вращения) гидромотора осуществляют либо с помощью распределительного устройства, либо реверсированием направления подачи насоса.

Регулирование выходного вала гидромотора осуществляют изменением количества поступающей к нему жидкости с помощью дроссельного регулятора или изменением рабочего объема насоса или гидромотора.

Теоретическая мощность N_T и крутящий момент M_T на выходном валу гидромотора связаны отношениями

$$N_T = \Delta p Q_T = \Delta p q n;$$

$$M_T = \frac{N_T}{2\pi n} = \frac{\Delta p q}{2\pi} = 0,159 \Delta p q,$$

1. 3 Лекция №3, 4 (4 часа).

Тема: «Элементы управления»

1.3.1 Вопросы лекции:

1. Гидрораспределители
2. Клапаны
3. Дроссели

1.3.2 Краткое содержание вопросов:

1. Гидрораспределители

Важное значение для надежной работы гидросистем имеет рациональный выбор управляющих устройств, обеспечивающих выполнение логических функций по осуществлению заданной последовательности действия исполнительных механизмов гидросистемы. Наиболее важными из этих функций является управление движением и расходом жидкости, для чего применяется различная аппаратура регулирования расхода и давления, изменения направления потока жидкости, включения и выключения отдельных исполнительных механизмов и отдельных участков трубопровода и т. д.

Гидропневмоаппараты подразделяют по следующим признакам:

- по конструкции запорно-регулирующего элемента: золотниковые, крановые и клапанные;
- по признаку воздействия на запорно-регулирующий элемент : клапаны и аппараты неклапанного действия;
- по возможности регулирования: регулируемые и нерегулируемые;
- по характеру открытия рабочего проходного сечения: регулирующие и направляющие;

по назначению: клапаны давления, дроссели, распределители, обратные клапаны и др

3.1 Гидрораспределители

При эксплуатации гидросистем возникает необходимость изменения направления потока рабочей жидкости на отдельных ее участках с целью изменения направления движения исполнительных механизмов машины, требуется обеспечивать нужную последовательность включения в работу этих механизмов, производить разгрузку насоса и гидросистемы от давления и т.п.

Эти и некоторые другие функции могут выполняться специальными гидроаппаратами - *направляющими гидрораспределителями*.

Распределитель (распределительное устройство) предназначен для управления потоком рабочей жидкости. С помощью распределителей обеспечивается направление рабочей жидкости к соответствующему исполнительному механизму, а также осуществляется реверс гидромеханизмов.

По конструктивному выполнению распределители разделяют в основном на золотниковые, крановые и клапанные типы. В первом типе распределение жидкости осуществляется с помощью осевого смещения цилиндрического или плоского распределительного элемента, во втором — путем поворота пробки крана и в третьем — путем последовательного открытия и закрытия рабочих (расходных) окон с помощью клапанов (затворов).

Также они различаются по следующим признакам:

- **По числу фиксированных положений золотника** гидрораспределители подразделяются: на двухпозиционные, трехпозиционные и многопозиционные.
- по виду управления гидрораспределители подразделяются на гидроаппараты с ручным, электромагнитным, гидравлическим или электрогидравлическим управлением. Крановые гидрораспределители используются чаще всего в качестве вспомогательных в золотниковых распределителях с гидравлическим управлением.
- по способу открытия рабочего проходного сечения (направляющие и дроссельные).

Золотниковые гидрораспределители

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

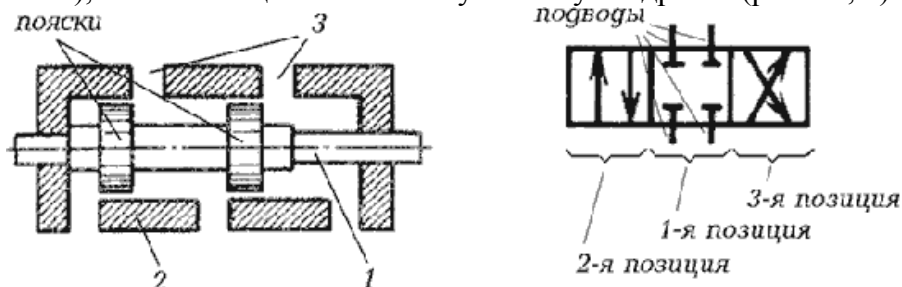


Рис.5.1. Схема (а) и обозначение (б) гидрораспределителя

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

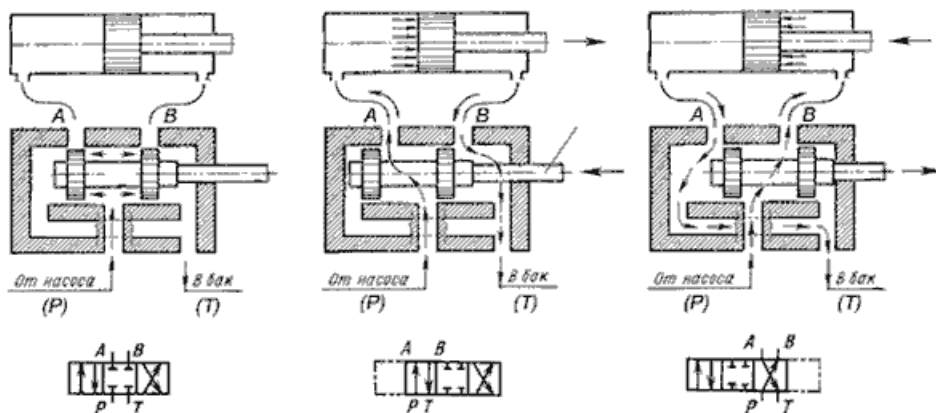


Рис.5.2. Схема работы золотникового гидрораспределителя

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

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

Примеры обозначения распределителей приведены на рис.5.3.

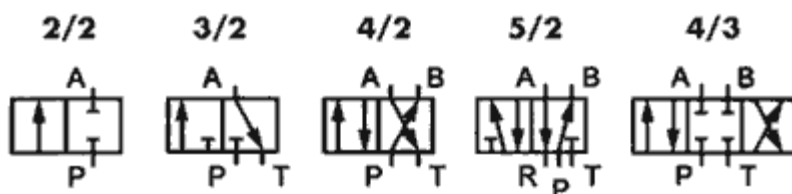


Рис.5.3. Примеры обозначения типов распределителей

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

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

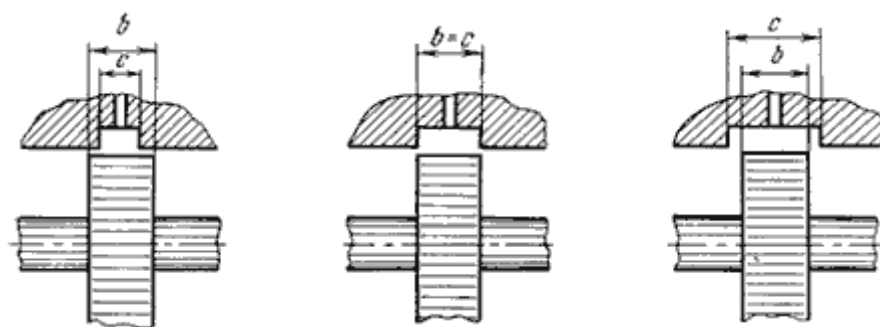


Рис.5.7. Конструктивные исполнения золотников

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

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

5.3. Крановые гидрораспределители

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

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

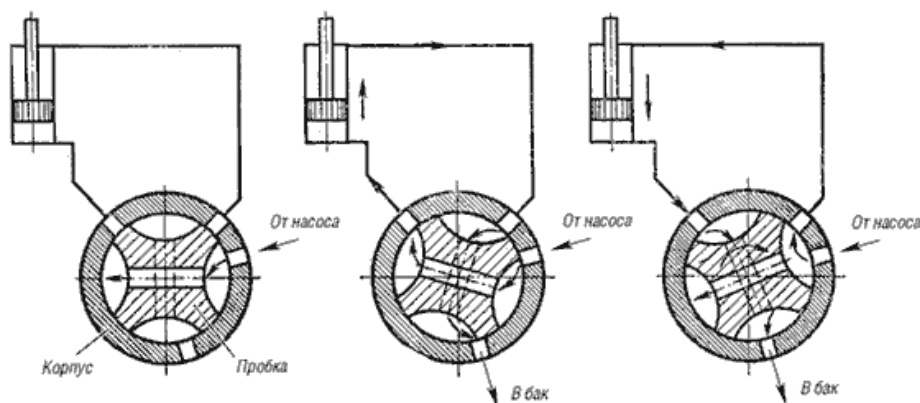


Рис.5.8. Схемы включения в гидросистему пробкового крана

Серийный двухпозиционный крановый гидрораспределитель Г71-3 (рис.5.9) с цилиндрической пробкой состоит из корпуса 3, фланца 5, крышки 1, пробки 2, уплотнения 4, ступицы 7, рукоятки 8 и шарикового фиксатора 6. В положении пробки крана, указанном на рисунке, жидкость через отверстие 17 поступает в камеру 16; из нее через канал 18 в пробке крана (показан пунктиром) - в камеру 12 и далее через отверстие 11 в корпусе к гидродвигателю или к другому управляемому объекту. Из другой полости гидродвигателя жидкость поступает в отверстие 9, далее в камеру 10 и через канал 13 в камеру, которая отверстием 15 в корпусе крана соединена со сливом. При повороте пробки крана по часовой стрелке на угол 45 происходит изменение направления потока рабочей жидкости.

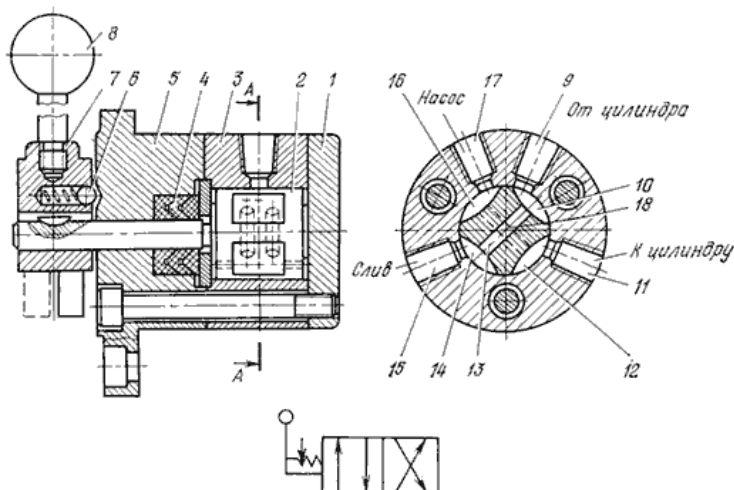


Рис.5.9. Крановый гидрораспределитель и его условное обозначение

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

Крановые гидрораспределители чаще всего применяют в качестве вспомогательных в золотниковых гидрораспределителях с гидравлическим управлением.

Клапанные гидрораспределители

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

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

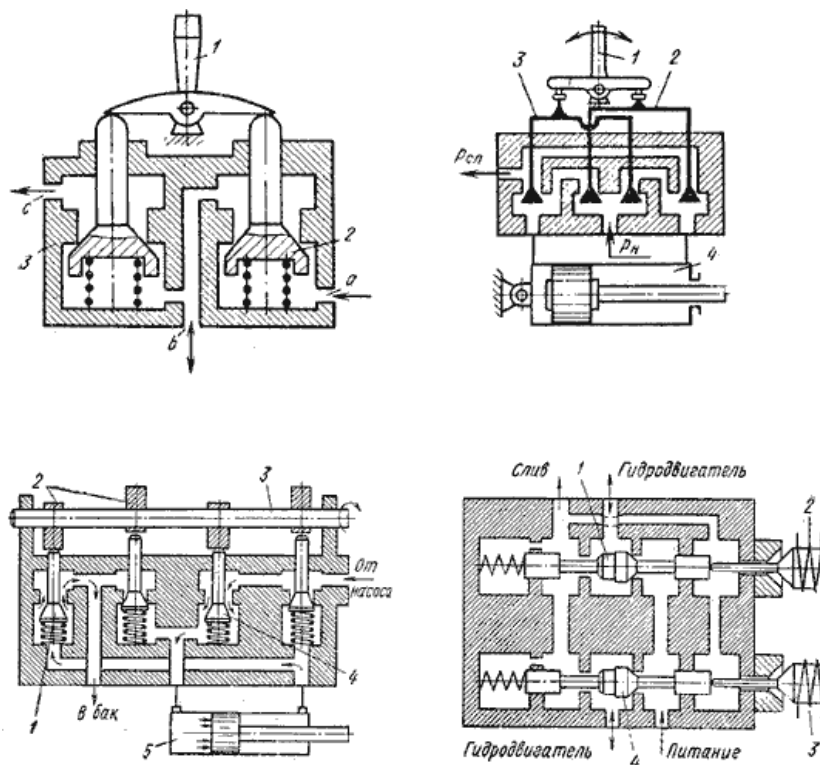


Рис.5.10.

а, б - с качающимся рычагом; в - с кулачковым приводом; г - с электромагнитным приводом

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

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

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

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

При включении электромагнита 2 клапан 1, сжимая пружину, переместится в крайнее левое положение и прижмется к левому седлу. В этом положении одна из полостей потребителя соединится с напорной магистралью. При включенном электромагните 3 и выключенном электромагните 2 сработает клапан 4, соединив вторую полость потребителя с магистралью нагнетания.

2. Клапаны

Напорные гидроклапаны

Напорные гидроклапаны предназначены для ограничения давления в подводимых к ним потоках рабочей жидкости. На рис.6.1 приведены принципиальные схемы напорных клапанов прямого действия с шариковым, конусным, плунжерным и тарельчатым запорно-регулирующими элементами.

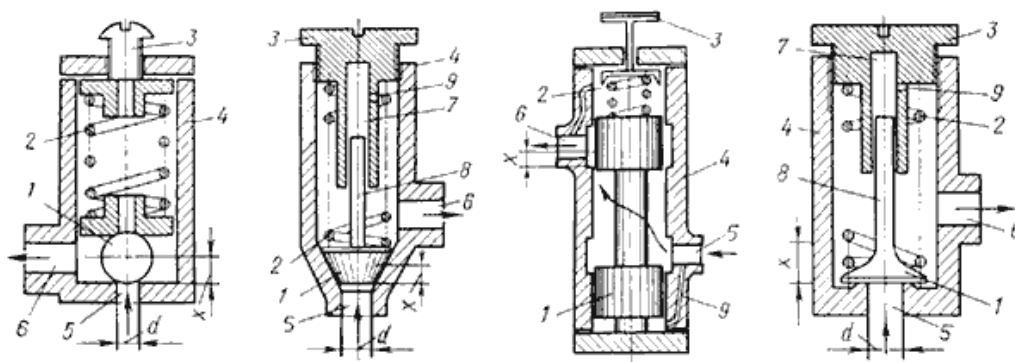


Рис.6.1. Принципиальные схемы напорных клапанов с запорно-регулирующими элементами:

а - с шариковым; б - с конусным; в - с золотниковым; г - с тарельчатым.

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

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

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

Для уменьшения силы удара и частоты колебаний клапана о седло применяют специальные гидравлические демпферы (рис.6.1, б, г). Устройство состоит из камеры 7, в которой перемещается плунжер 8. Камера заполнена жидкостью. С линией слива эта камера соединяется тонким калибровочным отверстием 9 диаметром 0,8...1 мм. При открывании клапана плунжер вытесняет жидкость из камеры демпфера. Создаваемое при этом гидравлическое

сопротивление, пропорциональное скорости движения плунжера, уменьшает частоту колебаний, силу удара запорно-регулирующего элемента и частично устраняет его вибрацию.

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

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

Дифференциальный клапан (рис.6.2) состоит из плунжера 1, который имеет два пояса диаметрами D и d , на которые воздействует жидкость.

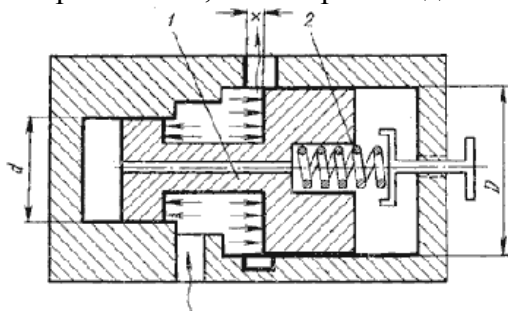


Рис.6.2. Принципиальная схема дифференциального клапана

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

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

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

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

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

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

Еще большего уменьшения размеров пружины и всего клапана в целом при одновременном повышении его герметичности можно достигнуть в клапанах непрямого действия (рис.6.3).

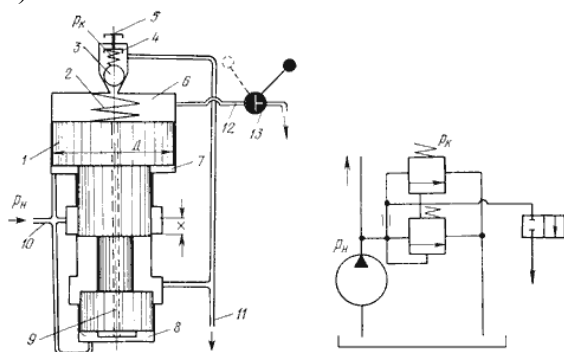


Рис.6.3. Напорный клапан непрямого действия:
а - принципиальная схема; б - условное обозначение

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

Если при работе машины давление в гидросистеме $P_H < P_K$, шариковый клапан закрыт, в полостях 6, 7, 8 устанавливается одинаковое давление P_H , золотник 1 под воздействием пружины 2 занимает крайнее нижнее положение, а гидролиния высокого давления 10 отделена от гидролинии слива 11 (положение клапана соответствует изображенному на рис.6.3). Изменение давления в гидросистеме вызывает изменения давления в полостях 6, 7, 8 клапана. В тот момент, когда давление P_H превысит P_K , шариковый клапан 3 откроется и через него жидкость в небольшом количестве начнет поступать на слив. В капиллярном канале золотника создается течение жидкости с потерей давления на преодоление гидравлических сопротивлений. Вследствие этого давление жидкости в полости 6 станет меньше давления в полостях 7 и 8. Под действием образовавшегося перепада давлений золотник 1 переместится вверх, сжимая пружину и соединяя линию 10 с линией 11. Рабочая жидкость будет поступать на слив, и перегрузки гидросистемы не произойдет. Однако как только линия высокого давления соединится со сливом, давление жидкости в гидросистеме уменьшится до $P_H < P_K$, шариковый клапан закроется и течение жидкости по капиллярному каналу прекратится. Давление в полостях 6, 7 и 8 выровняется и под воздействием пружины 2 золотник возвратится в исходное положение, снова отделив линию высокого давления от слива. Если причина, вызвавшая повышение давления в гидросистеме, не будет устранена, процесс повторится и золотник в конечном итоге установится на определенной высоте, при которой давление в гидросистеме будет поддерживаться постоянным.

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

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

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

Редукционный клапан

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

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

Редукционный клапан (рис.6.4) состоит из запорно-регулирующего элемента - плунжера 1, прижатого к седлу пружинной 2, сила натяжения которой регулируется винтом 3. Отверстие 4 корпуса соединяется с гидролинией высокого давления, а отверстие 5 с гидролинией низкого давления. В исходном положении клапан прижат к седлу, а вход клапана отделен от выхода. При повышении давления P_I плунжер поднимается и гидролиния высокого дав-

ления соединяется с гидролинией низкого давления. Чем больше давление P_1 , тем больше открывается проходное сечение клапана и тем больше становится давление P_2 .

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

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

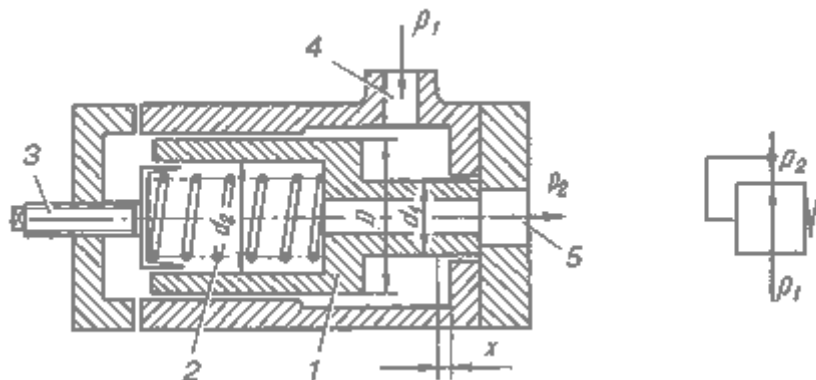


Рис.6.4.

Редукционный

клапан:

а - принципиальная схема; б - условное обозначение

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

Рассмотрим работу редукционного клапана непрямого действия (рис.6.5). Клапан состоит из основного запорно-регулирующего элемента - золотника 1 ступенчатой формы, нагруженного нерегулируемой пружиной 2 с малой жесткостью, и вспомогательного запорно-регулирующего элемента 5 в виде шарикового клапана. Силу натяжения пружины 4 шарикового клапана можно изменять винтом 3. В корпусе клапана имеются каналы, соединяющие полости 7 и 8 с выходом, а в золотнике 1 - капиллярный канал 9, соединяющий полость 6 с полостью 8, а через последнюю и с выходом клапана.

Если пружина 4 настроена на давление большее, чем давление P_1 на входе клапана, то золотник 1 занимает исходное положение (показано на рис.6.5). В этом случае в полостях 6, 7 и 8 будет одинаковое давление, равное P_1 , полость 10 соединена с полостью 11, а жидкость свободно протекает через клапан. Редуцирования давления при этом не происходит. При настройке пружины 4 на давление $P_2 < P_1$ шариковый клапан откроется и жидкость в небольшом количестве из полости 6 будет поступать на слив. В капиллярном канале 9 золотника создается течение жидкости с потерей в нем давления на преодоление гидравлических сопротивлений. В результате давление в полости 6 упадет и золотник поднимется вверх, уменьшив

площадь живого сечения между полостями 10 и 11.

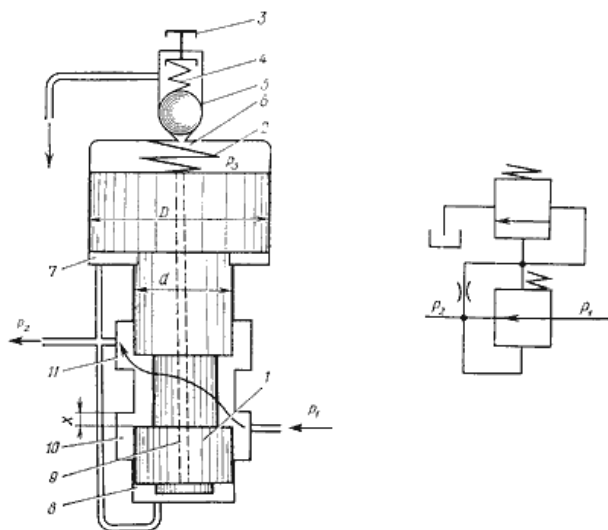


Рис.6.5. Редукционный клапан непрямого действия:
а - принципиальная схема; б - условное обозначение

Это в свою очередь вызовет понижение давления в полостях 11, 8 и 7, опускание золотника и увеличение площади живого сечения между полостями 10 и 11. Процесс повторится снова, и золотник, совершая колебательные движения, установится на определенной высоте. Всякое изменение давления на входе или выходе клапана вызывает ответное перемещение золотника. В конечном итоге за счет изменения дросселирования давление на выходе клапана поддерживается постоянным. В этом клапане полость 7 и узкий канал, соединяющий полость с выходом клапана, оказывают демпфирующее влияние на золотник, уменьшая его колебания.

Обратные гидроклапаны

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

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

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

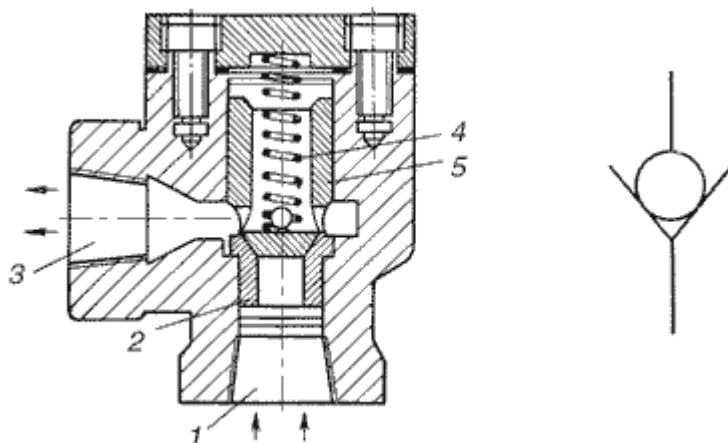


Рис.6.6. Обратный клапан типа Г51:
а - конструкция; б - условное обозначение

Обратный клапан Г51 (рис.6.6) имеет конусный запорно-регулирующий элемент 5. При подводе рабочей жидкости к отверстию 1 запорно-регулирующий элемент 5 поднимается над седлом 2, преодолевая силу натяжения пружины 4. Жидкость свободно проходит к отверстию 3. При изменении направления потока рабочей жидкости запорно-регулирующий элемент 5 прижат к седлу и блокирует отверстие 1.

3. Дроссели

Дроссели и регуляторы расхода предназначены для регулирования расхода рабочей жидкости в гидросистеме или на отдельных ее участках и связанного с этим регулирования

скорости движения выходного звена гидродвигателя. Дроссели выполняются по двум принципиальным схемам.

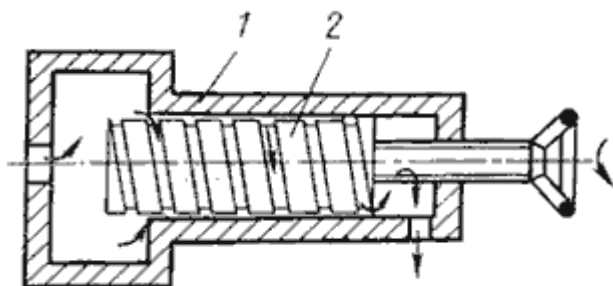


Рис. 6.10.

Линейный

дроссель:

1 - корпус; 2 - винт

Линейные дроссели, в которых потери давления пропорциональны расходу жидкости. В таких дросселях потери давления определяются потерями давления по длине. Изменяя длину канала, по которому движется жидкость, можно изменить потери давления и расход через дроссель. Примером линейного дросселя служит гидроаппарат с дроссельным каналом (рис. 6.10).

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

Нелинейные дроссели характеризуются тем, что режим движения жидкости через них турбулентный, а перепад давлений практически пропорционален квадрату расхода жидкости, поэтому такие дроссели часто называют квадратичными. В них потери давления определяются деформацией потока жидкости и вихреобразованиями, вызванными местными сопротивлениями. Изменение перепада давлений, а, следовательно, и изменение расхода жидкости через такие дроссели достигается изменением или площади проходного сечения, или числа местных сопротивлений.

В регулируемых (рис. 6.11, а, б, в, г) и нерегулируемых (рис. 6.11, д, е) нелинейных дросселях длина пути движения жидкости сведена к минимуму, благодаря чему потери давления и расход практически не зависят от вязкости жидкости и изменяются только при изменении площади рабочего проходного сечения. Максимальную площадь устанавливают из условия пропуска заданного расхода жидкости через полностью открытый дроссель, минимальную - из условия исключения засорения рабочего окна.

В пластинчатых дросселях (рис. 6.11, е) сопротивление зависит от диаметра отверстия, которое, однако, можно уменьшить лишь до определенного предела ($d_{min} > 0,5$ мм), ограничиваемого засорением во время работы такого дросселя. Для получения большого сопротивления применяют пакетные дроссели с рядом последовательно соединенных пластин (рис. 6.11, д). В таких дросселях расстояние между пластинами l должно быть не менее $(3 \dots 5) d$, а толщина пластин s не более $(0,4 \dots 0,5) d$.

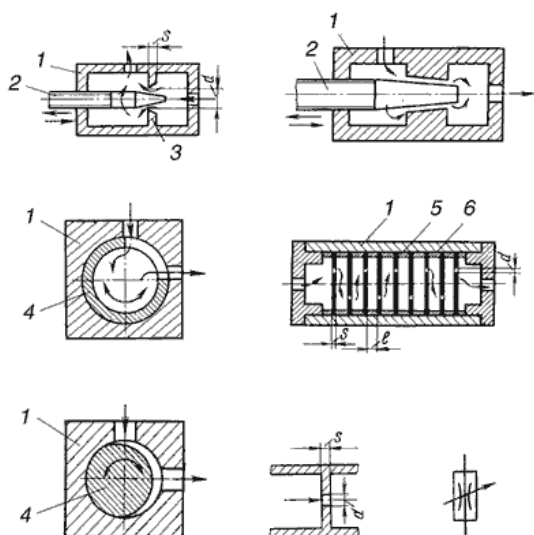


Рис. 6.11. Принципиальные схемы нелинейных дросселей: а - игольчатого; б - комбинированного; в - пробкового щелевого; г - пробкового эксцентричного; д - пластинчатого пакетного; е - пластинчатого; ж - условное обозначение регулируемого дросселя; 1 - корпус; 2 - игла; 3 - диафрагма; 4 - пробка; 5 - пластина; 6 - втулка

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

$$\Delta P = \gamma \zeta \frac{v^2}{2g}$$

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

К нелинейным дросселям относятся также и *комбинированные дроссели*, в которых потери давления по длине и местные потери соизмеримы между собой по величине и в равной мере оказывают влияние на расход жидкости через дроссель (рис. 6.11, б). На характеристику комбинированных дросселей влияет вязкость рабочих жидкостей. Поэтому такие дроссели целесообразно применять в гидросистемах, в которых температура рабочей жидкости изменяется в небольших пределах.

Для определения расхода жидкости через дроссель пользуются формулой

$$Q = \mu \omega \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma}}$$

где ω - площадь проходного сечения дросселя; ΔP - перепад давлений у дросселя; μ - коэффициент расхода, зависящий от конструкции дросселя, числа Рейнольдса, формы и размеров отверстия [Лебедев, ГМЛП, стр. 141-142, Навроцкий с. 50].

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

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

Причиной облитерации рабочего окна может быть не только недостаточная очистка рабочей жидкости, но и адсорбция поляризованных молекул рабочей жидкости на стенках щели. Адсорбируемые молекулы образуют многорядный слой, толщина которого может достигать 10 мкм. Этот слой способен сопротивляться значительным нормальным и сдвигающим нагрузкам. В конечном итоге происходит постепенное уменьшение площади живого

сечения рабочего окна, а при малых значениях и полное его заращивание. Соответственно уменьшается до нуля и расход жидкости через дроссель. При страгивании с места запорного элемента дросселя адсорбционный слой молекул разрушается, а первоначальный расход восстанавливается.

Поэтому, чтобы добиться малого расхода в ответственных гидросистемах, применяют специальные конструкции дросселей. В таких дросселях рабочему органу (игле, пробке, диафрагме и т.д.) сообщаются непрерывные вращательные или осциллирующие движения. Благодаря этим движениям на рабочей поверхности проходного окна дросселя не образуется слоя адсорбированных молекул и не происходит заращивание щели.

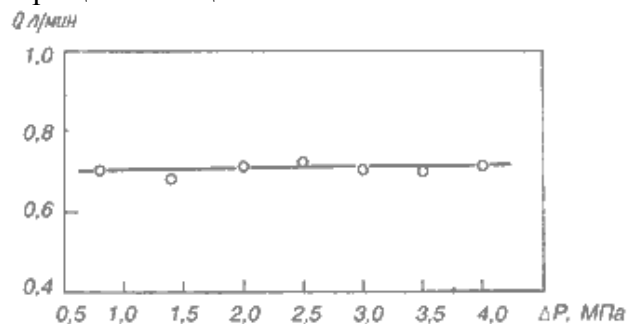
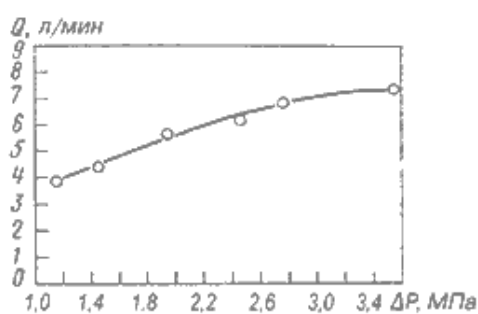


Рис.6.12. Проливочные характеристики
а - дросселя Г77-11; б - регулятора расхода Г55-21

Недостатком дросселей является неравномерность расхода, вызванная изменением перепада давлений у дросселя. На рис.6.12, а приведена проливочная характеристика дросселя Г77 11 $Q = f(\Delta P)$, из которой видно, что с изменением перепада давлений (вызванного, например, изменением нагрузки на гидродвигатель)

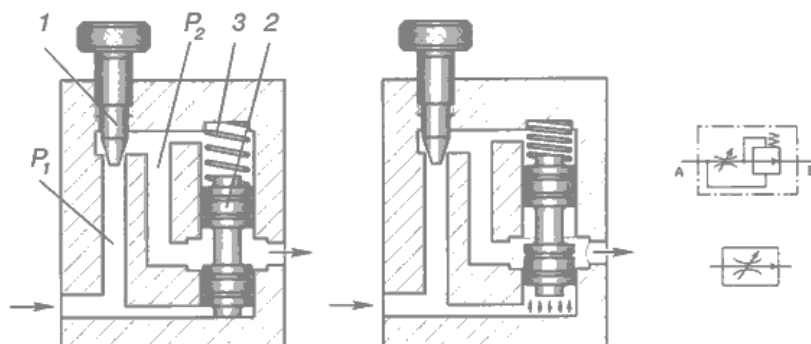


Рис.6.13. – Регулятор расхода Г77-11

Для частичного или полного устранения неравномерности расхода применяют регуляторы расхода, в которых перепад давлений в дросселе ΔP во время его работы поддерживается примерно постоянным. Конструктивно этот аппарат состоит из последовательно включенных редукционного клапана и дросселя. Расход жидкости через регулятор устанавливается дросселем 1, а постоянство перепада давлений на дросселе - редукционным клапаном 2 (рис.6.13). При увеличении расхода Q через дроссель увеличивается перепад давлений $\delta P = P_1 - P_2$, который вызывает смещение вверх запорно-регулирующего элемента клапана. Проходное сечение уменьшается, и при этом расход на выходе из регулятора будет уменьшен.

Благодаря постоянству перепада давлений у дросселя расход жидкости через регулятор и скорость движения выходного звена гидродвигателя не изменяются при изменении нагрузки. Вид проливочной характеристики $Q = f(\Delta P)$ регулятора расхода Г55-21 приведен на рис.6.12, б, а его конструкция на рис.6.14.

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

1. 4 Лекция №5 (2 часа).

Тема: «Источники энергии»

1.4.1 Вопросы лекции:

1. Поршневые насосы
2. Роторные насосы
3. Шестеренчатые насосы

1.4.2 Краткое содержание вопросов:

1. Поршневые насосы

Гидромашины, в которых осуществляются попеременное заполнение рабочей камеры жидкостью и вытеснение ее из рабочей камеры, называют *объемными*. Такие машины предназначены для преобразования энергии потока жидкости в энергию движения выходного звена (гидродвигатели), и наоборот (насосы). Объемные гидромашины делятся на два больших класса — *поршневые* и *роторные*.

Принцип действия. Простейший поршневой насос состоит из рабочего цилиндра, снабженного двумя клапанами всасывающим и нагнетательным, поршня, совершающего возвратно-поступательное движение.

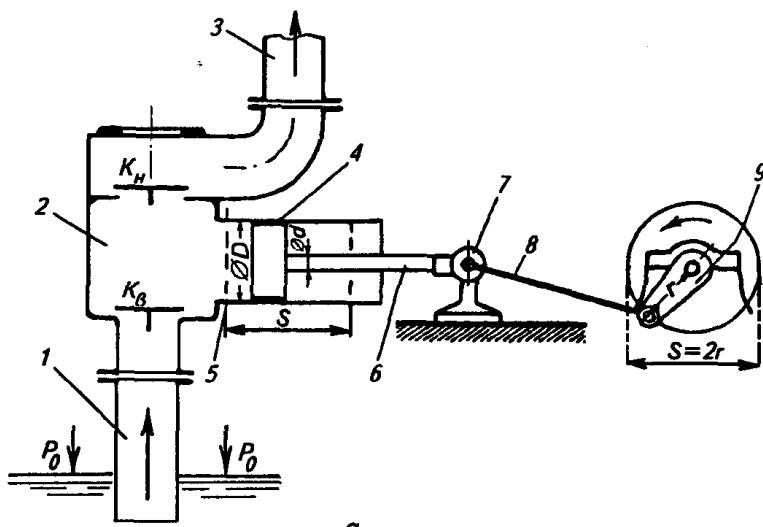


Рис. Поршневой насос одинарного действия:

1—всасывающий трубопровод; 2 — рабочая камера — напорный трубопровод; 4—поршень; 3 — цилиндр; 6 — шток; 7—крейцкопф; 8—шатун; 9—кривошип

Всасывающий трубопровод соединяет камеру цилиндра с резервуаром. При ходе всасывания (поршень движется вправо) в камере вследствие увеличения ее объема, а также в месте соединения всасывающего трубопровода с цилиндром создается разрежение. Под действием перепада давлений жидкость перемещается к насосу, всасывающий клапан открывается и жидкость заполняет рабочую камеру цилиндра.

В процессе возвратно-поступательного движения поршня жидкость перемещается по всасывающему трубопроводу в цилиндр насоса, а из него — в нагнетательную трубу и затем к потребителю. Потребителями могут быть резервуары, паровые котлы, аппараты и др.

Классификация. Поршневые насосы классифицируют следующим образом:

по числу цилиндров — одно-, двух-, трех- и многоцилиндровые;

по роду перекачиваемой жидкости — нефтяные (для перекачки горячих нефтепродуктов), дозировочные (для перекачки химических реагентов), предназначенные для перекачки сжиженных газов, цементировочные (для перекачки цементного раствора и воды при цементировании скважин) и др.;

по конструкции поршня — поршневого типа, плунжерные (поршень представляет собой удлиненный полый цилиндр), диафрагмовые (цилиндр отделен от клапанной коробки упругой диафрагмой), с проходным поршнем;

по способу действия — одинарного, двойного, тройного и четверного действия, а также дифференциальные;

по расположению рабочих цилиндров — горизонтальные и вертикальные;

по способу приведения в действие — паровые прямодействующие (поршень насоса и поршень силового цилиндра закреплены на общем штоке), приводные (работают от двигателя через соответствующие передачи и кривошипно-шатунный механизм), ручные.

Поршневые насосы могут различаться также по числу цилиндров.

Основные параметры. Параметрами, характеризующими работу любого поршневого насоса, служат подача Q , напор H , мощность N , высота всасывания $H_{вс}$ и полный КПД насоса.

Объем жидкости, подаваемой поршневым насосом за один оборот, определяют, исходя из объема цилиндра $V = FnS$,

где F — площадь поршня; S — ход поршня.

Действительная подача ($\text{м}^3/\text{с}$) насоса одинарного действия

$$Q = (FnSn/60)\eta_{об}$$

где n — частота вращения вала кривошипа, об/мин;

$\eta_{об}$ — объемный КПД насоса.

Подачу насоса двойного действия ($\text{м}^3/\text{с}$) определяют с учетом объемов, подаваемых обеими половинами насоса за 1 оборот:

$$Q_d = (2Fn - f)Sn\eta_{об}/60$$

где f — площадь штока поршня.

Среднюю подачу поршневого насоса можно определить через объем жидкости V , вытесняемый поршнем, и время двойного хода поршня.

Для насоса простого действия средняя подача поршневого насоса

$$Q_{cp} = Fr\omega/\pi$$

где F — площадь поршня; r — радиус кривошипа; ω — угловая скорость кривошипа.

Теоретически поршневой насос может развивать любой напор. Однако практически напор ограничивается запасом прочности отдельных двигателей и мощностью двигателя, приводящего насос в действие. Мощность (кВт), потребляемая поршневым насосом,

$$N = \gamma QH/(102\eta_H)$$

где, γ — объемный вес жидкости, $\text{Н}/\text{м}^3$, Q — подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$, H — напор насоса, м, η_H — КПД насоса (0,7...0,9).

Высота всасывания поршневого насоса зависит от атмосферного давления, температуры и плотности жидкости, а также от частоты вращения вала двигателя.

2. Роторные насосы

К роторным гидромашинам относятся аксиально-поршневые, шестеренные, винтовые, пластинчатые и радиально-роторные насосы.

Аксиально-поршневые насосы. Аксиально-поршневой насос состоит из ротора (блока цилиндров) 5, соединенного пространственным шарниром с наклонным валом (рис.). Поршни 4 блока цилиндров 2 соединены с шайбой шатунами 3.

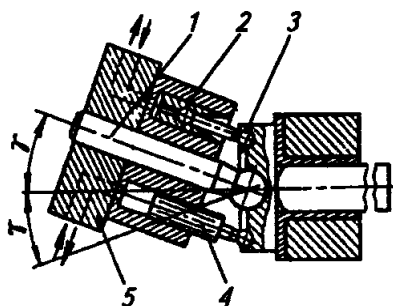


Рис. Аксиально-поршневые насосы:

1 - вал; 2 - блок цилиндров; 3 - шатуны; 4 - поршни; 5 - ротор

За полный оборот вала 1 поршень один раз всасывает и один раз нагнетает жидкость. Ротор 5 вращается относительно неподвижной распределительной плиты, в которой выполнены дуговые пазы, соединенные соответственно с каналами всасывания и нагнетания. В процессе вращения ротора 5 цилиндры с поршнями последовательно проходят пазы всасывания и нагнетания, что обеспечивает непрерывное движение масла в нагнетательный трубопровод. Таким образом, процессы всасывания и нагнетания происходят без применения клапанов, что выгодно отличает эти насосы от обычных поршневых насосов клапанного типа.

Подача Q (л/с) аксиально-поршневых насосов

$$Q = \pi d^2 / (4 \cdot 10^6) D z n \eta_{\text{об}} \operatorname{tg} \alpha$$

где d — диаметр поршня, м; D — диаметр окружности, на которой расположены центры цилиндров, м; z — число поршней (цилиндров); n — частота вращения вала, об/мин; $\eta_{\text{об}}$ — объемный КПД насоса; α — угол наклона вала ($20 \dots 25^\circ$).

Регулирование подачи достигается изменением угла наклона вала (шага поршней). При $\alpha = 0$ подача $Q=0$.

Эти насосы также обратимы: при подаче в них масла под давлением от другого насоса они становятся гидродвигателями вращательного движения. По сравнению с радиальными осевые поршневые насосы при одинаковой подаче имеют меньшую массу и размеры. Кроме того, из-за меньшего момента инерции вращающихся масс в них допускается большая частота вращения: $n \geq 5000$ об/мин ($n = 15\,000$ об/мин у насосов на самолетах). Подача насоса достигает 900 л/с, давление $(200 \dots 600) \cdot 10^5$ Н/м², КПД 0,90...0,95.

3. Шестеренчатые насосы

Их применяют в системах маслоснабжения насосных и электрических станций, гидроприводов сельскохозяйственных и строительных машин с разомкнутой циркуляцией, а также для перекачки различных жидкостей, не содержащих твердых частиц.

Шестеренные насосы характеризуются простотой устройства и надежностью эксплуатации, небольшим числом высокоточных и изнашивающихся деталей, малыми стоимостью, габаритами и массой.

Принцип действия насосов состоит в следующем. Две шестерни 1 и 5 (рис. 6.5) равной ширины и равного модуля находятся в зацеплении и располагаются в цилиндрических расточках корпуса 7 насоса с минимальным радиальным зазором. К торцам шестерен прибегают боковые стенки корпуса насоса. При вращении шестерен жидкость, расположенная между зубьями, переносится из полости всасывания 2 в полость нагнетания 4. В напорной полости жидкость из впадин вытесняется зубьями противоположной шестерни и поступает в напорную линию насоса.

Шестеренный насос желательно устанавливать так, чтобы уровень рабочей жидкости в баке был выше места установки насоса. Это особенно важно, если гидросистема эксплуатируется при пониженной температуре воздуха, когда вязкость рабочей жидкости может значительно возрасти.

Шестеренные насосы используют также в качестве гидромоторов. При этом вследствие возможности реверсирования гидромоторы должны иметь симметричные устройства входа и выхода.

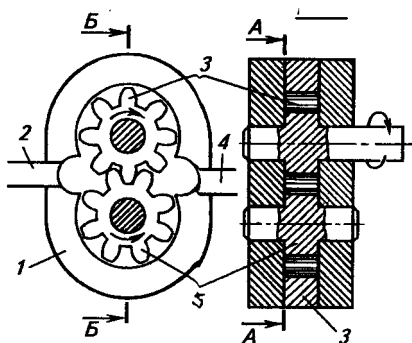


Рис. 6.5. Принцип действия шестеренного насоса:

1- корпус, 2- полость всасывания, 3, 5- шестерни, 4- полость нагнетания

Основные параметры шестеренного насоса рассчитывают по следующим формулам.
Действительная подача (м³/с) шестеренного насоса

$$Q = [FB(z_1 + a)n/60]\eta_{об},$$

где F-площадь поверхности впадины между зубьями, м²; B- длина шестерни, мм; z_1 и a — число зубьев ведущей и ведомой шестерен; n - частота вращения, об/мин, $\eta_{об}$ - объемный КПД.

Объемный КПД шестеренного насоса $\eta_{об} = \dot{q}_д / \dot{q}_т$,

где $\dot{q}_д$, $\dot{q}_т$ — действительная и теоретическая подача.

1. 5 Лекция №6 (2 часа).

Тема: «Линейная модель гидравлического привода с дроссельным регулированием»

1.5.1 Вопросы лекции:

1. Общие положения
2. Уравнения движения и передаточная функция привода
3. Структурная схема линейной модели привода

1.5.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие положения

Гидравлический привод с дроссельным регулированием представляет собой сложный динамический элемент системы управления, который описывается математическими зависимостями, учитывающими как линейные, так и нелинейные факторы. Нелинейность, как уже отмечалось, обусловлена квадратичной зависимостью расхода от давления, насыщением по скорости, изменением модуля упругости жидкости и нелинейным трением в гидродвигателе и нагрузке. Динамическую структуру дроссельного привода можно разделить на линейную часть и нелинейные звенья, влияние которых можно учесть в результате дополнительных исследований. Линейная динамическая модель определяет основу динамической структуры дроссельного привода, по которой можно оценить:

- быстродействие;
- устойчивость контура системы, в которой он применяется;
- частоту собственных колебаний.

2. Уравнения движения и передаточная функция привода

Рассмотрим дифференциальное уравнение движения выходного звена. Неизвестной переменной будем считать координату перемещения выходного звена привода Y или его скорость $V = dY/dt$, которые характеризуют реакцию привода на регулирующее воздействие $X(t)$. При выводе линеаризованного уравнения движения гидравлического привода примем следующие допущения:

1. Динамический процесс происходит в окрестности установившегося движения привода при среднем положении. Этому движению поршня соответствует область характеристики гидроусилителя, где функция $Q_{ДВ} = f(P_{ДВ}; X)$ не имеет разрыва;

2. Сухое трение в гидродвигателе и нагрузки мало и ими можно пренебречь;

3. Волновые процессы в магистральных из-за малой их длины не влияют на динамику привода;

4. Модуль упругости жидкости - величина постоянная, не зависит от давления и температуры. Нерастворенного воздуха в жидкости нет;

5. Коэффициент вязкости жидкости и коэффициент расхода управляемых дросселей гидроусилителя - величина постоянная;

6. Температура жидкости в течение рассматриваемого динамического процесса не изменяется;

7. Гидравлическими потерями в каналах золотника и двигателя пренебрегаем;

8. Давление питания золотникового гидроусилителя - постоянная величина.

В простейшем случае система уравнения, описывающая динамику процесса, будет состоять из двух уравнений - уравнения движения выходного звена привода в виде основного уравнения динамики (второй закон Ньютона) и уравнения расхода, учитывающего условие неразрывности потока жидкости. Уравнение динамики:

$$m \frac{dV}{dt} = F_D - F_{СОПР}, \quad (5.1)$$

m — масса жидкости, движущихся частей гидродвигателя и нагрузки, приведенная к оси силового цилиндра;

V - линейная скорость штока;

F_D - движущее усилие, приложенное к штоку;

$F_{СОПР}$ - усилие сопротивления, приложенное к штоку (результат действия нагрузок);

t - время.

$$F_D = F_D^* + \Delta F_D; F_{СОПР} = F_{СОПР}^* + \Delta F_{СОПР}$$

где F^* - значение параметра в установившемся режиме, ΔF - приращение переменных от установившегося режима. Уравнение статики:

$$F_D^* = F_{СОПР}^* \quad (5.2)$$

Вычитая из уравнения динамики (5.1) уравнение статики, получим уравнение движения в приращениях:

$$m \frac{dV}{dt} = \Delta F_D - \Delta F_{СОПР},$$

Для нагруженного гидродвигателя приращение движущегося усилия:

$$\Delta F_D = S_N \cdot \Delta P_D \quad (5.3)$$

S_N - рабочая площадь поршня;

ΔP_d - перепад давления на поршне.

Приращение сил сопротивления при нагрузке вязким трением и позиционной силой:

$$\Delta F_{сопр} = b \cdot \Delta V + C_M \cdot \Delta Y$$

Тогда

$$m \frac{dV}{dt} = S_N \cdot \Delta P_d - b \cdot \Delta V - C_M \cdot \Delta Y \quad (5.4)$$

b, C_M - коэффициенты.

Уравнение (5.4) справедливо, если масса нагрузки жестко соединена со штоком силового цилиндра, т.е. имеем систему с одной степенью свободы. Для механических систем с двумя или тремя степенями свободы уравнение (5.4) будет выражаться системой уравнений.

Уравнение расхода. Принимаем

$$Q_d = Q_{\text{ТРЕБ}} \quad (5.5)$$

Расход, поступивший в цилиндр, должен быть равен расходу, необходимому для завершения динамического процесса.

Как известно, $Q_d = f(P_d; X)$ - расход на выходе из гидроусилителя. При малых отклонениях принимаем:

$$Q_d = Q_d^* + \Delta Q_d; Q_{\text{ТРЕБ}} = Q_{\text{ТРЕБ}}^* + \Delta Q_{\text{ТРЕБ}} \quad (5.6)$$

Уравнение установившегося режима:

$$Q_d^* = Q_{\text{ТРЕБ}}^* \quad (5.7)$$

Из уравнений (5.5), (5.6) получаем уравнение расхода в приращениях:

$$\Delta Q_d = \Delta Q_{\text{ТРЕБ}}^* \quad (5.8)$$

Приращение располагаемого расхода определяется на основании линеаризации обобщенной гидравлической характеристики гидроусилителя:

$$\Delta Q_d = \frac{\partial Q_d}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial Q_d}{\partial P_d} \Delta P_d \quad (5.9)$$

(разложение в ряд Тейлора в окрестностях точки с установившимся режимом).

Для золотникового гидроусилителя выражение (5.9) можно записать:

$$\Delta Q_d = K_{QX} \cdot \Delta x - K_{QP} \cdot \Delta P_d \quad (5.10)$$

(об этом уже говорилось ранее)

K_{QX}, K_{QP} - коэффициенты усиления по расходу.

Уравнение расхода в полостях наполнения и опорожнения гидродвигателя:

$$\Delta Q_1 = S_N \cdot \Delta V + r'_{yT} \cdot P_1 + r_{\text{ПЕР}} (P_1 - P_2) + \frac{V_1}{E} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (5.11)$$

$$\Delta Q_2 = S_N \cdot \Delta V + r''_{YT} \cdot P_2 + r_{ПЕР} (P_1 - P_2) - \frac{V_2}{E} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (5.12)$$

Решая совместно (5.11) и (5.12) при условии

$$Q_1 = Q_2 = Q_{ТРЕБ}; V_1 = V_2 = V_K; r'_{YT} = r''_{YT} = r_{YT}$$

и обозначая $r = 0,5r_{YT} + r_{ПЕР}$, получим уравнение требуемого расхода гидродвигателя:

$$\Delta Q_{ТРЕБ.} = S_N \cdot \Delta V + r \cdot \Delta P_D + \frac{V_K}{2E} \cdot \frac{d(\Delta P_D)}{dt} \quad (5.13)$$

E - эффективное значение адиабатического модуля объемной упругости жидкости;

r - коэффициент объемных потерь;

V_K -- рабочий объем камеры двигателя.

Таким образом, на основании (5.4), (5.8), (5.10) и (5.15) система линеаризованных дифференциальных уравнений гидравлического привода с дроссельным управлением будет иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{dV}{dt} &= S_N \cdot \Delta P_D - b \cdot \Delta V - C_M \cdot \Delta Y \\ K_{QX} \cdot \Delta X - K_{QP} \cdot \Delta P_D &= S_N \cdot \Delta V + r \cdot \Delta P_D + \frac{V_K}{2E} \cdot \frac{d(\Delta P_D)}{dt} \end{aligned} \right\} (5.14)$$

Полагая для упрощения $b = 0$, $r = 0$, $C_M = 0$ и решая (5.14) совместно, учитывая,

$$\text{что } \frac{dV}{dt} = \frac{d(\Delta P_D)}{dt}$$

$$\frac{m \cdot V_K}{2ES_N^2} \cdot \frac{d^2(\Delta V)}{dt^2} + \frac{m \cdot K_{QP}}{S_N^2} \cdot \frac{d(\Delta V)}{dt} + \Delta V = \frac{K_{QX}}{S_N} \Delta X \quad (5.15)$$

$$\text{или } T_\Gamma \cdot T_M \cdot \Delta \ddot{V} + T_M \cdot \Delta \dot{V} + \Delta V = K_{VX} \cdot \Delta X \quad (5.16)$$

где T_M - механическая постоянная времени, учитывающая инерционность нагрузки:

$$T_M = \frac{m \cdot K_{QP}}{S_N^2} = \frac{m}{B}$$

T_Γ - гидравлическая постоянная времени, учитывающая сжимаемость жидкости:

$$T_{\Gamma} = \frac{V_K}{2E \cdot K_{QP}} = \frac{B}{C_{\Gamma}}$$

B - коэффициент жесткости механической характеристики гидропривода в окрестностях расчетной точки с координатами $x = x^*$:

$$B = \frac{S_N^2}{K_{QP}}; P_D = P_D^*$$

C_{Γ} - коэффициент жесткости гидравлической пружины цилиндра при $y^* = 0$:

$$C_{\Gamma} = \frac{2ES_N^2}{V_K}$$

K_{QP} - коэффициент скольжения по расходу ($x = x^*, P_D = P_D^*$):

$$K_{QP} = \frac{\partial Q_D}{\partial P_D}$$

K_{vX} - коэффициент усиления гидропривода по скорости при $P_D = 0$:

K_{QX} - крутизна нарастания расхода золотника:

$$K_{vX} = \frac{K_{QX}}{S_N}$$

$$K_{QX} = \frac{\partial Q_D}{\partial X}$$

Линейное неоднородное дифференциальное уравнение (5.16) второго порядка характеризует гидропривод, для которого выполняется условие $T_M < 4T_{\Gamma}$ как динамическую колебательную систему с малым демпфированием.

Поэтому уравнение (5.16) можно еще записать в ином виде, если введем

$$T_K = \sqrt{T_M \cdot T_{\Gamma}} = \sqrt{\frac{m}{C_{\Gamma}}}$$

$$\xi_K = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_M}{T_{\Gamma}}} = \frac{\sqrt{m \cdot C_{\Gamma}}}{2B} \quad (5.17)$$

$$T_K^2 \cdot \ddot{\Delta V} + 2 \xi_K T_K \cdot \dot{\Delta V} + \Delta V = K_{vX} \cdot \Delta X$$

$$(T_K^2 \cdot p^2 + 2 \xi_K T_K \cdot p + 1) \Delta V = K_{vX} \cdot \Delta X, p = \frac{d}{dt}$$

сти:

Преобразуем уравнение (5.17) по Лапласу при нулевых начальных условиях, получим передаточную функцию от перемещения золотника к скорости привода:

$$W(p) = \frac{K_{vX}}{T_K^2 p^2 + 2 \xi_K T_K p + 1} = \frac{\Delta V(p)}{\Delta X(p)} \quad (5.18)$$

Имеем колебательное звено.

Чтобы получить передаточную функцию привода от перемещения золотника к перемещению штока при нулевых начальных условиях, необходимо вспомнить, что $\Delta V(p) = p \Delta X(p)$. В этом случае

$$W(p) = \frac{K_{vX}}{p(T^2 p^2 + 2 \xi_K T_K p + 1)} = \frac{\Delta Y(p)}{\Delta X(p)} \quad (5.19)$$

при принятых допущениях оцениваются тремя факторами:

K_{vX} - коэффициентом усиления по скорости,

T_K - постоянной времени,

ξ_K - коэффициентом демпфирования.

Рассмотрим эти факторы. Как было принято:

$$K_{vX} = \frac{K_{QX}}{S_N} = \frac{\Delta Q_D}{\Delta X \cdot S_N}$$

при нулевых начальных условиях $K_{QX} = K_1 = f(\delta(X_\xi, G_M, P_{\text{пит}}))$.

В случае, если радиальный зазор δ и перекрытие X_ξ золотника малы и ими можно пренебречь, коэффициент усиления по расходу K_{QX} можно определить:

отсюда видно, что коэффициент усиления по расходу, т.е. коэффициент усиления гидропривода и его динамические свойства повышаются с увеличением давления питания $P_{\text{пит}}$ и гидравлической проводимости G_M .

$$K_{QX} = K_3 = \frac{G_M}{X_M} \sqrt{\frac{1}{2} P_{\text{пит}}}$$

С увеличением радиального зазора и перекрытия коэффициент усиления золотникового гидроусилителя при малых X заметно уменьшается, что снижает крутизну нарастания расхода и чувствительность привода.

Постоянная времени привода

$$T_K = \sqrt{\frac{M}{C_T}} \quad (5.20)$$

Время T_K определяет сопрягаемую частоту $\omega_K = T_K^{-1}$, частоту собственных колебаний $\omega_{\text{собст}} = \omega_K \sqrt{1 - \xi_K^2}$ и, следовательно, быстродействие привода как динамической системы. Динамические свойства гидропривода тем выше, чем меньше его постоянная времени. Из формулы (5.20) можно заключить, что постоянная времени уменьшается, а динамика привода улучшается с увеличением жесткости гидравлической пружины гидродвигателя, которая зависит главным образом, от приведенного модуля упругости жидкости. Для улучшения динамических свойств привода необходимо принимать специальные меры по

удалению газовой фазы в полостях привода и выбирать рабочую жидкость, модуль объемной упругости которой изменялся бы незначительно при изменении температуры жидкости в широком диапазоне.

Коэффициент ξ_k определяет демпфирующие свойства и характеризует степень колебательности и качества переходного процесса гидропривода. Как было определено,

$$\xi_k = \frac{\sqrt{m \cdot C_\Gamma}}{2B}$$

отсюда видно, что с уменьшением коэффициента жесткости механической характеристики, т.е. с увеличением скольжения, обусловленного падением скорости под действием нагрузки, коэффициент ξ_k и демпфирующие свойства привода увеличиваются. При нулевых начальных условиях ($X^* = 0$, $P_d = 0$) коэффициент K_{QP} очень мал, а коэффициент жесткости механической характеристики очень велик. При $\xi_k \leq 0,15$ привод обладает слабыми демпфирующими свойствами и большой колебательностью в переходном процессе.

При исследовании динамики реального привода необходимо учитывать ряд факторов.

I. *Влияние вязкого трения и перетечек жидкости.* Введем b - коэффициент вязкого трения, $\gamma = \gamma_{ПЕР}$ - коэффициент перетечек, при этом

$$T_k = \sqrt{\frac{m}{C_\Gamma (1 + b)}}$$

$$K_{VX} = \frac{K_{QX}}{S_N (1 + b)}; B = \frac{S_N}{K_{QP} + \gamma}; \xi_k = \frac{\sqrt{m C_\Gamma}}{2b\sqrt{(1 + b)}} + \frac{b}{2\sqrt{m C_\Gamma (1 + b)}}$$

Из формулы ξ_k , видно, что увеличение вязкого трения и перетечек жидкости в гидродвигателе, обуславливая рассеяние энергии, способствует увеличению коэффициента относительного демпфирования гидропривода и практически не влияет на постоянную времени и коэффициент усиления,

так как $b \ll B$, $b \ll 1$.

II. *Влияние упругости силовой проводки и основания крепления силового гидроцилиндра на динамические параметры гидропривода.*

Упругость силовой проводки (кинематики) от штока силового цилиндра до рабочего органа и упругость основания крепления силового гидроцилиндра (жесткость крепления) к силовым элементам крепления робота могут существенно влиять на динамику привода, особенно при большой массе нагрузки. Это влияние сказывается прежде всего на постоянную времени и сопрягаемую частоту.

Коэффициент жесткости обобщенной пружины:

$$\frac{1}{C_\Sigma} = \frac{1}{C_{ОСН}} + \frac{1}{C_\Gamma} + \frac{1}{C_{КОН}}$$

$C_{ОСН}$ - жесткость основания,

C_Γ - жесткость гидравлической пружины,

$C_{КОН}$ - жесткость конструкции.

Тогда

$$T_K = \sqrt{\frac{m}{C_\Sigma (1+b)}} = \sqrt{\frac{m}{1+b} \left(\frac{1}{C_{\text{осн}}} + \frac{1}{C_\Gamma} + \frac{1}{C_{\text{кон}}} \right)}$$

$$\xi_K = \frac{\sqrt{m C_\Sigma}}{2b\sqrt{(1+b)}} + \frac{b}{2\sqrt{m C_\Sigma (1+b)}}$$

Данные зависимости показывают, что уменьшение жесткости конструкции основания и кинематики увеличивает постоянную времени и ухудшает динамические характеристики.

3. Структурная схема линейной модели привода

Структурная динамическая схема составляется на основании уравнения движения гидропривода.

Динамические процессы гидропривода при ранее принятых допущениях с учетом нагрузки и упругостиконструкции (в изображениях по Лапласу):

$$\begin{cases} m p^2 Y_{\text{НАГ}}(p) = C_K [Y_{\text{П}}(p) - Y_{\text{НАГ}}(p)] - C_{\text{ПОЗ}} Y_{\text{П}}(p), \\ P_D(p) S_N = C_K [Y_{\text{П}}(p) - Y_{\text{НАГ}}(p)], \\ P_D(p) S_N = -C_{\text{ОСН}} Y_{\text{ЦИЛ}}(p), \\ K_{QX} X(p) - K_{QP} P_D(p) = S_N p [Y_{\text{П}}(p) - Y_{\text{ЦИЛ}}(p)] + (p P_D(p) V_K) / (2E) \end{cases} \quad (5.21)$$

где $Y_{\text{ЦИЛ}}$, $Y_{\text{П}}$, $Y_{\text{НАГ}}$ - соответственно координаты перемещения цилиндра, поршня, нагрузки;

$Q = K_{QX} \cdot X$ - теоретический расход золотника;

$Q_{\text{осн}} = K_{QP} \cdot P_D$ - расход, обусловленный динамическим скольжением;

$Q_{\text{эфф}} = S_N [Y_{\text{П}} - Y_{\text{ЦИЛ}}] + (P_D V_K) / (2E)$ - эффективный расход гидродвигателя.

На основании системы уравнений (5.21) можно построить структурную схему (рис.

5.1)

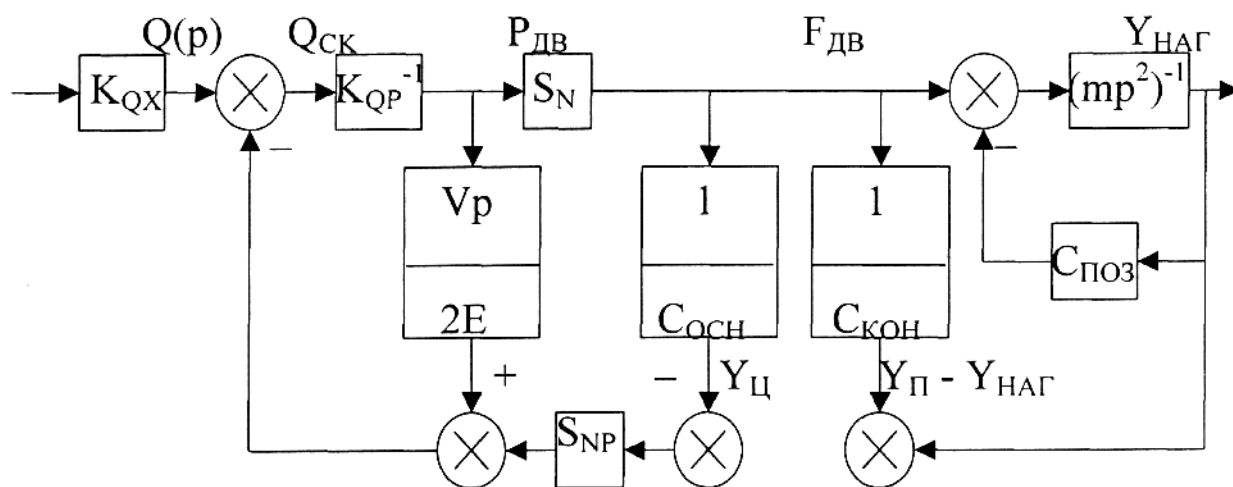


Рис. 5.1

Участок (1) показывает процесс преобразования входного сигнала в расход жидкости на выходе золотникового гидроусилителя и процесс формирования сигнала расхода скольжения в виде, разности расходов ненагруженного золотника и эффективного расхода, обусловленного динамическим состоянием нагруженного гидродвигателя и рабочего органа.

Участки (2) и (3) характеризуют процесс изменения давления и движущего усилия в гидроусилителе.

Участок (4) учитывает процесс преобразования движущего усилия в перемещение нагруженного рабочего органа системы управления.

Структурная схема позволяет получить передаточные функции гидропривода от перемещения золотника к перемещению штока силового цилиндра, а которому присоединяется датчик обратной связи и от перемещения штока к перемещению нагрузки с учетом сжимаемости жидкости и упругости конструкции силовой проводки (кинематики) и основания крепления при $C_{\text{Поз}} = 0$ в таком виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_1(p) = \frac{Y_{\text{п}}(p)}{X(p)} = \frac{K_{\text{вх}} (T_2^2 p^2 + 1)}{p (T_1^2 p^2 + 2 \xi_k T_1 p + 1)} \\ W_2(p) = \frac{Y_{\text{наг}}(p)}{Y_{\text{п}}(p)} = \frac{1}{T_2^2 p^2 + 1} \\ T_1 = \sqrt{m \left(\frac{1}{C_{\text{Г}}} + \frac{1}{C_{\text{осн}}} \right)}; T_2 = \sqrt{\frac{m}{C_{\text{кон}}}} \\ \xi_k = \frac{\sqrt{m \frac{C_{\text{Г}} \cdot C_{\text{осн}}}{C_{\text{Г}} + C_{\text{осн}}}}}{2B} \end{array} \right. \quad (5.22)$$

Влияние нелинейностей. При исследовании динамики реального привода необходимо учитывать влияние нелинейности. К существенным нелинейностям относятся: зона чувствительности, насыщение по расходу и давлению, люфты, трение в гидродвигателе.

Для построения и исследования нелинейную динамическую структуру делят на две части: линейную (линейную динамическую модель) и нелинейную. Используют при этом методы, известные из ТАУ.

1. 6 Лекция №7,8 (4 часа).

Тема: «Гидравлические приводы»

1.6.1 Вопросы лекции:

1. Гидравлические следящие приводы
2. Электрогидравлические следящие приводы
3. Струйные гидроусилители

1.6.2 Краткое содержание вопросов:

1. Гидравлические следящие приводы

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

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

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

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

Блок-схема следящего привода (рис.8.1) состоит из следующих основных элементов:

задающего устройства ЗУ, которым формируется сигнал управления, пропорциональный требуемому перемещению исполнительного механизма (датчики, реагирующие на изменение условий работы или параметров технологического процесса); сравнивающего устройства СУ, или датчика рассогласования, устанавливающего соответствие сигнала воспроизведения, поступающего от исполнительного механизма, сигналу управления;

усилителя У, которым производится усиление мощности сигнала управления за счет внешнего источника энергии ВИЭ;

исполнительного механизма ИМ, которым перемещается объект управления и воспроизводится программа, определяемая задающим устройством;

обратная связь ОС, которой исполнительный механизм соединен со сравнивающим устройством или с усилителем. Обратная связь является отличительным элементом следящего привода.

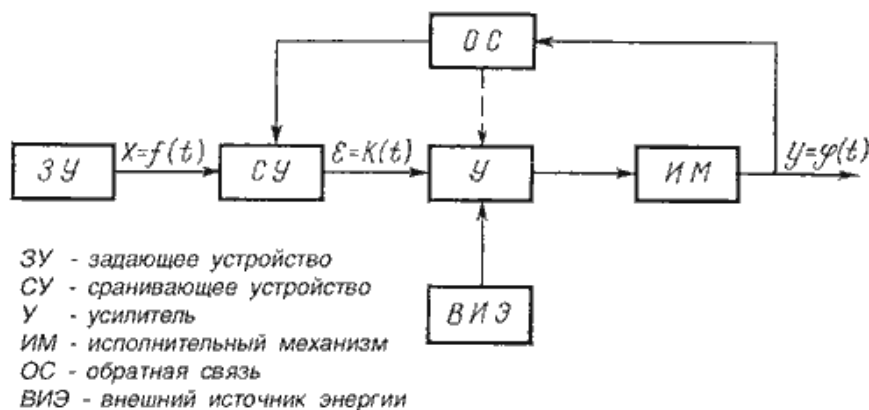


Рис.8.1. Блок-схема следящего привода

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

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

Рассмотрим работу следящего привода на примере принципиальной схемы рулевого управления автомобиля (рис.8.2).

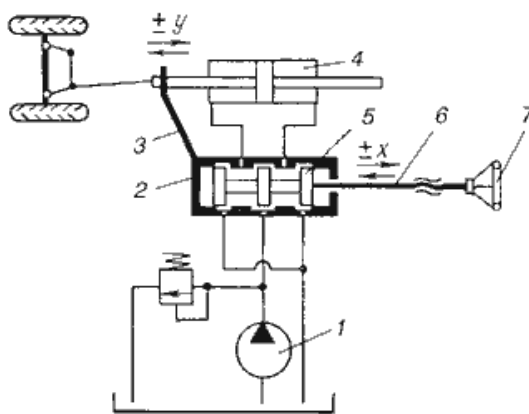


Рис.8.2. Принципиальная схема следящего рулевого привода автомобиля: 1 - насос (внешний источник энергии); 2 - втулка усилителя; 3 - обратная связь; 4 - исполнительный механизм; 5 - золотник усилителя; 6 - винт; 7 - рулевое колесо (задающее устройство)

При прямолинейном движении автомашины все элементы системы рулевого управления находятся в исходном положении. Жидкость из насоса 1 поступает к гидросистеме золотникового типа. Золотник 5 усилителя занимает нейтральное положение, а в обеих полостях исполнительного механизма 4 установилось одинаковое давление. При необходимости изменить направление движения автомобиля водитель поворачивает рулевое колесо 7. Связанный с рулевым колесом винт 6 перемещает золотник усилителя на величину x , вызывая рассогласование в системе. При этом проходные сечения одних рабочих окон усилителя уменьшаются, а других увеличиваются. Это создает перепад давлений у исполнительного механизма, а его поршень приходит в движение, перемещаясь на величину y и поворачивая колеса автомобиля. Одновременно через обратную связь 3 движение поршня передается на втулку 2 усилителя. Совокупность 2 и 3 является сравнивающим устройством. Втулка перемещается в том же направлении, что и золотник 5 до тех пор, пока рассогласование в гидросистеме, вызванное поворотом рулевого колеса, не будет устранено. При непрерывном вращении водителем рулевого колеса поршень со штоком будет также непрерывно перемещаться, вызывая соответствующий поворот колес. При этом небольшие усилия водителя, прикладываемые к рулевому колесу, гидроприводом преобразуются в значительные усилия на штоке поршня, необходимые для управления автомобилем.

2. Электрогидравлические следящие приводы

ЭГП представляет собой гидравлический привод, в котором управление осуществляется электрическими средствами мощностью от долей до десятков ватт. Обязательным признаком ЭГП является наличие РДР с электрическим или электрогидравлическим управлением.

ЭГП предназначены для обеспечения пропорциональной связи между положением объекта управления и электрическим сигналом управления. Их подразделяют условно на два вида: с электрическими обратными связями и с гидромеханическими обратными связями. Условность такого деления объясняется тем, что часто ЭГП имеют комбинированные обратные связи электрические и гидромеханические.

ЭГП обычно включают источник гидравлического питания, электрический усилитель-сумматор, электрогидравлический усилитель (ЭГУ), гидродвигатель и датчики обратной связи. Работа ЭГП, как правило, рассматривается с учетом объекта управления, так как он обычно во многом определяет характер изменения нагрузки и характеристики привода.

В ЭГП наиболее часто используются электрические обратные связи. Они довольно просто обеспечивают требуемые статические и динамические характеристики, коэффициенты усиления и характер изменения электрических сигналов управления и обратной связи.

Рассмотрим конструкцию РДР типа Г68–1, который является представителем дроселирующих распределителей с электрогидравлическим управлением с мощностью управления до 1 Вт (рис.6.30). Электрические сигналы управления через штепсельный разъем 1 и провода поступают к обмотке катушки 2, которая входит в кольцевой зазор между кольцом 3 и сердечником 5. Между торцами этих деталей установлен постоянный магнит 4. Кольцо и сердечник изготовлены из стали с малым содержанием углерода. Они образуют магнитопровод, поэтому в кольцевом зазоре между ними возникает однородное магнитное поле. При протекании тока управления по обмотке катушки магнитное поле постоянного магнита взаимодействует с магнитным полем проводников обмотки, и на катушку воздействует усилие, которое направлено вдоль оси. Величина и направление усилия зависят от величины и направления тока в катушке, (величины и знака сигнала управления). Катушка 2, смонтированная на стержне-игле 10, может перемещаться только вместе с последней вдоль оси. Эти детали установлены в корпусе 9 с крышкой 8, которые изготовлены из немагнитного материала и все вместе составляют электромеханический преобразователь (ЭМП) магнитоэлектрического типа.

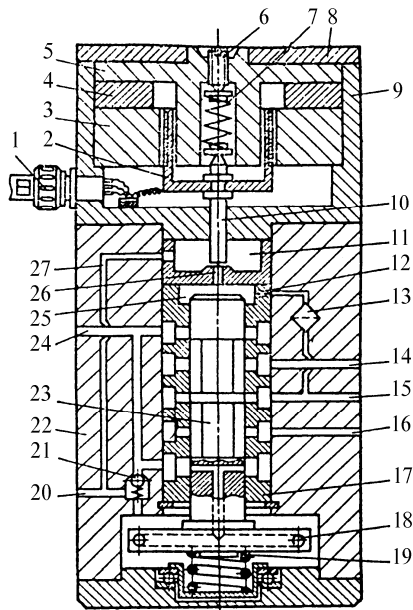


Рис.6.30. Дросселирующий распределитель типа Г68-1 с электрогидравлическим управлением

На иглу 10 дополнительно действует усилие пружины 7, регулируется винтом 6. ЭМП смонтирован на корпусе 22, в расточке которого запрессована гильза 17. В последней перемещается золотник 23. Рабочие кромки золотника и втулки выполнены с высокой точностью. Эти детали образуют «следящую пару».

На нижнем конце золотника закреплена турбинка 18. Золотник поджимается жесткой пружиной 19, опирающейся на упорный подшипник. Пружина может вращаться вместе с золотником. Верхний его конец входит в камеру 25.

Поток управления отводится от канала подвода основного потока 15 через фильтр 13 и постоянное дроссельное сопротивление 12 в камеру 25. Из нее поток затем выходит через калиброванное отверстие – сопло 16, отжимает иглу 10 и через камеру 11 и канал 27 поступает в канал слива 20. Игла и сопло образуют клапан, изменяющий давление управления в камере 25 в зависимости от усилий, действующих на иглу со стороны пружины 7 и катушки 2. В зависимости от величины давления управления изменяется сила, которая действует на верхний торец золотника 23, и направлена против усилия пружины 19.

Если нет сигнала управления на катушке, то винтом 6 регулируется среднее давление управления в камере 25, при котором золотник 23 занимает среднее (нейтральное) положение относительно гильзы 17. Если на обмотку катушки будет подан сигнал в виде тока управления, то в зависимости от его величины и направления будут соответственно изменяться усилие на игле клапана, давление управления в камере 25 и усилие на верхнем торце золотника. Золотник будет смещаться относительно среднего положения в ту или другую сторону на величину, которая пропорциональна величине тока управления. При этом между рабочими кромками гильзы золотника будут образовываться рабочие щели, по которым масло будет подаваться из канала 15 в один из каналов 14 или 16, а из другого масло будет отводиться в канал 24. Последний подключает слив из переливного клапана системы и этот объединенный поток через подпорный клапан 21 течет в канал слива 20. Часть масла из канала перед подпорным клапаном 21 через радиальные и осевые сверления в золотнике 23 поступает в турбинку 18 и вращает золотник для того, чтобы исключить трение покоя и тем самым повысить чувствительность золотника.

В технической характеристике РДР с электроуправлением приводят данные по номинальному давлению и расходу, мощности управления и мощности на выходе, динамическим показателям и др. Расход Q через рабочие щели РДР, как для любых дросселей, зависит от величины открытия (т.е. сигнала управления) и потерь давления на этих щелях.

Если к РДР подается масло под давлением p_n (в канале 15), а на совершение полезной работы расходуется перепад давлений в полостях гидродвигателя Δp_d , то потери давления в щелях распределителя $\Delta p = p_n - \Delta p_d$.

Полезная мощность N пропорциональна произведению расхода на перепад давлений в гидродвигателе $N \approx Q \Delta p_d$. Если увеличивать перепад давления в гидродвигателе, то можно преодолевать большие нагрузки, но при $\Delta p_{d\max} = p_n$, $\Delta p = 0$, $Q = 0$ и мощность $N = 0$. Если же стремиться повысить Q для увеличения скорости гидродвигателя, $Q = Q_{\max}$ при $\Delta p = p_n$, но тогда $\Delta p_d = 0$ и $N = 0$. Если же стремиться повысить Q для увеличения скорости гидродвигателя, то $Q = Q_{\max}$ при $\Delta p = p_n$, но тогда $\Delta p_d = 0$ и $N = 0$.

Таким образом, если затрачивать давление только на преодоление нагрузки или только на создание скорости, то полезная мощность уменьшается до нуля. Поэтому имеется оптимальное значение потерь в РДР, при котором полезная мощность управляемого им двигателя максимальна.

При турбулентном режиме истечения в щелях РДР расход пропорционален корню квадратному из перепада давлений. В этом случае наибольшее значение N достигается при $\Delta p = p_n/3$ и соответственно $\Delta p_d = 2p_n/3$. Иначе одна треть давления может теряться в щелях РДР, а две трети - в гидродвигателе.

Поэтому за номинальный расход дросселирующих распределителей Q_H принимают расход при $\Delta p = p_n/3$. Чтобы потребитель мог оценить скорость гидродвигателя при разных уровнях сигнала управления и разных нагрузках, изготовители приводят графики зависимости расхода через РДР от сигнала и перепадов давлений. Для рассмотренной конструкции РДР эти графики даны в виде зависимости относительного расхода Q/Q_H от относительного уровня сигнала управления U/U_{\max} (рис.6.31).

РДР такого типа при мощности управления до 1 Вт позволяют управлять гидравлическими потоками с отдаваемой мощностью более 2 кВт, поэтому они получили название электрогидравлических усилителей мощности (ЭГУМ). Существует большое разнообразие конструкций ЭГУМ. Их общими характерными признаками являются малая входная мощность и высокое быстродействие. Иногда подобные устройства называют сервозолотниками.

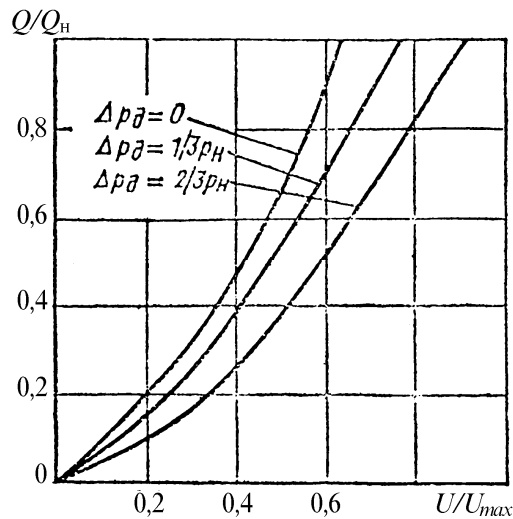


Рис.6.31. Зависимость относительного расхода Q/Q_H дросселирующих распределителей от относительного уровня сигнала управления U/U_{max}

РДР с электрогидравлическим управлением используют в основном в станках для электрофизико-химических методов обработки. В копировально-прошивочном электроэрозионном станке с программным управлением гидравлический привод применяют для вертикального перемещения электрода-инструмента (рис.6.32).

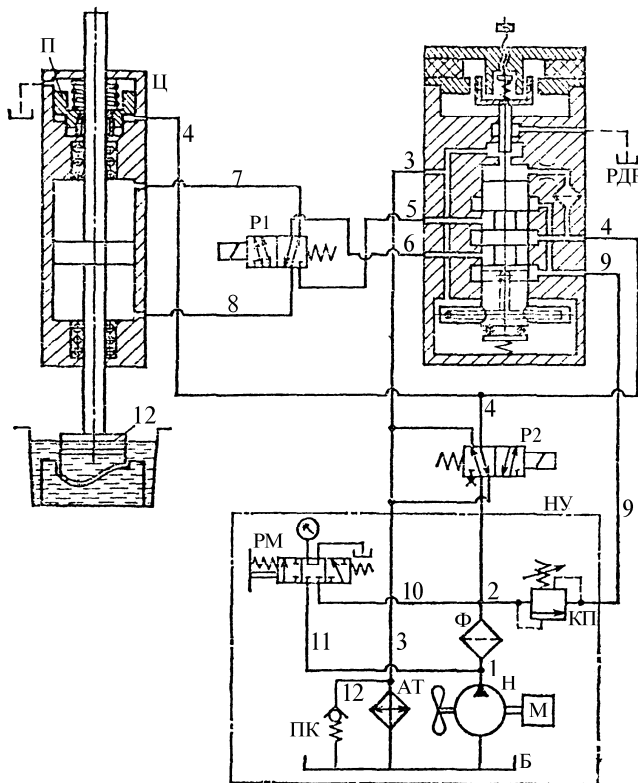


Рис.6.32. Схема гидропривода копировально-прошивочного электроэрозионного станка

В исходном положении шпindel-шток гидроцилиндра Ц с электродом 12 находится вверх, полости гидроцилиндра объединены посредством линий 7, 8 и распределителя Р1. Масло, подаваемое насосом Н, через линию 1, фильтр Ф, линию 2, распределителя Р1.

тель $\bar{D}2$, линию 3 и теплообменный аппарат АТ (масляный радиатор с воздушным охлаждением) сливается в бак - насос при этом разгружен. Линия 4 также соединена через распределитель Р2 со сливом. Поэтому поршень П цангового зажима опущен пружиной вниз. Шток зажат цангой и удерживается от опускания силой тяжести.

Обмотка катушки РДР включена в электрическую схему автоматического регулирования напряжения в рабочем промежутке между электродом 12 и заготовкой. При включении электромагнитов распределителей Р1 и Р2 масло под давлением из линии 2 через линию 4 подводится к РДР и под поршень цангового зажима. Шток-шпиндель растормаживается, и гидропривод переходит в режим обработки.

При отведенном электроде напряжение между ним и заготовкой превышает заданное напряжение. Это соответствует сигналу управления на катушке РДР, который вызывает на игле рост усилия, направленного вниз и соответственно увеличение давления управления в камере над золотником РДР.

Золотник передвигается от нейтрального положения вниз. Масло под давлением подводится через рабочую щель на входе РДР, линию 5, распределитель Р1 и линию 7 в верхнюю полость цилиндра. Из нижней полости масло через линию 8, Р1, линию 6 и рабочую щель на выходе РДР вытесняется в канал подвода к турбинке. В этот же канал подводится по линии 9 слив из переливного клапана (КП). Турбинка вращается вместе с золотником, выходящее из нее масло по линии 3 поступает на слив. Электрод движется вниз. При его приближении к заготовке напряжение в рабочем промежутке уменьшается. Сигнал подвода также уменьшается и движение штока замедляется. При этом автоматически устанавливается такой режим, при котором электрод медленно опускается по мере съема материала с заготовки.

При попадании в рабочий промежуток металлических частиц или начале шлакования напряжение уменьшается ниже заданного, подается сигнал на отвод электрода, промежуток очищается потоком электролита, напряжение опять возрастает, электрод опускается и т.д. Привод работает в следящем режиме, поддерживая заданное напряжение в рабочем промежутке.

Распределитель РМ применяется при наладке и контроле за работой гидропривода для подключения манометра к линиям 1 или 2 через линии 10, 11. По перепаду давления на фильтре можно определить степень загрязнения фильтроэлемента. Насосный агрегат, фильтр, клапан и АТ конструктивно объединены на баке (Б) и все вместе образуют насосную установку (НУ). Из-за низкого уровня сигналов управления в таких усилителях мощности для обеспечения их надежной работы предъявляются повышенные требования к качеству рабочей жидкости и тонкости фильтрации.

На рис.6.33 показан электрогидравлический следящий привод, в состав которого входит электрический датчик, электрогидравлическое промежуточное устройство и гидравлический исполнительный двигатель. В контакте с копиром 13 находится щуп 14 электрического датчика, в данном случае трехпозиционного с вибрирующим контактом. Вибрация последнего создается посредством кулака 11, смонтированного на оси дополнительного маломощного электродвигателя 12. Контакт установлен на конце рычага 10, второй конец которого соприкасается с кулачком 11.

Среднему положению контакта 9, показанному на рисунке, соответствует среднее положение плунжера 4 золотника, при котором устанавливается равновесное состояние

гидравлической системы. Следящая подача при этом выключена, происходит только ведущая подача.

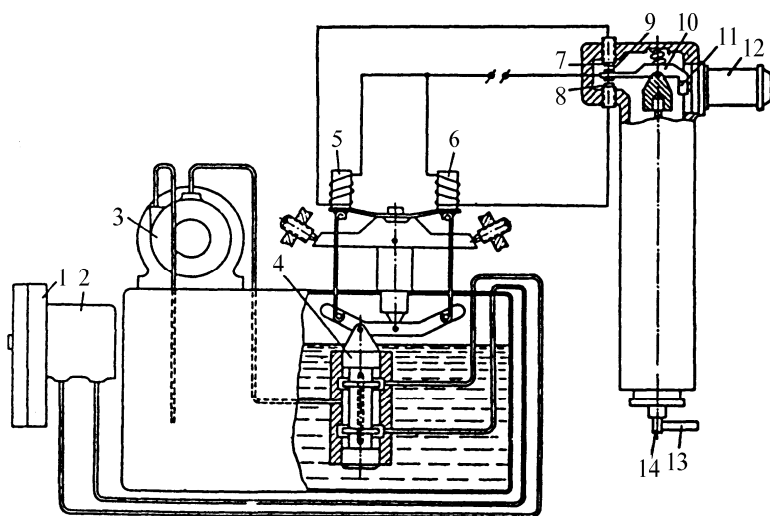


Рис.6.33. Электрогидравлическая копирующая система.

Если под действием копира на щуп замыкаются нижние контакты 8, 9 датчика, то электрический ток поступает в соленоид 6, плунжер 4 золотника опускается, и начинается подача от изделия. Когда щуп не контактирует с копиром, замыкаются верхние контакты 7, 9 датчика и ток направляется в левый соленоид 5. Плунжер 4 золотника опускается, и начинается подача от изделия. Когда щуп не контактирует с копиром, замыкаются верхние контакты 7, 9 датчика, и ток направляется в левый соленоид 5. Плунжер 4 золотника занимает крайнее верхнее положение, и следящая подача происходит на изделие.

Датчик крепится на органе станка, который совершает следящую подачу. Промежуточное устройство, включающее в свой состав соленоиды, золотник, а также насос 3 с его электродвигателем, смонтировано в корпусе, устанавливаемом рядом со станком. Гидравлический двигатель 2 вместе с редуктором 1 может быть присоединен к этому корпусу; выходной вал редуктора связывается с винтом следящей подачи с помощью телескопического валика.

В случае необходимости вместо вращающегося двигателя может быть использован поршневой при соответственно измененной связи его с рабочими органами станка.

Рассмотрим электрогидравлические следящие приводы с различными обратными связями. На рис.6.34 показан привод, который состоит из электрического усилителя-сумматора 1, электрогидравлического усилителя 2, гидродвигателя 5 и датчика отрицательной обратной связи по положению. Последний состоит из потенциометра 12, токосъемника 6 и ламели 9. Обязательной принадлежностью конструкции следящего ЭГП является фильтр 3, который обычно монтируется или на корпусе ЭГУ или на корпусе гидродвигателя. Гидроцилиндр 5 крепится к основанию 11 обычно с помощью переходного цилиндра 8, в котором размещаются датчики обратных связей (ДОС). В данном случае ДОС по положению служит потенциометр 12 обратной связи, ламели которого крепятся через изолятор 7 к штоку гидроцилиндра 5. Цифрой 10 обозначена условная жесткость опоры.

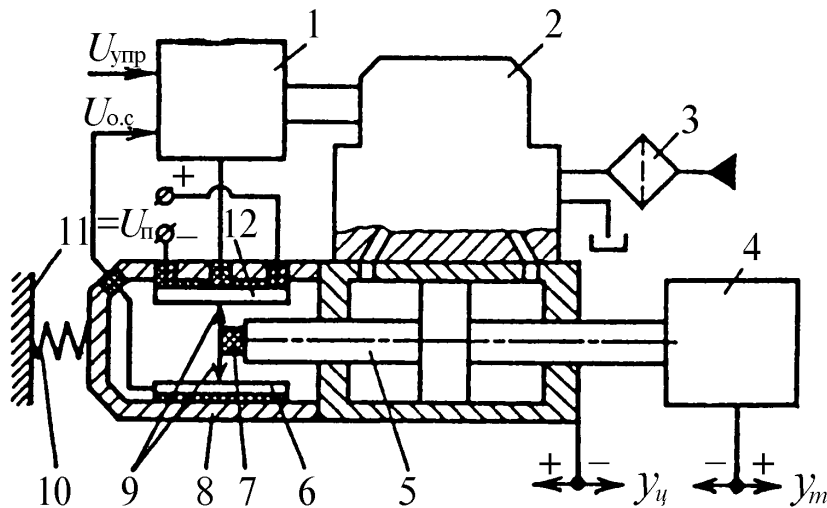


Рис.6.34. Схема электрогидравлического следящего привода с электрической обратной связью по положению

В качестве ЭГУ может быть использован любой из ЭГУ, который обеспечивает пропорциональность между расходом в исполнительных линиях гидродвигателя и током управления.

ДОС может служить не только потенциометр, но любые датчики переменного тока, например сельсины, вращающиеся трансформаторы и другие индукционные и индуктивные механико-электрические преобразователи, для работы с которыми применяются в качестве электрических усилителей-сумматоров фазочувствительные электрические усилители переменного тока.

Следящий ЭГП (см. рис.6.34) работает следующим образом. При появлении сигнала управления $U_{упр}$ на обмотках преобразователя ЭГУ 2 появляется ток, который приводит к смещению управляющего элемента выходного каскада гидрораспределителя и заставляет двигаться шток гидроцилиндра 5 вместе с объектом управления 4. В результате движения штока начинают вместе с ним двигаться и ламели 9 потенциометра 12. Это вызывает появление напряжения в цепи обратной связи $U_{ос}$. Напряжение сравнивается в усилителе-сумматоре по величине и знаку с напряжением управления. Так как электрическая обратная связь по положению включена с отрицательным знаком, то с увеличением напряжения обратной связи будет уменьшаться сигнал рассогласования $U_{вх} = U_{упр} - U_{ос}$. Как только он станет равным нулю, элементы ЭГУ 2 займут нейтральное положение и шток гидроцилиндра остановится в положении, пропорциональном сигналу управления.

Когда нужно обеспечить высокое быстродействие от следящего ЭГП, нагруженного массой, то для увеличения добротности по скорости используют корректирующие устройства. Эффективным средством коррекции нагруженных массой следящих ЭГП является введение дополнительной отрицательной обратной связи по ускорению ведомого звена гидродвигателя.

В тех случаях, когда основным видом нагрузки следящего ЭГП является постоянная составляющая или позиционная нагрузка или преобладающая нагрузка в виде сил скоростного или контактного трения, то скорость гидродвигателя за счет дроссельного эффекта в золотниковом гидрораспределителе под действием этих сил значительно уменьшается. Это вызывает существенное падение быстродействия следящего ЭГП, а иногда к появлению большой зоны нечувствительности.

Указанные проблемы решаются путем использования следящих ЭГП с дополнительной обратной связью по скорости гидродвигателя, которая может быть реализована как по электрическим, так и по гидромеханическим каналам.

Примером такого привода является следящий ЭГП с дополнительной электрической обратной связью по скорости (рис.6.35). ЭГП состоит из электрического усилителя-сумматора 1, электромеханического преобразователя 2, гидрораспределителя сопло-заслонка включающего заслонку 3, сопла 4 и 13, постоянные дроссели 5 и 12, четырехщелевого РДР 6, гидродвигателя 8, электрического датчика положения 10 и электрического датчика скорости 9. Обратная связь по положению и обратная связь по скорости заводятся на электрический усилитель с отрицательным знаком. Особенностью этого ЭГП является то, что золотник РДР 6 может свободно передвигаться в осевом направлении, так как жесткость пружин 7 и 11 невелика. Пружины служат только для удержания золотника в нейтральном положении при отсутствии давления питания, чтобы при его включении не было произвольного перемещения ведомого звена гидродвигателя. Эти пружины исключают также самопроизвольное движение ведомого звена гидродвигателя.

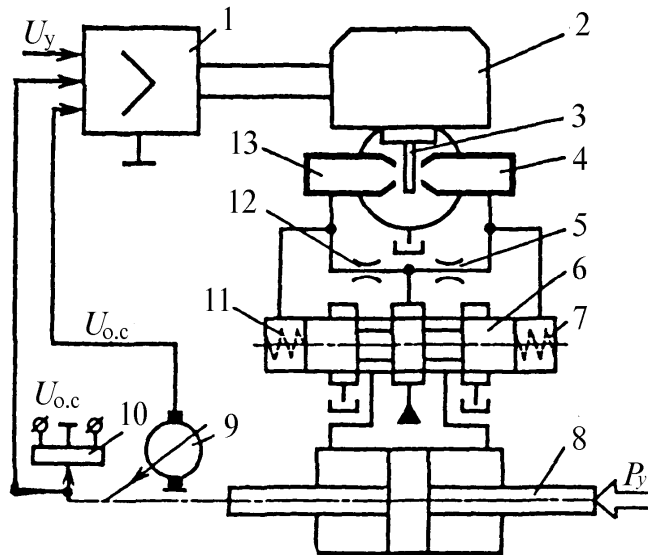


Рис.6.35. Схема электрогидравлического следящего привода с электрическими обратными связями по положению и скорости

Разновидностью следящего ЭГП с дополнительной обратной связью по скорости является ЭГП, показанный на рис.6.36. В отличие от предыдущего ЭГП здесь обратная связь по скорости осуществлена по гидромеханическим каналам. Датчик скорости представляет собой объемный насос 11, ведущее звено которого жестко соединено с ведомым звеном гидроцилиндра 9 через кронштейн 10, а рабочие камеры насоса связаны посредством соответствующих гидролиний с торцовыми камерами РДР 7. Последний управляется с помощью гидрораспределителя сопло-заслонка, включающего заслонку 3, сопла 4 и 15, а также постоянные дроссели 5 и 14. Перепад давления питания $p_{нг}$ поддерживается постоянным с помощью редуциционного клапана 6.

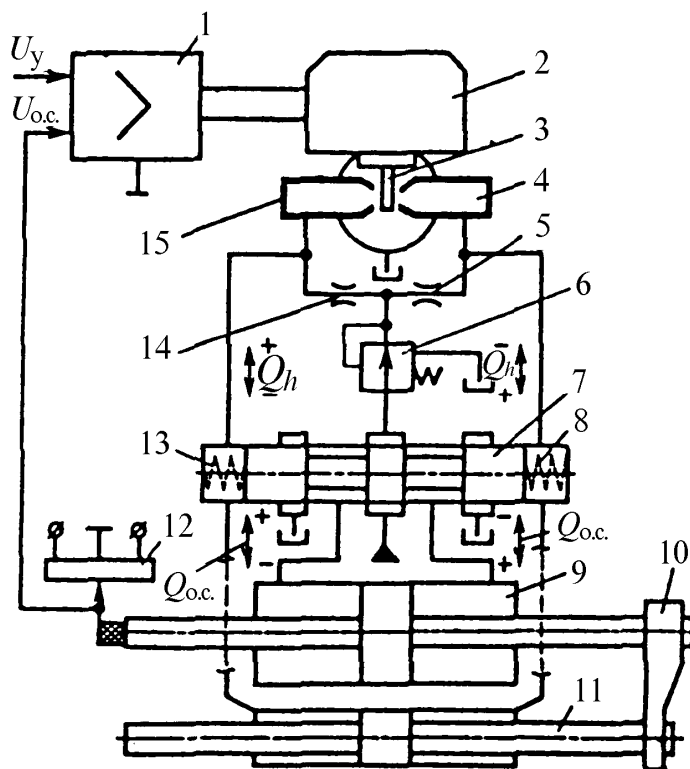


Рис.6.36. Схема электрогидравлического следящего привода с электрической обратной связью по положению и гидромеханической обратной связью по скорости

Назначение пружин 8 и 13 такое же, как и в ЭГП. Сигнал обратной связи по положению снимается с электрического датчика положения 12 и суммируется с сигналом управления в электрическом усилителе 1.

Разомкнутая часть следящего ЭГП работает следующим образом. Пусть при появлении электрического сигнала рассогласования под действием тока управления в обмотках электромеханического преобразователя 2 заслонка 3 переместится, например, вправо на величину, которая пропорциональна величине тока управления. Это вызовет в исполнительных гидролиниях распределителя сопло-заслонка появление расхода Q_h , пропорционального смещению заслонки из нейтрального положения, который заставит перемещаться золотник РДР 7 влево с постоянной скоростью. При этом гидроцилиндр 9 начнет двигаться также влево, ведя за собой шток насоса 11. Движение насоса вызовет появление расхода обратной связи Q_{oc} , который будет вычитаться из расхода Q_h . Как только их разность станет равной нулю, движение золотника РДР 7 прекратится, и он займет положение, при котором скорость гидроцилиндра обеспечит расход обратной связи Q_{oc} , равный расходу Q_h в исполнительных гидролиниях распределителя сопло-заслонка.

Пусть после того, как скорость штока гидроцилиндра 9 установилась, к штоку приложим усилие, препятствующее его движению. В определенный момент времени из-за дроссельного эффекта в РДР 7 скорость гидроцилиндра 9 уменьшится. Уменьшится и скорость насоса, следовательно, и расход обратной связи Q_{oc} . Так как расход Q_h остается постоянным (заслонка неподвижна), то разность расходов $Q_h - Q_{oc}$, управляющих золотником, заставит перемещаться его влево до тех пор, пока скорость гидроцилиндра не восстановится до значения, при котором $Q_h = Q_{oc}$. После этого золотник снова остановится. Аналогично будет происходить и при действии на шток гидроцилиндра 9 нагрузки, помогающей движению. В этом случае в результате кратковременного увеличения скорости штока расход обратной связи будет расти, и золотник будет перемещаться к нейтральному

положению. При этом сокращается расход в исполнительных гидролиниях, до тех пор, пока скорость штока гидроцилиндра не уменьшится до значения, которое определяется расходом Q_h .

Если следящий ЭГП служит для работы в тяжелых эксплуатационных условиях, где требуется высокая надежность и простота конструкции при повышенных требованиях к ресурсу, то его выполняют с механической обратной связью по положению. Использование этой связи позволяет исключить из состава следящего ЭГП электрические датчики положения и электрический усилитель.

Существует много конструктивных способов реализации указанной обратной связи, которые отличаются в основном различным местом суммирования сигнала обратной связи с сигналом управления. При использовании двухкаскадных электрогидроусилителей суммирование сигнала обратной связи может выполняться со следующими величинами: моментом на валу электромеханического преобразователя; положением заслонки, если в первом каскаде используется дросселирующий гидрораспределитель сопло-заслонка, или положением насадка струйной трубки, если в первом каскаде используется гидрораспределитель со струйной трубкой; положением золотника дросселирующего золотникового гидрораспределителя; осевым усилием, действующим на золотник, от дросселирующего гидрораспределителя первого каскада гидравлического усилителя.

Обратной связью следует охватывать как можно большее число последовательно соединенных элементов. Это обеспечивает увеличение стабильности работы и повышение качества характеристик любой системы управления. Для ЭГП с механической обратной связью наиболее рациональным местом суммирования указанных сигналов является вал электромеханического преобразователя.

3. Струйные гидроусилители

1. 7 Лекция №9 (2 часа).

Тема: «Электрогидравлические шаговые приводы»

1.7.1 Вопросы лекции:

1. Назначение электрогидравлических шаговых приводов.
2. Структурная схема, устройство и принцип действия ротационного шагового привода.
3. Преимущества, недостатки и области применения.
4. Управление шаговым приводом.

1.7.2 Краткое содержание вопросов:

1. Назначение электрогидравлических шаговых приводов.

Широкое распространение в станках и промышленных роботах (ПР) с ЧПУ получили ЭГП с управлением от задающих *электрических дискретных (шаговых) двигателей* (ШД). Последние позволяют преобразовывать дискретные электрические сигналы управления, поступающие от электронной системы ЧПУ, в дискретный поворот выходного вала с определенным углом поворота на каждый импульс, который называется угловым шагом.

ШД имеют высокое быстродействие и развивают на выходном валу крутящий момент, достаточный для перемещения золотника РДР напрямую или через несилую вин-

товую передачу без промежуточного гидроуправления. В ЭГП станков с ЧПУ широкое применение в качестве исполнительных и управляющих элементов получили шаговые электродвигатели ШД-4, ШД-5. Угловой шаг, например, шагового электродвигателя типа ШД5-Д1М составляет $1,5^\circ$; крутящий момент 40 Н·см; максимальная частота подачи импульсов 8000 имп/с и максимальная частота следования импульсов (частота приемистости) 2000 имп/с.

Конструктивная схема ЭГП, состоящего из ШД и гидравлического усилителя моментов (ГУМ), показана на рис.6.41а. ШД отрабатывает импульсы, поступающие из системы ЧПУ. При отработке импульса вал 1, поворачиваясь, через редуктор 2 заставляет вращаться винт 3, ввернутый в гайку 4, жестко соединенную с ротором гидромотора 5. При неподвижном гидромоторе (ГМ) поворот винта заставит соединенный с ним золотник 8 переместиться, например, вправо от среднего положения, в результате чего в трубопроводе 6, идущем от золотника к ГМ, повысится давление, а в трубопроводе 7 – понизится, и образовавшийся перепад давления создаст крутящий момент на ГМ. Поворачиваясь, ротор ГМ повернет гайку 4, которая через винт 3 возвратит золотник в среднее положение. При непрерывной подаче импульсов на ШД вал ГМ будет вращаться со скоростью, пропорциональной частоте импульсов, и золотник будет смещен от среднего положения на величину, обеспечивающую пропуск масла, необходимого для вращения ротора ГМ.

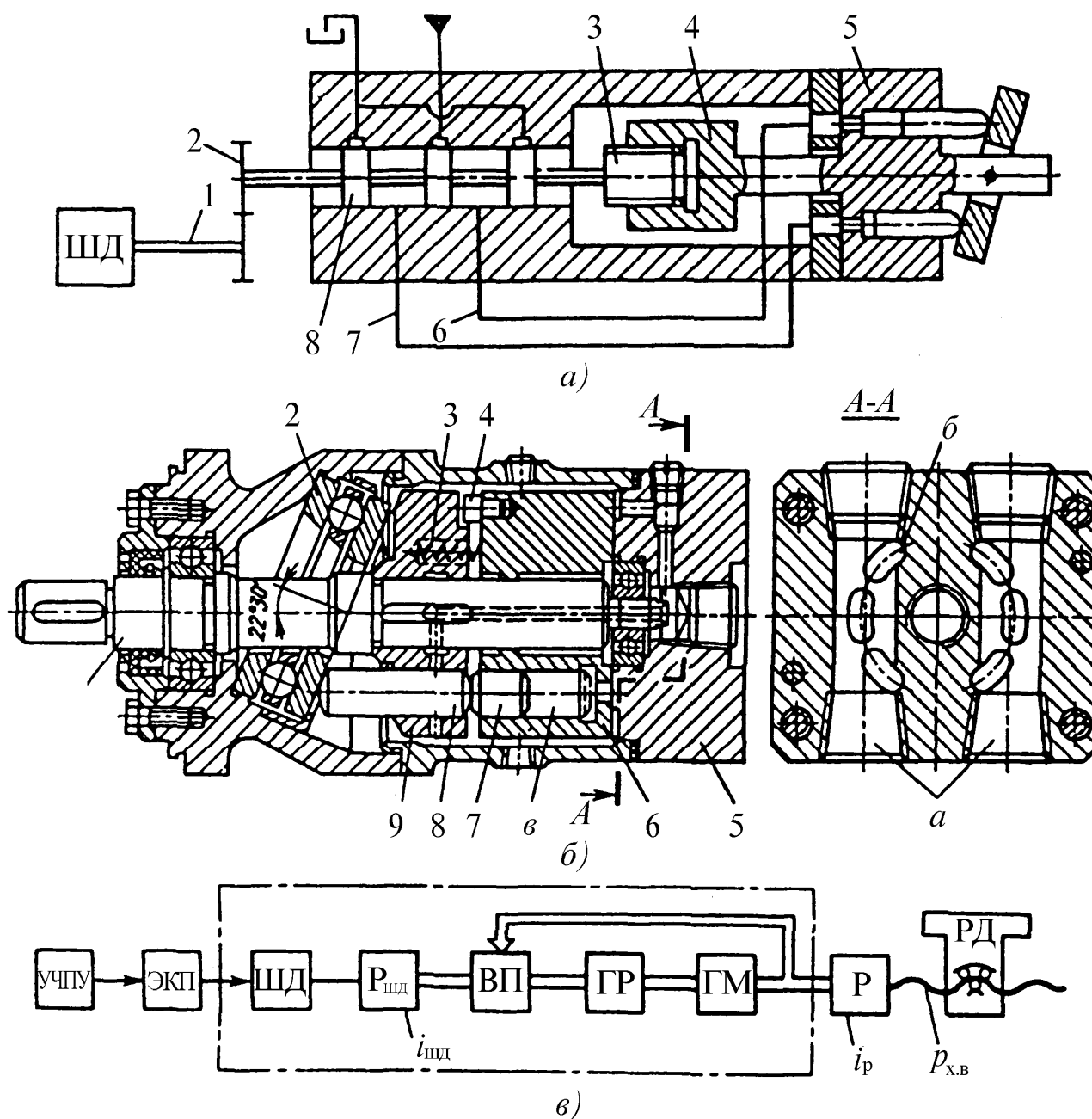


Рис.6.41. Шаговый электропривод: а - конструктивная схема; б - аксиально-поршневой гидромотор; в - структурная схема привода с гидроусилителем момента и импульсной системой ЧПУ для одной координаты

В приводах станков с ЧПУ нашли применение нерегулируемые аксиально-поршневые ГМ серии Г15-2 с торцовым распределением масла (рис.6.41б). Они обладают наилучшими из всех типов ГМ габаритными и массовыми характеристиками, отличаются компактностью, высоким КПД. Эти ГМ пригодны для работы при высоких частотах вращения и давления, обладают сравнительно малой инерционностью. Малый момент инерции вращающихся частей имеет существенное значение при использовании их в качестве ГМ. Важным параметром является приемистость (быстродействие) насоса при регулировании подачи. Изменение подачи от нулевой до максимальной осуществляется в некоторых типах насосов за 0,04 с и от максимальной до нулевой за 0,02 с. Наиболее распространенное число цилиндров равно 7-9, диаметры цилиндров 10 до 50 мм. Частота вращения 1000-2500 об/мин; давление до 40 МПа. Мощность до 100 кВт, КПД до 93 %. Удель-

ная металлоемкость аксиальных гидромашин (кг/кВт) в 5–15 раз меньше, чем у электромашин.

ГМ работает следующим образом. Поток масла, нагнетаемый насосом, поступает в одну из полостей *a* и через окна *b* крышки распределителя 5 подается в цилиндры *b* блока цилиндров 6 под поршни 7. Сила давления масла через поршни 7 и толкатели 8 передается на наклонный радиально-упорный шарикоподшипник 2, на котором возникает сила, создающая крутящий момент, который передается на выходной вал 1 через толкатели 8 и барабан 9. Блок цилиндров приводится во вращение поводком 4 и постоянно прижимается к крышке-распределителю 6 пружиной 3. Реверс вала ГМ осуществляется изменением подвода масла в полости 3 крышки-распределителя 6.

В приводе с золотником осевого перемещения исключен ряд недостатков конструкции ГУ момента с поворотным золотником. Так, путем изменения передаточного отношения редуктора и шага винтовой пары можно в широких пределах изменять коэффициент усиления в прямой цепи воздействия и в обратной связи привода. В результате длину рабочего окна и его проходное сечение выполняют достаточным для пропуска больших потоков масла к ГМ, и, таким образом, гидравлическая часть привода не лимитирует скорость привода.

Структурная схема привода с ГУ момента и импульсной системой ЧПУ для одной координаты показана на рис.6.41в. Устройство ЧПУ (УЧПУ) выдает импульсы, которые в электронном кодовом преобразователе ЭКП усиливаются и преобразуются в форму, необходимую для управления ШД. Управление посредством преобразователя ВП и гидрораспределителя ГР приводит к повороту вала ГМ. Через редуктор Р и шариковую пару сообщается движение РО станка. Штрихпунктирной линией обозначен следящий привод, имеющий внутреннюю обратную связь по положению. Цена импульса в приводе определяется по уравнению $t_n = (\varphi_u / 360) \cdot i_{шд} \cdot i_p \cdot p_{х.в.}$, где φ_u - размер угла поворота ШД, соответствующего одному импульсу, град; $i_{шд}$ - передаточное отношение редуктора $P_{шд}$ между ШД и винтовой парой; i_p - передаточное отношение редуктора; $p_{х.в.}$ - шаг ходового винта.

Наибольшая скорость движения привода определяется по уравнению $v_{max} = t_n \cdot f_{max}$, где f_{max} - наибольшая частота подачи импульсов. При цене импульса $t_n = 0,01$ мм составляет при набросе скорости скачком $v_{рmax} = 1200$ мм/мин, при плавном разгоне $v_{уск.max} = 4800$ мм/мин, что близко к требованиям, предъявляемым к приводам современных станков.

Привод с поворотным золотником осевого перемещения и импульсной системы ЧПУ так же, как и привод с поворотным золотником, имеет ограниченную точность в связи с тем, что привод разомкнут (нет обратной связи по перемещению от РО) и возможна потеря импульсов.

Выпускают электрогидравлические шаговые приводы подачи ЭГШП (ГУ) для металлообрабатывающих станков типа ЭГ32Г18-2, Э32Г18-3 и электрогидравлические поворотные следящие приводы типа СП. Приводы предназначены для перемещения РО станков и других машин с ЧПУ в соответствии с электроимпульсами, подаваемыми на вход. Величина перемещения определяется числом поданных импульсов, а скорость - частотой их следования. Приводы работают на чистых минеральных маслах с кинематической вязкостью от 20 до 2000 Ст при температуре от 3 до 50° С. Температура окружающей среды от 5 до 50° С. Тонкость фильтрации 10 мкм. Приводы состоят из аксиально поршневого гидромотора, следящего устройства, соединенного с валом ГМ и ШД. По виду конца выходного вала ГУ выпускаются с цилиндрическим концом (ЭГ32Г18-32; Э32Г18-33;

Э32Г18-34; Э32Г18-35); с коническим концом (32Г18-32К; Э32Г18-33К; Э32Г18-34К; Э32Г18-35К).

В ЭГШП вращательного движения (типа Э32Г18-2) электрические управляющие импульсы поступают на ШД (рис.6.42).

Вращение его выходного вала передается на гайку 1, зафиксированную от осевого смещения. В зависимости от направления вращения гайки винт 2, связанный с золотником РДР, перемещается влево или вправо и сдвигает золотник относительно его среднего положения. Масло под давлением поступает в рабочие полости ГМ так, что направление вращения выходного вала ГМ совпадает с направлением вращения вала ШД.

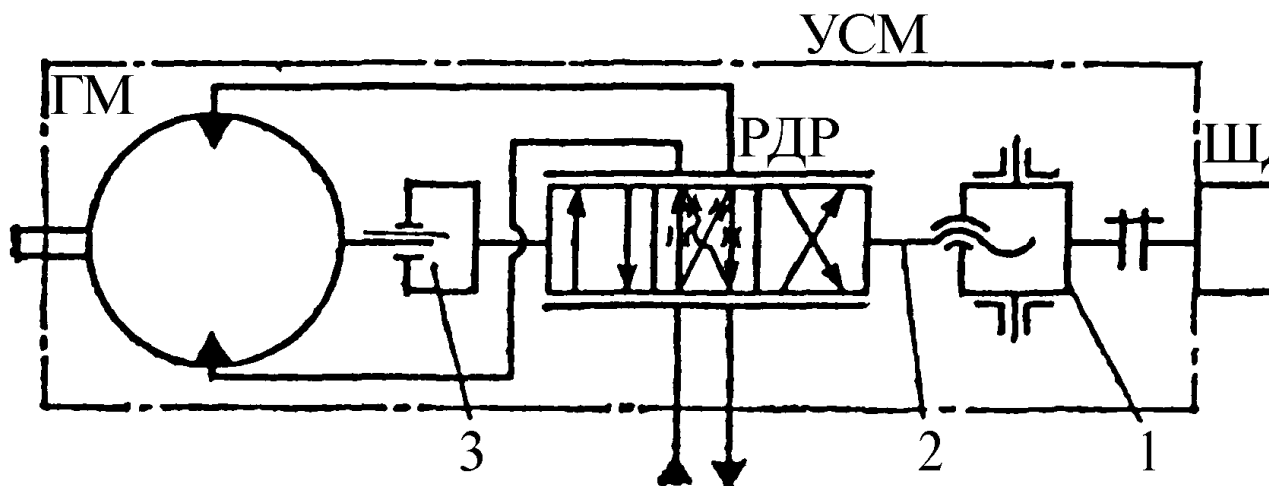


Рис.6.42. Схема электрогидравлического шагового привода вращательного движения типа Э32Г18-2

Винт 2 своим вторым концом связан с валом ГМ через шлицевую муфту 3. Поэтому при вращении этого вала винт вворачивается в гайку или выворачивается из нее, перемещаясь вдоль оси по направлению к нейтральному положению РДР.

Если вал ШД повернется на какой-нибудь угол и остановится, то вал ГМ повернется на такой же угол. Если же вал ШД будет вращаться с постоянной угловой скоростью, то вал ГМ будет вращаться с такой же частотой, но с некоторым отставанием по углу (рассогласованием по положению). После остановки вала ШД вал ГМ «догонит» его и остановится в том же угловом положении с точностью менее одного импульса.

Крутящий момент на выходном валу ГМ в 100 и более раз превышает момент на валу ШД, поэтому элементы привода, за исключением задающего ШД, представляют собой *гидравлический усилитель крутящих моментов*, выполненный в виде следящего гидропривода вращательного (ротационного) движения с механической обратной связью. В ЭГШП задающим устройством является винтовая передача, включающая гайку 1 и винт 2. Обратная связь по положению выходного вала ГМ выполнена от этого вала через шлицевую муфту 3. РДР имеет электромеханическое управление без промежуточного гидроуправления.

В станках и ПР часто требуется выполнять поступательное перемещение РО, а при использовании приводов вращательного движения приходится применять сложные в изготовлении силовые шарико-винтовые передачи или менее точные зубчато-реечные передачи. ЭГП поступательного движения позволяют в этих случаях упростить кинематику

приводов подач и соответственно уменьшить их размеры, вес, стоимость, а также повысить надежность работы.

В линейном электрогидравлическом шаговом приводе (ЛЭГШП) типа Г28-2 узел управления полностью унифицирован с приводом вращательного движения. Электрические управляющие импульсы подаются на ШД (рис.6.43). Поворот вала ШД через гайку 1 и винт 2 вызывает смещение золотника РДР. Масло под давлением поступает в рабочие полости гидроцилиндра (Ц), его поршень и шток перемещаются. Гайка 8 с трехзаходной несамотормозящей трапецеидальной резьбой закреплена на поршне.

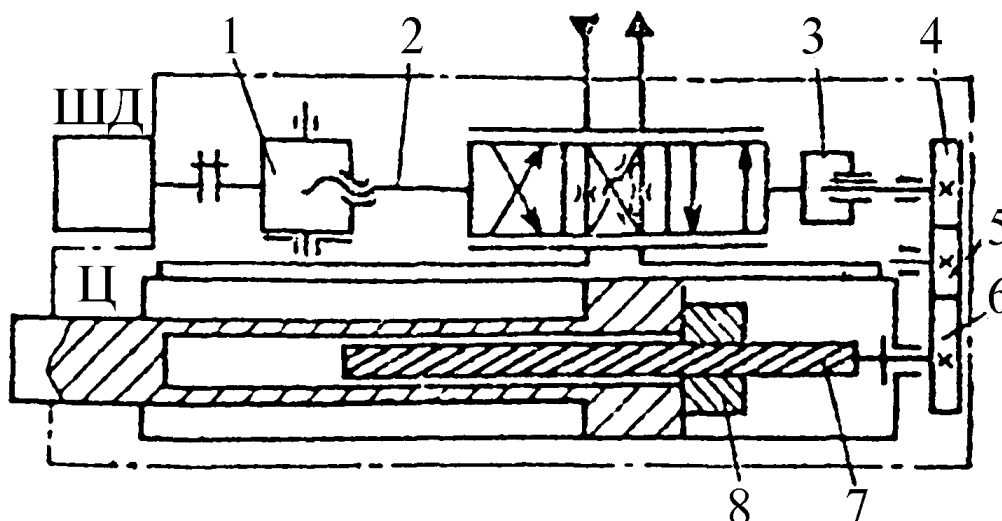


Рис.6.43. Схема линейного электрогидравлического шагового привода типа Г28-2

При работе привода шток соединен с РО (не показан) и удерживается от проворота, поэтому при движении поршня гайка 8 перемещается только вдоль оси и вызывает вращение винта 7, который установлен на подшипниках в крышке Ц. От винта 7 вращение передается через шестерни 6,5,4 и шлицевую муфту 3 винту 2. Винт вворачивается в гайку 1 или выворачивается из нее, смещает золотник РДР в сторону среднего положения.

Таким образом осуществляется обратная связь по положению внутри следящего гидравлического привода между поворотом гайки 1 (вход) и перемещением штока Ц (выход). После отработки заданной программы вал ШД останавливается, шток Ц «отрабатывает» рассогласование, золотник РДР приходит в среднее положение и шток Ц останавливается в определенном положении.

Если под действием внешней нагрузки шток будет стремиться сместиться из этого положения, то через обратную связь это вызовет смещение золотника. Это вызывает появление на поршне дополнительного гидравлического усилия, направленного в сторону, противоположную смещению штока, т.е. на удержание штока в заданном положении.

Дискретность перемещения штока (цена импульса) зависит от соотношения шага передачи сравнивающего устройства «гайка 1-винт 2», шага (при многозаходной резьбе - хода) винтовой передачи обратной связи «гайка 8-винт 7» и передаточного отношения зубчатой передачи в обратной связи. В серийных ЛЭГШП типа Г-28-2 при угловом шаге ШД в $1,5^\circ$ дискретность перемещения штока в зависимости от комбинации шестерен 4...6 составляет 0,05 или 0,1 мм.

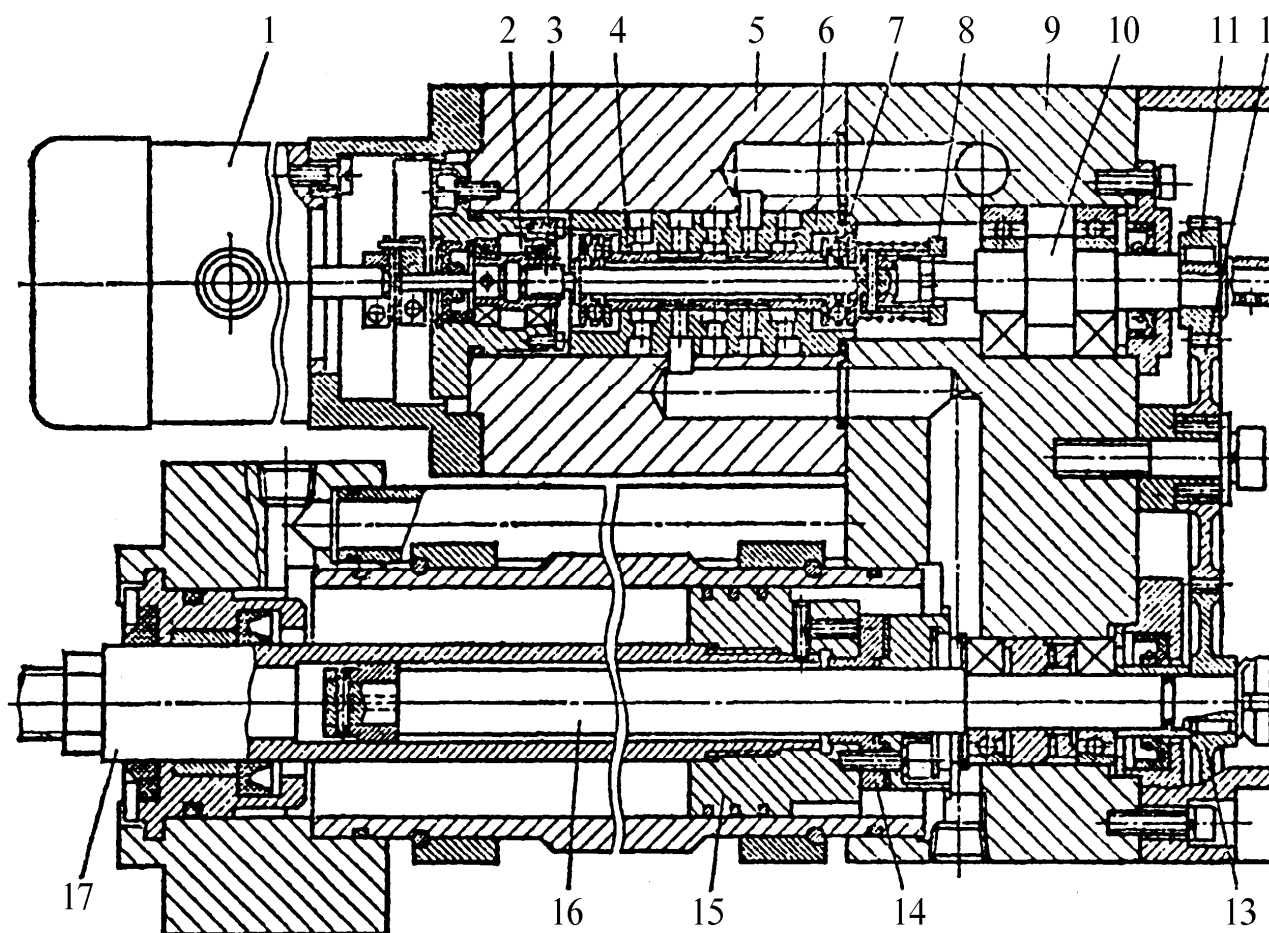


Рис.6.44. ЛЭГШП типа Г28-2

Рассмотрим конструкцию ЛЭГШП типа Г28-2 (рис. 6.44). Задающий ШД/ соединяется с входным валиком РДР и гайкой 2 через поводковую муфту. Гайка установлена в радиально-упорных подшипниках и зафиксирована от осевого смещения. Резьба на винте 3 и в гайке 2 выполнена с высокой точностью, обеспечивающей осевой зазор в этой передаче не более 0,01 мм. Винт 3 проходит внутри золотника 4 и связан с ним через упорные подшипники 7.

Осевой зазор между винтом и золотником выбирается за счет усилия пружины. В корпусе 5 РДР запрессована втулка 6. В ней выполнены расточка и радиальные каналы, предназначенные для прохода масла. Золотник 4 и втулка 6 изготовлены из закаленной стали, их взаимно сопряженные рабочие поверхности выполнены с высокой точностью. На правом конце винта 3 расположена втулка 8 с внутренними шлицами. Через них она соединяет винт с валиком 10, установленным на подшипниках в корпусе 9. На валике жестко закреплена шестерня 11. Промежуточная шестерня 12 свободно вращается на оси опоры. Шестерня 13 жестко закреплена на винте обратной связи 16.

Смещением опоры промежуточной шестерни выбирают зазоры в зубчатой передаче. Винт 16 смонтирован на радиально-упорных подшипниках в корпусе 9 и не имеет осевого зазора за счет предварительной затяжки подшипников. Гайка 14 с трехзаходной резьбой изготовлена из двух полу гаек с прокладкой между ними. Путем пригонки прокладки по толщине до минимума уменьшают осевой зазор в несамотормозящей винтовой передаче обратной связи. Винт 16 входит внутрь полого штока 17, который жестко соединен с поршнем 15.

Каналы для подсоединения привода к гидросистеме выполнены в корпусе 5 РДР (не показаны). Канал подвода соединяется со средней проточкой втулки 6, канал слива – с двумя крайними проточками, а две средние проточки через каналы в корпусах 5 и 9 и трубу между корпусом 9 и передней крышкой цилиндров соединяются с полостями цилиндра.

Приводы изготавливают с несколькими вариантами крепления: фланцевого, на цапфах или лапах. Валик 10 жестко связан через механизм обратной связи с перемещением штока. Благодаря этому к валу можно присоединять при необходимости электрические датчики положения или скорости движения выходного звена (штока) привода.

В ПР с ЧПУ грузоподъемностью свыше 40 кг для обслуживания станков ЭГП являются основным типом привода. В ПР портального типа, служащих для группового обслуживания станков по одной из координат, требуется обеспечить перемещение каретки длиной до 18 м, точность позиционирования в несколько десятых долей миллиметра при максимальной скорости перемещения 1,2 м/с.

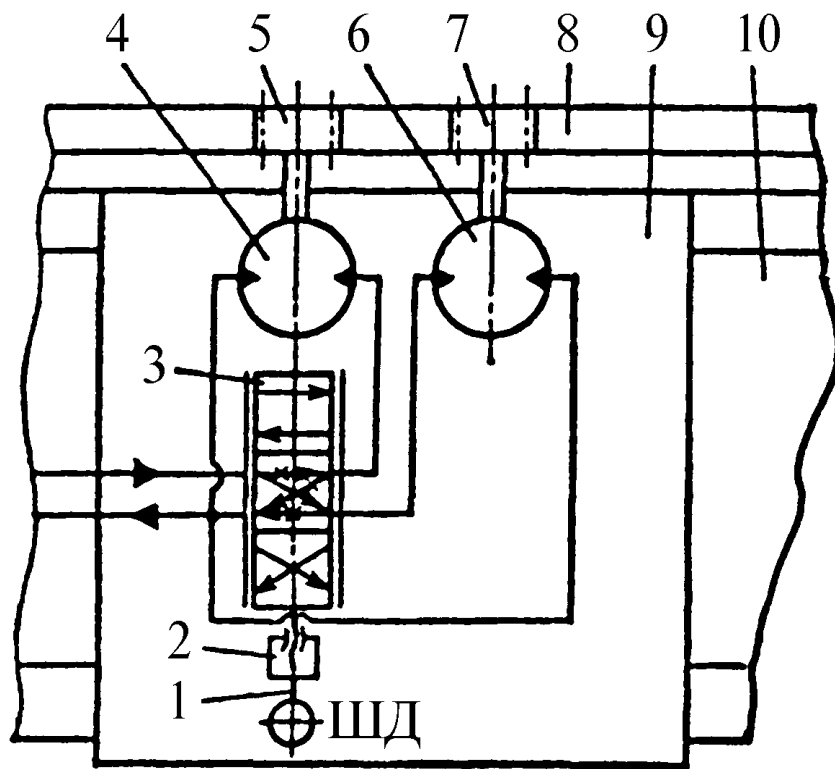


Рис.6.45. Схема ЭГШП типа Э32Г28-2Н с выборкой зазора и зубчато-реечной передачей

ГМ имеют одинаковый рабочий объем, поэтому развиваемые на их валах и соответственно шестернях 5 и 7 крутящие моменты равны по величине и направлены в противоположные стороны. При этом каретка 9 неподвижна. Вал ГМ 4 механически связан с винтом сравнивающего устройства (СУ) 2 и соответственно с золотником РДР.

Таким образом выполняется механическая обратная связь, и каретка удерживается в заданном положении в следящем режиме. При подаче управляющих импульсов на ШД гайка СУ поворачивается, золотник РДР 3 смещается. При этом давление в рабочей полости одного из ГМ повышается, а другого - уменьшается и соответственно нарушается

равновесие сил на шестернях 5 и 7. Каретка 9 перемещается в заданном направлении и с заданной скоростью

Так как крутящие моменты двух ГМ всегда направлены в противоположные стороны, то зазоры в зубчато-реечных передачах постоянно «выбираются». Это исключает механические удары в передачах, повышает их долговечность и точность позиционирования каретки, а также повышает плавность разгона и торможения каретки.

При рассмотрении работы следящих гидравлических приводов рассмотренных типов отмечалась общая особенность - рассогласование и связанное с ним открытие рабочих щелей РДР, плавно увеличивающееся при нарастании заданной скорости движения РО. После прекращения подачи управляющих сигналов (или перемещения щупа) осуществляется окончательное позиционирование РО, и при этом рабочие щели РДР плавно прикрываются, даже при резком прекращении сигнала на входе. Это свойство следящих гидроприводов автоматически плавно затормаживать РО при позиционировании также использовано в конструкциях ПР большой грузоподъемности.

Электрогидравлический поворотный следящий привод типа СП служит для выполнения поворотных движений механизмов промышленных роботов, станков, прессов и других машин различного технологического назначения по программе, поступающей на привод в виде электрических сигналов от задающего устройства. В состав привода входят поворотный ГМ; РДР типа УГЭ 8; регулируемый дроссель; предохранительные клапаны; переходные плиты и редуктор с датчиками обратной связи.

Величина скорости вращения выходного вала и его направление определяются величиной и полярностью электрического сигнала, поступающего на обмотку управления РДР.

Функции гидропривода при выполнении вспомогательных движений в станках расширяются. Так, в приводах главного движения токарных станков с ЧПУ гидропривод используют для автоматического регулирования величины натяжения ременных передач и переключения диапазонов скоростей в шпиндельной бабке. В сверлильно-фрезерно-расточных обрабатывающих центрах гидропривод применяют для перемещения и зажима спутников с заготовками, в механизмах перемещения измерительных щуповых головок; фиксации корпусов расточных головок с поднастройкой размера инструмента и др.

1. 8 Лекция №10, 11(4 часа).

Тема: «Пневматические приводы»

1.8.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения о применении газов в технике
2. Особенности пневматического привода, достоинства и недостатки
3. Течение воздуха
4. Подготовка сжатого воздуха
5. Исполнительные пневматические устройства

1.8.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения о применении газов в технике

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

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

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

По наличию и причине движения газа все системы можно разделить на три группы.

К первой группе отнесем системы с **естественной конвекцией** (циркуляцией) газа (чаще всего воздуха), где движение и его направление обусловлено градиентами температуры и плотности природного характера, например, атмосферная оболочка планеты, вентиляционные системы помещений, горных выработок, газоходов и т.п.

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

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

В бесциркуляционных системах газ может быть использован потребителем как химический реагент (например, в сварочном производстве, в химической промышленности) или как источник пневматической энергии. В последнем случае в качестве энергоносителя

обычно служит воздух. Выделяют три основных направления применения сжатого воздуха.

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

Второе направление - использование сжатого воздуха в пневматических системах управления (ПСУ) для автоматического управления технологическими процессами (системы пневмоавтоматики). Это направление получило интенсивное развитие с 60-х годов благодаря созданию универсальной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА). Широкая номенклатура УСЭППА (пневматические датчики, переключатели, преобразователи, реле, логические элементы, усилители, струйные устройства, командоаппараты и т.д.) позволяет реализовать на ее базе релейные, аналоговые и аналого-релейные схемы, которые по своим параметрам близки к электротехническим системам. Благодаря высокой надежности они широко используются для циклового программного управления различными машинами, роботами в крупносерийном производстве, в системах управления движением мобильных объектов.

Третьим направлением применения пневмоэнергии, наиболее масштабным по мощности, является пневматический привод, который в научном плане является одним из разделов общей механики машин. У истоков теории пневматических систем стоял И.И. Артоболевский. Он был руководителем Института машиноведения (ИМАШ) в Ленинграде, где под его руководством в 40 - 60-х годах систематизировались и обобщались накопленные сведения по теории и проектированию пневмосистем. Одной из первых работ по теории пневмосистем была статья А.П. Германа "Применение сжатого воздуха в горном деле", опубликованная в 1933 г., где впервые движение рабочего органа пневмоустройства решается совместно с термодинамическим уравнением состояния параметров воздуха.

Значительный вклад в теорию и практику пневмоприводов внесли ученые Б.Н. Бежанов, К.С. Борисенко, И.А. Бухарин, А.И. Вошинин, Е.В. Герц, Г.В. Крейнии, А.И. Кудрявцев, В.А. Марутов, В.И. Мостков, Ю.А. Цейтлин и другие.

2. Особенности пневматического привода, достоинства и недостатки

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

свойств, обеспечивающих работоспособность и продляющих срок службы элементов привода.

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

1. *Простота конструкции и технического обслуживания.* Изготовление деталей пневмомашин и пневмоаппаратов не требует такой высокой точности изготовления и герметизации соединений, как в гидроприводе, т.к. возможные утечки воздуха не столь существенно снижают эффективность работы и КПД системы. Внешние утечки воздуха экологически безвредны и относительно легко устраняются. Затраты на монтаж и обслуживание пневмопривода несколько меньше из-за отсутствия возвратных пневмолиний и применения в ряде случаев более гибких и дешевых пластмассовых или резиновых (резиноканевых) труб. В этом отношении пневмопривод не уступает электроприводу. Кроме того, пневмопривод не требует специальных материалов для изготовления деталей, таких как медь, алюминий и т.п., хотя в ряде случаев они используются исключительно для снижения веса или трения в подвижных элементах.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Несмотря на вышеописанные достоинства, применяемость пневмопривода ограничивается в основном экономическими соображениями из-за больших потерь энергии в компрессорах и пневмодвигателях, а также других недостатков, описанных ниже.

1. *Высокая стоимость пневмоэнергии.* Если гидро- и электропривод имеют КПД, соответственно, около 70 % и 90 %, то КПД пневмопривода обычно 5-15 % и очень редко

до 30 %. Во многих случаях КПД может быть 1 % и менее. По этой причине пневмопривод не применяется в машинах с длительным режимом работы и большой мощности, кроме условий, исключающих применение электроэнергии (например, горнодобывающие машины в шахтах, опасных по газу).

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

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

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

5. Малая скорость передачи сигнала (управляющего импульса), что приводит к запаздыванию выполнения операций. Скорость прохождения сигнала равна скорости звука и, в зависимости от давления воздуха, составляет примерно от 150 до 360 м/с. В гидроприводе и электроприводе, соответственно, около 1000 и 300 000 м/с.

Перечисленные недостатки могут быть устранены применением комбинированных пневмоэлектрических или пневмогидравлических приводов.

3. Течение воздуха

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

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

Для промышленных пневмоприводов достаточно знать закономерности установившегося характера течения воздуха. В зависимости от интенсивности теплообмена с окружающей средой расчеты параметров воздуха выполняются с учетом вида термодинамического процесса, который может быть от изотермического (с полным теплообменом и выполнением условия $T = \text{const}$) до адиабатического (без теплообмена).

При больших скоростях исполнительных механизмов и течении газа через сопротивление процесс сжатия считается адиабатическим с показателем адиабаты $k = 1,4$. В практических расчетах показатель адиабаты заменяют на показатель политропы (обычно принимают $n = 1,3 \dots 1,35$), что позволяет учесть потери, обусловленные трением воздуха, и возможный теплообмен.

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

$$pV^n = \text{const}$$

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

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

$$\rho z + p + \frac{\rho v^2}{2} = \text{const}$$

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

z	-	весовое	давление;
p	-	статическое	давление;
$\frac{\rho v^2}{2}$			

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

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

$$p + \frac{\rho v^2}{2} = \text{const}$$

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

$$p + \frac{\rho v^2}{2} = P_0$$

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

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

$$Q_{m1} = Q_{m2} \text{ или } v_1 V_1 S_1 = v_2 V_2 S_2$$

Второе отличие заключается в том, что при сверхзвуковых скоростях течения воздуха изменяется характер зависимости расхода от перепада давлений на сопротивлении. В

связи с этим существуют понятия подкритического и надкритического режимов течения воздуха. Смысл этих терминов поясняется ниже.

Рассмотри истечение газа из резервуара через небольшое отверстие при поддержании в резервуаре постоянного давления (рис.11.1). Будем считать, что размеры резервуара настолько велики по сравнению с размерами выходного отверстия, что можно полностью пренебрегать скоростью движения газа внутри резервуара, и, следовательно, давление, температура и плотность газа внутри резервуара будут иметь значения p_0 , ρ_0 и T_0 .

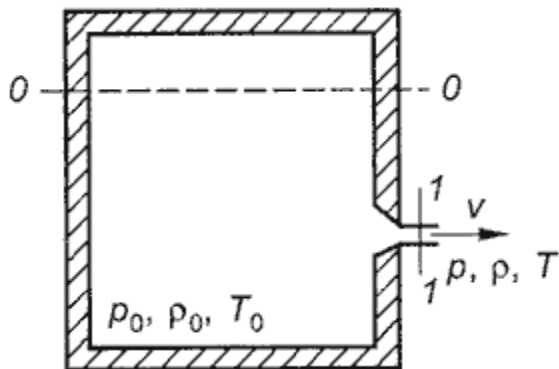


Рис.11.1. Истечение газа из отверстия в тонкой стенке

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

$$v = \sqrt{2gH} = \sqrt{2g \frac{p_0 - p}{\gamma_0}}$$

Массовый расход газа, вытекающего через отверстие, определяем по формуле

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

где ω_0 - площадь сечения отверстия.

Отношение p/p_0 называется степенью расширения газа. Анализ формулы (11.7) показывает, что выражение, стоящее под корнем в квадратных скобках, обращается в ноль при $p/p_0 = 1$ и $p/p_0 = 0$. Это означает, что при некотором значении отношения давлений массовый расход достигает максимума Q_{max} . График зависимости массового расхода газа от отношения давлений p/p_0 показан на рис.11.2.

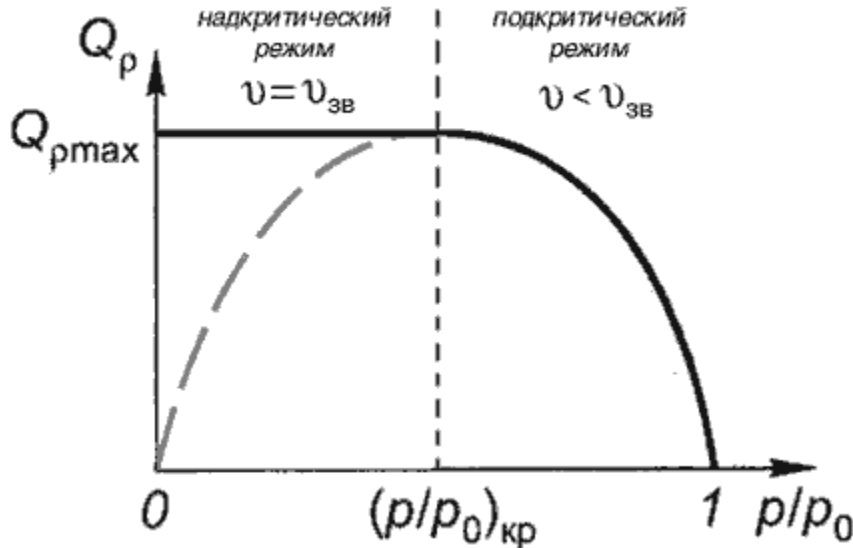


Рис.11.2. Зависимость массового расхода газа от отношения давлений

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

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

Как видно из графика, показанного на рис.11.2, при уменьшении p/p_0 по сравнению с критическим расход должен уменьшаться (пунктирная линия) и при $p/p_0 = 0$ значение расхода должно быть равно нулю ($Q_m = 0$). Однако в действительности это не происходит.

В действительности при заданных параметрах p_0 , ρ_0 и T_0 расход и скорость истечения будут расти с уменьшением давления вне резервуара p до тех пор, пока это давление меньше критического. При достижении давлением p критического значения расход становится максимальным, а скорость истечения достигает критического значения, равного местной скорости звука. Критическая скорость определяется известной формулой

$$v_{зв} = \sqrt{k \frac{p}{\rho}}$$

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

Таким образом, существует две зоны (области) течения:

подкритический режим, при котором

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

надкритический режим, при котором

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

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

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

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

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

4. Подготовка сжатого воздуха

В промышленности используются различные конструкции машин для подачи воздуха под общим названием *воздуходувки*. При создании избыточного давления до 0,015 МПа они называются *вентиляторами*, а при давлении свыше 0,115 МПа - *компрессорами*.

Вентиляторы относятся к лопастным машинам динамического действия и кроме своего основного назначения - проветривания - применяются в пневмотранспортных системах и низконапорных системах пневмоавтоматики.

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

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

Магистральный пневмопривод характеризуется разветвленной сетью стационарных пневмолиний, соединяющих компрессорную станцию с цеховыми, участковыми потребителями в пределах одного или нескольких предприятий. Компрессорная станция оборудуется несколькими компрессорными линиями, обеспечивающими гарантированное снабжение потребителей сжатого воздуха с учетом возможной неравномерной работы последних. Это достигается установкой промежуточных накопителей пневмоэнергии (реси-

веров) как на самой станции, так и на участках. Пневмолинии обычно резервируются, чем обеспечивается удобство их обслуживания и ремонта. Типовой комплект устройств, входящих в систему подготовки воздуха, показан на принципиальной схеме компрессорной станции (рис.11.3).

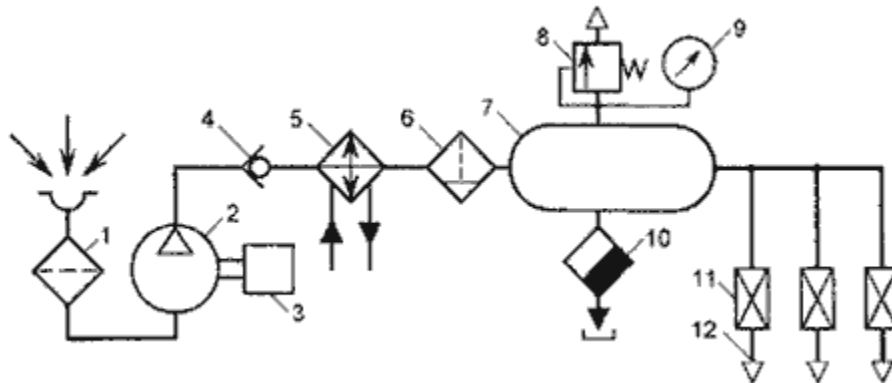


Рис.11.3. Принципиальная схема компрессорной станции

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

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

Аккумуляторный пневмопривод ввиду ограниченного запаса сжатого воздуха в промышленности применяется редко, но широко используется в автономных системах управления механизмов с заданным временем действия. На рис.11.4 показаны несколько примеров аккумуляторного питания пневмосистем.

Для бесперебойной подачи жидкости в гидросистему или топлива в двигатели внутреннего сгорания аппаратов с переменной ориентацией в пространстве применяется наддув бака с жидкостью (рис.11.4, а) от пневмобаллона 1.

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

Система ориентации летательного аппарата (рис.11.4, б) состоит из управляющих реактивных пневмодвигателей 4, питающихся от шарового пневмобаллона 1 через редукционный клапан 2 и электроventили 3.

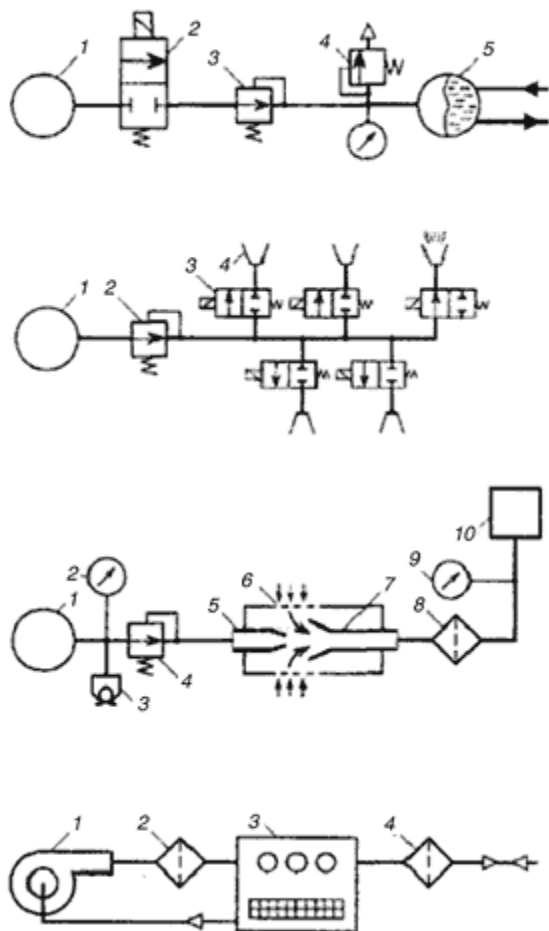


Рис.11.4. Принципиальные схемы аккумуляторного питания пневмосистем (а, б, в) и замкнутой пневмосистемы (г)

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

При наличии источника высокого давления можно обеспечить питание пневмосистемы низкого давления с большим расходом воздуха при помощи эжектора (рис.11.4, в). От пневмобаллона высокого давления 1, оборудованного редукционным клапаном 4, манометром 2 и зарядным клапаном 3 воздух поступает на питающее сопло 5 эжектора. При этом внутри корпуса эжектора создается пониженное давление, и из окружающей среды через фильтр 6 подсасывается воздух, который поступает в приемное сопло 7 большего диаметра. После эжектора воздух вторично очищается от пыли фильтром 8 и поступает к устройствам 10 пневмоавтоматики. Манометром 9 контролируется рабочее давление, величина которого может корректироваться редуктором 4.

Все вышеописанные пневмосистемы относятся к разомкнутым (бесциркуляционным). На рис.11.4, г показана замкнутая схема питания системы пневмоавтоматики, используемая в условиях пыльной атмосферы. Подача воздуха к блоку пневмоавтоматики 3 осуществляется вентилятором 1 через фильтр 2, причем всасывающий канал вентилятора соединен с внутренней полостью герметичного кожуха блока 3, которая одновременно через фильтр тонкой очистки 4 сообщается с атмосферой. Часто в качестве вентилятора используются бытовые электропылесосы, способные создавать давление до 0,002 МПа.

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

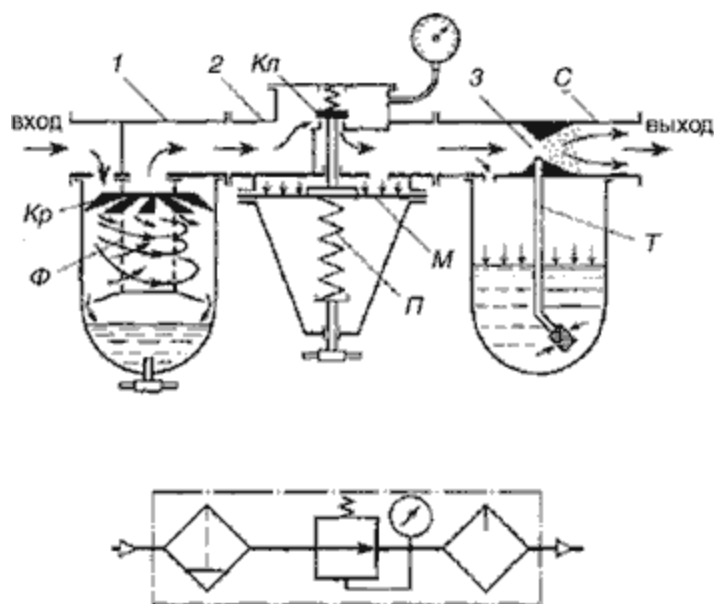


Рис.11.5. Типовой узел подготовки воздуха:
а - принципиальная схема; б - условное обозначение

На рис.11.5 показан типовой узел подготовки воздуха, состоящий из фильтра-влагоотделителя 1, редукционного клапана 2 и маслораспылителя 3.

Поступающий на вход фильтра воздух получает вращательное движение за счет неподвижной крыльчатки *Кр*. Центробежной силой частицы влаги и механических примесей отбрасываются к стенке прозрачного корпуса и оседают в его нижнюю часть, откуда по мере необходимости удаляются через сливной кран. Вторичная очистка воздуха происходит в пористом фильтре *Ф*, после которого он поступает на вход редуктора, где происходит дросселирование через зазор клапана *Кл*, величина которого зависит от выходного давления над мембраной *М*. Увеличение усилия сжатия пружины *П* обеспечивает увеличение зазора клапана *Кл* и, следовательно, выходного давления. Корпус маслораспылителя 3 делается прозрачным и заполняется через пробку смазочным маслом. Создаваемое на поверхности масла давление вытесняет его через трубку *Т* вверх к соплу *С*, где масло эжектируется и распыляется потоком воздуха. В маслораспылителях фитильного типа

вместо трубки T установлен фитиль, по которому масло поступает в распылительное сопло за счет капиллярного эффекта.

5. Исполнительные пневматические устройства

Исполнительными устройствами пневмоприводов называются различные механизмы, обеспечивающие преобразование избыточного давления воздуха или вакуума в рабочее усилие. Если при этом рабочий орган совершает движение относительно пневмоустройства, то он называется пневмодвигателем, а если движения нет или оно происходит совместно с пневмоустройством, то оно называется пневмоприжимом или пневмозахватом.

Пневмодвигатели могут быть, как и гидродвигатели, вращательного или поступательного действия и называются, соответственно, *пневмомоторами* и *пнеумоцилиндрами*. Конструктивное исполнение этих устройств во многом похоже на их гидравлические аналоги. Наибольшее применение получили шестеренные, пластинчатые и радиально-поршневые пневмомоторы объемного действия. На рис.11.6, а показана схема радиально-поршневого мотора с передачей крутящего момента на вал через кривошипно-шатунный механизм.

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

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

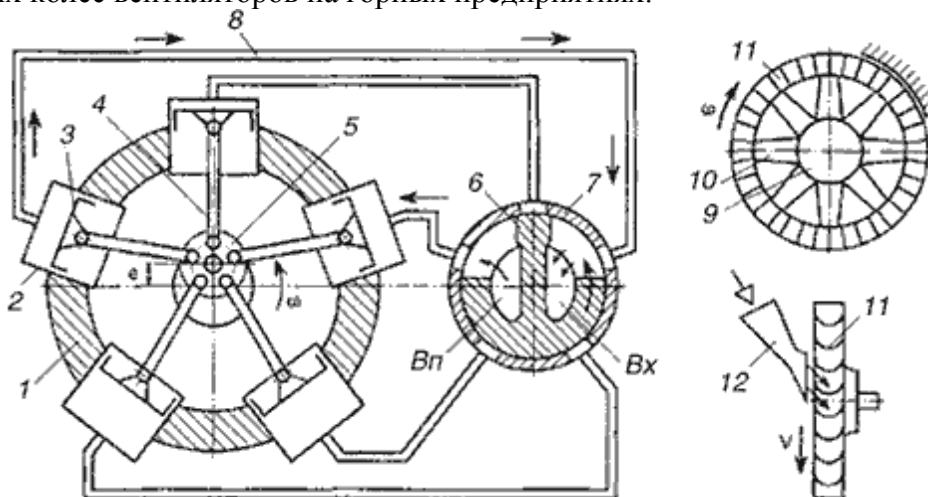


Рис.11.6. Схемы пневмомоторов объемного (а) и динамического (б) действия

На рис.11.6, б показана схема пневмопривода колеса вентилятора, состоящего из ступицы 9 с лопаток 10, к которым жестко прикреплен вращающийся обод с лопатками пневмомотора 11. Поток сжатого воздуха, вытекающий из сопла 12 по касательной к изогнутым лопаткам 11, отдает свою энергию и заставляет вращаться колесо вентилятора с

большой скоростью. Описанное устройство можно назвать пневмопреобразователем, преобразующим поток воздуха высокого давления в поток низкого давления с гораздо большим расходом.

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

Увеличение скорости выполнения операций во многих случаях достигается применением пневмозахватов, схемы которых показаны на рис.11.7.

Для перемещения листовых изделий используются пневмоприсоски, относящиеся к вакуумным захватам безнасосного и насосного типа. В захватах безнасосного типа (рис.11.7, а) вакуум в рабочей камере K создается при деформации самих элементов захвата, выполненных в виде гибкой тарелки, прилегающей своей кромкой к детали и подвижным поршнем, к которому прикладывается внешнее усилие. Величина вакуума при подъеме детали пропорциональна ее весу и обычно бывает не более 55 кПа. Для обеспечения лучшего притяжения, особенно для недостаточно гладкой поверхности детали, применяют захваты насосного типа, у которых воздух из рабочей камеры отсасывается насосом до глубины вакуума 70...95 кПа.

Часто применяют простые устройства эжекторного типа (рис.11.7, б), в которых кинетическая энергия струи жидкости, пара или воздуха используется для отсасывания воздуха из рабочей камеры K , находящейся между присоской $П$ и деталью. Сжатый воздух, поступающий на вход A , проходит с большой скоростью через сопло B эжектора и создает пониженное давление в камере B и канале $Г$, сообщаемым с рабочей камерой K .

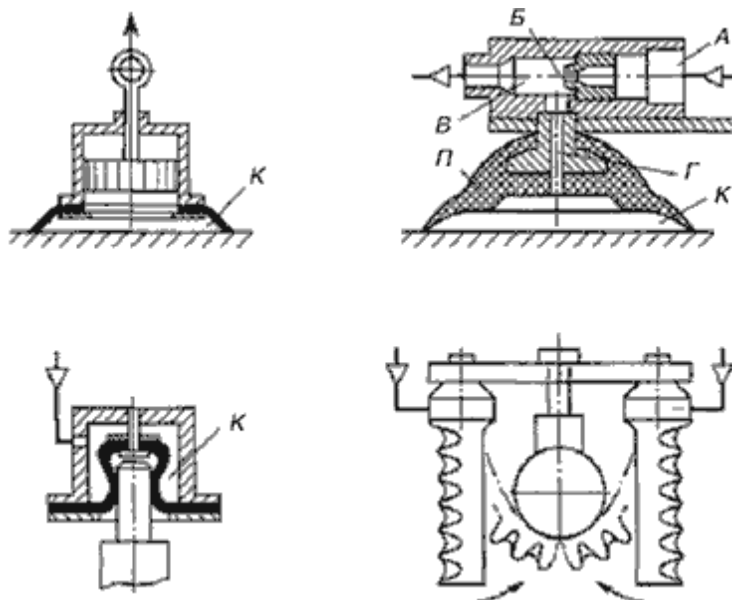


Рис.11.7. Схемы пневмозахватов

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

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

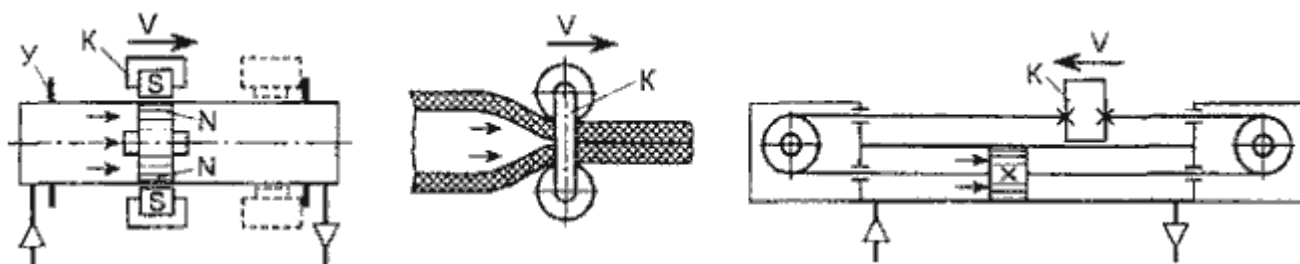


Рис.11.8. Схемы бесштоковых пневмодвигателей поступательного движения

Отсутствие жесткого штока позволяет практически в два раза уменьшить длину цилиндра в выдвинутом положении. На схеме а показан длинноходовой пневмоцилиндр с передачей усилия через сильный постоянный магнит. Абсолютно герметичная гильза цилиндра выполнена из немагнитного материала, а ее внутренняя полость разделяется поршнем на две камеры, к которым подводится сжатый воздух. В поршне и каретке K , соединенной с рабочим органом, встроены противоположные полюса магнита S и N , взаимодействие которых обеспечивает передачу движущего усилия на каретку, скользящую по направляющим на внешней поверхности гильзы. Ход каретки ограничивается конечными упорами $У$.

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

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

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

2.1 Лабораторная работа №1 (2 часа).

Тема: «Определение статической характеристики усилителя типа сопло-заслонка»

2.1.1 Цель работы: Ознакомиться с конструкцией, принципом действия усилителя типа сопло-заслонка и установить его статическую характеристику

2.1.2 Задачи работы:

1. Ознакомиться с конструкцией усилителя, составить его схему, определить назначение всех входящих в него элементов;
2. Снять и исследовать его статическую характеристику;
3. Определить чувствительность (передаточное отношение) системы;
4. Экспериментальные зависимости представить графически.

2.1.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Приборы для измерения давления (жидкостные манометры, механические манометры);
2. Универсальная лабораторная установка «Гидропривод»
3. Методическое пособие по ЛР «Определение статической характеристики усилителя типа сопло-заслонка»

2.1.4 Описание (ход) работы:

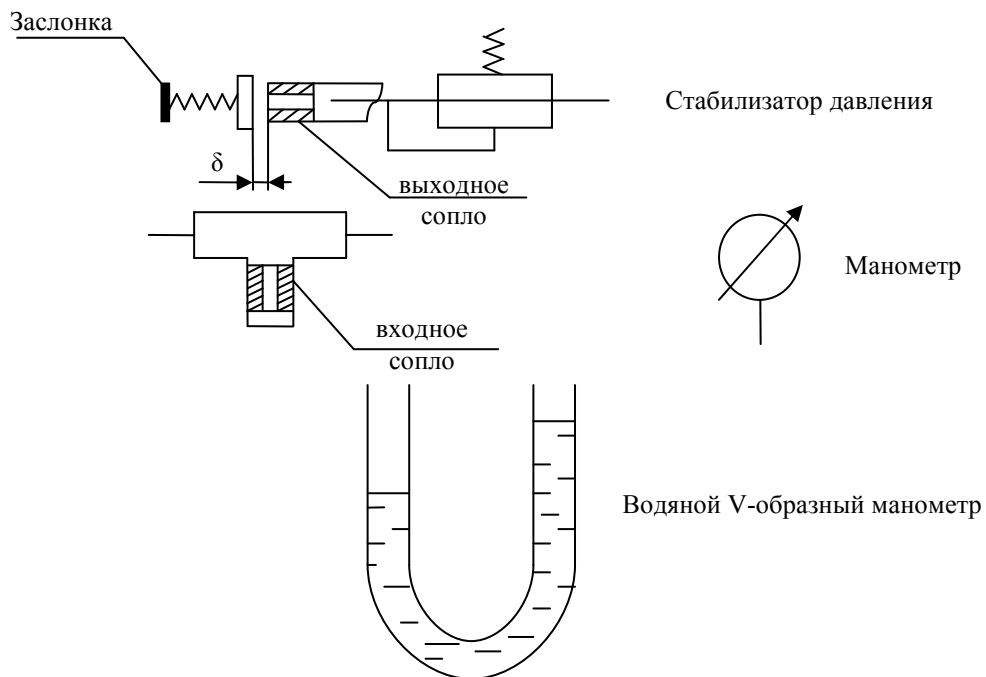
1. Ознакомиться с стендом и всеми входящими в него элементами Составить полную схему усилителя;
2. Подключить усилитель к пневмосети , предварительно обратив с помощью обратного клапана давление на входе в усилитель порядка 0.04 МПа (0.4 атм.);
3. Снять статическую характеристику $P_A=f(\delta)$. Измерения начинать с $\delta=0$, для чего подвернуть винт микрометра (заслонку) до упора в сопло. Установить, регулируя винтом стабилизатора, давление P_0 . Максимально давление определяется по V-образному манометру так, чтобы размах уровней воды в трубках был максимальный. Необходимо следить за тем чтобы вода в манометре не выходила за красную черту.
4. после графического построения статической характеристики
5. определить чувствительность системы усилителя, используя для этого любой способ графического или числового дифференцирования функции $P_A=f(\delta)$.

Полученные экспериментальные данные снести в таблицу 1. , сделав при этом 20-25 измерений.

п.	δ		А	К	
	1	0.02			
	2	0.04			
..			
5	2	1.00			

Таблица 1

5. Отчет заканчивается развернутыми выводами, сделанными на основе проведенного исследования.



2.2 Лабораторная работа №2 (2 часа).

Тема: «Исследование автоматизированного гидравлического привода»

2.2.1 Цель работы: Ознакомиться с конструкцией и принципом действия автоматизированного гидравлического привода и определить его характеристики.

2.2.2 Задачи работы:

1. Ознакомиться с конструкцией привода и составить его принципиальную схему.
2. Определить назначение и работу отдельных элементов и привода в целом.
3. Определить характеристики привода.
4. Определить усилие и мощность привода.

2.2.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Приборы для измерения давления (жидкостные манометры, механические манометры);
2. Универсальная лабораторная установка «Гидропривод»
3. Методическое пособие по ЛР «Исследование автоматизированного гидравлического привода»

2.2.4 Описание (ход) работы:

1. Ознакомиться с гидроприводом, смонтированным на стенде.
2. Составить его полную схему.
3. Для пяти различных положений винта предохранительного клапана замерить время прямого и обратного ходов. Для каждого случая замеров фиксировать давление P в магистрали.
4. Определить средние скорости прямого и обратного ходов.
5. Рассчитать F усилие на штоке цилиндра для прямого и обратного ходов для всех пяти случаев.

6. Определить объемный расход Q масла в цилиндре. Объемный расход находить по формуле $Q=S \cdot V$;

где S – площадь поперечного сечения цилиндра;

V – скорость движения поршня;

определить мощность привода по формуле $N=Q \cdot P$,

где P – давление в напорной магистрали.

Все полученные данные свести в таблицу 1.

Таблица 1.

l (м)	$\cdot 10^5$ Па	t_1 (с)	t_2 (с)	V_1 (м/с)	V_2 (м/с)	P (Н)	Q (м ³ /с)	N (Вт)
...								

где: l – ход штока;

P – давление в напорной магистрали;

t_1 – время прямого хода;

t_2 – время обратного хода;

V_1 – скорость прямого хода;

V_2 – скорость обратного хода;

F – усилия на штоке при прямом ходу;

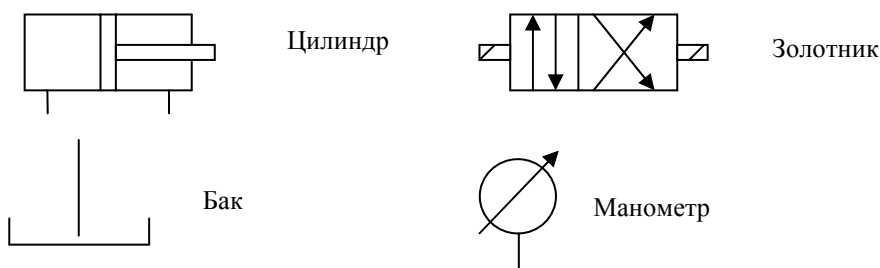
Q – объемный расход;

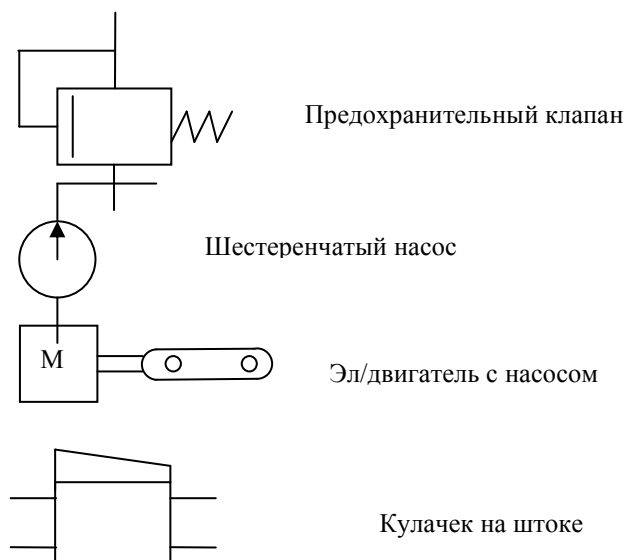
N – мощность на штоке.

7. Зависимости скорости, усилия, расхода и мощности от давления P представить в виде графиков.

8. На основании исследования сделать соответствующие выводы.

Обозначение элементов пневмоавтоматики





2.3 Лабораторная работа №3 (2 часа).

Тема: «Исследование основных характеристик гидравлического насоса»

2.3.1 Цель работы: Ознакомиться с конструкцией и основными характеристиками гидравлического насоса

.

2.3.2 Задачи работы:

1. Ознакомиться с конструкцией насоса.
2. Ознакомиться со схемой регулирования насоса.
3. Составить гидравлическую схему установки.
4. Снять характеристики насоса.

.

2.3.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Приборы для измерения давления (жидкостные манометры, механические манометры);
2. Универсальная лабораторная установка «Гидропривод»
3. Методическое пособие по ЛР «Исследование основных характеристик гидравлического насоса»

2.4.4 Описание (ход) работы:

1. Ознакомиться с элементами, входящими в состав лабораторной установки.
2. Составить гидравлическую схему установки.
3. Подготовить установку к работе, подключив ее к распределительному электрощиту.
4. Подать на электродвигатель напряжение постоянного тока.

5. Установить дроссель в положение 1. Это положение определяется при 16В напряжения на двигателе, при этом насос должен развивать давление на манометре до дросселя 1.5атм.

6. Меняя напряжение на электродвигателе, а следовательно его скорость, с 16В до 24В через 2В, снять с манометров давление до и после дросселя (24В соответствует 1450 об/мин., 2В – 120 об/мин.).

7. Установить дроссель в положение 2 и 3 и повторить п.6 Положению 2 и 3 соответствует напряжение на двигателе 16В, а давление, развиваемое насосом на манометре до дросселя 2.0 и 2.25 атм.

8. Результаты измерений занести в таблицу 1.

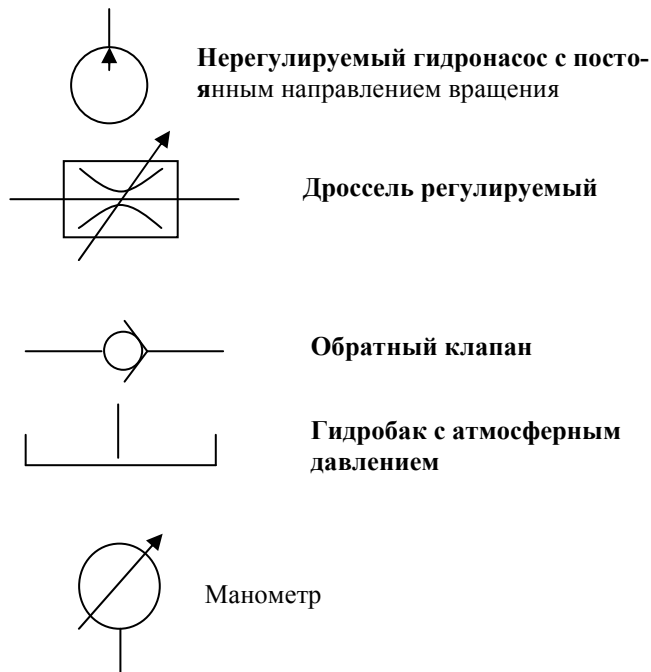
Таблица 1

По- ложение Дрос селя	S=8*1 0^{-3} м^2			S=6*1 0^{-6} м^2			S=4*1 0^{-6} м^2		
	На- пряжение			На- пряжение			На- пряжение		
	1	2		1	2		1	2	

9. Результаты исследований и расчетов представить в виде графических зависимостей $Q=f(n)$, $N=f(n)$.

Сделать вывод по работе.

Условные обозначения элементов гидропривода



2.4 Лабораторная работа №4 (2 часа).

Тема: «Исследование центробежного вентилятора»

2.4.1 Цель работы: Ознакомиться с конструкцией, принципом действия центробежного вентилятора и определить его характеристики.

.

.

2.4.2 Задачи работы:

1. Ознакомиться с конструкцией вентилятора и дать его схему.
2. Ознакомиться со схемой включения и регулирования вентилятора. Описать его работу.
3. Снять характеристики вентилятора.

.

2.4.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Приборы для измерения давления (жидкостные манометры, механические манометры);
2. Универсальная лабораторная установка «Пневмопривод»

3. Методическое пособие по ЛР «Исследование центробежного вентилятора»

2.4.4 Описание (ход) работы:

1. Ознакомиться с конструкцией установки и зарисовать ее схему. Изобразить схему привода вентилятора. Описать работу вентилятора и его регулировку.

2. Экспериментально установить зависимость скорости V воздуха в вентиляторе в зависимости от скорости вращения n колеса, а также зависимость мощности Nn вентилятора от величины n . Для этого пневмометрическая трубка вводится внутрь воздухопровода. При помощи трубок измеряется статическое и полное давление. Поскольку

$$P_{пол} = P_{ст} + P_{дин},$$

то

$$P_{дин} = \frac{\rho}{2} \cdot V^2.$$

Здесь ρ в $кг/м^3$; $P_{дин}$ - $Н/м^2$

3. Изменяя скорость n вращения ротора, определяем $P_{пол}$, $P_{ст}$ для разных (шести-семи) скоростей вращения ротора (n_{max} брать равным 8000 об/мин).

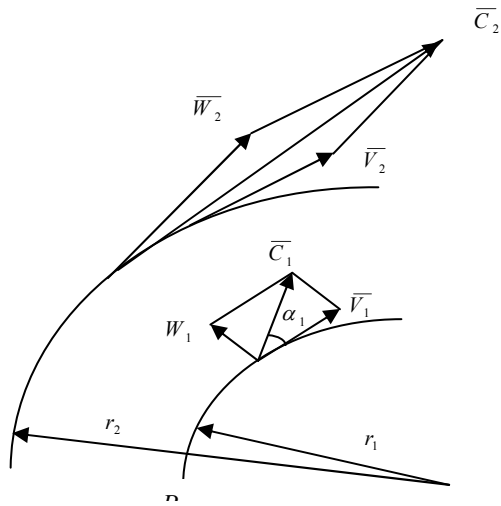
Для измерения скорости в работе используется строботоскоп:

а) включить тумблер «Сеть» и через 2-3 мин тумблер «лампа»;

б) переключателем установить диапазон измерения частоты. Строботоскоп имеет три шкалы (красную, синюю и зеленую), что соответственно цветом показано как на шкале, так и на переключателе диапазоны. Красной шкале $\times 10$ соответствуют три положения переключателя: $\frac{1}{2}$, 1, 2. Синей $\times 100$ соответствуют два положения переключателя: 1, 2. Зеленой $\times 1000$ соответствуют два положения переключателя: 1, 2;

в) например, вы поставили переключатель на красную 2, частота мигания лампы будет соответствовать $75 \times 10 \times 2 = 1500$ об/мин;

г) направляете лампу на вращающуюся часть вентилятора. Вращая круглый тумблер до тех пор, пока четко не увидите одну метку, которая как бы «остановится»;



д) сделайте проверку, для этого переключите тумблер на один диапазон в большую сторону – вы увидите два изображения метки. Вернитесь на диапазон с одной меткой. Частота вращения подсчитывается по п. в). Если при переключении вы видите одно изображение, то диапазон выбран неправильно. Переключение в большую сторону делается до появления двух изображений метки с последующим возвратом на предыдущий диапазон.

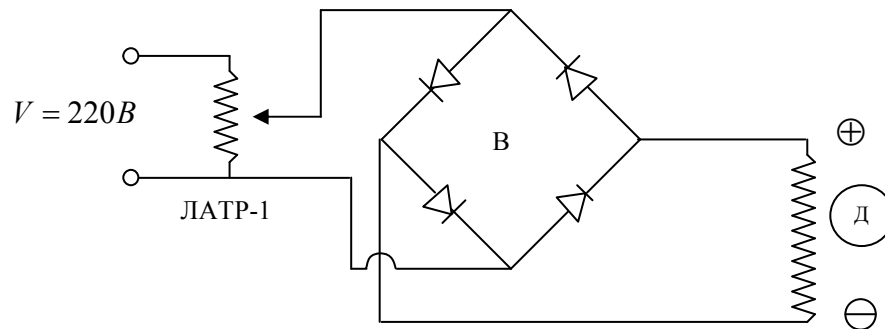


Рис.4

4. Подсчитываем скорости V воздушного потока, расход (производительность) вентилятора Q и мощность Nn для тех же скоростей вращения ротора.

Данные сводим в таблицу

Таблица 1

п.п	№	n об	V $м/с$	Q $м^3$	Nn $Вт$	Pd $мм$
	1					
	2					
	3					
и т.д.				

В расчетах учитывать, что давление, уравновешиваемое высотой водяного столба в h 1 мм (1 мм вод. ст.), соответствует

$$P=9.81 \text{ Н / м}^2.$$

5. Проводя расчеты, следует следить за тем, чтобы размерности величин соответствовали друг другу.

Определяя сечение f трубопровода (воздухопровода), принимать его как прямоугольник и измерить с помощью линейки.

6. Все зависимости представить в виде графиков.

7. По работе сделать необходимые выводы.

2.5 Лабораторная работа №5 (2 часа).

Тема: «Испытание объемного гидропривода с вращательным рабочим движением»

2.5.1 Цель работы: Изучение устройства и принципа действия объемного гидропривода с вращательным рабочим движением и его элементов.

..

2.5.2 Задачи работы:

1. Ознакомиться с конструкцией установки.
2. Получение механической и скоростной характеристик объемного гидропривода с дроссельным регулированием частоты вращения вала гидромотора.

.

2.5.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Приборы для измерения давления (жидкостные манометры, механические манометры);
2. Универсальная лабораторная установка «Гидропривод»
3. Методическое пособие по ЛР «Испытание объемного гидропривода с вращательным рабочим движением»

2.5.4 Описание (ход) работы:

1. Изучить устройство и принцип действия объемного гидропривода и его элементов: шестеренного насоса, пластинчатого гидромотора, фильтра, регулятора расхода, предохранительного клапана и гидробака.
 2. Освоить правила эксплуатации объемного гидропривода.
 3. Получить данные для построения механической и скоростной характеристик объемного гидропривода с дроссельным регулированием.
 4. Выполнить расчеты и построить механическую и скоростную характеристики объемного гидропривода.
 5. Составить отчет по работе.
- Для построения механической характеристики гидропривода необходимо:

1. Уравновесить мотор-весы и тормоз с помощью противовесов.
2. Открыть полностью дроссель регулятора расхода 5, повернув его лимб до совмещения риски на лимбе с делением «18» на шкале лимба.
3. Запустить мотор-весы с помощью кнопки выключателя.
4. Создав небольшую затяжку ленты тормоза, уравновесить чашку тормоза с помощью гирь и гайки.

5. Вычислить момент на валу гидромотора по формуле $M_2 = P_2 v$,
 где P_2 - суммарный вес гирь на чашке тормоза;
 v - плечо тормоза.

6. Определить момент на валу насоса по формуле $M_1 = P_1 a$,
 где M_1 усилие на плече мотор-весов;
 определяемое в зависимости от показания индикатора часового типа динамометра (тарировочный график на рисунке С.1 приложения С); a - плечо мотор-весов.
7. Измерить с помощью тахометра частоту вращения вала гидромотора n_2 .
 8. Вычислить к.п.д. объемного гидропривода по формуле

$$\eta = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1},$$

где n_1 - частота вращения вала шестеренного насоса;

$\omega = \frac{2\pi n}{60}$ - угловая скорость.

9. Выполнить действия, указанные в пп. 4 - 8 для четырех других значений момента на валу гидромотора M_2 .
10. Выключить установку, остановив мотор-весы с помощью выключателя.
11. Внести все данные измерений и результаты вычислений в таблицу 1.1.
12. Построить механическую характеристику объемного гидропривода.

Момент на валу гидромотора изменять равномерно от минимального до максимального значения (при установке на чашку всех грузов). Для построения скоростной характеристики необходимо:

1. Полностью выключить ленточный тормоз, открутив гайку.
2. Запустить мотор-весы с помощью выключателя.
3. Открыть дроссель настолько, чтобы вал гидромотора вращался с минимальной частотой n_2 .
4. Измерить частоту вращения вала гидромотора с помощью тахометра. n_2
5. Выполнить действия, указанные в пп. 3 - 4 для других четырех значений δ открытия дросселя, охватывающих всю шкалу лимба.
6. Остановить установку с помощью выключателя.
7. Внести все данные измерений и результаты вычислений в таблицу 1.2.
8. Построить скоростную характеристику объемного гидропривода.

Данные величины:

n - частота вращения вала шестеренного насоса (1450 об/мин);

a - плечо мотор-весов ($a = 260$ мм);

v - плечо тормоза ($v = 330$ мм); v

P - вес одной гири (груза) ($P = 5$ Н).

Таблица 1.1

№ п/п	Наименование величины	Обознач. и формула	Размерность	Численные значения величин для разных режимов				
				1	2	3	4	5
1	Вес гирь на чашке тормоза	P_2	Н					
2	Момент на валу гидромотора	$M_2 = P_2 \cdot b$	Н·м					
3	Показание индикатора динамометра	Δ	мм					
4	Усилие на плече мотор-весов	P_1	Н					
5	Момент на валу насоса	$M_1 = P_1 \cdot a$	Н·м					
6	Частота вращения вала гидромотора	n_2	об/мин					
7	К.п.д. гидропривода	$\eta = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1}$	-					

Таблица 1.2

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Численные значения величин для разных режимов				
				1	2	3	4	5
1	Открытие дросселя в делениях шкалы лимба	δ	-					
2	Частота вращения вала гидромотора	n_2	об/мин					

По результатам вычислений строятся механическая и скоростная характеристики гидропривода с вращательным рабочим движением, которые имеют вид, показанный на рисунках 1.2, 1.3.

2.6 Лабораторная работа №6, 7 (4 часа).

Тема: «Испытание объемного гидропривода с поступательным рабочим движением»

2.6.1 Цель работы: - Изучение устройства и принципа действия объемного гидропривода с поступательным рабочим движением и его элементов.

2.6.2 Задачи работы:

1. Ознакомиться с конструкцией установки.
2. - Освоение способов настройки предохранительного клапана, дросселя и регулятора потока.

3. - Получение механической и скоростной характеристик объемного гидропривода с дроссельным регулированием скорости движения поршня со штоком (при включении дросселя "на входе").

2.6.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Приборы для измерения давления (жидкостные манометры, механические манометры);
2. Универсальная лабораторная установка «Гидропривод»
3. Методическое пособие по ЛР «Испытание объемного гидропривода с поступательным рабочим движением»

2.6.4 Описание (ход) работы:

Для построения механической характеристики гидропривода необходимо:

1. Закрывать полностью дроссель 16, повернув его лимб на четыре оборота против часовой стрелки (остановить вращение вала гидромотора 22).
2. Уравновесить мотор-весы с помощью противовеса.
3. Открыть полностью дроссель регулятора расхода 6, повернув его лимб до совмещения цифры «18» на шкале лимба с риской.
4. Открыть полностью дроссель 14, повернув его лимб до совмещения цифры «18» на шкале лимба с риской.
5. Запустить мотор-весы с помощью выключателя.
6. Включить рабочий ход поршня со штоком гидроцилиндра с помощью распределителя с ручным управлением (позиция «а») и в крайнем правом положении поршня настроить предохранительный клапан на давление 20 - 22 кгс/см
7. Замерить при рабочем ходе поршня (во время движения) одновременно показания индикаторов динамометров Δ_1 и Δ_2 . Определить усилие на штоке гидроцилиндра F и усилие G на плече мотор-весов в зависимости от Δ_1 и Δ_2 по тарировочным графикам на рисунках.
8. Вычислить среднюю скорость движения поршня.
9. Вычислить крутящий момент M на валу насоса

10. Вычислить к.п.д. гидропривода η по формуле

$$\eta = \frac{N_{\text{ц}}}{N_{\text{н}}} = \frac{P_{\text{ц}}}{M\omega} = \frac{P_{\text{ц}}}{0,105Mn},$$

где $N_{\text{ц}} = P_{\text{ц}}$ - мощность полезная на штоке гидроцилиндра;

$$N_{\text{н}} = M\omega = M \frac{2\pi n}{60} \approx 0,105Mn - \text{мощность, потребляемая насосом (электродвигателя);}$$

ω, n - угловая скорость и частота вращения вала насоса.

11. Выполнить действия, указанные в пп. 7 - 10 для четырех других значений усилия P на штоке, устанавливая вначале максимальное его значение (при полностью закрытом дросселе 14), а затем - равномерно промежуточные значения по показанию индикатора динамометра 11 во время рабочего хода поршня до срабатывания предохранительного клапана.

Для построения скоростной характеристики гидропривода необходимо:

1. Закрывать полностью дроссель 16.

2. Открыть полностью дроссель 14, повернув его лимб до совмещения цифры «18» на шкале лимба с риской.
3. Открыть дроссель регулятора потока настолько, чтобы скорость хода поршня была минимальной.
4. Включить рабочий ход поршня со штоком с помощью распределителя с ручным управлением 5 (позиция «а»).
5. Измерить время t прохождения поршнем пути l с помощью электронного секундомера.
6. Вычислить среднюю скорость хода поршня.
7. Выполнить действия, указанные в пп. 3 - 6 для других четырех значений открытия дросселя регулятора потока δ
8. Выключить гидростенд с помощью выключателя.

Занести все данные измерений и результаты вычислений в таблицы 2.1 и 2.2.

Данные величины:

- n - частота вращения вала насоса ($n = 1450$ об/мин);
- a - плечо моторов-весов (мм); $a = 250$
- l - отрезок пути, пройденный поршнем ($l = 110$ мм).

Таблица 2.1

№ п/п	Наименование величины	Обозначение и формула	Размерность	Численные значения величин для разных режимов				
				1	2	3	4	5
1	Показание индикатора динамометра для определения усилия на штоке цилиндра	Δ_1	мм					
2	Усилие на штоке гидроцилиндра	P	Н					
3	Время прохождения поршнем пути ℓ	t	с					
4	Скорость хода поршня	$v = l / t$	м/с					
5	Показание индикатора динамометра для определения усилия на плече мотор-весов	Δ_2	мм					
6	Усилие на плече мотор-весов	G	Н					
7	Момент на валу насоса	$M = Ga$	Н·м					
8	К.п.д. гидропривода	$\eta = \frac{Pv}{0,105M}$	-					

Таблица 2.2

№ п/п	Наименование величины	Обозначение и формула	Размерность	Числен. значения величин для разных режимов				
				1	2	3	4	5
1	Открытие дросселя регулятора потока в делениях лимба	δ	-					
2	Время прохождения поршнем пути ℓ	t	с					
3	Скорость хода поршня	$v = l / t$	м/с					

2.7 Лабораторная работа №8 (2 часа).

Тема: «Следящий гидропривод копировально-токарного станка»

2.7.1 Цель работы: - Изучение устройства и принципа действия следящего гидропривода копировально-токарного станка - суппорта гидрокопировальной модели ГСП-41.

.

2.7.2 Задачи работы:

1. Ознакомиться с конструкцией станка.
2. - Освоение способов настройки предохранительного клапана, дросселя и регулятора потока.

.

2.7.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Суппорт гидрокопировальный ГСП-41;
2. Насосная установка;
3. Методическое пособие по ЛР «Испытание объемного гидропривода с поступательным рабочим движением»

2.7.4 Описание (ход) работы:

1. Изучить устройство и принцип действия следящего гидропривода копировально-токарного станка.
2. Выполнить настройку гидроклапана давления.
3. Снять статическую скоростную характеристику следящего гидропривода.
4. Выполнить расчет и построить скоростную статическую характеристику следящего гидропривода.
5. Составить отчет по работе.

2.8 Лабораторная работа №9 (2 часа).

Тема: «Испытание объемного гидропривода с дроссельным регулированием скорости»

2.8.1 Цель работы: - Изучение устройства и принципа действия объемного гидропривода с дроссельным регулированием скорости.

.

2.8.2 Задачи работы:

1. Ознакомиться с конструкцией объемного гидропривода.
2. - Освоение способов настройки дросселя.

.

2.8.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Приборы для измерения давления (жидкостные манометры, механические манометры);
2. Универсальная лабораторная установка «Гидропривод»
3. Методическое пособие по ЛР «Испытание объемного гидропривода с дроссельным регулированием скорости»

2.8.4 Описание (ход) работы:

1. Изучить устройство и принцип действия гидропривода с дросельным регулированием.
2. Выполнить настройку гидроклапана давления.
3. Снять характеристику дросселя.
4. Выполнить расчет и построить характеристику гидропривода.
5. Составить отчет по работе.

2.9 Лабораторная работа №10 (2 часа).

Тема: «Испытание объемного гидропривода с объемным регулированием скорости»

2.9.1 Цель работы: - Изучение устройства и принципа действия объемного гидропривода объемным регулированием скорости.

2.9.2 Задачи работы:

1. Ознакомиться с конструкцией объемного гидропривода.
2. – Познакомится с конструкцией регулируемым аксиально плунжерным насосом
3. Рассмотреть параллельное и последовательное соединение насосов.

2.9.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Приборы для измерения давления (жидкостные манометры, механические манометры);
2. Универсальная лабораторная установка «Гидропривод»
3. Методическое пособие по ЛР «Испытание объемного гидропривода с объемным регулированием скорости»

2.9.4 Описание (ход) работы:

1. Изучить устройство и принцип действия гидропривода с объемным регулированием.
2. Снять характеристику аксиально плунжерного насоса.
3. Выполнить расчет и построить характеристику гидропривода.
4. Составить отчет по работе.

2.10 Лабораторная работа №11 (2 часа).

Тема: «Испытание объемного гидропривода с электрическим управлением»

2.10.1 Цель работы: - Изучение устройства и принципа действия объемного с электрическим управлением.

2.10.2 Задачи работы:

1. Ознакомиться с конструкцией объемного гидропривода.
2. – Познакомится с конструкцией электрического управления гидропривода .

2.10.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Приборы для измерения давления (жидкостные манометры, механические манометры);
2. Универсальная лабораторная установка «Гидропривод»
3. Методическое пособие по ЛР «Испытание объемного гидропривода с электрическим управлением»

2.10.4 Описание (ход) работы:

1. Изучить устройство и принцип действия гидропривода с электрическим управлением.
2. Снять характеристику гидрораспределителя с электрическим управлением.
3. Выполнить расчет и построить характеристику гидропривода.
4. Составить отчет по работе.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

3.1 Практическое занятие №1, 2, 3, 4 (8 часов).

Тема: «Основные законы статики и движения жидкости»

3.1.1 Задание для работы:

1. Задача на использования закона Паскаля
2. Задача на использования уравнение Бернулли
3. Задача на определения гидравлических сопротивлений
4. Задача на определения гидроудара
5. Задача на рассмотрения истечения жидкости через отверстия

3.1.2 Краткое описание проводимого занятия:

В начале занятия каждому учащемуся выдается карта индивидуального задания с условием задачи. Необходимо в течение занятия решить задачу и сдать на проверку преподавателю. В процессе решения задачи обсуждаются все вопросы, связанные с ее решением.

3.1.3 Результаты и выводы:

Результатом занятия является решенная задача, сданная на проверку преподавателю. Выводы делаются после проверки правильности решения задачи. На основании результатов проверки выполняется совместный анализ допущенных ошибок и их исправление учащимся.

3.2 Практическое занятие №5, 6, 7 (6 часов).

Тема: «Исполнительные механизмы»

3.2.1 Задание для работы:

1. Задачи с исполнительными механизмами поступательного действия.
2. . Задачи с исполнительными механизмами вращательного действия.

3.2.2 Краткое описание проводимого занятия:

В начале занятия каждому учащемуся выдается карта индивидуального задания с условием задачи. Необходимо в течение занятия решить задачу и сдать на проверку преподавателю. В процессе решения задачи обсуждаются все вопросы, связанные с ее решением.

3.2.3 Результаты и выводы:

Результатом занятия является решенная задача, сданная на проверку преподавателю. Выводы делаются после проверки правильности решения задачи. На основании результатов проверки выполняется совместный анализ допущенных ошибок и их исправление учащимся.

3.3 Практическое занятие №8, 9, 10, 11 (8 часов).

Тема: «Гидравлические приводы.»

3.3.1 Задание для работы:

1. Задача с нерегулируемым гидроприводом
2. Задача с регулируемым гидроприводом

3.3.2 Краткое описание проводимого занятия:

В начале занятия каждому учащемуся выдается карта индивидуального задания с условием задачи. Необходимо в течение занятия решить задачу и сдать на проверку преподавателю. В процессе решения задачи обсуждаются все вопросы, связанные с ее решением.

3.3.3 Результаты и выводы:

Результатом занятия является решенная задача, сданная на проверку преподавателю. Выводы делаются после проверки правильности решения задачи. На основании результатов проверки выполняется совместный анализ допущенных ошибок и их исправление учащимся.