

**ГОУ ПРИДНЕСТРОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. Т.Г. ШЕВЧЕНКО**

БЕНДЕРСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ФИЛИАЛ

КАФЕДРА АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ
И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ
АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Методические указания по лабораторным работам

УДК 656.13.07
ББК 39.33

СОСТАВИТЕЛЬ

А.Н. Котомчин, старший преподаватель

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

Н.И. Корнейчук, к.т.н., доцент кафедры эксплуатации и ремонта машинно-тракторного парка ПГУ им. Т.Г. Шевченко

А.П. Ткаченко, преподаватель специальных дисциплин кафедры «Автомобильный транспорт» БПФ ГОУ «ПГУ им. Т.Г. Шевченко»

Г 46 Гидравлические и пневматические системы автотранспортных средств. Методические указания /Сост. А.Н. Котомчин. - Бендеры, 2015. - стр. 69

В методических указаниях приведена тематика, объем, структура и последовательность выполнения лабораторных работ по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы автотранспортных средств». Приведены методические указания и требования по составу, содержанию и оформлению отчёта по лабораторным работам.

Методические указания разработано на основании государственного образовательного стандарта ВПО ФГОС-3.

Цель методических указаний – оказание помощи студентам в выполнении и защите лабораторных работ по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы автотранспортных средств» по направлению подготовки:190600 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

УДК 656.13.07
ББК 39.33

Рекомендовано научно-методическим советом к изданию НМС ПГУ им. Т.Г. Шевченко

© А.Н. Котомчин, составление, 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ.....	4
1. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1. Испытание объемного гидропривода с вращательным рабочим движением	6
2. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2. Испытание объемного гидропривода с поступательным рабочим движением	17
3. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3. Исследование работы предохранительного клапана	25
4. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4. Исследование работы редукционного клапана.....	30
5. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5 Изучение конструкции и видов источников сжатого воздуха.....	35
6. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА.....	47
7. ПРИЛОЖЕНИЯ.....	48

ВВЕДЕНИЕ

Программы изучения гидравлических и пневматических систем автотранспорта студентами специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» по направлению подготовки 190600 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» предусматривает проведение лабораторных занятий, целью которых является обучение применению теоретических знаний для решения разнообразных практических задач: определения давления в жидкостях, сопротивления каналов, сил, действующих на тела, помещенные в поток. Кроме того, будущие специалисты должны иметь представление о принципах работы и основных характеристиках гидравлических машин, гидродинамических передач, объемных гидроприводов и пневмоприводов, широко распространенных на автомобильном транспорте. Учебным планом данных специальностей предусмотрено изучение основного оборудования, применяемого на автомобильном транспорте, с детальным изучением наиболее часто используемого, что требует рассмотрения особенностей устройства различных типов и видов гидравлических и пневматических систем автомобильного транспорта.

ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ РАБОТЕ В ЛАБОРАТОРИИ

Выполняя экспериментальную часть работы, студенты руководствуются методическими указаниями, указаниями преподавателя и инструкцией по технике безопасности.

1. К выполнению работ в лаборатории допускаются студенты, получившие инструктаж по технике безопасности у преподавателя с соответствующим оформлением в журнале.

2. Необходимо начинать работу только с разрешения преподавателя, полученного после проверки знаний студента последовательности выполнения лабораторной работы.

3. **ЗАПРЕЩАЕТСЯ** включать электропривод установки, открывать и закрывать краны в трубопроводах, если это не связано с выполнением работы.

4. Некоторые установки запитаны от водопроводной сети, в которой давление воды может колебаться, поэтому открывать краны необходимо медленно во избежание повреждения установки и последующего выброса воды или масла.

Пуск установки производится в полном соответствии с правилами, приведенными в описании каждой лабораторной работы.

В случае появления стуков и ударов, а также нарушения нормального режима работы машины, установка должна быть немедленно выключена, о всех замеченных неполадках и неисправностях студенты обязаны ставить в известность преподавателя или лаборанта.

ПОСЛЕ РАБОТЫ НЕОБХОДИМО ОТКЛЮЧИТЬ ПИТАНИЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ И ПОДАЧУ ВОДОПРОВОДНОЙ ВОДЫ К УСТАНОВКАМ.

ТРЕБОВАНИЯ К СОСТАВЛЕНИЮ ОТЧЕТА

Студент оформляет отчет по каждой лабораторной работе на стандартных листах формата А4 с одной или обеих сторон. Отчет по работе должен содержать:

- титульный лист;
- цель выполнения работы;
- принципиальную схему установки;
- таблицу опытных данных с указанием единиц измерения всех величин;
- результаты последующих вычислений, сведенных в таблицы;
- графики результатов работы, построенные на миллиметровой бумаге с обязательным нанесением на них экспериментальных и расчетных точек;
- выводы, соответствующие цели работы; с объяснением причин возможного расхождения результатов расчета и эксперимента.

К началу следующего занятия студент сдает преподавателю оформленный отчет по предыдущей работе. Защита отчета происходит по форме собеседования преподавателя со студентом по теоретическим вопросам, относящимся к выполненной работе и контрольным вопросам к ней.

С незащищенными отчетами к следующим лабораторным работам студенты не допускаются.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.

Испытание объемного гидропривода с вращательным рабочим движением

I. *Цель работы*

- Изучение устройства и принципа действия объемного гидропривода с вращательным рабочим движением и его элементов.
- Освоение способа настройки регулятора потока.
- Получение механической и скоростной характеристик объемного гидропривода с дроссельным регулированием частоты вращения вала гидромотора.

II. *Порядок выполнения 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.

К выполнению пп. 3 - 5 работы студент допускается только после усвоения материала с разрешения и в присутствии преподавателя.

III. *Оборудование*

В работе используются:

- насос с электродвигателем;
- гидромотор пластинчатый, мотор-весы;
- фильтр, регулятор расхода, предохранительный клапан;
- измерительные приборы и инструменты: тахометр, динамометр, индикатор часового типа, грузы.

IV. *Назначение и область применения*

Гидроприводы с вращательным рабочим движением предназначены для вращательных движений исполнительных гидродвигателей, выходными параметрами которых является угловая скорость (частота вращения), зависящая от подачи насоса и крутящий момент, определяемый его давлением. Они используются в бесцентровых круглошлифовальных станках для вращения ведущего круга, в лущильных станках, в поворотных механизмах: в револьверных головках, делительных столах, инструментальных

магазинах и там, где требуется получить вращательное движение рабочего органа.

V. Принцип действия гидропривода

Гидропривод с вращательным рабочим движением работает следующим образом. Масло из гидробака 1 (рисунок 1.1) забирается шестеренным насосом 2 и, проходя очистку в фильтре 3, поступает в регулятор расхода (потока) 5, затем в гидромотор 6 и сливается в гидробак. Одновременно масло поступает к предохранительному клапану 4. При увеличении нагрузки на валу гидромотора или степени закрытия дросселя давление, развиваемое насосом, увеличивается. При этом частота вращения вала гидромотора до открытия предохранительного клапана несколько уменьшается из-за увеличения утечек в насосе, гидромоторе и других элементах гидропривода. При дальнейшем увеличении нагрузки на валу гидромотора или степени закрытия дросселя регулятора потока 5 срабатывает предохранительный клапан, т.е. он начинает перепускать масло в гидробак. Частота вращения n вала гидромотора будет определяться как

$$n = \frac{Q_{г.м.}}{V} \cdot \eta_0 = \frac{Q_H - Q_{кл.}}{V} \cdot \eta_0,$$

где $Q_{г.м.}$ - расход гидромотора;

Q_H - подача насоса;

$Q_{кл.}$ - расход жидкости через предохранительный клапан;

V - рабочий объем гидромотора, представляющий собой сумму изменений объемов его рабочих камер за один оборот вала (теоретический объем жидкости, необходимый для совершения одного оборота вала);

η_0 - объемный КПД гидромотора, учитывающий утечки жидкости.

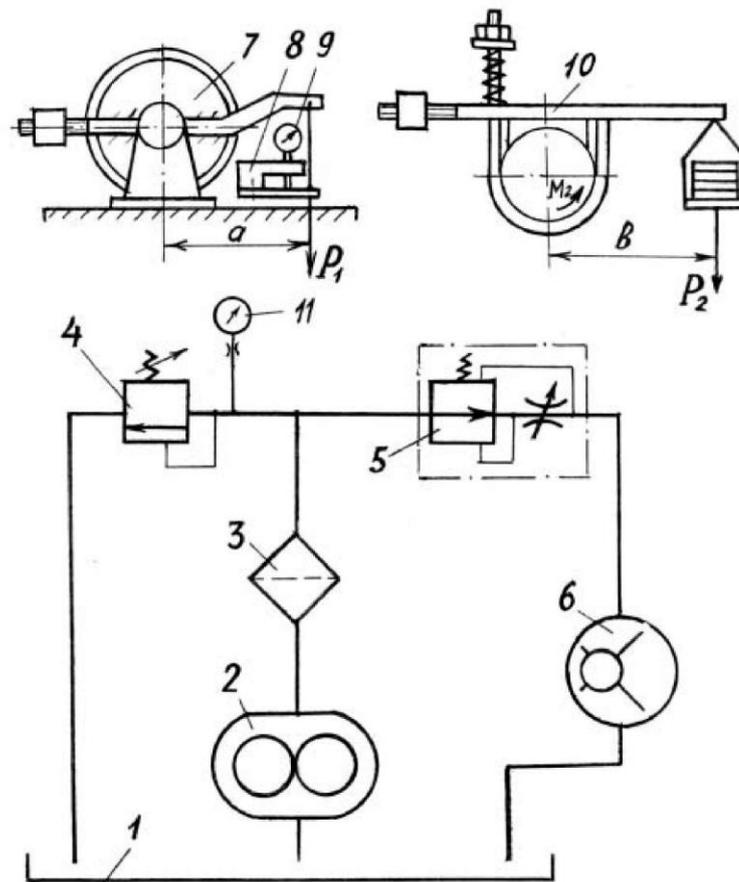


Рис. 1.1 Схема объемного гидропривода вращательного движения

1 - гидробак; 2 - насос шестеренный Г11-23 А; 3 - фильтр пластинчатый Г41-70; 4 предохранительный клапан Г52-13; 5 - регулятор расхода Г55-23; 6 - гидромотор пластинчатый Г16-14М; 7 - мотор-весы; 8 - динамометр; 9 - индикатор часового типа; 10 - ленточный тормоз; 11 - манометр

При остановке вращения вала гидромотора (максимальной нагрузке или полном закрытии дросселя) все масло сливается в гидробак через предохранительный клапан. Регулирование частоты вращения вала гидромотора осуществляется с помощью дросселя, установленного «на входе» в гидромотор. При полностью открытом дросселе частота вращения вала гидромотора максимальная. При частичном закрытии дросселя частота вращения вала гидромотора уменьшается, так как увеличивается давление, развиваемое насосом, и часть потока масла сливается через предохранительный клапан в гидробак. Коэффициент полезного действия гидропривода, представляющий собой отношение полезной мощности на валу гидромотора ($M_2\omega_2$) к затраченной мощности на валу насоса ($M_1\omega_1$), при этом падает из-за слива части жидкости в гидробак и потери давления в дросселе.

Регулятор расхода, представляющий собой комбинацию дросселя с регулятором, поддерживающим постоянный перепад давления на дросселирующей щели, обеспечивает постоянство установленного

дросселем расхода (частоты вращения вала гидромотора), не зависящего от нагрузки.

Для определения крутящего момента на валу насоса используется мотор- весы. Корпус электродвигателя имеет возможность поворачиваться на своих шариковых опорах, создавая крутящий момент, т.е. момент статора, равный по величине моменту на валу ротора и, следовательно, на валу насоса. Рычаг для измерения момента жестко связан с корпусом электродвигателя, а второй конец через тягу соединяется с упругой пластиной динамометра 8, величина прогиба которой определяется индикатором 9. По величине прогиба пластины по тарировочному графику определяется усилие, произведение которого на плечо дает крутящий момент.

Для создания нагрузки (крутящего момента) на валу гидромотора используется ленточный тормоз. При вращении шкива, насаженного на вал гидромотора, относительно тормозной ленты между ними создается сила трения и тормозной момент, т.е. крутящий момент, направленный в сторону вращения, который уравнивается моментом от веса грузов. Величина тормозного момента на валу гидромотора изменяется затяжкой ленты тормоза с помощью гайки.

VI. Получение механической и скоростной характеристик гидропривода

Механическая характеристика гидропривода с вращательным рабочим движением представляет собой зависимость крутящего момента на валу насоса M_1 , частоты вращения вала гидромотора n_2 и к.п.д. гидропривода η в зависимости от нагрузки - крутящего момента на валу гидромотора M_2 , при установившемся режиме, т. е.

$$M_1 = f_1(M_2), n_2 = f_2(M_2), \eta = f_3(M_2)$$

Скоростная характеристика гидропривода представляет собой зависимость частоты вращения вала гидромотора «2 при отсутствии нагрузки, т.е. холостом ходе гидромотора и установившемся режиме работы от степени открытия дросселя 8, т.е. $n_2 = f(\delta)$ при $M_2 = 0$.

Механическая характеристика гидропривода позволяет судить о работе гидропривода и его экономичности. Зависимость крутящего момента на валу насоса от нагрузки на валу гидромотора $M_1 = f_1(M_2)$ характеризует затраты мощности на валу насоса, которые идут на совершение полезной работы и на потери. В гидроприводах с дроссельным регулированием мощность, потребляемая насосом, остается постоянной и определяется давлением настройки предохранительного клапана, а частота вращения вала гидромотора (исполнительного гидродвигателя) изменяется в зависимости от величины сопротивления дросселя.

Зависимость частоты вращения вала гидромотора от нагрузки (нагрузочная характеристика гидропривода) $n_2=f_2(M_2)$ позволяет оценить степень стабильности выходного звена (вала) при изменяющейся нагрузке. Обычно требуется возможно большая стабильность частоты вращения, что обеспечивается использованием регулятора расхода, поддерживающего стабильность установленной частоты вращения независимо от изменения нагрузки или применением объемного способа регулирования. В действительности частота вращения вала гидромотора с увеличением нагрузки (до открытия предохранительного клапана) несколько уменьшается из-за возрастания утечек в гидросистеме и сжимаемости масла.

Зависимость коэффициента полезного действия от нагрузки $\eta=f_3(M_2)$ характеризует энергетические затраты, т.е. потери энергии в насосе, гидромоторе, гидролинии и потери мощности на регулирование частоты вращения вала, т. е. потери мощности одновременно в дросселе (за счет потери давления) и в предохранительном клапане (за счет перелива части жидкости). Гидроприводы с дроссельным регулированием имеют более низкий к.п.д. по сравнению с объемным, в которых плавное регулирование частоты вращения вала гидромотора может осуществляться за счет изменения рабочего объема насоса, гидромотора или за счет одновременного изменения рабочих объемов этих гидромашин. В этом случае предохранительный клапан выполняет чисто свою предохранительную функцию и не работает в переливном режиме. При объемном способе регулирования частоты вращения вала гидромотора использовались бы насос и гидромотор с регулируемым рабочим объемом.

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 $M_2 = P_{y6}$, где P_2 - суммарный вес гирь на чашке тормоза; 6 - плечо тормоза.

6. Определить момент на валу насоса M_1 по формуле $M_1 = P_1 a$, где P_1 - усилие на плече мотор-весов, определяемое в зависимости от показания Δ 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;

$\omega = (2\pi n)/60$ - угловая скорость.

9. Выполнить действия, указанные в пп. 4 - 8 для четырех других значений момента M_2 на валу гидромотора.

10. Выключить установку, остановив мотор-весы с помощью выключателя.

11. Внести все данные измерений и результаты вычислений в таблицу

12. Построить механическую характеристику объемного гидропривода.

*Момент на валу гидромотора M_2 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 n_2 вала гидромотора с помощью тахометра.

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_1 - частота вращения вала шестеренного насоса $n_1 = 1450$ об/мин);

a - плечо мотор-весов ($a = 260$ мм);

b - плечо тормоза ($b = 330$ мм);

P - вес одной гири (груза) ($P = 5 \text{ Н}$).

Таблица 1.1

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

Таблица 1.2

№ п/п	Наименование величины	Обозна- чение	Размернос ть	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 строится механическая и скоростная характеристики гидропривода с вращательным рабочим движением, которые имеют вид, показанный на рисунках 1.2, 1.3.

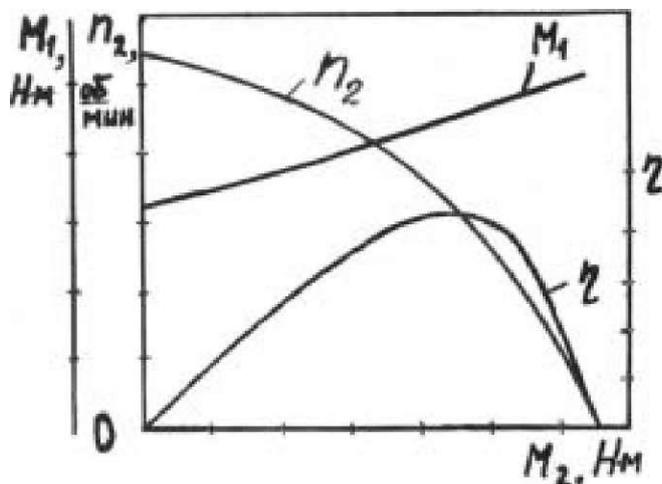


Рис. 1.2 Механическая характеристика гидропривода

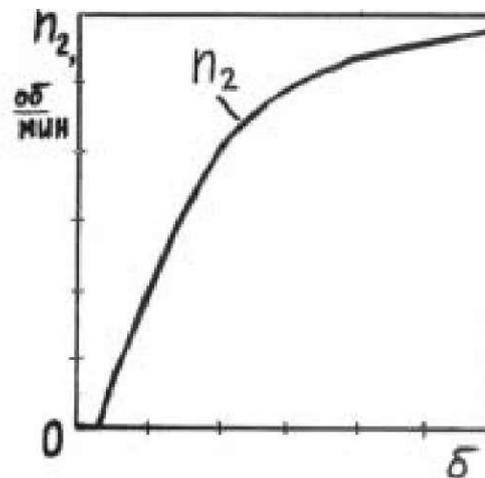


Рис. 1.3 Скоростная характеристика гидропривода

В отчете приводится схема гидропривода вращательного движения, краткое ее описание, результаты испытаний в виде таблиц и графиков, выводы по результатам испытаний.

Контрольные вопросы.

1. Что называется гидравлическим приводом?
2. Области применения гидропривода с вращательным рабочим давлением.
3. Устройство и принцип действия гидропривода с вращательным рабочим движением.
4. Устройство и принцип действия шестеренного насоса и пластинчатого гидромотора.
5. Устройство и принцип действия предохранительного клапана, регулятора расхода и пластинчатого фильтра.
6. Что называется механической и скоростной характеристикой гидропривода, и что они характеризуют?
7. Как определяется крутящий момент на валу насоса и гидромотора?
8. Как осуществляется дроссельный метод регулирования частоты вращения вала гидромотора, и в чем его недостаток?
9. Как можно осуществить объемный метод регулирования частоты вращения вала гидромотора?

Устройство гидростенда для выполнения лабораторных работ № 2 - 4

Гидростенд предназначен для испытания объемного гидропривода с поступательным рабочим движением, исследования работы предохранительного, редукционного клапана и дросселя.

Основание стенда представляет собой сварную конструкцию из углового и листового железа. Внутри полости основания размещен гидробак для рабочей жидкости - минерального масла. Электродвигатель, насос и другие элементы смонтированы на верхней плите основания. На стенде смонтированы две гидросхемы, зависящие друг от друга. Одна гидросхема предназначена для испытания объемного гидропривода с поступательным рабочим движением, а вторая - для исследования работы гидроаппаратуры: предохранительного, редукционного клапана и дросселя.

Гидростенд (рис. 2.1) включает в себя:

- 1- гидробак;
- 2- насос шестеренный НШ-10;
- 3- фильтр грубой очистки 0,2 Г41-12;
- 4- предохранительный клапан Г52-22;
- 5- распределитель с ручным управлением Г74-13;
- 6- регулятор расхода (потока) Г55-23;
- 7- гидроцилиндр рабочий;
- 8- счетчик-секундомер электронный СЭЦ-100;
- 9- замыкатель контакта;
- 10 - микровыключатель;
- 11 - динамометр ДОСМ-1, № 306;
- 12 - гидроцилиндр нагрузочный;
- 13 - обратный клапан;
- 14 - дроссель Г77-11; 15, 17, 19 - манометры; 16 - дроссель Г77-12;
- 18 - редукционный клапан Г57-12;
- 20 - тахометр электронный ТЭСА;
- 21 - первичный преобразователь;
- 22 - гидромотор-расходомер аксиально-поршневой Г15-21Н;
- 23 - дроссель Г77-11;
- 24 - мотор-весы;
- 25 - динамометр;
- 26 - индикатор часового типа.

Измерение давления в гидросистеме производится манометрами. Расход масла измеряется с помощью гидромотора, используемого в

качестве расходомера (в зависимости от частоты вращения вала n при известном рабочем объеме V , т.е. $Q = Vn$). Тахометр электронный модели ТЭСА предназначен для измерения частоты вращения вала гидромотора с индикацией результатов измерения на четырехразрядном цифровом табло. Принцип действия тахометра основан на подсчете показывающим прибором числа импульсов от первичного преобразователя. Усилия на штоке гидроцилиндра и на плече мотор-весов определяются с помощью динамометров в зависимости от показаний индикаторов (по тарировочным графикам). Скорость движения поршня со штоком гидроцилиндра определяется в зависимости от времени прохождения ими определенного пути с помощью электронного секундомера. Крутящий момент на валу насоса измеряется с помощью мотор-весов. Изменение усилия на штоке гидроцилиндра производится с помощью нагрузочного гидроцилиндра 12 и дросселя 14. Регулирование скорости движения поршня осуществляется за счет дросселя регулятора расхода 6, установленного "на входе".

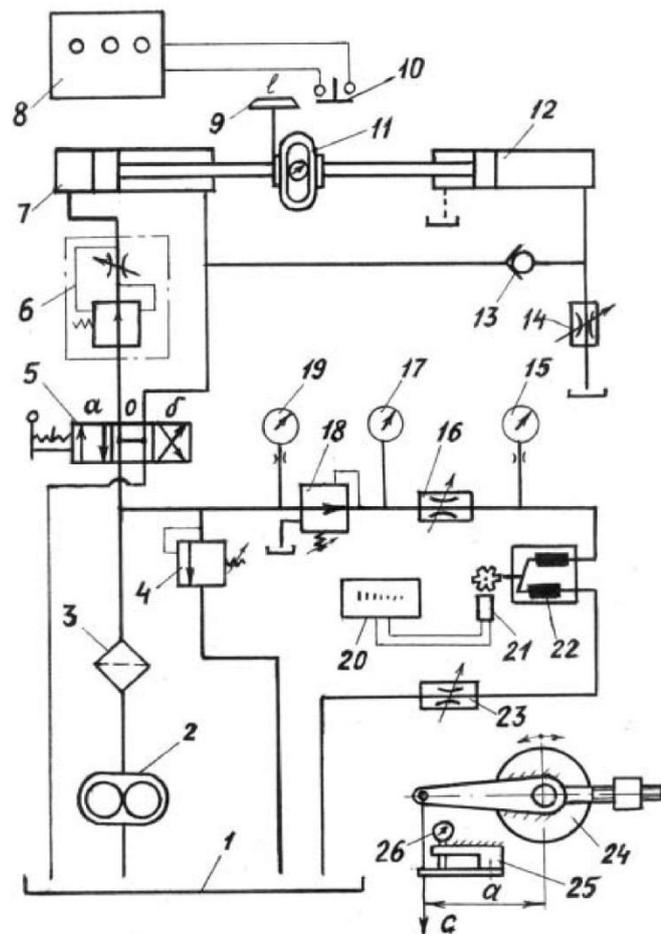


Рис. 2.1 Схема гидростенда для испытания объемного гидропривода с поступательным рабочим движением, исследования работы предохранительного, редуционного клапана и дросселя

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.

Испытание объемного гидропривода с поступательным рабочим движением

I. Цель работы

- Изучение устройства и принципа действия объемного гидропривода с поступательным рабочим движением и его элементов.

- Освоение способов настройки предохранительного клапана, дросселя и регулятора потока.

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

II. Порядок выполнения работы

1. Изучить устройство и принцип действия объемного гидропривода и его элементов: шестеренного насоса, пластинчатого фильтра, гидроцилиндра, а также контрольно-регулирующей и распределительной аппаратуры, 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.

К выполнению пп. 3 - 5 работы студент допускается только после усвоения материала с разрешения и в присутствии преподавателя.

III. Оборудование

В работе используются:

- насос с электродвигателем;
- фильтр, предохранительный клапан, распределитель, регулятор потока;

- гидромотор рабочий, гидроцилиндр нагрузочный, мотор-весы;
- обратный клапан, дроссель;
- измерительные приборы и инструменты: динамометры, индикаторы часового типа, секундомер электронный, микровыключатель.

IV. Назначение и область применения

Гидравлические приводы с поступательным рабочим движением предназначены для возвратно-поступательных движений исполнительных гидродвигателей, выходным параметром которых является скорость, зависящая от подачи насоса и усилие, определяемое его давлением. В станках различного назначения

широко используются гидроприводы с поступательным рабочим движением. В шлифовальных станках всех типов, токарных, сверлильных, фрезерных, поперечно-строгальных, протяжных, зубообрабатывающих станках, автоматических линиях, станках с числовым программным управлением и других станках гидроприводы с поступательным рабочим движением широко применяются для возвратно-поступательного движения стола или шлифовальной бабки, ползуна, механизмов подачи, для автоматизации смены инструментов и обрабатываемой детали, для фиксирующих и зажимных механизмов, для выборки люфтов в кинематических цепях, для переключения скоростей и т. д.

Гидравлические приводы по сравнению с механическими и электрическими передачами находят широкое применение в станках благодаря возможности получения больших усилий, мощностей, широкого бесступенчатого, плавного регулирования скоростей рабочих органов станка, простоте защиты от перегрузок, простоте автоматизации станка за счет использования стандартных элементов и т.д. Однако они имеют несколько ниже к.п.д., который снижается в процессе регулирования и выработке ресурса (возрастания утечек), чувствительны к загрязнению рабочей жидкости, требуют обслуживающий персонал высокой квалификации.

V. Принцип действия гидропривода

Гидропривод с поступательным рабочим движением работает следующим образом. Масло из гидробака 1 (рисунок 2.1) забирается насосом 2 и подается в фильтр 3; далее, проходя в нем очистку, поступает одновременно в предохранительный 4, редукционный клапан 18, в дроссель 16 и распределитель 5. При закрытом дросселе 16 и нейтральном положении золотника распределителя (позиция "0") напорная линия от насоса соединяется с поршневой и штоковой полостями гидроцилиндра 7 и масло идет через распределитель на слив. На обе стороны поршня при этом будет действовать одинаковое давление, равное потерям давления в сливной линии $\Delta p_{сл}$ от распределителя до гидробака. В виду малой величины этого давления и результирующего усилия $P_{рез} = \Delta p_{сл} f$, действующего в сторону нагруженного цилиндра 12, поршень со штоком не перемещаются, так как это усилие не может преодолеть сил трения уплотнений поршней о стенки цилиндров 7, 12 и штоков в уплотнениях крышек (дроссель 14 открыт).

При крайне правом положении рукоятки распределителя (позиция "а", когда этот квадрат ставится на место среднего нейтрального) масло поступает в поршневую полость гидроцилиндра 7, а из его штоковой полости идет на слив в гидробак. Поршень со

штоком перемещаются вправо и через динамометр 11 перемещают шток с поршнем нагрузочного гидроцилиндра 12. За счет различной степени открытия дросселя 14 создается различное сопротивление (подпор) сливу масла из поршневой полости нагрузочного цилиндра и, следовательно, разное усилие на штоке рабочего гидроцилиндра, равное произведению давления на площадь поршня нагрузочного цилиндра, замеряемого динамометром. При полностью открытом дросселе усилие на штоке рабочего гидроцилиндра минимальное, скорость перемещения поршня со штоком максимальная, а при полностью закрытом дросселе усилие на штоке максимальное, скорость перемещения поршня со штоком ¹⁹ равна нулю (при отсутствии утечек в нагрузочном цилиндре 12, обратном клапане 13 и дросселе 14), так как масло от насоса через предохранительный клапан сливается в гидробак. Обратный клапан 13 при этом закрыт.

При перемещении рукоятки распределителя 5 в крайне левое положение (позиция «б»), масло поступает в штоковую полость рабочего гидроцилиндра 7, а из поршневой полости через регулятор потока идет на слив. Поршни со штоками гидроцилиндров совершают возвратное движение. Для быстрого заполнения маслом поршневой полости нагрузочного гидроцилиндра 12 служит обратный клапан 13, так как через малую щель дросселя 14 не обеспечивается заполнение маслом этой полости (за счет «всасывания»). Если усилие пружины обратного клапана достаточно большое, то он откроется лишь тогда, когда поршни цилиндров займут крайне левое положение и остановятся. а если слабое - во время хода поршня. После заполнения поршневой полости нагрузочного цилиндра масло через открытый дроссель 14 сливается в гидробак. При закрытом же дросселе все масло сливается в гидробак через предохранительный клапан 4. Если поршневая полость нагрузочного цилиндра 12 неполностью заполнена жидкостью, то возможен некоторый ускоренный ход рывком поршней со штоками без нагрузки до ликвидации «пустоты». Поэтому для полного заполнения жидкостью поршневой полости нагрузочного цилиндра 12 необходима некоторая выдержка в позиции «б» распределителя. В позиции "а" золотника распределителя 5 предохранительный клапан 4 срабатывает при закрытии дросселя регулятора потока 6, дросселя 14 при любом положении поршня со штоком и в крайне правом положении поршней при открытых дросселях, а в позиции "б" распределителя 5 - при закрытии дросселя регулятора потока 6, дросселя 14 и в крайне левом положении поршней при открытии дросселей, если сопротивление дросселя 14 велико.

Скорость движения поршня со штоком регулируется за счет различной степени открытия дросселя регулятора потока 6 (при полностью открытом дросселе 14). Здесь используется дроссельный метод регулирования скорости при последовательной установке дросселя «на входе». При полностью открытом дросселе регулятора потока скорость перемещения поршня со штоком максимальная, а при уменьшении степени открытия дросселя скорость движения уменьшается, так как при этом из-за возрастания давления насоса приоткрывается предохранительный клапан 4 и часть потока масла сливается через него в гидробак. Скорость движения v поршня со штоком при этом определяется как

$$v = \frac{Q_n - Q_{кл}}{F} \cdot \eta_{o.ц},$$

где Q_n - расход от насоса (подача насоса);

$Q_{кл}$ - расход через предохранительный клапан;

F - площадь поршня;

$\eta_{o.ц}$ - объемный КПД гидроцилиндра, учитывающий утечки и перетечки через уплотнение поршня.

При полностью закрытом дросселе регулятора потока скорость перемещения поршня со штоком равна нулю, так как все масло при этом сливается через предохранительный клапан, выполняющий функцию переливного клапана, в гидробак. Следовательно, в процессе регулирования (уменьшения скорости) к.п.д. привода, представляющий собой отношение полезной мощности на штоке гидроцилиндра P_u к затраченной мощности на валу насоса M_a , падает. Давление, при котором срабатывает (открывается) предохранительный клапан измеряется манометром 19. Его настройка на определенное давление осуществляется с помощью маховика с винтом, действующего на пружину шарикового клапана.

Регулятор расхода (потока), представляющий собой комбинацию дросселя с регулятором давления, поддерживающим постоянный перепад давления Δp на

дросселирующей щели, обеспечивает постоянство расхода Q (скорости движения поршня) при переменных нагрузках на исполнительном гидродвигателе, т.е.

$$Q = \mu F_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = const.$$

Расход жидкости регулируется дросселем регулятора потока за счет изменения проходной щели дросселя $F_{др}$, а постоянство установленного расхода во времени поддерживается его регулятором давления (редукционным клапаном).

Для определения крутящего момента на валу насоса используется мотор-весы. Корпус электродвигателя имеет возможность поворачиваться на своих шариковых опорах, создавая крутящийся момент, т.е. момент статора, равный по величине моменту на валу ротора и, следовательно, на валу насоса. Рычаг для измерения момента жестко связан с корпусом электродвигателя, а второй конец через тягу соединяется с упругой пластиной динамометра 25, величина прогиба которой определяется индикатором 26. По величине прогиба пластины по тарировочному графику определяется усилие, произведение которого на плечо дает крутящий момент на статоре.

К.п.д. гидропривода, представляющий собой отношение полезной мощности (P_v) на штоке гидроцилиндра к затраченной мощности ($M\omega$) на валу насоса, при дроссельном регулировании скорости ниже, чем при объемном. Это объясняется тем, что не все количество масла от насоса поступает в гидроцилиндр, а часть его бесполезно сливается в гидробак через предохранительный клапан, выполняющий при этом роль переливного клапана, кроме того, происходят потери давления в дросселе. При объемном способе регулирования скорости движении поршня регулирование осуществлялось бы за счет использования насоса с регулируемой подачей.

Работа гидропривода осуществляется при полностью закрытом дросселе 16 (невращающемся вале гидромотора 22).

VI. Получение механической и скоростной характеристики гидропривода

Механическая характеристика гидропривода с поступательным рабочим движением представляет собой зависимость крутящего момента на валу насоса M , скорости перемещения поршня гидроцилиндра v и к.п.д. гидропривода η в зависимости от усилия P на штоке гидроцилиндра, т.е.

$$M = f_1(P), \quad v = f_2(P), \quad \eta = f_3(P).$$

Скоростная характеристика гидропривода представляет собой зависимость скорости v поступательного движения поршня гидроцилиндра при установившемся режиме от степени открытия дросселя 8 регулятора расхода 6 при отсутствии нагрузки на штоке гидроцилиндра, т.е. $v = f(\delta)$.

Механическая характеристика гидропривода позволяет судить о работе гидропривода и его экономичности.

Зависимость скорости перемещения поршня со штоком от нагрузки (нагрузочная характеристика гидропривода) $v = f_2(P)$ позволяет оценить степень стабильности скорости выходного звена (штока) при изменяющейся нагрузке. Обычно требуется возможно большая стабильность скорости, что обеспечивается использованием регулятора расхода, поддерживающего стабильность (постоянство) установленной скорости, независимо от изменения нагрузки или применением объемного способа регулирования. В действительности скорость перемещения штока с увеличением нагрузки (до открытия предохранительного клапана) несколько уменьшается из-за возрастания утечек в гидросистеме и сжимаемости жидкости.

Зависимость коэффициента полезного действия гидропривода от нагрузки $\eta = f_3(P)$ характеризует энергетические затраты, т.е. потери энергии в насосе, гидроцилиндре, гидролинии и потери мощности на регулирование скорости выходного звена гидропривода (штока), т.е. потери мощности одновременно в дросселе (за счет потери давления) и в предохранительном клапане (за счет перелива части жидкости). Гидроприводы с дроссельным регулированием имеют более низкий к.п.д. по сравнению с объемным.

Зависимость крутящего момента на валу насоса от нагрузки $M = f_1(P)$ характеризует затраты мощности на валу насоса, которая идет на совершение полезной работы и на потери. В гидроприводах с дроссельным регулированием мощность, потребляемая насосом ($N_H = P_{кл}Q/\eta_n$), остается постоянной, определяемой давлением настройки предохранительного клапана, а скорость исполнительного гидродвигателя изменяется в зависимости от величины сопротивления дросселя.

Дроссельный метод регулирования оправдывается при малых мощностях благодаря использованию более простых и дешевых нерегулируемых насосов, а также вследствие простоты эксплуатации. При больших мощностях и с длительными режимами работы, когда существенными являются энергозатраты, применяют объемное регулирование, например за счет изменения рабочего объема насоса. Однако развитие гидроприводов во всем мире идет в направлении использования объемного способа регулирования скорости и при малых мощностях.

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).

3. Уравновесить мотор-весы с помощью противовеса.
4. Открыть полностью дроссель регулятора расхода 6, повернув его лимб до совмещения цифры «18» на шкале лимба с рисккой.
5. Открыть полностью дроссель 14, повернув его лимб до совмещения цифры «18» на шкале лимба с рисккой.
6. Запустить мотор-весы с помощью выключателя.
7. 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/см².
8. Замерить при рабочем ходе поршня (во время движения) одновременно показания индикаторов динамометров Δ_1 и Δ_2 . Определить усилие на штоке гидроцилиндра P и усилие G на плече a мотор-весов в зависимости от Δ_1 и Δ_2 (по тарировочным графикам на рисунках А1, А2 приложения А).
9. Вычислить среднюю скорость движения поршня по формуле и $v = l / t$, где l - путь, пройденный поршнем гидроцилиндра за время t .
10. Вычислить крутящий момент M на валу насоса по формуле $M = Ga$, где a - плечо мотор-весов.
11. Вычислить к.п.д. гидропривода η по формуле

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

где $N_{\text{ц}} = Pv$ - мощность полезная на штоке

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

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

12. Выполнить действия, указанные в пп. 7 - 10 для четырех других значений усилия P на штоке, устанавливая вначале максимальное его значение P_{max} (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. Закрыть полностью дроссель 16.
2. Открыть полностью дроссель 14, повернув его лимб до совмещения цифры «18» на шкале лимба с рисккой.
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 по формуле $v = l/t$.

7. Выполнить действия, указанные в пп. 3 - 6 для других четырех значений открытия дросселя регулятора потока 8 (скорость хода поршня изменять равномерно). Для осуществления ускоренного обратного хода поршня дроссель регулятора потока 6 открыть полностью.

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 ($a = 250$ мм); 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	Обознач. и формула	Размерность	Числен. значения величин для разных режимов				
				1	2	3	4	5
1	Открытие дросселя регулятора потока в делениях лимба	8	-					
2	Время прохождения поршнем пути l	t	с					
3	Скорость хода поршня	$u = l / t$	м/с					

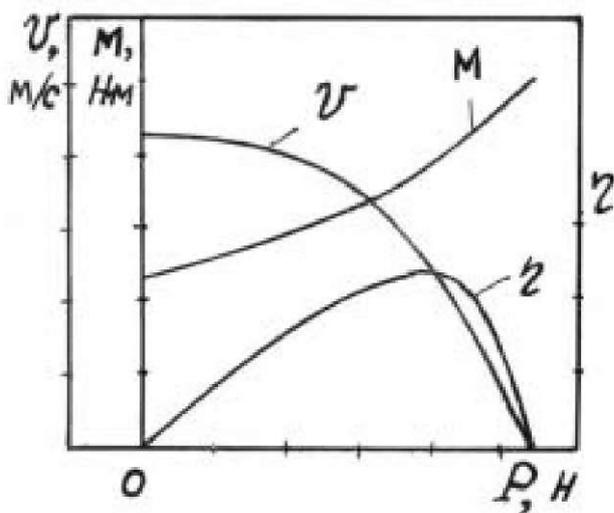


Рис. 2.2 Типичная механическая характеристика гидропривода

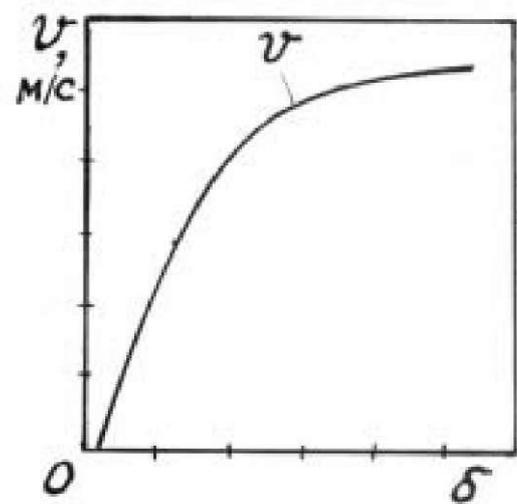


Рис. 2.3 Типичная скоростная характеристика гидропривода

По результатам вычислений строится механическая и скоростная характеристики гидропривода с поступательным рабочим движением исполнительного гидродвигателя, которые имеют вид, показанный на рисунках 2.2 и 2.3.

В отчете приводится схема гидропривода, касающаяся данной работы, краткое ее описание, результаты испытаний и расчетов в виде таблиц и графиков, выводы по результатам испытаний.

Контрольные вопросы.

1. Что называется гидравлическим приводом?
2. Достоинства и недостатки гидроприводов.
3. Устройство, принцип действия, назначение гидропривода с поступательным рабочим движением.
4. Устройство, принцип действия и назначение элементов гидропривода (насоса, гидроцилиндра, распределителя,

предохранительного и обратного клапана, дросселя, регулятора потока и гидробака).

5. Что называется механической и скоростной характеристикой гидропривода, как они получаются, и что они характеризуют?

6. Почему при увеличении нагрузки на штоке гидроцилиндра происходит уменьшение скорости движения поршня?

7. В каких случаях срабатывает предохранительный клапан в позициях "а" и "б" золотника распределителя?

8. Как осуществляется дроссельный метод регулирования скорости движения поршня гидроцилиндра, и каковы его недостатки?

Как можно осуществить объемный способ ²⁵ регулирования скорости движения поршня гидроцилиндра?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3.

Исследование работы предохранительного клапана

I. Цель работы

- Изучение устройства и принципа действия предохранительного клапана.

- Освоение настройки предохранительного клапана.

- Установление зависимости настроенного давления масла от изменения расхода через предохранительный клапан.

- Определение усилия пружины шарикового клапана.

II. Порядок выполнения работы

1. Изучить устройство гидростенда для исследования работы предохранительного клапана (рисунок 2.1) и его элементов (насоса, дросселя, редуционного клапана, аксиально-поршневого гидромотора).

2. Изучить устройство и принцип действия предохранительного клапана.

3. Освоить настройку предохранительного клапана и дросселя.

4. Установить зависимость настроенного давления масла от изменения расхода через предохранительный клапан.

5. Выполнить расчеты и построить график зависимости настроенного давления масла от изменения расхода через предохранительный клапан.

6. Определить усилие пружины шарикового клапана.

7. Составить отчет по работе.

К выполнению пп. 4 - 7 работы студент допускается только после усвоения материала с разрешения и в присутствии преподавателя.

III. Оборудование

В работе используются:

- насос с электродвигателем;

- фильтр, предохранительный и редукционный клапан, дроссель, распределитель;
- измерительное устройство - гидромотор-расходомер;
- измерительные приборы: тахометр электронный, первичный преобразователь, манометры.

IV. Назначение и область применения

Предохранительные клапаны с переливным золотником типа Г52-2,1 (ТУ2- 053-1748-85) предназначены для поддержания установленного постоянного давления в гидросистемах, а также для предохранения гидросистем от перегрузки. Они могут использоваться для разгрузки гидросистемы от давления, например²⁶ в периоды пауз в работе станка.

Предохранительные клапаны широко применяются в гидросистемах станков, а также других машин. Применение предохранительного клапана для поддержания определенного постоянного давления в гидросистемах за счет слива в бак излишнего количества масла имеет место чаще всего в гидросистемах с насосом постоянной подачи и дроссельным регулированием скорости. При этом насос работает при постоянном давлении, определяемым настройкой пружины шарикового клапана.

При применении клапана для предохранения гидросистемы от перегрузки он срабатывает, т.е. пропускает масло на слив только в том случае, когда давление в гидросистеме превысит давление, предусмотренное настройкой клапана. Настройка клапана должна превышать наибольшее расчетное давление насоса на 10 - 20%, так как необходимо гарантировать работу гидропривода при возрастании нагрузки на исполнительном гидродвигателе, при больших потерях давления в гидросистеме в начале работы гидропривода из-за большой вязкости жидкости, а также отсутствию утечек через клапан.

Предохранительные клапаны могут использоваться также для разгрузки гидросистемы от давления, т.е. для перепуска масла в бак при небольшом давлении (0,1 - 0,15 МПа) в периоды выстаивания исполнительного гидродвигателя в исходном положении. Управление разгрузкой осуществляется с помощью распределителя (пилота) с электромагнитным управлением, включение и отключение которого осуществляется от кнопочной станции, а также автоматически при блокировке путевого выключателя с кнопкой «стоп», когда, например, цикл работы исполнительного гидродвигателя завершается остановкой в исходном положении на 1 - 2 минуты.

Техническая характеристика предохранительного клапана Г52-22

- Диаметр условного прохода, мм 10
- Расход масла, л/мин: номинальный 20

- минимальный 1
- Давление настройки, МПа 0,3-6,3 Изменение давления в диапазоне расходов от минимального до максимального, МПа 0,3
- Суммарные утечки, см /мин, не более 100
- Диаметр отверстия шарикового клапана, мм 3

V. Принцип действия гидравлической схемы стенда для исследования работы предохранительного клапана

Гидравлическая схема стенда для исследования работы предохранительного клапана (рисунок 2.1) действует следующим образом. Масло из гидробака 1 забирается насосом 2 и, проходя очистку в фильтре 3, поступает в предохранительный клапан 4. При этом рукоятка гидрораспределителя 5 должна находиться в крайнем правом положении (позиция «а») (поршень рабочего гидроцилиндра 7 будет находиться в крайне правом положении). Далее масло проходит через редукционный клапан 18, дроссель 16, поступает в аксиально-поршневой гидромотор- расходомер 22, дроссель 23 и идет на слив в гидробак. Путем настройки предохранительного клапана 4 (за счет поворота винта маховичком) устанавливается определенное давление перед предохранительным и редукционным клапаном. Расход масла через предохранительный клапан, дроссель и гидромотор устанавливается с помощью дросселя 16 за счет различной степени его открытия. Для настройки и контроля давления перед предохранительным и редукционным клапаном служит манометр 19. Манометр 17 служит для настройки и контроля редуцированного (пониженного) давления за редукционным клапаном, а манометр 15 для измерения давления за дросселем.

Гидромотор 22 выполняет роль расходомера. Дроссель 23 служит для создания противодействия (подпора) на сливной линии, необходимого для равномерного вращения вала гидромотора. Так как отсутствует нагрузка на валу гидромотора, то практически утечки (объемные потери) равны нулю. Расход жидкости определяется как произведение рабочего объема гидромотора (суммы изменений объемов его рабочих камер за один оборот вала или теоретический объем жидкости, необходимый для совершения одного оборота вала) V на частоту вращения его вала n , которая измеряется с помощью электронного тахометра 20. Считая подачу насоса Q_H постоянной и пренебрегая утечками масла в гидроаппаратуре, расход через предохранительный клапан $Q_{кл}$ можно определить как

$$Q_{кл} = Q_H - Q_{2M} = Q_H - Vn,$$

где Q_M - расход гидромотора (дросселя).

При полностью закрытом дросселе 16 $Q_H = Q_{кл}$, а при большой степени открытия дросселя $Q_{кл} = 0$ и $Q_H = Q_{2M}$.

VI. Установление зависимости настроенного давления масла от изменения расхода через предохранительный клапан

Для установления зависимости давления от изменения расхода через предохранительный клапан необходимо:

1. Установить рукоятку распределителя 5 в крайнее правое положение (позиция «а»).

2. Запустить электродвигатель (мотор-весы) с помощью выключателя.

3. Закрыть полностью дроссель 16, повернув его лимб на четыре оборота против часовой стрелки.

4. Настроить предохранительный клапан с помощью маховичка на давление $p_c = 20 \text{ кгс/см}^2$, контролируя его по манометру 19.

5. Настроить с помощью дросселя 16 расход гидромотора $Q_M = 12 - 13 \text{ л/мин}$ (по тарировочному графику на рисунке В.1 приложения В) и измерить давление перед клапаном манометром 19.

6. Вычислить расход масла через предохранительный клапан по формуле

$$Q_{кл} = Q_H - Q_{гм},$$

где $Q_{гм}$ - расход гидромотора;

Q_H - подача насоса ($Q_H = 14,5 \text{ л/мин}$).

7. Выполнить действия, указанные в пп. 5 - 6 для четырех других значений расхода через предохранительный клапан, увеличивая степень закрытия дросселя (уменьшая расход гидромотора) и одновременно записывая показания манометра (расход через клапан изменять равномерно до максимального значения).

8. Выключить гидростенд с помощью выключателя.

VII. *Определение усилия пружины шарикового клапана*

Зная диаметр d отверстия шарикового клапана (рисунок 3.1), можно определить усилие пружины.

Усилие пружины шарикового клапана определяется без учета сил трения, веса и инерции по формуле

$$P = p \frac{\pi d^2}{4},$$

где p - давление настройки предохранительного клапана;

d - диаметр отверстия шарикового клапана.

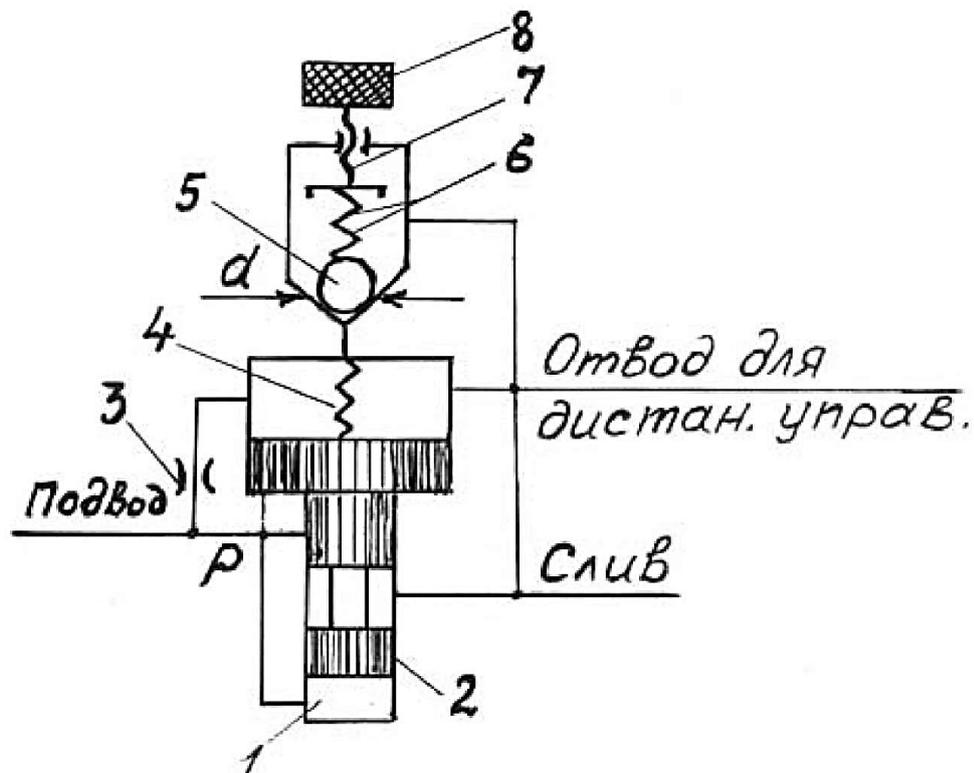


Рис. 3.1 Схема предохранительного клапана

1 - корпус; 2 - золотник; 3 - демпфер; 4 - пружина золотника; 5 - шариковый клапан; 6 - пружина шарикового клапана; 7 - винт; 8 - маховичок

Результаты измерений и вычислений записываются в таблице 3.1. По результатам испытаний строится график зависимости настроенного давления p от изменения расхода $Q_{\text{кл}}$ через предохранительный клапан, который имеет вид, показанный на рисунке 3.2.

Таблица 3.1

№ пп	Наименование величины	Обозначение и формула	Размерность	Численные значения величин для разных режимов				
				1	2	3	4	5
1	Показания манометра	P	МПа					
2	Частота вращения вала гидромотора	n	об/мин					
3	Расход гидромотора	$Q_{\text{ГМ}}$	л/мин					
4	Расход через предохранительный клапан	$Q_{\text{кл}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{ГМ}}$	л/мин					

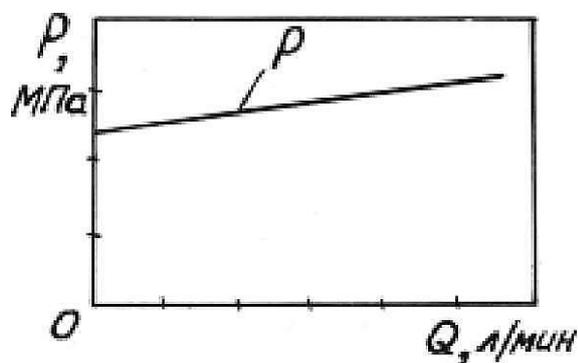


Рис. 3.2 Зависимость давления перед клапаном от расхода

В отчете приводится гидросхема стенда для исследования работы предохранительного клапана и краткое ее описание, результаты испытаний и расчетов в виде таблицы и графика, выводы по результатам испытаний.

Контрольные вопросы

1. Устройство и принцип действия гидростенда для исследования работы предохранительного клапана.
2. Устройство и принцип действия элементов гидростенда (насоса, гидромотора, редукционного клапана, фильтра, дросселя).
3. Устройство, принцип действия, назначение и области применения предохранительного клапана.
4. Как устанавливается зависимость настроенного давления от изменения расхода через предохранительный клапан?
5. Как рассчитывается усилие пружины шарикового клапана?
6. Как осуществляется разгрузка насоса от давления с помощью предохранительного клапана?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4.

Исследование работы редукционного клапана

I. Цель работы

- Изучение устройства гидростенда для исследования работы редукционного клапана (рисунок 2.1) и его элементов (насоса, дросселя, фильтра, гидромотора).
- Изучение устройства и принципа работы редукционного клапана;
- Освоение настройки редукционного клапана.
- Установление зависимости устойчивости настроенного редуцированного давления от изменения давления перед редукционным клапаном.
- Определение усилия пружин золотника и шарикового клапана.

II. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и работой гидростенда (рисунок 2.1) и конструкцией насоса, гидромотора и гидроаппаратуры (см. лаб. раб. № 3, пункт V).

2. Изучить устройство и принцип действия редуционного клапана.

3. Освоить настройку редуционного, предохранительного клапана и дросселя.

4. Установить зависимость настроенного редуцированного (пониженного) давления от изменения давления перед редуционным клапаном.

5. Выполнить расчеты и построить график зависимости редуцированного давления от подводимого к редуционному клапану давления.

6. Определить усилия пружин золотника и шарикового клапана.

7. Составить отчет по работе.

К выполнению пп. 4 - 7 работы студент допускается только после усвоения материала, с разрешения преподавателя.

III. Оборудование

В работе используются:

- насос с электродвигателем;
- фильтр, предохранительный клапан, редуционный клапан, дроссель, распределитель;
- измерительное устройство - гидромотор-расходомер;
- измерительные приборы: тахометр, манометры;
- приспособление - отвертка.

IV. Назначение и область применения

Редуционные клапаны с регулятором типа Г57-2,1 (ТУ2-053-1747-85) предназначены для редуцирования (понижения) давления в гидросистемах с целью создания постоянного давления, сниженного по сравнению с давлением, подводимым к клапану. Редуционные клапаны применяются в гидросистемах станков, а также других машин, когда гидросистема делится на главную и вспомогательную линии, в которой давление меньше, а также в гидроприводах с дроссельным регулированием, в которых требуется обеспечить постоянное пониженное давление перед дросселем. Редуционные клапаны предохраняют вспомогательную линию гидросистемы (например, систему зажима) от повышения давления выше настройки редуционного клапана.

Техническая характеристика редуционного клапана Г57-12: наибольший расход масла 18 л/мин; наименьший расход масла 1 л/мин; наибольшее давление перед клапаном 6,3 МПа; наименьшее

давление перед клапаном 0,5 МПа; наибольшее давление редуцирования 5 МПа; наименьшее давление редуцирования 0,2 МПа; перепад давления в демпфере золотника 0,2 МПа; диаметр поршня золотника $D = 25$ мм; диаметр отверстия шарикового клапана $d = 3$ мм.

V. Установление зависимости настроенного редуцированного давления

от изменения давления перед редукционным клапаном

Для установления зависимости редуцированного давления от подводимого к редукционному клапану давления необходимо:

1. Установить рукоятку распределителя 5 в крайнее правое положение (позиция «а»).

2. Запустить электродвигатель (мотор-весы) с помощью выключателя.

3. Закрыть полностью дроссель 16, повернув его лимб на четыре оборота против часовой стрелки.

4. Настроить предохранительный клапан с помощью маховичка на давление $p = 5$ кгс/см, контролируя его по манометру 19.

5. Настроить редукционный клапан с помощью отвертки на редуцированное давление $P_{ред} = 3$ кгс/см² по манометру 17.

6. Открыть дроссель 16 на небольшой расход.

7. Записать значения давления перед редукционным клапаном p и редуцированного давления $P_{ред}$.

8. Увеличивая давление перед редукционным клапаном за счет настройки предохранительного клапана (плавно до 20 кгс/см), получить значения давлений перед редукционным клапаном p и редуцированного давления $P_{ред}$ для четырех других режимов.

9. Выключить гидростенд с помощью выключателя.

VI. Определение усилий пружин золотника и шарикового клапана

Зная диаметры золотника редукционного клапана D (рисунок 4.1) и отверстия шарикового клапана d , определить усилия их пружин без учета сил трения, веса и инерции.

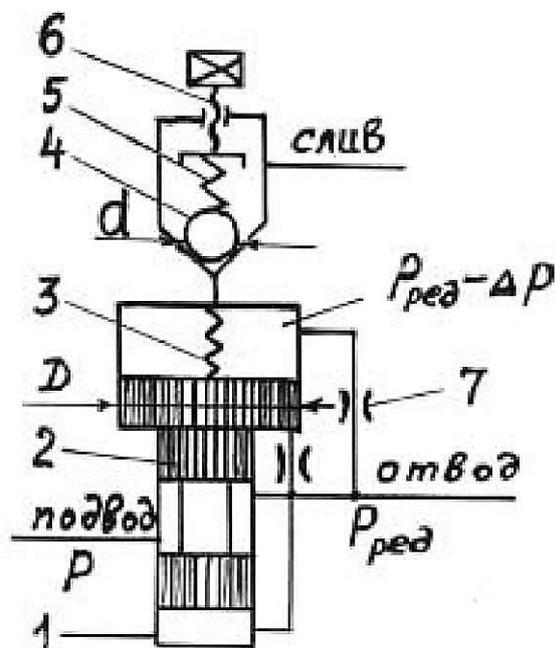


Рис. 4.1 Схема редуцирующего клапана типа Г57-12

- 1 - корпус; 2 - золотник; 3 - пружина золотника; 4 - шариковый клапан; 5 - пружина шарикового клапана; 6 - винт регулировочный; 7 - демпфер золотника

Для пружины золотника (без учета диаметра малого отверстия демпфера):

$$P_3 \approx \frac{\pi D^2}{4} \Delta p,$$

где Δp - перепад давления (потери давления) в демпфере 7 золотника ($\Delta p = 2 \text{ кгс/см}^2$).

Для пружины шарикового клапана:

$$P_{ш} = \frac{\pi d^2}{4} (p_{ред} - \Delta p),$$

где d - диаметр отверстия шарикового клапана.

Результаты измерений и вычислений записываются в таблицу 4.1. По результатам испытаний строится график зависимости редуцированного давления от подводимого к редуцирующему клапану давления, который имеет вид, показанный на рисунке 4.2.

В отчете приводится схема гидростенда для исследования работы редуционного клапана и краткое ее описание, результаты испытаний и расчетов в виде таблицы и графика, выводы по результатам испытаний.

Таблица 4.1

№ п/п	Наименование величины	Обозначения и формула	Размерность	Численные значения величин для разных режимов				
				1	2	3	4	5
1	Давление перед редуционным клапаном	P	МПа					
2	Давление редуцированное	$P_{ред}$	МПа					
3	Усиление пружины золотника		Н					
4	Усилие пружины шарикового клапана	$P_з = \frac{\pi D^2}{4} \Delta p$ $P_{ш} = \frac{\pi D^2}{4} (P_{нел} - \Delta p)$	Н					

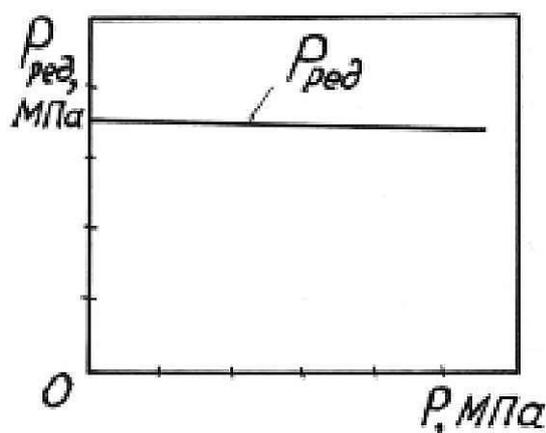


Рис. 4.2 Зависимость редуционного давления от отводимого

Контрольные вопросы

1. Устройство и принцип действия гидростенда для исследования работы редуционного клапана.
2. Устройство и принцип действия элементов гидростенда.

3. Устройство, принцип действия, назначение и области применения редуционного клапана.

4. Как устанавливается зависимость редуцированного (пониженного) давления от давления перед редуционным клапаном?

5. Как рассчитывается усилие пружин золотника и шарикового клапана?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

Изучение конструкции и видов источников сжатого воздуха

I Цель работы: Изучить источники и методы получения сжатого воздуха

II Назначение и область применения

На производство сжатого воздуха расходуется около 20% всей электроэнергии, потребляемой промышленностью. Поэтому он является одним из самых дорогих энергоносителей, используемых в современном производстве. На предприятиях, где широко применяются пневматические приводы и системы, обычно существует центральная сеть питания сжатым воздухом. Диапазон давлений в ней, принятый как у нас в стране, так и за рубежом, составляет 0,4 — 1,0 МПа (4 — 10 бар).

Чтобы преобразовать воздух из окружающей среды в рабочее тело пневматического привода, над ним необходимо произвести ряд последовательных действий: сжать до требуемого значения давления, осушить и очистить. Для нормальной работы пневмоприводов необходимо, чтобы загрязненность сжатого воздуха не превышала допустимого уровня. Основные загрязнители воздуха — вода и компрессорное масло в жидком и парообразном состояниях, а также твердые и газообразные вещества.

Источником воды, содержащейся в сжатом воздухе, является водяной пар, засасываемый компрессором вместе с атмосферным воздухом. Для характеристики влагосодержания (влажности) воздуха используются понятия абсолютной и относительной влажности.

Абсолютная влажность/абс (г/м³) — это масса паров воды, содержащихся в 1 м³ воздуха.

Влажность насыщенного — это наибольшая масса паров воды, которые могут содержаться в 1 м³ воздуха при данной температуре.

Относительная влажность (р, измеряемая в процентах, определяется по формуле:

$$\varphi = \frac{f_{абс}}{f_{ин}} \times 100\%$$

Способность некоторого постоянного объема сжатого воздуха удерживать пары воды зависит от температуры и не зависит от давления (рис. 5.1).

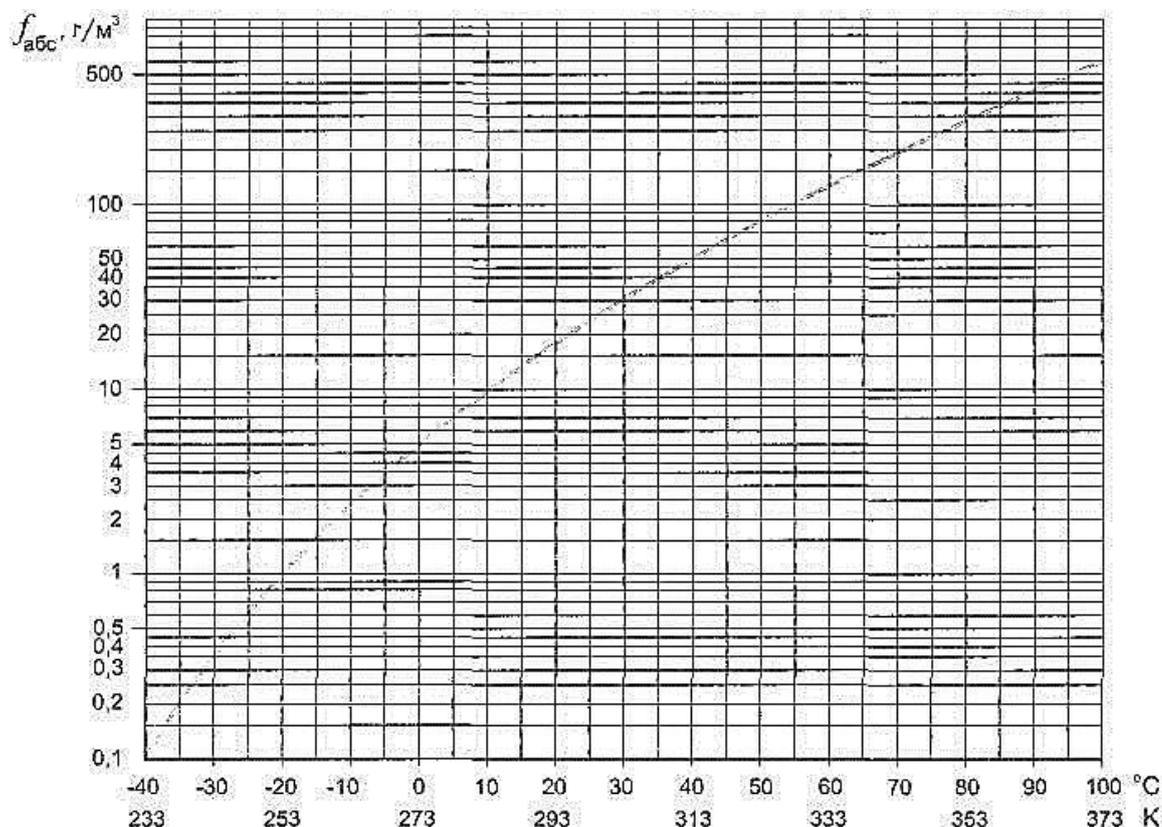


Рис. 5.1. Зависимость абсолютной влажности от температуры

При понижении температуры воздух насыщается водяными парами, его относительная влажность возрастает. В момент, когда относительная влажность достигает значения $\varphi=100\%$ (состояние насыщения), начинается конденсация избыточного количества водяных паров и появляется вода (конденсат). Температура, при которой имеет место данное явление, называется точкой росы. При более высокой температуре конденсация водяных паров не наблюдается. Поэтому точку росы часто указывают в качестве меры содержания в воздухе водяных паров.

Источники загрязнения сжатого воздуха и методы борьбы.

Источниками загрязнения сжатого воздуха маслом могут быть смазочные материалы компрессоров и пневматических устройств, пары и распыленное в окружающем воздухе масло. В сжатом воздухе масло обычно находится в парообразном и жидком состояниях. Предельная концентрация паров масла в воздухе, как и паров воды,

уменьшается с понижением температуры и повышением давления. Попадание в линию питания смазочных материалов компрессоров обычно является основной причиной загрязнения сжатого воздуха.

Качественным считается такой сжатый воздух, в котором содержание паров воды и масла настолько мало, что исключается образование капель и льда в элементах и устройствах при любых возможных температурах окружающей среды, а уровень содержания пыли не приводит к закупорке их наиболее узких участков.

Таким образом, в источник питания сжатым воздухом должны входить:

- компрессор;
- фильтр для очистки воздуха от пыли;
- маслоотделитель;
- устройства осушки и охлаждения сжатого воздуха;
- ресивер — емкость для создания резервного запаса воздуха.

Виды источников воздуха

По физическому принципу работы различают компрессоры объемного и динамического типов. Классификация компрессоров по конструктивному исполнению гораздо шире (Рис. 5.2).



Рис. 5.2. Классификация компрессоров

В объемных компрессорах, работающих по принципу вытеснения, воздух замыкают в рабочей камере и затем уменьшают ее объем, после чего рабочая камера соединяется с отводящим (нагнетательным) трубопроводом.

В динамических компрессорах воздух поступает на рабочий орган, сообщаящий ему кинетическую энергию, которая на выходе компрессора преобразуется в потенциальную.

Для получения высоких давлений при небольшой производительности используют компрессоры объемного типа

(исключая компрессоры Рутса), а для получения больших расходов при относительно малом давлении — компрессоры динамического типа.

Объемные компрессоры

Наиболее широкое применение находят поршневые компрессоры.

Существует множество типов поршневых компрессоров. Они бывают простого и двойного действия, одноступенчатые и многоступенчатые, одноцилиндровые и многоцилиндровые, с воздушным и водяным охлаждением.

Основными деталями поршневого компрессора простого действия (рис. 5.3) являются: цилиндр 2 с нагнетательным 7 и всасывающим 1 клапанами в крышке 6; поршень 3; кривошипно-шатунный механизм 5, преобразующий вращательное движение приводного вала 4 в возвратно-поступательное движение поршня.

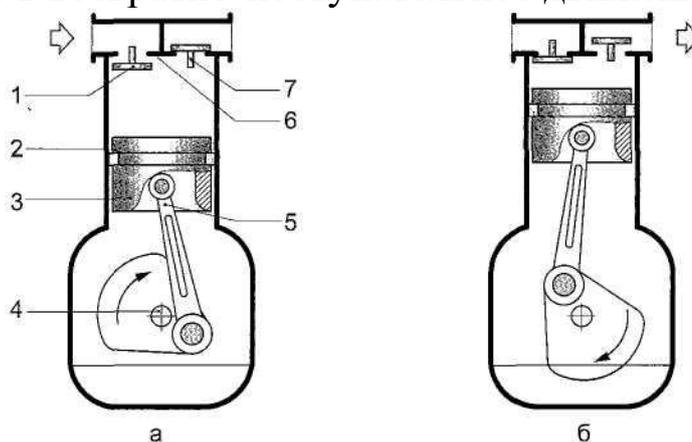


Рис. 5.3. Поршневой компрессор

При движении поршня к нижней «мертвой точке» (обратный ход — рис. 5.3, а) рабочая камера компрессора, образованная замкнутым объемом между поршнем 3 и крышкой 6 цилиндра, увеличивается и в ней создается вакуум. Под действием атмосферного давления открывается всасывающий клапан 1, через который в цилиндр поступает воздух. В это время нагнетательный клапан 7 удерживается в закрытом положении под действием вакуума в рабочей камере и высокого давления в нагнетательном трубопроводе. После достижения поршнем 3 крайнего положения начинается процесс его движения к верхней «мертвой точке» (прямой ход — рис. 5.3, б). Объем рабочей камеры начинает уменьшаться, давление в ней возрастает, и всасывающий клапан закрывается. Нагнетательный клапан открывается тогда, когда давление в цилиндре превысит давление в линии нагнетания. Полный цикл такого компрессора

совершается за два хода поршня — обратный и прямой, т. е. за один оборот приводного вала.

Для увеличения производительности иногда применяют поршневые компрессоры двойного действия (рис. 5.4).

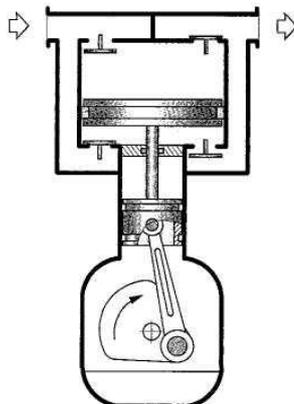


Рис. 5.4. Поршневой компрессор двойного действия

Компрессор, выполненный по такой конструктивной схеме, имеет две рабочие камеры при одном поршне, а всасывающие и нагнетательные клапаны установлены в обеих крышках. При ходе поршня вниз в верхней рабочей камере происходит процесс всасывания, а в нижней — процесс нагнетания. При движении поршня вверх сжатый воздух подается в напорную линию из верхней рабочей камеры, в то время как процесс всасывания осуществляется в нижней. Производительность компрессора двойного действия практически в два раза выше производительности компрессора традиционной конструкции при одинаковых объемах рабочих камер.

Одноступенчатые компрессоры позволяют получить сжатый воздух с избыточным давлением до 1,3 МПа (13 бар), а развиваемая ими производительность достигает 20 тыс. м³/час.

Для достижения более высоких значений давления сжатого воздуха (до 100 МПа) используют поршневые компрессоры многоступенчатого исполнения (рис. 5.5).

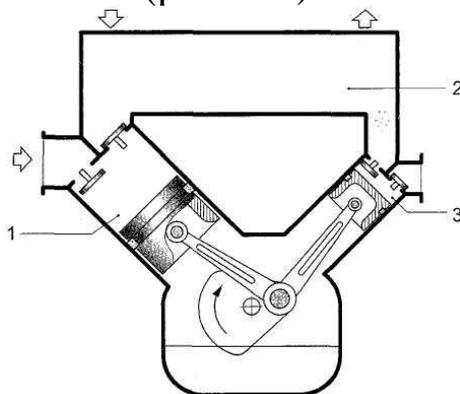


Рис. 5.5. Двухступенчатый поршневой компрессор

Всасываемый воздух предварительно сжимается в первой ступени 1, проходит промежуточное охлаждение, а затем подвергается сжатию во второй ступени 3. Увеличение степени сжатия воздуха обеспечивается тем, что объем рабочей камеры второй ступени меньше, чем первой. Необходимость охлаждения сжатого воздуха возникает в связи с интенсивным нагревом воздуха в процессе сжатия (в соответствии с законом Гей-Люссака), особенно если степень сжатия значительна. Чтобы избежать этого, в конструкцию компрессора вводят охладитель 2.

Поршневые компрессоры подают воздух в нагнетательный трубопровод неравномерно, отдельными порциями. Степень неравномерности увеличивается еще и вследствие того, что скорость движения поршня не постоянна, а изменяется по синусоидальному закону. Для сглаживания неравномерности подачи воздуха, а следовательно, и пульсаций давления в линии нагнетания применяют многопоршневые компрессоры, ходы поршней которых сдвинуты по фазе.

Все рассмотренные конструкции имеют один существенный недостаток: в картер поршневых компрессоров заливают масло, предназначенное для смазки трущихся поверхностей. Высокие температуры в поршневом пространстве компрессоров и на начальном участке линии питания приводят к парообразованию и к частичному термическому разложению масла. В результате часть масла окисляется и в виде нагара и лакообразной пленки осаждается на внутренних полостях компрессоров и трубопроводов, а легкие фракции, в виде паров и мелкодисперсной фазы, уносятся воздухом в систему.

Сжатый воздух, не содержащий паров масла, можно получить без применения маслоудерживающих фильтров при помощи мембранного компрессора (рис. 5.6).

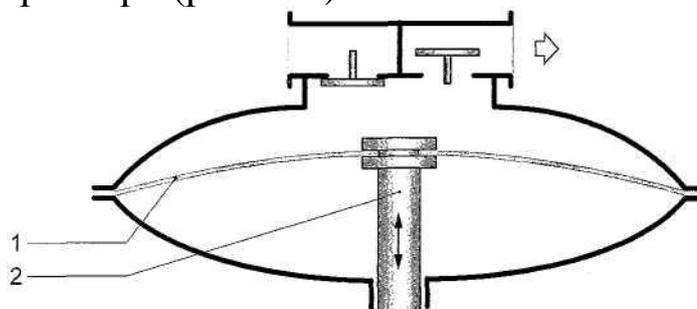


Рис. 5.6. Мембранный компрессор

В мембранном компрессоре процесс получения сжатого воздуха происходит в принципе так же, как и в поршневом, стой лишь

разницей, что в нем подвижной поршень заменен жестко закрепленной гибкой мембраной 1. Замкнутый объем изменяется за счет деформации мембраны при возвратно-поступательном движении штока 2.

Давление воздуха в мембранных компрессорах ограничено прочностными характеристиками мембраны и не превышает 0,3 МПа.

Основной недостаток мембранных компрессоров — необходимость периодической смены мембраны по причине выхода ее из строя.

Ротационные компрессоры, как и поршневые, работают с принудительным выталкиванием сжатого воздуха, однако в их конструкции отсутствуют клапаны и кривошипно-шатунный механизм. На рис. 5.7 изображен ротационный пластинчатый компрессор.

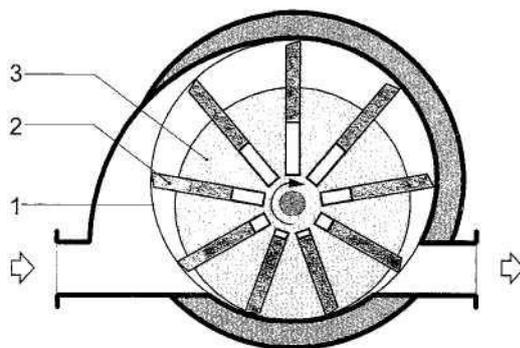


Рис. 5.7. Пластинчатый (шиберный) компрессор

В машинах такого типа вследствие эксцентричного расположения ротора 3 в цилиндрическом статоре 1 между ними образуется серповидная полость. В радиальных пазах ротора 3 размещены подвижные пластины 2, которые под действием центробежной силы при вращении ротора выдвигаются из пазов и плотно прижимаются к внутренней цилиндрической поверхности статора 1 (часто применяют еще и дополнительный принудительный поджим пластин при помощи пружин либо путем подведения к торцам пластин сжатого воздуха от линии нагнетания). Вращающиеся пластины делят пространство между ротором и статором на рабочие камеры, объем которых меняется по мере вращения ротора. За один оборот ротора объем рабочих камер вначале увеличивается (при этом пластины выдвигаются из пазов), а затем уменьшается (при этом пластины задвигаются в пазы). В том месте, где при вращении ротора объем рабочих камер увеличивается, расположен входной патрубок, а на участке, где их объем уменьшается, — выходной. Степень сжатия, а

следовательно, и значение давления на выходе пластинчатого компрессора (до 0,8 МПа) значительно меньше, чем у поршневого, но его конструктивное исполнение гораздо проще.

Основные элементы конструкции винтового компрессора — два находящихся в зацеплении винта (рис. 5.8) ведущий 1 и ведомый 2. При вращении винтов их винтовые линии, взаимно замыкаясь, отсекают некоторый объем воздуха в камере всасывания, перемещают его вдоль оси винтов и в конечном итоге вытесняют в камеру нагнетания. Воздух через компрессор движется поступательно и плавно, без завихрения, как гайка по резьбе при вращении винта.

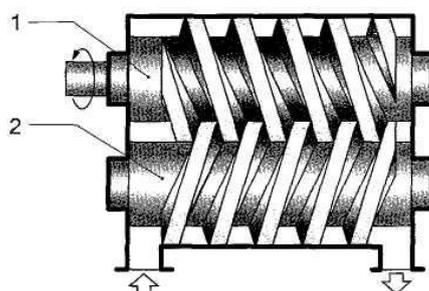


Рис. 5.8. Винтовой компрессор

Процесс перемещения воздуха происходит по всей длине винтов непрерывно, и при постоянной частоте вращения вала компрессора обеспечивается равномерная, без пульсаций, подача. Недостаток винтовых компрессоров — довольно сложная технология изготовления винтов; преимущество — равномерность подачи воздуха, а следовательно, отсутствие колебаний уровня давления в линии нагнетания. Винтовые компрессоры обеспечивают давление сжатого воздуха до 2,5 МПа, а расход воздуха в них достигает 30 тыс. м³/час.

На рис. 5.9 изображен компрессор Рутса, также относящийся к ротационным компрессорам.

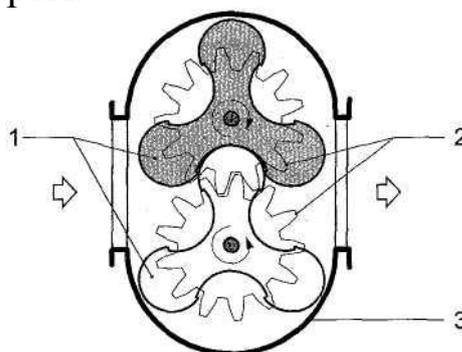


Рис. 5.9. Компрессор Рутса

Рабочими органами такого компрессора служат два синхронно вращающихся специально спрофилированных вытеснителя 1. Воздух, попадая в рабочие камеры, образованные между вытеснителями и корпусом 3, переносится из зоны всасывания в зону нагнетания. Рабочие органы не находятся в зацеплении друг с другом, а синхронизация их вращения осуществляется шестернями 2, расположенными в специальном отделении корпуса и находящимися в зацеплении между собой. Между самими вытеснителями, а также между вытеснителями и корпусом имеются гарантированные зазоры, и эта особенность конструкции обуславливает относительно небольшие значения выходного давления. Практическое отсутствие трущихся поверхностей в рабочей камере обеспечивает возможность достижения большой производительности благодаря высокой частоте вращения роторов.

Динамические компрессоры

В центробежных компрессорах (турбокомпрессорах) основным элементом конструкции служит расположенное в спиральном отводе 2 рабочее колесо 1, представляющее собой диск со специально спрофилированными лопатками (рис.5.10).

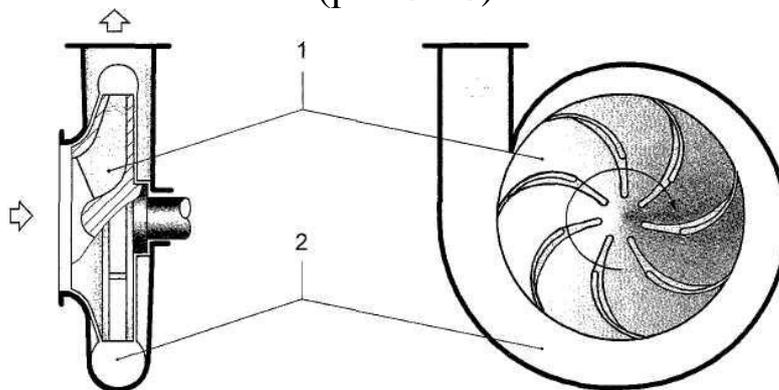


Рис. 5.10. Центробежный компрессор

Всасываемый воздух поступает в осевом направлении к центру колеса. При вращении ротора лопатки раскручивают воздух и одновременно вовлекают его в относительное движение по образованным ими каналам. Под действием центробежной силы воздух движется от центра колеса к периферии. Таким образом, потоку воздуха сообщается кинетическая энергия, которая при протекании его по специально спрофилированным направляющим и отводящим устройствам преобразуется в энергию давления. Как правило, центробежные компрессоры изготавливают многоступенчатыми, т. е. с несколькими рабочими колесами, устанавливаемыми на одном валу. Требуемая степень сжатия воздуха

обеспечивается его последовательной подачей с выхода одного колеса на вход другого. Основное преимущество компрессоров этого типа — большая производительность (до 400 тыс. м³/ч).

Это же преимущество характерно и для осевых компрессоров (рис. 5.11).

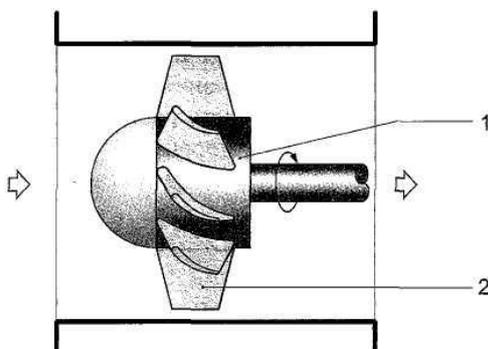


Рис. 5.11. Осевой компрессор

Поток воздуха в них имеет осевое направление. Основной конструктивный элемент — вращающийся ротор 1, на поверхности которого укреплены рабочие лопатки 2. Осевые компрессоры развивают давление воздуха до 0,4 МПа, а их производительность достигает значений более 50 тыс. м³/ч.

Производство сжатого воздуха сопровождается значительным потреблением электроэнергии. Например, при получении 10 м³ сжатого воздуха под давлением 0,6 МПа с использованием поршневого компрессора затраты электроэнергии составляют 0,76 — 0,98 кВт·ч, а с использованием турбокомпрессора — 0,82 — 1,77 кВт·ч. При этом чем выше производительность компрессора, тем ниже затраты электроэнергии на каждый 1 м³ сжатого воздуха. Следовательно, стоимость производства сжатого воздуха зависит от типа компрессора и от его производительности. Несложный расчет показывает, что сжатый воздух необходимо расходовать экономно и не допускать бесполезных утечек через неплотности в пневматических агрегатах и особенно в трубопроводах.

На принципиальных пневматических схемах условное графическое обозначение компрессора, каким бы ни было его конструктивное исполнение, согласно действующим стандартам имеет следующий вид (рис. 5.12, а).



Рис. 5.12. Условное графическое обозначение компрессора

Незакрашенный треугольник своей вершиной, лежащей на окружности, указывает направление движения потока сжатого воздуха (рис. 5.12, б).

Изображение простейшей компрессорной установки, состоящей из компрессора, воздухозаборника на линии всасывания, приводного электродвигателя и соединительной муфты, принимает, таким образом, следующий вид (рис. 5.12, в).

Регулирующая аппаратура

Чтобы производительность компрессора соответствовала изменяющемуся потреблению сжатого воздуха, необходимо регулировать давление, развиваемое компрессором, в диапазоне от максимального до минимального. На практике применяют различные виды регулирования.

Регулирование по нагрузке. Уровень давления в напорной магистрали регулируется путем изменения частоты вращения приводного двигателя компрессора.

Регулирование периодическим отключением. При достижении заданного максимального уровня давления приводной двигатель компрессора отключается. Включение двигателя производится при снижении величины давления до минимально допустимого значения. Чтобы обеспечить приемлемую периодичность включений-выключений компрессора необходимо иметь резервный запас сжатого воздуха на его выходе, который создается с помощью ресивера. Для предотвращения выхода воздуха из ресивера в атмосферу через неработающий компрессор на выходе последнего (в напорной магистрали) устанавливают обратный клапан (рис. 5.13).

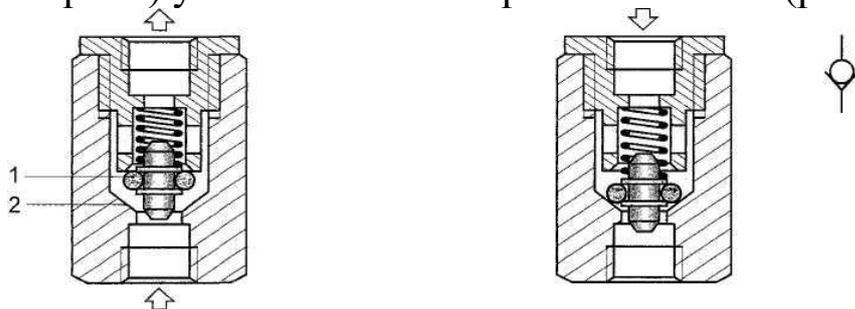


Рис. 5.13. Обратный клапан

Обратный клапан предназначен для пропускания потока воздуха только в одном направлении. При этом запорный элемент 1 отжимается от седла 2 клапана потоком воздуха. Когда же воздух подается в обратном направлении, клапан закрывается под действием оказываемого им давления и встроенной пружины.

Регулирование холостым ходом. Различают регулирование на входе, на выходе и коротким замыканием. Регулирование на входе выполняют следующими способами:

а) прекращение подачи осуществляется путем перекрытия всасывающей магистрали компрессора.

б) всасывающий клапан компрессора удерживается открытым посредством встроенного привода, что не позволяет воздуху в рабочей камере сжиматься (рис. 5.14).

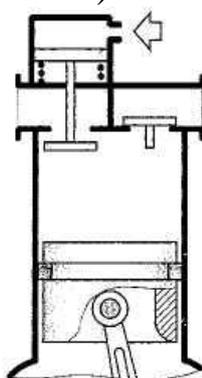


Рис. 5.14. Управление всасывающим клапаном компрессора

Регулирование на выходе состоит в том, что на линии нагнетания компрессора устанавливают устройство разгрузки, через которое сжатый воздух начинает стравливаться в атмосферу при достижении максимально допустимого давления.

Регулирование коротким замыканием заключается в том, что вход и выход компрессора закольцовывают, компрессор работает «сам на себя».

Компрессорные установки размещают в помещениях, обеспечивающих защиту от шума, создаваемого оборудованием, расположенным на основных производственных площадях. Место установки должно обеспечивать свободный доступ к компрессору для его обслуживания и эксплуатации. Чтобы свести к минимуму гидравлические сопротивления, всасывающие трубопроводы выполняют по возможности короткими и с большими проходными сечениями. Всасываемый воздух должен быть сухим, холодным и незапыленным, поэтому возду-хозаборные устройства рекомендуется располагать на высоте 4 — 6 м.

III Содержание отчета

- 1) Цель работы.
- 2) Назначение и область применения источников сжатого воздуха.
- 3) Основные достоинства и недостатки пневматических приводов.

4) Схема объёмного компрессора с описанием конструкции и принципа действия.

5) Схема динамического компрессора с описанием конструкции и принципа действия.

6) Схема и назначение регулирующей аппаратуры.

Контрольные вопросы

1) Основные конструктивные элементы пневмопривода?

2) Принцип действия и область применения объёмного компрессора?

3) Преимущества и недостатки объёмного компрессора?

4) Принцип действия и область применения динамического компрессора?

5) Преимущества и недостатки динамического компрессора?

6) От каких параметров зависит подача компрессора?

7) Назовите примеры применения пневмопривода в автомобиле

6. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т.М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. Учебник для машиностроительных вузов / Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.

2. Гейер В.Г. Гидравлика и гидропривод. / В.Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Г. Боруменский, А.Н. Заря: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1981. - 295 с.

3. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1995. – 564 с.

4. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергия, 1984. – 246 с.

5. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры. М.: Высшая школа, 1972. – 382 с.

6. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии. Кн. 1 и 2. / В.Г. Анштейн, М.К. Захаров, Г.А. Носов и др. – М.: Химия, 2000. – 1758 с.

7. Сафин И.Ф. Основы гидравлики и гидроприводу Учебник для строительных техникумов / И.Ф. Сафин, П.В. Сафонов. – М.: Высшая школа, 1978. – 222 с.

8. Цыбин Л.А. Гидравлика и насосы. Учебн. Пособие для техникумов / Л.А. Цыбин, И.Ф. Шанаев. М.: Высш. школа, 1976. – 256 с.

7. ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Приложение А (обязательное)

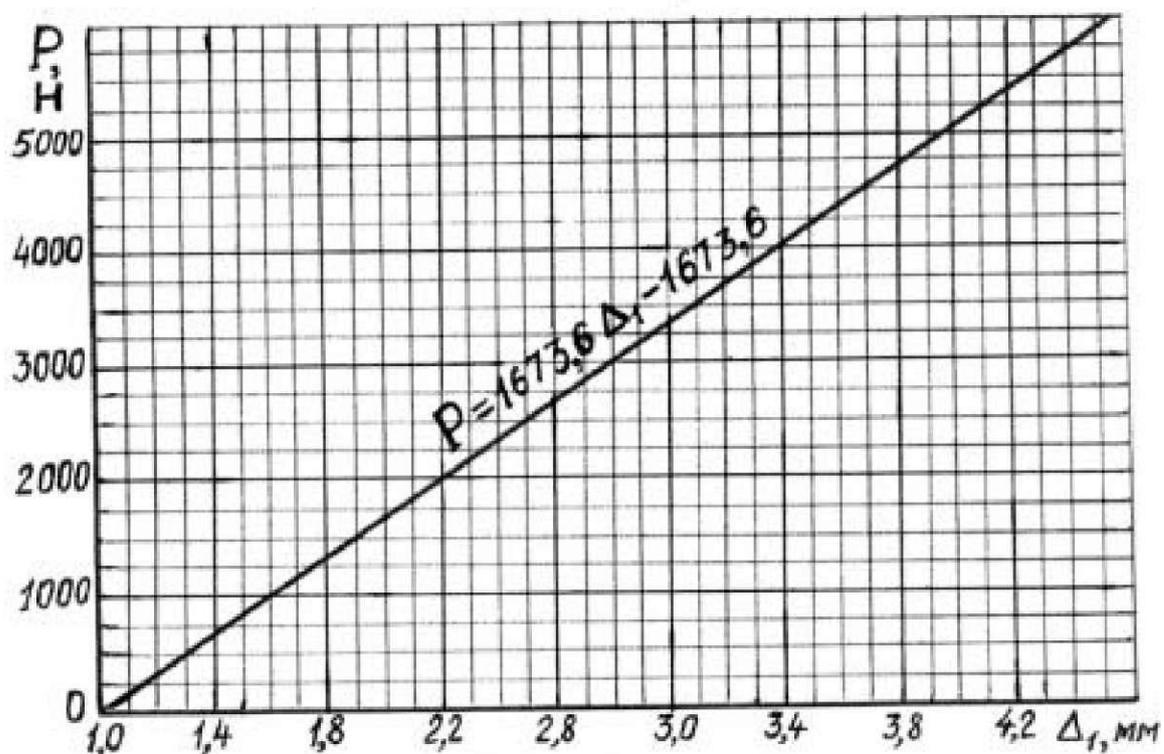


Рисунок А.1-График для определения усилия на штоке гидроцилиндра

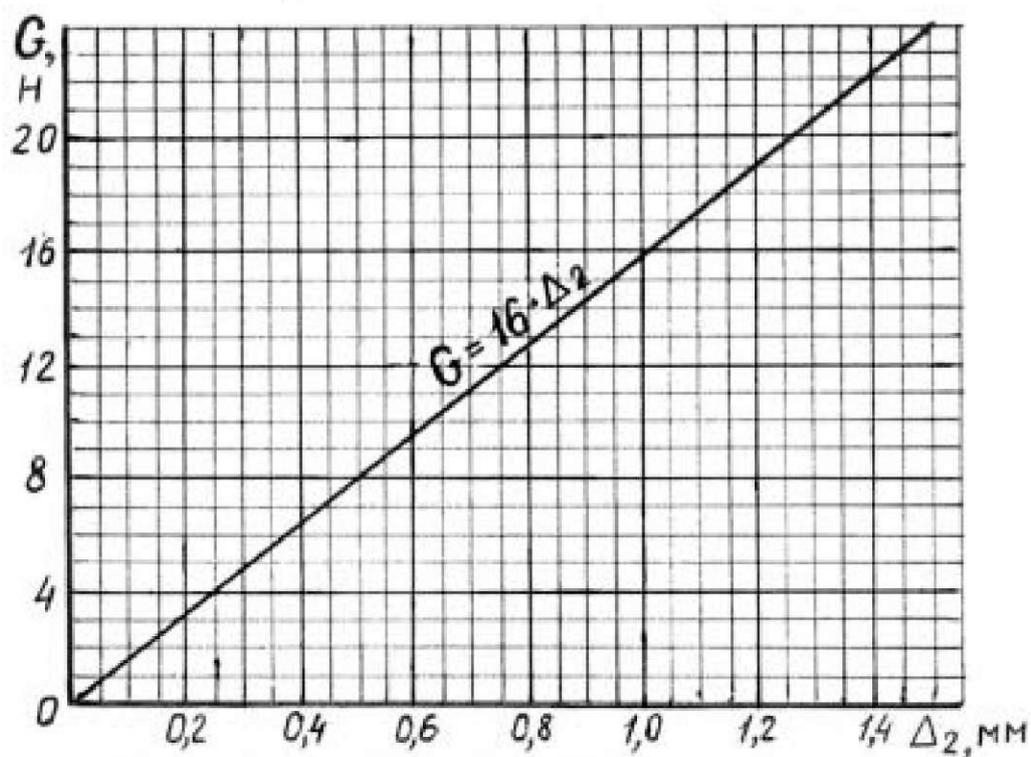


Рисунок А.2-График для определения усилия на плече мотор-весов

Приложение 2

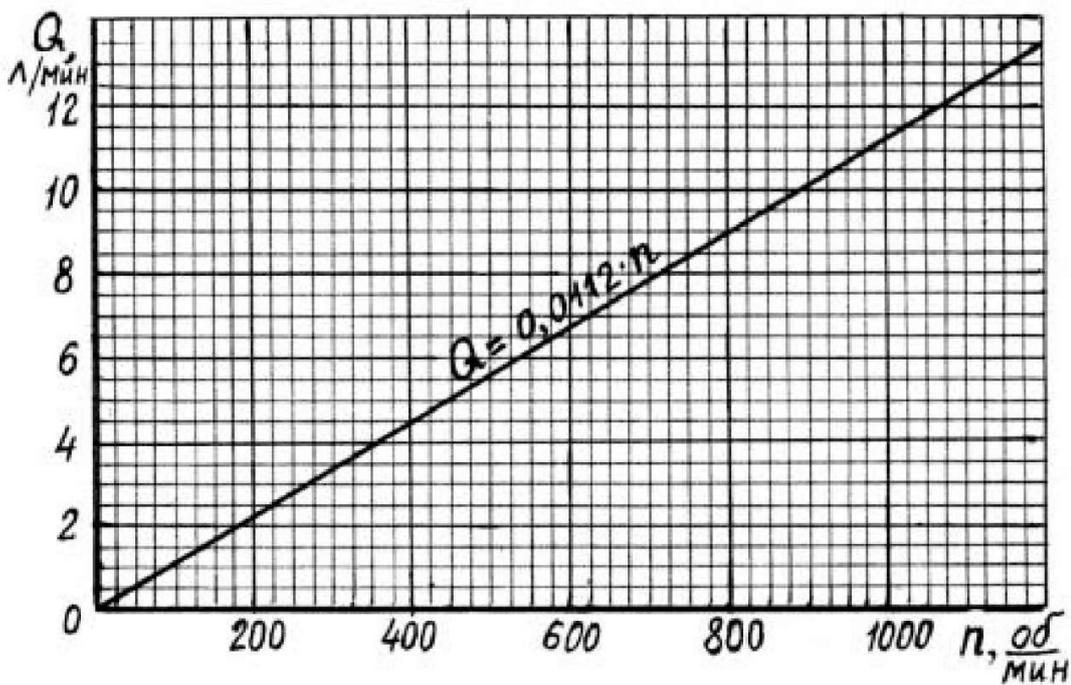


Рисунок В.1 –График для определения расхода гидромотора

Приложение 3

Приложение С

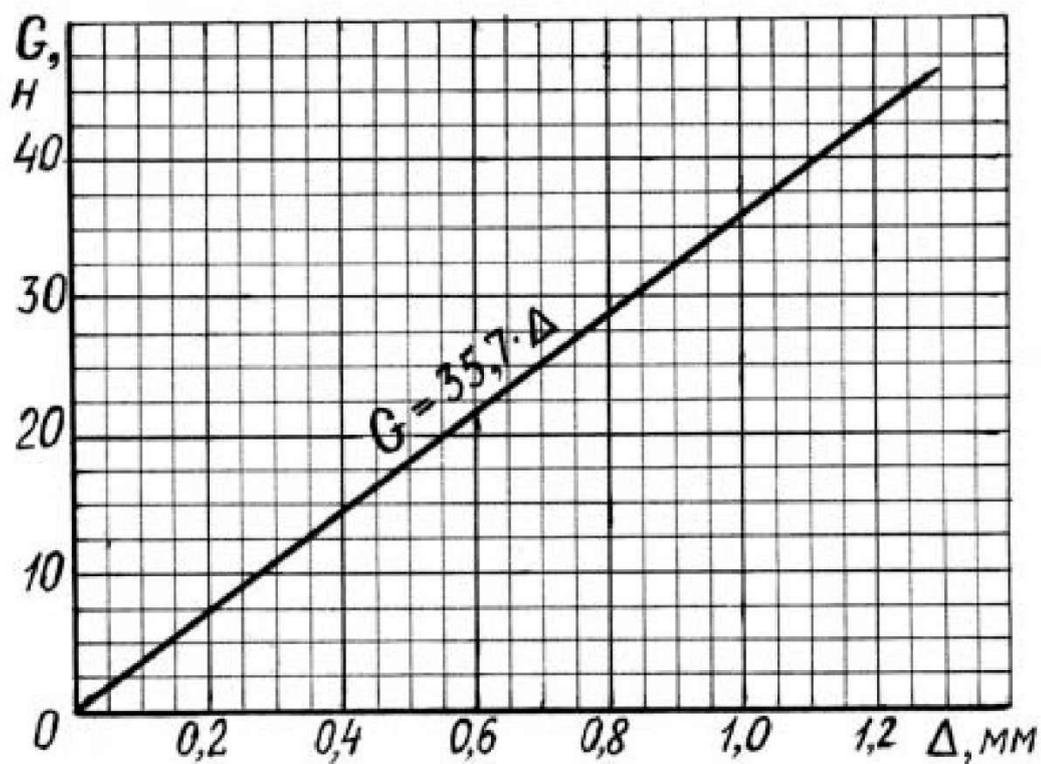


Рисунок С.1 –График для определения усилия на плече мотор-весов

Технические данные насосов

типа К 8/18

$n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $D_B = 37,5 \text{ мм}$

Q		К 8/18 КМ 8/18 $D_k = 128 \text{ мм}$			К 8/18а КМ 8/18а $D_k = 115 \text{ мм}$			К 8/18б КМ 8/18б $D_k = 105 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}}$, М
		л/с	м ³ /ч	H , м	N , кВт	η , %	H , м	N , кВт	η , %	H , м	
0	0	20	0,42	0	15,9	0,35	0	13,4	0,27	0	-
0,5	1,8	20,5	0,5	15	16	0,42	15	13,1	0,35	15	-
1,0	3,6	21	0,6	31	16	0,5	30	13	0,41	28	-
1,5	5,4	20,3	0,69	42	15,9	0,59	40	12,4	0,47	38	-
2,0	7,2	19,6	0,79	50	15	0,65	48	12	0,55	45	3
2,5	9	18,8	0,88	49	14,3	0,74	47	11,4	0,59	44	3
3,0	10,8	18	0,95	48	13,1	0,81	46	10,3	0,64	43	3,2
3,5	12,6	16	1,0	48	11,9	0,86	46	9	0,7	42,5	3,6
4,0	14,4	14	1,1	46	10,6	0,9	43	8	0,78	40	-

типа К 20/18

$n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $D_B = 50 \text{ мм}$

Q		К 20/18 КМ 20/18 $D_k = 129 \text{ мм}$			К 20/18а КМ 20/18а $D_k = 118 \text{ мм}$			К 20/18б КМ 20/18б $D_k = 106 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}}$, М
		л/с	м ³ /ч	H , м	N , кВт	η , %	H , м	N , кВт	η , %	H , м	
0	0	20	0,6	0	16	0,5	0	12,7	0,4	0	-
1	3,6	20,8	0,75	22	16,8	0,6	23	13	0,51	24	-
2	7,2	21,6	0,95	40	17	0,75	43	13,3	0,65	40	-
3	10,8	20,8	1,2	55	16,8	0,8	53	13	0,7	51	2
4	14,4	20	1,35	64	15,6	0,9	61	12,3	0,75	59	2,1
5	18	18,8	1,4	68	14,8	1,1	61	11,3	0,8	64	2,5
6	21,6	17,5	1,51	67	12,6	1,2	62	9	0,8	58	3,8
7	25,2	15,6	1,6	60	-	-	-	-	-	-	-

типа К 90/20

$n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $D_B = 100 \text{ мм}$

Q		К 90/20 КМ 90/20 $D_k = 148 \text{ мм}$			К 90/20а КМ 90/20а $D_k = 136 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}}$, М
		л/с	м ³ /ч	H , м	N , кВт	η , %	H , м	
0	0	25,8	2,2	0	21,2	1,7	0	-
4	14,4	26,8	3,4	29	21,9	2,1	35	-
8	28,8	27,2	4	48	22,1	3	56	-
12	43,2	26,8	4,85	64	21,8	3,85	69	-

16	57,6	26,3	5,5	75	20	4,1	76	4,5
20	72	24	6	80	18	4,3	80	4,55
24	86,4	21,5	6,2	80	15	4,5	75	4,9
28	100,8	18,6	6,5	75	11,9	4,5	70	6
32	115	15	6,6	70	-	-	-	-

типа К 90/35

$n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $D_B = 100 \text{ мм}$

Q		К 90/35 КМ 90/35 $D_K = 174 \text{ мм}$			К 90/35а КМ 90/35а $D_K = 163 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, М
л/с	м ³ /ч	H , м	N , кВт	η , %	H , м	N , кВт	η , %	
0	0	36,5	4	0	31	3,8	0	-
4	14,4	38	5,5	29	32,5	4,3	28	-
8	28,8	40	6,6	46	33	5,5	45	-
12	43,2	40	7,5	60	32,5	6,6	60	7,2
16	57,6	39	8,4	68	32	7	69	7
20	72	38	8,9	74	30	8,2	74	6,5
24	86,4	35	10,5	78	28,6	8,8	72	6
28	100,8	30,2	11	74	24	9,2	68	5,5
32	115	26	12,3	70	18	9,9	60	4

типа К 290/18

$n = 1450 \text{ мин}^{-1}$, $D_B = 200 \text{ мм}$

Q		К 290/18 $D_K = 268 \text{ мм}$			К 290/18а $D_K = 250 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, М
л/с	м ³ /ч	H , м	N , кВт	η , %	H , м	N , кВт	η , %	
0	0	18,9	6,5	0	17,8	5	0	-
20	72	20	10,1	36	18,4	7,5	38	-
40	144	21,8	13,8	64	18	10,2	65	7,5
60	216	20,8	15	80	16,8	12,5	79	6,1
80	288	17,5	16,9	83	13,5	14	80	5,7
100	360	13	17	70	10	14,6	70	5

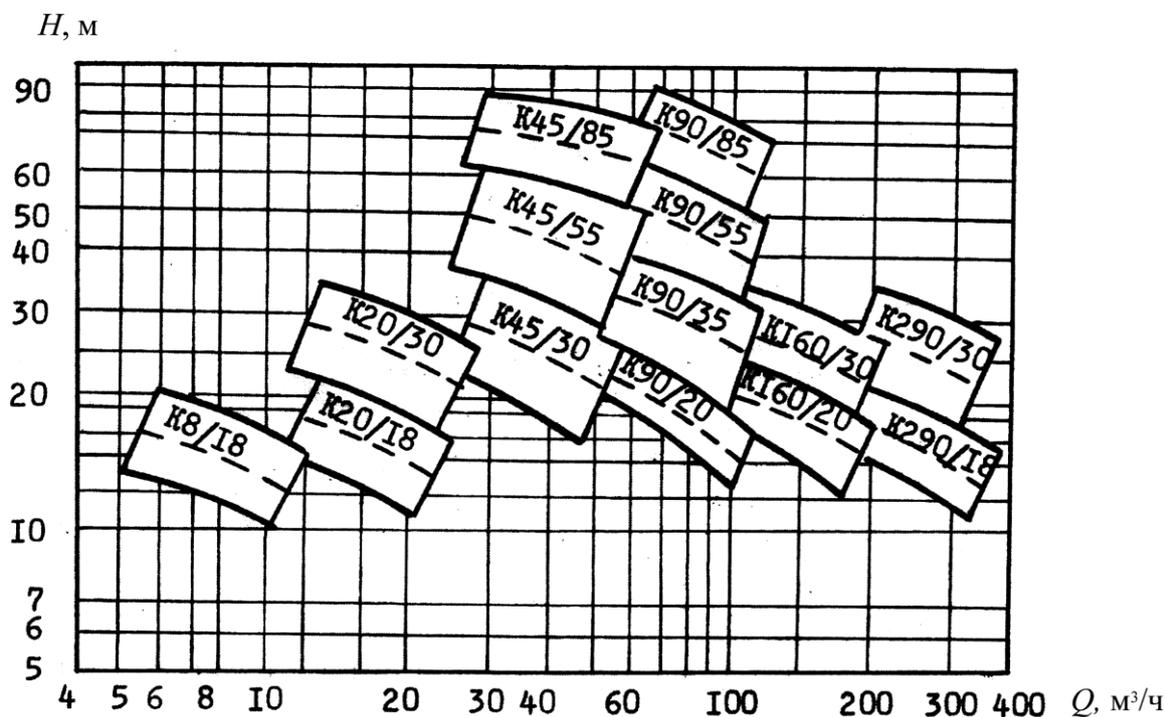
типа К 290/30

$n = 1450 \text{ мин}^{-1}$, $D_B = 200 \text{ мм}$

Q		К 290/30 $D_K = 315 \text{ мм}$			К 290/30а $D_K = 290 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, М
л/с	м ³ /ч	H , м	N , кВт	η , %	H , м	N , кВт	η , %	
0	0	32	8	0	26	6,1	0	-
20	72	33,5	13,2	34	27	10	38	-
40	144	33,5	19	62	27	14,1	65	7,1
60	216	32	22	75	26	18	76	6,5
80	288	28	28	81	22,1	20,5	76	5,6

Приложение 5

Сводный график полей $Q - H$ насосов типа К, КМ.



Приложение 6

Характеристика рабочих жидкостей для систем гидроприводов

Марка рабочей жидкости	Плотность, кг/м³	Вязкость при температуре, °С, см²/с				Пределы рабочей температуры, °С
		20	40	50	60	
АМГ-10	850	0,2	0,13	0,1	0,08	-60...+80
МГ-30	870	1,6	0,5	0,3	0,2	-60...+80
ДП-8	886	4	1	0,5	0,3	-20...+50
ДП-11	890	8	1,5	0,7	0,5	-10...+90
Индустриальное -20	885	0,7	0,38	0,18	0,14	0...+90
Индустриальное -30	890	1,6	0,5	0,3	0,2	0...+90
Турбинное-22	880	0,8	0,4	0,2	0,15	+5...+50

Приложение 7

Технические характеристики гидроцилиндров

Марка гидроцилиндра	d_n , мм	$d_{шт,М}$ м	ϕ	S , мм*	v_n , м/с			F , кН		p , МПа	
					мин.	ном.	макс.	толк.	тянущ.	ном.	макс.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ГЦ-32	32	16	1,33	60-200	0,12	0,3	1	16	12	16	20
ГЦ-32	32	20	1,65	250-400	0,12	0,3	1	16	10	16	20
ГЦП-32	32	16	1,33	60-200	0,12	0,3	1	6,5	4,8	6,3	8
Г-40	40	20	1,33	80-250	0,12	0,3	1	25	19	16	20
ГЦ-50	50	32	1,65	160-400	0,12	0,3	1	39	23	16	20
ГЦ-50	50	25	1,33	80-250	0,12	0,3	1	39	29	16	20
ГЦП-50	50	25	1,33	80-250	0,12	0,3	1	16	12	6,3	8
ГЦП-50	50	32	1,65	160-400	0,12	0,3	1	16	9	6,3	8
ГЦ-55	55	30	1,42	50-300	0,12	0,3	1	47,5	33	16	20
ГЦ-55	55	30	1,42	50-300	0,12	0,3	1	33	23	10	14
ГЦ-60	60	30	1,33	125-400	0,12	0,3	1	56	42	16	20
ГЦ-60	60	40	1,8	500-710	0,12	0,3	1	57	31	16	20
ГЦ-63	63	32	1,35	125-400	0,12	0,3	1	62	46	16	20
ГЦ-63	63	40	1,68	500-710	0,12	0,3	1	62	37	16	20
ГЦП-63	63	40	1,68	125-630	0,12	0,3	1	25	15	6,3	8
ГЦП-70	70	50	2	250-630	0,12	0,3	1	31	15	6,3	8
ГЦП-70	70	35	1,33	160-500	0,12	0,3	1	77	58	16	20
ГЦП-70	70	35	1,33	160-500	0,12	0,3	1	77	58	16	20
ГЦ-75	75	35	1,33	160-500	0,12	0,5	1	88	69	16	20
ГЦ-80	80	40	1,33	160-500	0,12	0,5	1	100	75	16	20
ГЦ-80	80	50	1,65	630-1000	0,12	0,5	1	100	61	16	20
ГЦ-90	90	45	1,33	200-630	0,12	0,5	1	127	95	16	20
ГЦ-90	90	63	1,96	800-1120	0,12	0,5	1	127	65	16	20
ГЦП-90	90	63	1,96	400-1000	0,12	0,5	1	51	26	6,3	8
ГЦ-100	100	50	1,33	200-630	0,12	0,5	1	157	118	16	20
ГЦ-100	100	60	1,6	800-1120	0,12	0,5	1	157	100	16	20
ГЦП-100	100	50	1,33	200-630	0,12	0,5	1	63	47	6,3	8
ГЦ-110	110	50	1,33	250-800	0,12	0,5	1	190	150	16	20
ГЦ-110	110	60	1,65	1000-1400	0,12	0,5	1	190	133	16	20
ГЦП-110	110	50	1,33	250-800	0,12	0,5	1	76	60	6,3	8
ГЦП-125	125	60	1,33	250-800	0,12	0,5	1	98	76	6,3	8
ГЦ-125	125	60	1,33	250-800	0,12	0,5	1	245	189	16	20

ГЦ-125	125	80	1,65	1000-1600	0,12	0,5	1	245	145	16	20
ГЦП-140	140	70	1,33	320-1000	0,15	0,5	1	123	92	6,3	8
ГЦ-140	140	70	1,33	320-1000	0,15	0,5	1	308	230	16	20
ГЦ-140	140	80	1,65	1250-1800	0,15	0,5	1	308	207	16	20
ГЦП-160	160	80	1,33	320-1000	0,15	0,5	1	161	121	6,3	8
ГЦ-160	160	80	1,33	320-1000	0,15	0,5	1	402	301	16	20
ГЦ-180	180	80	1,33	400-1250	0,15	0,5	1	508	408	16	20
ГЦ-180	180	110	1,8	1600-2240	0,15	0,5	1	508	318	16	20
ГЦП-180	180	80	1,33	400-1250	0,15	0,5	1	203	127	6,3	8
ГЦ-200	200	100	1,33	400-1250	0,15	0,5	1	628	472	16	20
ГЦ-200	200	125	1,65	1600-2500	0,15	0,5	1	628	382	16	20
ГЦП-200	200	100	1,33	400-1250	0,15	0,5	1	251	188	6,3	8

* В указанном интервале ход поршня выбирается из следующего ряда, мм:
60; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 400; 500; 630; 710; 800; 1000

Приложение 8

Техническая характеристика гидромоторов

Тип	Рабочий объем, см ³ /об	Давление, МПа		Частота вращения, с ⁻¹			Крутящий момент, Н·м	КПД
		номин.	макс.	ном.	макс.	мин.		
Шестеренные гидромоторы								
ГШМ-10-М	10	10	12,5	-	20	12,5	13,5	0,78
ГШМ-32-3	32	14	17,5	25	32	8,33	69,7	0,8
ГШМ-50-3	50	14	16	25	32	8,33	93	0,78
ГШМ-50У-3	50	14	17,5	25	32	8,33	108	0,8
ГШМ-100-3	100	14	17,5	25	32	8,33	213,8	0,8
Планетарные гидромоторы								
МГП-80	80	16	21	5,75	13,5	0,17	151	0,78
МГП-100	100	16	21	4,6	10,8	0,17	189	0,78
МГП-125	125	16	21	3,67	8,67	0,17	237	0,78
МГП-160	160	16	21	2,87	6,67	0,17	303	0,78
МГП-200	200	16	21	3,34	5,41	0,17	300	0,78
МГП-315	315	16	21	1,48	5,5	0,17	300	0,78
ПМТ-320	320	12,5	16	3,2	6,5	0,3	590	0,78
ПМТ-400	400	12,5	16	2,5	6	0,34	738	0,78
ПМТ-500	500	12,5	16	2,5	5,5	0,3	922	0,78
ПМТ-630	630	12,5	16	3,2	5,5	0,3	1180	0,78
ПМТ-800	800	12,5	16	2,5	5,0	0,3	1459	0,78
ПМТ-1000	1000	12,5	16	2,0	4,5	0,3	1824	0,78
Аксиально-поршневые гидромоторы								
Г15-2IP	11,2	6,3	12,5	16	40	0,67	9,4	0,87
Г15-22М	20	6,3	12,5	16	35	0,67	14,7	0,8
Г15-22P	20	6,3	12,5	16	35	0,5	16,7	0,87

Г15-23М	40	6,3	12,5	16	30	0,5	29,4	0,8
Г15-23Р	40	6,3	12,5	16	30	0,33	33,3	0,87
Г15-24М	80	6,3	12,5	16	25	0,33	58,8	0,8
Г15-24Р	80	6,3	12,5	16	25	0,33	66,6	0,87
Аксиально-плунжерные гидромоторы								
МП-90	69	35	45	43,2	48,3	0,83	274	0,9
МП-112	112	27	42	33,3	50	0,83	420	0,9
Пластинчатые гидромоторы								
Г16-11М	11,2	-	8	16	41,6	2,5	6,2	0,5
Г16-12М	18	-	8	16	41,6	2,5	12,3	0,63
Г16-13М	36	-	8	16	36,7	2,5	24,5	0,69
Г16-14М	63	-	7	16	30	1,7	49	0,73
Г16-15М	125	-	7	16	30	1,7	98	0,76
Г16-16М	250	-	7	16	25	1,7	196	0,77
Радиально-поршневые гидромоторы								
МРФ160/25МІ	160	-	25	8	10	0,17	597	0,9
МРФ250/25МІ	250	-	25	8	10	0,13	932	0,9
МРФ400/25МІ	400	-	25	5	7,5	0,08	1492	0,9
МРФ1000/25МІ	10000	-	25	4	5	0,08	3730	0,87

Приложение 9

Технические характеристики насосов

Марка насоса	Рабочий объем, см ³ /об	Давление, МПа		Частота вращения, с ⁻¹			Мощность, кВт	КПД	
		ном.	макс.	ном.	макс.	мин.		η _н	η _о
Шестеренные насосы									
НШ-6-П	6,3	2,5	4	33	42	12	0,6	0,8	0,9
НШ-6Е-3	6,3	16	20	40	-	16	5,12	0,8	0,85
НШ-10-3	10	16	20	32	40	16	7,5	0,87	0,92
НШ-32А-3	32	16	20	32	40	16	17,6	0,87	0,92
НШ-32У-2	32	14	18	32	40	16	17,9	0,88	0,92
НШ-32У-3	32	16	20	32	40	16	21	0,82	0,92
НШ-50А-3	50	16	20	32	40	16	26,2	0,9	0,92
НШ-50У-2	50	14	18	32	40	16	25,7	0,9	0,92
НШ-71А-3	70	16	20	25	32	16	30,5	0,88	0,92
НШ-100-4	100	20	25	19	24	5	41	0,86	0,94
НШ-100А-3	100	16	20	25	32	16	43,5	0,86	0,93
НШ-250А-3	250	16	20	25	32	16	106	0,7	0,94
НШ-400-4	400	20	25	25	32	16	250	0,86	0,9
Пластинчатые насосы									
НПл-5/16	5	16	-	25	30	20	-	0,5	0,71
НПл-8/16	8	16	-	25	30	20	-	0,56	0,74

НПЛ-12,5/16	12,5	16	-	25	30	20	-	0,63	0,77
НПЛ-16/16	16	16	-	25	30	20	-	0,7	0,81
НПЛ-20/16	20	16	-	25	30	20	-	0,75	0,85
НПЛ-25/16	25	16	-	25	30	20	-	0,8	0,88
НПЛ-8/6,3	8	6,3	-	16	25	10	-	0,58	0,76
НПЛ-12,5/6,3	12,5	6,3	-	16	25	10	-	0,65	0,81
НПЛ-16/6,3	16	6,3	-	16	25	10	-	0,7	0,83
НПЛ-25/6,3	25	6,3	-	16	25	10	-	0,78	0,88
НПЛ-32/6,3	32	6,3	-	16	25	10	-	0,81	0,91
НПЛ-40/6,3	40	6,3	-	16	25	10	-	0,85	0,93
БГ12-24АМ	45	12,5	14	25	25	25	-	0,76	0,83
БГ12-24М	56	12,5	14	25	25	25	-	0,77	0,88
Г12-24М	80	6,3	7	16	16	16	-	0,77	0,88
Г12-24АМ	63	6,3	7	16	16	16	-	0,75	0,84
Г12-25АМ	125	6,3	7	16	16	16	-	0,8	0,87
Г12-25М	160	6,3	7	16	16	16	-	0,78	0,88
Г12-26АМ	224	6,3	7	16	16	16	-	0,82	0,9
Пластинчатые насосы регулируемые									
НПЛР-20/18	7-20	16	-	24	33	12,5	8,5	0,8	0,88
НПЛР-20/6,3	7-20	6,3	-	24	33	12,5	3,8	0,8	0,88
НПЛР-50/16	15-50	16	-	24	30	17	22,5	0,82	0,88
НПЛР-50/6,3	15-50	6,3	-	24	30	17	8,8	0,82	0,88
НПЛР-80/16	27-80	16	-	24	30	17	32	0,84	0,9
НПЛР-80/6,3	27-80	6,3	-	24	30	17	14,5	0,85	0,9
НПЛР-125/16	41-125	16	-	24	30	17	52	0,85	0,9
НПЛР-125/6,3	41-125	6,3	-	24	30	17	22,5	0,86	0,9
Аксиально-поршневые насосы									
НА-4/320	4	32	40	25	-	5	3,3	0,82	0,88
НА-6,3/320М	6,3	32	40	25	-	5	5,3	0,82	0,88
НА-10/320М	10	32	35	25	-	5	8,3	0,78	0,86
НА-16/320	16	32	35	25	-	5	13,4	0,8	0,86
НА-25/320М	25	32	35	25	-	5	20,8	0,8	0,88
НА-32/320М	32	32	35	25	-	5	28,8	0,8	0,88
НА-40/320	40	32	40	25	-	5	34,5	0,82	0,9
НА-50/320	50	32	40	25	-	5	44	0,82	0,91
210-20	55	16	25	30	53	-	26	0,88	0,91

210-23	107	16	25	23	43	-	39	0,87	0,95
210-32	225	16	25	19	33	-	66	0,87	0,95
11P-20	251	10	16	25	-	-	-	0,92	0,96
11P-30	501	10	16	16	-	-	-	0,93	0,97
11P-50	790	10	16	16	-	-	-	0,93	0,97

Приложение 10

Техническая характеристика стальных бесшовных труб

Условный проход, мм	Номинальное давление, МПа											
	до 6,3			до 10			до 20			до 32		
	$d_{в,}$ мм	$\delta,$ мм	$d_{н,}$ мм	$d_{в,}$ мм	$\delta,$ мм	$d_{н,}$ мм	$d_{в,}$ мм	$\delta,$ мм	$d_{н,}$ мм	$d_{в,}$ мм	$\delta,$ мм	$d_{н,}$ мм
ГОСТ 8734-75												
6	6	1	8	6	2	10	7	3,5	14	7	3,5	14
8	8	1	10	8	3	14	9	4,5	18	9	4,5	18
10	10	1	12	12	3	18	12	5	22	12	5	22
12	12	1	14	13	3,5	20	15	5	25	15	5	25
16	15,2	1,4	18	15	3,5	22	16	6	28	16	6	28
20	19,2	1,4	22	21	3,5	28	22	6	34	22	6	34
25	24	2	28	26	4	34	28	7	42	26	8	42
ГОСТ 8732-78												
32	33	2,5	38	34	4	42	36	7	50	34	8	50
40	39	3	45	42	4	50	44	8	60	40	10	60
50	50	3,5	57	50	5	60	56	10	76	52	12	76
63	60	4	68	64	6	76	67	11	89	61	14	89
80	79	5	89	86	8	102	86	14	114	78	18	114

$d_{н}$ — наружный диаметр трубопровода;
 $d_{в}$ — внутренний диаметр трубопровода;
 δ — толщина стенки трубопровода.

Приложение 11

Основные размеры медных труб по ГОСТ 617-72

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм*	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм*
6	0,5-2	35	1-5
8	0,5-2	40	1-5
10	0,5-2	45	1-5
12	0,8-2	50	1-5
14	1-3	55	1-5
16	0,8-3,5	60	1-5
18	1-4	70	1-5
20	1-4,5	80	1-8
25	1-7	90	1-8
30	1-5	100	1-10

* В указанных пределах брать из ряда, мм:

0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 6; 7; 8; 10.

Приложение 12

Основные размеры резино-металлических рукавов высокого давления (РВД) по ГОСТ 6286-73

Внутренний диаметр, мм	Наружный диаметр с металлической оплеткой, мм		Максимальное давление, МПа					
	Одна (тип I)	Две (тип II)	Группа А		Группа Б		Группа В	
			Тип I	Тип II	Тип I	Тип II	Тип I	Тип II
6	16,5	19	19	28	23	33	27	37
8	18	21	16,5	25	21	32	24	35
10	20,5	23	15	21,5	18	27	22	31
12	22,5	25	13,5	21	16	25	20	30
16	27,5	29	10	16,5	13	20	15	24
20	32	34	9	15	12	18	14	22
25	37	39	8	12,5	10	16	12	20
32	44	46	6,5	10	7,5	13	9	14
38	50	52	4	8	5	9	6	9
40	54,6	59,2	3,5	6	4	6	5	8
50	62	64	3	4	3,5	5	4	6

Приложение 13

Технические данные предохранительных клапанов

Типоразмер	Ду, мм	Расход, л/мин			Давление, МПа	
		$Q_{\text{ном}}$	Q_{max}	Q_{min}	$p_{\text{ном}}$	p_{min}
ПГ66-32М	10	32	50	1	32	2,5
МКПВ-10/32	10	80	160	3	32	2,5
КПЕ 15	15	40	-	8	32	5,5
ПГ66-34М	20	125	170	3	32	2,5
КПЕ-20	20	63	-	8	32	5
КРЕ-25	25	100	-	12,5	32	5
ПГ66-35М	32	200	300	5	32	2,5
МКПВ-32/32	32	320	630	10	32	2,5
КПЕ-32	32	160	-	12,5	32	5
КПЕ-40	40	250	-	20	32	5
КПЕ-50	50	400	-	32	32	5

Предохранительные клапана КПЕ и ПГ — прямого действия, МКПВ — непрямого действия.

Приложение 14

Технические данные редуционных клапанов

Типоразмер	Ду, мм	Расход, л/мин		Давление, МПа	
		$Q_{\text{ном}}$	Q_{max}	p_1	p_2
Г57-22	10	20	-	20	0,3-1,5
ПГ57-22	10	20	-	32	0,3-1,5
ТУ2-053	10	40	56	32	0,3-1,5
Г57-23	16	40	-	20	0,3-1,5
Г57-24	20	80	-	20	0,3-1,5
ТУ2-054	10	100	140	32	0,3-1,5
Г57-25	32	160	-	20	0,3-1,5
ПГ57-25	32	160	-	20	0,3-1,5
ТУ2-055	32	250	320	32	0,3-1,5

p_1 — давление перед клапаном, p_2 — давление после клапана.

Приложение 15

Технические данные обратных клапанов и гидрозамков

Типоразмер	Ду, мм	Расход, л/мин		Давление, МПа	
		$Q_{\text{ном}}$	Q_{max}	$p_{\text{ном}}$	p_{max}
Г51-31	8	16	25	20	22
КВРНД-10	8	16	20	10	11,5
Г51-32	10	32	50	20	22
1МК0-10/20	10	40	100	20	22
1МК0-10/32	10	40	100	32	35
Г51-33	16	63	100	20	22
КВРНД-18	16	50	63	10	11,5
1МКО-20/20	20	160	250	20	22
Г51-34	20	125	160	20	22
КВРНД-28	25	125	160	10	11,5
Г51-35	32	250	280	20	22
1МКО-32/20	32	400	600	20	22
1МКО-32/32	32	400	600	32	35
КВРНД-42	32	200	250	10	11,5
1КУ-12/320	12	40	–	32	35
1КУ-20/320	20	100	–	32	35
1КУ-32/320	32	250	–	32	35

КУ — гидрозамки.

Клапан КВРНД встраивается в трубопровод.

Приложение 16

Технические характеристики гидрораспределителей

Типоразмер	Расход, л/мин.		Давление, МПа			Число ЗОЛОТНИКОВ
	$Q_{\text{ном}}$	Q_{max}	$p_{\text{ном}}$	p_{max}	p_{min}	
34-9-3	17	–	5	–	–	1
P-103B	20	80	–	32	–	
50-340615	21	–	8	–	–	1
151-40-053	30	–	7	–	–	1
P50-3/1	50	60	16	20	–	3
KP-34-9-2	60	–	2,5	–	–	1
P75-43-ПГ	75	–	10	14	–	
P80-2/1-22	80	–	14	16	–	3
ЭГР-4	90	–	–	20	–	1

P80-2/3-44	80	–	16	20	–	3
1P-203	120	300	–	32	–	
P160-3/1-222	160	200	16	20	–	3
P160-2/1	160	–	12	14	–	
2P-323	330	500	–	32	–	
P500-3/3-5	500	–	16	20	2	3
P500-51-3	500	–	16	20	–	

Приложение 17

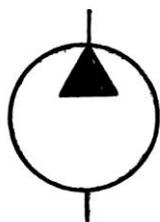
Технические характеристики дросселей и регуляторов потока

Типоразмер	Ду, мм	Расход, л/мин.			Давление, МПа		
		$Q_{\text{ном}}$	Q_{max}	Q_{min}	$p_{\text{ном}}$	p_{max}	p_{min}
ПГ77-12	10	25	30	0,06	20	20	0,5
ПМГ55-12М	10	25	32	0,1	6,3	11	0,05
ПМГ55-12М'	10	25	32	0,1	10	14	0,5
ПМГ55-12М''	10	25	32	0,1	20	24	0,5
ПГ77-14	20	25	80	0,12	20	20	0,5
ДК-12	12	25	40	–	32	35	0,6
КВМК-1061.1	10	32	50	3	32	35	0,05
КВМК-1661.1	16	63	120	5	32	35	0,05
ДК-20	20	63	100	–	32	35	0,6
МПГ-55-14М	20	100	120	0,5	6,3	1	0,05
МПГ-55-14М'	20	100	120	0,5	10	14	0,05
МПГ-55-14М''	20	100	120	0,5	20	24	0,5
МПГ-55-15М	32	200	240	0,15	20	20	0,5
ДК-32	32	160	250	–	32	35	0,7
КВМК-2561.1	25	160	300	15	32	35	0,05
КВМК-3261.1	32	250	400	15	32	35	0,05

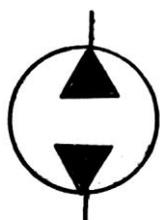
Технические данные фильтров

Типоразмер	Ду, мм	Тонкость очистки, мм	Расход, л/мин.	Перепад давления, МПа
Всасывающая линия				
СЧ1-2-81	8	80	2	0,007
СЧ1-2-82	10	80	8	0,007
СЧ1-2-83	20	80	32	0,007
СЧ1-2-84	40	80	125	0,007
СЧ1-2-85	80	80	320	0,007
Сливная линия				
ФС-3,2-40	8	40	3,2	0,1
ФС-50-40	20	40	50	0,1
ФС-200-40	32	40	200	0,1
ФС-400-40	63	40	400	0,1
СЧ2-51	10	80	8	0,1
СЧ2-53	20	80	32	0,1
СЧ2-54	25	80	63	0,1
Нагнетательная линия				
1ФМГ-32-М	25	40	50	0,3–0,16
2ФМГ-32-М	50	40	100	0,3–0,16
3ФМГ-32-М	70	40	200	0,3–0,12
4ФМГ-32-М	70	40	400	0,3–0,09

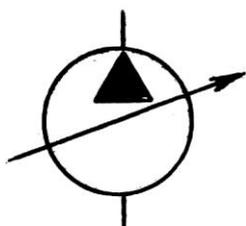
Условные графические изображения



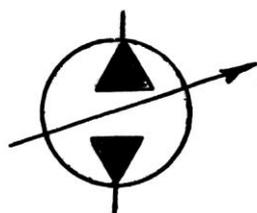
Насос постоянной производительности с постоянным направлением потока



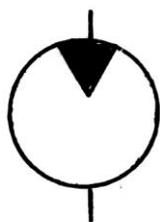
Насос постоянной производительности с реверсивным потоком



Насос с регулируемой производительностью и постоянным направлением потока



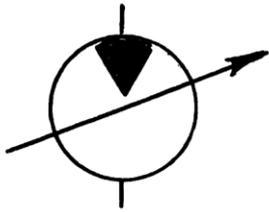
Насос с регулируемой производительностью и реверсивным потоком



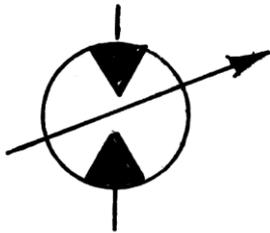
Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока



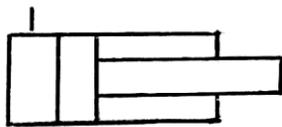
Гидромотор нерегулируемый с реверсивным потоком



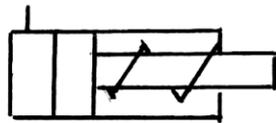
Гидромотор регулируемый с постоянным направлением потока



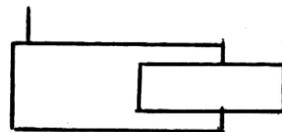
Гидромотор регулируемый с реверсивным потоком



Гидроцилиндр одностороннего действия с любым способом возврата штока



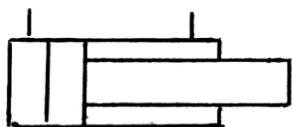
Гидроцилиндр одностороннего действия с возвратом штока пружиной



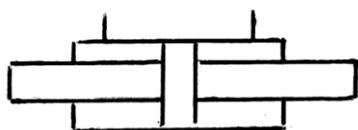
Гидроцилиндр плунжерный



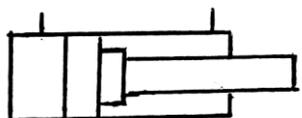
Гидроцилиндр телескопический



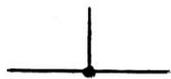
Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком



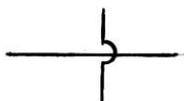
Гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком



Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком и постоянным торможением в конце хода



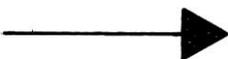
Соединение трубопроводов



Перекрещивание трубопроводов
(без соединения)



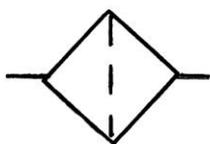
Трубопровод гибкий (РВД)



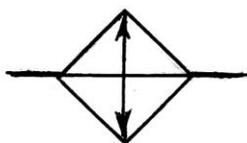
Сливной трубопровод



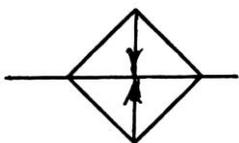
Бак для рабочей жидкости под
атмосферным давлением



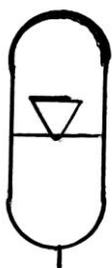
Фильтр для рабочей жидкости



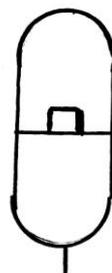
Охладитель рабочей жидкости



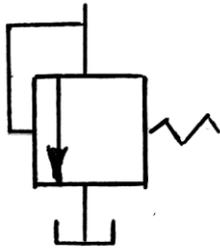
Нагреватель рабочей жидкости



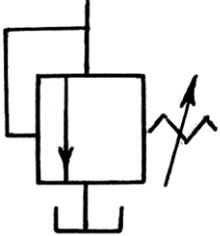
Аккумулятор пневмогидравлический



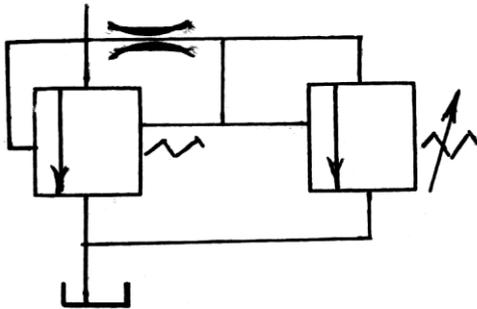
Аккумулятор грузовой



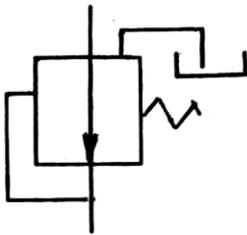
Клапан предохранительный прямого действия с нерегулируемой пружиной возврата



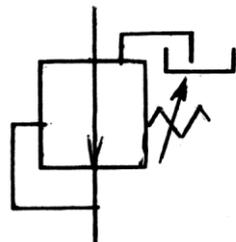
Клапан предохранительный прямого действия с регулируемой пружиной возврата



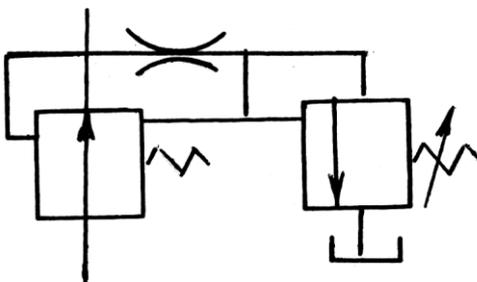
Клапан предохранительный непрямого действия с нерегулируемой пружиной возврата основного клапана и регулируемой пружиной возврата вспомогательного клапана



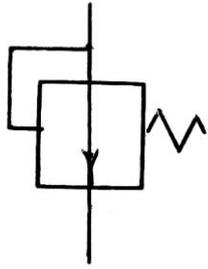
Клапан редукционный прямого действия с нерегулируемой пружиной возврата



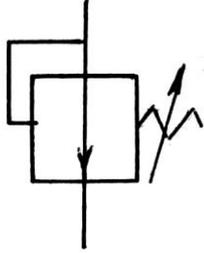
Клапан редукционный прямого действия с регулируемой пружиной возврата



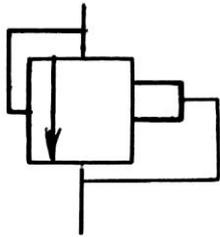
Клапан редукционный непрямого действия с нерегулируемой пружиной возврата основного клапана и регулируемой пружиной возврата вспомогательного клапана



Переливной клапан с нерегулируемой пружиной возврата



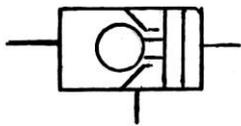
Переливной клапан с регулируемой пружиной возврата



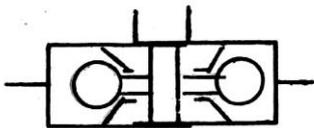
Клапан разности давлений (клапан, поддерживающий постоянное отношение давлений)



Клапан обратный



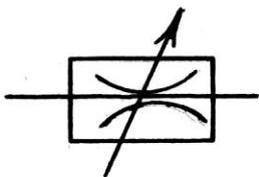
Клапан обратный управляемый односторонний (гидрозамок)



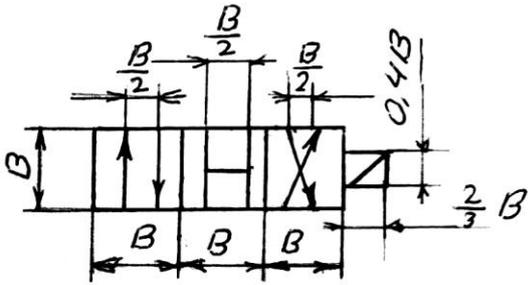
Клапан обратный управляемый двухсторонний (гидрозамок)



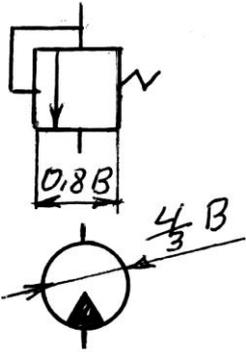
Дроссель нерегулируемый



Дроссель регулируемый

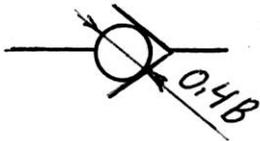


Распределитель золотниковый

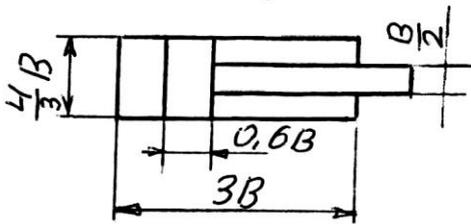


Клапан предохранительный

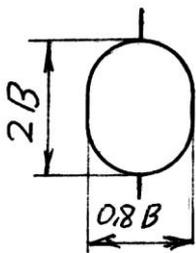
Гидромотор или насос



Клапан обратный



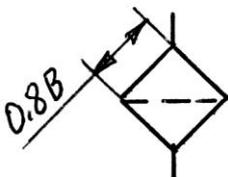
Гидроцилиндр



Аккумулятор



Манометр



Фильтр