

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра "Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод"

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ (ПРАКТИКУМ)

по дисциплине

"Гидравлика и гидромашинны"

Минск 2006

УДК 62–82+62–85

Составители:

Бартош П.Р., Новицкий С.Н., Филипова Л.Г.

Рецензенты

И.М.Флерко, Л.А.Глазков

В лабораторном практикуме освещены вопросы по изучению построения пьезометрической и напорной линии при течении жидкости по трубопроводам разного сечения; определение коэффициентов местных потерь в элементах пневмо- и гидросистем, конструкций и принципа действия различных гидравлических аппаратов: гидродросселей, гидроклапанов, гидрораспределителей, объемных и лопастных гидромашин.

ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ

При выполнении лабораторных работ каждый студент обязан строго выполнять следующие правила техники безопасности:

1. Включение учебных стендов производится только в присутствии преподавателя (инженера) после проверки технического состояния стенда и правильности монтажа исследуемой гидросистемы.

2. При перерыве в испытаниях стендовое оборудование должно отключаться от источников электроснабжения.

3. Тщательно следить за исправностью гидроаппаратов и агрегатов.

При обнаружении неисправностей экспериментальной установки или измерительных приборов немедленно прекратить работу и сообщить об этом руководителю занятий.

4. Не допускать при испытаниях превышения установленных норм по давлению и температуре рабочих жидкостей.

5. В случае травмы немедленно выключать экспериментальные установки, вызвать при необходимости врача и до его прибытия оказывать помощь пострадавшим.

Категорически ЗАПРЕЩАЕТСЯ:

- оставлять без надзора стенд при работающем электродвигателе;
- проводить монтаж–демонтаж и устранять неисправности элементов гидросистемы, находящихся под давлением;
- пользоваться неисправными инструментами и приборами;
- переставлять (без согласования с преподавателем) оборудование.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

ПОСТРОЕНИЕ НАПОРНОЙ И ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ ЛИНИЙ

Цель работы:

На основании опытных данных построить пьезометрическую и напорную линии для трубопровода переменного сечения.

КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.

Каждая частица движущейся жидкости обладает определенным запасом потенциальной и кинетической энергии. При движении жидкости в канале из-за трения о его стенки часть энергии преобразуется в тепловую. Кроме того, при деформации потока местными сопротивлениями происходит преобразование потенциальной энергии в кинетическую или наоборот. Энергию, отнесенную к единице веса жидкости, называют **удельной**.

Основной закон гидродинамики (уравнение Бернулли) устанавливает связь между значениями удельной энергии в двух сечениях установившегося, плавно изменяющегося потока (по отношению к плоскости сравнения), представляет собой уравнение баланса энергии

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_c$$

Каждый член уравнения Бернулли имеет геометрический и энергетический смыслы.

Линия, характеризующая закон распределения по длине потока полной удельной энергии или гидродинамического напора, называется **линией энергии** или **напорной линией**. Уклон этой линии (падение ее на единицу расстояния) называется **гидродинамическим уклоном**.

Линия, характеризующая закон распределения по длине потока удельной потенциальной энергии или пьезометрического напора, называется **линией потенциальной энергии** или **пьезометрической линией**. Уклон этой линии называется **пьезометрическим уклоном**.

Величина	Геометрический смысл	Энергетический смысл
Z	высота положения	удельная потенциальная энергия положения
$\frac{p}{\rho g}$	пьезометрическая высота	удельная потенциальная энергия давления

$Z + \frac{p}{\rho g}$	пьезометрический напор	удельная потенциальная энергия
$\frac{\alpha v^2}{2g}$	скоростной напор	удельная кинетическая энергия
$Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}$	гидродинамический напор	полная удельная энергия
h_c	потери напора	потери энергии

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ОПЫТА

Установка (рисунок 1.1) смонтирована из труб 11 различных диаметров, последовательно соединенных между собой. Трубы выполнены из прозрачного материала (оргстекла).

К характерным участкам трубопровода подключены пьезометры 12. Все пьезометры закреплены на вертикальной панели 13. Рабочая жидкость поступает в опытный трубопровод из напорного бака 10, уровень масла в напорном баке поддерживается постоянным.

В напорный бак масло подается пластинчатым насосом 2 через фильтр 3, распределитель 6, дроссель 8.

Открытием дросселя 9 устанавливается определенный расход масла в опытном трубопроводе. Уровни масла в пьезометрах уменьшаются до значений высот $Z + \frac{p}{\rho g}$, соответствующих избыточному давлению в точках подключения пьезометров при фиксированном расходе. Фиксируют показания пьезометров. Для измерения расхода распределитель 7 переключает поток масла на мерный бак 14, объем которого известен. Время наполнения мерного бака фиксируется электромеханическими часами.

Порядок проведения расчетов следующий:

1. По расходу и заданным размерам сечений трубопроводов подсчитываются средние скорости в этих сечениях

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2}, \text{ м/с}$$

2. Измерив температуру масла, определяют вязкость его по вязкостно-температурной кривой.

Опыты необходимо проводить при различных расходах. Показания приборов и результаты обработки измерений заносят в таблицы 1.1 и 1.2.

3. Подсчитывается число $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$.

4. Вычисляется скоростной напор в каждом сечении $\frac{\alpha v^2}{2g}$,

где α - коэффициент Кориолиса.

5. Суммируя пьезометрический напор $Z + \frac{p}{\rho g}$ и скоростной $\frac{\alpha v^2}{2g}$, определяется полный гидродинамический напор $H = Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}$.

6. Подсчитываются потери напора h_c между сечениями.

7. На схему трубопровода из трех участков в определенном масштабе наносятся пьезометрическая линия по показаниям пьезометров $Z + \frac{p}{\rho g}$ и на-

порная линия по вычисленным значениям $H = Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}$.

Таблица 1.1

№ опыта	Объем масла V , м^3	Время t , с	Расход Q , $\text{м}^3/\text{с}$
1			

Таблица 1.2

	Сечения					
	1	2	3	4	5	6
Диаметр d , м						
Площадь S , м^2						
Показания пьезометра $z + p/\rho g$, м						
Средняя скорость $v = Q/S$, м/с						
$Re = v \cdot d/\nu$						
Скоростной напор $\alpha \cdot v^2/2g$, м						
Гидродинамический напор $z + p/\rho g + \alpha \cdot v^2/2g$, м						
Потери напора h_c , м						

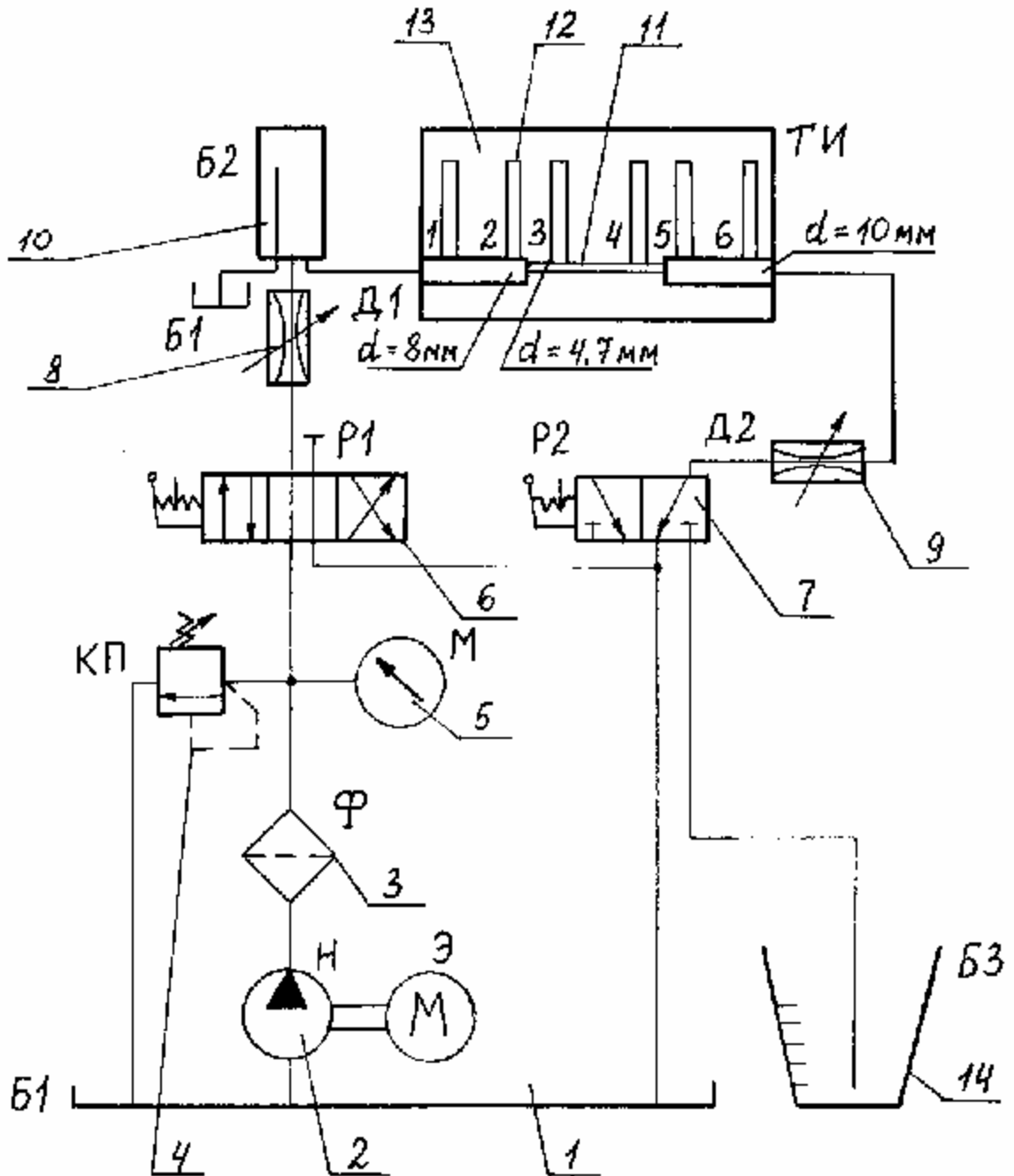


Рисунок 1.1 Схема установки для построения напорной и пьезометрической линии

Контрольные вопросы

1. Чем установившееся движение жидкости отличается от неустановившегося, равномерное от неравномерного, напорное от безнапорного? Назовите два режима течения жидкости.
2. Как определяется средняя скорость жидкости?
3. Каков геометрический смысл членов уравнения Бернулли? Каков их энергетический смысл?
4. От чего зависит численное значение коэффициента Кориолиса?
5. Чем отличаются уравнения Бернулли для идеальной и реальной жидкости, для элементарной струйки и потока?
6. Какие ограничения существуют в применении уравнения Бернулли?
7. Когда пьезометрическая и напорная линии параллельны между собой?
8. При помощи каких линий можно судить о величине и изменении давления вдоль потока?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ

КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ

Цель работы:

1. Экспериментальное определение коэффициента гидравлического трения λ при ламинарном и турбулентном режимах движения масла в трубопроводах постоянного сечения.
2. Построение графика зависимости коэффициента гидравлического трения λ от числа Рейнольдса.

КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.

При движении жидкостей по трубам вследствие трения возникают силы гидравлических сопротивлений, на преодоление которых затрачивается часть энергии.

Потери напора (давления) на трение по всей длине потока оцениваются формулой

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}; \text{ м} \qquad \Delta p_{\text{тр}} = \rho \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2}, \text{ Па}$$

где l - длина исследуемого участка, м;

v - средняя скорость потока, м/с;

d - диаметр трубопровода, м;

ρ - плотность жидкости, кг/м³;

λ - коэффициент сопротивления трения;

$h_{тр} \cdot \Delta p_{тр}$ - потери напора и давления соответственно.

Коэффициент сопротивления трения

$$\lambda = \frac{\Delta p_{тр} \cdot d \cdot 2}{\rho \cdot l \cdot v^2}.$$

Потери напора (давления) определяется из уравнения Бернулли

$$h_{тр} = \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g}, \text{ м} \quad \text{или} \quad \Delta p_{тр} = p_1 - p_2, \text{ Па}$$

где p_1 и p_2 - давления в начальном и конечном сечениях трубопровода.

Установлено, что коэффициент сопротивления трения зависит от числа Re и относительной шероховатости стенок трубопровода $\frac{\Delta}{d}$.

При ламинарном режиме течения жидкости в круглой трубе коэффициент гидравлического сопротивления определяется формулой Стокса:

$$\lambda = \frac{64\mu}{\rho v d} = \frac{64}{Re}$$

Этой формулой устанавливается, что при ламинарном режиме движения жидкости в круглой трубе коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса.

По характеру и степени влияния этих факторов при турбулентном режиме различают зоны гидравлически гладких и гидравлически шероховатых труб, разделенные переходной зоной.

В зоне гидравлически гладких труб толщина вязкого подслоя значительно больше максимальной высоты бугорков шероховатости. При этом бугорки утоплены в вязком подслое, плавно обтекаются с очень малыми скоростями и не влияют на распределение скоростей и потери напора. Коэффициент сопротивления трения является функцией только числа Рейнольдса и может быть подсчитан по формуле Канакова

$$\lambda = (1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^{-2}.$$

При $Re \leq 10^5$ применяется формула Блазиуса $\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$.

Зависимость потери напора на трение от кинематической вязкости жидкости и средней скорости потока для гидравлически гладких труб

$$h = v^{0,5} \cdot \nu^{1,75}.$$

В зоне гидравлически шероховатых труб толщина вязкого подслоя значительно меньше высоты бугорков шероховатости, которые оказываются в турбулентном ядре потока. Обтекание бугорков сопровождается интенсивным вихреобразованием, усиливающим турбулентность потока. Рассеивание кинетической энергии вращения этих вихрей, происходящее в процессе перемешивания частиц и приводящее к переходу этой энергии в тепло, увеличивает потерю напора. Коэффициент сопротивления трения является функцией только относительной шероховатости, возрастающей с увеличением Δ/d :

$$I = f(\Delta/d) .$$

Потери напора в этой зоне не зависят от вязкости и пропорциональны квадрату средней скорости потока (квадратичный закон сопротивления). Коэффициент сопротивления может быть подсчитан по формуле Никурадзе

$$\lambda = (2 \lg d/\Delta + 1,14)^{-2} .$$

Формула Альтшуля практически пригодна для всех зон турбулентного режима

$$\lambda = 0,11 (\Delta/d + 68/Re)^{0,25} .$$

Исследование гидравлического трения на установке для оценки гидротерь в трубопроводах позволяет получить характеристики гидросистем при турбулентном и при ламинарном режимах движения. Значительная зависимость вязкости минеральных масел от температуры, регулирование с помощью дросселя расхода жидкости, использование трубопроводов различных диаметров позволяет проводить испытания в достаточно широком диапазоне значений чисел Re , получая для коэффициентов гидравлических сопротивлений безразмерные зависимости вида

$$\lambda = f(Re) .$$

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА

Работа проводится на трубопроводах постоянного сечения (рисунок 2.1).

Масло от пластинчатого насоса 2 через фильтр 3, распределитель 6, дроссель 7 поступает в опытный трубопровод 8. Включением распределителя 6 в крайние положения изменяется направление движения масла в трубопроводе.

На сливе опытного трубопровода установлен датчик расхода турбинного типа 10, включаемый для измерения расхода трехпозиционным краном

управления 9. Электрический сигнал с датчика регистрируется частотомером. По показаниям частотомера и пользуясь формулой $Q=a+b*f$, ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется расход масла в трубопроводе.

Для измерения давления на опытном трубопроводе в местах отбора давления подключены приборы для измерения давления (дифференциальные манометры, образцовые манометры или тензометрические датчики давления с записью сигналов на осциллограф).

Опыты необходимо проводить на различных расходах. Показания приборов и результаты обработки измерений заносятся в таблицы 2.1 и 2.2.

Полученные значения I и Re наносятся на график полулогарифмических координатах $\lambda-\lg Re$. Для сопоставления полученные опытные точки могут быть нанесены на график Мурина зависимости I от Re и относительной гладкости d/Δ для стальных труб.

Потери давления на трение при ламинарном режиме можно подсчитать по формуле Пуазейля

$$\Delta p = \frac{128\nu \cdot l\rho \cdot Q}{\pi \cdot d^4}.$$

Результаты эксперимента обрабатываются по следующим формулам:

1. Расход масла в трубопроводе рассчитывается по формуле:

$$Q = a + bf,$$

где $a = 1,765 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$, $b = 7,820 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{импульс}$.

2. На основании опытных данных по разности давлений в двух сечениях определяются потери давления $\Delta p_1 = p_1 - p_2$ для одного трубопровода и $\Delta p_2 = p_3 - p_4$ для второго трубопровода.

3. Средняя скорость рассчитывается по формуле $u = \frac{Q}{S}$, м/с.

4. Число Рейнольдса $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$.

5. Опытное значение коэффициента гидравлического трения

$$\lambda = \frac{2\Delta p d}{\rho \cdot l v^2}.$$

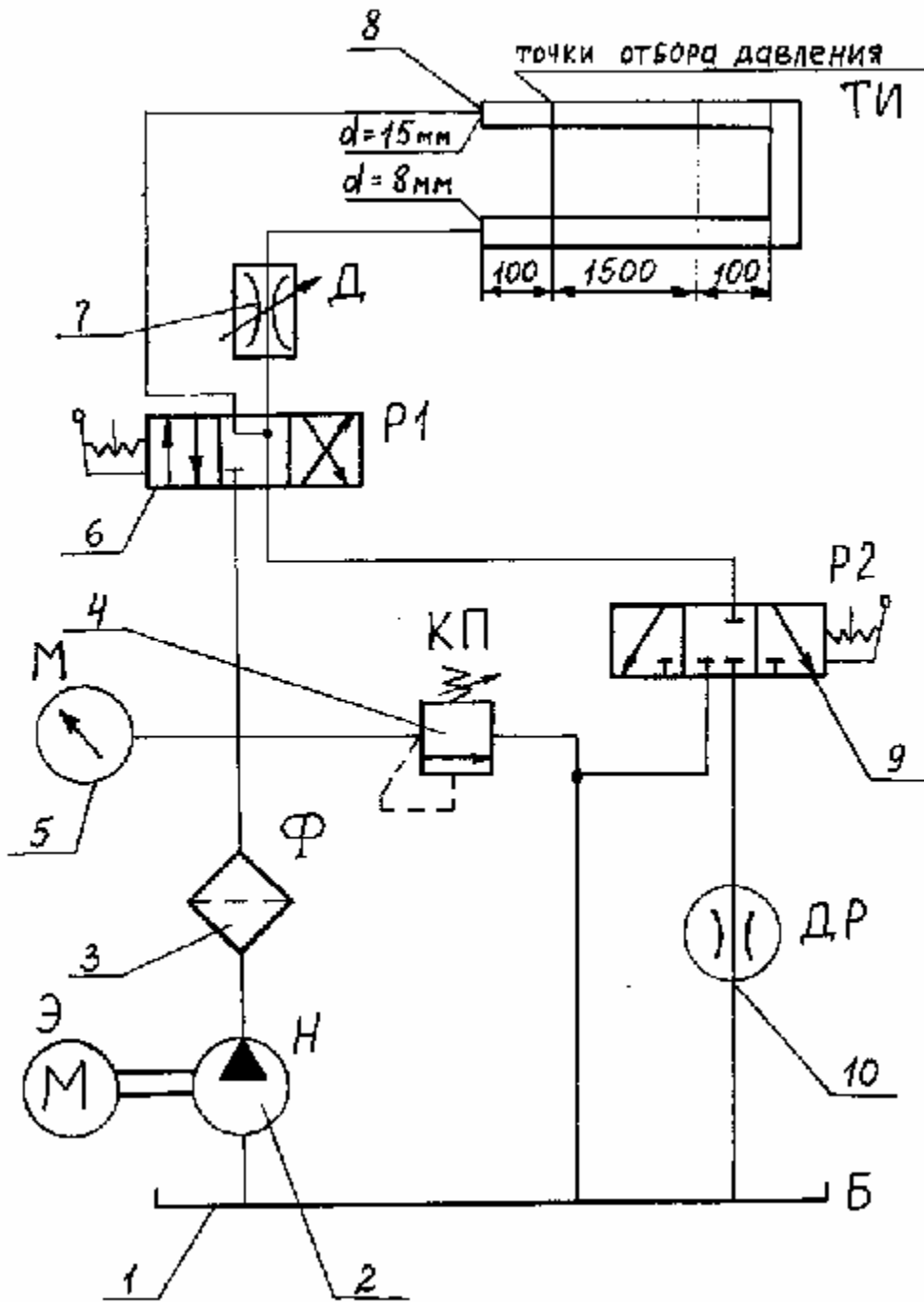


Рисунок 2.1 Схема установки для определения коэффициента сопротивления трения

Контрольные вопросы

1. Как распределяются скорости в сечении трубы при ламинарном и турбулентном течении жидкости?
2. От каких параметров зависят гидравлические потери в ламинарном потоке?
3. Почему гидравлические потери в турбулентном потоке больше, чем в ламинарном?
4. Почему одна и та же труба в одном случае может быть гидравлически гладкой, а в другом случае - гидравлически шероховатой?
5. Сколько имеется зон сопротивления, и какие из них соответствуют турбулентному движению жидкости?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДРОССЕЛИ

Цель работы:

1. Изучение схем, конструкций и принципа действия гидравлических дросселей по данному учебному пособию.
2. Практическое ознакомление с имеющимися в лаборатории моделями и узлами дросселей.
3. Составление отчета по работе с приведением в нем краткого описания и схем основных изучаемых устройств.

Краткое описание схем и конструкций гидродросселей

Гидродроссели предназначены для регулирования расхода жидкости и создания перепада давления на определенных участках гидролиний. Они исполняют роль гидравлических сопротивлений и относятся к регулирующим устройствам.

Дроссели находят практическое применение во всех гидроприводах мобильных и технологических машин. Например, при ограничении расхода рабочей среды, регулировании скорости перемещения рабочих органов машин, торможении, демпфировании и синхронизации движения механических систем и т.д.

В гидродросселях (гидросопротивлениях) потери напора (давления) вызываются непосредственным действием сил трения или обуславливаются отрывом потока и вихреобразованием. Поэтому дроссели классифицируются на:

1. *Ламинарные (линейные).*

2. Турбулентные (нелинейные).

Оба типа таких дросселей могут быть:

1. *Постоянными (нерегулируемыми).*
2. *Переменными (регулируемыми).*

Ламинарные дроссели создают гидравлическое сопротивление потоку жидкости с линейной зависимостью между расходом и перепадом давления, так как движение жидкости в них происходит без пульсаций скорости, то потери возникают из-за трения о стенки канала (потери по длине канала).

В качестве постоянных ламинарных дросселей можно использовать капилляры – каналы с малыми проходными сечениями d_0 и большей длиной L_0 ($L_0/d_0 \gg 20$), в которых силы вязкого трения являются преобладающими (рисунок 3.1). На начальном участке L_H капилляра из-за сжатия и отрыва потока жидкости при входе в него происходит частичное вихреобразование, поэтому на этом участке имеет место квадратичная зависимость между расходом и перепадом давления. С увеличением числа Рейнольдса Re или длины L_0 растет величина участка L_H . Постоянные ламинарные дроссели еще называют втулками. Внутреннее сечение такого дросселя может быть различным по форме. Расход через дроссель с круглым сечением определяется по формуле Пуазейля:

$$Q = \frac{\pi * d_0^4 * \Delta p}{128 * \mu * l_0}, \text{ м}^3/\text{с};$$

где Δp – перепад давления на дросселе, Па;

μ – динамический коэффициент вязкости жидкости.

Переменные (регулируемые) ламинарные дроссели можно получить различными способами, например, перемещением в осевом направлении в корпусе 1 стержня 2 с винтовой канавкой 3 различной формы (рисунок 3.2 а и б). Можно такие канавки образовать и в корпусе или же вставить стержень без канавок (рисунок 3.3), где гидравлическое сопротивление будет создаваться длиной погружения стержня 2 в корпус 1 и концентрическим зазором δ .

Простейший *турбулентный* (нелинейный, квадратичный) дроссель представляет собой отверстие 1 диаметром d в пластинке 2 (рисунок 3.4 а), вставленной в трубопровод диаметром D . Причем, это отверстие может иметь фаску 3 с одной или двух сторон пластинки 2. В ряде случаев эти фаски имеют овальную форму. Можно также образовывать отверстия без фасок и различной формы. В ряде случаев делают несколько отверстий и размещают их в центре или на периферии пластинки. Толщина пластины S небольшая ($S/d < 20$). Такие дроссели создают гидравлическое сопротивление потоку жидкости с нелинейной (квадратической) зависимостью между расходом и перепадом давления, так как при внезапном сужении потока жидкости и внезапном расширении его при проходе жидкости через дроссель получается

вихреобразование. Расход через такой дроссель определяется по формуле Торричелли:

$$Q = \mu * A * \sqrt{2 * \Delta p / \rho}, \text{ м}^3/\text{с};$$

где μ – коэффициент расхода;

A – площадь проходного сечения дросселя, м^2 ;

Δp – перепад давления на дросселе, Па;

ρ – плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Такие турбулентные дроссели часто называют шайбами.

Если необходимо создать большой перепад давления на дросселе, то приходится делать малые проходные сечения в дросселе, но это может привести при эксплуатации последнего к засорению отверстия. Поэтому рекомендуется использовать пакеты турбулентных дросселей (рисунок 3.4 б), которые могут быть различной конструкции. От числа пластин, а также величин $\mathbf{1}$, s , d зависит сопротивление дросселя.

Переменные турбулентные дроссели имеют различную конструкцию. Например, можно получить такой дроссель, вставляя и выдвигая конический стержень $\mathbf{1}$ в отверстие пластины $\mathbf{2}$ (рисунок 3.4 в), меняя проходное сечение последнего. Отверстия и стержни могут быть разными и содержать проточки $\mathbf{1}$ (рисунок 3.4 г) различных форм или же не иметь этих проточек.

Кроме того, турбулентный дроссель в ряде случаев содержит стержень, совершающий не возвратно-поступательное движение, как это было описано выше, а поворотное (рисунок 3.5). При повороте в корпусе $\mathbf{1}$ стержня $\mathbf{2}$ с образованной в нем проточкой $\mathbf{3}$ изменяется проходное сечение дросселя. Такие дроссели называют крановыми (или пробковыми). Конструкция их также разная.

В гидроприводах и устройствах гидроавтоматики применяются турбулентные регулируемые дроссели типа "сопло-заслонки" (рисунок 3.6), содержащие сопло $\mathbf{1}$ и заслонку $\mathbf{2}$, дросселирующая щель x между которыми устанавливается величиной перемещения заслонки влево или вправо от нейтрального положения. Жидкость может поступать из сопла к заслонке (рисунок 3.6, а), или наоборот (рисунок 3.6, б).

Широкое распространение получили золотниковые регулируемые дроссели (рисунок 3.7) с проточкой $\mathbf{1}$ в корпусе (гильзе) $\mathbf{2}$ (рисунок 3.7 а) и с отверстием $\mathbf{1}$ в корпусе $\mathbf{2}$ (рисунок 3.7 б). Дросселирующая щель $\mathbf{3}$ изменяется путем возвратно-поступательного перемещения цилиндрического золотника $\mathbf{4}$, запорно-регулирующий пояс $\mathbf{5}$ которого может выполняться цилиндрическим, коническим, с фаской или без нее, с проточками в пояске золотника или без них. Если дроссели выполнены с отверстиями $\mathbf{1}$ (рисунок 3.7 б) в корпусе $\mathbf{2}$, то последние могут иметь круглую (рисунок 3.7 в), овальную, треугольную и т.д. формы, что позволяет улучшить статические характеристики дросселя.

Условные обозначения дросселей по ГОСТ 2.784-96:

- постоянный (рисунок 3.8 а),
- переменный (рисунок 3.8 б),
- квадратичный (рисунок 3.8 в).

Для простоты описания работы промышленного дросселя ПГ-77 приведена конструктивная схема этого дросселя (рисунок 3.9). Рабочая жидкость подводится в полость P корпуса 1, проходит через дросселирующую щель, образованную острыми кромками фасонного отверстия треугольной формы во втулке 2 и торца втулки-дросселя 3 и отводится из полости A . Расход регулируется путем осевого перемещения втулки-дросселя 3 с помощью винта 4 в одну сторону и пружины 5 – в противоположную.

На рисунке 3.10 а приведена конструкция регулируемого гидродросселя с обратным клапаном типа ДРКО. Он содержит корпус 1 с образованными в нем отверстиями 4 и 6, поворотную втулку 2 с проточкой 5 в ней, обратный конический клапан 3. Между проточкой 5 и отверстием 4, заканчивающимся определенной формой, имеется дросселирующая щель 7, проходное сечение которой уменьшается при повороте на резьбе 8 втулки 2 и смещении ее вправо. Поток рабочей жидкости подводится в отверстия А и Б (на рисунке 3.10 а они показаны заглушенными пробками для транспортного положения). При направлении потока из отверстия А в отверстие Б дроссель обеспечивает свободный проход жидкости в основном через встроенный обратный клапан 3. При прохождении жидкости в обратном направлении происходит дроссельное регулирование потока при помощи щели 7. Условное обозначение такого клапана показано на рисунке 3.10 б.

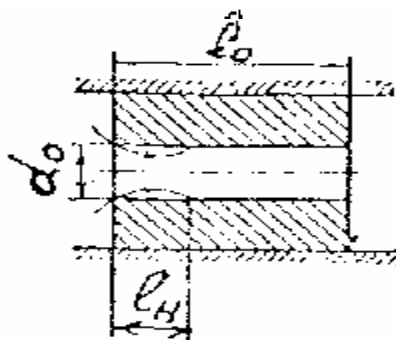


Рисунок 3.1 Ламинарный дроссель

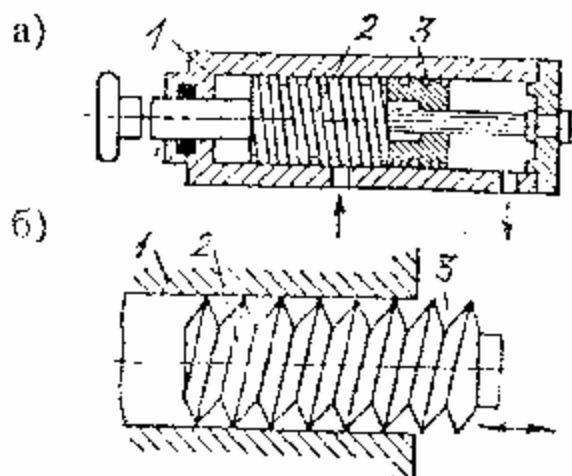


Рисунок 3.2 Регулируемый ламинарный дроссель: а – с квадратным проходным сечением; б – с треугольным проходным сечением

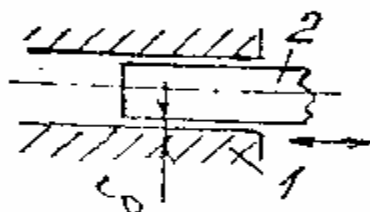


Рисунок 3.3 Регулируемый ламинарный дроссель с концентрической щелью

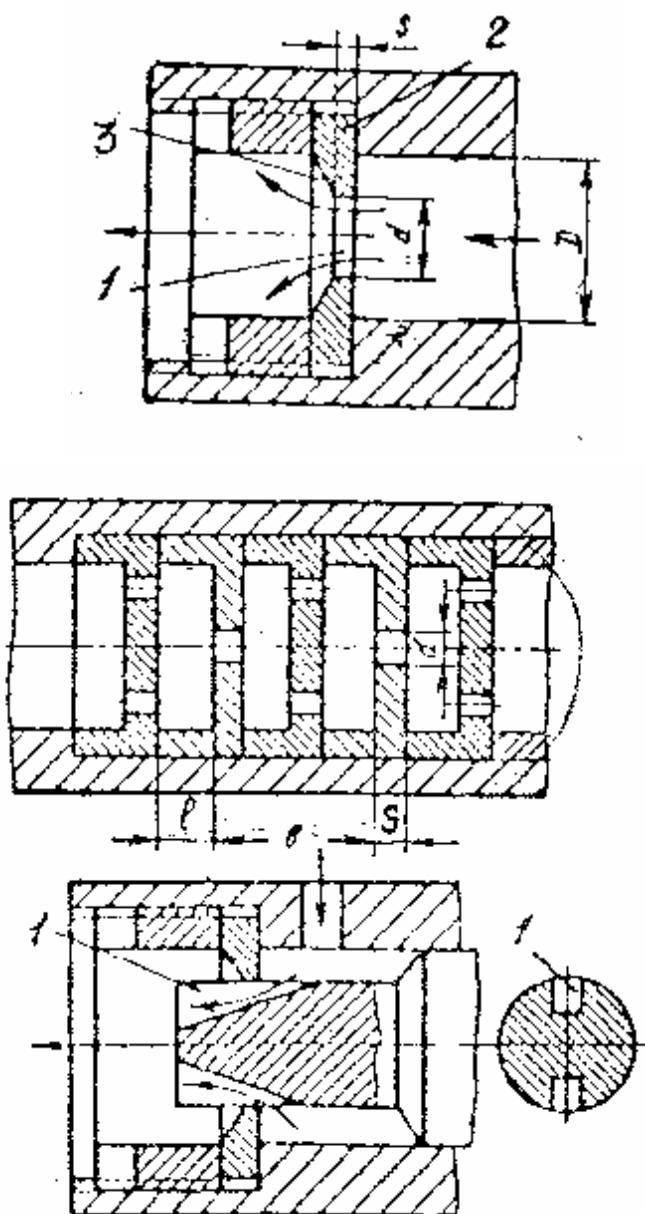


Рисунок 3.4 Турбулентные дроссели: а – с одной шайбой;
 б – со специальным профилем шайб; в – со стержнями, содержащими прото-
 ки

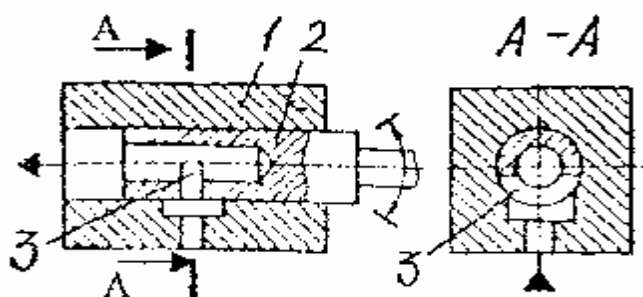


Рисунок 3.5 Крановый (пробковый) дроссель

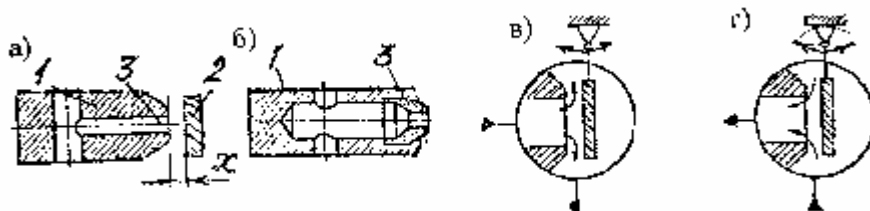


Рисунок 3.6 Дрессели сопло-заслонка

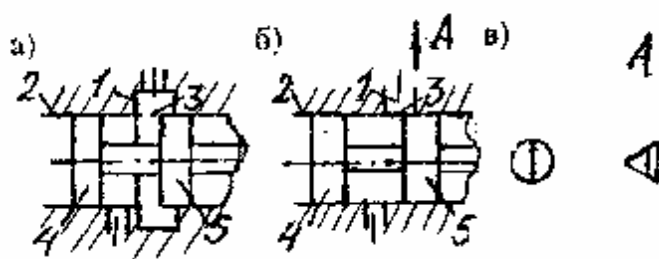


Рисунок 3.7 Золотниковые регулируемые дрессели

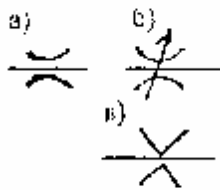


Рисунок 3.8 Условное обозначение дросселей

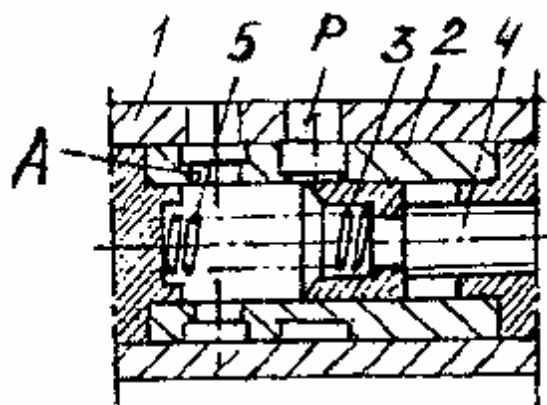


Рисунок 3.9 Гидравлический дроссель

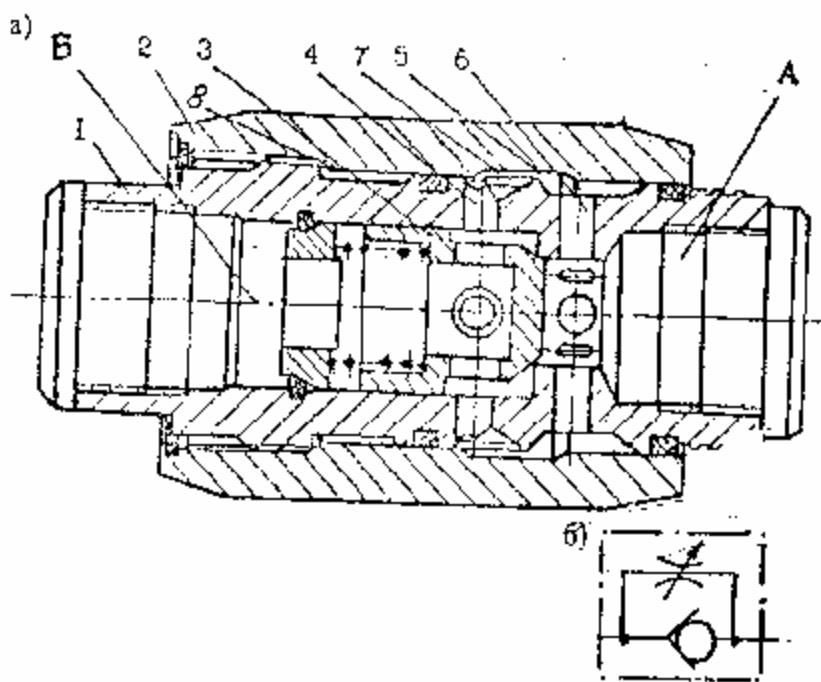


Рисунок 3.10 Гидродроссель с обратным клапаном

Контрольные вопросы

1. Назначение и применение дросселей.
2. Зачем в дросселе в ряде случаев используется обратный клапан?
3. Типы и принцип действия гидродросселей.
4. Физика процессов, происходящих в ламинарных и турбулентных дросселях.
5. Почему рекомендуется иногда использовать пакет гидродросселей?
6. Типы золотниковых гидродросселей.
7. Показать на разрезных моделях основные детали гидродросселей.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

ГИДРОКЛАПАНЫ, РЕГУЛЯТОРЫ, ДЕЛИТЕЛИ И СУММАТОРЫ ПОТОКА

Цель работы:

1. Изучение схем, принципа действия и конструкции гидроаппаратов (см. в заглавии) по данному учебному пособию с использованием рекомендуемой литературы.
2. Практическое ознакомление с имеющимися в лаборатории моделями и деталями гидроаппаратов.
3. Составление отчета по работе с приведением в нем краткого описания и схем основных гидроаппаратов, изучаемых в данной работе.

Обратные гидроклапаны

Обратные гидроклапаны относятся к направляющей аппаратуре и служат для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении и перекрытия обратного потока. Поэтому их еще называют запорными клапанами. В соответствии с этим они должны создавать полную герметичность в закрытом положении и иметь минимальное гидравлическое сопротивление в открытом положении. Существует много типов обратных клапанов, отличающихся друг от друга в основном конструкцией запорного элемента (в виде шарика, конуса, золотника, жесткой или гибкой пластины и т.д.).

На рисунке 4.1 а показана конструкция обратного клапана типа Г51. В корпусе 4 выполнена цилиндрическая расточка 10 и соосная с ней коническая фаска 11, а также каналы подвода (7) и отвода (6) жидкости. В корпусе размещен запорный конический элемент в виде клапана 5, поджатый с по-

мощью пружины 3 и крышки 1 своей конической частью 8 к седлу (фаске) 11. При отводе жидкости в канал 7 клапан 5 отходит от седла 11 и обеспечивает движение жидкости через расточку 10 в канал 6. При обратном направлении потока жидкости клапан 5 плотно прижимается к седлу 11 корпуса 4 и перекрывает проход из канала 6 в канал 7. Отверстие 9 предназначено для дренажа между полостями 2 и 10.

Условное упрощенное обозначение обратных клапанов по ГОСТ 2.782-96 показано на рисунке 4.1 б. Детальное обозначение приведено в данном ГОСТе. Схожая конструкция обратного клапана, выполненного по ГОСТ 21464-76*Е, показана на рис. 4.1 в. Он состоит из корпуса 1, седла 5, конического клапана 2, пружины 3, пробки 4 и уплотнений. Прямой поток свободно проходит из отверстия *P* в отверстие *A*. При обратном подводе жидкости в отверстие *A* клапан 2 прижимается к седлу 5.

Клапаны с жестким пластинчатым запорным элементом 1 (рисунок 4.1 г) имеют малый вес подвижной части (пластинки 1). В сочетании его со слабой пружинной 2 такой клапан легко открывается даже при малом давлении и имеет небольшое гидравлическое сопротивление. Пластинчатые обратные клапаны с гибкой пластиной (в виде "языка", закрепленного с одной стороны с корпусом) обычно прижимаются к седлу не пружинной, а грузиком, закрепленным сверху на гибкой пластине, которая отклоняется на некоторый угол вверх при открытии клапана.

Для надежного закрытия канала иногда ставят сдвоенные обратные гидроклапаны, включенные в поток жидкости последовательно.

В некоторых случаях необходимо чтобы обратный клапан в одном направлении пропускал жидкость свободно, а в противоположном – с заданным сопротивлением. Такая конструкция клапана показана на рисунке 4.1 д и е. Такие клапаны называют комбинированными.

Гидравлические замки

Они служат для пропускания жидкости только в одном направлении и используются чаще всего для автоматического запираания жидкости в полостях гидродвигателя, например, с целью фиксирования поршня силового цилиндра в заданных положениях.

В тех случаях, когда необходимо при наличии гидравлического управляющего сигнала пропускать поток в обоих направлениях, а при отсутствии сигнала управления – в одном направлении, применяют односторонние гидрозамки. Конструктивная схема такого аппарата показана на рисунке 4.2 а. Если давление в гидролинии 3 отсутствует, то при прямом движении жидкости от магистрали 2 к магистрали 1 запорный элемент 4 отжимается влево от седла 5, а поршень 6 с толкателем перемещаются вправо. При изменении направления потока в гидромагистралях 1 и 2 на обратное движение запорный элемент 4 прижимается к седлу 6 и движение жидкости прекращается. Если в

гидролинии 3 подведена жидкость под давлением управления, то поршень 6 с толкателем перемещаются влево. В этом случае жидкость будет проходить через гидрозамок независимо от направления ее движения.

Упрощенное обозначение одностороннего гидрозамка по ГОСТ 2.781-96 показано на рисунке 4.2 б.

На рисунке 4.3 а приведена конструктивная схема двухстороннего гидрозамка. Гидролинии 2 и 3 подсоединяются к управляющему гидрораспределителю, а гидролинии 1 и 4 – к рабочим полостям гидродвигателя, например, гидроцилиндра. При подводе жидкости к гидролинии 2 левый запорный (обратный) клапан 5 открывается и жидкость проходит через гидролинию 1, например, в левую полость силового цилиндра. При этом давлением жидкости поршень 6 смещается вправо и открывает правый запорный (обратный) клапан 7, обеспечивая проход жидкости, отводимой из гидролинии 3, связанной с правой полостью силового цилиндра, в гидролинию 4, соединенной с гидрораспределителем.

При подаче жидкости от распределителя в гидролинию 3 осуществляется реверс, то есть гидрозамок работает аналогично, но в обратном направлении. В этом случае, если циркуляции жидкости через гидрораспределитель не происходит (что соответствует среднему положению распределителя), обратные клапаны 5 и 7 закрываются и запирают жидкость в полостях силового цилиндра (в гидролиниях 1 и 3), фиксируя его поршень и удерживая его на грузку в заданном положении.

На рисунке 4.3 б показано упрощенное обозначение двухстороннего гидрозамка по ГОСТ 2.781-96. Детальное обозначение гидрозамков приведено в данном ГОСТе.

Напорные гидроклапаны

Они предназначены для ограничения или поддержания давления на определенном уровне в гидролиниях путем непрерывного или эпизодического слива рабочей жидкости. Это в основном предохранительные и переливные клапана. Предохранительные клапана рассмотрены на рисунке 4.4 и 4.5. Кратко только отметим, что переливные и предохранительные клапаны имеют идентичную конструкцию, но последние предназначены для предохранения гидропривода от давления, превышающее установленное, путем слива жидкости в моменты увеличения этого давления (эпизодический слив жидкости), а переливные – для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы.

Эти клапаны по способу воздействия на запорный элемент бывают прямого (рисунок 4.4 а и б) и непрямого (рисунок 4.5) действия с различными запорными элементами (шариковыми, конусными, золотниковыми и т.д.). В клапанах, приведенных на рисунке 4.4, поток рабочей жидкости непосредственно воздействует на шарик 1 (рисунок 4.4 а) или на плунжер (золотник) 1

(рисунок 4.4 б). Если сила давления на шарик 1 становится больше усилия пружины 4, то шарик опускается и часть напорного потока Q_H через зазор между шариком 1 и его седлом в корпусе 2 сливается через полость 5 и канал 6 в бак, а остальная часть Q_{II} идет к потребителю. Необходимое давление устанавливается с помощью пружины 4 и регулировочного винта 3.

В клапанах непрямого действия (рисунок 4.5) имеются основной 7 и вспомогательный 1 клапаны. Необходимая величина давления устанавливается с помощью винта 3 и пружины 2 первого каскада. Основной клапан 7, который садится в седло, размещенное в корпусе 4, выполнен вместе с поршнем 6. Через постоянный дроссель 8 напорный поток Q_H жидкости подводится к клапану 1 первого каскада и надпоршневую (междроссельную) полость 9. Пружина 5 прижимает клапан 7 к седлу. Потребляемый поток обозначен через Q_{II} . Если напорное давление жидкости выше необходимого (настраиваемого), то вначале открывается клапан 1 первого каскада и осевое отверстие в клапане 7 в бак. При дальнейшем повышении напорного давления и Q_H создается разность давлений на дросселе 8, а, следовательно, и на поршне 6. Последний перемещается вверх и открывается основной клапан, поэтому жидкость сливается в бак через зазор между основным клапаном 7 второго каскада и седлом в корпусе 4.

На рисунке 4.6 показана конструктивная схема переливного клапана, содержащего корпус 3, плунжер 1, пружину 2 и регулировочный винт 4. Размеры клапана, пружины и усилие последней подобраны так, что во время работы часть жидкости постоянно сливается в бак через отверстие 5. Переливные клапаны позволяют уменьшить размеры пружины.

Редукционные гидроклапаны

Это клапаны, предназначенные для уменьшения давления жидкости в гидролинии, отводимой от основной линии, и поддержания этого давления или перепада давления на постоянном уровне.

Они используются в тех случаях, когда к гидролинии, давление в которой выше, чем требуется потребителю, подключается один или несколько потребителей, рассчитанных на разное давление питания. Такие клапаны также применяются для уменьшения и стабилизации давления питания в предварительных каскадах усиления гидроусилителей.

На рисунке 4.7 а показана схема редукционного клапана прямого действия, состоящего из корпуса 6, золотника 3, регулируемой пружины 4. Между корпусом 6 и золотником 3 образована рабочая щель 2. Дренаж осуществляется через гидролинию 5. Величина регулируемого давления $p_{ред}$ устанавливается с помощью пружины 4. $p_{ред} < p_H$ (p_H – давление в напорной

гидролинии) и $p_{ред} = const$. Если по какой-то причине давление $p_{ред}$ начнет повышаться, то оно будет увеличиваться и в торцовой полости 1. Следовательно, сила давления в этой полости на золотник 3 будет больше усилия пружины 4. Золотник переместится вверх, рабочая щель 2 уменьшится, а, следовательно, снизится и $p_{ред}$, то есть останется прежним. Если по какой-то причине $p_{ред}$ уменьшится, то сила давления в полости 1 тоже снизится. Золотник 3 опустится и рабочая щель 2 увеличится, а значит увеличится $p_{ред}$, то есть останется прежним.

Конструктивная схема редуционного гидроклапана непрямого действия показана на рисунке 4.7 б. Основной клапан 5 управляется с помощью вспомогательного, состоящего из запорно-регулирующего элемента 1, пружины 2, регулировочного винта 3 и постоянного дросселя 6. В междроссельной камере 7 расположена пружина 4, открывающая рабочую щель 9 клапана 5 при давлениях $p_{ред}$ на выходе клапана ниже заданных. Если $p_{ред}$ по какой-то причине повышается, то на нижний торец клапана 5 действует большая сила давления и последний перемещается вверх, уменьшая рабочую щель 9 и величину $p_{ред}$, то есть последняя остается прежней (заданной). В этом клапане при увеличении давления p_H и потока жидкости в напорной гидролинии создается перепад давления на дросселе 6 (при открытом клапане 1), а, следовательно, увеличивается перепад давлений, действующих на нижний и верхний торцы клапана 5. Последний поднимается, уменьшая щель 9. Поэтому приток жидкости на выход клапана уменьшается и $p_{ред}$ остается постоянным (заданным). На рисунке 4.7 в и г показаны соответственно условные обозначения редуционных гидроклапанов прямого (одноступенчатого, однокаскадного) и непрямого (двухступенчатого, двухкаскадного) действия по ГОСТ 2.781-96.

Делители потока, гидроклапаны соотношения и разности давлений

Для обеспечения определенного соотношения или равенства скоростей, например, двух гидродвигателей, расположенных на значительном расстоянии друг от друга, если абсолютной величине этих скоростей не предъявляются жестких требований, применяются гидроклапаны соотношения расходов, предназначенных для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или более параллельных потоках.

К гидроклапанам соотношения расходов относятся делители потока, которые предназначены для разделения одного потока жидкости на два и более потоков и поддержания расходов в разделенных потоках в определенном

соотношении. На рисунке 4.8 а приведена схема делителя потоков с клапанным запорно-регулирующими элементами. Он состоит из блока подвижных сопел 2, способных перемещаться в осевом направлении относительно корпуса 3, и двух упоров-заслонок 1 и 4. Положение блока сопел 2 определяется перепадом давления на его торцах. В случае увеличения давления на одном из торцов блока сопел, например, на левом, что соответствует уменьшению расхода жидкостей из него, блок сместится вправо и уменьшит правый зазор между соплом и заслонкой 4, что приведет к уменьшению расхода в гидролинии, подключенной к правой торцовой полости, то есть расходы через последнюю и левую торцовую полости выравниваются.

Для разделения потоков на два неравные потока необходимо диаметры соответствующих сопел выполнять в отношении, которое требуется от соотношения разделяемых потоков. Более высокую точность соотношения можно получить делителем потока (рисунок 4.8 б), состоящего из двухщелевого золотникового распределителя 3 и двух постоянных дросселей 1 и 2, смонтированных в корпусе 4. При изменении одного из разделяемых потоков в торцовой полости золотника 3 изменяется и давление в этой полости. Поэтому последний перемещается в сторону с меньшим давлением. Расходы через рабочие щели золотника выравниваются. Если необходимо получить соотношение двух неравных потоков жидкости, то необходимо установить дроссели 1 и 2 с разными гидравлическими сопротивлениями или использовать регулируемые дроссели и установить на них необходимые перепады давлений.

Условное обозначение синхронизаторов расходов по ГОСТ 2.781-96:

- делитель потока (рисунок 4.8 в);
- сумматор потока (рисунок 4.8 г).

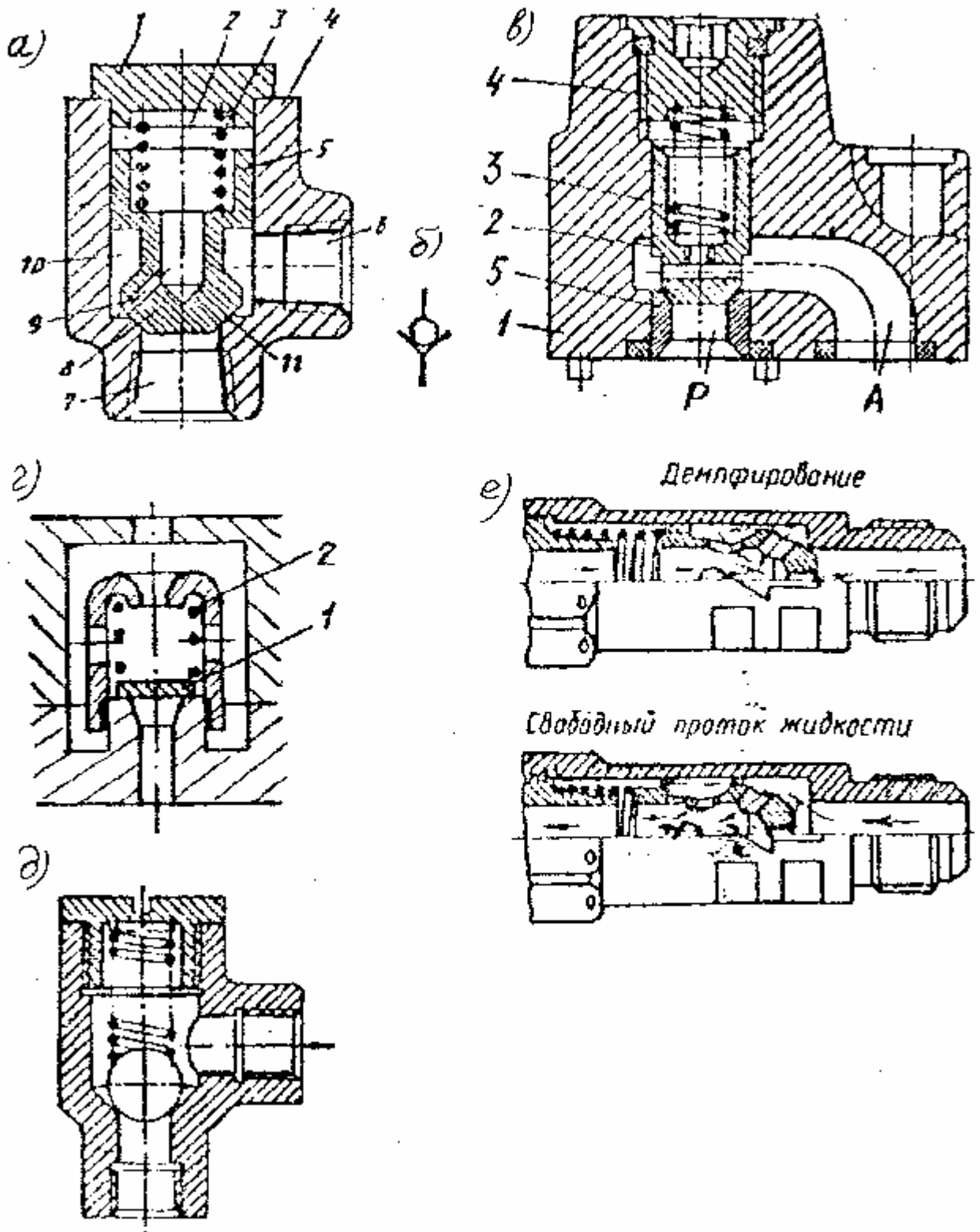


Рисунок 4.1 Конструкции обратных клапанов

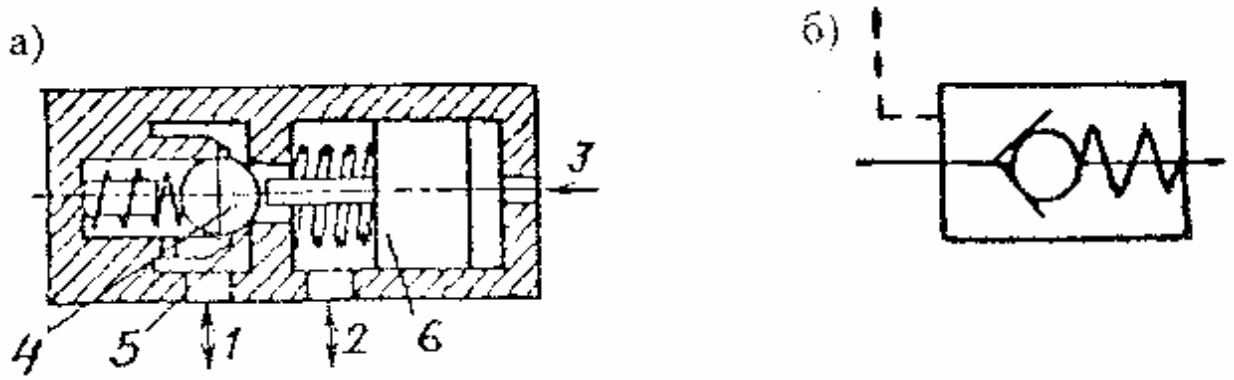


Рисунок 4.2 Конструкция (а) и условное обозначение (б) одностороннего гидрозамка

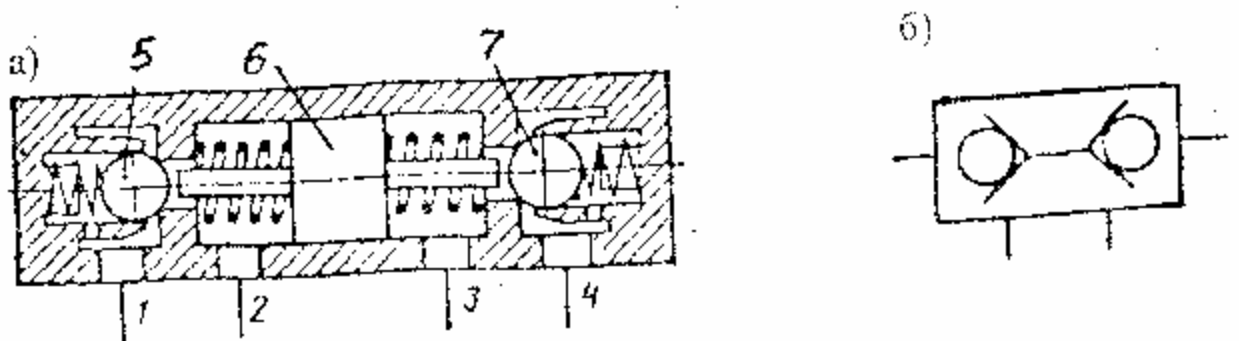


Рисунок 4.3 Двусторонний гидрозамок: а – конструктивная схема; б – условное обозначение

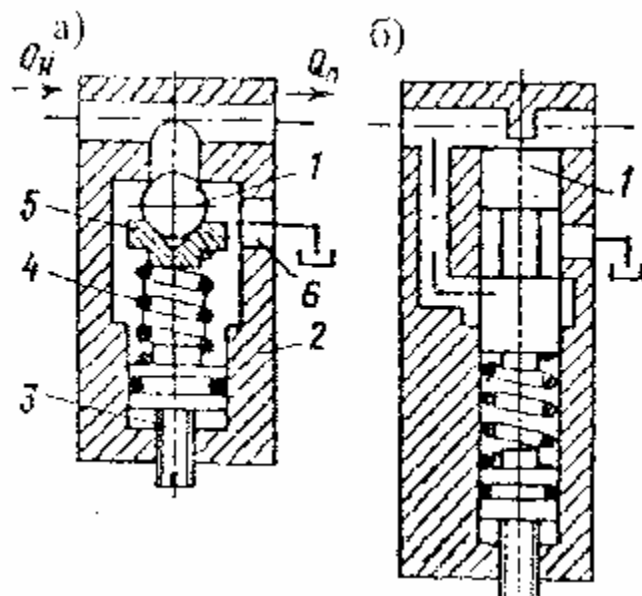


Рисунок 4.4 Клапан напорный прямого действия

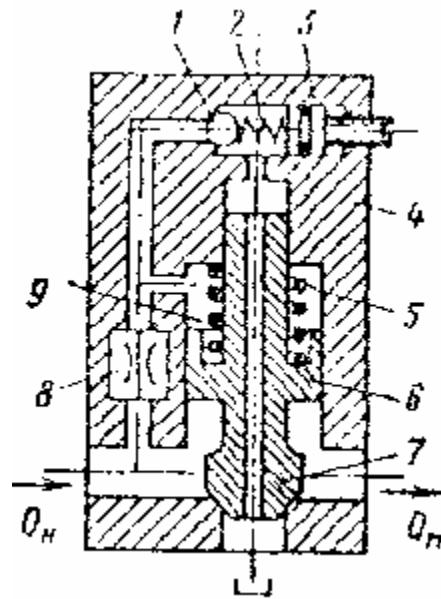


Рисунок 4.5 Клапан напорный непрямого действия

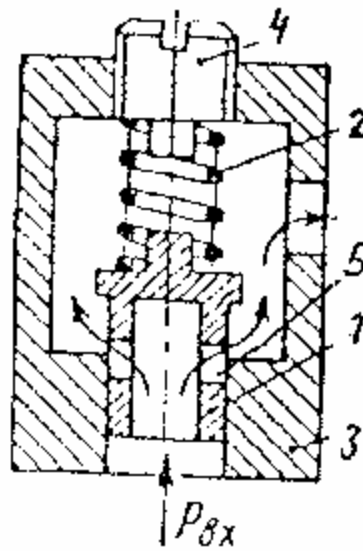


Рисунок 4.6 Конструктивная схема переливного клапана

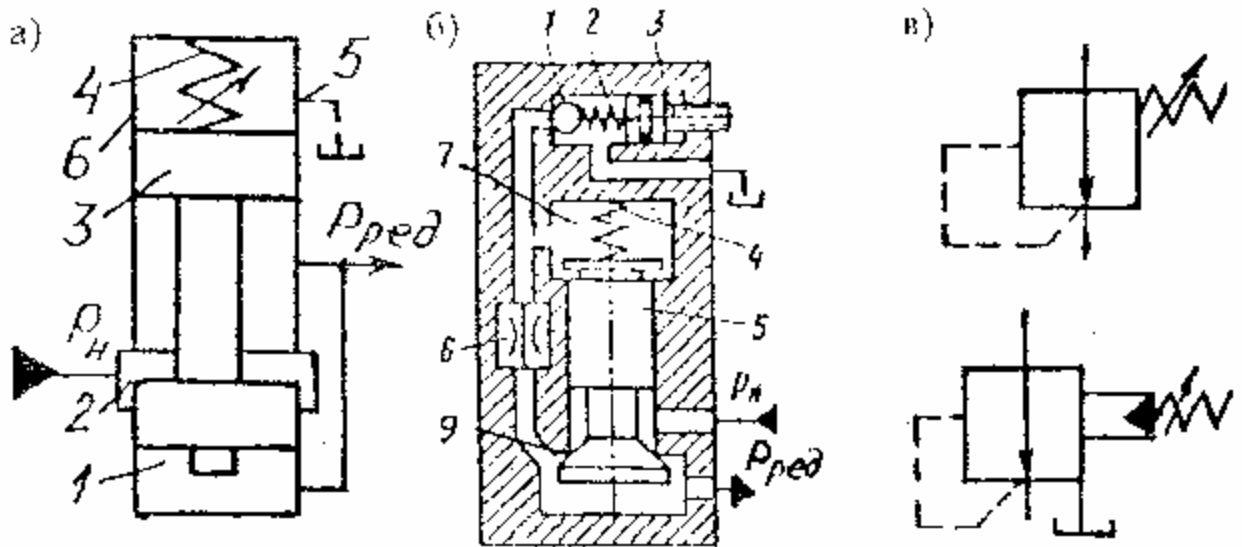


Рисунок 4.7 Редукционные клапаны: а – прямого действия; б – непрямого действия; в – условное обозначение клапана прямого действия; г – непрямого действия

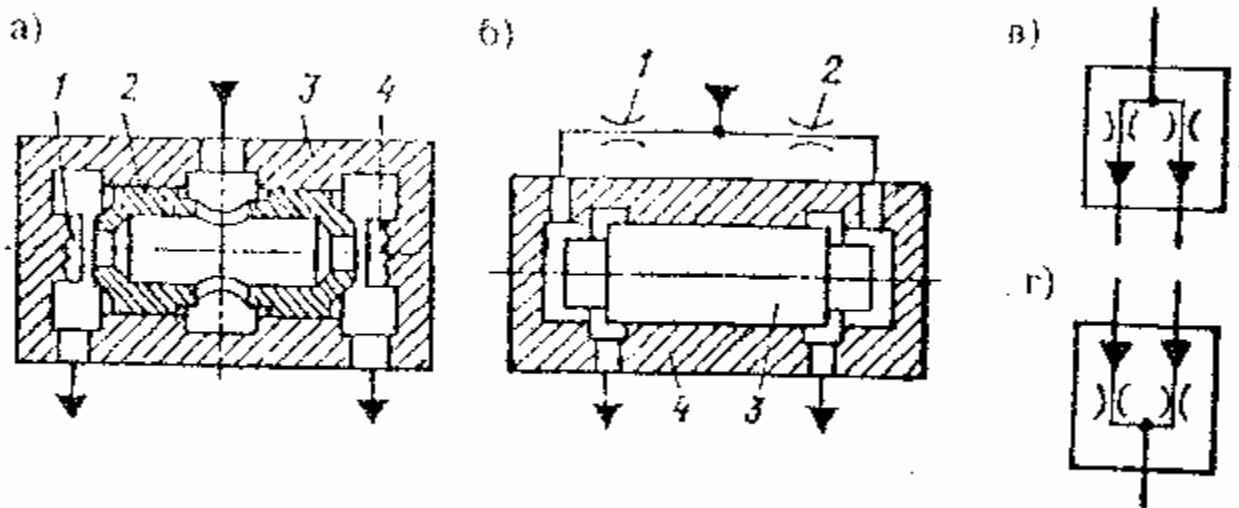


Рисунок 4.8 Делители и сумматоры потока

Контрольные вопросы

1. Назначение, принцип действия изучаемых в работе гидроаппаратов.
2. Условное обозначение этих аппаратов по ГОСТ 2.781-96.
3. Показать основные детали изучаемых в работе гидроаппаратов на имеющихся в лаборатории макетных образцах этих аппаратов.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5

ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Цель работы:

1. Изучение назначения схем, конструкций и принципа действия гидрораспределителей по данному учебному пособию.
2. Практическое ознакомление с имеющимися в лаборатории моделями и деталями гидрораспределителей.
3. Составление отчета по работе с приведением в нем краткого описания и схем основных типов гидрораспределителей, изучаемых в данной работе.

Назначение, схемы, конструкции и принцип действия гидрораспределителей

Гидравлический распределитель – гидроаппарат, предназначенный для изменения направления (распределения) потоков жидкости, пуска и остановки этих потоков, а также для регулирования давления и расхода (подачи) жидкости. Основными конструктивными элементами гидрораспределителя являются корпус 1 и запорно-регулирующий элемент 2, например, золотник 2 (рисунок 5.1). В зависимости от их функционального назначения распределители делят на:

1. *Направляющие распределители*, используемые для изменения направления, пуска и остановки потока рабочей жидкости в зависимости от наличия определенного внешнего управляющего воздействия x . Запорно-регулирующий элемент (золотник) 2 занимает всегда крайние (левое и правое) рабочие положения (рисунок 5.1 а), называемые рабочими позициями. При прохождении жидкости через рабочие проходные сечения (рабочие щели) 3, 4, 5, 6 распределителя параметры потока жидкости (давление и расход) не изменяются. На рисунке 5.1 б показана рабочая щель 4 при сдвинутом золотнике 2 вправо.

2. *Дросселирующие распределители*, использующие не только для изменения направления потока рабочей жидкости, но и регулирования расхода и давления рабочей жидкости в соответствии с изменением внешнего воздействия x . Запорно-регулирующий элемент (золотник) 2 такого гидрораспределителя может занимать бесконечное множество промежуточных рабочих положений, образуя определенные величины дросселирующих щелей 3, 4, 5, 6. Характеристика сигналов управления – непрерывная (аналоговая). Чем больше внешний управляющий сигнал X , тем больше рабочее проходное сечение 4 (рисунок 5.1 б) и больше перемещение y . Таким образом, эти распределители

тели имеют следящее действие – выходной сигнал изменяется с учетом величины поступившего сигнала.

Схема подключения распределителя к напорной линии и к гидродвигателю 7 (каналами А и Б) на рисунке 5.1 а. При перемещении золотника 2 вправо жидкость из напорной линии поступает в полость *P* и через рабочее проходное сечение 4, полость *A* в левую камеру гидроцилиндра 7, а из правой камеры последнего жидкость вытекает через полость *B*, рабочее сечение 6 в бак. Поршень гидроцилиндра 7 перемещается вправо. Аналогично происходит перемещение поршня влево при сдвиге золотника 2 влево. При отсутствии управляющего сигнала *x* пружины 8 и 9 устанавливают золотник 2 в нейтральное положение, показанное на рисунке 5.1 а. Поток жидкости через гидрораспределитель прекращается.

Если принимается, что между всеми тремя поясками 10 золотника 2 и корпусом 1 зазоров нет, а, следовательно, отсутствуют утечки жидкости через эти радиальные зазоры, то такой распределитель называется идеальным. В действительности же этот зазор неизбежен, поэтому всегда будут иметь утечки жидкости, например, из полостей *A* и *B* в полости, в которых установлены пружины 8 и 9. Следовательно, необходимо образовать дренажные линии 11 и 12, чтобы отвести эти утечки в бак и не нарушить работоспособность распределителя. Если учитываются указанные выше утечки, то в этом случае гидрораспределитель реальный.

В целом распределитель объединяет в себе несколько дросселирующих устройств (дросселей). В данном случае (рисунок 5.1 а) он содержит четыре дросселя, дросселирующие отверстия которых обозначены позициями 3, 4, 5, 6.

Конструктивно схемы перекрытия рабочих проходных сечений (щелей, окон) могут быть разными. В зависимости от ширины цилиндрического пояска 10 золотника и ширины цилиндрической расточки 13 корпуса 1 (рисунок 5.1, а) распределители бывают:

1. С нулевым перекрытием ($l=L$, см. рисунок 5.2 а);
2. С отрицательным перекрытием ($l < L$, см. рисунок 5.2 б);
3. С положительным перекрытием ($l > L$, см. рисунок 5.2 в).

Расходные характеристики этих распределителей показаны соответственно на рисунке 5.2 г, д и е.

В процессе работы гидрораспределителя золотник 2 может сдвинуться и прижаться, например, к нижней части корпуса 1 (рисунок 5.3 а). Под действием давления жидкости *p* в зазоре 3 возникнут при осевом перемещении золотника 2 большие силы сопротивления из-за трения золотника о корпус и межмолекулярных сил сцепления (особенно при длительном нахождении золотника в покое). Для снижения этих сил нередко на пояске золотника 2 нарезают кольцевые канавки 4 квадратного сечения (рисунок 5.3 б). Жидкость протекает под давлением *p* через зазор 3 между корпусом 1 и пояском золотника 2, попадает в кольцевые канавки 4. Поскольку гидравлическое со-

противление последних незначительное, то давление в любом сечении канавки (по окружности) становится одинаковым, то есть со всех сторон снаружи пояска действует одинаковое давление. Неуравновешенность золотника 2 исчезает и он становится в "плавающее" положение. Это значительно снижает вредные силы, описанные выше.

На практике существует большое количество различных конструкций гидрораспределителей. Их можно классифицировать:

I. По числу рабочих проходных сечений (щелей, окон):

- однощелевые, содержащие одну щель 1 (рисунок 5.4 а);
- двухщелевые (рисунок 5.4 б);
- многощелевые, например, четырехщелевые (рисунок 5.1 а), содержащие четыре щели 3, 4, 5, 6.

II. По конструкции распределительных устройств (особенно по конструкции запорно-регулирующих элементов этих устройств):

- золотниковые с цилиндрическим (рисунок 5.1) и плоским (рисунок 5.5) золотниками, обозначенных на этих рисунках соответственно позициями 2 и 5;

- клапанные;

- крановые.

III. По виду управления:

- от оператора (рычагом, кнопкой, педалью);
- механическое (толкателем, роликом, ломающимся рычагом);
- электрическое (электромагнитами без ручного дублирования и с наличием последнего);
- двухступенчатое (электрогидравлическое – управлением электромагнитами и вспомогательным распределителем или электропневматическое);

- гидравлическое с повышением или понижением давления;

- комбинированное.

IV. По способу управления:

- с односторонним управлением и пружинным возвратом золотника или ручным ;

- с двухсторонним управлением;

V. По числу внешних линий: двухлинейные; трехлинейные; четырехлинейные; пятилинейные и специальные (на рис.5.1 показан четырехлинейный распределитель).

VI. По числу фиксированных позиций: двухпозиционные, трехпозиционные (рис.5.1), многопозиционные.

VII. По способу присоединения:

- резьбовые;

- стыковые.

Если в распределителе нет возвратных пружин и при передвижении золотника в какую-то позицию последний сохраняет свое положение до подачи очередной команды на возврат, то такие распределители называют триггерными (обладающими памятью).

На рисунке 5.5 приведена конструктивная схема четырехлинейного, трехпозиционного гидрораспределителя с плоским золотником 5, имеющего гидравлическое управление с помощью электромагнитов 1,9 и шариковых клапанов 2,8. При выключении (обесточивании) электромагнитов 1,9 клапаны прижимаются к верхним седлам, и жидкость под давлением проходит через них, оказывая одинаковое действие на внутренние 4, 6 и наружные 10, 11 кольцевые поршни. Кольцевые поршни прижаты к упорам на внутренних концах цилиндров, поэтому плоский золотник 6 центрируется (устанавливается в нейтральное положение), как показано на рисунке 5.5 а. При включении электромагнита 1 клапан 2 перемещается в нижнее положение, отключая напорную линию от рабочих полостей 3 и К поршней 4, 11 и соединяет их через клапан 2 со сливом. При этом золотник 5 переместится в левое положение (рисунке 5.5 б), так как жидкость будет проходить через центральный канал А, а клапан 8 переместится к плоскостям С и 7. Выходная полость Д соединяется со сливом, а выходная полость Е – с центральным каналом А, к которому подключена напорная магистраль. Золотник 5 прижимается к корпусу 12 с помощью втулки 13 и пружины 14. При изготовлении распределителей с плоскими золотниками улучшается доступ (по сравнению с цилиндрическими распределителями) к обрабатываемым поверхностям, но требуется постоянный прижим золотника к корпусу.

Условное обозначение гидрораспределителей по ГОСТ 2.781-96 показано на рисунке 5.6. Примыкающие друг к другу квадраты 1, 2, 3 (предпочтительно) или прямоугольники соответствуют одной дискретной позиции гидрораспределителя (рисунок 5.6 а). Линии потока изображают линиями 1, 2 со стрелками, показывающими направления потоков рабочей жидкости в каждой позиции (рисунок 5.6 б). Закрытый ход 1 в позиции распределителя показан на рисунке 5.6 в. Дросселирование потока изображается в виде дросселя 1 (рисунок 5.6 г). Распределители с двумя и более характерными рабочими позициями и бесчисленным множеством промежуточных позиций с изменяемой степенью дросселирования (со следящим действием) изображают двумя параллельными линиями 1 и 2 вдоль длины обозначения, как показано на рисунке 5.6 д. Например, если трехпозиционный, четырехлинейный гидрораспределитель (рисунок 5.1 а) управляется рычагом рукой оператора без фиксации позиций, то обозначение показано на рисунке 5.6 е. Если это происходит с фиксацией позиции, то обозначение приведено на рисунке 5.6 ж. При электрическом управлении распределителя обозначение показано на рисунке 5.6 з, а при электрогидравлическом – на рисунке 5.6 и. Гидравлическое управление показывается как на рисунке 5.6 к или как на рисунке 5.6 л. Управление с помощью (линией 1 показана обратная отрицательная связь

при следящем распределителе), кнопки и механического толкателя показаны соответственно на рисунке 5.6 м, н и о. Дренаж показывается штриховой линией.

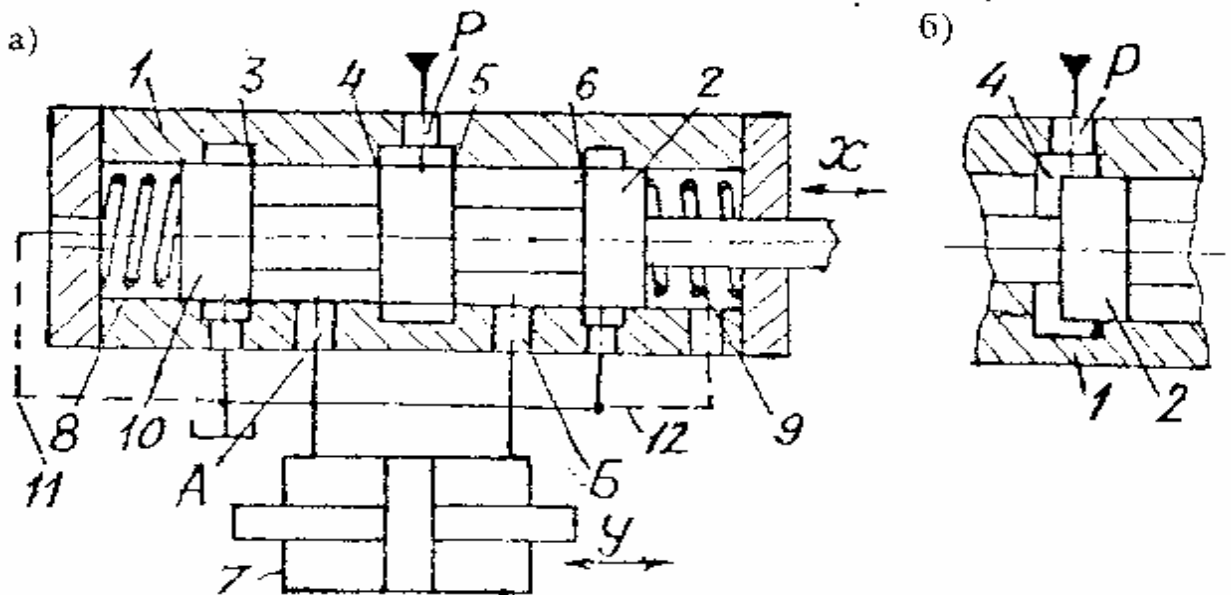


Рисунок 5.1 Конструктивная схема гидрораспределителя:
а – в нейтральном положении; б – при сдвинутом вправо золотнике

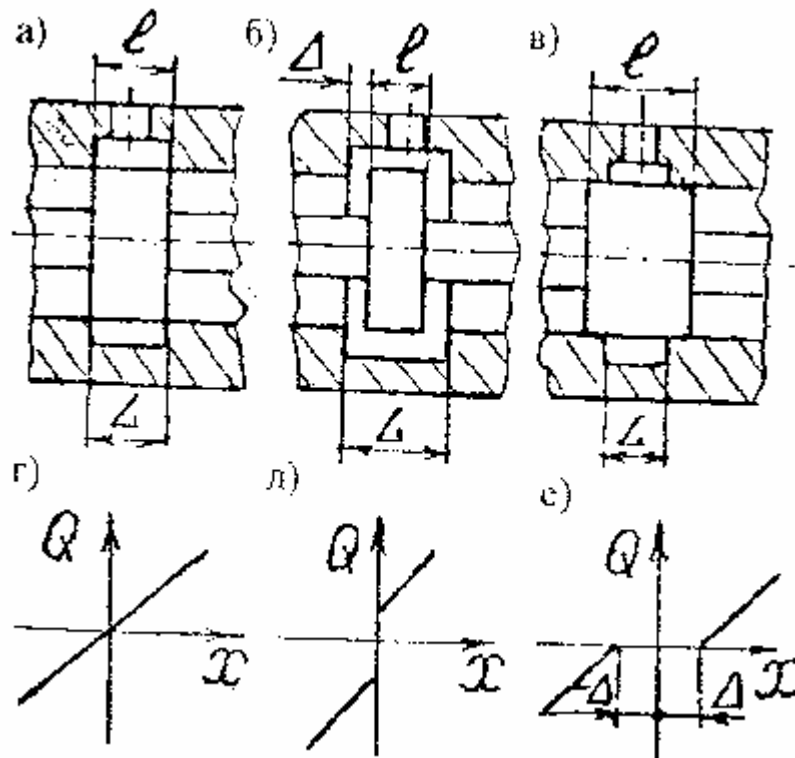


Рисунок 5.2 Перекрытия проходных сечений:
а – нулевое; б – отрицательное; в – положительное;
г, д, е – расходные характеристики

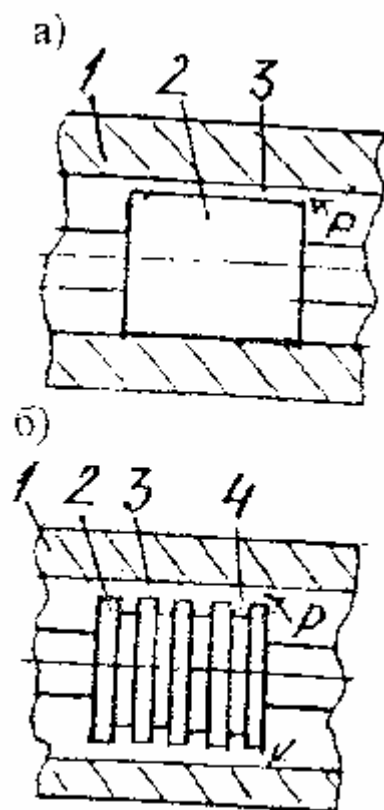


Рисунок 5.3 Конструктивная схема золотника:
а – без канавок; б – с кольцевыми канавками

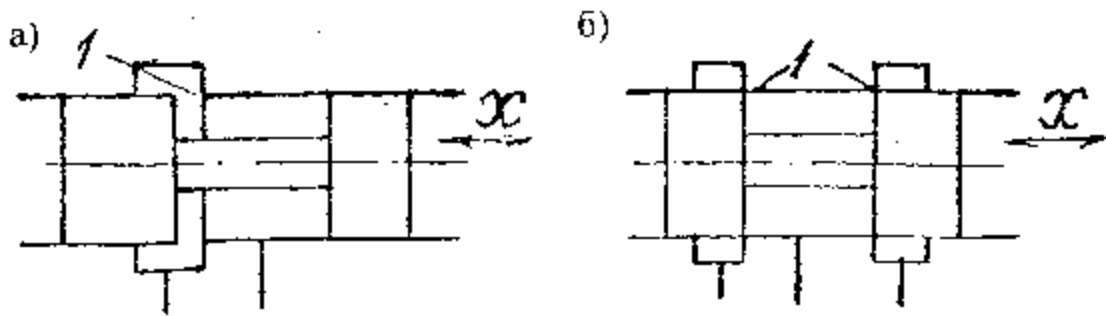


Рисунок 5.4 Схема гидрораспределителей:
а – однощелевого; б – двухщелевого

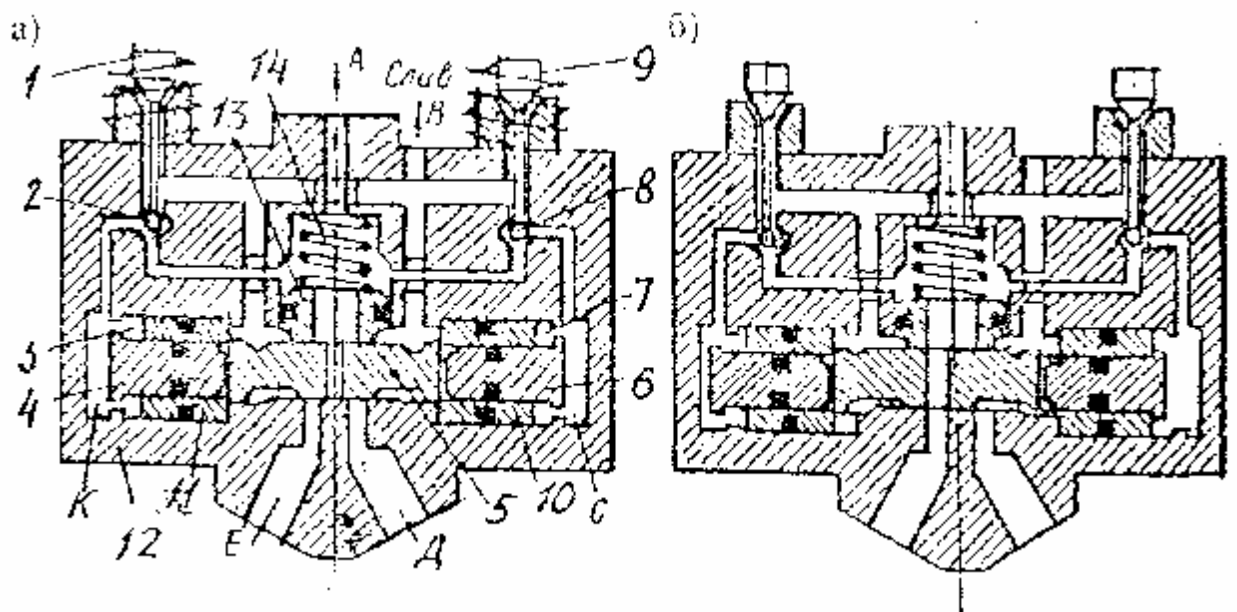


Рисунок 5.5 Гидрораспределитель с плоским золотником:
а – нейтральное положение золотника; б – при сдвиге золотника влево

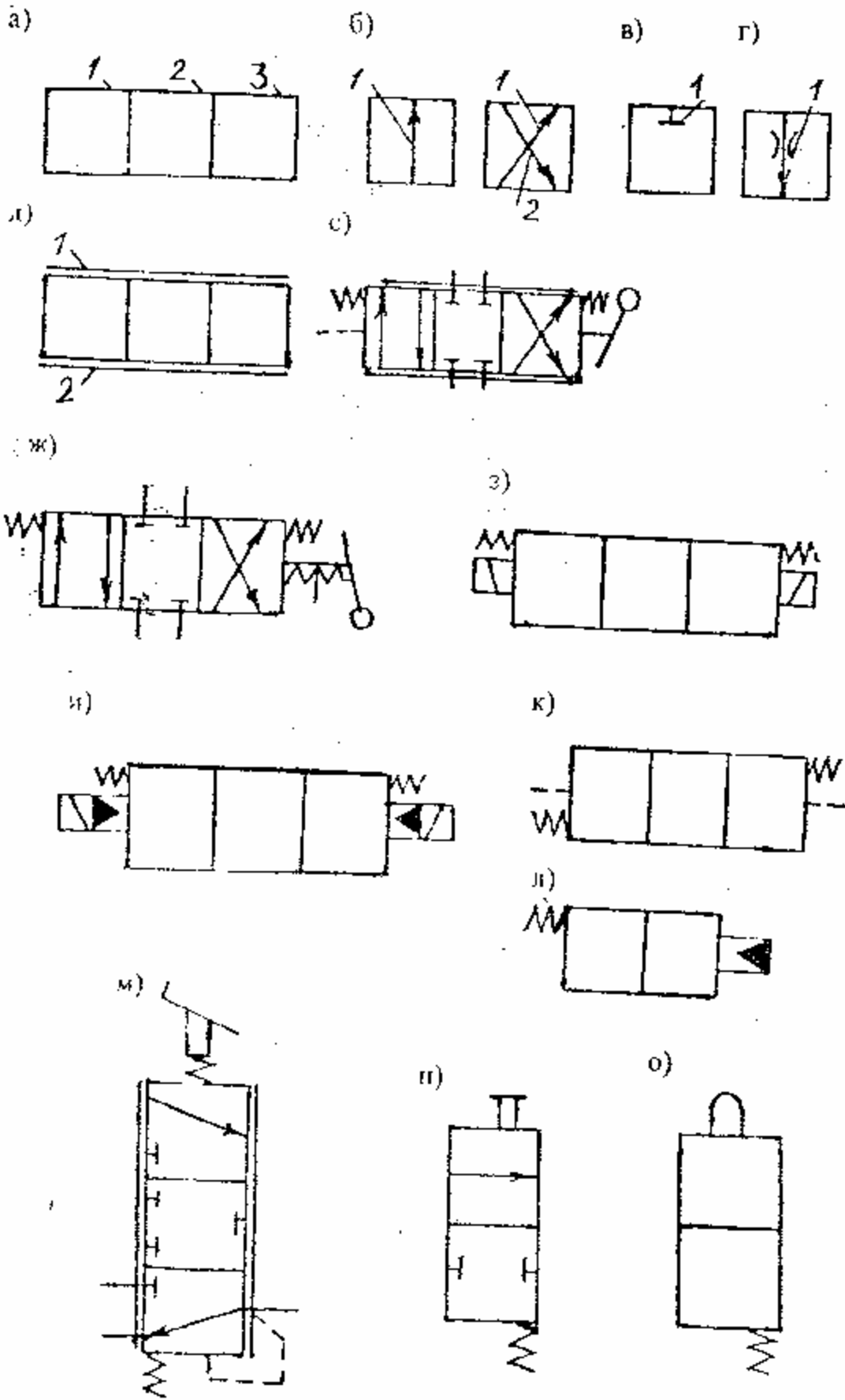


Рисунок 5.6 Условные обозначения гидрораспределителей

Контрольные вопросы:

1. Назначение, конструкция, принцип действия изучаемых гидрораспределителей.
2. Условное обозначение по ГОСТ 2.781-96 основных гидрораспределителей.
3. Показать основные детали изучаемых в работе гидроаппаратов на имеющихся в лаборатории их макетных образцах.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПЛАСТИНЧАТЫХ ГИДРОМАШИН

Цель работы:

1. Изучение назначения схем, конструкций и принципа действия пластинчатых гидромашин.

Основные положения

Пластинчатой (шиберной) называется роторная гидромашина с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек.

Пластинчатые гидромашин по числу рабочих циклов за один оборот вала разделяются на машины однократного действия и многократного действия. В машинах однократного действия за один оборот вала происходит один цикл работы (процессы всасывания и нагнетания). В машинах двухкратного, трехкратного и более действия за один оборот вала совершаются соответственно два, три и более циклов работы.

Машины однократного действия бывают регулируемые и нерегулируемые. Машины многократного действия выполняются только нерегулируемыми. Пластинчатые гидромашин могут быть также реверсивными и нереверсивными. Они предназначены для подачи рабочей жидкости в гидросистеме станков, строительных и дорожных машин. Отличаются простотой конструкции, компактностью и малой массой. Для обеспечения поступления в гидросистему двух независимых потоков рабочей жидкости применяются сдвоенные насосы.

Назначение, схемы, конструкции и принцип действия пластинчатых машин

Пластинчатая машина является объемной гидромашинной и состоит из вала 3 (рисунок 6.1), неподвижного статора 1, вращающегося ротора 2, в котором выполнены радиальные пазы, а в пазы вставлены пластины 4 с возможностью радиального в них перемещения. Оси статора и ротора расположены с эксцентриситетом (e - эксцентриситет), то есть со смещением друг относительно друга. На боковых крышках корпуса имеются два окна: всасывающее А и нагнетающее Б. Размер перемычки ab между окнами должен быть не более углового размера между двумя соседними пластинами.

Принцип работы насоса заключается в следующем. Перекачиваемая жидкость находится в рабочих камерах А и Б машины, каждая из которых представляет собой объем, заключенный между ротором, статором и двумя соседними пластинами. При вращении ротора в направлении, указанном стрелкой на схеме, ввиду того, что он установлен со смещением, объем всех рабочих камер, расположенных слева от вертикальной оси ротора (по рисунку 6.1) будет постоянно увеличиваться, в результате чего в каждой из них создается разрежение, то есть пониженное давление жидкости. За счет данного разрежения жидкость может закачиваться из гидробака в рабочие камеры насоса, для чего выполняют развитое по углу статора окно А для всасывания жидкости, соединяющее полости всех указанных камер с питающей (всасывающей) магистралью. Пройдя данное окно, жидкость заполняет полости рабочих камер и при дальнейшем вращении ротора переносится в другую зону — зону нагнетания, расположенную справа от вертикальной оси ротора, где происходит уменьшение объема всех рабочих камер, расположенных в данной зоне, в результате чего жидкость нагнетается в напорную магистраль. Для прохода жидкости в напорную гидролинию в машине выполняется развитое по углу статора выпускное окно – окно нагнетания Б, обеспечивающее выход жидкости одновременно из всех камер, расположенных в зоне нагнетания.

При изменении направления вращения ротора или направления смещения эксцентриситета на противоположное назначение окон всасывания и нагнетания, а, следовательно, и направление течения жидкости также меняется на противоположное.

Выдвижение пластин из пазов во многих конструкциях обеспечивается только за счет действия центробежных сил. Однако часто применяются и принудительные методы выдвижения с помощью упругих элементов или гидравлических сил. В качестве упругих элементов чаще всего используются пружины, устанавливаемые под пластинами в пазах ротора. При гидравлическом выдвижении полости всех пазов ротора соединяются между собой, к примеру, кольцевой канавкой на торцовой поверхности ротора и к данной канавке посредством специального канала в пластине, установленной с торца ротора, подводится жидкость под давлением из полости нагнетания, что позволяет создать повышенное давление жидкости в пазах под пластинами и обеспечить их принудительное выдвижение. Эти же торцовые пластины обеспечивают уплотнение рабочих камер с торцов, а зачастую в них же выполняются окна для всасывания и нагнетания жидкости.

Если пластинчатая машина работает только в одном направлении вращения ротора, то пластины с целью уменьшения сил их трения в пазах устанавливают в роторе не радиально, а с некоторым наклоном в сторону вращения. Если такую машину необходимо использовать в другом направлении вращения, в ее конструкции предусматривают возможность переворачивания ротора, что позволяет изменить наклон пластин на противоположный. С этой целью ротор устанавливается на валу с разъемным (например, шлицевым) соединением.

Для обеспечения необходимой работоспособности насоса пластины изготавливают из быстрорежущих сталей типа P18 с закалкой до HRC 60-64, обработкой холодом, а затем полированием. Эти стали сохраняют механические свойства при нагреве до 400 °С. Статоры – из легированных сталей, например ШХ 15, и являются прецизионными деталями, так как имеют очень точную профилированную внутреннюю поверхность. Ротор – из стали 20Х и подвергают их специальной обработке. Чтобы уменьшить трение и защемление пластин в пазах, пластины располагают под углом 7-15° к радиусу в сторону вращения ротора. Вылет пластины не должен превышать 0,3-0,4 полной ее высоты.

Конструкция, изображенная на рисунке 6.1, называется пластинчатой машиной однократного действия. Кроме того, существуют конструкции пластинчатых машин двукратного действия (рисунок 6.2), в которых за один оборот вала машины каждая рабочая камера дважды совершает такты всасывания и нагнетания. С этой целью статор такой машины выполняется по

форме. близкой к эллиптической, а ротор располагается в его центре. Тогда при вращении ротора в двух зонах увеличения радиуса статора будет создаваться разрежение жидкости в рабочих камерах и в двух зонах уменьшения радиуса статора — повышенное давление жидкости, что позволяет перекачивать жидкость, обеспечив ее подвод к данным зонам с помощью двух впускных В1 и В2 и отвод с помощью двух выпускных Н1 и Н2.

Изменение направления вращения ротора в данной машине точно так же изменит назначение окон и направление течения жидкости.

Машина 2-кратного действия отличается бóльшим рабочим объемом при тех же габаритах по сравнению с машиной однократного действия. Кроме того, она является полностью уравновешенной с точки зрения силового воздействия жидкости на ротор, так как две зоны нагнетания расположены напротив друг друга, разгружая ротор от радиальной нагрузки, что позволяет использовать в данной конструкции более легкий вал и его опорные подшипники. В машине однократного действия жидкость, находящаяся в зоне нагнетания, своим давлением воздействует на ротор, пытаясь сместить его в радиальном направлении, что требует применения более жесткой конструкции вала ротора и его опорных подшипников. Однако конструкция машины 2-кратного действия является более дорогостоящей (прежде всего, ввиду сложной формы статора) и не имеет возможности регулирования рабочего объема. В машине однократного действия величину рабочего объема можно регулировать путем изменения смещения ротора и статора, а в машине 2-кратного действия смещение ротора не вызывает изменений рабочего объема, так как последний зависит только от формы статора.

Так же, как и шестеренные, пластинчатые машины способны работать в режиме гидромотора.

По сравнению с шестеренными машинами пластинчатые машины обладают бóльшим рабочим объемом при тех же габаритах, меньшей шумностью в работе, более высоким КПД. Однако являются более дорогостоящими в изготовлении и предъявляют более высокие требования к качеству очистки перекачиваемой жидкости.

Схема работы пластинчатого гидромотора показана на рисунке 6.3. Крутящий момент на валу гидромотора создается в процессе нагнетания (при подводе рабочей жидкости под давлением в рабочую камеру) в результате разности давлений на две смежные пластины:

$$M_i = p(S_1 l_1 - S_2 l_2),$$

где p – давление рабочей жидкости,

S_1, S_2 – рабочая площадь пластин,

l_1, l_2 – плечо действия равнодействующих сил давления.

Полный крутящий момент равен сумме составляющих моментов рабочих камер, соединенных с окном нагнетания, и определяется по формуле:

$$M = \sum M_i$$

Одновременно при вращении ротора в рабочих камерах, соединенных с другим окном, происходит вытеснение рабочей жидкости из рабочих камер.

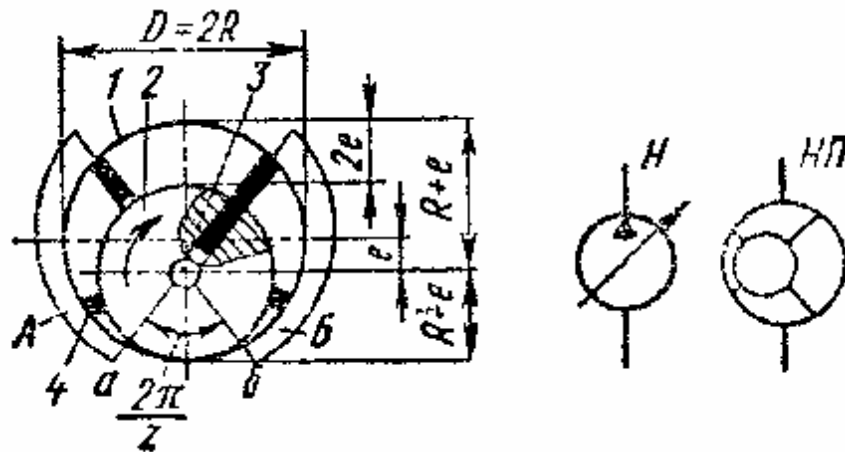


Рисунок 6.1 Пластинчатый насос однократного действия

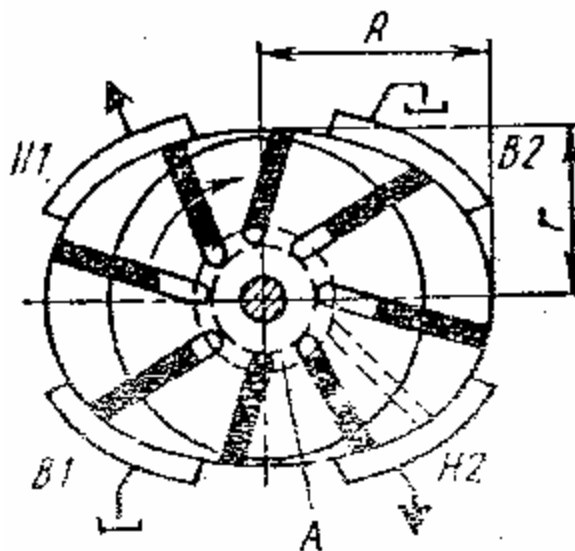


Рисунок 6.2 Пластинчатый насос двукратного действия

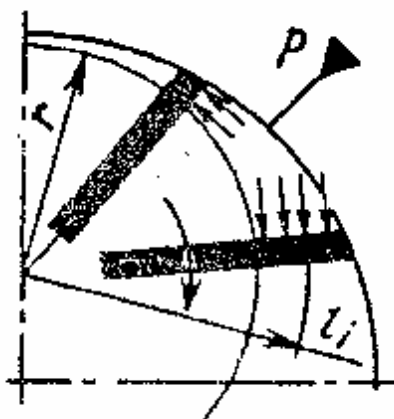


Рисунок 6.3 Схема работы пластинчатого гидромотора

Контрольные вопросы

1. Как устроены и функционируют пластинчатые гидромашины одно-кратного и двукратного действия?
2. Как происходит регулирование подачи насоса?
3. Каким образом можно изменять характеристики регулирования подачи насоса?
4. Каким образом обеспечивается прижим пластин к статорному кольцу?
5. Как появляется крутящий момент на выходном валу пластинчатых гидромашин при их функционировании в режиме гидромотора?
6. Какие преимущества и недостатки гидромашин однократного и двукратного действия?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РАДИАЛЬНЫХ И АКСИАЛЬНЫХ ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Цель работы:

1. Изучение назначения схем, конструкций и принципа действия радиальных гидромашин.
2. Изучение назначения схем, конструкций и принципа действия аксиальных гидромашин.

Краткие теоретические сведения о поршневых насосах

Действие поршневых гидромашин основано на периодическом заполнении рабочей камеры жидкостью с последующим вытеснением ее оттуда в напорную магистраль.

Принципиальная схема простейшего поршневого насоса приведена на рисунке 7.1. С помощью кривошипно-шатунного механизма, состоящего из кривошипа 1 и шатуна 2 вращательное движение вала машины преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня 4, расположенного в цилиндре 3. При движении поршня слева направо объем рабочей камеры увеличивается, в результате чего в ней создается разрежение, благодаря которому нагнетательный клапан 6 закрывается, а всасывающий клапан 5 открывается, и жидкость из гидробака по всасывающему трубопроводу поступает в цилиндр. При движении поршня справа налево объем рабочей камеры уменьшается, в результате чего в ней создается повышенное давление, которое за-

крывает впускной и открывает выпускной клапан, и жидкость из рабочей камеры выталкивается в нагнетательный трубопровод.

Если изобразить график подачи жидкости таким насосом во времени, то при равномерной скорости вращения его вала она будет иметь вид, представленный на рисунке 7.2. Как видно из рисунка подача имеет ярко выраженный пульсирующий характер, что совершенно неприемлемо для гидросистем мобильных машин, т.к. пульсация подачи вызывает пульсацию давлений и, следовательно, нагрузок на все элементы гидросистемы. Таким образом, ввиду высокой пульсации подачи жидкости, одноцилиндровые поршневые гидромашин без специальных гасителей пульсаций на выходе в автотракторной технике не применяют.

Степень неравномерности подачи Q жидкости определяют по формуле:

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ср}}}$$

С целью уменьшения пульсаций подачи жидкости конструкции гидромашин выполняют многоцилиндровыми, причем различные цилиндры должны подавать жидкость не одновременно, а с равномерным по углу поворота вала машины сдвигом фаз своей работы.

Так, использование второго цилиндра, работающего в противофазе, позволяет снизить неравномерность подачи по сравнению с 1-цилиндровой машиной с 3,14 до 1,57, т.е. в два раза. Однако и такая машина будет иметь крайне плохие характеристики работы, т.к. ее подача изменяется во времени от максимального значения вплоть до нуля, т.е. вплоть до полной остановки жидкости в гидросистеме. И только начиная с трехцилиндровой машины показатели неравномерности подачи становятся приемлемыми для их использования в гидросистемах транспортных машин. Однако с целью улучшения характеристик данных машин их реальные конструкции имеют количество цилиндров значительно выше трех (9, 11 и выше).

Ниже приведены значения степени неравномерности подачи насосов однократного действия в зависимости от числа цилиндров:

Число цилиндров	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
δ	3,14	1,57	0,14	0,45	0,07	0,20	0,04	0,08	0,02	0,05	0,01

Таким образом, практическое применение находят только многоцилиндровые поршневые гидромашин, а в зависимости от вида привода поршней в движение такие машин разделяют на радиально-поршневые и аксиально-поршневые.

Радиально-поршневые гидромашины

Радиально-поршневыми гидромашинами называют машины, в которых жидкость перекачивается посредством поршней, расположенных в цилиндрах, а оси поршней и цилиндров расположены радиально по отношению к оси ротора.

Радиально-поршневой насос (рисунок 7.3 а) состоит из неподвижного статора 1, вращающегося ротора 2, в котором радиально выполнены цилиндры, а в цилиндрах располагаются поршни 3. Ротор и статор установлены со смещением (эксцентриситетом) e . Полости всех цилиндров посредством радиальных отверстий соединены с центральным осевым отверстием ротора, которое разделено горизонтальной перегородкой аб на две полости — всасывающую и нагнетательную, сообщенные соответственно с гидробаком и напорной гидролинией.

Принцип работы насоса следующий. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, поршни совершают сложное движение — они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно в своих цилиндрах так, что постоянно контактируют с направляющей статора. Поршни прижимаются к статору центробежными силами, давлением жидкости (при наличии подпитки) и иногда пружинами. В рабочих камерах, расположенных выше горизонтальной осевой линии, поршни перемещаются в направлении от распределителя 4. Рабочие камеры соединены со всасывающей полостью А. Так как объемы этих рабочих камер увеличиваются, рабочая жидкость заполняет их. Так происходит процесс всасывания. На участке перемычек аб цапфенного распределителя поршни не совершают поступательное движение и, следовательно, объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры, расположенные ниже горизонтальной осевой линии, соединены с полостью нагнетания Б. Поршни в этих камерах перемещаются в направлении к цапфенному распределителю и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер на выход из насоса. Так происходит процесс нагнетания.

Выдвижение поршней из цилиндров происходит за счет действия центробежных сил, а если их недостаточно, то используют принудительные методы выдвижения путем установки внутри цилиндров пружин, выталкивающих поршни, или путем установления кинематической связи между поршнями и статором. Выдвижение поршней может быть также осуществлено за счет давления жидкости путем установки подпитывающего насоса во всасывающей гидролинии. При работе гидромашин в режиме гидромотора в принудительном выдвижении поршней нет необходимости, т.к. они будут выдвигаться за счет давления подводимой жидкости.

Описанная конструкция является машиной однократного действия, т.к. за один оборот вала машины каждый из поршней совершает один цикл перекачивания жидкости, состоящий из тактов всасывания и нагнетания. Такие машины имеют возможность регулирования рабочего объема путем измене-

ния величины смещения (эксцентриситета) ротора и статора. А при изменении направления смещения на обратное изменяется направление течения жидкости при том же направлении вращения ротора.

С целью увеличения рабочего объема радиально-поршневые гидромашины выполняют в виде машин многократного действия (рисунок 7.4), в которых статор имеет специальную форму внутренней поверхности, обеспечивающую многократное возвратно-поступательное движение поршней в цилиндрах за один оборот ротора машины. Распределительный элемент в этом случае также будет более сложным и представляет собой вал, расположенный внутри ротора, и имеющий радиальные отверстия, через которые жидкость подводится к цилиндрам.

Для увеличения рабочего объема радиально-поршневые машины иногда выполняют многопорядными. Оси поршней в этом случае располагают в нескольких параллельных плоскостях.

Радиально-поршневые машины отличаются от других типов роторных машин высоким крутящим моментом на их валу при работе их в режиме гидромотора. Особенно высокий момент создают машины многократного действия. Это определяет их основную область применения — в качестве высокомоментных гидромоторов.

Работа в режиме гидромотора. При подаче рабочей жидкости через отверстие распределителя 5 в поршневое пространство под давлением поршень 2 (рисунок 7.4 а) перемещается в цилиндре и упирается роликом 4 в направляющую поверхность 3 статора. При воздействии на поршень рабочей жидкости сила давления всегда будет направлена вдоль его оси.

Сила нормального давления на профиль направляющей в любой точке, кроме "мертвых" точек, составляет с осью поршня отличный от нуля угол. Вследствие этого при взаимодействии поршня с направляющей возникает тангенциальная составляющая силы, которая и определяет вращающий момент на валу гидромотора, формирующийся на каждом из поршней. При движении поршня 2 к распределителю 5 его подпоршневое пространство соединяется со сливной магистралью (осевое отверстие в распределителе). Высокий крутящий момент в гидромоторах такого типа обеспечивается благодаря многократности действия. Для увеличения рабочего объема радиально-поршневые гидромашины могут выполняться многопорядными.

Материалы основных деталей радиально-поршневых гидромашин выбирают с учетом режимов и условий эксплуатации, а также в зависимости от типа конструкции. Для повышения антифрикционных свойств распределительного диска и блока цилиндров соответственно применяют бронзы БрОСН 10-2-3, БрОФ 10-1 и сталь 20Х с цементацией рабочей поверхности на глубину 0,7— 0,9 мм и закалкой до твердости HRC 58—62. Поршни изготавливают из сталей 20Х или ШХ15 с твердостью поверхности после термообработки HRC 58—62, а для стали 40Х с наибольшей возможной твердо-

стью. Копир изготавливают из стали ШХ15 с твердостью HRC 56—62. Статор изготавливают из чугуна СЧ 12-40 или сталей.

Требования к точности и шероховатости рабочих поверхностей идентичны тем, что предъявляются к основным деталям объемных насосов.

Аксиально-поршневой гидромашиной называют поршневую машину, у которой рабочие камеры образованы поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней и цилиндров параллельны оси вращения блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45° . Аксиально-поршневые насосы в зависимости от расположения ротора подразделяют на насосы с наклонным диском, у которых оси ведущего звена и вращения ротора совпадают, и насосы с наклонным блоком, у которых оси ведущего звена и вращения ротора расположены под углом.

Насосы с наклонным диском имеют конструктивную схему, представленную на рисунке 7.5 а. Внутри блока цилиндров 2 параллельно его оси располагаются цилиндры, в которых устанавливаются поршни 3. Все поршни одним своим концом опираются на наклонный диск 4. Блок цилиндров 2 с поршнями 3 приводится во вращение от вала 5. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два дугообразных окна. Для обеспечения выдвигания поршней из цилиндров применяют цилиндрические витые пружины, установленные в полостях цилиндров и воздействующие на поршень, либо используют кинематическую шарнирную связь поршней с наклонным диском.

Принцип работы аксиально-поршневого насоса заключается в следующем. При вращении вала насоса крутящий момент передается блоку цилиндров, который также приходит во вращение. При этом поршни, контактирующие с наклонным диском, совершают сложное движение, они вращаются вместе с блоком цилиндров и одновременно совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах блока. Возвратно-поступательное движение поршней в цилиндрах вызывает изменение объема рабочих камер, вследствие чего происходят процессы всасывания и нагнетания жидкости.

При вращении ротора и при прохождении любым из поршней углового участка от нижней точки (по рисунку) до верхней точки ввиду наличия угла наклона диска поршни, проходящие данный участок, будут выдвигаться из цилиндров, вызывая увеличение объема рабочих камер. Увеличение объема, как известно, повлечет падение давления вплоть до разрежения, достаточно для всасывания жидкости из масляного бака. Для этого в момент прохождения данного участка каждый из цилиндров соединяется со всасывающей гидролинией посредством впускного окна, имеющего дугообразную форму и выполненного в торцовом распределителе. Одновременно при вращении блока цилиндров поршни, проходящие угловой участок от верхней (по рисунку) до нижней точки ввиду контакта с наклонным диском задвигаются в цилиндры, что приводит к уменьшению объема рабочих камер и нагнетанию жидкости в напорную магистраль. Для выхода жидкости из цилиндров, про-

ходящих данный участок, каждый из них на данном угле вращения соединяется с напорной магистралью посредством выпускного окна, выполненного по аналогии с впускным.

Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком точно так же имеет блок цилиндров с установленным в цилиндрах поршнями и такой же торцовый распределительный диск, но отличается от насоса с наклонным диском тем, что все его поршни установлены на шатунах, а шатуны шарнирно соединены еще с одним блоком, который является ведущим и относительно которого блок цилиндров повернут на угол γ (рисунок 7.5, б).

Принцип работы в режиме гидромотора: рабочая жидкость под давлением поступает через распределительный диск 1 в рабочие камеры, создавая усилие, которое через поршень 3 воздействует на фланец 6. Это усилие на фланце преобразуется в две составляющие, одна из которых T направлена тангенциально к оси гидромотора и создает крутящий момент.

Аксиальные машины (как с наклонным диском, так и с наклонным блоком) являются обратимыми, т.е. способными работать в режимах гидронасоса и гидромотора. Кроме того, эти типа машины могут быть выполнены регулируемые и реверсивными. Рабочий объем данных машин может изменяться путем изменения угла наклона диска (блока), а при изменении угла наклона диска (блока) на противоположный изменяется дополнительно к этому и направление течения жидкости. При этом назначение окон всасывания и нагнетания в распределительном диске изменяется на противоположное. Кроме того, направление течения жидкости в данных машинах можно изменить путем изменения направления вращения ее вала при неизменном угле наклона диска (блока).

Аксиально-поршневые машины имеют наилучшие технические характеристики по сравнению с другими типами роторных машин. Однако в то же время они являются и наиболее дорогостоящими, что ограничивает круг их применения. Аксиально-поршневые машины имеют КПД в районе 95-98 %, являются малозумными и высокооборотными (до 30000 мин⁻¹). В то же время они способны работать устойчиво в режиме гидромотора при малых скоростях вращения (около 3 мин⁻¹). Аксиальные машины способны развивать давление до 60-70 МПа. При эксплуатации аксиальных и радиальных поршневых машин предъявляются повышенные требования к степени очистки перекачиваемой жидкости, т.к. твердые примеси могут повредить обработанные с высокой точностью поверхности поршней и цилиндров.

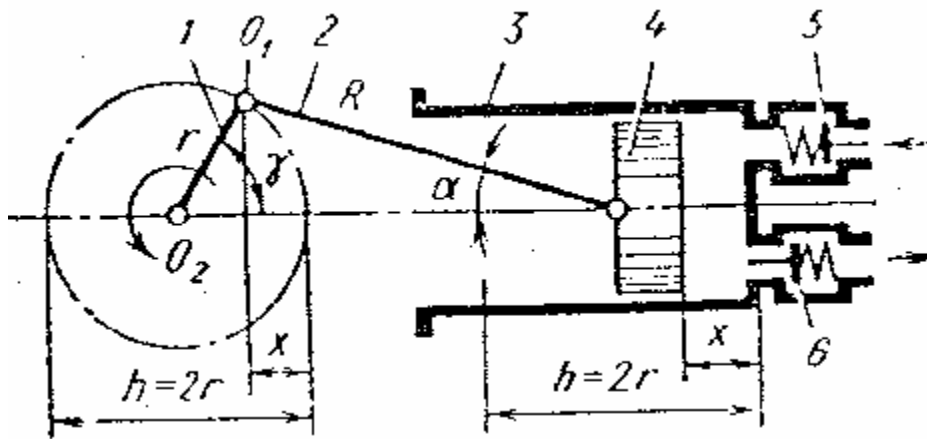


Рисунок 7.1 Схема простейшего поршневого насоса

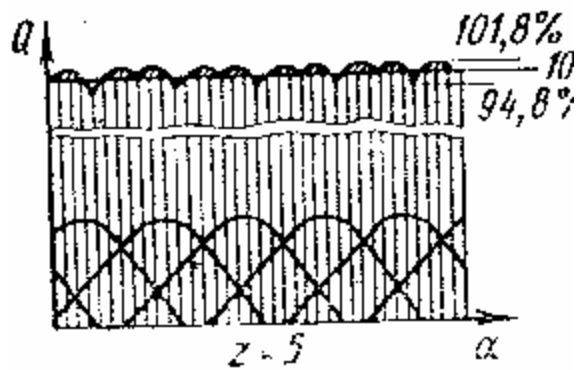


Рисунок 7.2 График подачи жидкости поршневого насоса

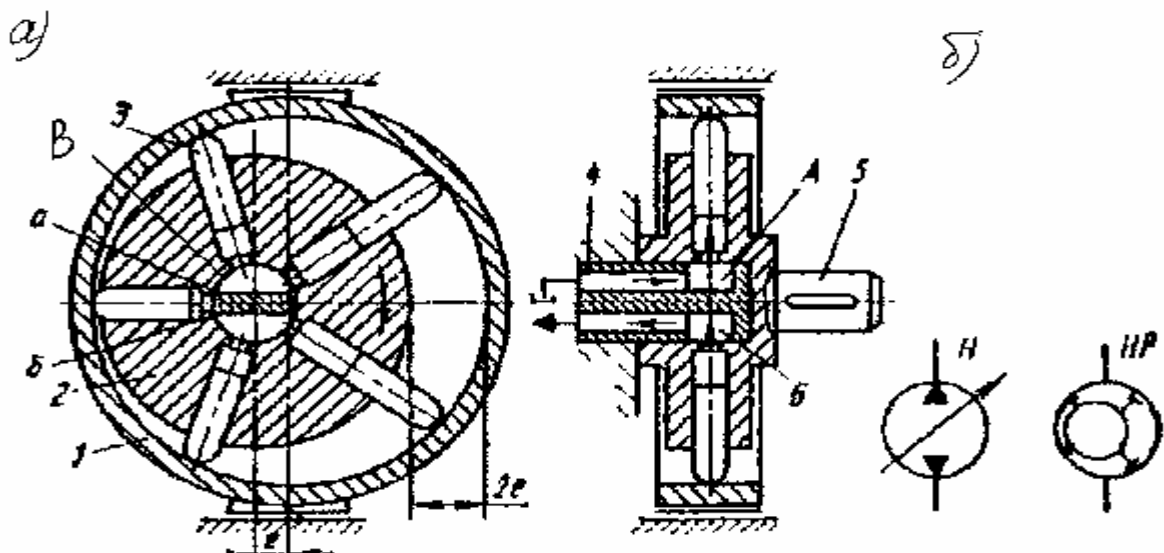


Рисунок 7.3 Радиально - поршневой насос однократного действия
а – конструкция; б – условное обозначение

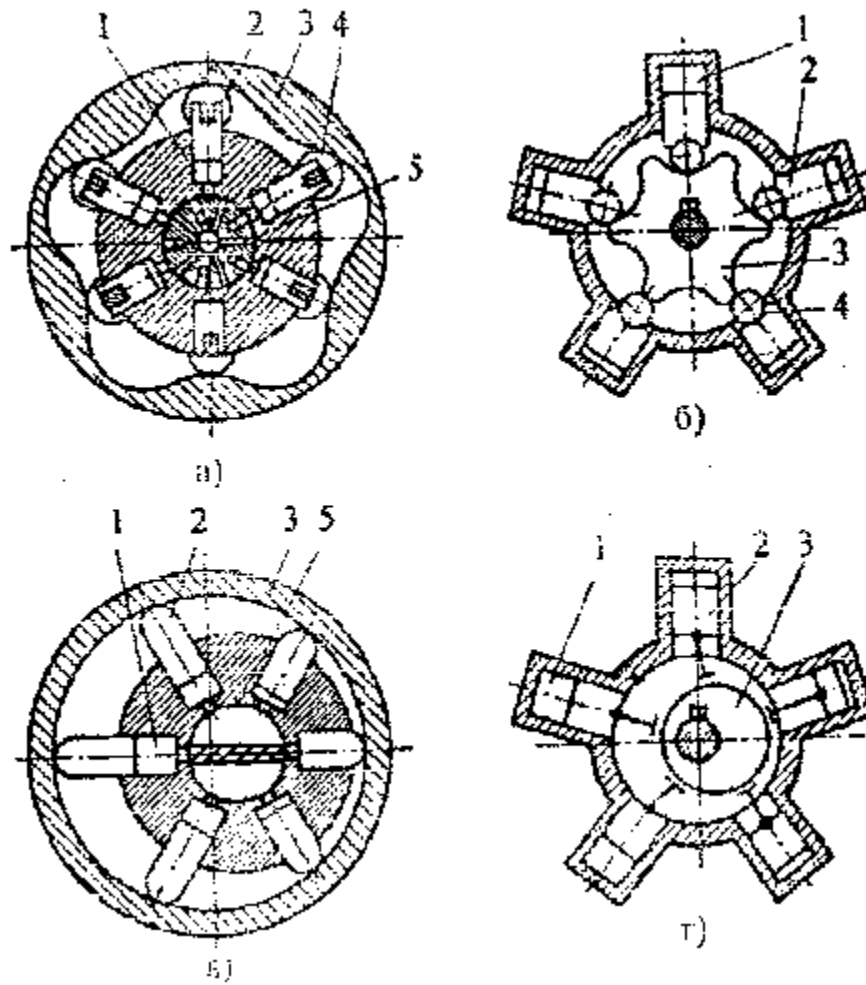


Рисунок 7.4 Схемы радиально-поршневых гидромоторов с внешним (а и в) и внутренним (б и г) расположением направляющей: 1 – блок цилиндров; 2 – поршень; 3 – направляющая; 4 – каток; 5 – распределитель

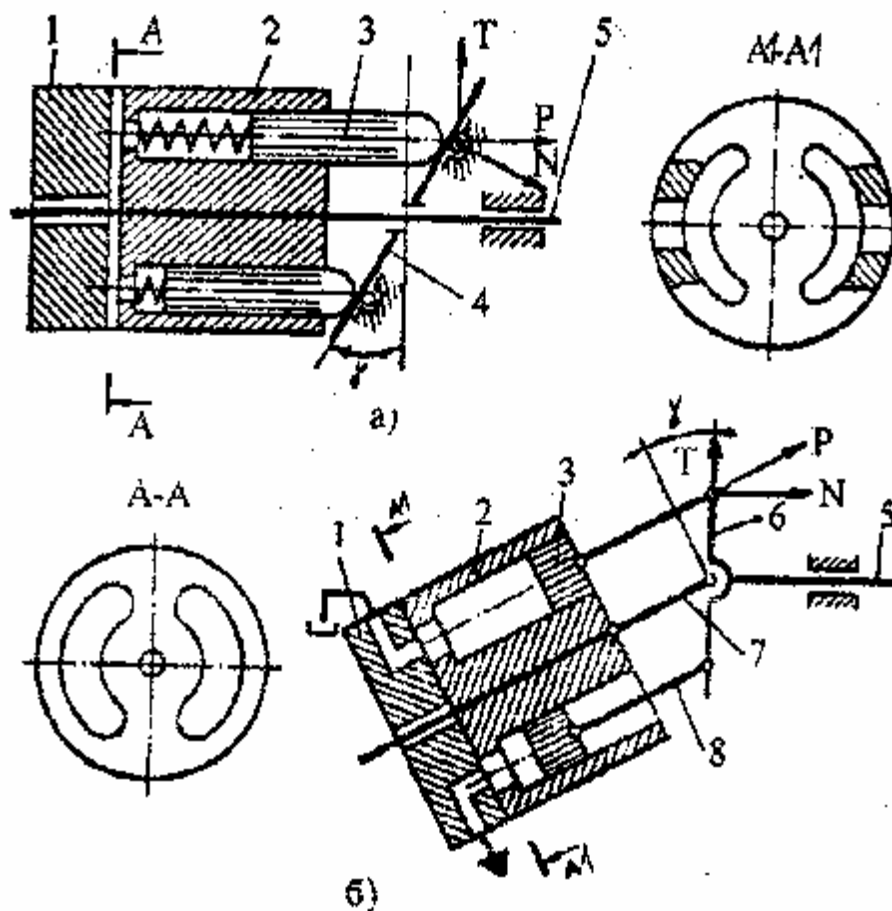


Рисунок 7.5 Схемы аксиально поршневых гидромашин с наклонным диском (а) и блоком (б): 1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров; 3 – поршень; 4 – наклонный диск; 5 – вал; 6 – фланец; 7 – центрирующий валик; 8 – шатун

Контрольные вопросы:

1. Как устроены и функционируют радиально-поршневые гидромашины с внешним и внутренним расположением направляющей?
2. Какие типы гидрораспределителей применяются в радиально-поршневых гидромашинах и как они работают?
3. Как устроен и работает высокомоментный радиально-поршневой гидромотор многократного действия?
4. Как устроены и функционируют аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском и наклонным блоком?
5. Каким образом обеспечивается прижим блока цилиндров к гидрораспределителю?
6. Как обеспечивается гидростатическая разгрузка поршней в контакте с наклонным диском?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8

КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Цель работы:

1. Изучение принципа действия и устройства лопастных насосов.
2. Определение подачи и напора центробежного насоса.

8.1 Основные сведения о лопастных насосах

Насос – гидромашина, предназначенная для сообщения энергии жидкости.

Лопастной насос – гидромашина, преобразующая механическую энергию, полученную от двигателя, в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости на основе взаимодействия лопастей рабочего колеса насоса с обтекающим их потоком жидкости.

Центробежный насос – лопастная машина, в которой жидкость перемещается через рабочее колесо от центра его вращения к периферии (приблизительно в радиальном направлении).

Осевой насос – лопастная машина, в которой перекачиваемая жидкость движется через рабочее колесо в направлении, параллельном оси его вращения.

Схема лопастного центробежного насоса показана на рисунке 8.1.

Проточная часть насоса состоит из подвода (входа 1), рабочего колеса 2 и спирального отвода 3. Колесо 2 передает жидкости энергию приводного двигателя. Оно состоит из ведущего диска А и ведомого диска Б, между которыми находятся лопатки В, ширина которых на входе и выходе колеса равна соответственно B_1 и B_2 . К потребителю жидкость направляется через напорный патрубок (диффузор) 4. При вращении колеса силы давления лопаток на жидкость создают вынужденное движение жидкости (вращательное и поступательное), увеличивая ее давление и скорость.

На рисунке 8.2 приведена конструкция консольного центробежного насоса (типа К), содержащего рабочее колесо 1, подвод 2, разгрузочные отверстия 3 (для уменьшения осевых сил, действующих на колесо 1), гидравлический затвор 4 (для исключения подсоса воздуха), шпильки 5, симметричные уплотнения (кольца) 6, спиральный отвод 7, канал 8 для подвода жидкости к узлу 4.

На рисунке 8.3 приведен моноблочный насос типа КМ, в котором насос и электродвигатель имеют общий корпус. Он содержит вход 1, корпус 2, уп-

лотнительное кольцо 3, колесо 5, уплотнительный узел 6, отвод 4, приводной вал 7, подшипник электродвигателя 8 и электродвигатель 9.

Консольный центробежный насос типа ЭЦТ приведен на рисунке 8.4.

На рисунке 8.5 показаны типы рабочих колес центробежных насосов.

Для увеличения напора используются многоступенчатые насосы (рисунок 8.6). Ротор таких насосов имеет несколько рабочих колес, установленных жестко на приводном валу. Перекачиваемая жидкость проходит все ступени ротора последовательно, что позволяет увеличивать напор пропорционально числу ступеней (силу рабочих колес).

После проведения замеров геометрических параметров рабочего колеса какого-нибудь насоса, задавшись частотой вращения n , можно рассчитать с определенной точностью подачу и напор насоса.

Результаты замеров и расчетов сводятся в таблице 8.1.

Таблица 8.1.

D_0 , мм	D_1 , мм	D_2 , мм	D_B мм	B_1 , мм	B_2 , мм	Z	n_s , об/мин	H , м	Q , м ³ /с

8.2 Формулы для расчета

Коэффициент быстроходности

$$n_s = \frac{\left(14,3 \cdot 10^2 \cdot B_2\right)^{3/4}}{D_2^{3/4}},$$

где B_2 — ширина лопатки на выходе колеса, м;

D_2 — диаметр колеса на выходе потока, м.

Коэффициент скорости при выходе потока из колеса

$$k_{U2} = C_{U2} / U_2 = 1,87 \cdot n_s^{-0,28},$$

где C_{U2} — проекция абсолютной скорости на окружную (переносную) скорость U_2 ,

$$U_2 = \frac{\pi n D_2}{60},$$

где n — частота вращения колеса, об/мин.

Теоретический напор насоса

$$H_T = k_{U2} U_2^2 / g.$$

Гидравлический КПД насоса

$$\eta_{\Gamma} = 0,83 \dots 0,9.$$

Действительный напор, м,

$$H = \eta_{\Gamma} H_{\Gamma}.$$

Подача насоса, м³/с,

$$Q = \frac{n_s^2 H^{3/2}}{(3,65n)^2},$$

где n — частота вращения колеса, об/мин.

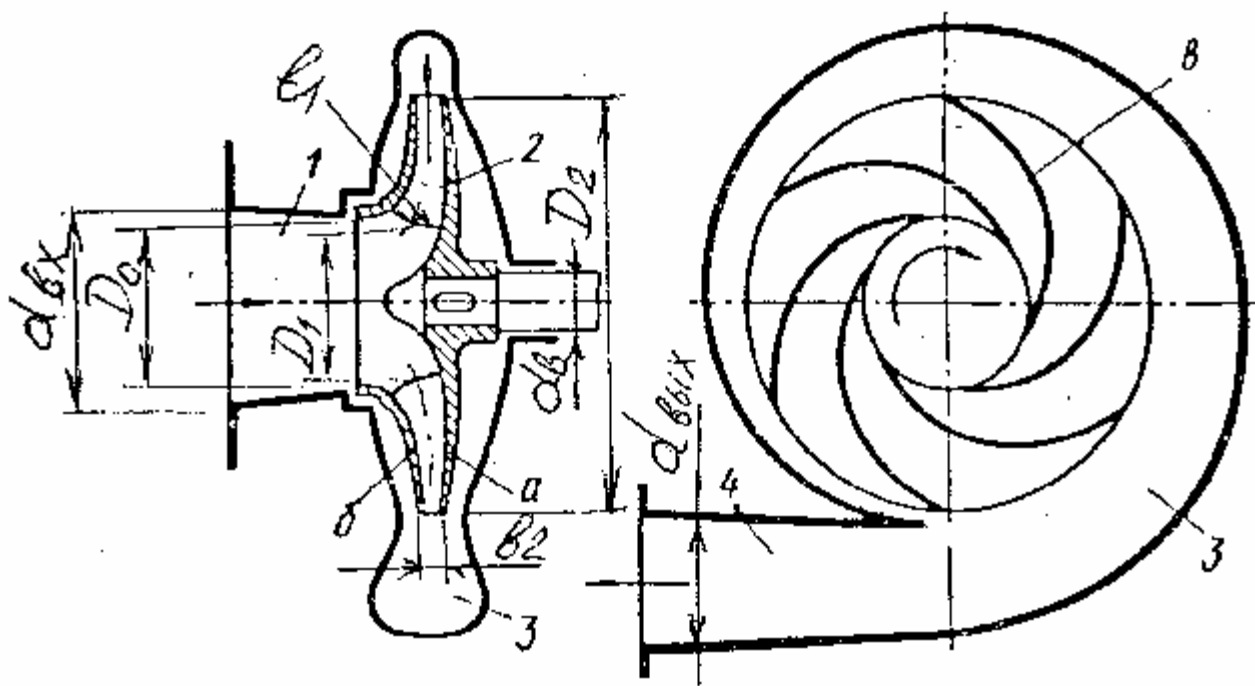


Рисунок 8.1 Лопастный центробежный насос

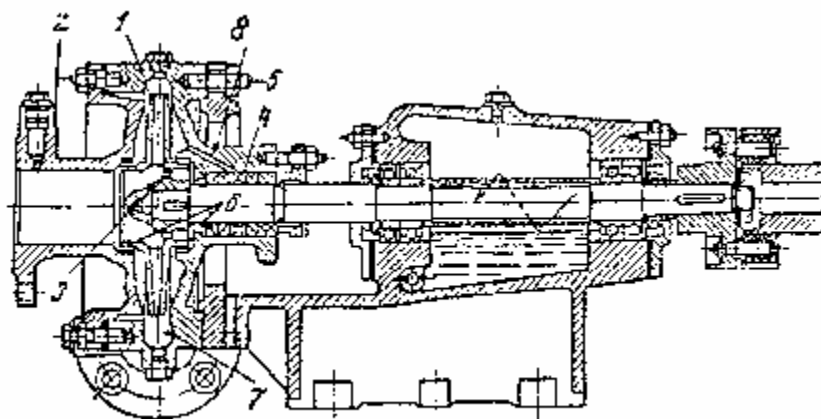


Рисунок 8.2 Консольный центробежный насос

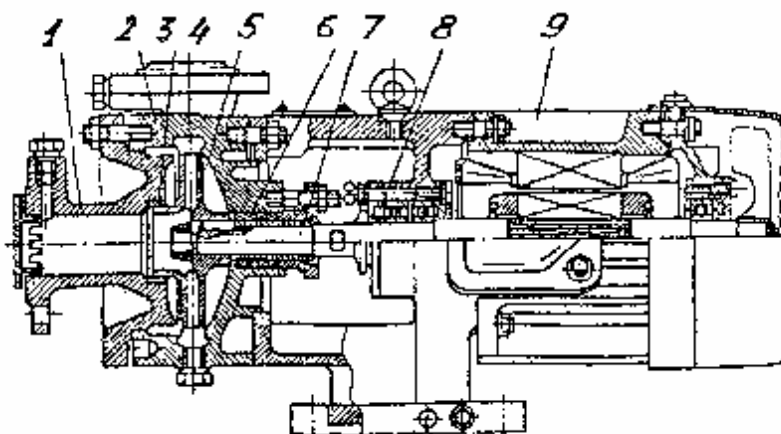


Рисунок 8.3 Моноблочный насос типа КМ

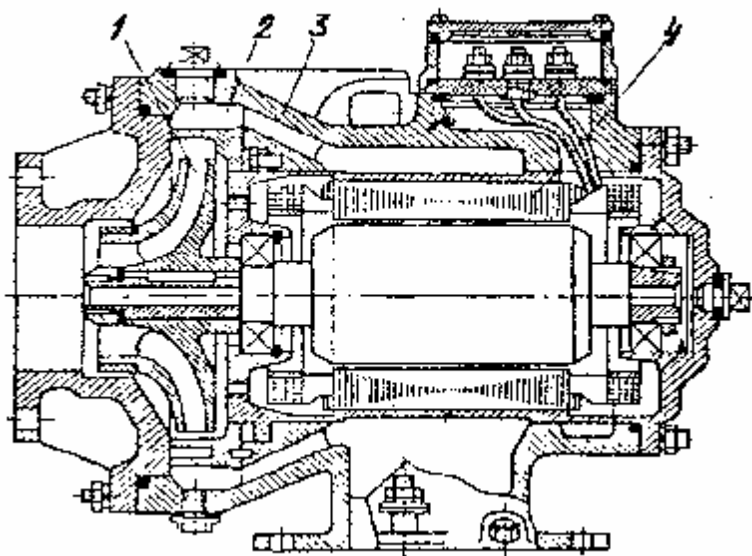


Рисунок 8.4 Электронасос герметичный типа ЭЦТ:

1 – рабочее колесо; 2 – лопаточный отвод; 3 – корпус; 4 - электродвигатель

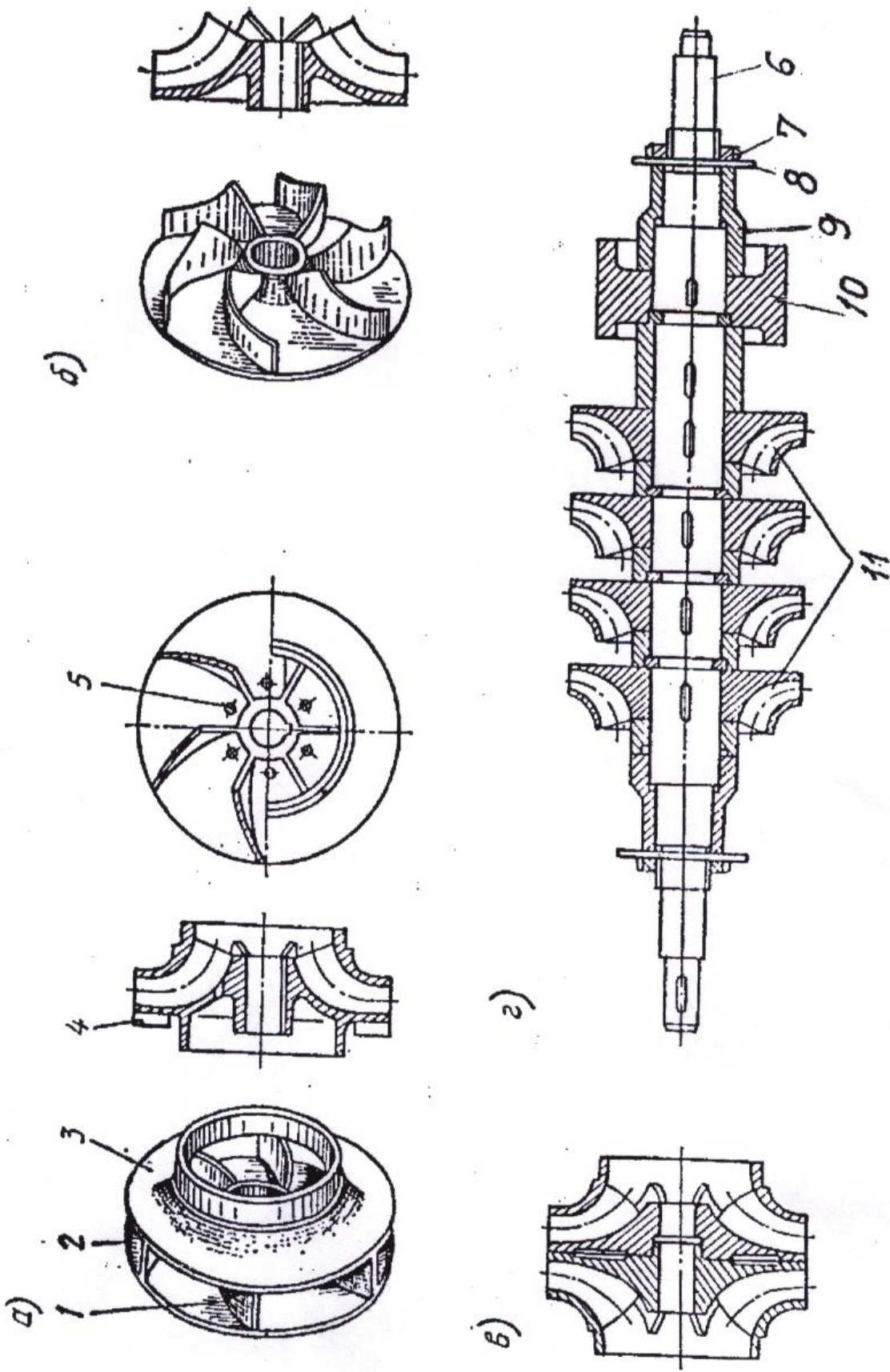


Рисунок 8.5 Рабочее колесо и ротор центробежного насоса:

а – закрытое колесо; б – открытое колесо; в – колесо с двусторонним входом; г – ротор многоступенчатого насоса; 1 – лопасть; 2 – задний основной диск; 3 – передний (покрывающий) диск; 4 – радиальный импелер; 5- разгрузочное отверстие; 6 – вал; 7 – шлицевая гайка; 8 – маслоотражательное кольцо; 9 – распорная и защитная втулка; 10 – барабан гидравлической разгрузки; 11 – блок рабочих колес

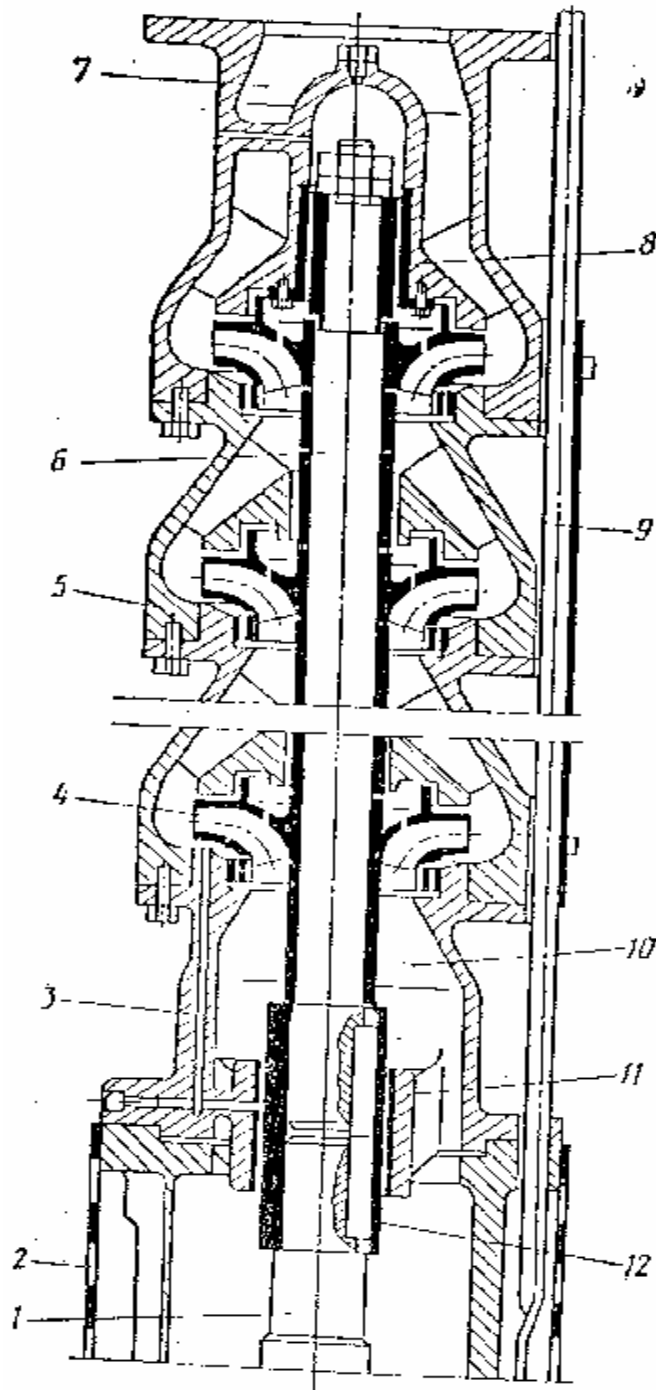


Рисунок 8.6 Центробежный многоступенчатый скважинный

погружной насос типа АП (агрегат погружной):

1 – вал электродвигателя; 2 – сетчатый фильтр; 3 – канал системы смазывания подшипника; 4 – рабочее колесо первой ступени; 5 – секция корпуса насоса; 6 – вал насоса; 7 – отвод; 8 – верхний подшипник; 9 – электрокабель; 10 – подвод первой ступени ротора; 11 – нижняя подшипниковая опора; 12 – жесткая соединительная муфта

Контрольные вопросы

1. Классификация лопастных насосов и их схемы.
2. Принцип действия, конструкция и назначение лопастных насосов.
3. Определить напор и подачу лопастного насоса по результатам замеров геометрических параметров рабочего колеса.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 9

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ МУФТЫ

Цель работы:

Изучение принципа действия и устройства различных типов гидродинамических муфт (ГДМ).

9.1 Основные положения и принцип действия ГДМ

Гидродинамическая муфта — это передача, обеспечивающая гибкое соединение и передачу мощности с ведущего на ведомый вал при взаимодействии жидкости с лопастями без изменения крутящего момента.

Вначале подобная передача энергии осуществлялась по упрощенной схеме (рисунок 9.1). Двигатель M приводил во вращение с частотой ω_D рабочее колесо P центробежного насоса. Жидкость из трубопровода 1 подавалась в нагнетательную магистраль 2, затем поступала в турбину T и возвращалась в трубопровод 1. Турбина приводила во вращение с частотой ω_T винт E . В такой передаче имеются значительные потери в трубопроводах 1 и 2, диффузорах насоса и турбине D_T из-за трения и вихреобразования жидкости. Передача имела значительные габариты и вес.

С целью устранения этих недостатков немецкий инженер Г. Феттингер предложил объединить в одном корпусе насос и турбину, что позволило получить ГДМ и гидродинамический трансформатор.

Гидродинамическая муфта состоит из двух основных элементов: насосного H и турбинного T лопастных колес. Некоторые схемы ГДМ показаны на рисунке 9.2, а конструкция их колес — на рисунке 9.3 и 9.4.

Колеса ГДМ могут быть без внутреннего тора (рисунок 9.2 а, в) или с внутренним тором 1 (рисунок 9.2 б). На рисунках 9.3 (позиции 1 и 2), 9.4 показаны конструкции лопастных колес ГДМ с внутренним тором, на рисунке 9.3 (позиция 3) — без него.

Рассмотрим принцип действия ГДМ.

Насосное колесо H , вращаясь от приводного двигателя, передает энергию последней жидкости, заполняющей ГДМ, т.е. сообщает жидкости запас кинетической энергии и энергии давления. Эта жидкость обтекает лопасти турбины T , где происходит упомянутый выше переход энергии в механическую работу на ведомом валу, что вызывает вращение последнего.

На рисунке 9.5 и 9.6 показаны соответственно конструкции ГДМ с внутренним тором и без него. ГДМ (рисунок 9.5) содержит насосное колесо 1, турбину 2, кожух 3, уплотнение 4, узел подвода жидкости 5. Через D_a обозначен активный диаметр ГДМ (максимальный диаметр проточной части гидромурфты).

ГДМ (рисунок 9.6) предназначена для привода во вращение вентилятора двигателя автомобиля КамАЗ после достижения определенной величины температуры жидкости и заполнения ею рабочей полости ГДМ.

При установившихся режимах крутящие моменты насоса H и турбины T ГДМ приближенно равны

$$M_H \approx M_T;$$

$$M_1 \approx M_2.$$

При остановке ведомого вала ($\omega_2=0$) возникает большой стоповый момент.

Передаточное отношение ГДМ $i = \frac{\omega_2}{\omega_1},$

где ω_1 и ω_2 — соответственно частоты вращения ведущего и ведомого колес.

Скольжение $S = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} \cdot 100\% .$

КПД ГДМ

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = i,$$

где N_1 и N_2 — соответственно мощности на ведомом и ведущем колесе.

Коэффициент трансформации ГДМ

$$K = M_T / M_H = M_2 / M_1.$$

На рисунке 9.7 показана внешняя характеристика ГДМ при работе ее с постоянной частотой вращения ведущего вала.

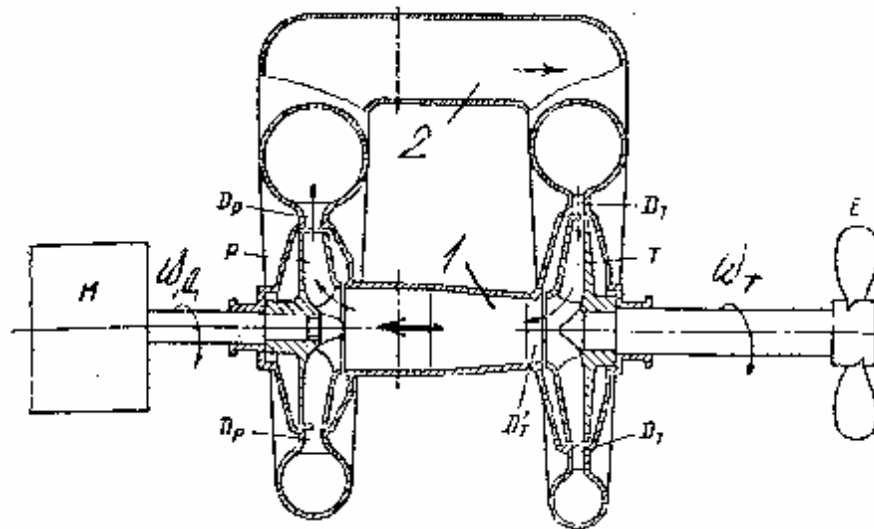


Рисунок 9.1 Схема гидродинамической передачи мощности

в ее первоначальном исполнении:

М – приводной двигатель; Р – центробежный насос; Т – турбина;
1,2 – соединительные трубопроводы; D_p – диффузор насоса; D_T – диффузор турбины; Е – пропеллер (или винт в случае корабельной передачи)

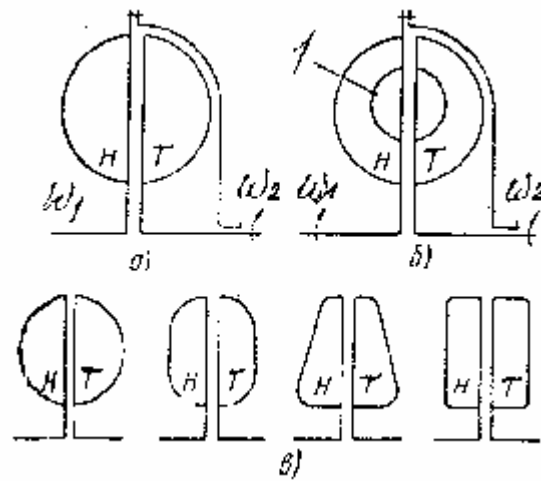


Рисунок 9.2 Гидромуфты:

а – без тора; б – с тором; в – формы меридионального сечения

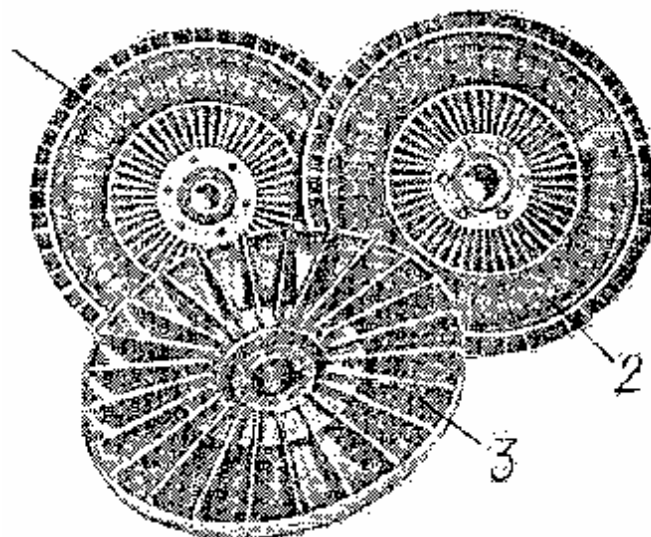


Рисунок 9.3 Рабочие колеса гидромуфта

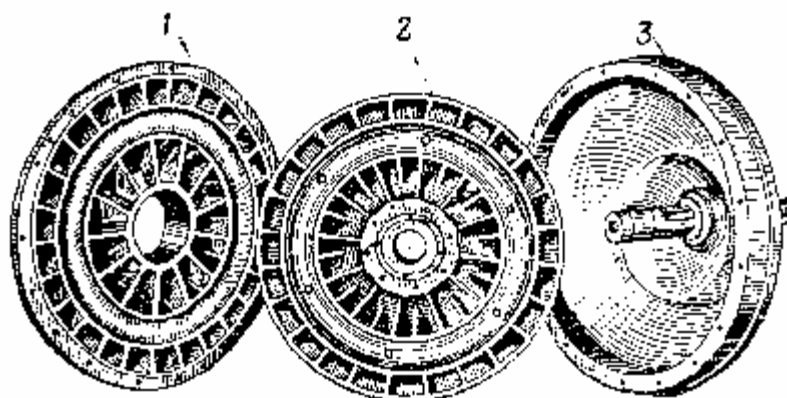


Рисунок 9.4 Рабочие колеса гидродинамической муфты:

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

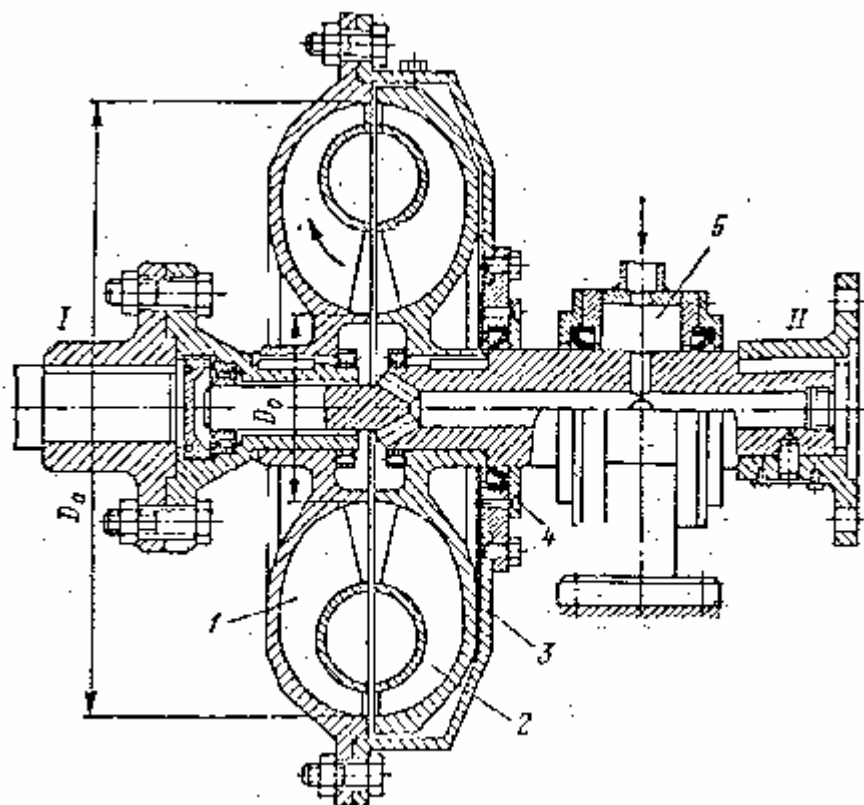


Рисунок 9.5 Конструкция ГДМ с внутренним тором

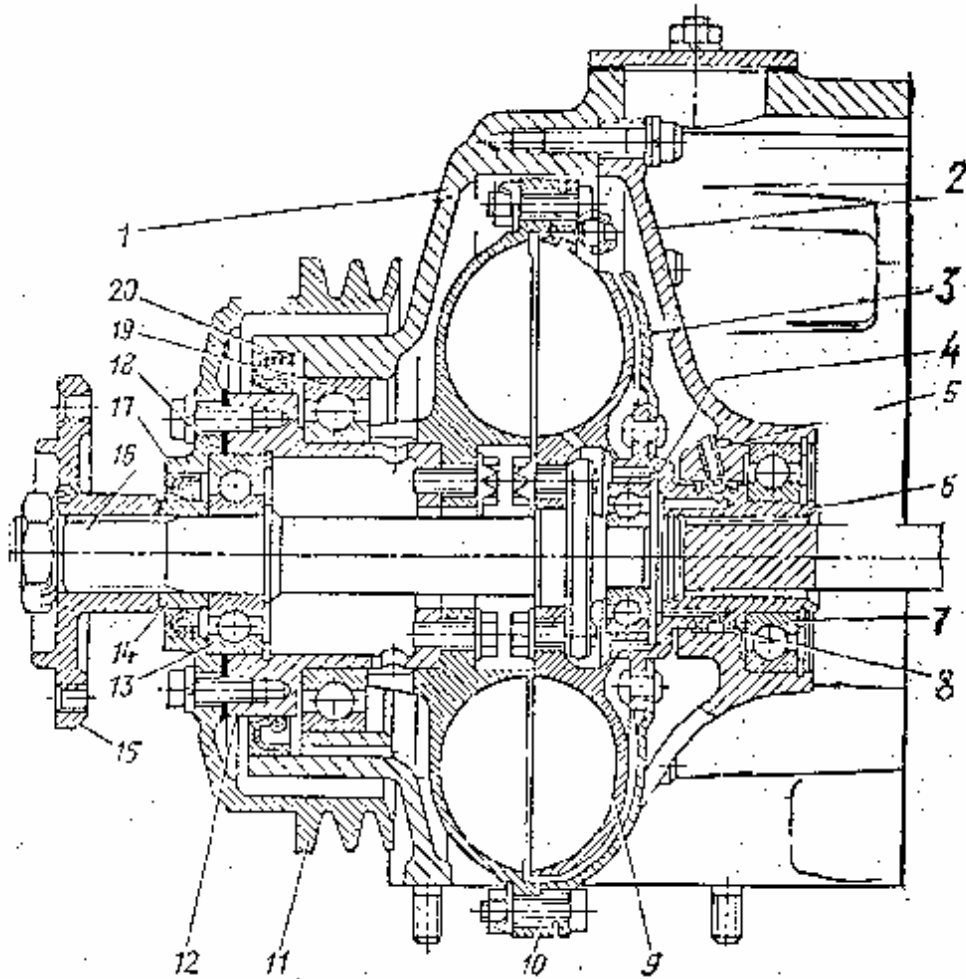


Рисунок 9.6 Гидромуфта привода вентилятора: (без внутреннего тора):

1 – передняя крышка; 2 – корпус подшипника; 3 – кожух; 4, 7, 13, 19 – шарикоподшипники; 5 – трубка корпуса подшипника; 6 – ведущий вал; 8 – уплотнительное кольцо; 9 – ведомое колесо; 10 – ведущее колесо; 11 – шкив; 12 – вал шкива; 14 – упорная втулка; 15 – ступица вентилятора; 16 – ведомый вал; 17 и 20 – манжеты с пружинами; 18 – прокладки

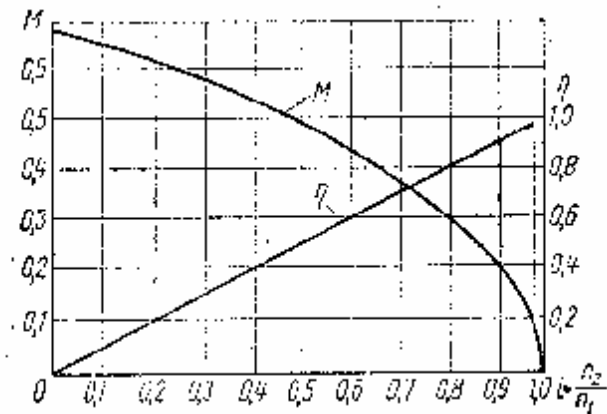


Рисунок 9.7 Внешняя характеристика ГДМ

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назначение и применение ГДМ.
2. Принцип действия, схемы и конструкции ГДМ.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 10

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ

Цель работы:

Изучение принципа действия, схем и конструкций гидродинамических трансформаторов (ГДТ).

10.1 Основные положения и принцип действия ГДТ

Гидродинамический трансформатор — это устройство, обеспечивающее гибкое соединение валов и передачу мощности с ведущего вала на ведомый с преобразованием крутящего момента и изменением частоты вращения ведомого вала по сравнению с частотой ведущего.

На рисунке 10.1 приведены принципиальные схемы гидродинамической передачи в двух вариантах. В одной схеме колеса насоса и турбины расположены в разных корпусах, в другой — размещены в одном корпусе. Второй вариант впервые был предложен немецким инженером Г. Феттингером (в 1902 г.) и называется гидродинамическим трансформатором.

ГДТ отличается от гидромуфта наличием еще одного типа рабочих колес (реактора). Благодаря реактору P в ГДТ происходит изменение крутящего момента M_2 на ведомом валу (турбине) по отношению к моменту на ведущем валу (насосе) вследствие изменения нагрузки на турбине.

Классификация ГДТ:

- 1) прямого хода (первого класса), когда реактор P расположен перед H (см. рисунок 10.2 а, б, в, г), а H и T вращаются в одну и ту же сторону;
- 2) обратного хода (второго класса), когда P расположен перед T (см. рисунок 10.2 д, е, ж), а H и T вращаются в разные стороны;
- 3) реверсивные, когда в круг циркуляции включается один из двух реакторов (P_1 или P_2), имеющих различные профили лопаток (L_1 и L_2), что позволяет H и T вращаться в одну и ту же или в разные стороны (см. рисунок 10.3).

По способу установки реактора ГДТ делятся на:

1) простые (реактор жестко крепится к корпусу) — например, ГДТ, приведенные на рисунке 10.2 а, б, д, е, ж;

2) комплексные, в которых реакторы соединяются через муфту свободного хода с корпусом (рисунок 10.4).

Эти муфты (рисунок 10.4) имеют внутреннюю обойму 1, жестко соединенную с корпусом; наружную обойму 2, на которую жестко посажено колесо реактора; крепежные детали 3; шарики (или ролики) 4; пружины 5. Если поток жидкости в ГДТ воздействует на реактор так, что обойма под действием момента M поворачивается вправо, реактор блокируется (является неподвижным); если поток жидкости создает момент, реактор свободно вращается в потоке. Схема комплексного ГДТ показана на рисунке 10.5.

10.2 Принцип действия ГДТ

Принцип действия гидродинамического гидротрансформатора можно пояснить на примере ГДТ, схема которого показана на рисунке 10.5, а развертки лопаток его колес — на рисунке 10.5а.

Насосное колесо H приводится во вращение от вала двигателя. При движении лопаток H имеет место их силовое воздействие на жидкость. Энергия двигателя преобразуется в кинетическую (увеличение скорости жидкости) и потенциальную (повышение давления). Затем жидкость поступает в турбину T , где она обтекает лопатки T и вызывает вращение последней, т.е. энергия жидкости преобразуется в механическую энергию (вращение выходного вала T).

В зависимости от приложенной к турбине T внешней нагрузки окружная скорость турбины может быть разной ($v_{2T}''', v_{2T}'' , v_{2T}' = 0$), относительную скорость w_2 жидкости можно принять приблизительно одинаковой. Следовательно, векторы абсолютной скорости $v_{2T}''', v_{2T}'' , v_{2T}'$ при изменении нагрузки будут иметь различные направления.

Если ГДТ работает в режиме гидротрансформатора, реактор P заблокирован (неподвижен). Поток жидкости, вытекающий из турбины, воздействует на неподвижные лопатки реактора, и возникает реактивный момент, передаваемый дополнительно на турбину T . Следовательно, момент M_T на турбине

$$M_T = M_H + M_P,$$

где M_H и M_P — моменты на насосе H и реакторе P .

Если же поток жидкости действует на лопатки колеса реактора P так, что последнее разблокируется, то ГДТ будет работать в режиме гидромолоты. В этом случае $M_T = M_H$, так как $M_P = 0$.

Коэффициент трансформации момента

$$K = \frac{M_T}{M_H} = \frac{M_2}{M_1}.$$

Передаточное отношение ГДТ

$$i = \frac{\omega_T}{\omega_H} = \frac{\omega_2}{\omega_1},$$

где ω_1 и ω_2 — частоты вращения ведущего и ведомого колеса (H и T).

КПД ГДТ

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = K i.$$

Комплексный ГДТ позволяет расширить зону максимальных КПД. Применение двух реакторов в конструкции тоже позволяет расширить зону этих КПД. Для комплексного ГДТ, конструкция которого показана на рисунке 10.6, безразмерная характеристика имеет вид (рисунок 10.7). На рисунке λ_1 — коэффициент момента.

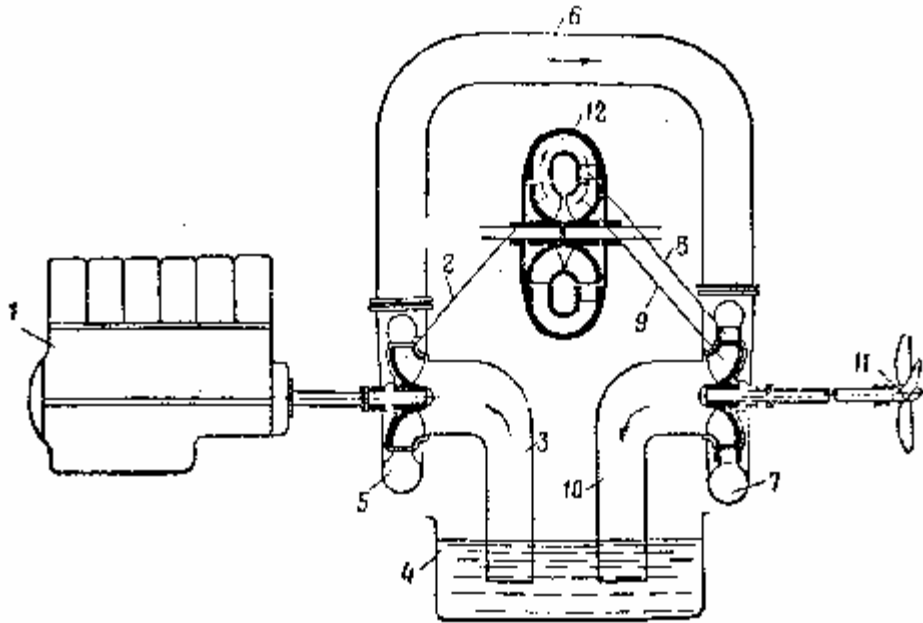


Рисунок 10.1 Принципиальная схема гидродинамической передачи:
 1- двигатель; 2 – рабочее колесо центробежного насоса; 3 – всасывающая труба насоса; 4 – сборный бак; 5 – спиральная камера насоса; 6 – соединительный трубопровод; 7 – спиральная камера турбины; 8 – реактор; 9 – рабочее колесо гидравлической турбины; 10 – отсасывающая труба гидравлической турбины; 11- гребной винт; 12 – принципиальная схема гидродинамической передачи

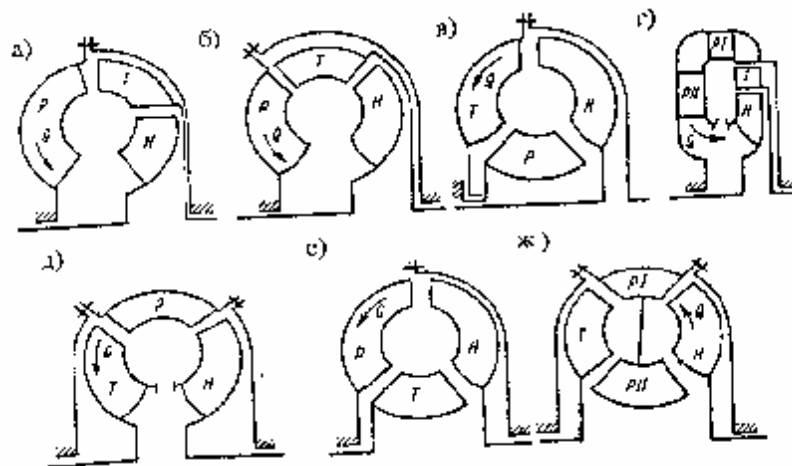


Рисунок 10.2 Схемы одноступенчатых ГДТ

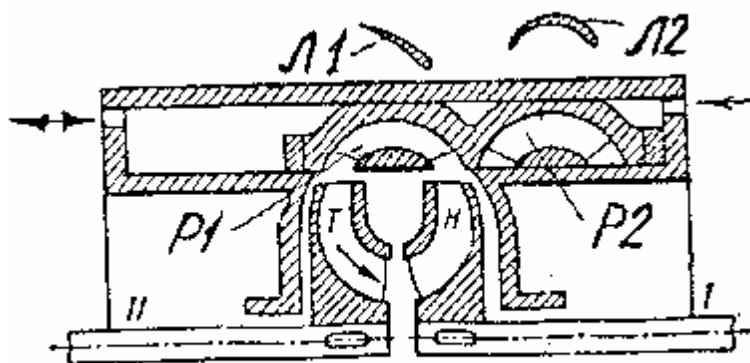


Рисунок 10.3 Схемы реверсивного гидротрансформатора

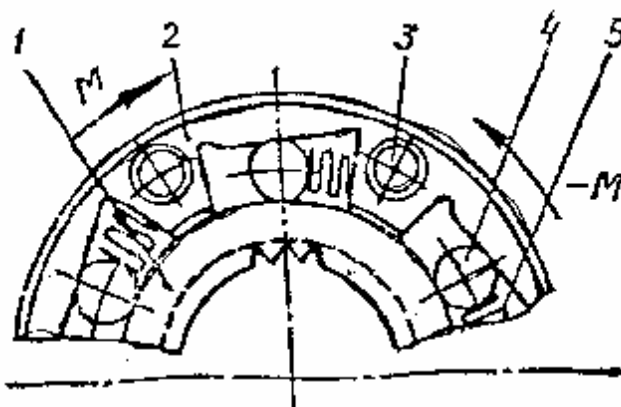


Рисунок 10.4 Схема муфты свободного хода

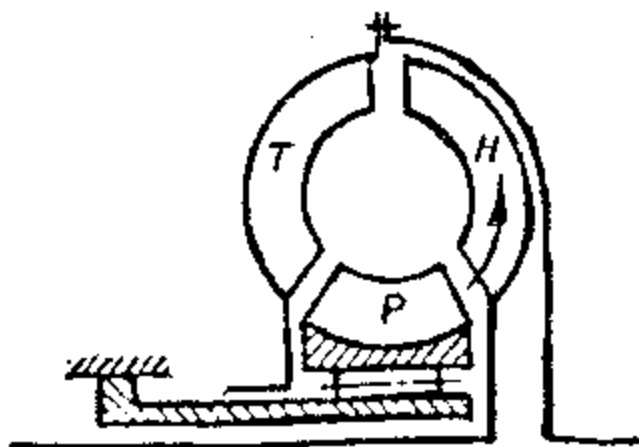


Рисунок 10.5 Схема комплексного ГДТ с одним реактором

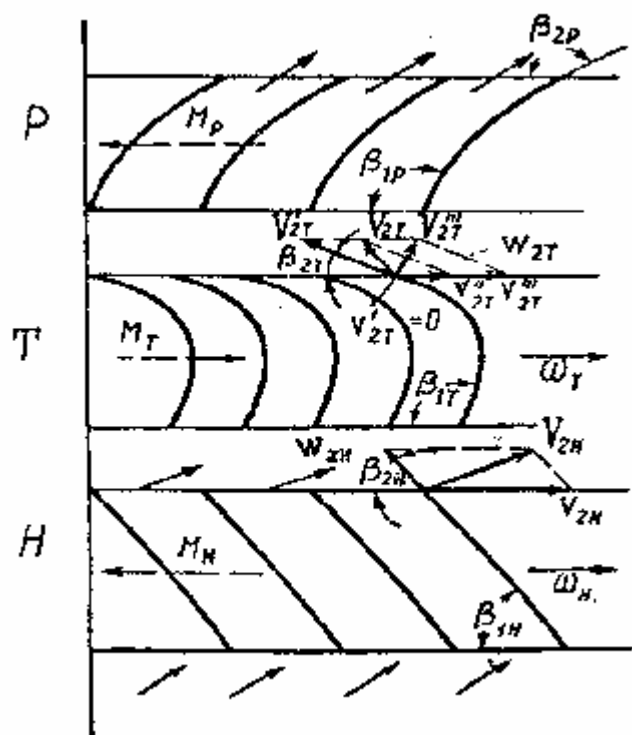


Рисунок 10.5а Развертки лопаток

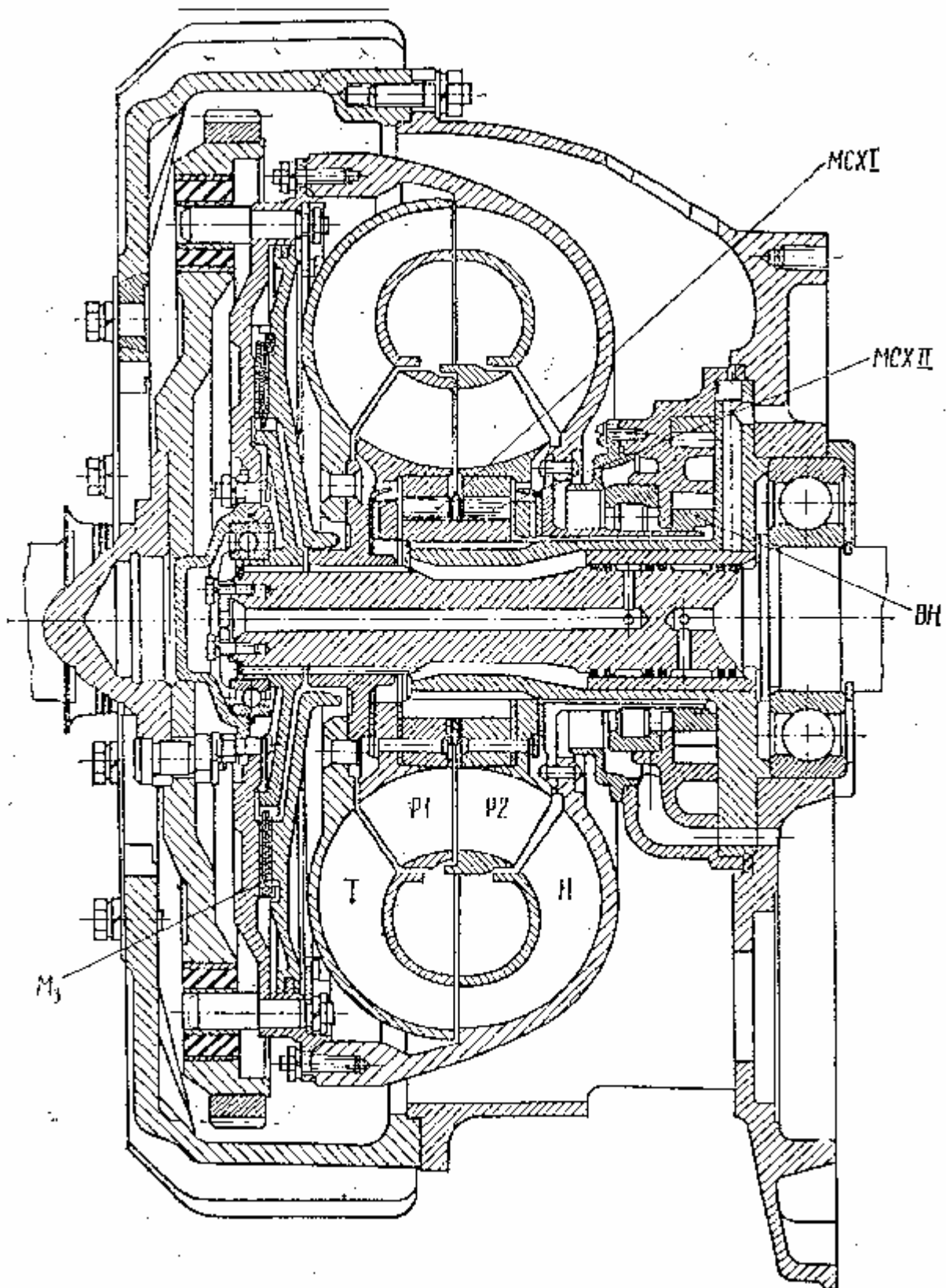


Рисунок 10.6 Комплексный гидротрансформатор

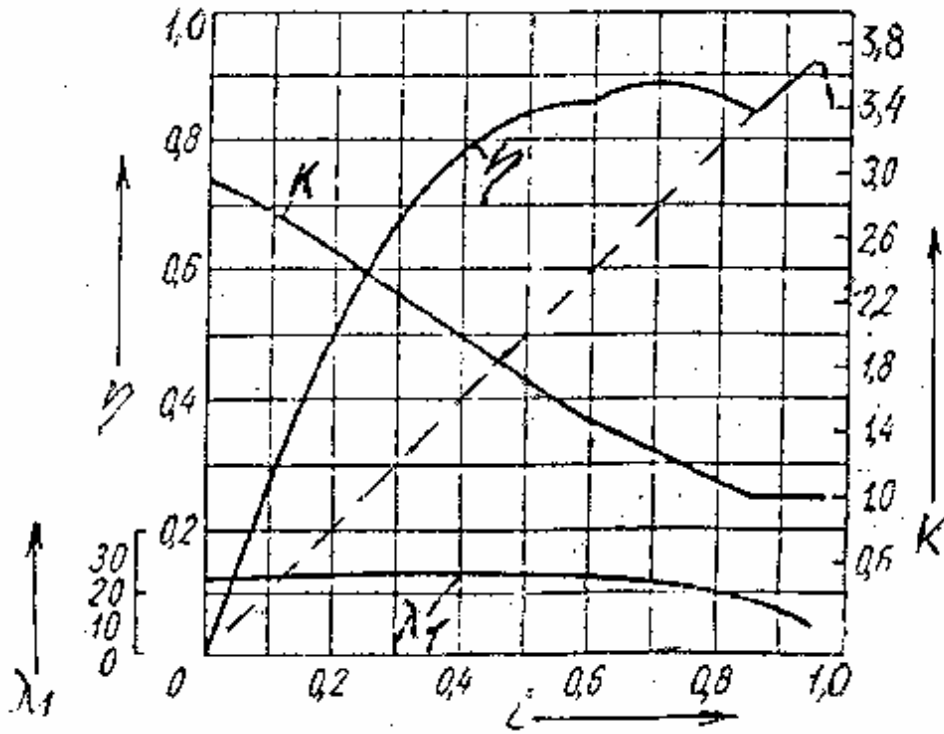


Рисунок 10.7 Характеристика гидротрансформатора НАМИ ЛГ-340-438

Контрольные вопросы

1. Назначение, принцип действия и схемы различных ГДТ.
2. Конструкции ГДТ, чертежи которых приведены в данном издании.
3. Основные понятия и формулы для описания характеристик ГДТ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т.М. Гидропривод гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972.– 320 с.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971.– 672 с.
3. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем – М.: Машиностроение, 1974.– 606 с.
4. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. – М.: Машиностроение, 1982.
5. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: Учебное пособие для вузов/ А.Ф. Андреев, Л.В. Бартошевич, Н.В. Богдан и др.; под ред. В.В. Гуськова. – М.: Высшая школа, 1968.– 310 с.
6. Поршневые компрессоры: учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности "Холодильные и компрессорные машины и установки"/ Б.С. Фотин и др.; под общей ред. Б.С. Фотина. – Л.: Машиностроение, 1987.– 372 с.
7. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1982. – 464с. Баранов В.Н. Электрогидравлические следящие приводы вибрационных машин. – М.: Машиностроение, 1998. – 264с.

Содержание

ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ	3
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1.....	4
ПОСТРОЕНИЕ НАПОРНОЙ И ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ ЛИНИЙ	4
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2.....	8
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ.....	8
КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ	8
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3.....	15
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДРОССЕЛИ.....	14
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4.....	22
ГИДРОКЛАПАНЫ, РЕГУЛЯТОРЫ, ДЕЛИТЕЛИ И СУММАТОРЫ ПОТОКА	22
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5.....	32
ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ.....	32
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6.....	40
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПЛАСТИНЧАТЫХ ГИДРОМАШИН.....	40
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7.....	46
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РАДИАЛЬНЫХ И АКСИАЛЬНЫХ.....	46
ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН.....	46
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8.....	55
КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ.....	55
КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ	58
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 9.....	62
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ МУФТЫ	62
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 10.....	64
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ	68
ЛИТЕРАТУРА.....	76

Учебное издание
ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ (ПРАКТИКУМ)
по дисциплине
"Гидравлика и гидромашины"

Составители: Бартош Петр Романович
Новицкий Сергей Николаевич
Филипова Людмила Геннадьевна

Редактор

Корректор

формат
усл.печ.л.

Подписано в печать
бумага тип № 2
уч.-изд. л.

Офсет. печать
Тираж
Заказ

Издатель и полиграфическое исполнение: