

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Лабораторные работы (практикум)

для студентов специальностей

1-53 01 01 «Автоматизация технологических процессов
и производств», 1-53 01 06 «Промышленные роботы
и робототехнические комплексы»

Минск 2008

УДК 62-82+62-85(075.8)

ББК 34.447я7

Г 46

Составители:

П.Р. Бартош, Л.Г. Филипова, И.П. Ус

Рецензенты:

И.М. Флерко, А.С. Поварехо

Г 46 Гидравлические и пневматические приводы: лабораторные работы (практикум) для студентов специальностей 1-53 01 01 «Автоматизация технологических процессов и производств», 1-53 01 06 «Промышленные роботы и робототехнические комплексы» / Сост.: П.Р. Бартош, Л.Г. Филипова, И.П. Ус. – Минск: БНТУ, 2008. – 68 с.

В лабораторном практикуме освещены вопросы по изучению определения напоров в трубопроводах, конструкций и принципа действия различных гидравлических и пневматических аппаратов (дросселей, клапанов, распределителей), объемных гидромашин и приводов технологических машин.

ISBN 978-985-479-804-2

© БНТУ, 2008

Правила техники безопасности

При выполнении лабораторных работ каждый студент обязан строго соблюдать 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 выключить экспериментальные установки, вызвать при необходимости врача и до его прибытия оказать 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.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПОРОВ В ТРУБОПРОВОДЕ

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

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_c,$$

где Z_1, Z_2 – высоты положения сечений 1 и 2, м;

p_1, p_2 – давления жидкости в сечениях 1 и 2, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

v_1, v_2 – скорости движения жидкости в сечениях 1 и 2, м/с;

α – безразмерный коэффициент Кориолиса, учитывающий влияние первоначального распределения скорости по живому сечению потока жидкости ($\alpha = 1 \dots 2$);

h_c – полная потеря напора, м.

Каждый член уравнения Бернулли имеет геометрический и энергетический смысл.

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

Опытная установка представлена на рисунке 1.1. Исследуемый участок смонтирован из труб // различных диаметров, последовательно соединенных между собой. Трубы выполнены из прозрачного материала (оргстекла).

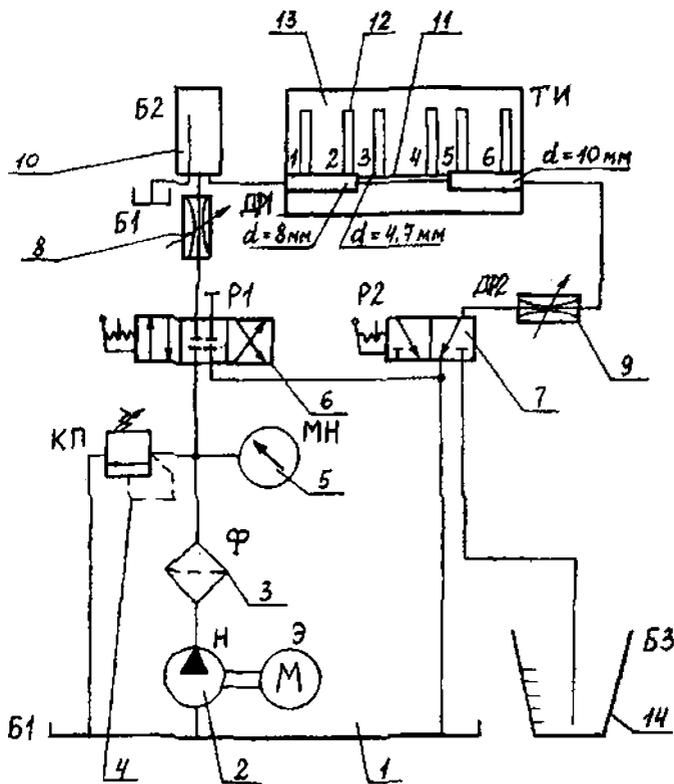


Рисунок 1.1 – Схема установки для построения напорной и пьезометрической линий

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 фиксирован-

ном 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

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

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

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

Таблица 1.1

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

Таблица 1.2

| Наименование | Сечения | | | | | |
|--|---------|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| I | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Диаметр d , м | | | | | | |
| Площадь S , м^2 | | | | | | |
| Показания пьезометра $Z + \frac{p}{\rho g}$, м | | | | | | |
| Средняя скорость $v = Q/S$, м/с | | | | | | |
| Число Рейнольдса $Re = (v \cdot d)/\nu$ | | | | | | |

Окончание таблицы 1.2

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Скоростной напор $\alpha \cdot v^2 / 2g$, м | | | | | | |
| Гидродинамический напор $Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}$, м | | | | | | |
| Потери напора h_c , м | | | | | | |

3. Подсчитывается число Рейнольдса

$$Re = (v \cdot d) / \nu.$$

4. Вычисляется скоростной напор в каждом сечении

$$\frac{\alpha v^2}{2g},$$

где α – коэффициент Кориолиса (для ламинарного режима течения $\alpha = 2$, для турбулентного – $\alpha \approx 1$).

5. Определяется полный гидродинамический напор

$$H = Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g},$$

суммируя пьезометрический напор $Z + \frac{p}{\rho g}$ и скоростной $\frac{\alpha v^2}{2g}$.

6. Подсчитываются потери напора h_c между сечениями как разница полных гидродинамических напоров в двух соседних сечениях.

7. Строятся пьезометрическая и напорная линии. 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 полного гидродинамического напора

$$H = Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}.$$

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. Когда пьезометрическая и напорная линии параллельны между собой?
6. С помощью каких линий можно судить о величине и изменении давления вдоль потока?

Лабораторная работа № 2

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДРОССЕЛИ И РЕГУЛЯТОРЫ ПОТОКА

Цель работы:

1. Изучение схем, конструкций и принципа действия гидравлических дросселей и регуляторов потока.
2. Практическое ознакомление с имеющимися в лаборатории моделями и узлами дросселей и регуляторов потока.
3. Составление отчета о 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 гид-

ролиний. Они исполняют роль гидравлических сопротивлений и относятся к регулирующим устройствам.

Назначение дросселя:

- ограничение расхода рабочей среды и создание перепада давления на пути ее движения;
- демпфирование механических систем;
- в проточных распределителях типа сопло-заслонка для уменьшения давления питания;
- перераспределение входного и выходного потоков рабочей среды, регулирование скорости перемещения рабочих органов машин и механизмов путем изменения величины потока рабочей среды.

По функциональному назначению дроссели классифицируют на постоянные и переменные.

По принципу действия различают дроссели линейные (ламинарные) или дроссели вязкого сопротивления; дроссели квадратичные (турбулентные) или дроссели вихревого сопротивления.

Постоянные дроссели

Постоянные дроссели в общем случае представляют собой отверстия в пластине. Их условно принято делить на шайбы и втулки. В дросселях типа шайба диаметр отверстия d значительно больше ее толщины ℓ ($d \gg \ell$). Шайба может иметь одно или несколько отверстий (рисунок 2.1, а, б). Применяются дроссели с «плавающей» шайбой (рисунок 2.1, в, г). Расходные, расходно-перепадные характеристики такого дросселя при прямом и обратном потоке рабочей среды не одинаковы. В практике их часто называют клапан-замедлитель. При движении рабочей среды слева направо (согласно схеме) (см. рисунок 2.1, в) шайба 2 прижимается потоком к седлу и весь поток проходит (дросселируется) через отверстие Б. При движении потока в обратном направлении шайба 2 прижимается к фиксаторам 1, поток проходит через отверстия Б и А. Сопротивление дросселя резко снижается.

Дроссели типа шайба в основном работают в турбулентном режиме. Расход через дроссель Q_d связан с площадью его сечения A_d и перепадом давления Δp_d квадратичной зависимостью

$$Q_d = \mu_d A_d \sqrt{2\Delta p_d / \rho},$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ;
 μ_d – коэффициент расхода шайбы.

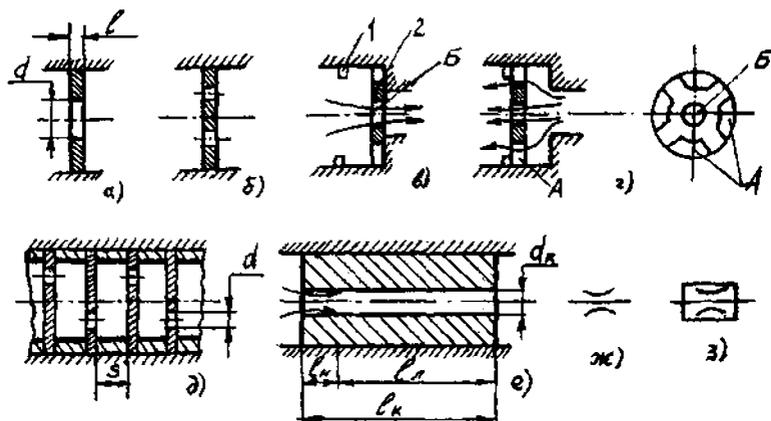


Рисунок 2.1 – Постоянные (нерегулируемые) дроссели

При разработке гидросистем часто требуются дроссели с большим сопротивлением. Применение шайб с одним отверстием не может обеспечить высокий перепад давления, т.к. малое отверстие может быть со временем засорено продуктами износа. Ввиду этого применяются многоступенчатые дроссели, представляющие собой несколько последовательно расположенных шайб. С целью повышения стабильности расходных характеристик расстояние S между шайбами должно быть не менее $(3...5) d$. Толщина шайбы выбирается не более $(0,4...0,5) d$. Максимальный диаметр отверстия в шайбе должен быть не менее $3 \cdot 10^{-3}$ м. При сборке пакета шайб отверстия в них должны быть смещены друг относительно друга, как показано на схеме (рисунок 2.1, д).

Дроссельные шайбы типа втулка (рисунок 2.1, е) отличаются от дроссельных шайб не только конструктивными параметрами, но и зависимостью характеристик от режима течения и противодействия. Режим течения в шайбах турбулентный, во втулках (капиллярах) ламинарный. При применении дроссельных шайб зависимость между расходом и перепадом давления квадратичная и такие дроссели относятся к типу турбулентных (квадратичных). Потеря давле-

ния в турбулентных дросселях рассмотренного типа определяется в основном деформацией потока рабочей среды и вихреобразованием в канале малой длины.

В тех случаях, когда эта зависимость линейная, дроссели относятся к типу ламинарных (линейных). Как правило, такими дросселями являются втулки с малым проходным сечением канала (капилляра) d_k и большой длиной ℓ_k ($\ell_k/d_k \gg 20$). В таких случаях потеря давления определяется преимущественно сопротивлением рабочей среды.

Рассмотренные типы дросселей сравнительно просты в изготовлении, но мало пригодны для управления потоками рабочих сред, поскольку характеризующие их параметры (диаметр и длина) конструктивно трудно поддаются изменениям. Поэтому дроссели типа шайба и втулка получили распространение как неуправляемые постоянные дроссели, выполняющие вспомогательные функции, а также как элементы вычислительных устройств в системах гидропневоавтоматики, основанных, например, на применении системы универсальных элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА), где они играют важную роль в непрерывных операциях суммирования, умножения, дифференцирования и др.

Но в этих системах к ним предъявляются высокие требования к точности изготовления и стабильности характеристик.

Переменные дроссели

Помимо рассмотренных постоянных дросселей существует еще широкий класс регулируемых дросселей. Конструктивное выполнение их весьма разнообразно, но их объединяет наличие регулируемого зазора (щели) между двумя и более поверхностями или кромками, где и осуществляется дросселирование потока рабочей среды (рисунок 2.2).

На рисунке 2.2, а представлена схема цилиндрического ламинарного дросселя, где дросселирование потока осуществляется в щели между цилиндрическим соосным каналом и стержнем. Управление дросселем осуществляется путем изменения глубины ℓ перемещения стержня в канале.

$$Q = \pi d_{\text{ср}} \delta^3 \Delta p / 12 \rho \nu \ell, \quad (2.1)$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр щелевого зазора, м;

δ – ширина щели, м.

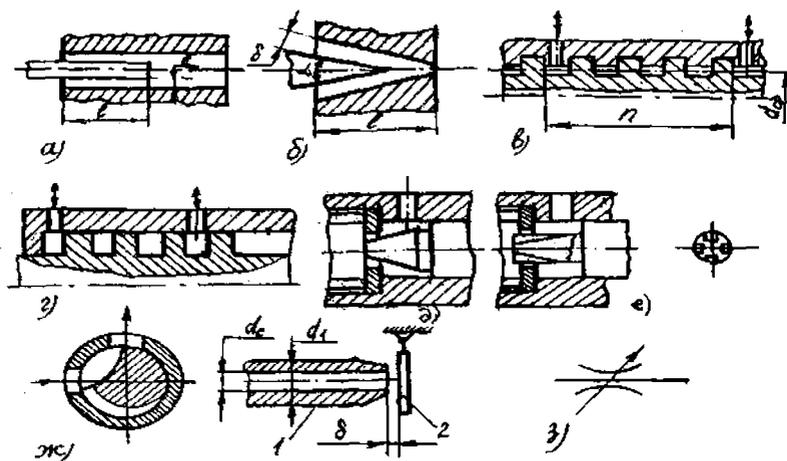


Рисунок 2.2 – Переменные (регулируемые) дроссели

В коническом игольчатом дросселе (рисунок 2.2, б) дросселирование потока осуществляется между стенками равномерно сужающегося канала и заостренной конической иглой. Управление дросселем осуществляется изменением ширины щели путем перемещения конусной иглы. Конусный дроссель более приемлем для систем автоматического регулирования, так как позволяет увеличить их точность, но создает некоторые затруднения при настройке расходов, где цилиндрический дроссель предпочтительнее. Конструкции дросселей требуют строгого соблюдения соосности каналов и пальцев во всех положениях, что предъявляет высокие требования к точности их изготовления.

Расход через дроссель определяется по зависимости (2.1) с той лишь разницей, что под $d_{\text{ср}}$ следует понимать средний диаметр не только по ширине щели, но и по длине дросселя.

Резьбовой дроссель (рисунок 2.2, в, г) дросселирует поток рабочей среды в щели между резьбовым каналом и ввинчивающимся в него резьбовым пальцем. Эта щель создается за счет различного

профиля резьбы канала и пальца. В частности, резьба прямоугольной формы (рисунок 2.2, в), но разной глубины в канале и пальце создает режим движения, который имеет место между параллельными плоскостями. Возможна конструкция резьбового дросселя (рисунок 2.2, г), состоящего из резьбового пальца, вставляемого в цилиндр. Смещая палец можно менять длину винтовой канавки, а следовательно, и сопротивление дросселя. Режим течения в резьбовых дросселях, как правило, ламинарный и их целесообразно применять при стабильных температурах. Зависимость расхода от перепада давления в таких дросселях линейная и рассчитывается по формуле Пуазейля:

$$Q = \pi d_0^4 \delta^3 \Delta p / 128 \mu \ell_0,$$

где d_0 – диаметр отверстия, м;

Δp – перепад давления на дросселе, Па;

μ – динамическая вязкость жидкости, Па·с;

ℓ_0 – длина участка (дросселя), м.

Резьбовые дроссели свободны от недостатков, присущих дросселям схемы которых представлены на рисунке 2.2, а, б.

Все регулируемые дроссели, в отличие от цилиндрических, несколько больше склонны к засорению, но создают большее гидравлическое сопротивление при одинаковых площадях живых сечений. Конструкции их более удобны, т.к. позволяют менять их параметры в процессе работы. Поэтому они используются главным образом в качестве управляемых дросселей.

Если в одношайбовый дроссель вставить иглу (рисунок 2.2, д), то ее перемещением можно регулировать сопротивление дросселя. Для повышения точности настройки используют цилиндрическую иглу с узкими щелями (рисунок 2.2, е), выполненными в виде прямоугольных или угловых канавок с постоянным или переменным сечением по ходу иглы. Этот дроссель в отличие от дросселя с обычной конической иглой позволяет получить малые расходы с минимальной вероятностью засорения щелей. Подбором профиля проходного сечения такого дросселя можно создать дроссель с линейной расходной характеристикой.

В гидросистемах низкого давления (до 5 МПа) распространены дроссели типа поворотного крана (рисунок 2.2, ж). Изготовление дросселирующей щели в дросселях подобного типа по архимедовой спирали позволяет получить строго квадратичную зависимость расхода жидкости через кран.

Недостатком дросселей типа поворотный кран является возможность засорения проходного канала, особенно при малых его сечениях.

Дроссели типа «сопло-заслонка»

Регулируемые дроссели типа сопло-заслонка получили широкое применение в автоматике. Они состоят из сопла 1 и плоской заслонки 2 (рисунок 2.2, з), которая перемещается вдоль оси сопла и изменяет площадь кольцевой щели между соплом и заслонкой, что приводит к изменению гидравлического сопротивления дросселя.

Жидкость может поступать из сопла к заслонке или наоборот. В большинстве применяемых дросселей поток рабочей среды движется от сопла к заслонке. В этом случае проще защищать зазоры от загрязнений. Сила от воздействия потока рабочей жидкости направлена в сторону увеличения зазора δ . Конструктивно ее проще уравновесить.

В дросселях сопло-заслонка, в которых поток рабочей жидкости направлен от заслонки к соплу, несколько усложняется защита рабочего зазора от засорения механическими частицами, а силовое воздействие потока направлено в сторону уменьшения зазора между соплом и заслонкой.

Дроссели типа сопло-заслонка могут работать на слабо очищенных рабочих жидкостях, а их характеристики имеют удовлетворительную стабильность в большом диапазоне температур, так как в регулируемом зазоре преобладает турбулентный режим течения жидкости. Они не имеют трущихся поверхностей, поэтому свободны от заедания и перекосов, характерных для золотниковых дросселей.

Недостатком дросселей «сопло-заслонка» является значительное усилие, оказываемое струей жидкости на заслонку, что затрудняет работу сравнительно маломощных устройств, управляемых дросселем.

Золотниковые регулируемые гидро- и пневмодроссели

Золотниковые регулируемые дроссели предназначены для регулирования скорости перемещения рабочих органов машин путем

изменения величины потока рабочей среды. Эти дроссели являются основными элементами золотниковых дросселирующих распределителей.

По форме сопрягаемых поверхностей гильзы и золотника дроссели условно классифицируются на цилиндрические и плоские.

Цилиндрические золотниковые распределители, как более технологичные, находят наибольшее применение в промышленности. Конструктивно они могут быть выполнены с проточкой или отверстиями в гильзе. Конструкции их меняются по мере совершенствования технологии их изготовления.

Схема наиболее распространенного золотникового регулируемого дросселя с проточкой в гильзе и прямоугольным буртом золотника показана на рисунке 2.3, а. Эта схема применяется в дросселирующих и направляющих распределителях, предназначенных для управления большими расходами.

С целью получения линейных статических характеристик дросселя буртик золотника выполняют коническим (рисунок 2.3, в), коническим с лысками (рисунок 2.3, г), с фаской и продольными канавками (рисунок 2.3, б) прямоугольной и треугольной формы и другими более сложными конфигурациями.

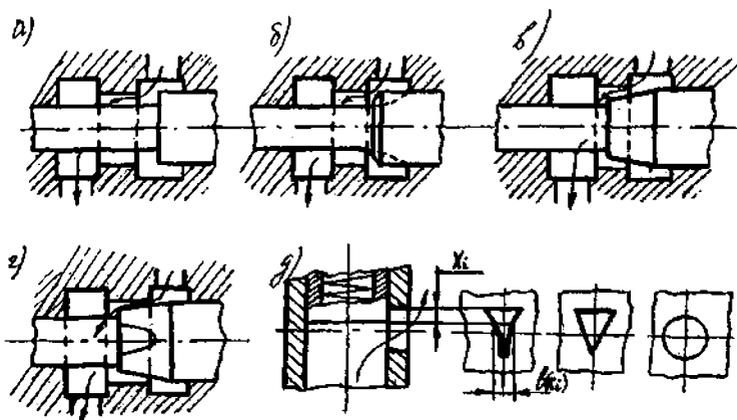


Рисунок 2.3 – Золотниковые дроссели

К недостаткам конструкций рассмотренных золотниковых дросселей следует отнести:

– невозможность изготовления разгрузочных канавок и выемок;

– сложность обработки и получения кольцевых рабочих кромок гильзы.

Наиболее предпочтительными являются золотниковые дроссели с отверстиями различной конфигурации в гильзе (рисунок 2.3, д). Изготовление таких отверстий стало возможным благодаря развитию электроэрозионных методов обработки металлов. Различная конфигурация отверстий необходима с целью получения различных законов изменения расхода дросселя от перемещения золотника, в первую очередь обеспечения линейной зависимости между расходом и перепадом давления.

Назначение и схемы регуляторов потока

Регулятором потока называют регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания заданного расхода вне зависимости от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Конструктивно регуляторы потока представляют собой модули, состоящие из регулируемого дросселя и клапана. При помощи дросселя, как правило, регулируется (дозируется) расход рабочей жидкости, а при помощи клапана автоматически обеспечивается постоянный перепад давлений на дросселе. Клапаны, входящие в состав регуляторов потока, могут быть включены с дросселем как последовательно, так и параллельно.

На рисунке 2.4 показана конструктивная схема регулятора потока с последовательным включением клапана.

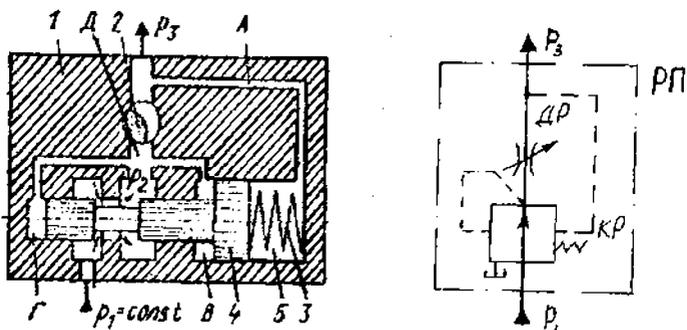


Рисунок 2.4 – Регулятор потока с последовательным включением редукционного клапана

В корпусе 1 регулятора размещены регулируемый дроссель 2 и золотник 4 редукционного клапана с цилиндрической пружиной 3. Полость Б клапана соединена каналом А с выходом из регулятора, а полости В и Г соединены каналами с полостью Д. Принцип работы регулятора потока заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением $p_1 = \text{const}$ поступает через редукционный клапан в полость Д, а затем под давлением p_2 поступает через дроссель 2 на выход из регулятора под давлением p_3 . В полостях В и Г на золотник 4 клапана действует давление p_2 , а в полости Б – сила пружины 3 и давление p_3 , зависящее от нагрузки.

Перепад давлений на дросселе

$$\Delta p = p_2 - p_3 = \text{const} .$$

Если давление p_3 увеличится, то перепад давлений на дросселе уменьшится. В этом случае вследствие увеличения давления в полости Б золотник 4 редукционного клапана автоматически перемещается влево, увеличивая при этом рабочее проходное сечение. В результате этого расход и давление p_2 также увеличиваются. Таким образом, прежний перепад давлений на дросселе восстанавливается. При уменьшении давления p_3 золотник 4 клапана перемещается вправо, уменьшая при этом рабочее проходное сечение, в результате чего давление p_2 уменьшается. И в этом случае перепад давлений на дросселе 2 восстанавливается. Рассмотренная схема типична для регуляторов потока, рассчитанных на номинальное давление до 20 МПа.

На рисунке 2.5 показана конструктивная схема регулятора потока с параллельным включением клапанов.

В корпусе 1 регулятора размещены регулируемый дроссель 2, золотник 3 переливного клапана с цилиндрической пружиной 5 и предохранительный клапан 6 с пружиной 7. Полости Б и Г переливного клапана соединены каналами со входом в регулятор, полость А – с выходом из регулятора при помощи канала с постоянным дросселем 4. Принцип работы регулятора потока заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением p_1 поступает в регулятор и делится на два потока: один поступает через дроссель 2 на выход регулятора, другой сливается в бак через золотник 3 переливного кла-

пана. В полостях *Б* и *Г* на золотник клапана действует давление p_1 , а в полости *А* – сила пружины 5 и давление p_2 , зависящее от нагрузки на гидродвигателе.

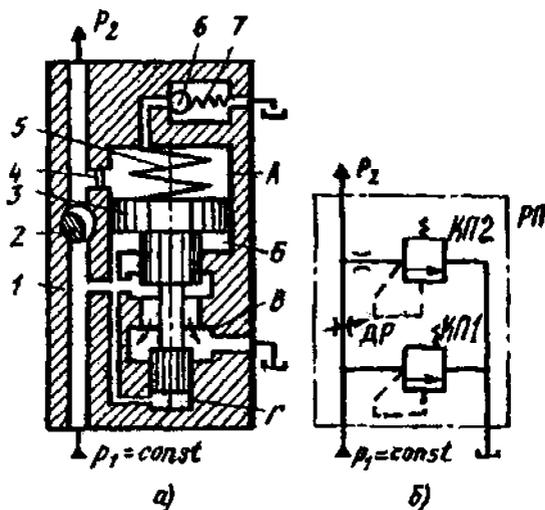


Рисунок 2.5 – Регулятор потока с параллельным включением переливного клапана

При увеличении давления p_2 золотник 3 клапана перемещается вниз и уменьшает рабочее проходное сечение, при этом расход через переливной клапан уменьшается. В результате давление p_1 на входе в регулятор увеличивается, и таким образом перепад давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ на дросселе 2 восстанавливается. При уменьшении давления p_2 золотник 3 клапана перемещается вверх и увеличивает рабочее проходное сечение, расход через клапан увеличивается, давление p_1 уменьшается. В результате перепад давлений на дросселе 2 снова восстанавливается. При давлении p_2 выше допустимого открывается предохранительный клапан 6; давление в полости *А* клапана падает, золотник 3 перемещается вверх, открывая проход всему потоку рабочей жидкости, поступающему в регулятор.

Рассматриваемая схема позволяет регулировать скорость перемещения выходных звеньев гидродвигателей и предохраняет гидропривод от перегрузки. Номинальные давления 6,3; 10 и 20 МПа.

Пределы регулирования давления соответственно 1,0 – 6,3; 2,0 – 10,0; 3,0 – 20,0 МПа. К основным параметрам регуляторов потока относятся условный проход, номинальное давление на входе, номинальный расход жидкости, перепад давлений, допустимое отклонение расхода и утечки жидкости, масса (без рабочей жидкости).

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.
8. Назначение и применение регуляторов потока.
9. Типы и принцип действия регуляторов потока.

Лабораторная работа № 3

ГИДРОКЛАПАНЫ, ДЕЛИТЕЛИ И СУММАТОРЫ ПОТОКА

Цель работы:

1. Изучение схем, принципа действия и конструкции гидроаппаратов (гидроклапаны, делители, сумматоры потока).
2. Практическое ознакомление с имеющимися в лаборатории моделями и деталями гидроаппаратов.
3. Составление отчета о 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 назы-

вают 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 3.1, *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 помощью 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 3.1, *б*. Детальное обозначение приведено в данном стандарте. Схожая конструкция обратного клапана показана на рисунке 3.1, *в*. Он состоит из корпуса 1, седла 5, конического клапана 2, пружины 3, пробки 4 и уплотнений. Прямой поток свободно проходит из отверстия *Р* в отверстие *А*. При обратном подводе жидкости в отверстие *А* клапан 2 прижимается к седлу 5.

Клапаны с жестким пластинчатым запорным элементом 1 (рисунок 3.1, *г*) имеют малый вес подвижной части (пластинки 1). В сочетании запорного элемента со слабой пружиной 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 в корпусе) обычно прижимаются к седлу не пружиной, а грузиком, закрепленным сверху на гибкой пластине, которая отклоняется на некоторый угол вверх при открытии клапана.

Конструкция клапана с запорным элементом в виде шарика представлена на рисунке 3.1, *д*. Такой запорный элемент наиболее прост в изготовлении, однако при частых перерывах в работе системы имеет склонность к разбиванию своего седла, что уменьшает герметичность.

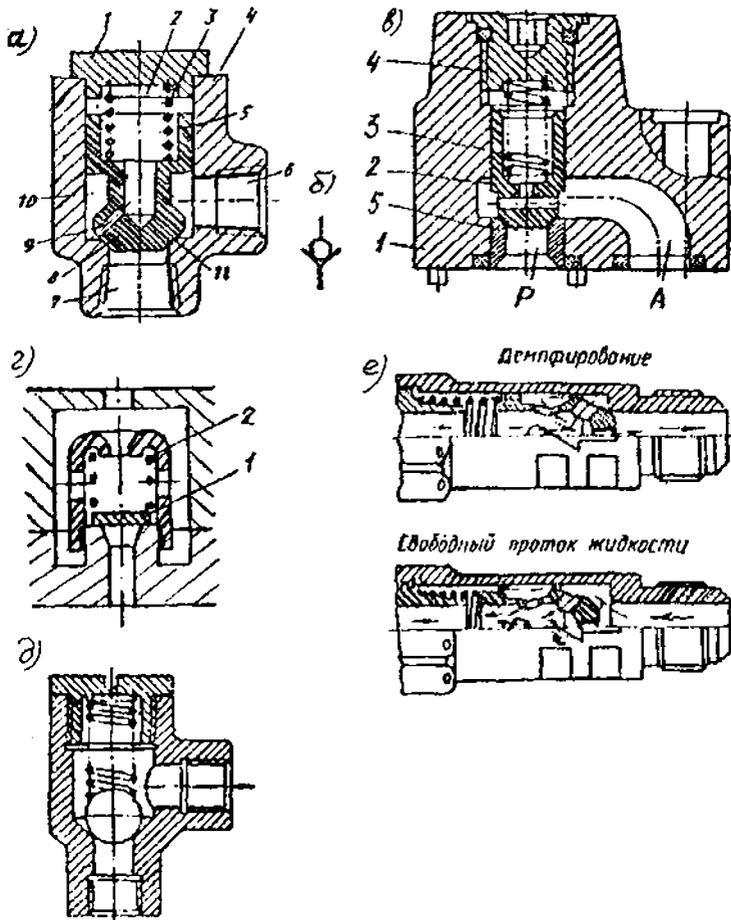


Рисунок 3.1 – Конструкции обратных клапанов

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 3.1, е. Эти 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 фиксации 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 3.2, а.

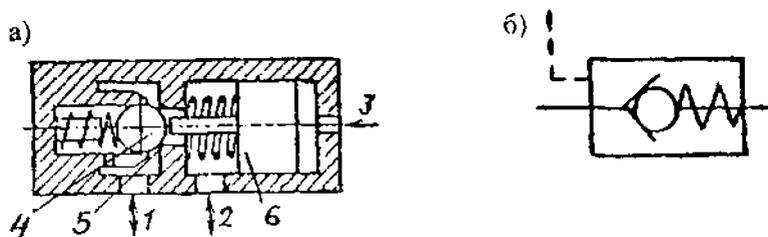


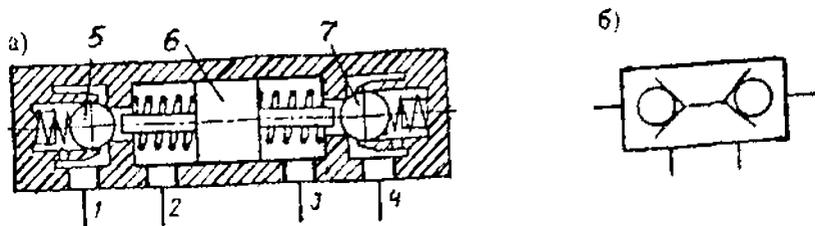
Рисунок 3.2 – Конструкция (а) и условное обозначение (б) одностороннего гидрозамка

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 перемещается вправо. При изменении направления потока в гидромагистралях 1 и 2 на обратное движение запорный элемент 4 прижимается к седлу 5 и движение жидкости прекращается. Если в гидролинии 3 подведена жидкость под давлением управления, то поршень 6 с толкателем перемещается 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 3.2, б.

На рисунке 3.3, 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, соединенную с гидрораспределителем.



а – конструктивная схема; б – условное обозначение
Рисунок 3.3 – Двухсторонний гидрозамок

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 нагрузку в заданном положении.

На рисунке 3.3, б показано упрощенное обозначение двухстороннего гидрозамка по ГОСТ 2.781-96. Детальное обозначение гидрозамков приведено в данном стандарте.

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 клапаны. Предохранительные клапаны рассмотрены на рисунках 3.4 и 3.5. Кратко только отметим, что пе-

реливные и предохранительные клапаны имеют идентичную конструкцию, но последние предназначены для предохранения гидропривода от давления, превышающего 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.

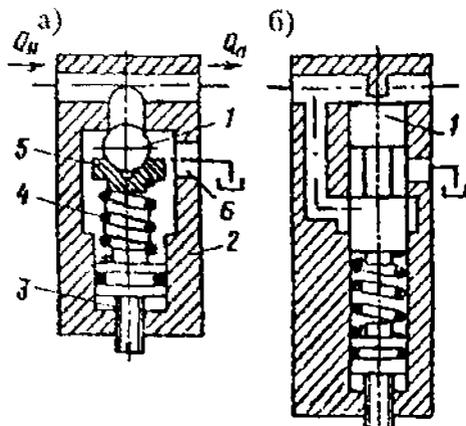


Рисунок 3.4 – Клапан напорный прямого действия

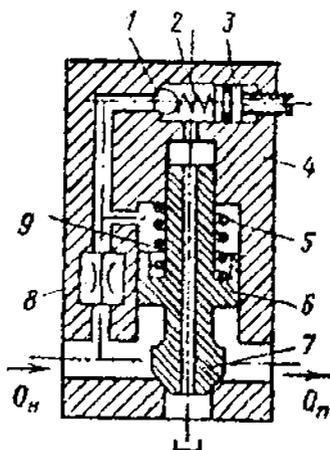


Рисунок 3.5 – Клапан напорный непрямого действия

Эти клапаны по способу воздействия на запорный элемент бывают прямого (рисунок 3.4, а и б) и непрямого (рисунок 3.5) действия с различными запорными элементами (шариковыми, конусными, золотниковыми и т.д.). В клапанах, приведенных на рисунке 3.4, поток рабочей жидкости непосредственно воздействует на шарик 1 (см. рисунок 3.4, а) или на плунжер (золотник) 1 (см. рисунок 3.4, б).

Если сила давления на шарик 1 становится больше усилия пружины 4, то шарик опускается и часть напорного потока Q_n через зазор между шариком 1 и его седлом в корпусе 2 сливается через полость 5 и канал 6 в бак, а оставшая часть Q_p идет к потребителю. Необходимое давление устанавливается с помощью пружины 4 и регулировочного винта 3.

В клапанах непрямого действия (см. рисунок 3.5) 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_n жидкости подводится к клапану 1 первого каскада и в надпоршневую (междроссельную) полость 9. Пружина 5 прижимает клапан 7 к седлу. Потребляемый поток обозначен через Q_p .

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_n 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 3.6 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.

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

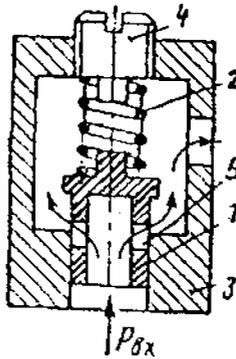


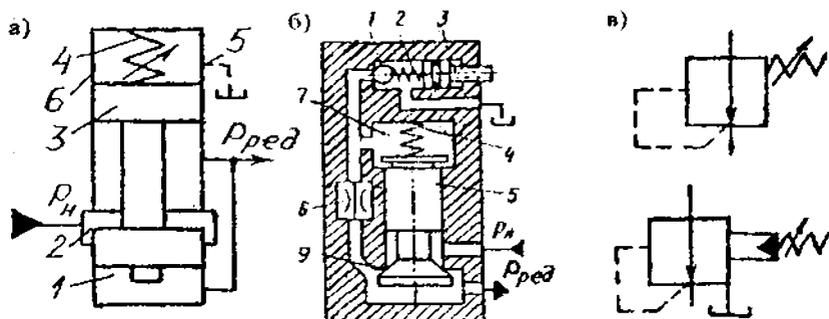
Рисунок 3.6 – Конструктивная схема переливного клапана

Редукционные гидроклапаны

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 гидросилителей.

На рисунке 3.7, а показана схема редукционного клапана прямого действия, состоящего из корпуса б, золотника 3, регулируемой пружины 4. Между корпусом б и золотником 3 образована рабочая щель 2. Дренаж осуществляется через гидролинию 5. Величина регулируемого давления $p_{ред}$ устанавливается с помощью пружины 4. $p_{ред} < p_n$ (p_n – давление в напорной гидролинии) и $p_{ред} = const$.

Если по какой-то причине давление $p_{ред}$ начнет повышаться, то оно будет увеличиваться и в торцевой 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.



а – прямого действия; б – непрямого действия;
 в – условное обозначение клапана прямого и непрямого действия
 Рисунок 3.7 – Редукционные клапаны

Конструктивная схема редукционного гидроклапана непрямого действия показана на рисунке 3.7, б (клапан закрыт). 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_n и потока жидкости Q_n 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 3.7, в и г показаны соответственно условные обозначения редукционных гидроклапанов прямого (одноступенчатого, однокаскадного) и непрямого (двухступенчатого, двухкаскадного) действия по ГОСТ 2.781-96.

Делители и сумматоры потока

Для обеспечения определенного соотношения или равенства скоростей, например, двух гидродвигателей, расположенных на значительном расстоянии друг от друга, если к абсолютной величине этих скоростей не предъявляется жестких требований, применяются гидроклапаны соотношения расходов, предназначенные 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 и поддержания расходов в разделенных потоках в определенном соотношении. На рисунке 3.8, а приведена схема делителя потоков с клапанным запорно-регулирующим элементом. 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 жидкости 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.

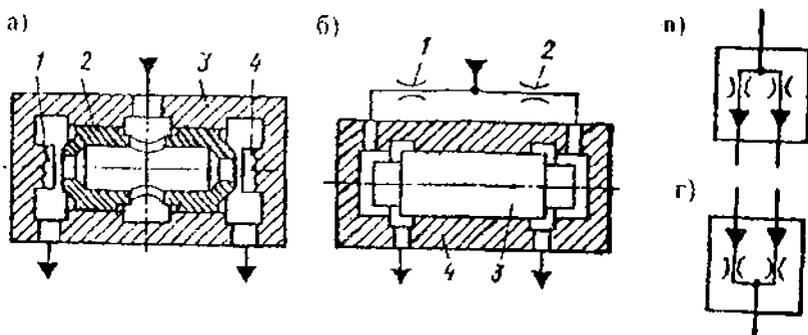


Рисунок 3.8 – Делители и сумматоры потока

Для разделения потоков на два неравных потока необходимо диаметры соответствующих сопел выполнять в отношении, которое требуется от соотношения разделяемых потоков. Более высокую точность соотношения можно получить делителем потока (рисунок 3.8, 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 3.8, б);
– сумматор потока (рисунок 3.8, г).

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 № 4

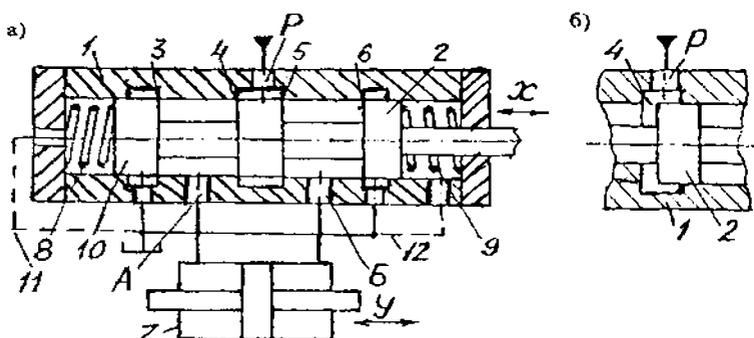
ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

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 о 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, цилиндрический золотник 2 (рисунок 4.1).



а – в нейтральном положении; б – при сдвинутом вправо золотнике

Рисунок 4.1 – Конструктивная схема гидрораспределителя

В зависимости от функционального назначения различают следующие виды распределителей:

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 4.1, 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 4.1, б показана рабочая щель 4 при сдвинутом золотнике 2 вправо.

2. Дросселирующие распределители, использующиеся 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 4.1, б) и больше перемещение. Таким образом, эти распределители имеют следящее действие, т.е. выходной сигнал изменяется с учетом величины поступившего сигнала.

Схема подключения распределителя к напорной линии и к гидродвигателю 7 (каналами A и B) представлена на рисунке 4.1, 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 4.1, а. Поток жидкости через гидрораспределитель прекращается.

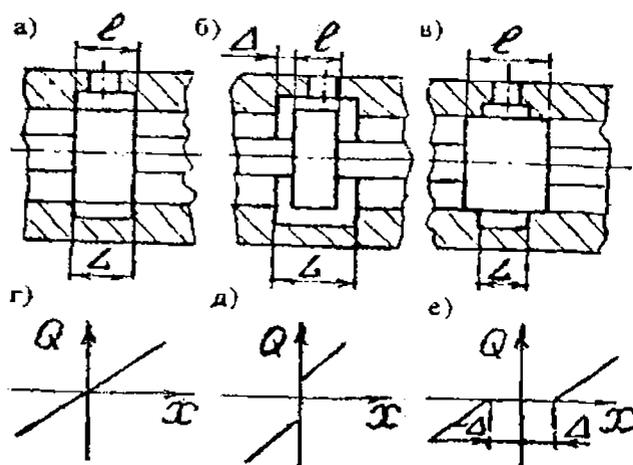
Если принимается, что между всеми тремя поясками 10 золотника 2 и корпусом 1 зазоров нет, а следовательно, отсутствуют утечки жидкости через эти радиальные зазоры, то такой распределитель называется идеальным. В действительности же этот зазор неизбежен, поэтому всегда будут иметь место утечки жидкости, например, из полостей A и B в полости, в которых установлены пружины 8 и 9. Следовательно, необходимо предусмотреть наличие дренажных линий 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 (см. рисунок 4.1, 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 корпуса 1 (см. рисунок 4.1, а) распределители бывают:

- 1) с нулевым перекрытием ($\ell = L$, рисунок 4.2, а);
- 2) с отрицательным перекрытием ($\ell < L$, рисунок 4.2, б);
- 3) с положительным перекрытием ($\ell > L$, рисунок 4.2, в).

Расходные характеристики этих распределителей показаны соответственно на рисунке 4.2, г, д и е.

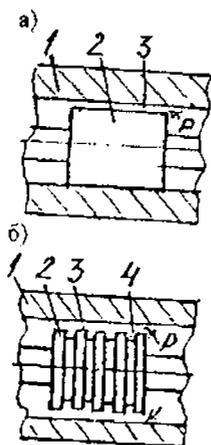


а – нулевое; б – отрицательное; в – положительное;
г, д, е – расходные характеристики

Рисунок 4.2 – Перекрытия проходных сечений

В процессе работы гидрораспределителя золотник 2 может сдвинуться и прижаться, например, к нижней части корпуса 1 (рисунок 4.3, 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 4.3, б). Жид-

кость протекает под давлением p через зазор 3 между корпусом 1 и пояском золотника 2, попадает в кольцевые канавки 4. Поскольку гидравлическое сопротивление 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.

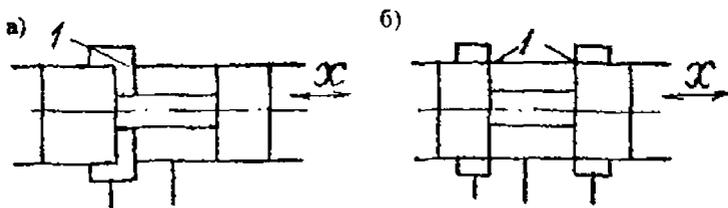


a – без канавок; *b* – с кольцевыми канавками
Рисунок 4.3 – Конструктивная схема золотника

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

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

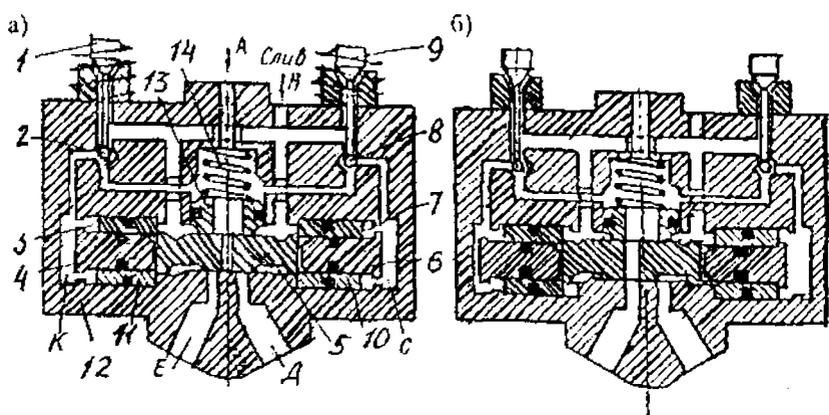
- однощелевые, содержащие одну щель 1 (рисунок 4.4, *a*);
- двухщелевые (рисунок 4.4, *б*);
- многощелевые, например, четырехщелевые (см. рисунок 4.1, *a*), содержащие четыре щели 3, 4, 5, 6.



а – однощелевого; б – двухщелевого
 Рисунок 4.4 – Схема гидрораспределителей

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

- золотниковые с цилиндрическим (см. рисунок 4.1) и плоским (рисунок 4.5) золотниками, обозначенными на этих рисунках соответственно позициями 2 и 5;
 - клапанные (рисунок 4.6), содержащие клапан 2.
- Принцип действия этих распределителей описан ниже.



а – нейтральное положение золотника; б – при сдвиге золотника влево
 Рисунок 4.5 – Гидрораспределитель с плоским золотником

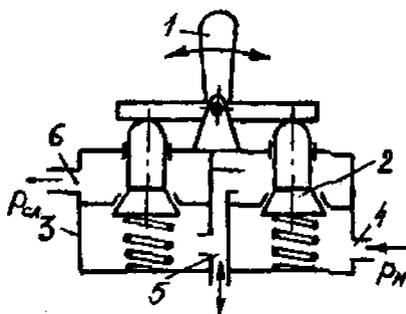


Рисунок 4.6 – Клапанный гидрораспределитель

III. По виду управления:

- от оператора (рычагом, кнопкой, педалью);
- механическое (толкателем, роликом, ломающимся рычагом);
- электрическое;
- двухступенчатое;
- гидравлическое с повышением или понижением давления;
- комбинированное.

Описание принципа действия некоторых таких гидрораспределителей приведено ниже.

IV. По способу управления:

- с односторонним управлением и пружинным возвратом золотника или ручным;
- с двухсторонним управлением.

V. По числу внешних линий:

- двухлинейные;
- трехлинейные;
- четырехлинейные (см. рисунок 4.1);
- пятилинейные;
- специальные.

VI. По числу фиксированных позиций:

- двухпозиционные;
- трехпозиционные (см. рисунок 4.1);
- 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 называются триггерными (обладающими памятью).

На рисунке 4.5 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 4.5, 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 (рисунок 4.5, б), так как жидкость будет проходить через центральный канал А, а клапан 8 переместится к полостям 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.

На рисунке 4.6 приведена схема клапанного гидрораспределителя, простого в изготовлении и обеспечивающего высокую герметичность. Затворы клапанов приводятся в действие ручными (например, рычагом 1, как показано на рисунке 4.6), механическими или электрическими устройствами. В корпусе 3 имеются три отверстия для подвода и отвода рабочей жидкости. Отверстия 4, 5 и 6 соединяются с насосом, гидроцилиндром (гидродвигателем) и баком.

Условные обозначения гидрораспределителей представлены на рисунке 4.7.

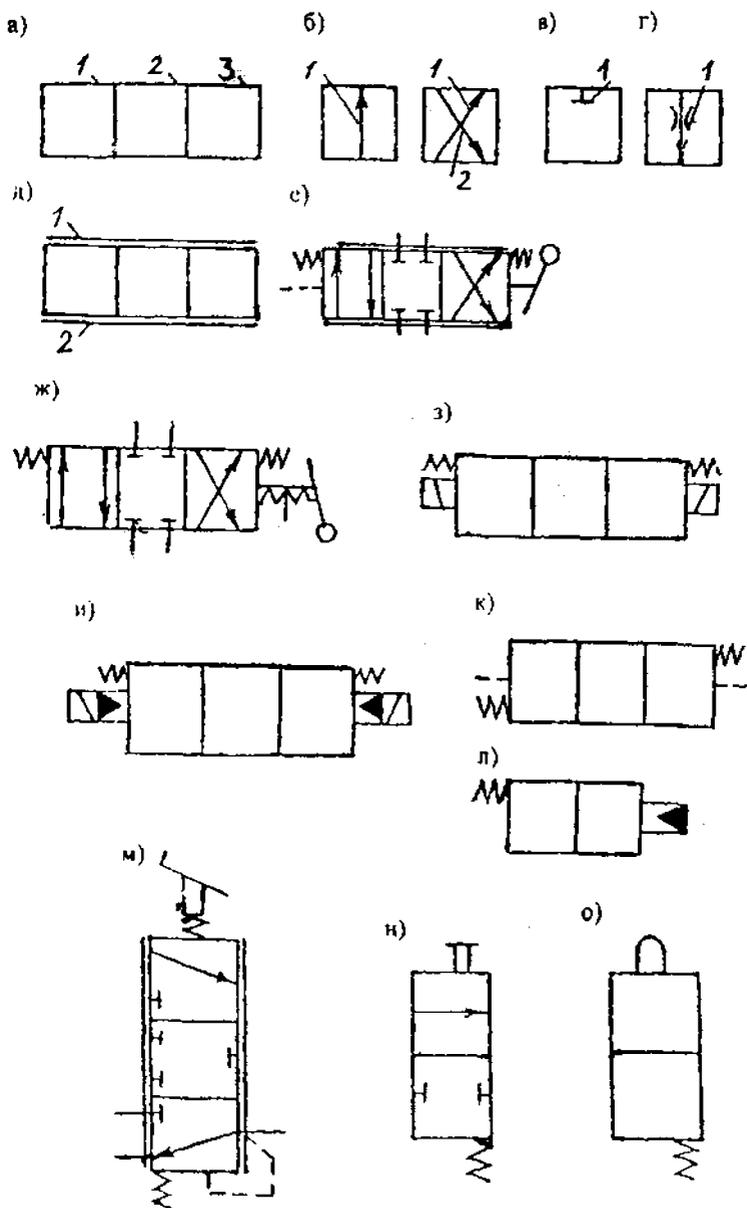


Рисунок 4.7 – Условные обозначения гидрораспределителей

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 № 5

АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ И РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Цель работы:

1. Изучение схем, конструкций и принципа действия радиальных гидромашин.
2. Изучение 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 5.1. 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 справа налево 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 слева направо объем рабочей камеры уменьшается, в результате чего в ней создается повышенное давление, которое закрывает впускной и открывает выпускной клапан, и жидкость из рабочей камеры выталкивается в нагнетательный трубопровод.

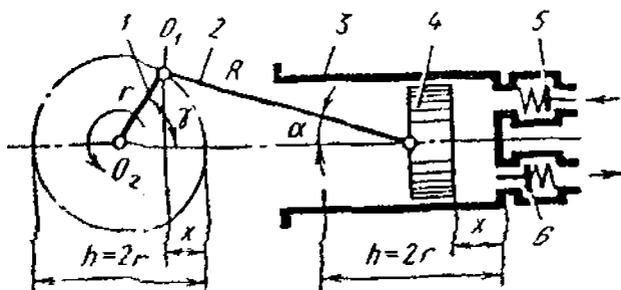


Рисунок 5.1 – Схема простейшего поршневого насоса

Если изобразить график подачи жидкости таким насосом во времени, то при равномерной скорости вращения его вала она будет иметь вид, представленный на рисунке 5.2. 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.

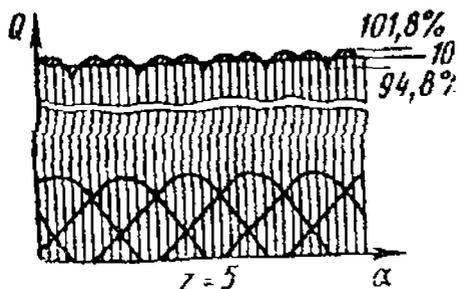


Рисунок 5.2 – График подачи жидкости поршневого насоса

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 |

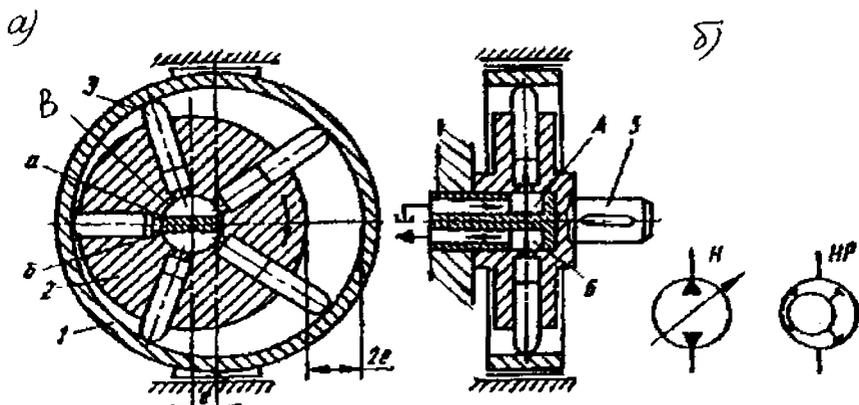
Таким образом, практическое применение находят только многоцилиндровые поршневые гидромашин, а в зависимости от вида привода поршней в движение такие машины разделяют на радиально-поршневые и аксиально-поршневые.

Радиально-поршневые и аксиально-поршневые гидромашины

Радиально-поршневыми гидромашинами называют машин, 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 5.3, 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 соедине-

ны с центральным осевым отверстием ротора, которое разделено горизонтальной перегородкой *ab* на две полости – всасывающую и нагнетательную, сообщенные соответственно с гидробаком и напорной гидролинией.



a – конструкция; *б* – условное обозначение

Рисунок 5.3 – Радиально-поршневой насос однократного действия

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 *ab* цапфенного распределителя поршни не совершают поступательного движения и, следовательно, объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры, расположенные ниже горизонтальной осевой линии, соединены с полостью нагнетания В. Поршни в этих камерах перемещаются в направлении к цап-

фенному распределителю и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер на выход из насоса. Так происходит процесс нагнетания.

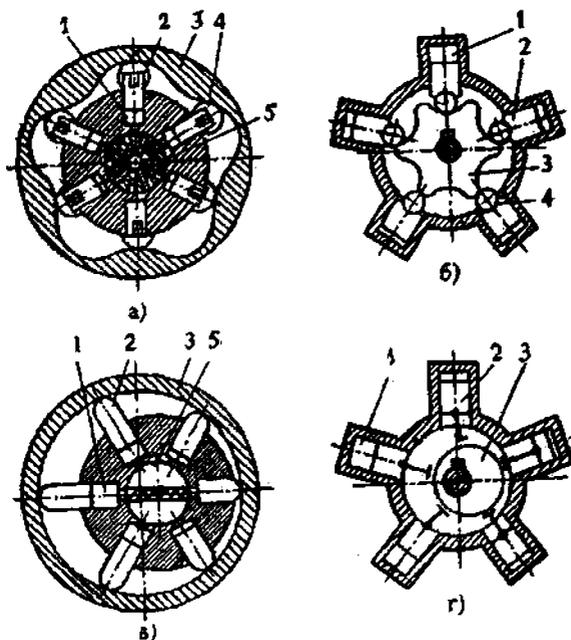
Выдвижение поршней из цилиндров происходит за счет действия центробежных сил, а если их недостаточно, то используют принудительные методы выдвижения путем установки внутри цилиндров пружин, выталкивающих поршни, или путем установления кинематической связи между поршнями и статором. Выдвижение поршней может быть также осуществлено за счет давления жидкости путем установки подпитывающего насоса во всасывающей гидрролинии. При работе гидромашины 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 изменения 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 (рисунков 5.4), 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 многорядными. 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.



1 – блок цилиндров; 2 – поршень; 3 – направляющая; 4 – каюк; 5 – распределитель

Рисунок 5.4 – Схемы радиально-поршневых гидромоторов с внешним (а и в) и внутренним (б и г) расположением направляющей

Работа в режиме гидромотора. При подаче рабочей жидкости через отверстие распределителя 5 в поршневое пространство под давлением поршень 2 (рисунок 5.4, 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», 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 крутя-

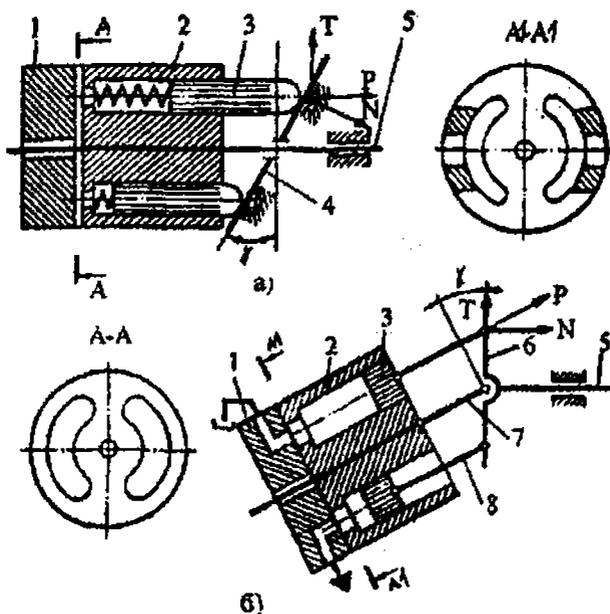
щий момент в гидромоторах такого типа обеспечивается благодаря многократности действий. Для увеличения рабочего объема радиально-поршневые гидромашины могут выполняться многорядными.

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 твердостью. 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 гидромашинной 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 5.5, 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.



1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров; 3 – поршне диск; 5 – вал; 6 – фланец; 7 – центрирующий валик; 8 – шатуны
 Рисунок 5.5 – Схемы аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском (а) и блоком (б)

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 прохождении любым из поршней углового участка от нижней (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, достаточного 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, проходящих 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 установленными 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 5.5, 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 машины могут быть выполнены регулируемыми 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 малошумными 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.

Контрольные вопросы

1. Как устроены и функционируют радиально-поршневые гидромашины с внешним и внутренним расположением направляющей?
2. Как работает высокомоментный радиально-поршневой гидромотор многократного действия?
3. Как устроены и функционируют аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском и наклонным блоком?
4. Каким образом обеспечивается прижим блока цилиндров к гидрораспределителю?
5. Как обеспечивается гидростатическая разгрузка поршней в контакте с наклонным диском?

Лабораторная работа № 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗОЛОТНИКОВОГО ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Цель работы:

1. Ознакомление со схемой, устройством и принципом действия испытуемого золотникового распределителя.
2. Изучение стенда и методики снятия статических характеристик распределителя.

Краткие теоретические сведения

Гидрораспределитель – это гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока жидкости, пуска и остановки его, а также для регулирования давления и расхода (подачи) жидкости.

Цилиндрический золотниковый дросселирующий распределитель содержит, как правило, корпус (гильзу) и цилиндрический золотник. В дросселирующем распределителе золотник может занимать бесконечное множество промежуточных положений дросселирующих элементов распределителя от полного открытия до полного закрытия их.

Чтобы определить зависимость между перемещением золотника h и расходом Q , перемещением h и перепадом давления Δp , расходом Q и перепадом давления Δp (или наоборот), рассчитываются или снимаются экспериментальным путем статические характеристики распределителя:

$$Q = f(h) \text{ – расходная;}$$

$$\Delta p = f(h) \text{ – перепадная;}$$

$$\Delta p = f(Q) \text{ – перепадно-расходная;}$$

$$Q = f(\Delta p) \text{ – расходно-перепадная.}$$

В данной лабораторной работе будет экспериментально исследоваться распределитель типа P102. Конструктивная схема исследуемого в данной работе распределителя приведена на рисунке 6.1.

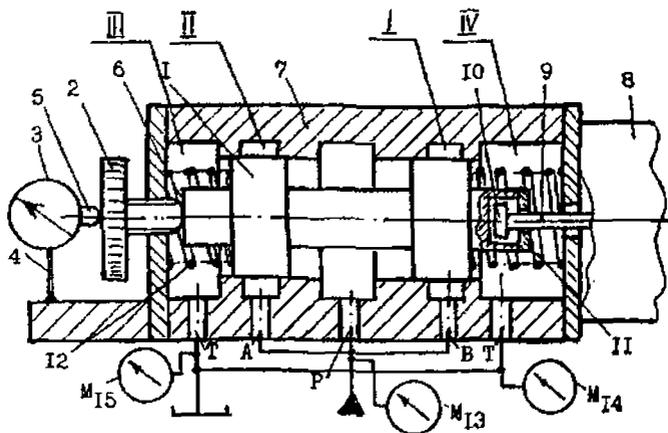


Рисунок 6.1 – Конструктивная схема распределителя

На схеме показано, как можно перемещать золотник *1* с помощью дополнительно установленного винта *2* и регулировать величину этого перемещения с помощью индикатора *3*, установленного на кронштейне *4* и опирающегося своим подвижным наконечником *5* на винт *2*. Последний своим торцом *6* нажимает на золотник *1*, установленный в корпусе распределителя *7*. На серийно изготавливаемом распределителе устанавливаются два электромагнита *8*. В исследуемой конструкции один электромагнит снят и заменен винтом *2* с индикатором перемещения *3*. Толкатель *9* электромагнита *8* соединен с золотником *1* специальной конструкции, которая на схеме упрощена и обозначена позицией *10*.

Выходные полости *A* и *B* в испытуемом распределителе соединены между собой на схеме (см. рисунок 6.1). Пружины *11* и *12* служат для смещения золотника *1* в нейтральное положение, при котором напорная гидролиния, соединенная с отверстием *P*, не сообщается со сливным каналом *T*. При вращении винта *2* в ту или другую сторону золотник *1* перемещается вправо или влево. Если золотник *1* передвигается вправо, открываются рабочие окна I и III распределителя, а при обратном передвижении – окна II и IV. После установки манометров M_{13} , M_{14} и M_{15} (см. рисунки 6.1, 6.2) можно регистрировать давление в разных линиях распределителя (перепады давления на всех рабочих окнах распределителя и суммарные перепады на включенных в работу окнах при той или иной позиции распределителя).

При аналитическом исследовании перепады давления на рабочем окне (рабочей щели) определяются по формуле Торричелли:

$$Q = \mu A \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где Q – расход жидкости через проходное сечение рабочего окна, м³/с;

$A = \pi dh$ – площадь проходного сечения (здесь d – диаметр золотника, м), м²;

h – величина открытия проходного сечения, т.е. перемещение золотника, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

μ – коэффициент расхода ($\mu = 0,6 \dots 0,7$);

$\Delta p = p_{вх} - p_{вых}$ – перепад давления на рабочем окне (здесь $p_{вх}$ и $p_{вых}$ – давление жидкости на входе и выходе рабочего окна), Па.

Описание стенда и методика проведения эксперимента

Испытание гидрораспределителя проводится на универсальном стенде с использованием одного из контуров (программа № 3). Экспериментальная установка (рисунок 6.2) состоит из насоса 1, предохранительного клапана 2, фильтра 3, датчика 4 расхода жидкости, регулятора расхода (скорости) 5, испытуемого распределителя 6, индикатора перемещений 7, манометров M_{11} , M_{13} , M_{14} и M_{15} (если принять, что в сливной гидролинии 10 $p_{сл} = 0$, то M_{15} можно не устанавливать), бака 9.

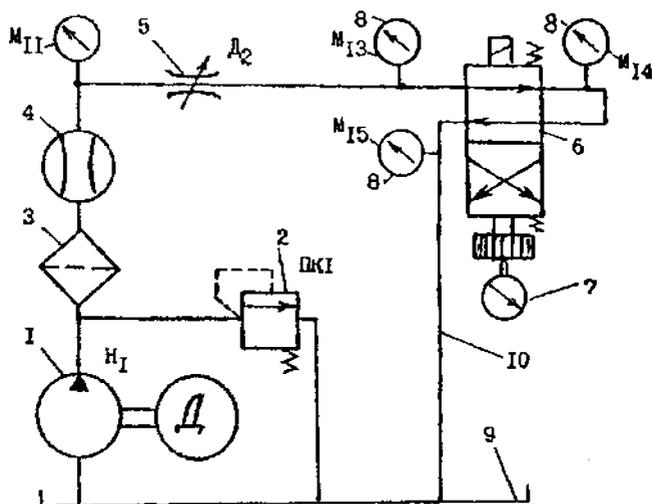


Рисунок 6.2 – Схема для испытания золотникового распределителя

Эксперимент проводится по следующей методике:

1. На пульте управления устанавливается программа № 3.
2. Включается в работу насос (нажатием кнопки «Пуск»).
3. Закрывается дроссель регулятора расхода (скорости) D_2 с помощью регулировочного винта.

4. Поворотом винта предохранительного клапана 2 устанавливается величина рабочего давления жидкости 3...4 МПа (30...40 кгс/см²). Контроль производится по манометру М₁₁.

5. Полностью открывается проходное сечение дросселя Д₂.

6. Подается напряжение на электромагнит распределителя 6 путем включения тумблера на панели.

7. С помощью винта регулируется ход золотника 1 распределителя (см. рисунок 6.1). На рисунке этот винт показан позицией 2. Вращая винт 2, устанавливаем золотник 1 (см. рисунок 6.1) в одно из крайних положений (об этом свидетельствует максимальное значение f на частотомере, т.е. $Q = Q_{\max}$). При этом шкалу датчика перемещений совмещаем с нулем. Затем вращаем винт 2 так, чтобы получилось 5...6 различных позиций золотника 1 до его нейтрального положения (об этом свидетельствует отсутствие расхода и давления жидкости на манометре М₁₄).

Для каждой из этих позиций регистрируем показания манометров М₁₃, М₁₄, М₁₅, индикатора перемещений 3 и частотомера. Результаты записываем в таблицу 6.1.

8. Перемещение золотника 1 возможно производить далее от нейтрального положения до его второй крайней позиции, регистрируя показания приборов аналогично п. 7. При этом определяем полный ход золотника h .

9. После заполнения таблицы 6.1 по показаниям приборов рассчитывается подача насоса по формуле

$$Q = a + bf, \text{ м}^3/\text{с},$$

и строятся графики:

$$\Delta p_1 = f(Q),$$

где $\Delta p_1 = p_{13} - p_{14}$;

$$\Delta p_2 = f(Q),$$

где $\Delta p_2 = p_{13} - p_{15}$.

Коэффициенты a и b берутся по паспорту для конкретного датчика расхода, установленного на стенде, $a = 0$; $b = 0,0008$ л/имп. = $8 \cdot 10^{-7}$ м³/имп.

Следует отметить, что по полученным данным можно также построить расходную характеристику $Q = f(h)$, и перепадную $\Delta p = f(h)$. Построение характеристик осуществляется для перемещений золотника в обе стороны.

Таблица 6.1

| № п/п | Показания расходомера f , Гц | Расход Q , м ³ /с | Показания манометров, Па | | | Ход золотника h , м | Перепад давления Δp , Па |
|----------|--------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------|----------|----------|-----------------------------|--|
| | | | M_{13} | M_{14} | M_{15} | | |
| 1 | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | |
| ... | | | | | | | |
| n | | | | | | | |

Примечание. Построение одной или нескольких характеристик определяется преподавателем.

Контрольные вопросы

1. Назначение, конструкция, принцип действия испытуемого гидрораспределителя.
2. Схема и принцип действия экспериментальной установки.
3. Методика проведения эксперимента по определению статических характеристик распределителя.
4. Какие типы статических характеристик можно построить?

Лабораторная работа № 7

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ АВТОМАТИЧЕСКИЙ МАНИПУЛЯТОР ЗАЛИВКИ МЕТАЛЛА

Цель работы: изучение конструкции и принципа действия гидравлического автоматического манипулятора заливки металла.

Краткие теоретические сведения

Автоматический манипулятор предназначен для автоматизации операций заливки металла в литейных цехах машиностроительных

предприятий, имеющих машины для литья под давлением (ЛПД).
Заливка осуществляется с учетом дозировки металла.

Режим работы:

- автоматический;
- полуавтоматический;
- пооперационный.

Техническая характеристика манипулятора

1. Доза заливки (по алюминию), кг:
 - наименьшая 1;
 - наибольшая 6,3.
2. Число степеней подвижности 2.
3. Точность дозирования, % ± 2.
4. Система координат угловая.
5. Способ задания координат по регулируемым упорам.
6. Время переноса дозы от печи к машине не более, с 5.
7. Производительность в автоматическом режиме, циклов/ч 130.
8. Тип привода гидравлический.
9. Тип системы управления цикловой.
10. Габаритные размеры (без гидро-оборудования), мм 1400 × 830 × 1315.
11. Масса, кг 700.

Техническая характеристика гидростанции

1. Тип СВІ-А-40-ІН-2,2-18.
2. Расход рабочей жидкости, м³/с 3·10⁻⁴.
3. Рабочее давление, МПа 6,3.
4. Рабочая жидкость прогидрол П20-МІ.
(ТУ-02-1140-78).

Техническая характеристика электрооборудования

1. Питающая сеть:
 - род тока переменный;
 - частота, Гц 50;
 - напряжение, В 380.

| | |
|---------------------------------------|-------------------------|
| 2. Сеть цепей управления: | |
| – род тока | постоянный, переменный; |
| – напряжение, В | 24, 110. |
| 3. Установленная мощность, кВт: | |
| – электродвигателей | 3,24; |
| – цепей управления | 0,65. |
| 4. Количество двигателей | 1. |
| 5. Масса шкафа системы управления, кг | 120. |

Кинематическая схема манипулятора

На рисунке 7.1, *а* изображена кинематическая схема манипулятора. На рисунке 7.1, *б, в и г* показаны соответствующие схемы мерного ковша, соединенного с рычажной системой, гидроцилиндров с реечными механизмами и кулачкового механизма.

Манипулятор включает в себя следующие узлы: 1 – мерный ковш, соединенный через рычаги 2, 3 с валом 6 (звено 3 посажено на валу 6 свободно) и через ось 26 с подвеской 4, жестко связанной с валом 7; 32 – предохранительный штифт, соединенный жестко со втулкой 5, неподвижно сидящей на валу 6; 33 – болт для регулировки исходного углового положения ковша (регулировки дозы металла в ковше); 8, 9, 23 и 24 – звездочки цепной передачи, соединяющие между собой валы 6 и 13, 7 и 10; 25 – поворотный рычаг, жестко связанный с валом 11, на котором также жестко посажена шестерня 22, взаимодействующая с расчетными механизмами 12 и 31 гидроцилиндров поворота рычага 25; 30 – упоры, регулирующие ход реек (крайнее положение рычага 25); 19 – вал, на котором жестко закреплена шестерня 20, соединенная с рейкой 21 гидроцилиндра привода ковша, и кулачок 17, контактирующий с роликом 16, установленным на оси 18 рычага 15, жестко связанного с валом 13; 14 – рычаг, закрепленный жестко на валу 10, удерживаемый регулируемыми упорами 29 (изменение положения рычага позволяет достичь изменения положения подвески 4 ковша относительно рычага 25); 27 – пружина для прижатия ролика 16 к кулачку 17, действующую через цепь, закрепленную на рычаге 15 и направляемую роликом 28.

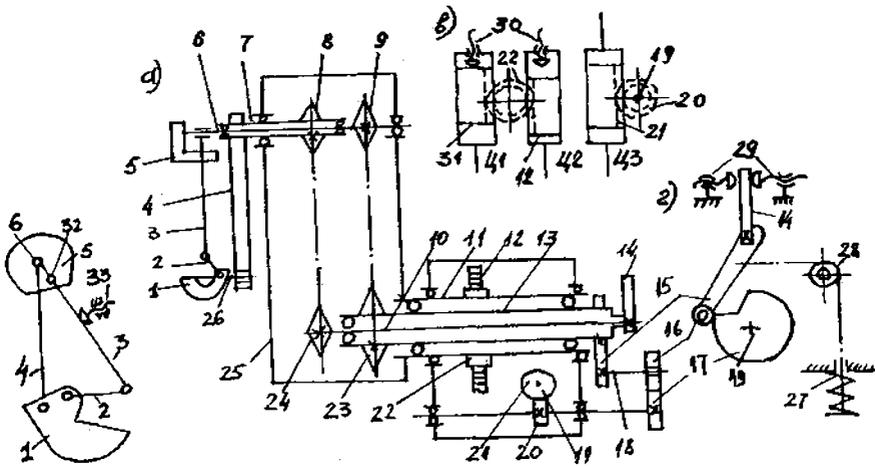


Рисунок 7.1 – Кинематическая схема манипулятора для заливки металла

Принцип действия манипулятора

Рабочая жидкость под давлением поступает из гидронасоса Н в поршневую полость гидроцилиндра ЦЗ с рейкой 12 при включении электромагнита ЭМ5. Перемещает последнюю и вызывает поворот шестерни 22. Поршневая полость гидроцилиндра Ц1 с рейкой 31 в этом случае сообщается со сливом. Шестерня 22 через вал 11 поворачивает рычаг 25. До тех пор пока звездочка останется неподвижной, учитывая передаточное отношение между звездочками 23 и 9, 24 и 8, в результате поворота рычага 25 не происходит опрокидывания (наклон) ковша. При этом звездочка 24 неподвижна.

Вначале ковш выносится из печи в первоначальном положении, при котором производится забор металла. После выхода ковша из печи подается давление в цилиндр Ц2 с рейкой 21 привода ковша. Через шестерню 20, вал 10, кулачок 17, ролик 16, рычаг 15, вал 13, звездочку 23, цепь, звездочку 9, вал 6, втулку 5, звенья 3 и 2 движение передается на ковш, который совершает поворот относительно оси 26 на небольшой угол (10°), осуществляя «отсечку» металла в ковше. В этом (транспортном) положении ковш переносится рычагом к месту заливки, где дальнейшим его поворотом осуществляется заливка металла.

Гидрооборудование манипулятора предназначено для привода плунжеров движения рычага и поворота ковша заливки металла.

Функционально гидросистема состоит:

- из гидростанции;
- узлов распределения рабочей жидкости и гидропанели;
- исполнительных двигателей;
- соединительных элементов узлов гидропривода.

Гидросистема обеспечивает необходимые параметры давления и расхода рабочей жидкости.

Гидропанель манипулятора заливки металла включает гидрораспределители Р1, Р2, Р3, дроссель ДР3, клапан тормозной КТ, дроссель ДР4, а также клапан КР, золотник включения манометра ЗМ с манометром МН1.

Распределитель Р3 управляет движением реек гидроцилиндров Ц1 и Ц3, а следовательно, и движением рычага 25 (см. рисунок 7.1) манипулятора. Подача рабочей жидкости в гидроцилиндры Ц1 или Ц3 осуществляется соответственно через левую или правую (по чертежу) позиции распределителя Р4, включаемые соответственно электромагнитами ЭМ4 или ЭМ5. Таким образом происходит перемещение рычага 25 и ковша 1 (см. рисунок 7.1) к печи или машине.

Поворот ковша 1 (см. рисунок 7.1) при сливе (заливке) металла осуществляется движением рейки гидроцилиндра Ц2 двухстороннего действия. Подача рабочей жидкости к гидроцилиндру Ц2 и слив ее осуществляются через гидрораспределитель Р3, левая или правая (по чертежу) позиция которого включается в работу с помощью электромагнитов ЭМ2 и ЭМ3.

Скорость поворота (опрокидывания) ковша регулируется дросселем ДР4 путем изменения проходных сечений дросселей.

Клапан КР предназначен для настройки и поддержания постоянного давления (5 МПа) в гидросистеме манипулятора заливки металла.

Скорость рабочего хода рычага 25 (см. рисунок 7.1) осуществляется дросселем ДР3, установленным в сливной гидролинии, а скорость движения – тормозным клапаном КТ.

Ускорение движения рычага осуществляется подачей электроэнергии к электромагниту ЭМ1 гидрораспределителя Р1. Последний гидравлически включает клапан К1 тормозного клапана КТ. При этом жидкость проходит через клапан К1, минуя дроссель ДР2.

Темп включения и выключения клапана К1 регулируется дросселями ДР1 и ДР2.

Манипулятор может работать в автоматическом режиме или с помощью ручного управления.

Контрольные вопросы

1. Назначение и область применения манипулятора.
2. Из каких основных узлов состоит манипулятор?
3. Назначение и принцип действия узлов манипулятора.
4. Порядок работы узлов гидросистемы при повороте рычага и ковша манипулятора.
5. Назначение гидростанции, дросселей и клапанов гидросистемы, их регулировки.
6. Порядок работы гидросистемы при заливке металла.
7. Перечислить режимы работы манипулятора.

Лабораторная работа № 8

АВТОМАТИЧЕСКИЙ МАНИПУЛЯТОР СЪЕМА ОТЛИВОК

Цель работы: изучение конструкции и принципа действия автоматического манипулятора съема отливок.

Краткие теоретические сведения

Автоматический манипулятор предназначен для автоматизации операций съема отливок в литейных цехах машиностроительных предприятий. Он осуществляет снятие отливки с пресс-формы и перенос ее в камеру охлаждения или на транспортер.

Режим работы:

- автоматический;
- полуавтоматический;
- пооперационный.

Техническая характеристика манипулятора

- | | |
|--|------|
| 1. Грузоподъемность (наибольшая), Н | 100. |
| 2. Число степеней подвижности (без схвата) | 2. |

| | |
|--|------------------------------------|
| 3. Перемещение рабочего органа, градус: | |
| – поворот кисти, не менее | 30; |
| – поворот руки, не менее | 50; |
| – поворот рычага, не менее | 100. |
| 4. Точность позиционирования, мм | ±0,5. |
| 5. Система координат | угловая. |
| 6. Способ задания координат | по упорам (упоры регулируемые). |
| 7. Производительность в автономном режиме, циклов/ч, не менее | 400. |
| 8. Тип привода | гидравлический. |
| 9. Привод схвата | пневматический. |
| 10. Тип системы управления | цикловой. |
| 11. Габаритные размеры, мм | 1300 × 1200 × 570. |
| 12. Масса, кг | 238. |

Технические характеристики гидростанции и пневмооборудования

| | |
|---|----------------------|
| 1. Тип гидростанции | СВ1-А-40-ИИ-2,2-18. |
| 2. Расход рабочей жидкости, м ³ /с | 3·10 ⁻⁴ . |
| 3. Рабочее давление, МПа | 6,3. |
| 4. Рабочая жидкость | прогидрол П120-М1. |
| 5. Расход сжатого воздуха, м ³ /с | 5·10 ⁻⁴ . |
| 6. Рабочее давление в пневмосистеме, МПа | 0,5. |

Техническая характеристика электрооборудования

| | |
|---------------------------------------|-------------------------|
| 1. Питающая сеть: | |
| – род тока | переменный; |
| – частота, Гц | 50; |
| – напряжение, В | 380. |
| 2. Сеть цепей управления: | |
| – род тока | постоянный, переменный; |
| – напряжение, В | 24, 110. |
| 3. Установленная мощность, кВт: | |
| – электродвигателей | 3,24; |
| – цепей управления | 0,65. |
| 4. Количество двигателей | 1. |
| 5. Масса шкафа системы управления, кг | 120. |

Кинематическая схема манипулятора

На рисунке 8.1 изображена кинематическая схема манипулятора. В подшипниках 1 на полых полуосях установлен корпус 2, в подшипниках 3 которого установлен вал II.

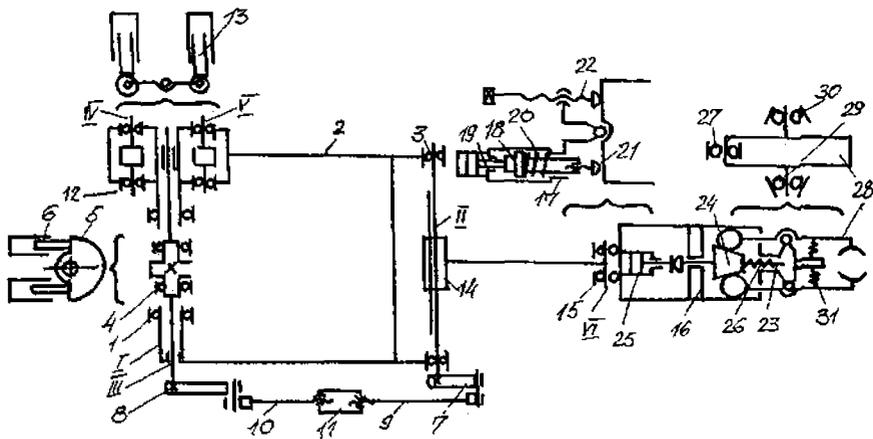


Рисунок 8.1 – Кинематическая схема манипулятора съема отливок

В подшипниках 4 установлен вал III с закрепленным на нем кулачком 5, находящимся во взаимодействии с гидроплунжерами 6. Валы II и III связаны между собой с помощью неподвижно закрепленных на них кривошипов 7 и 8 и шарнирно связанных с ними полуга 9 и 10, соединенных гайкой 11.

В подшипниках 12 корпуса 2 установлены оси IV и V, с которыми взаимодействуют гидроплунжеры 13.

На скользящей шпонке вала II установлен корпус 14, на оси V которого на подшипниках 15 установлен корпус 16. В направляющих 17 корпуса 14 установлен толкатель 18, взаимодействующий с гидроцилиндром 19 и возвратной пружиной 20.

В передней части толкателя 18 имеется регулируемый упор 21. Фиксированное положение корпуса 16 определяется положением регулируемого упора 22. В направляющих 23 корпуса 16 установлен двухсторонний клапан 24, взаимодействующий со штоком пневмоцилиндра 25 и пружиной 26. Клин 24 взаимодействует с роликами 27 двуплечих рычагов 28 с захватными губками. Двуплечие

рычаги 28 закреплены на осях 29, установленных в подшипниках 30 корпуса 16. Пружины 31 прижимают ролики 27 клина 24.

Принцип действия манипулятора

При поступлении команды на ввод руки съемника в разъем пресс-форм происходит одновременное движение корпуса 2, корпуса 14 и корпуса 16 к отливке. Двулучие рычаги 28 схватывают отливку. После срабатывания гидровыталкивателей машины ЛПД происходит отрыв отливки от пресс-формы и перенос ее.

Гидравлическая схема привода манипулятора съема отливок

Такая схема приведена на рисунке 8.2. Гидрооборудование манипулятора предназначено для привода плунжеров поворота рычагов и руки с закрепленным на ней схватом.

Функционально гидросистема состоит:

- из гидростанции ГС;
- узлов распределения рабочей жидкости (гидропанель);
- исполнительных элементов;
- соединительной арматуры и трубопроводов.

Гидросистема обеспечивает необходимые параметры давления и расхода рабочей жидкости.

Гидропанель манипулятора для съема отливок включает распределители Р1 и Р4, а также дроссели ДР1 и ДР2.

Распределитель Р4 управляет движением рычага манипулятора. Дроссель ДР2 регулирует скорость этого движения в обе стороны. Распределитель Р1 управляет движением руки со схватом. Скорость поворота определяется настройкой дросселя ДР1.

В качестве исполнительных двигателей в гидравлическом приводе манипуляторов используются цилиндры с прямолинейным движением поршня одно- и двухстороннего действия. На каждую степень подвижности предусматривается исполнительный двигатель, конструкция которого обеспечивает заданные линейные перемещения, скорость и усилия.

Пневматическая схема привода схвата манипулятора съема отливок

Функционально пневматический привод схвата манипулятора съема отливок можно разделить на следующие узлы:

- узел подготовки сжатого воздуха;
- узел распределения сжатого воздуха;
- узел исполнительных двигателей;
- система передачи сжатого воздуха между устройствами привода.

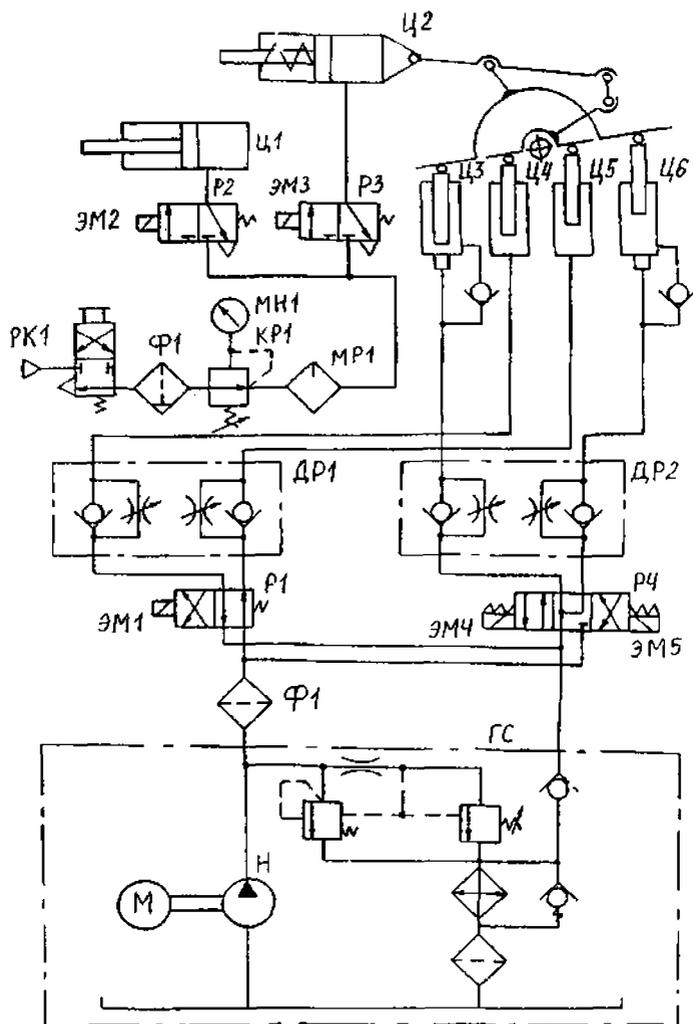


Рисунок 8.2 – Гидропневматическая схема манипулятора съема отливок

Сжатый воздух от компрессора (или цеховой магистрали) поступает в узел подготовки сжатого воздуха (распределитель крановый РК1, влагоотделитель Ф1, регулятор давления КР1, маслораспылитель МР1) и по магистралям поступает к соответствующему распределительному устройству.

С помощью регулятора давления КР1 (редукционного клапана) производится настройка давления сжатого воздуха, поступающего к элементам привода.

Влагоотделитель Ф1 предназначен для очистки сжатого воздуха от влаги и механических примесей размером 0,05 мм и монтируется в пневмосистемах непосредственно на трубах в вертикальном положении.

Маслораспылитель МР1 обеспечивает распыление в потоке сжатого воздуха масла, необходимого для смазки трущихся элементов исполнительного двигателя и распределителя. Контроль давления сжатого воздуха, поступающего к пневмоцилиндру схвата манипулятора съема отливок, выполняется визуально по манометру МН1. Манометр установлен за регулятором давления КР1.

Блок подготовки воздуха выполняется автономно.

Узел распределения сжатого воздуха включает в себя устройства, с помощью которых по заданной программе можно выполнять наполнение или опорожнение рабочей полости исполнительных двигателей Ц1 и Ц2. В приводе схвата манипулятора съема отливок используются распределители Р2, Р3 клапанного типа с электроуправлением нормального закрытия.

В качестве исполнительного двигателя Ц1, Ц2 в приводе схвата (см. рисунок 8.2) используются цилиндры с прямолинейным движением поршня одностороннего действия. Конструкция цилиндров обеспечивает заданное линейное перемещение, скорость и усилие.

Регулировка скорости выходного звена двигателя в пневматическом приводе осуществляется путем изменения расхода сжатого воздуха на выходе или входе двигателя. Конструктивно это выполняется в виде пневматического дросселя, в котором проходное сечение регулируется в зависимости от требуемой скорости или же, как в нашем случае, соответствующим прибором проходных сечений трубопроводов.

Контрольные вопросы

1. Назначение и область применения манипулятора.
2. Из каких основных узлов состоит манипулятор?
3. Назначение и принцип действия узлов манипулятора.
4. Назначение гидропневматической системы, порядок работы ее узлов.
5. Назначение регулировочных элементов в манипуляторе.
6. Порядок работы гидропневматической системы при съеме отливка.
7. Перечислить режимы работы манипулятора.

Список использованных источников

1. Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
2. Дмитриев, В.Н. Основы пневмоавтоматики / В.Н. Дмитриев, В.Г. Градецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.
3. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
4. Абрамов, Е.И. Элементы гидропривода: справочник / Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов. – Киев: Техніка, 1977. – 320 с.
5. Игнатов, М.В. Алгоритмы управления роботами-манипуляторами / М.В. Игнатов, Ф.М. Куликов, А.М. Покровский. – Л.: Машиностроение, 1977. – 248 с.
6. Козырев, Ю.Г. Наладка и эксплуатация станков с числовым программным управлением и промышленных роботов / Ю.Г. Козырев. – М.: Машиностроение, 1980. – 52 с.
7. Козырев, Ю.Г. Промышленные роботы: справочник / Ю.Г. Козырев. – М.: Машиностроение, 1988. – 392 с.
8. Медведьев, В.С. Системы управления манипуляционных роботов / В.С. Медведьев, А.Г. Лесков, А.С. Ющенко; под ред. Е.П. Попова. – М.: Наука, 1978. – 416 с.

Содержание

| | |
|--|----|
| Правила техники безопасности. | 3 |
| <i>Лабораторная работа № 1</i> | |
| Определение напоров в трубопроводе. | 4 |
| <i>Лабораторная работа № 2</i> | |
| Гидравлические дроссели и регуляторы потока. | 9 |
| <i>Лабораторная работа № 3</i> | |
| Гидроклапаны, делители и сумматоры потока. | 20 |
| <i>Лабораторная работа № 4</i> | |
| Гидрораспределители. | 30 |
| <i>Лабораторная работа № 5</i> | |
| Аксиально-поршневые и радиально-поршневые гидромашины. | 39 |
| <i>Лабораторная работа № 6</i> | |
| Определение статических характеристик золотникового дросселирующего гидрораспределителя. | 48 |
| <i>Лабораторная работа № 7</i> | |
| Гидравлический автоматический манипулятор заливки металла. | 53 |
| <i>Лабораторная работа № 8</i> | |
| Автоматический манипулятор съема отливок. | 59 |
| Список использованных источников. | 66 |

Учебное издание

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Лабораторные работы (практикум)
для студентов специальностей
1-53 01 01 «Автоматизация технологических процессов
и производств», 1-53 01 06 «Промышленные роботы
и робототехнические комплексы»

Составители:
БАРТОШ Петр Романович
ФИЛИПОВА Людмила Геннадьевна
УС Ирина Петровна

Редактор Н.В. Артюшевская
Компьютерная верстка Н.А. Школьниковой

Подписано в печать 09.06.2008.

Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 3,95. Уч.-изд. л. 3,09. Тираж 150. Заказ 1185.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0131627 от 01.04.2004.

220013, Минск, проспект Независимости, 65.