

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

**Ю. А. Андреевец**

## **ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ**

### **ПРАКТИКУМ**

**по выполнению лабораторных работ  
для студентов специальности 1-36 01 07  
«Гидропневмосистемы мобильных  
и технологических машин»  
дневной и заочной форм обучения**

**Гомель 2018**

УДК 621.22(075.8)  
ББК 31.56я73  
А95

*Рекомендовано научно-методическим советом  
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 7 от 27.03.2017 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Сельскохозяйственные машины» ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук, доц. *В. Б. Попов*

**Андреев, Ю. А.**

А95 Объемные гидро- и пневмомашинны : практикум по выполнению лаборатор. работ для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / Ю. А. Андреев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. – 112 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены конструктивные разновидности объемных гидромашин, общие сведения, описание экспериментальных установок, методики проведения экспериментов и обработки опытных данных.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.22(075.8)  
ББК 31.56я73

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2018

## **Общие указания по выполнению и оформлению лабораторных работ**

### **Общие положения**

Данный практикум написан для студентов, обучающихся по специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин», в соответствии с программой курса «Объемные гидро- и пневмомашин» и образовательным стандартом высшего образования ОСВО 1-36 01 07.

Лабораторные работы выполняются в объеме 34 часов, проводятся параллельно с чтением лекций и имеют целью:

- 1) Закрепление лекционного материала.
- 2) Знакомство с методикой, оборудованием и приборами для определения основных параметров объемных гидро- и пневмомашин.
- 3) Приобретение практических навыков в обращении с приборами и установками, применяемыми для лабораторных исследований параметров и конструкций объемных гидро- и пневмомашин, применяемых в гидросистемах.
- 4) Практическое знакомство с конструкциями объемных гидро- и пневмомашин.

### **Требования к выполнению лабораторных работ**

Лабораторные работы выполняются отдельными группами студентов на рабочих местах, снабженных приборами, образцами испытуемых материалов и методическими указаниями по проведению испытаний. Лабораторные работы должны быть результатом самостоятельной и творческой работы студента или группы студентов. Все режимы работы экспериментальных установок задаются, а требуемые замеры выполняются студентом.

Техническое оформление лабораторных работ должно соответствовать ЕСКД. Отчет по лабораторной работе должен быть написан на одной стороне листов формата А4 и отличаться краткостью и ясностью изложения, без сокращения фраз и ненужных пояснений.

В начале отчета должен быть титульный лист установленного образца. По согласованию с преподавателем допускается оформление отчетов в ученических тетрадях.

Приведенные в начале каждой лабораторной работы теоретические положения необходимо изучить перед выполнением экспериментов. После защиты лабораторных работ отчет хранится на кафедре.

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

- 1) цель работы;
- 2) основные теоретические сведения;
- 3) схему и краткое описание конструкции экспериментальной лабораторной установки;
- 4) расчетные формулы по обработке результатов замеров;
- 5) таблицу замеров и результатов расчетов, а также необходимые графики и диаграммы;
- 6) вывод.

#### Указания по технике безопасности

Инструктаж по технике безопасности, при работе в лаборатории объемных гидромашин проводится на первом лабораторном занятии.

Лабораторные работы выполняются на стендах, разработанных на кафедре "Гидропневмоавтоматика". При их выполнении следует соблюдать следующие правила:

1) К практическим занятиям в лаборатории объемных гидро- и пневмомашин допускаются студенты, получившие инструктаж по технике безопасности у руководителя лабораторными занятиями с соответствующим оформлением его в журнале. Студенты, не прошедшие инструктаж, к работе в лаборатории не допускаются.

2) Включение и выключение стендов производится преподавателями или лаборантами.

3) Студентам запрещается входить в помещение лаборатории, самостоятельно включать электродвигатели насосов, открывать и закрывать задвижки трубопроводов, включать измерительные приборы и установки.

Эти работы должны выполняться либо обслуживающим персоналом лаборатории, либо студентом, но под наблюдением руководителя практических занятий.

4) Оборудование учебного зала лаборатории относится к разряду особо опасных в отношении поражения электротоком и поэтому студенты обязаны строго соблюдать правила защиты (заземление установок, диэлектрические коврики, низковольтное переносное освещение 12 В), уметь оказать помощь пострадавшим от электротока.

5) В процессе проведения опыта студент, допущенный к выполнению работы, должен находиться на своем рабочем месте, указанном преподавателем или лаборантом. Студенты, не знающие устройства опытной установки и порядка выполнения работы, к выполнению лабораторного опыта не допускаются.

6) При проведении опыта запрещается выполнение действий, не предусмотренных в разделах "Порядок выполнения работы" или не разрешенных преподавателем или лаборантом.

7) Окончив работу на установке, студент должен поставить в известность об этом руководителя практических работ или обслуживающий персонал лаборатории.

**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.
- проводить какие-либо операции на изучаемых установках при отсутствии преподавателя или учебного мастера.

*Категорически запрещается* включать или выключать установки при отсутствии преподавателя или учебного мастера.

### Рекомендуемая литература

К выполнению лабораторной работы допускаются студенты, которые могут дать правильные ответы на контрольные вопросы данной работы. Для подготовки к лабораторным занятиям рекомендуется использовать следующие учебники и учебные пособия:

- 1) Объемные гидро- и пневмомашин: пособие по одноименному курсу для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной и заочной форм обучения / авт.-сост. Ю.А. Андреевец. – Гомель: ГГТУ им. П.О.Сухого, 2009.- 96 с. (м/ук 3771).
- 2) Орлов Ю.М. Объемные гидравлические машины: конструкция, проектирование, расчет. – М.: Машиностроение, 2006. – 223 с.
- 3) Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для ВУЗов по специальности «Гидропневмоавтоматика и гидропривод». - М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
- 4) Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Под общ. ред. Е.В. Герц. . - М.: Машиностроение, 1981. – 408 с.

# Лабораторная работа № 1

## Расчет основных параметров объемного гидропривода

*Цель работы:* закрепление знаний по теме "Объемный гидропривод", определение и сравнение потерь давления в гидроприводе, полученных экспериментальным и расчетным путем.

### 1.1. Общие сведения

*Объемный гидропривод* это гидравлическая система, включающая объемные насос и гидродвигатель (один или несколько) и устройства управления и контроля [1]. Эта система служит для передачи энергии на расстояние при помощи жидкости, и преобразования энергии в механическую работу на выходе системы с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости выходного звена гидродвигателя, а также преобразования одного вида движения в другой.

Целью расчета гидропривода является определение КПД, который характеризует потери энергии при движении жидкости по трубопроводам гидросистемы. Поэтому важнейшей задачей расчета гидропривода является определение потерь энергии.

Важным параметром, характеризующим работу гидравлического привода, является подача жидкости, величина которой определяет скорость «выходного звена» привода. Пренебрегая утечками и сжимаемостью жидкости, принимают что подача насоса  $Q_n$  равна расходу гидродвигателя  $Q_d$  [1]:

$$Q_n = Q_d.$$

Объемный гидропривод, в котором в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр, называется гидроприводом *возвратно-поступательного движения* [2], и расход цилиндра определяется по формуле:

$$Q_{ц} = \frac{S \cdot h}{t} = S \cdot v_{п},$$

где  $v_{п} = h/t$  – линейная скорость штока (поршня) гидроцилиндра;  
 $h$  и  $t$  – путь и время перемещения штока;  
 $S$  – площадь рабочей полости.

Зная расход, потребляемый гидродвигателем и, следовательно, подачу насоса, можно определить объемную постоянную (рабочий объем) насоса по формуле:

$$V_{0н} = \frac{Q_n}{n_{дв} \cdot \eta_{об.н}},$$

где  $n_{дв}$  – частота вращения электродвигателя;  
 $\eta_{об.н}$  – объемный КПД насоса.

Объемный гидропривод, в котором в качестве гидродвигателя используется гидромотор, называется гидроприводом *вращательного движения* [2], и расход мотора определяется по формуле:

$$Q_d = \frac{V_{0гг} \cdot n_{гг}}{\eta_{об.гг}},$$

где  $V_{0гг}$  и  $n_{гг}$  – рабочий объем и частота вращения гидромотора;  
 $\eta_{об.гг}$  – объемный КПД гидромотора.

Потери удельной энергии, или *гидравлические потери*, зависят от формы, размеров русла, скорости течения и вязкости жидкости, а иногда и от абсолютного давления в ней. Гидравлические потери обычно разделяют на местные потери и потери на трение по длине.

*Потери на трение по длине* – это потери, которые в чистом виде возникают в прямых трубах постоянного сечения, и возрастают пропорционально длине трубы [2]. Потери напора по длине в круглом трубопроводе при равномерном движении жидкости определяются по формуле Дарси:

$$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \text{ м}$$

где  $l$  – длина трубопровода, см;  
 $d$  – внутренний диаметр трубопровода;  
 $v$  – средняя скорость течения жидкости в трубопроводе;  
 $\lambda$  – безразмерный коэффициент потерь на трение по длине, или коэффициент Дарси.

Режим движения жидкости определяется по числу Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu},$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Коэффициент потерь на трение в этом случае описывается функцией  $\lambda = f(Re, \Delta/d)$ . Эта зависимость проявляется в соотношении величины абсолютной шероховатости и величины ламинарного подслоя в потоке жидкости (рис. 1.1).

При  $Re < 2320$  (область ламинарного течения), коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  зависит только от числа Рейнольдса и не зави-

сит от относительной шероховатости. Т.к. величина ламинарного подслоя  $\delta$  (рис. 1.1) значительно больше величины шероховатости стенки, поток жидкости плавно обтекает выступы, не давая образовываться вихревым зонам.

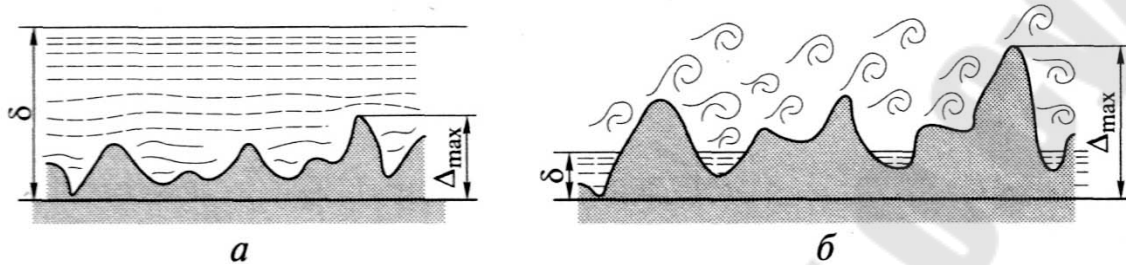


Рис. 1.1 Схемы течения жидкости

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  определяется по формуле Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}.$$

При  $2320 < \text{Re} < \frac{10 \cdot d}{\Delta}$  (область гидравлически гладких труб) выступы шероховатости  $\Delta$  меньше толщины ламинарного подслоя  $\delta$  (рисунок 1.1) и коэффициент  $\lambda$  зависит только от числа Рейнольдса и определяется по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}.$$

При  $\frac{10 \cdot d}{\Delta} < \text{Re} < \frac{500 \cdot d}{\Delta}$  (область доквадратичного течения) коэффициент  $\lambda$  зависит от числа Рейнольдса и от величины шероховатости  $\lambda = f(\text{Re}, \Delta/d)$ . Здесь выступы шероховатости  $\Delta$  соизмеримы с толщиной ламинарного подслоя  $\delta$  и начинают оказывать влияние на коэффициент гидравлического трения  $\lambda$ . Коэффициент  $\lambda$  может быть определен по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}.$$

При  $\frac{500 \cdot d}{\Delta} < \text{Re}$  (область квадратичного сопротивления) ламинарный подслоя почти полностью разрушается, обнажая выступы шероховатости (рис. 1.1). В этой области коэффициент сопротивления  $\lambda$  является функцией только относительной шероховатости  $\Delta/d$  и не зависит от числа  $\text{Re}$ . Коэффициент  $\lambda$  определяется по формуле Никурадзе:



$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{d}{2\Delta}\right)^2}.$$

*Местные потери энергии* обусловлены так называемыми местными гидравлическими сопротивлениями, т.е. местными изменениями формы и размера русла, вызывающими деформацию потока [2]. При протекании жидкости через местные сопротивления изменяется её скорость, и обычно возникают крупные вихри. Вихри образуются за местом отрыва потока от стенок и представляют собой области, в которых частицы жидкости движутся в основном по замкнутым кривым или близким к ним траекториям.

Наиболее типичные местные сопротивления и характер движения жидкости в них показаны на рисунке 1.2.

Во многих случаях гидравлические потери приблизительно пропорциональны скорости течения жидкости во второй степени, поэтому местные потери напора можно определить по формуле Вейсбаха [2]:

$$\Delta h_{\text{м.с}} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

где  $v$  – средняя скорость по сечению в трубе, в которой установлено местное сопротивление.

$\zeta$  - коэффициент сопротивления, значение которого постоянно для данной формы местного сопротивления.

Величина  $\zeta$  зависит от формы местного сопротивления (рис.1.2), распределения скоростей перед входом в него, условий входа жидкости, числа Рейнольдса и шероховатости стенок.

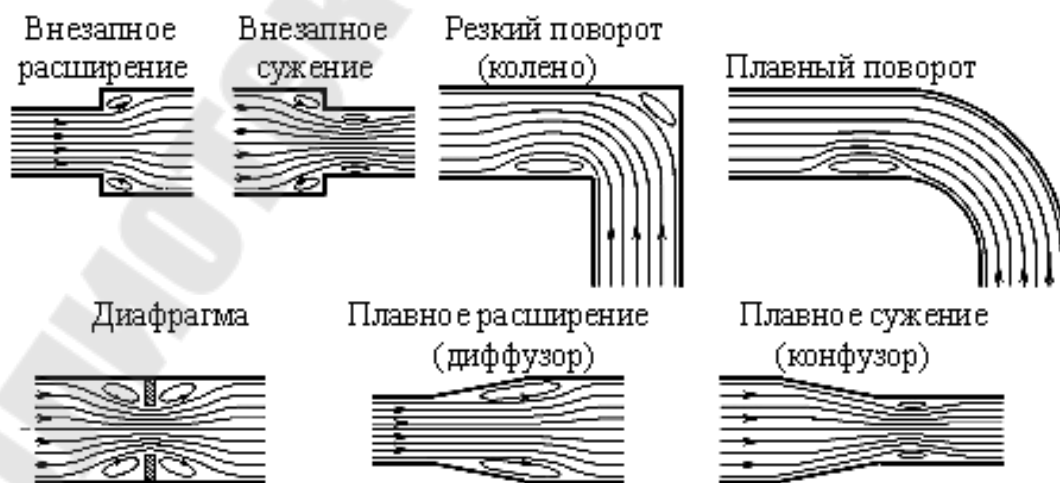


Рис. 1.2. Схема типичных местных гидравлических сопротивлений

Если местные сопротивления расположены на близких друг от друга расстояниях, и на разделяющем участке трубопровода эпюра скоростей не успевает стабилизироваться, то происходит взаимное влияние сопротивлений. В этом случае общая потеря напора не будет равна сумме потерь напора на изолированных сопротивлениях. Взаимное влияние местных сопротивлений в трубопроводе становится заметным, если длина участка между ними меньше  $(5\div 6) \cdot d$  ( $d$  – внутренний диаметр трубопровода).

## 1.2. Описание опытной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 1.3. Она включает электродвигатель *1* и насос *2*. Для предохранения системы от перегрузок служит предохранительный клапан *3*. Изменение расхода и давления производится дросселями *4* и *5*. В системе предусмотрен фильтр *10* для очистки попадающего в бак *11* воздуха. По манометрам *7* и *9* определять давление в точках *A* или *B* длинного трубопровода. Давление насоса определяется по манометру *8*.

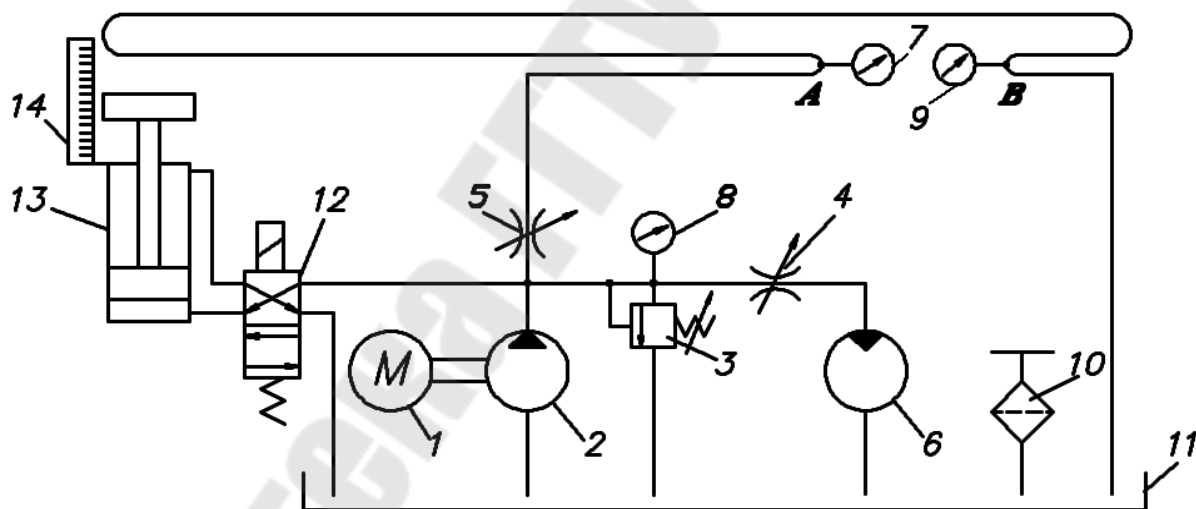


Рис. 1.3. Схема опытной установки

На данной экспериментальной установке можно производить исследования авиационного аксиально-поршневого гидромотора *6* или одноштокового гидроцилиндра *13*. Изменение направления рабочей жидкости при исследовании гидромотора производится автоматически распределителем *12*. Длина хода поршня гидроцилиндра измеряется по линейке *14*.

### 1.3. Порядок проведения работы

- 1) Полностью закрыть дроссели 5 и 4. Включить установку.
- 2) Измерить ход поршня, диаметр поршня и штока, время движения штока внутрь гидроцилиндра.
- 3) Полностью открыть дроссель 4.
- 4) Ручным тахометром измерить частоту движения вала гидромотора и занести в таблицу 1.1.
- 5) Произвести измерение потерь давления в петле трубопровода для различных скоростей движения потока. Исходное состояние при закрытом дросселе 5 и открытом дросселе 4 соответствует нулевому расходу в петле и отсутствию показаний манометров 7 и 9. Приоткрывая дроссель 5, часть потока направляется в петлю трубопровода и измеряется давление на входе в петлю манометром 7 и на выходе из петли манометром 9.
- 6) Для каждой величины открытия дросселя 5 необходимо измерить текущую величину расхода, проходящего через гидромотор, используя ручной тахометр.

### 1.4. Обработка результатов измерений

Измерить параметры гидроцилиндра: ход поршня  $h$ , диаметр поршня  $D$ , диаметр штока  $d_{шт}$ , время движения штока внутрь гидроцилиндра  $t_{шт}$ .

Определить расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр  $Q_{ц} = Q_{н}$  по формуле (все количество жидкости от насоса идет в гидроцилиндр):

$$Q_{н} = Q_{ц} = S \cdot v_{п} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_{шт}^2)}{4} \cdot \frac{h}{t_{шт}}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определить рабочий объем насоса при частоте вращения электродвигателя  $n_{дв} = 2660$  об/мин и объемном КПД насоса  $\eta_{об.н} = 0,9$  по формуле:

$$V_{0н} = \frac{Q_{н}}{n_{дв} \cdot \eta_{об.н}}, \text{ м}^3.$$

Определить текущее значение расхода, проходящего через гидромотор, которое определяется по формуле для каждой величины открытия дросселя 5:

$$Q_{\text{ГМ.тек}} = \frac{V_{0\text{М}} \cdot n_{\text{ГМ.тек}}}{\eta_{\text{об.ГМ}}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $V_{0\text{М}} = 2 \text{ см}^3$  – рабочий объем гидромотора;  
 $n_{\text{ГМ.тек}}$  – текущая частота вращения гидромотора;  
 $\eta_{\text{об.ГМ}} = 0,98$  – объемный КПД гидромотора.

Определить расход жидкости, поступающей в трубопровод по формуле:

$$Q_{\text{тр}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{ГМ.тек}}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определить скорость движения жидкости в трубопроводе по формуле:

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

где  $d = 3 \text{ мм}$  – внутренний диаметр трубопровода.  
 Определить режим движения жидкости по формуле:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu},$$

где  $\nu = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Определить коэффициент гидравлического трения по формуле в п. 1.1 в зависимости от режима движения жидкости.

Рассчитать потери давления в петле трубопровода по формуле:

$$\Delta p_{\text{р}} = \Delta p_{\text{мс}} + \Delta p_{\text{тр}} = \left( \sum \zeta_{\text{мс}} + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \text{ Па (атм)},$$

где  $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$  – плотность рабочей жидкости;  
 $\sum \zeta_{\text{мс}}$  – суммарный коэффициент сопротивления, в рассматриваемом трубопроводе принимаем в качестве местных сопротивлений плавные повороты с коэффициентом сопротивления  $\zeta_{\text{п}} = 0,15$  и тройники с коэффициентом сопротивления  $\zeta_{\text{тр}} = 1$ .

$l = 3,8 \text{ м}$  – длина трубопровода,

Определить потери давления в петле трубопровода по опытным данным:

$$\Delta p_{\text{оп}} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}, \text{ атм}.$$

Сравнить значения расчетных потерь с измеренными на опыте.  
 Данные экспериментов и расчетов занести в таблицу 1.1.

## Результаты расчетов и измерений

| № оп. | Частота вращения мотора, $n_{\text{ГМ.тек}}$ , об/мин | Расход гидромотора, $Q_{\text{ГМ.тек}}$ , м <sup>3</sup> /с | Расход, $Q_{\text{тр}}$ , м <sup>3</sup> /с | Скорость жидкости, $v$ , м/с | Re | $\lambda$ | Давление                        |                                   | Потери давления              |                               |
|-------|---|---|---|------------------------------|----|-----------|---------------------------------|-----------------------------------|------------------------------|-------------------------------|
|       |   |   |   |                              |    |           | на входе, $p_{\text{вх}}$ , атм | на выходе, $p_{\text{вых}}$ , атм | опыт, $\Delta p_{\text{оп}}$ | расчет, $\Delta p_{\text{р}}$ |
| 1     |   |   |   |                              |    |           |                                 |                                   |                              |                               |
| 2     |   |   |   |                              |    |           |                                 |                                   |                              |                               |
|       |   |   |   |                              |    |           |                                 |                                   |                              |                               |
|       |   |   |   |                              |    |           |                                 |                                   |                              |                               |
|       |   |   |   |                              |    |           |                                 |                                   |                              |                               |
|       |   |   |   |                              |    |           |                                 |                                   |                              |                               |
|       |   |   |   |                              |    |           |                                 |                                   |                              |                               |
|       |   |   |   |                              |    |           |                                 |                                   |                              |                               |
|       |   |   |   |                              |    |           |                                 |                                   |                              |                               |

Построить графики зависимостей потерь давления от расхода жидкости в трубопроводе  $\Delta p_{\text{р}} = f(Q_{\text{тр}})$ ,  $\Delta p_{\text{оп}} = f(Q_{\text{тр}})$ .

## 1.5. Контрольные вопросы

- 1) Что такое гидравлическое сопротивление?
- 2) Что является источником потерь энергии движущейся жидкости?
- 3) На какие виды делятся гидравлические сопротивления?
- 4) Как влияет режим движения жидкости на гидравлическое сопротивление?
- 5) Чем вызваны потери энергии по длине трубопровода?
- 6) Чем вызваны потери энергии на местных сопротивлениях?
- 7) По какой формуле определяются потери давления на трение?
- 8) От чего зависит коэффициент гидравлического трения?
- 9) Что относится к местным гидравлическим сопротивлениям?
- 10) По какой формуле определяются потери давления на местных сопротивлениях?
- 11) Что такое короткий трубопровод?
- 12) Что такое длинный трубопровод?
- 13) На какие виды делятся длинные трубопроводы?
- 14) Какие трубопроводы называются простыми?
- 15) Что такое характеристика трубопровода?
- 16) Что такое коэффициент сопротивления трубопровода?

## Лабораторная работа №2

### Изучение конструкций и принципов расчета объемной производительности роторных объемных насосов

*Цель работы:* приобрести знания по устройству и принципам работы насосов, а также умения по расчету объемной производительности роторных объемных насосов.

*Задание:*

- 1) самостоятельно изучить теоретические материалы по данной теме;
- 2) ознакомиться с конструкциями и принципами работы роторных объемных насосов;
- 3) определить рабочие объемы насосов по измеренным геометрическим параметрам. Необходимые параметры измерить штангенциркулем.

#### 2.1. Общие сведения

*Объемной* называется гидромашина, в которой взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в герметичной рабочей камере, попеременно сообщающейся с входом и выходом гидромашин [3].

*Объемным насосом* называют гидравлическую машину, преобразующую приложенную к входному звену (валу) внешнюю механическую энергию в гидравлическую энергию потока жидкости [2], [3].

Детали, образующие полости изменяемого объема и отделяющие входную полость от выходной, являются основными деталями всякой объемной гидромашин. Форма вытеснителей и способ замыкания вытесняемого объема определяет кинематику и конструктивный тип гидромашин.

Под *рабочей камерой* объемной гидромашин понимается ограниченное пространство внутри машин, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся с местами входа и выхода рабочей жидкости [3].

*Рабочим органом*, непосредственно совершающим работу вытеснения, является вытеснитель – поршень (плунжер), пластины, зубчатое колесо, диафрагма и т. д [3].

По *характеру движения* вытеснителей различают роторно-поступательные насосы (роторно-поршневые, пластинчатые) и роторно-вращательные (шестеренные, винтовые) насосы [3], [4].

Рабочие камеры, наполненные жидкостью, непрерывно переносятся от входа к выходу потока. Роторные гидромашины компактны, имеют низкую удельную металлоемкость, высокую надежность и КПД (до 0,96), что позволило им найти широкое применение в объемных гидроприводах и гидросистемах.

Роторные насосы имеют следующие свойства [3]:

- ✓ обратимость;
- ✓ быстроходность;
- ✓ равномерность подачи;
- ✓ работа только на чистых неагрессивных жидкостях, обладающих смазывающими свойствами.

По конструкции роторов различают гидромашины пластинчатые, шестеренные, винтовые, радиально- и аксиально-поршневые.

## 2.2. Пластинчатые гидромашины

Роторно-пластинчатый насос и гидромотор по форме вытеснителей и способу замыкания вытесняемого объема относятся к группе машин, в которых вытеснители выполнены в виде пластин, помещенных в радиальных прорезах вращающегося ротора, а вытесняемые объемы замыкаются между двумя соседними вытеснителями и поверхностями статора и ротора. Следовательно, *пластинчатая гидромашин*а это роторная гидромашина с подвижными элементами в виде ротора, совершающего вращательное движение, и пластин, совершающих вращательное и возвратно-поступательное движения [2-4].

Эти машины являются наиболее простыми из существующих типов и обладают при всех прочих равных условиях большим объемом рабочих камер.

Пластинчатые гидромашины делятся на машины одно-, двух- и многократного действия (рис. 2.1). В машинах однократного действия происходит один рабочий цикл, т.е. одно всасывание и нагнетание (рис.2.1, а).

Машины однократного действия могут быть регулируемы и нерегулируемы. Машины многократного действия выполняются только нерегулируемыми.

Схема пластинчатого насоса однократного действия (рис. 2.1, а). В корпусе насоса – статоре *1*, внутренняя поверхность которого цилиндрическая, с эксцентриситетом *e* расположен ротор *2*, представляющий собой цилиндр с продольными радиальными прорезями.

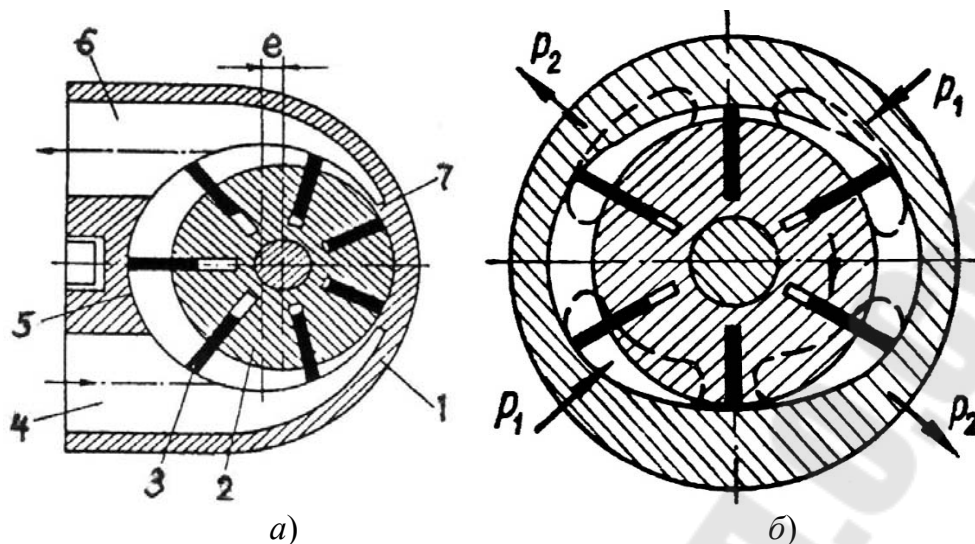


Рис. 2.1. Схемы пластинчатых насосов однократного (а) и многократного (б) действия

В прорези вставлены прямоугольные пластины-вытеснители 3, которые при вращении ротора под действием центробежных сил или специальных устройств прижимаются к внутренней поверхности статора, совершая каждая в своем пазу одно возвратно-поступательное движение за один оборот ротора. При вращении ротора по часовой стрелке объем камер на нижней половине оборота увеличивается и в них всасывается жидкость из подводящего канала 4. В это время объем камер на верхней половине оборота уменьшается и жидкость из них вытесняется в нагнетательный канал 6. Полость нагнетания отделена от полости всасывания с одной стороны уплотнительной перемычкой 5, а с другой уплотнительным выступом 7 в статоре. Уплотнение ротора и пластин с торцов осуществляется плавающим диском, который давлением жидкости прижимается к ротору.

Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия приблизительно можно определить по формуле:

$$V_0 = 2 \cdot e \cdot (\pi \cdot D - z \cdot \delta) \cdot B, \text{ м}^3$$

где  $e$  – эксцентриситет, м;  
 $B$  – ширина пластины, м;  
 $D$  – диаметр статора, м;  
 $z$  – число пластин;  
 $\delta$  – толщина пластины, м.

В пластинчатом насосе двукратного действия (рис. 2.1, б) подача жидкости из каждой рабочей камеры за один оборот ротора производится дважды. Ротор в таком насосе установлен concentрично статору ( $e = 0$ ), внутренняя поверхность которого имеет специальный



профиль, близкий к эллиптическому. Предусматриваются два всасывающих и два нагнетательных окна, расположенные диаметрально противоположно.

Рабочий объем насоса двукратного действия определяется по формуле:

$$V_0 = 2 \cdot B \cdot [\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) - (R_1 - R_2) \cdot z \cdot \delta], \text{ м}^3$$

где  $R_1$  и  $R_2$  – большая и малая полуоси профиля поверхности статора, м.

Подача пластинчатого насоса может быть вычислена по общей формуле с учетом объемного КПД  $\eta_{об} = 0,75 \dots 0,98$ .

### 2.3. Шестеренные гидромашины

Шестеренные гидромашины, особенно шестеренные насосы (рис. 2.2), в силу простоты конструкции получили широкое распространение [2-4].

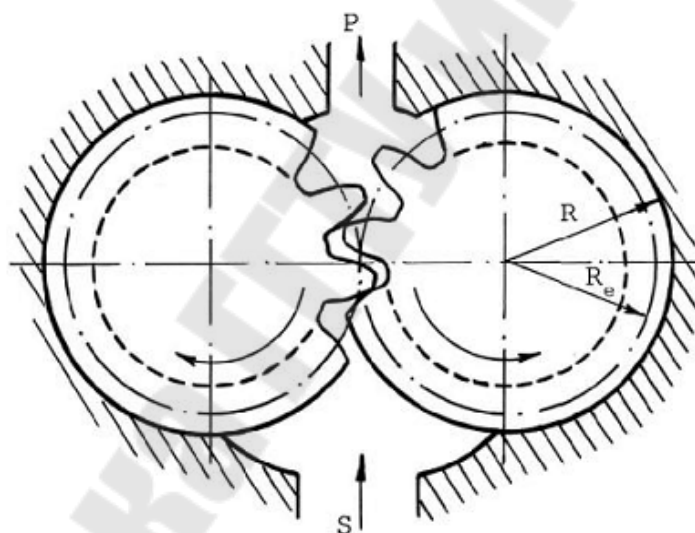


Рис. 2.2. Схема шестеренного насоса с внешним зацеплением

*Шестеренным* называют зубчатый насос с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих геометрическое замыкание рабочей камеры и передающих крутящий момент. В простейшем случае это пара шестерен, находящихся в зацеплении, установленная в плотно охватывающем корпусе (с малыми зазорами). При вращении шестерен жидкость, заполняющая их впадины, переносится из полости всасывания в полость нагнетания, где при вступлении очередной пары зубьев в зацепление происходит вытеснение жидкости.

Рабочие камеры шестеренного насоса находятся между двумя соседними зубьями и корпусом.

Среднее значение подачи насоса может быть приближенно вычислено по выражению:

$$V_0 = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot B = 2 \cdot \pi \cdot m \cdot D_H \cdot B, \text{ м}^3$$

где  $z$  – число зубьев;

$n$  – частота вращения шестерен;

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

$m = D_3 / (z+3)$  – модуль зацепления, м;

$D_3$  – диаметр окружности зубьев, м;

$b$  – ширина шестерни, м;

## 2.4. Винтовые гидромашины

К *винтовым* относят роторно-вращательные насосы с перемещением жидкой среды вдоль оси вращения рабочих органов. Винтовые насосы имеют простую конструкцию, могут работать в присутствии механических примесей и с вязкими жидкостями, отличаются высоким напором, равномерностью подачи, бесшумностью работы [2-4].

Винтовые насосы могут быть одно-, двух- и трехвинтовыми (рис. 2.3).

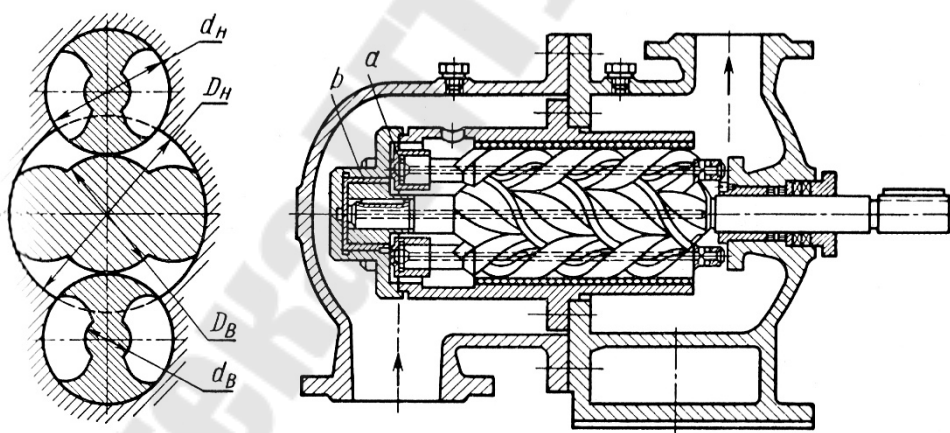


Рис. 2.3. Трехвинтовой объемный насос

Такой насос состоит из трех винтовых роторов, средний из которых является ведущим, а два боковых – ведомыми, служащими в качестве уплотнителей ведущего винта. Ведомые винты вращаются за счет действия гидростатических сил давления жидкости на витки винтов.

Нарезка одного винта входит во впадину другого, в результате объем между нарезками оказывается разделенным на несколько замкнутых полостей. Часть впадин между витками нарезки заполняется

жидкостью, затем винты поворачиваются и эти впадины отсекаются от входной полости, жидкость вытесняется вдоль оси в выходную камеру. За один оборот винта жидкость, заполняющая замкнутые впадины между витками перемещается вдоль оси винта в сторону выходной камеры машины, на длину, равную шагу нарезки винта. После того, как жидкость замкнутой полости впадин переместится к выходной камере, нарезки винтов, образующие эту полость, выходят из зацепления. Вследствие уменьшения объема раскрывшейся полости впадин винтов, жидкость выдавливается из нее в выходную полость.

Такие гидромашины пригодны для работы как в насосном, так и моторном режимах.

Рабочий объем можно вычислить по следующим соотношениям:

— для насоса с двумя одинаковыми винтами:

$$q = (S - S_b) \cdot t = \frac{3}{16} \cdot \pi \cdot (D_H^2 - d_H^2) \cdot \tau,$$

где  $D_H$  и  $d_H$  – внешние диаметры ведущего и ведомого винтов (рис. 2.3);

— для насоса с тремя одинаковыми винтами:

$$q = (S - S_b) \cdot \tau = 1,243 \cdot d_H^2 \cdot \tau,$$

где  $d_H = D_B$  – наружный диаметр ведомого винта или внутренний диаметр ведущего винта.

Шаг винта, как правило, находится из соотношения:

$$\tau = \frac{10}{3} \cdot d_H.$$

## 2.5. Радиально-поршневые гидромашины

*Радиально-поршневой* насос – это роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора перпендикулярна к осям рабочих органов или составляет с ними угол более  $45^\circ$  [2-4].

В теле ротора **1** (рис. 2.4) предусмотрено несколько радиальных цилиндров, в которых установлены поршни **2**. Ось вращения ротора смещена на величину  $e$  относительно оси обоймы **3** статора. Поршни всегда прижимаются к обойме центробежными силами, а также пружинами, находящимися в цилиндрах ротора.

При вращении ротора поршни совершают возвратно-поступательное движение относительно ротора. При этом рабочие камеры (цилиндры) поочередно сообщаются с всасывающей полостью, когда поршни отходят от центра распределительного вала, и с

нагнетательной полостью, когда они движутся к центру вала, вытесняя жидкость в напорную линию.

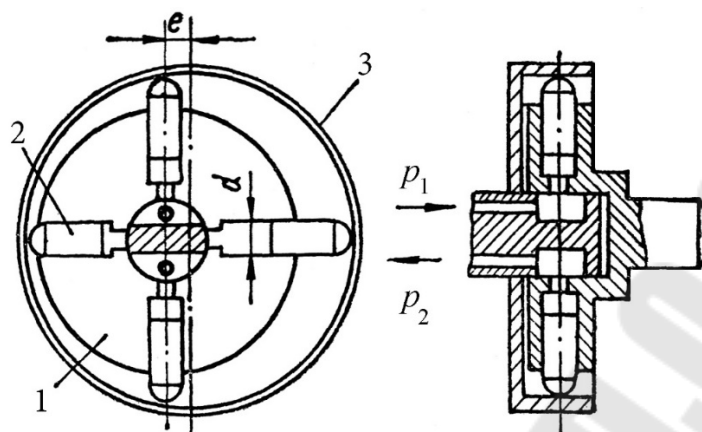


Рис. 2.4 Схема радиально-поршневого насоса

Рабочий объем радиально-поршневого насоса определяется как:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot e \cdot z, \text{ м}^3$$

где  $d$  – диаметр цилиндра, м;  
 $e$  – эксцентриситет, м;  
 $z$  – количество поршней.

## 2.6. Аксиально-поршневые гидромашины

*Аксиально-поршневым* называют роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна осям рабочих органов или составляет с ними угол менее или равный  $45^\circ$  [2-4].

Различают гидромашины с наклонным блоком и с наклонным диском. Принципиальные схемы их представлены на рис. 2.5.

Насос с наклонным блоком (рис. 2.5, а) состоит из приводного вала **1**, соединенного жестко с диском **2**, блока цилиндров **4** с поршнями **5**, штоков **3** и неподвижного распределительного диска **6**. Ось блока цилиндров расположена под углом  $\gamma$  к оси приводного вала. Штоки **3** соединены с диском **2** и поршнями **5** шаровыми шарнирами. Торцовая плоскость блока цилиндров плотно прижата к распределительному диску **6** с помощью пружины (на схеме не показана).

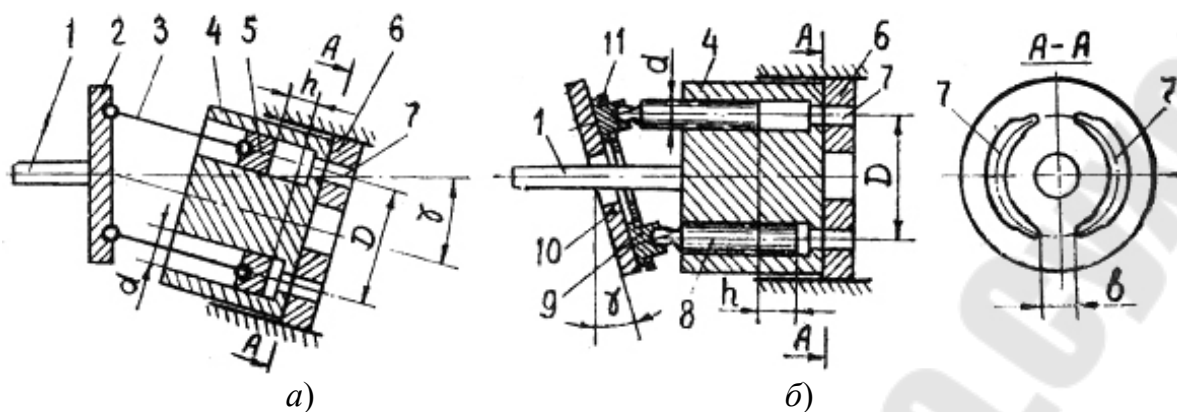


Рис. 2.5. Схемы аксиально-поршневых насосов с наклонным блоком цилиндров (а) и наклонным диском (б)

Распределительный диск имеет дугообразные окна 7, через которые жидкость всасывается и нагнетается поршнями. Между окнами 7 сделаны перемычки шириной  $b$ , отделяющие полость всасывания от полости нагнетания. При вращении блока цилиндров, наклоненного под углом  $\gamma$  к оси приводного вала, каждый поршень в течение первой половины оборота блока совершает всасывание жидкости в цилиндр и в течение второй половины оборота, при своем обратном ходе, – нагнетание.

В насосе с наклонным диском (рис. 2.5, б) блок цилиндров 4 вращается от приводного вала 1, расположенного соосно с ним. Плунжеры 8 опираются посредством сферических подпятников 9 на неподвижный наклонный диск 10. Поджим плунжеров с подпятниками к опорному наклонному диску и блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается пружинами (на схеме не показаны).

Вследствие наклона диска 10 под углом  $\gamma$  к оси приводного вала каждый плунжер за один оборот блока цилиндров совершает всасывание и нагнетание жидкости. Соответствующее направление потоков обеспечивается положением распределительных окон 7. Устройство распределителя аналогично описанному выше.

Рабочий объем насоса с наклонным диском определяется как:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot z, \text{ м}^3,$$

где  $d$  – диаметр поршня, м;  
 $z$  – количество поршней;

$D$  – диаметр окружности осей цилиндров, м.

Рабочий объем насоса с наклонным блоком определяется как:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D \cdot z \cdot \sin \gamma.$$

## 2.7. Порядок проведения работы

- 1) Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные узлы и детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики, правила эксплуатации роторных объемных гидромашин различного конструктивного типа.
- 2) Выполнить необходимые измерения геометрических параметров нескольких роторных гидромашин различного типа (по заданию преподавателя) и вычислить по соответствующим формулам их рабочий объем.

## 2.8. Контрольные вопросы

- 1) Какие гидромашинны называются объемными?
- 2) Какая объемная машина называется насосом?
- 3) На какие виды делятся объемные насосы по характеру движения вытеснителей?
- 4) Какие общие свойства имеют все роторные насосы?
- 5) На какие виды делятся объемные машинны в зависимости от конструкции роторов?
- 6) Какие объемные гидромашинны называются пластинчатыми?
- 7) По какой формуле определяется рабочий объем пластинчатого насоса однократного и двукратного действия?
- 8) Какие объемные гидромашинны называются шестеренными?
- 9) По какой формуле определяется рабочий объем шестеренного насоса?
- 10) Какие объемные гидромашинны называются винтовыми?
- 11) По какой формуле определяется рабочий объем винтового насоса?
- 12) Какие объемные гидромашинны называются радиально-поршневыми?
- 13) По какой формуле определяется рабочий объем радиально-поршневого насоса?
- 14) Какие объемные гидромашинны называются аксиально-поршневыми?
- 15) По какой формуле определяется рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным диском или с наклонным блоком?

## Лабораторная работа №3

### Снятие статической характеристики простейшей объемной гидромашины

*Цель работы:* Построить по опытным данным рабочие характеристики объемной гидромашины. Определить теоретическую подачу насоса и величину утечек жидкости.

#### 3.1. Общие сведения

*Гидравлическими машинами* называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос), либо получают от жидкости часть энергии и передают её рабочему органу для полезного использования (гидравлический двигатель).

Всякая объемная гидравлическая машина (насос и гидромотор) работает на принципе вытеснения жидкости. Ее рабочий орган захватывает в приемной полости машины некоторый объем жидкости, который затем перемещается с рабочим органом машины к выходной полости, где жидкость вытесняется под некоторым давлением из рабочего органа в эту полость. В соответствии с этим основными параметрами объемных насосов и гидромоторов являются: рабочий объем ( $q$ ), подача ( $Q$ ), давление нагнетания ( $p_n$ ), крутящий момент ( $M$ ), мощность ( $N$ ), а также объемный ( $\eta_{об}$ ) и механический ( $\eta_{мех}$ ) КПД.

Объемные гидромашины имеют общие свойства [2]:

- 1) цикличность рабочего процесса;
- 2) герметичность;
- 3) самовсасывание;
- 4) независимость давления, создаваемого в напорной гидролинии, от подачи жидкости насосом.

Для оценки качества работы насосов на режимах, отличающихся от номинальных, используются различного рода характеристики, получаемые при их испытаниях.

Зависимость подачи  $Q$  насоса от давления  $p_n$  при всех прочих равных условиях (частоте вращения, температуре, вязкости жидкости и пр.) называют характеристикой насоса  $Q = f(p)$ , т.е. *характеристика насоса* – это графическая зависимость его основных технических показателей от давления при постоянных значениях частоты вращения насоса, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос [3].

Теоретическая подача насоса  $Q_{Т.Н}$  и гидромотора  $Q_{Т.М}$  определяют по формуле:

$$Q_{Т.Н} = Q_{Т.М} = Q_{Т} = q \cdot n, \text{ м}^3/\text{с}$$

где  $n$  – частота вращения гидромашины (насоса или мотора), об/с;

Т.о. теоретическая подача насоса не зависит от давления жидкости (рис. 3.1, а) [4].

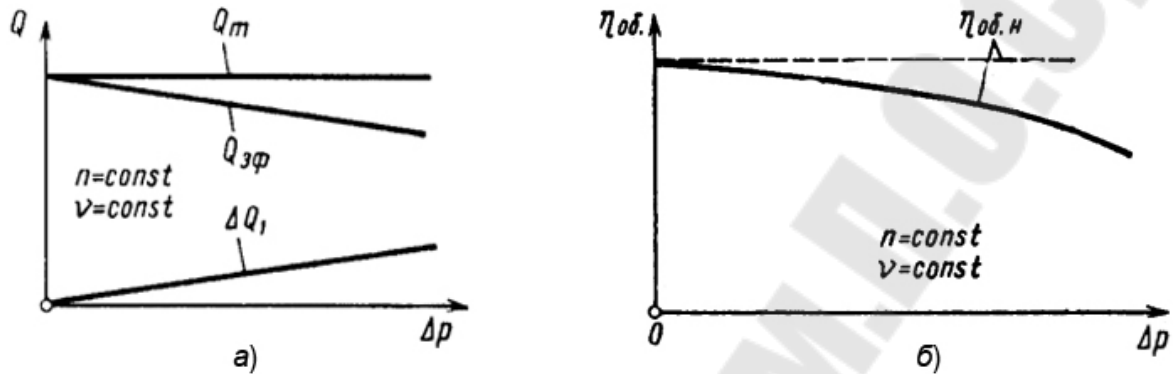


Рис. 3.1. Характеристика роторного насоса

В реальных насосах имеют место объемные потери, в результате которых фактическая подача жидкости будет меньше геометрической.

В соответствии с этим различают, помимо теоретической, *фактическую (эффективную) подачу*  $Q_{эф}$  насоса под которой понимают подачу жидкости насосом при определенных значениях перепада давления  $\Delta p$ , частоте вращения  $n$  и при прочих условиях, влияющих на объемные потери в насосе. Величина фактической подачи  $Q_{эф}$  будет меньше расчетной  $Q_{Т}$  на величину объемных потерь:

$$\Delta Q_{н} = Q_{Т} - Q_{эф}.$$

Большую часть этих потерь составляют утечки жидкости  $\Delta Q_1$  через внутренние зазоры из рабочей полости в нерабочую под действием перепада давления.

Экспериментально доказано, что непосредственные утечки жидкости  $\Delta Q_1$  через зазоры гидравлических машин изменяются при всех прочих равных условиях прямо пропорционально перепаду давления:

$$\Delta Q_1 = r \cdot p,$$

где  $r$  – постоянный при прочих равных условиях коэффициент утечек.

В ряде случаев вместо характеристики  $Q = f(p)$  используют характеристику  $\eta_{об} = f(p)$ , т. е. изменения объемного коэффициента полезного действия в зависимости от давления (рис. 3.1, б). Изменение объемного КПД  $\eta_{об.н}$  насоса практически находится в прямой зависимости от перепада давления.



С повышением давления для всех насосов увеличиваются утечки рабочей жидкости и снижается объемный КПД (рис. 3.2) [4].

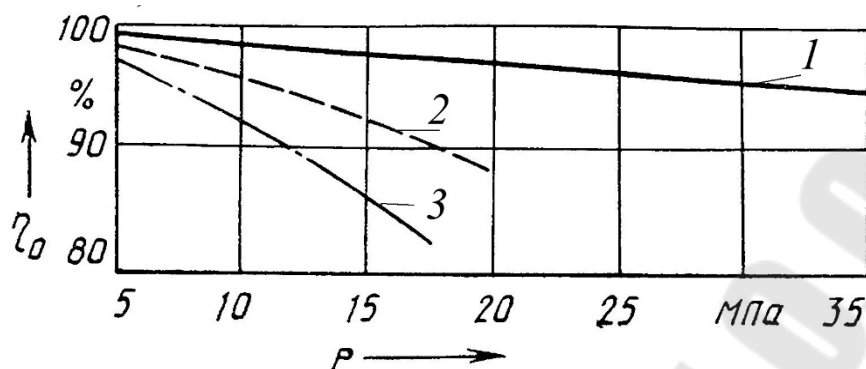


Рис.3.2 Зависимость объемного КПД от давления рабочей жидкости для разных конструктивных типов объемных гидромашин:  
 1 – аксиально-поршневые насосы; 2 – шестеренные;  
 3 – пластинчатые насосы.

Наиболее высокие значения КПД характерны для аксиально-поршневых гидромашин. Объясняется это технологической простотой получения малых зазоров сопряженных деталей, что обеспечивает высокое качество изготовления машины, малые утечки рабочей жидкости и потери мощности на трение.

### 3.2. Описание опытной установки

Работа проводится на установке (рис. 3.3.), которая состоит из насосного агрегата (электродвигателя 1 и насоса 2), дросселя 4, мерного бака 5 и основного бака 6.

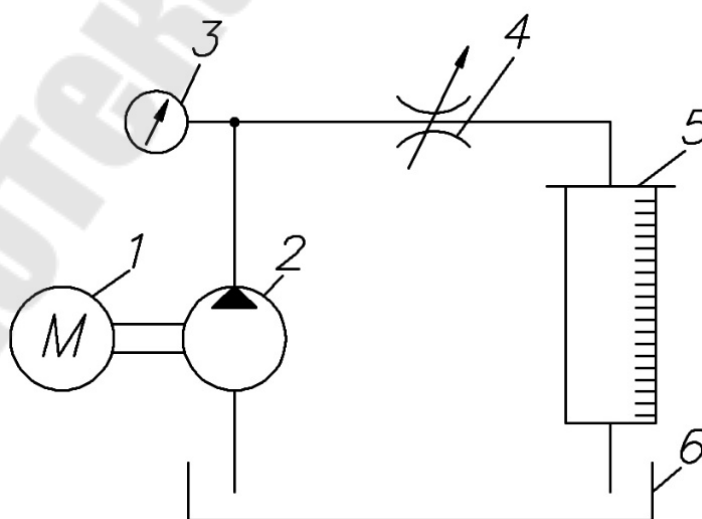


Рис. 3.2. Схема опытной установки

Для снятия характеристик установлены: манометр **3** (для измерения давления), тахометр (для измерения частоты вращения, на схеме условно не показан) и секундомер (на схеме условно не показан).

### 3.3. Порядок проведения работы

- 1) Выставить показания тахометра и секундомера на «ноль».
- 2) Установить рычаг на мерном баке **5** в горизонтальное положение (перекрывая слив из мерного в основной бак).
- 3) С помощью дросселя **4** установить определенное давление в магистрали.
- 4) Включить установку (при включении установки одновременно включаются в работу тахометр и секундомер).
- 5) Набрать в мерный бак **5** 30-50 мл жидкости и выключить установку.
- 6) Записать показания манометра, секундомера и тахометра в таблицу 3.1. По линейке определить уровень жидкости в мерном баке и это значение также занести в таблицу 3.1.
- 7) Установить рычаг на мерном баке **5** в вертикальное положение (открыв слив из мерного в основной бак).
- 8) Опыт повторить **6** раз при различных значениях развиваемого насосом давления.

### 3.4. Обработка результатов измерений

- 1) Определить действительную производительность насоса по формуле:

$$Q = \frac{V}{t}, \text{ см}^3/\text{с}.$$

- 2) Определить рабочий объем насоса по формуле:

$$V_0 = \frac{Q}{n}, \text{ см}^3/\text{об}$$

где  $n$  – частота вращения, об/с определяется отношением количества оборотов ко времени измерения.

- 3) Определить полезную мощность по формуле:

$$N_{\text{п}} = p \cdot Q, \text{ Вт}.$$

- 4) Выполнить несколько опытов, заполняя таблицу 3.1 при разных значениях давления.

Таблица 3.1

## Результаты расчетов и измерений

| № оп. | Давление, $p$ , атм | Объем БМ, $V$ , см <sup>3</sup> | Время, $t$ , с | Подача, $Q$ , см <sup>3</sup> /с | Количество оборотов, об | Частота вращения, $n$ , об/с | Рабочий объем, $V_0$ , см <sup>3</sup> /об | Полезная мощность, $N_{п}$ , Вт |
|-------|---------------------|---------------------------------|----------------|----------------------------------|-------------------------|------------------------------|--|---------------------------------|
| 1     |                     |                                 |                |                                  |                         |                              |  |                                 |
| 2     |                     |                                 |                |                                  |                         |                              |  |                                 |
| 3     |                     |                                 |                |                                  |                         |                              |  |                                 |
| 4     |                     |                                 |                |                                  |                         |                              |  |                                 |
| 5     |                     |                                 |                |                                  |                         |                              |  |                                 |
| 6     |                     |                                 |                |                                  |                         |                              |  |                                 |
| 7     |                     |                                 |                |                                  |                         |                              |  |                                 |

5) Построить графики зависимостей подачи  $Q$  и полезной мощности  $N_{п}$  от давления  $p$ .

## 3.3. Контрольные вопросы

- 1) Какие машины называются гидравлическими?
- 2) Описать принцип действия гидравлических машин.
- 3) Какие параметры относятся к основным для гидравлических машин?
- 4) Какие свойства имеют объемные гидромашин?
- 5) Определение характеристики насоса.
- 6) По какой формуле определяется теоретическая подача насоса?
- 7) По какой формуле определяется теоретический расход гидромотора?
- 8) Какие характеристики относятся к характеристикам роторных насосов?
- 9) Какую подачу жидкости называют эффективной?
- 10) Как определяют объемные потери насоса?
- 11) По какой формуле определяют утечки жидкости в насосе?
- 12) Почему возникают утечки жидкости в объемной гидромашине?
- 13) Как зависит объемный КПД от вида объемной гидромашин?
- 14) Какие объемные машины имеют максимальный объемный КПД?
- 15) Какие объемные машины имеют минимальный объемный КПД?
- 16) Почему аксиально-поршневые гидромашин имеют максимальный объемный КПД?
- 17) По какой формуле определяется действительная подача насоса?
- 18) По какой формуле определяется полезная мощность насоса?

## Лабораторная работа №4

### Экспериментальная оценка характеристик роторного объемного гидромотора

*Цель работы:* Провести испытания аксиально-поршневого гидромотора и построить его рабочую характеристику.

#### 4.1. Общие сведения

*Гидромотор* — это объемный гидродвигатель вращательного движения [2].

Благодаря свойству обратимости роторных насосов, любой из них в принципе может быть использован в качестве гидромотора, поэтому гидромоторы классифицируют так же, как и роторные насосы, т.е. разделяют на шестеренные, винтовые, пластинчатые и поршневые (радиальные и аксиальные). В конструкции гидромоторов однако можно заметить некоторые отличия от соответствующих роторных насосов, обусловленные различным функциональным назначением этих гидромашин.

Наибольшее распространение в гидроприводах самолетов, тракторов, строительно-дорожных машин, станков и других машин получили роторно-поршневые гидромоторы.

Так же как и роторный насос, гидромотор характеризуется прежде всего рабочим объемом  $V_0$ , т. е. идеальным расходом жидкости через гидромотор за один оборот ротора:

$$Q_{т.м} = Q_t = V_0 \cdot n, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $n$  – частота вращения гидромашин (насоса или мотора), об/с;

Действительный расход через гидромотор больше, чем теоретический потому, что в отличие от насоса утечки в гидромоторе направлены в ту же сторону, что и основной поток. Поэтому объемный КПД гидромотора выражается по формуле:

$$\eta_{б\phi} = Q_t / Q, \text{ \%}.$$

Перепад давления на гидромоторе определяется разностью между давлениями на входе и на выходе, т. е.:

$$\Delta p_{гм} = p_1 - p_2, \text{ Па}.$$

Теоретический крутящий момент мотора, под которым понимается момент, развиваемый перепадом  $\Delta p$  давления жидкости в рабо-

чих камерах без учета потерь на механическое трение и потерь сопротивления жидкости:

$$M_{\text{ГМ}} = \frac{V_0}{2 \cdot \pi} \cdot \Delta p_{\text{ГМ}}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Полезная мощность гидромотора равна произведению крутящего момента на его валу на угловую скорость вала:

$$N_{\text{п.}} = M_{\text{ГМ}} \cdot \omega, \text{ Вт}.$$

Мощность, потребляемая гидромотором:

$$N = \Delta p_{\text{ГМ}} \cdot Q, \text{ Вт}.$$

Полный КПД гидромотора определяется как отношение полезной мощности к приведенной:

$$\eta = \frac{N_{\text{п.}}}{N} = \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{мех}}, \text{ \%}.$$

*Рабочей характеристикой* гидромотора называется зависимость момента  $M$  на его валу, подводимого расхода  $Q$  и КПД от частоты вращения  $n$  вала гидромотора при постоянном давлении в гидромоторе [5].

На рис. 4.1 приведены рабочая характеристика мотора. Момент  $M_{\text{эф}}$ , развиваемый на валу гидромотора (действительный или эффективный), меньше идеального (теоретического) момента  $M_{\text{т}}$ . Эта разница обусловлена гидравлическими потерями давления внутри гидромотора и механическими потерями, определяемыми трением его подвижных частей [5].

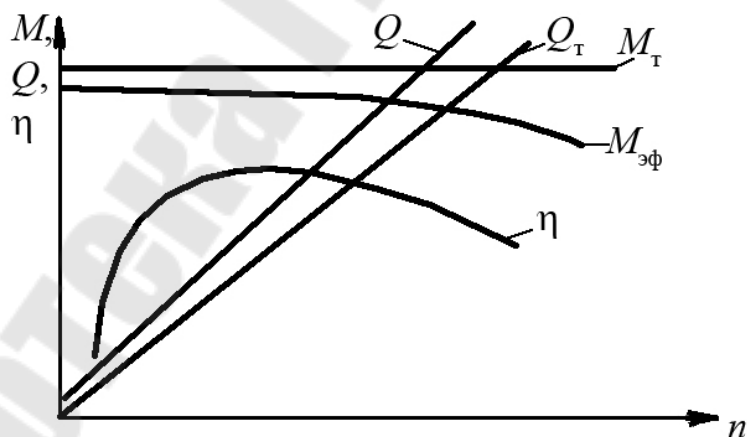


Рис. 4.1. Рабочие характеристики гидромотора

С помощью разницы между идеальным значением расхода  $Q_{\text{т}}$ , подводимого к гидромотору, и фактической величиной  $Q$  определяются полные объемные потери. Они состоят из потерь, связанных с сжимаемостью жидкости и утечками (перетечками) рабочей жидкости в полостях гидромотора.

## 4.2. Описание опытной установки

Установка для испытаний аксиально-поршневого гидромотора представляет собой часть универсального стенда, предназначенного для исследования гидромашин, гидроаппаратуры и гидроприводов.

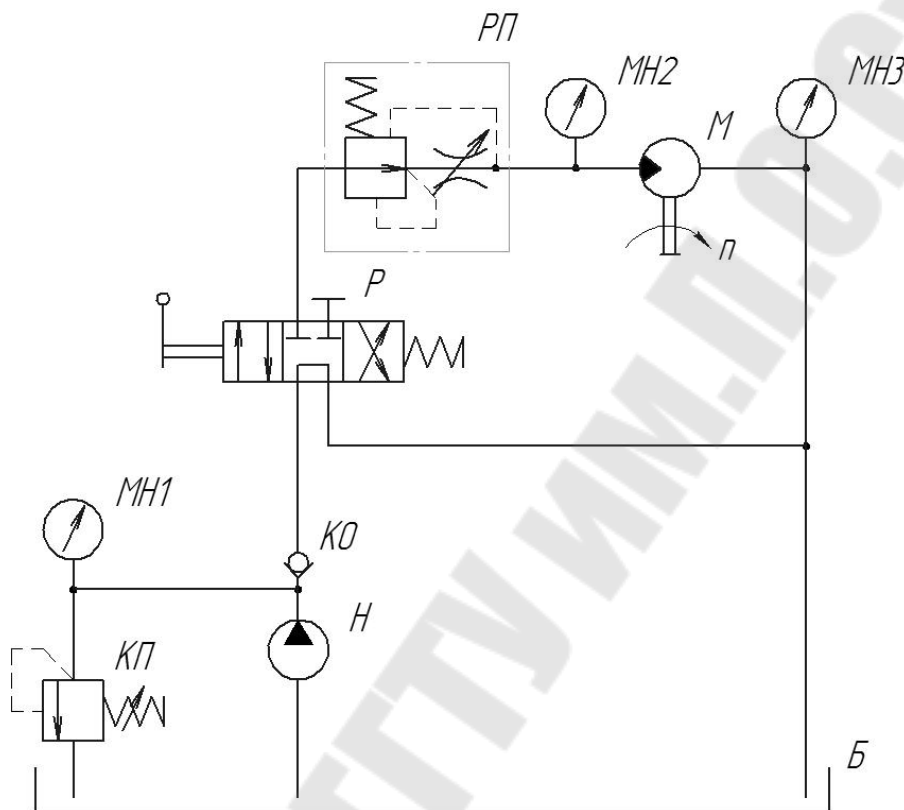


Рис. 4.2. Схема опытной установки

На рис. 4.2 представлена ее принципиальная схема. Установка состоит из насоса *Н*, приводимого во вращение электродвигателем, предохранительного клапана *КП*, обратного клапана *КО*, распределителя *Р* с ручным управлением, регулятора потока *РП* и гидромотора *М*.

Для определения параметров рабочей характеристики гидромотора установка снабжена измерительно-регистрирующей аппаратурой, которая включает: манометры *МН1-МН3*, тахометр ручного типа.

Работа испытательной установки происходит следующим образом. При запуске электродвигателя с помощью насоса *Н* подается рабочая жидкость в напорную магистраль и через обратный клапан *КО*, распределитель *Р* (в нейтральной позиции) на слив в бак *Б*.

При переключении распределителя *Р* в левое положение жидкость движется к гидромотору *М* через регулятор потока *РП*. Жидкость от гидромотора поступает по сливной магистрали в гидробак *Б*.

При этом частота вращения вала гидромотора определяется ручным тахометром, а величина крутящего момента  $M_{\text{ГМ}}$  определяется косвенным методом по перепаду давления.

В качестве испытуемого гидродвигателя используется аксиально-поршневой гидромотор с рабочим объемом  $V_0 = 8 \text{ см}^3$ .

Такого типа гидромоторы применяются для привода вращательного движения, в системах с бесступенчатым регулированием скорости, в системах, где требуются реверсирование частоты вращения, частые включения, автоматическое и дистанционное управление, а также в следящих гидроприводах.

### 4.3. Порядок проведения работы

- 1) Собрать схему и проверить правильность присоединения гидрочерпачей.
- 2) Полностью открыть регулятор потока **РП**.
- 3) Включить установку.
- 4) Переключить распределитель **Р** в левое положение (жидкость будет поступать в гидромотор **М**).
- 5) С помощью регулятора потока **РП** установить определенное давление в напорной магистрали по манометру **МН1**.
- 6) Записать показания манометров и тахометра в таблицу 4.1.
- 7) Опыт повторить 6...8 раз при различных настройках **РП**.
- 8) Переключить распределитель **Р** в нейтральное положение (жидкость будет поступать в основной бак **Б**).
- 9) Данные опытов и расчетов заносятся в таблицу 4.1.

### 4.4. Обработка результатов измерений

- 1) Определить действительный расход гидромотора по формуле:

$$Q_{\text{т}} = V_0 \cdot n, \text{ см}^3/\text{с},$$

где  $n$  – измеряемая частота вращения мотора, об/с;  
 $V_0 = 8 \text{ см}^3$  – рабочий объем гидромотора.

- 2) Определить перепад давления на гидромоторе по формуле:

$$\Delta p_{\text{ГМ}} = p_1 - p_2, \text{ атм.}$$

- 3) Определить крутящий момент на валу гидромотора по формуле:

$$M_{\text{ГМ}} = \frac{V_0}{2 \cdot \pi} \cdot \Delta p_{\text{ГМ}}, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

- 4) Определить полезную мощность по формуле:

$$N_{\text{п}} = \Delta p \cdot Q_{\text{т}} \text{ Вт.}$$

5) Выполнить несколько опытов, заполняя таблицу 4.1 при разных настройках регулятора потока.

Таблица 4.1

Результаты расчетов и измерений

| № оп. | Частота вращения, $n$ , об/мин | Расход, $Q_{\text{т}}$ , см <sup>3</sup> /с | Давление              |                        | Перепад давления, $\Delta p_{\text{гм}}$ , атм | Крутящий момент, $M_{\text{гм}}$ , Н·м | Полезная мощность, $N_{\text{п}}$ , Вт |
|-------|--------------------------------|---|-----------------------|------------------------|--|--|--|
|       |                                |   | на входе, $p_1$ , атм | на выходе, $p_2$ , атм |  |  |  |
| 1     |                                |   |                       |                        |  |  |  |
| 2     |                                |   |                       |                        |  |  |  |
| 3     |                                |   |                       |                        |  |  |  |
| 4     |                                |   |                       |                        |  |  |  |
| 5     |                                |   |                       |                        |  |  |  |
| 6     |                                |   |                       |                        |  |  |  |
| 7     |                                |   |                       |                        |  |  |  |

6) Построить графики зависимостей момента  $M_{\text{гм}}$ , расхода  $Q_{\text{т}}$  и полезной мощности  $N_{\text{п}}$  от перепада давления на гидромоторе  $\Delta p_{\text{гм}}$ .

#### 4.5. Контрольные вопросы

- 1) Какие объемные гидродвигатели называют гидромоторами?
- 2) По какой формуле определяется теоретический расход гидромотора?
- 3) По какой формуле определяется объемный КПД гидромотора?
- 4) По какой формуле определяется перепад давления на гидромоторе?
- 5) По какой формуле определяется теоретический крутящий момент мотора?
- 6) Какой крутящий момент называется теоретическим моментом гидромотора?
- 7) По какой формуле определяется мощность на валу гидромотора?
- 8) По какой формуле определяется мощность потребляемая гидромотором?
- 9) Что называется рабочей характеристикой гидромотора?
- 10) Какие зависимости входят в рабочую характеристику гидромотора?
- 11) Почему эффективный момент на валу гидромотора меньше теоретического?



## Лабораторная работа №5

### Изучение конструкций радиально-поршневых насосов

*Цель работы:* получить от преподавателя объемную гидромашину; демонтировать гидромашину; зарисовать основные детали машины (по выбору преподавателя) на формате А4, проставляя все размеры; собрать объемную гидромашину.

#### 5.1. Общие сведения

*Роторная радиально-поршневая гидромашина* представляет собой гидромашину (насос или гидромотор), у которой оси поршней или плунжеров перпендикулярны оси вращения ротора или составляют с ней углы более  $45^\circ$  [2-4].

В роторных радиально-поршневых насосах жидкость вытесняется из рабочих камер (цилиндров) в процессе вращательного и возвратно-поступательного движения вытеснителей (поршней или плунжеров).

Классификация радиально-поршневых гидромашин производится по следующим классификационным признакам:

- 1) По виду вытеснителей бывают: поршневые и плунжерные; в первом из них рабочие органы выполнены в виде поршней, во втором – в виде плунжеров.
- 2) По направлению потока рабочей жидкости могут быть с постоянным и реверсивным потоком;
- 3) По возможности регулирования рабочего объема делятся на регулируемые и нерегулируемые;
- 4) По числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала делятся на одно- и многократного действия;
- 5) По механизму распределения рабочей жидкости делятся на клапанные, клапанно-щелевые (комбинированные), цапфовые, торцовые.
- 6) По конструктивному исполнению могут быть с эксцентричным ротором и с эксцентричным валом.

Описываемые гидромашинны могут работать только на чистых (отфильтрованных и не содержащих абразивных и металлических частиц), неагрессивных и смазывающих жидкостях. Они предназначены для использования в объемных гидравлических приводах различного функционального назначения.

## 5.2. Насос радиально-поршневой нерегулируемый Н-400

Радиально-поршневые нерегулируемые насосы типа **Н** (рис. 5.1) предназначены для нагнетания чистого минерального масла вязкостью 21 – 400 сСт при температуре 10 – 50°С в гидравлические системы станков, прессов, подъемников и других машин.

Чугунный корпус **13** вместе с крышками **11** и **19** образует картер насоса, который заполняется маслом из бака (рис.5.1). Корпус имеет отверстия **29** под болты для крепления насоса к кронштейну или к плите. Крышки прикреплены к корпусу винтами **7**. Места соединений крышек с корпусом уплотнены бумажными прокладками **12**. В расточках корпуса помещены роликподшипники **14**, в которых во втулках **18** вращается приводной вал **8** с насаженными на него эксцентриками **17**. Втулки и эксцентрики закреплены на валу шпонками **10**. Для устранения трения скольжения между эксцентриками и клапанами на каждый эксцентрик на иглах посажена стальная закаленная обойма **6** таким образом, что каждый эксцентрик с обоймой представляет собой игольчатый подшипник, передающий давление на тарелку поршня [6].



Рис. 5.1 – Насос радиально-поршневой нерегулируемый Н-400

В расточках корпуса размещены комплекты поршней. Каждый комплект состоит из полого поршня **5**, в котором перемещается всасывающий клапан **4**, и пружины **3**. Поршень имеет седло, к которому при нагнетании масла обойма эксцентрика прижимает клапан. На

клапан и поршень действует пружина, постоянно прижимающая клапан к обойме. Расточки под поршни в корпусе закрыты резьбовыми пробками **2** с прокладками **1** из меди. В корпусе имеется пробка **16** для выпуска воздуха. Против каждого поршня, перпендикулярно к нему, размещен обратный клапан.

Насосы типа **Н** работают с подпором на всасывании. Масло под давлением из бака (или от другого вспомогательного насоса) поступает через отверстие **А** в картер, в котором вращается вал с тремя эксцентриками, смещенными друг относительно друга на угол  $120^\circ$ .

При постепенном переходе эксцентрика из нижнего положения в верхнее пружина, прижимающая всасывающий клапан к обойме эксцентрика, выдвигает его из поршня до упора в кольцевой выступ, образованный разностью внутренних диаметров поршня. При этом между клапаном и его седлом в поршне образуется кольцевой зазор  $2-2,5$  мм, через который масло из картера поступает в камеру поршня. При дальнейшем уменьшении эксцентриситета пружина выдвигает одновременно клапан и поршень на величину, равную двойному эксцентриситету, – происходит всасывание. При изменении знака эксцентриситета кулачек переходит из крайнего верхнего положения и начинает давить на обойму. Преодолевая сопротивление пружины, он прижимает клапан к седлу в поршне и закрывает вход в камеру, после чего начинается процесс нагнетания.

Масло из камеры поршня поступает в отверстие **Г** обратного клапана, отжимает шарик, преодолевая сопротивление пружины, и далее через канал **Б** выходит в гидросистему. Таким образом, полный ход поршня равен двойной величине эксцентриситета, уменьшенной на величину зазора между клапаном и его седлом в поршне, т. е. на  $2-2,5$  мм.

Насосы типа **Н** имеют один или два ряда поршней. При двухрядной системе поршни расположены в горизонтальной плоскости и каждый из эксцентриков вала приводит в действие одну пару поршней, расположенных друг против друга.

Камеры клапанов соединены между собой сверлением. Клапан состоит из корпуса **24** с отверстиями для прохода масла, шарика **23** и пружины **22**. Корпус клапана прижат к корпусу насоса пробкой **21**, стыки уплотнены прокладками **20** и **25** из красной меди.

Нагнетательный трубопровод крепится к насосу при помощи штуцера **27** с фланцем **26**, который уплотняется прокладкой **28**.

Для крепления трубопровода подвода масла служат шпильки **15**.  
Носок вала **8** уплотняется в крышке насоса манжетой **9**.

Основные технические параметры насоса:

|  |                 |
|--|-----------------|
| — Номинальная производительность (подача), л/мин               | 5.              |
| — Номинальное давление, МПа                                    | 20.             |
| — Частота вращения вала насоса, об/мин                         | 1450.           |
| — Потребляемая мощность при номинальных подаче и давлении, кВт | 2,8.            |
| — Направление вращения ведущего вала насоса                    | Правое и левое. |
| — Масса, кг  | 13,5.           |

### **5.3. Насос радиально-поршневой нерегулируемый 50НР**

Насосы радиально-поршневые нерегулируемые типа 50НР (50НР4, 50НР6,3, 50НР8, 50НР10, 50НР14, 50НР16, 50НР32, 50НР63) с постоянным по величине и направлению потоком жидкости предназначены для общемашиностроительного применения в гидроприводах, соответствующих требованиям ГОСТ 17411-91 [7].

Насосы изготавливаются одноотводные 50НР и двухотводные 50НР.../2.

Насосы 50НР обеспечивают получение одного или двух потоков рабочей жидкости давлением до 50 МПа.

Насосы предназначены для работы на минеральных маслах вязкостью от 21 до 265 мм<sup>2</sup>/с (сСт) при температуре масла от +10 до +50 °С при температуре окружающей среды от 0 °С до +50 °С.

Рекомендуемые рабочие жидкости - минеральные масла типа ВНИИ НП-403 ГОСТ 16728-78, ИГП-30, ИГП-38 и ИГП-49 по ТУ 38 101413-78.

Номинальная тонкость фильтрации масла:

- 40 мкм для насосов типа 50НР;
- 25 мкм для насосов типа 50НС.

Класс чистоты рабочей жидкости 14 по ГОСТ 17216-71.

Направление вращения насоса - правое (по часовой стрелке, если смотреть с носка вала). Насосы могут изготавливаться левого вращения.

Положение насосов при работе горизонтальное или вертикальное (носок вала вверх). Насосы с рабочим объемом 500 см<sup>3</sup> работают только в горизонтальном положении.

Устройство насоса с обозначением его основных составных частей приведено на рис. 5.2.

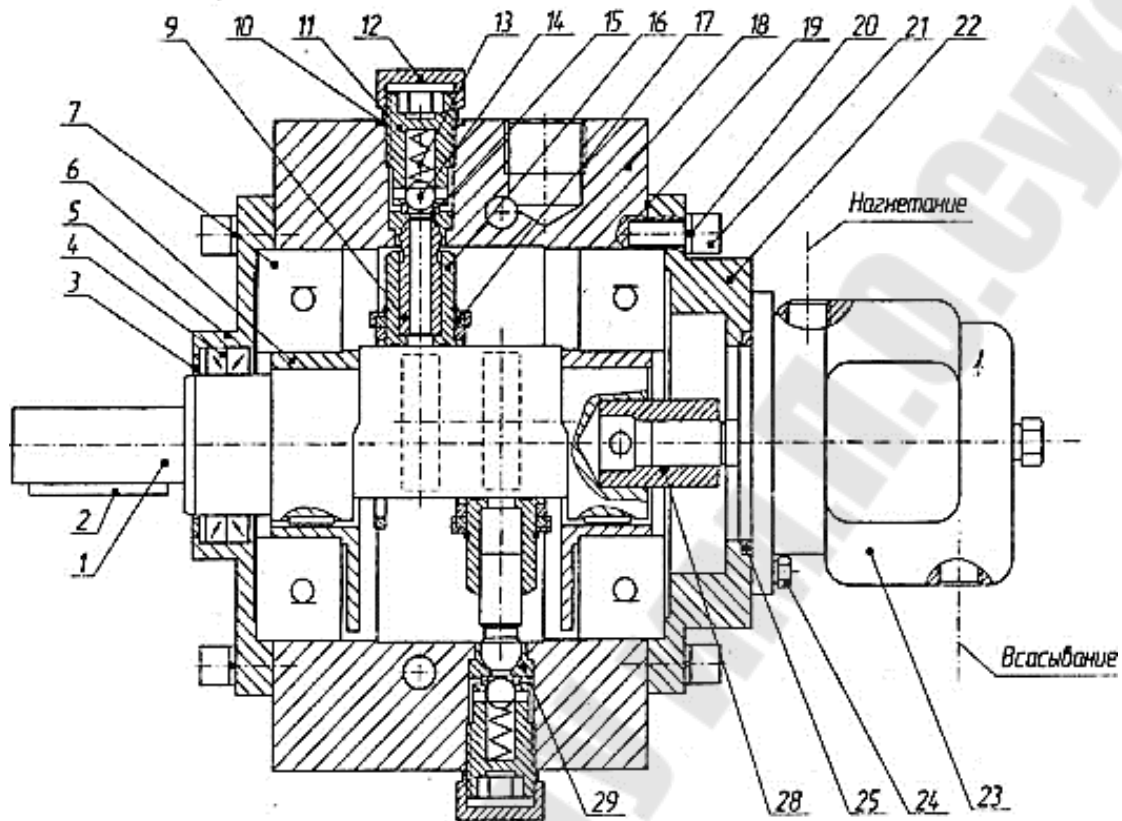


Рис. 5.2 – Насос радиально-поршневой нерегулируемый 50НР:  
 1 - Вал приводной; 2 - Шпонка; 3 - Кольцо; 4 - Манжета; 5 - Крышка;  
 6 - Втулка; 7 - Подшипник; 9 - Поршень; 10 - Кольцо; 11 - Корпус  
 клапана; 12 - Колпачок; 13 - Пружина; 14 - Шарик; 15 - Седло;  
 16 - Цилиндр; 17 - Кольцо; 18 - Корпус; 19 - Прокладка; 20 - Пру-  
 жинная шайба; 21 - Винт; 22 - Крышка; 23 - Пластинчатый насос;  
 24 - Болт; 25 - Кольцо; 27 - Шарик; 28 - Втулка; 29 - Подпятник

Конструкция радиально-поршневого насоса 50 НР построена по схеме радиального расположения поршней **9** с качающейся осью. Приводной эксцентриковый вал насоса **1** опирается на два подшипника **7**.

На эксцентрик вала опираются два ряда цилиндров **16** (или один ряд цилиндров для насосов с рабочими объемами 4; 6,3; 10 и 16 см<sup>3</sup>) по пять в каждом ряду (для насосов с рабочим объемом 4; 10 см<sup>3</sup> по три в каждом ряду).

В цилиндры вставлены поршни **9**, сферические головки которых упираются в отверстия сферы подпятников **29**, образуя при этом подвижное шарнирное соединение. Каждая такая пара поршня и подпятника вставлена в радиальную расточку корпуса, в которой расположен нагнетательный клапан (шарик) **14** и имеются сверленные отвер-

ствия, объединяющие все такие расточки в ряду в образующие один или два нагнетательных коллектора.

Подпятники **29** с завальцеванными в них поршнями зажаты в радиальных расточках корпуса насоса корпусом клапана **11** через седло клапана **15**.

Нагнетательный клапан (шарик) прижат к седлу пружиной **13**.

В корпусе имеется радиальное отверстие, предназначенное для подвода (всасывания) жидкости во внутреннюю полость насоса.

При всасывании рабочая жидкость из картера (внутренней полости) насоса через пазы на эксцентрик вала поступает в рабочую камеру, образованную цилиндром и поршнем.

При нагнетании, когда внутреннее отверстие цилиндра выходит из зоны паза на валу и перекрывается, происходит нагнетание рабочей жидкости через нагнетательные клапаны и коллектор нагнетания.

Пластинчатый насос **23** крепится к радиально-поршневому насосу болтами **24**. Привод пластинчатого насоса осуществляется от вала поршневого насоса через муфту.

Уплотнение стыка пластинчатого насоса с задней крышкой поршневого насоса осуществляется уплотнением **25**.

Основные технические параметры насоса:

|  |            |
|--|------------|
| — Номинальная производительность (подача), л/мин | 5...80     |
| — Номинальное/макс. давление, МПа                | 50/63.     |
| — Частота вращения вала насоса, об/мин           | 1500.      |
| — Объемный КПД, %                                | 93...91    |
| — Масса, кг                                      | 19...81,5. |

#### 5.4. Порядок проведения работы

- 1) Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные узлы и детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики, правила эксплуатации роторных радиально-поршневых насосов.
- 2) Разобрать радиально-поршневой насос, выданный преподавателем.
- 3) Выполнить необходимые измерения геометрических размеров нескольких деталей (по выбору преподавателя) данного радиально-поршневого насоса.
- 4) Выполнить чертежи деталей с проставлением всех необходимых размеров и с выполнением требований ЕСКД к рабочим чертежам деталей.

- 5) Собрать радиально-поршневой насос.

### 5.5. Контрольные вопросы

- 1) Какие гидромашины называются радиально-поршневыми?
- 2) Какие движения совершают вытеснители радиально-поршневой гидромашины?
- 3) Как классифицируют радиально-поршневые гидромашины по виду вытеснителей?
- 4) Как классифицируют радиально-поршневые гидромашины по направлению потока рабочей жидкости?
- 5) Как классифицируют радиально-поршневые гидромашины по возможности регулирования рабочего объема?
- 6) Как классифицируют радиально-поршневые гидромашины по числу рабочих циклов?
- 7) Как классифицируют радиально-поршневые гидромашины по механизму распределения рабочей жидкости?
- 8) Как классифицируют радиально-поршневые гидромашины по конструктивному исполнению?
- 9) На каких жидкостях могут работать радиально-поршневые гидромашины?
- 10) Где применяются радиально-поршневые нерегулируемые насосы типа Н?
- 11) Описать принцип работы радиально-поршневого нерегулируемого насоса типа Н.
- 12) Какие параметры имеют радиально-поршневые нерегулируемые насосы типа Н?
- 13) Какой вид распределения жидкости в радиально-поршневых нерегулируемых насосах типа Н?
- 14) Где применяются радиально-поршневые нерегулируемые насосы типа 50НР?
- 15) Описать принцип работы радиально-поршневого нерегулируемого насоса типа 50НР.
- 16) Какие параметры имеют радиально-поршневые нерегулируемые насосы типа 50НР?
- 17) Какой вид распределения жидкости в радиально-поршневых нерегулируемых насосах типа 50НР?
- 18) Для чего в конструкции радиально-поршневого нерегулируемого насоса типа 50НР предусмотрен пластинчатый насос?

## Лабораторная работа №6

### Изучение конструкций аксиально-поршневых машин

*Цель работы:* получить от преподавателя объемную гидромашину; демонтировать гидромашину; зарисовать основные детали машины (по выбору преподавателя) на формате А4, проставляя все размеры; собрать объемную гидромашину.

#### 6.1. Общие сведения

*Роторная аксиально-поршневая гидромашина (АПГМ)* - машина, у которой рабочие камеры вращаются относительно оси ротора, а оси поршней или плунжеров параллельны оси вращения или составляют с ней угол меньше  $45^\circ$  [2-4].

Эти машины обладают наилучшими весовыми характеристиками, отличаются компактностью, высоким КПД, пригодны для работы при высоких частотах вращения и давлениях, обладают сравнительно малой инерционностью, а также просты по конструкции.

Достоинства АПГМ:

- ✓ способность работать при высоких давлениях;
- ✓ принципиальная возможность реализовать регулируемость рабочего объема;
- ✓ большая частота вращения (в сравнении с радиально-плунжерными гидромашинками).

Недостатки АПГМ:

- ✓ сложность конструкции и связанная с этим низкая надёжность;
- ✓ высокая стоимость данного типа гидромашин;
- ✓ большие пульсации подачи (для насосов) и расхода (для гидромотора), и как следствие, большие пульсации давления в гидросистеме.

Конструктивно аксиально-поршневые машины классифицируют следующим образом:

- 1) *по кинематическим схемам*, заложенным в основу конструкции делятся на гидромашинки с наклонным блоком цилиндров и с наклонным диском;
- 2) *по виду передачи силового момента* делятся на гидромашинки карданного и бескарданного типа. Аксиально-поршневые машинки карданного типа делятся в свою очередь на машинки с одинарным и двойным карданом:



- 3) по виду привода делятся на гидромашины с шатунным и бесшатунным приводом;
- 4) по типу распределения жидкости делятся на гидромашины с торцевым, цапфенным и клапанным распределением.
- 5) по виду вытеснителей бывают: поршневые и плунжерные;
- 6) по направлению потока рабочей жидкости могут быть с постоянным и реверсивным потоком;
- 7) по возможности регулирования рабочего объема делятся на регулируемые и нерегулируемые;

## 6.2. Аксиально-поршневой гидромотор с неподвижным наклонным диском

Гидромоторы (рис. 6.1) предназначены для осуществления вращательного движения исполнительных органов различных гидрофицированных машин и механизмов, где требуется широкий диапазон изменения частоты вращения, реверсирование, частые включения и т.п. Применяются в приводах металлорежущих и деревообрабатывающих станков, термопластавтоматов, автоматических линий и др., в том числе в приводах с ЧПУ, в следящих и шаговых приводах [8].

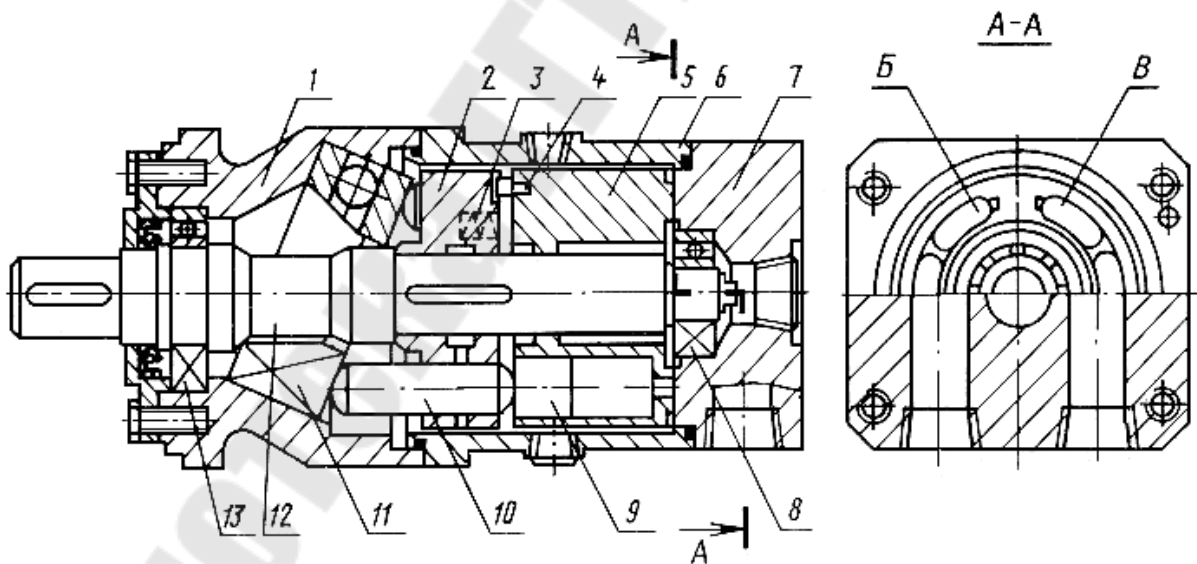


Рис. 6.1. – Мотор аксиально-поршневой нерегулируемый типа Г 15-2...Н

Гидромотор состоит из корпуса **1** (рис. 6.1), в расточках которого расположен упорный подшипник **11**, опорного диска **7**, корпуса **6**, вала **12**, установленного в подшипниках **8** и **13**. На валу на шпонке расположен барабан **2** с толкателями **10** и пружинами **3**, которые прижимают

ротор **5** с поршнями **9** к диску **7**. Ротор посажен на центрирующий пояс вала **12** и синхронизируется с барабаном **2** поводком **4**.

Рабочая жидкость под давлением поступает по каналам (пазам **Б** или **В**) опорного диска в поршневые камеры гидромотора. Усилие, создаваемое давлением рабочей жидкости на поршни, передается через толкатели на упорный подшипник. Тангенциальная составляющая этого усилия приводит барабан (а, следовательно, и вал ротора) во вращение. Отработанная рабочая жидкость поступает по соответствующим каналам опорного диска в сливную магистраль. Перед запуском гидромотора необходимо заполнить рабочей жидкостью его корпус: при работе в горизонтальном положении – выше средней линии, при работе в вертикальном положении – полностью. В качестве рабочей жидкости следует применять минеральное масло вязкостью 15-200 сСт. Температура масла от 10 до 65 °С. Направление и частота вращения гидромотора меняются путем изменения направления и величины потока жидкости.

Основные технические параметры моторов типа Г 15-2...Н:

|   |                |
|---|----------------|
| — Рабочий объем, см <sup>3</sup>            | 11,2...160.    |
| — Давление на входе, ном/макс, МПа          | 6,3/12,5.      |
| — Номинальная частота вращения вала, об/мин | 960.           |
| — Номинальная производительность, л/мин     | 10,75...153,6. |
| — Крутящий момент, Н·м                      | 8...128.       |
| — КПД (%) гидромеханический/полный          | 0,89/0,87.     |
| — Номинальная полезная мощность, кВт        | 0,8...12,8.    |
| — Масса, кг                                 | 4,7...40.      |

### **6.3. Аксиально-поршневой насос-мотор с наклонным блоком цилиндров МН 250/100**

Аксиально-поршневой нерегулируемый насос-мотор типа МН 250/100 представляет собой объемную гидромашину роторного типа с двойным несилowym синхронным карданным валом, с наклонным блоком цилиндров и плоским торцовым распределителем. Вытеснитель рабочей жидкости выполнен в виде поршня, кинематически связанного шатуном с опорным фланцем вала гидромашины. Конструкция и общий вид насоса-мотора показаны на рис. 6.2 [10].

При работе в режиме насоса вращательное движение от вала **1** через карданный вал **3** передается блоку цилиндров **4**. Поршни **10**, взаимодействуя с шатунами **11**, совершают возвратно-поступательные движения, последовательно осуществляя такты всасывания и нагнетания.

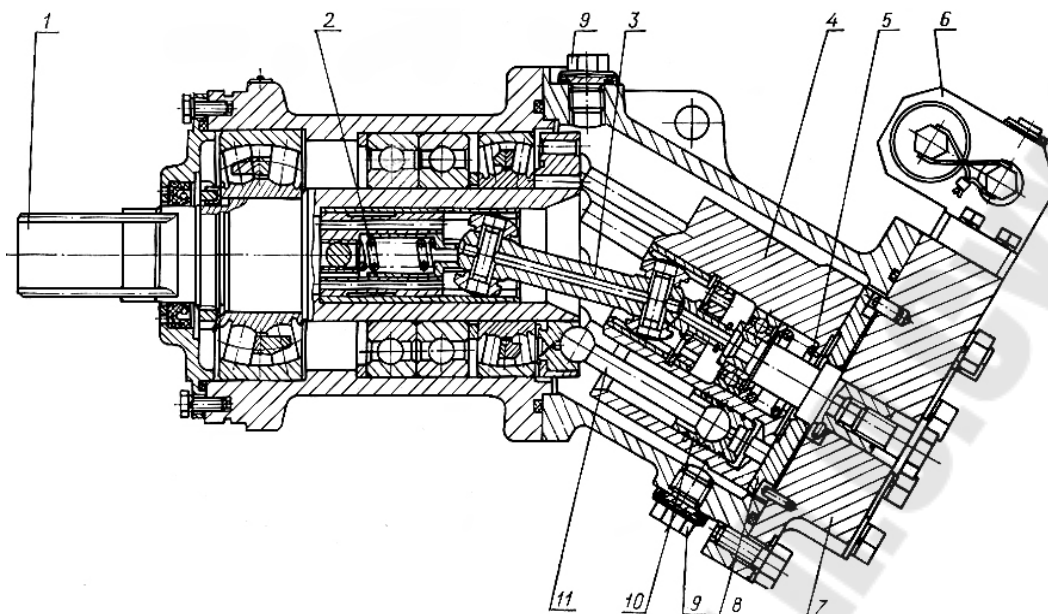


Рис. 6.2. – Насос - мотор аксиально-поршневой типа МН 250/100

При работе в режиме гидромотора рабочая жидкость из напорной линии гидросистемы поступает в отверстие крышки 7 и через окно торцового распределителя подается в камеры блока цилиндров, создавая на поверхностях поршней 10 силы гидростатического давления. Силы давления через шатуны 11 передаются фланцу вала 1. Окружные составляющие этих сил создают крутящий момент на валу и приводят его во вращение. Часть крутящего момента карданным валом 3 передается блоку цилиндров 4, обеспечивая синхронное вращение вала и блока цилиндров. Утечки рабочей жидкости из внутренней полости насоса-мотора отводятся через дренажные отверстия, заглушённые пробками 9. Предварительный осевой поджим карданного вала и блока цилиндров осуществляется пружинами 2 и 5. Защита машины от перегрузки давлением обеспечивается предохранительным клапаном, размещенным в клапанной коробке 6.

Основные технические параметры АПГМ типа МН 250/100:

| — Режим                                | Насоса         | Мотора |
|--|----------------|--------|
| — Давление нагнетания (ном/макс), МПа: | 10,0 / 16,0    |        |
| — Давление на входе (избыточное), Па   | $5 \cdot 10^3$ | —      |
| — Максимальное давление дренажа, МПа   | 0,05           |        |
| — Рабочий объем, см <sup>3</sup>       | 250            |        |
| — Частота вращения вала, об/мин        |                |        |
| номинальная                            | 1000           | 1500   |
| максимальная                           | 1500           | 1500   |
| минимальная                            | 300            | 1,5    |

|  |      |      |
|--|------|------|
| — Номинальная подача или расход, л/мин | 245  | 380  |
| — Номинальный крутящий момент, Н·м     | —    | 380  |
| — Номинальная мощность, кВт            |      |      |
| затраченная                            | 43   | —    |
| эффективная                            | —    | 58   |
| — Коэффициент полезного действия, %    |      |      |
| объемный                               | 97   | —    |
| механический                           | —    | 0,95 |
| полный                                 | 0,92 | 0,92 |

Данные приведены при работе на минеральном масле вязкостью 10.....280 сСт при температуре масла. 45.....50 °С. При давлении на всасывании 0,4 МПа.

#### **6.4. Насосы аксиально-поршневые регулируемые типа V250**

Насосы аксиально-поршневые типа V250 предназначены для преобразования механической энергии приводного двигателя в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости [11].

Насосы V250 оснащены устройствами управления рабочим объемом:

- прямым механическим, релейным электрическим;
- механическим и гидравлическим сервоуправлением;
- электрическим пропорциональным сервоуправлением;
- автоматическим сервоуправлением для изменения подачи в зависимости от внешней нагрузки.

Данный насос обладает следующими достоинствами:

- предусмотрено соединение двух однопоточных насосов в один двухпоточный насос с дополнительным шестеренным насосом для подпитки и сервоуправления, приводимых от одного вала;
- установка «промывочного» распределителя с клапаном и фильтром для охлаждения и очистки рабочей жидкости от загрязнений;
- ограничителя мощности, пускового микропереключателя для следящего механического управления подачей;
- различные варианты присоединения гидравлических устройств к аксиально-поршневым насосам.
- обеспечивает регулируемую подачу рабочей жидкости за счет изменения угла наклона диска и, соответственно, изменения хода поршней.

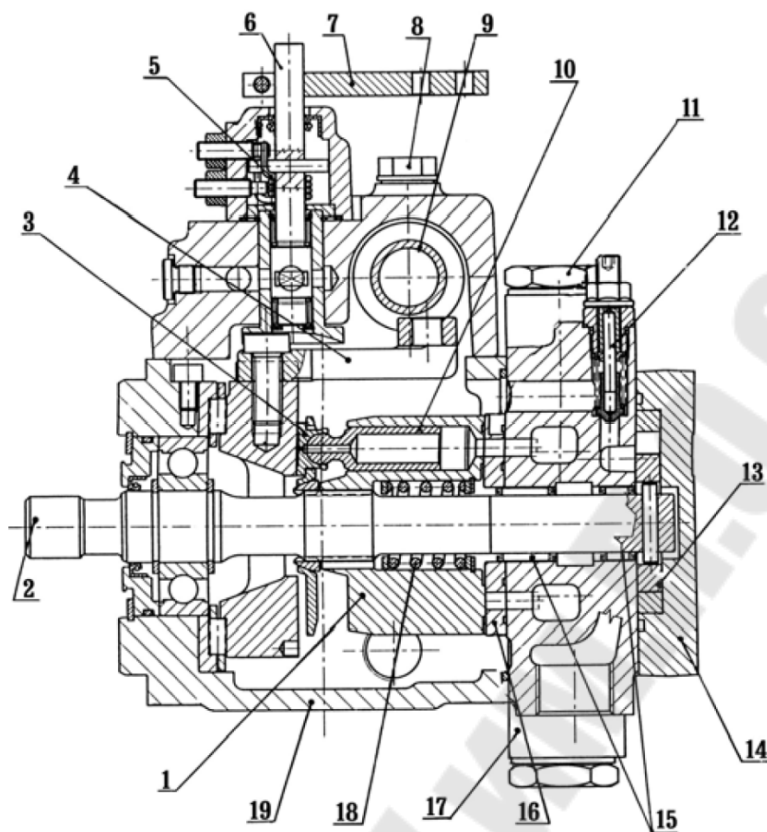


Рис. 6.3. – Насос аксиально-поршневой типа V250: 1 – блок цилиндров; 2 – приводной вал; 3 – гидростатический подпятник; 4 – рычаг поворота наклонного диска; 5 – возвратная пружина; 6 – ось валика механизма наклона шайбы; 7 – рукоятка механического управления подачей; 8 – заглушка в отверстии для подвода РЖ к цилиндру сервоуправления подачей; 9 – цилиндр сервоуправления; 10 – поршень; 11 – заглушка в отверстии отвода (подвода) основного потока; 12 – переливной клапан насоса подпитки; 13 – шестеренный насос; 14 – крышка шестеренного насоса; 15 – роликоподшипники приводного вала; 16 – распределительный диск; 17 – задняя крышка; 18 – винтовая пружина; 19 – корпус насоса.

Насос регулируемый (рис. 6.3) с реверсивным потоком рабочей жидкости при одном направлении вращения приводного вала **2**, состоит из корпуса **19**, задней крышки **17**, блока цилиндров **1**, поршней **10** со сферическими головками, на которых завальцованы гидростатически уравновешенные подпятники **3**.

Приводной вал **2** установлен на двух опорах: в корпусе насоса **19** на шариковом подшипнике, второй конец вала в крышке корпуса **17** на двух роликоподшипниках.

При вращении блока цилиндров **1** от приводного вала **2** каждый поршень совершает один двойной ход (всасывание и нагнетание рабочей жидкости). Сферические подпятники **3** скользят по поверхности опорного диска, установленного на поворотной шайбе. Постоян-

ный прижим поршней **10** со сферическими подпятниками **3** к опорному диску наклонной шайбы обеспечивается усилием пружины **18**. Вращение приводного вала **2** вместе с блоком цилиндров **1** преобразуется на опорном диске поворотной шайбы в возвратно-поступательное движение поршней, осуществляя последовательно процесс всасывания (в первой половине оборота вала) и нагнетания рабочей жидкости в напорное отверстие в задней крышке корпуса **17** через отверстия в торце блока цилиндров **1** и дуговые пазы в плоском распределителе **16** (во второй половине оборота вала).

Направление вращения насоса (правое или левое) указано стрелкой на корпусе насоса, если смотреть со стороны вала.

Для отвода в бак внутренних утечек рабочей жидкости в корпусе насоса предусмотрены два отверстия (дренажные) **T** и **T1** с соединительной резьбой 1/2".

Приводной вал **2** установлен на двух опорах: в корпусе насоса **19** на шариковом подшипнике, второй конец вала в крышке корпуса **17** на двух роликоподшипниках.

В напорных каналах задней крышки **17** установлены два предохранительных и подпиточных клапана высокого давления для реверсивного направления основного потока рабочей жидкости и переливной клапан для системы сервоуправления и подпитки рабочих отводов основного потока.

В стандартном исполнении насоса с механическим типом управления направление потока рабочей жидкости изменяется в двух направлениях с помощью одной рукоятки.

Механическое управление подачей рабочей жидкости осуществляется поворотом оси **6**, которая соединена с наклонным диском, и позволяет изменять угол наклона диска, соответственно увеличивать или уменьшать ход поршней. Таким образом, изменяется рабочий объем и, соответственно, регулируется подача рабочей жидкости насоса. Диапазон регулирования подачи рабочей жидкости пропорционален частоте вращения вала насоса и зависит от управляемого изменения угла наклона диска от близкого к нулевому до максимального значения.

В корпус насоса V250 может быть установлен шестеренный насос подпитки, который поддерживает необходимое давление в замкнуто контуре циркуляции рабочей жидкости, исключает кавитацию, обеспечивает сервоуправление и работоспособное состояние объем-

ного гидропривода с замкнутым потоком в районах с умеренным и холодным климатом.

Основные технические параметры насосов типа V250:

|   |             |
|---|-------------|
| — Рабочий объем максимальный, см <sup>3</sup>                     | 20,5...28.  |
| — Давление на выходе, ном/макс, МПа                               | 25/32.      |
| — Давление максимальное настройки предохранительного клапана, МПа | 35.         |
| — Номинальная частота вращения вала, об/мин                       | 700...3900. |
| — КПД (%)полный   | 83,5...88.  |
| — Номинальная полезная мощность, кВт                              | 0,8...12,8. |
| — Масса, кг   | 4,7...40.   |

### 6.5. Порядок проведения работы

- 1) Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные узлы и детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики, правила эксплуатации роторных аксиально-поршневых насосов.
- 2) Разобрать аксиально-поршневой насос, выданный преподавателем.
- 3) Выполнить необходимые измерения геометрических размеров нескольких деталей (по выбору преподавателя) данного аксиально-поршневого насоса.
- 4) Выполнить чертежи деталей с проставлением всех необходимых размеров и с выполнением требований ЕСКД к рабочим чертежам деталей.
- 5) Собрать аксиально-поршневой насос.

### 6.6. Контрольные вопросы

- 1) Какие гидромашины называются аксиально-поршневыми?
- 2) Какие движения совершают вытеснители аксиально-поршневой гидромашины?
- 3) Какими достоинствами обладают аксиально-поршневые гидромашины?
- 4) Как классифицируют аксиально-поршневые гидромашины по виду вытеснителей?
- 5) Как классифицируют аксиально-поршневые гидромашины по направлению потока рабочей жидкости?

- 6) Как классифицируют аксиально-поршневые гидромашины по возможности регулирования рабочего объема?
- 7) Как классифицируют аксиально-поршневые гидромашины по кинематическим схемам?
- 8) Как классифицируют аксиально-поршневые гидромашины по виду передачи силового момента?
- 9) Как классифицируют аксиально-поршневые гидромашины по виду привода?
- 10) Как классифицируют аксиально-поршневые гидромашины по типу распределения жидкости?
- 11) На каких жидкостях могут работать аксиально-поршневые гидромашины?
- 12) Где применяются аксиально-поршневые нерегулируемые гидромоторы типа Г 15-2...Н?
- 13) Описать принцип работы аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора типа Г 15-2...Н.
- 14) Какие параметры имеют аксиально-поршневые нерегулируемые гидромоторы типа Г 15-2...Н?
- 15) Какой вид распределения жидкости в аксиально-поршневом нерегулируемом гидромоторе типа Г 15-2...Н?
- 16) Где применяются аксиально-поршневые нерегулируемые гидромоторы типа МН 250/100?
- 17) Описать принцип работы аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора типа МН 250/100.
- 18) Какие параметры имеют аксиально-поршневые нерегулируемые гидромоторы типа МН 250/100?
- 19) Какими устройствами управления рабочим объёмом могут быть оснащены аксиально-поршневые регулируемые насосы типа V250?
- 20) Какими достоинствами обладают аксиально-поршневые регулируемые насосы типа V250?
- 21) Описать принцип работы аксиально-поршневого регулируемого насоса типа V250.
- 22) Какие параметры имеют аксиально-поршневые регулируемые насосы типа V250?



## Лабораторная работа №7

### Определение рабочих объемов аксиально-поршневых гидромашин карданного и бескарданного типа

*Цель работы:* опытным путем определить рабочие объемы аксиально-поршневых гидромашин карданного и бескарданного типа, имеющих одинаковые геометрические размеры рабочих камер. Сравнить опытные и расчетные значения рабочих объемов гидромашин.

#### 7.1. Общие сведения

*Аксиально-поршневая гидромашин* - машина, у которой рабочие камеры вращаются относительно оси ротора, а оси поршней или плунжеров параллельны оси вращения или составляют с ней угол меньше  $45^\circ$ . Насосы и гидромоторы с аксиальным или близком к аксиальному расположением цилиндров, являются наиболее распространенными в гидравлических системах (гидроприводах).

В большинстве конструкций аксиально-поршневых насосов с наклонным блоком кинематическая и силовая связи ведущего и ведомого валов осуществляются с помощью *одинарного* или *двойного* карданов. Первый тип карданов обычно выполняет одновременно функции силовой и кинематической связи, второй тип осуществляет кинематическую связь, будучи нагружен лишь моментами трения блока цилиндров и инерционных сил. Первый тип кардана принято называть *силовым*, второй – *несиловым* [2-4].

##### *7.1.1. Аксиально-поршневая машина с двойным несиловым карданом*

В аксиально-поршневых насосах с наклонным блоком кинематическая и силовая связи ведущего и ведомого валов чаще всего осуществляются с помощью одинарного или двойного (рис. 7.1) карданов. Двойной кардан осуществляет кинематическую связь, т.к. нагружен лишь моментами трения блока цилиндров и инерционных сил. Данный тип кардана принято называть несиловым [2-4].

Двойной кардан имеет два центра качения и применяется для устранения асинхронности угловых скоростей ведущего и ведомого валов. Этот кардан состоит из двух последовательно соединенных одинарных карданов. Двойной кардан практически обеспечивает синхронность движения ведомого и ведущего валов при условии, что оси

входного и выходного валов (рис. 7.1) образуют с осью промежуточного шарнирного звена одинаковые углы  $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma/2$  (где  $\gamma$  – угол между осями ведущего и ведомого валов), а оси их шарниров параллельны и лежат в одной плоскости.

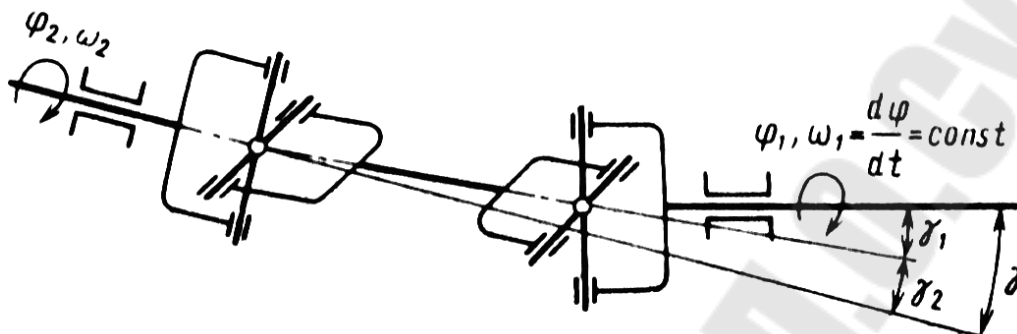


Рис. 7.1. Кинематическая схема карданного механизма

Конструктивная схема машины с двойным несилковым карданом представлена на рис. 7.2. При работе в режиме насоса вращательное движение от вала 1 через карданный вал 3 передается блоку цилиндров 4. Поршни 10, взаимодействуя с шатунами 11, совершают возвратно-поступательные движения, последовательно осуществляя такты всасывания и нагнетания [10].

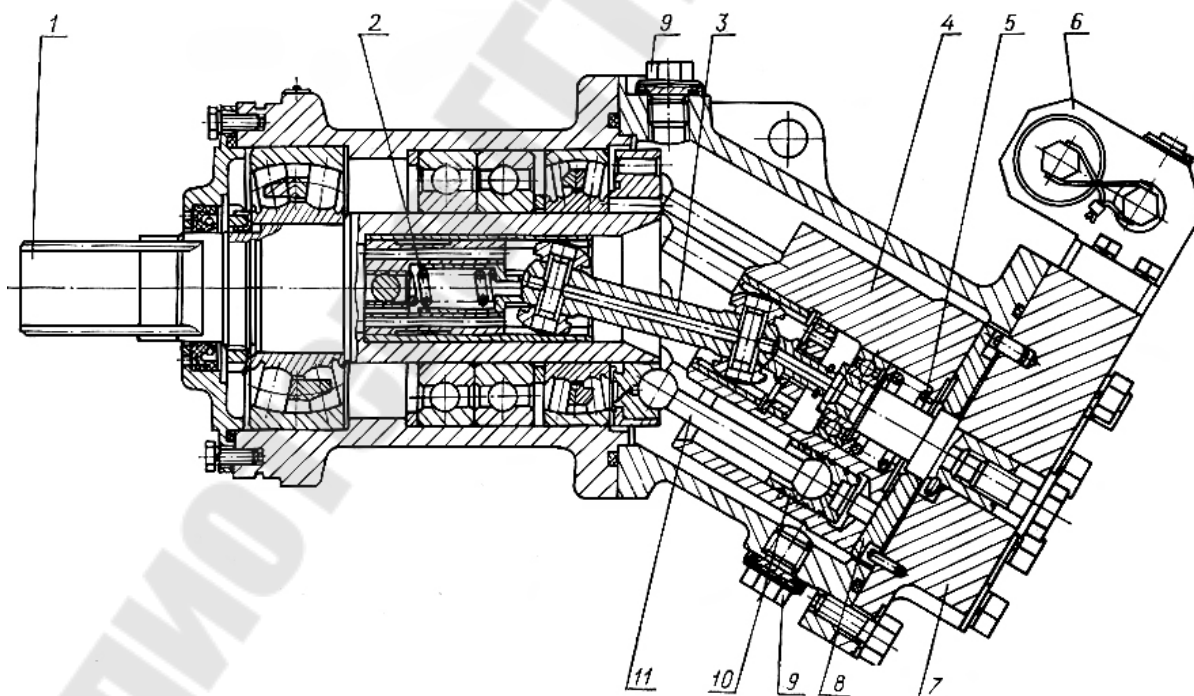


Рис. 7.2. Конструкция аксиально-поршневой гидромашины с двойным несилковым карданом

При работе в режиме гидромотора рабочая жидкость из напорной линии гидросистемы поступает в отверстие крышки 7 и через окно торцового распределителя подается в камеры блока цилиндров, создавая на поверхностях поршней 10 силы гидростатического давления. Силы давления через шатуны 11 передаются фланцу вала 1. Окружные составляющие этих сил создают крутящий момент на валу и приводят его во вращение. Часть крутящего момента карданным валом 3 передается блоку цилиндров 4, обеспечивая синхронное вращение вала и блока, цилиндров. Утечки рабочей жидкости из внутренней полости насосомотора отводятся через дренажные отверстия, заглушённые пробками 9. Предварительный осевой поджим карданного вала и блока цилиндров осуществляется пружинами 2 и 5. Защита машины от перегрузки давлением обеспечивается предохранительным клапаном, размещенным в клапанной коробке 6. Через двойной несилевой кардан в этих машинах передается при установившемся режиме только момент, необходимый для преодоления потерь на трение, а в переходных режимах – дополнительно момент на преодоление сил инерции вращающегося блока 4.

#### *7.1.2. Аксиально-поршневая машина бескарданного типа*

Универсальный шарнир (кардан) сложен в изготовлении и является наименее надежным узлом насоса, увеличивающим габариты гидромашины. Поэтому широкое применение получили гидромашинны бескарданного типа (рис. 7.3). В данной конструкции приводная шайба (диск) 8 связана с цилиндрическим блоком 1 через шатуны 4 поршней 3. Распределитель 2 в данных гидромашиннах обычно выполняется сферическим. Центрирование блока 1 относительно распределительного золотника 2 осуществляется центральным пальцем 7, а начальный прижим к нему блока – пружиной [11].

Привод блока цилиндров (рис. 7.3) осуществляется за счет непрерывного обкатывания поршневых штоков 4 по внутреннему конусу юбки поршней 3: при повороте вала 5 из нейтрального положения на некоторый угол шток 4 приходит в контакт с юбкой поршня 3 и при дальнейшем повороте вала ведет блок цилиндров 2. Жидкость под давлением  $p_2$  подается в рабочие камеры через крышку 6.

На блок цилиндров в этих гидромашиннах передается только моменты от сил трения и инерции при ускорении и замедлении. Полезный крутящий момент на блок цилиндров не передается.

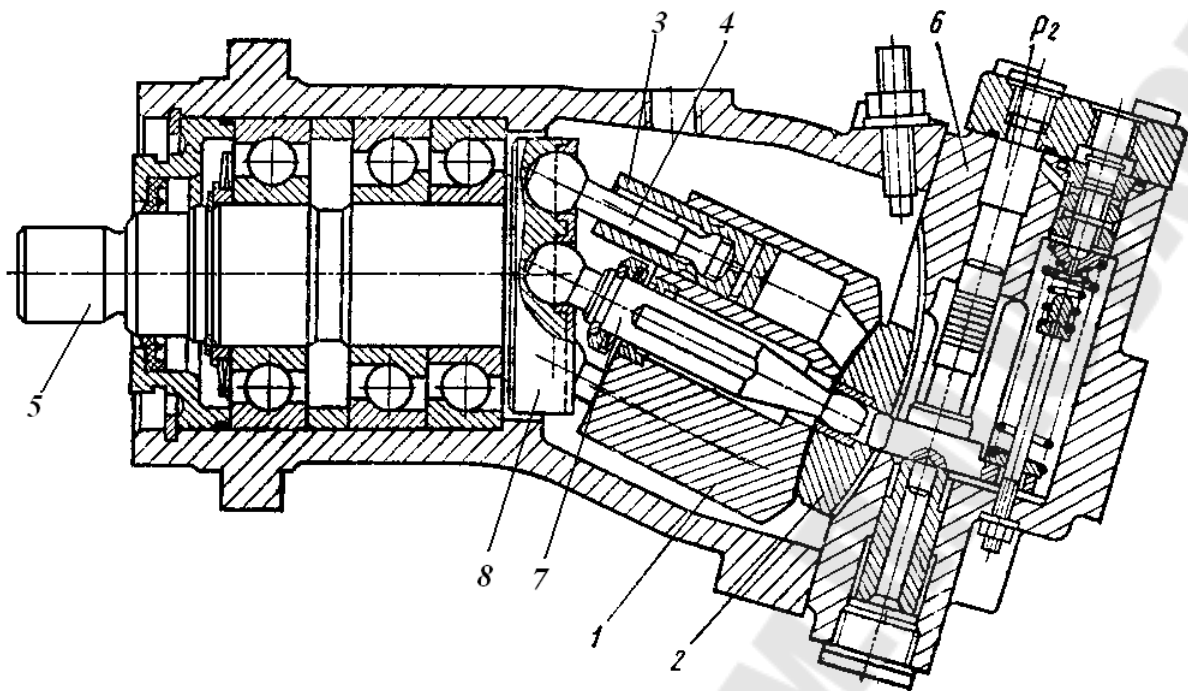


Рис. 7.3. Аксиально-поршневой гидромотор бескарданного типа

## 7.2. Описание опытной установки

Работа проводится на установке (рис. 7.4), которая состоит из насосного агрегата (электродвигателя *1* и насоса *2*), распределительного устройства *4*, кранового распределителя *5*, испытываемых гидромоторов *6* (с двойным несилковым карданом) и *7* (бескарданного типа), мерного *8* и основного *9* баков.

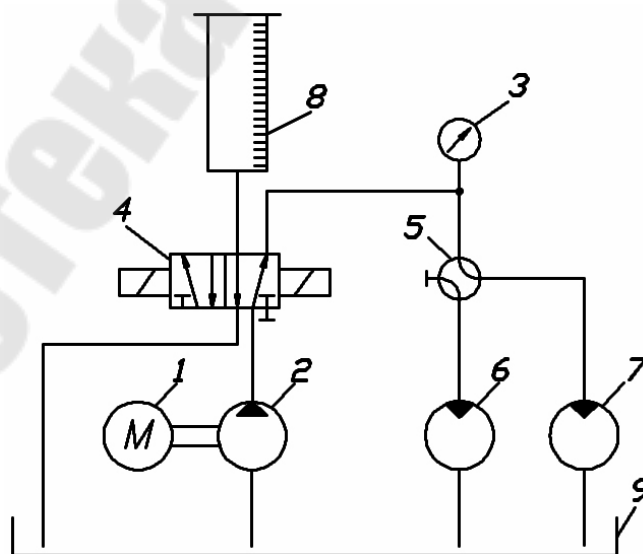


Рис. 7.4. Схема опытной установки

Для измерения давления установлен манометр **3**, для измерения времени заполнения мерного бака **8** установлен секундомер (на схеме условно не показан).

### 7.3. Порядок проведения работы

- 1) Установить рычаг переключения кранового распределителя **5** в левое (при исследовании гидромашины с двойным несилковым карданом) положение.
- 2) Установить распределитель **4** в правое положение, при котором жидкость будет подаваться в гидромотор («на слив»).
- 3) Включить установку. Ручным тахометром измерить частоту вращения вала гидромотора и значение записать в таблицу 7.1.
- 4) Установить секундомер на «ноль»
- 5) Установить распределитель **4** в левое положение, при котором жидкость будет подаваться в мерный бак.
- 6) В мерный бак набрать 50-100 мл, при этом секундомером автоматически измеряется время заполнения мерного бака. Измерить давление в системе по манометру **3**. Результаты измерений внести в таблицу 7.1
- 7) Установить распределитель **4** в правое положение, при котором жидкость будет подаваться в гидромотор и повторить опыт 3 раза.
- 8) Установить рычаг переключения кранового распределителя **5** в правое (при исследовании гидромашины бескарданного типа) положение и повторить п.2-7.

### 7.4. Обработка результатов измерений

Измерить в каждой исследуемой гидромашине следующие геометрические параметры:

- диаметр заделки поршневых шатунов в диске  $D_d$ ;
- диаметр поршней  $d$ ;
- количество цилиндров  $z$ ;
- угол между осью цилиндрического блока и диска  $\gamma$ .

Определить действительную производительность насоса по формуле:

$$Q = V/t, \text{ см}^3/\text{с}.$$

Определить рабочий объем насоса ( $V_0 = \frac{Q}{n}$  (см<sup>3</sup>/об)) в каждом опыте и определить его среднее значение  $V_{0\text{ср}}$ .

Определить расчетный рабочий объем насоса по формуле:

$$V_{0p} = D_d \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot \sin \gamma, \text{ см}^3/\text{об.}$$

Сравнить среднее значение рабочего объема, полученное экспериментально и его расчетное значения для каждой гидромашины. Сравнить значения рабочих объемов исследуемых гидромашин.

Таблица 7.1

#### Результаты расчетов и измерений

| Гидромотор | № опыта | Давление, $p$ , атм | Объем мерного бака, $V$ , см <sup>3</sup> | Время, $t$ , с | Подача, $Q$ , см <sup>3</sup> /с | Частота вращения, $n$ , об/мин | Рабочий объем, $V_0$ , см <sup>3</sup> /об |
|------------|---------|---------------------|---|----------------|----------------------------------|--------------------------------|--|
| левый      | 1       |                     |   |                |                                  |                                |  |
|            | 2       |                     |   |                |                                  |                                |  |
|            | 3       |                     |   |                |                                  |                                |  |
| правый     | 1       |                     |   |                |                                  |                                |  |
|            | 2       |                     |   |                |                                  |                                |  |
|            | 3       |                     |   |                |                                  |                                |  |

#### 7.5. Контрольные вопросы

- 1) Какие гидромашины называются аксиально-поршневыми?
- 2) Какие движения совершают вытеснители аксиально -поршневой гидромашины?
- 3) Как классифицируют аксиально-поршневые гидромашины по виду вытеснителей?
- 4) Как классифицируют аксиально-поршневые гидромашины по кинематическим схемам?
- 5) Как классифицируют аксиально-поршневые гидромашины по виду передачи силового момента?
- 6) Какие функции выполняет одинарный кардан?
- 7) Почему одинарный кардан называется силовым?
- 8) Какие функции выполняет двойной кардан?
- 9) Почему двойной кардан называется несилковым?
- 10) Как двойной кардан обеспечивает синхронность вращения ведомого и ведущего звеньев аксиально-поршневой гидромашины?
- 11) Что такое кардан?
- 12) Нарисовать кинематическую схему двойного кардана?
- 13) Какие детали объемной гидромашины выполняют функцию двойного кардана?
- 14) Почему АПГМ бескарданного типа широко применяются?

## Лабораторная работа №8

### Определение основных параметров аксиально-поршневого гидромотора

*Цель работы:* научиться на практике определять и рассчитывать основные параметры гидромотора и изучить их взаимосвязь. Построить характеристики гидромотора.

#### 8.1. Общие сведения

Объемный гидромотор – это гидравлическая машина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей среды в энергию движения выходного звена (вращательную). К числу основных параметров гидромоторов относятся [2-4]:

- крутящий момент  $M_{\text{ГМ}}$ ;
- рабочий объем  $V_{0\text{ГМ}}$ ;
- перепад давлений  $\Delta p_{\text{ГМ}}$ ;
- эффективная мощность  $N_{\text{эф.ГМ}}$ ;
- общий, объемный и механический КПД.

Рабочим объемом  $V_{0\text{ГМ}}$  гидромотора называется объем рабочих камер, освобождаемый за один оборот его вала и заполняемый рабочей жидкостью, нагнетаемой насосом. Если мотор не нагружен, то давление рабочей жидкости минимально, утечки пренебрежительно малы и подача насоса полностью воспринимается камерами мотора, вал которого вращается с числом оборотов  $n_{\text{ГМ}}$ . Следовательно, подача насоса равна расходу гидромотора:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{ГМ}} = \frac{V_{0\text{ГМ}} \cdot n_{\text{ГМ}}}{\eta_{\text{об.ГМ}}},$$

где  $\eta_{\text{об.ГМ}}$  – объемный КПД гидромотора.

Под перепадом давлений  $\Delta p_{\text{ГМ}} = p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}$  понимается разность давлений в напорной и сливной полостях гидромотора.

Средний крутящий момент на валу гидромотора определяется выражением:

$$M_{\text{ГМ}} = \frac{V_{0\text{ГМ}} \cdot \Delta p_{\text{ГМ}}}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{\text{мех.ГМ}}$$

где  $\eta_{\text{мех.ГМ}}$  – механический КПД гидромотора.

Эффективная мощность гидромотора выражается формулой:

$$N_{\text{эф.ГМ}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ГМ}}}{60} \cdot M_{\text{ГМ}}$$

где  $n_{\text{ГМ}}$  – число оборотов вала гидромотора в минуту, нагруженного моментом  $M_{\text{ГМ}}$ .

Потребляемая гидромотором мощность определяется уравнением:

$$N_{\text{потр}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot \Delta p_{\text{ГМ}}}{\eta_{\text{ГМ}}}, \text{ Вт},$$

где  $\eta_{\text{ГМ}}$  – полный (общий) КПД гидромотора.

Общий КПД гидромотора определяется формулой:

$$\eta = \frac{N_{\text{эф.ГМ}}}{N_{\text{потр}}} \cdot 100, \%$$

Взаимосвязь параметров гидромоторов выражается нагрузочными и регулировочными характеристиками.

На нагрузочной характеристике представляется зависимость эффективной  $N_{\text{эф.ГМ}}$  и потребляемой  $N$  мощностей, общего КПД  $\eta$  от перепада давления  $\Delta p_{\text{ГМ}}$  или фактического (нагрузочного) момента  $M_{\text{ГМ}}$ .

Регулировочная характеристика выражает зависимость параметров гидромотора от числа оборотов его вала при постоянном крутящем моменте (давлении).

## 8.2. Описание опытной установки

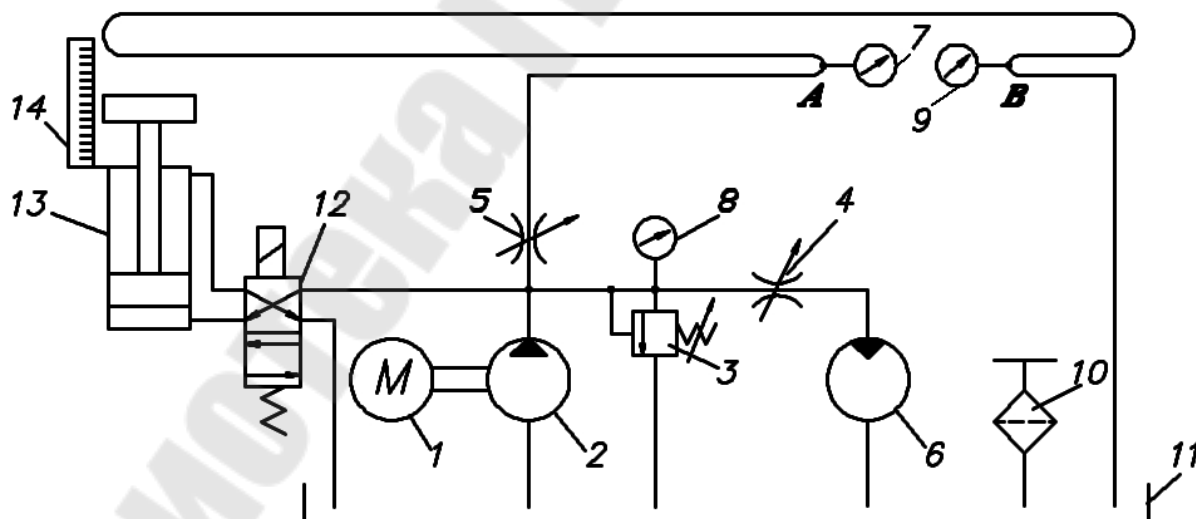


Рис. 8.1. Схема опытной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 8.1. Она включает электродвигатель 1 и насос 2. Для предохранения системы от перегрузок служит предохранительный клапан 3. Изменение рас-



хода и давления производится дросселями 4 и 5. В системе предусмотрен фильтр 10 для очистки попадающего в бак 11 воздуха. По манометрам 7 и 9 определять давление в точках А или В длинного трубопровода. Давление насоса определяется по манометру 8.

На данной экспериментальной установке можно производить исследования авиационного аксиально-поршневого гидромотора 6 или одноштокового гидроцилиндра 13. Изменение направления рабочей жидкости при исследовании гидромотора производится автоматически распределителем 12. Длина хода поршня гидроцилиндра измеряется по линейке 14.

### 8.3. Порядок проведения работы

- 1) Полностью закрыть дроссель 5 и полностью открыть дроссель 4.
- 2) Измерить давление перед гидромотором 6 при полностью открытом дросселе 4 ( $n_{\text{ГМ}} = 0$ ).
- 3) Изменяя открытие дросселя 4, измеряем давление по манометру 8 и ручным тахометром измеряем частоту вращения вала гидромотора  $n_{\text{ГМ}}$  (8-10 опытов). Результаты измерений вносим в таблицу 8.1.

### 8.4. Обработка результатов измерений

Определить крутящий момент на гидромоторе из формулы перепада давления:

$$\Delta p_{\text{ГМ}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\text{ГМ}}}{V_{0\text{ГМ}} \cdot \eta_{\text{мех.ГМ}}}, \text{ Па},$$

где  $V_{0\text{ГМ}} = 2 \text{ см}^3$  – рабочий объем данного гидромотора;  
 $\eta_{\text{мех.ГМ}} = 0,96$  – гидромеханический КПД гидромотора.

Определить расход гидромотора по формуле:

$$Q_{\text{ГМ}} = \frac{V_{0\text{ГМ}} \cdot n_{\text{ГМ}}}{\eta_{\text{об.ГМ}}}, \text{ М}^3$$

где  $\eta_{\text{об.ГМ}} = 0,98$  – объемный КПД гидромотора.

Определить эффективную и потребляемую мощности гидромотора если систему считать герметичной.

Определить КПД гидромотора.

Построить графики зависимостей  $Q = f(\Delta p_{\text{ГМ}})$ ,  $N_{\text{ф.ГМ}} = f(\Delta p_{\text{ГМ}})$ ;  
 $M_{\text{ГМ}} = f(\Delta p_{\text{ГМ}})$  и  $\eta_{\text{ГМ}} = f(\Delta p_{\text{ГМ}})$ .

Таблица 8.1

## Результаты расчетов и измерений

| №<br>п/п | Давление,<br>$\Delta p_{гм}$ , кгс/см <sup>2</sup> | Частота<br>вращения,<br>$n$ , об/мин | Момент,<br>$M_{гм}$ , Н·м | Расход<br>мотора,<br>$Q$ , л/с | Мощность, Вт |            | КПД,<br>$\eta_{гм}$ , % |
|----------|--|--------------------------------------|---------------------------|--------------------------------|--------------|------------|-------------------------|
|          |  |                                      |                           |                                | $N_{ф.гм}$   | $N_{потр}$ |                         |
| 1        |  |                                      |                           |                                |              |            |                         |
| 2        |  |                                      |                           |                                |              |            |                         |
|          |  |                                      |                           |                                |              |            |                         |
|          |  |                                      |                           |                                |              |            |                         |
|          |  |                                      |                           |                                |              |            |                         |
|          |  |                                      |                           |                                |              |            |                         |
|          |  |                                      |                           |                                |              |            |                         |
|          |  |                                      |                           |                                |              |            |                         |
|          |  |                                      |                           |                                |              |            |                         |

## 8.5. Контрольные вопросы

- 1) Что такое объемный гидромотор?
- 2) Какие параметры относятся к основным для объемного гидромотора?
- 3) Что такое рабочий объем гидромотора?
- 4) По какой формуле определяется расход гидромотора?
- 5) В каком случае подача насоса равна расходу на гидромоторе?
- 6) Что такое перепад давления на гидромоторе?
- 7) По какой формуле определяется перепад давления на гидромоторе?
- 8) По какой формуле определяется средний крутящий момент на валу гидромотора?
- 9) По какой формуле определяется эффективная мощность гидромотора?
- 10) По какой формуле определяется потребляемая мощность гидромотора?
- 11) По какой формуле определяется КПД гидромотора?
- 12) Какими характеристиками определяется взаимосвязь параметров гидромотора?
- 13) Какие характеристики относятся к нагрузочной характеристике гидромотора?
- 14) Какая характеристика гидромотора называется регулировочной?

## Лабораторная работа №9

### Изучение конструкций шестеренных гидромашин

*Цель работы:* получить от преподавателя объемную гидромашину; демонтировать гидромашину; зарисовать основные детали машины (по выбору преподавателя) на формате А4, проставляя все размеры; собрать объемную гидромашину.

#### 9.1. Общие сведения

*Шестеренной* называют роторную гидромашину с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек. Конструктивная особенность – наличие только вращательного движения деталей рабочего органа. Шестеренные машины используются как в качестве насосов, так и гидромоторов [2-4].

Классификация.

1) По типу зацепления выполняются: с внешним зацеплением; с внутренним зацеплением. Достоинство первых – в возможности работы при высоких нагрузках (30 МПа); достоинством вторых является высокая компактность.

2) По расположению зубьев относительно венца шестерни выполняются прямозубыми, косозубыми и шевронными.

3) По конструктивному признаку шестеренные ГМ могут быть: одноступенчатыми; многоступенчатыми; многошестеренными.

В шестеренных гидромашинах практически отсутствует эффект действия инерционных сил, допускают высокую скорость вращения до 4000 об/мин, могут работать при высоких нагрузках. Шестеренные гидромашинны могут эксплуатироваться на рабочих жидкостях с кинематической вязкостью 10... 800 сСт.

Насосы шестеренные являются одними из важнейших компонентов гидравлических систем машин. Они предназначены для нагнетания рабочей жидкости в гидравлические системы механизмов рулевых управлений, приводов управления полунавесными и прицепными орудиями сельскохозяйственных, дорожных и других машин.

Шестеренные насосы конструктивно просты, компактны, надежны в работе, не требовательны в обслуживании, просты в реверсировании, имеют сравнительно высокий КПД, малую массу и небольшую стоимость.

## 9.2. Шестеренный насос типа Г 11-2...

Шестеренные насосы (рис. 9.1) предназначены для нагнетания чистого минерального масла в гидравлические системы металлорежущих станков, прессов и других машин, работающих в закрытых помещениях при температуре масла 10 – 50 °С и номинальном давлении 2,5 МПа. Рекомендуется применять масло индустриальное И-20 или И-30. Эти не реверсируемые насосы отличаются компактностью, малым количеством подвижных деталей и простотой конструкции [6].

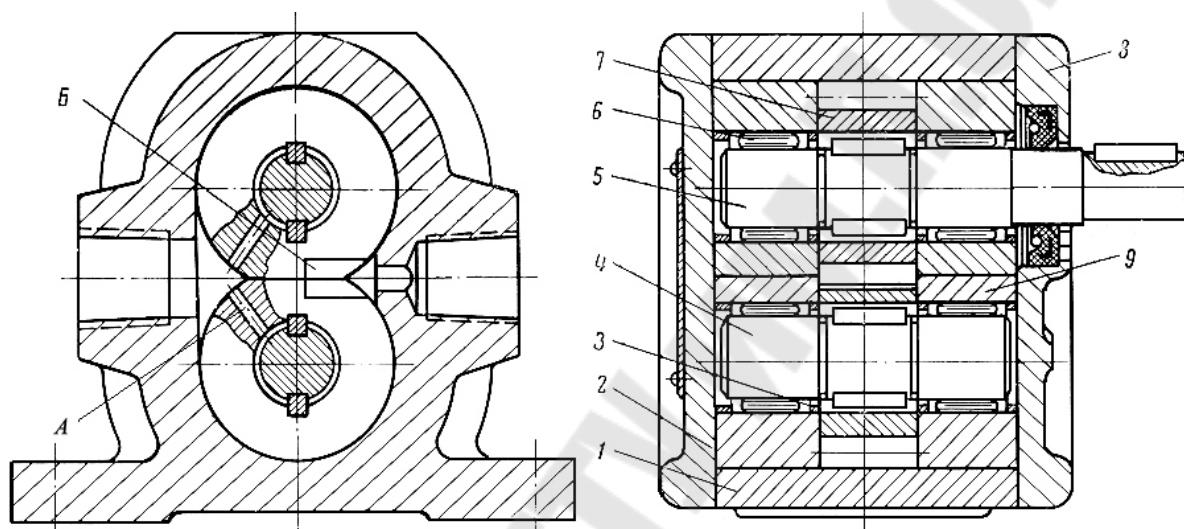


Рис. 9.1. Шестеренный насос типа Г 11-2...

Шестеренчатый насос имеет две стальные закаленные шестерни 7, закрепленные шпонками по скользящей посадке на ведущем 5 и ведомом 4 валиках. Осевые перемещения шестерен ограничиваются пружинными кольцами 3. Оба валика вращаются на свободных игольчатых роликах 6. Наружными кольцами каждого подшипника служат стальные закаленные втулки 9, монтируемые в соответствующей расточке чугунного корпуса 1 насоса. Корпус имеет лапы с четырьмя отверстиями для крепления болтами. С торцов корпус закрыт чугунными крышками 2 и 8. Для разгрузки уплотнения приводного вала от избыточного давления во втулках имеются сверления А, соединяющиеся с камерой всасывания. Для предотвращения запирания масла во впадинах между зубьями на торцовых поверхностях втулок 9 предусмотрены разгрузочные канавки Б.

При вращении шестерен камера всасывания, расположенная со стороны выхода зубьев из зацепления, увеличивается и заполняется маслом, а камера нагнетания, находящаяся со стороны входа зубьев в зацепление, уменьшается, вытесняя масло из впадины между зубьями.

|  |              |
|--|--------------|
| Основные технические параметры насосов типа Г 11-2...: |              |
| — Производительность, л/мин                            | 12...70;     |
| — Номинальное давление, МПа                            | 2,5;         |
| — Число оборотов, об/мин                               | 1450;        |
| — Потребляемая мощность, кВт                           | 0,9...3,9;   |
| — Объемный КПД   | 0,76...0,85; |
| — Масса, кг  | 6,2...15.    |

### 9.3. Шестеренные насосы типа НШ -32

Шестеренные насосы НШ-32 (рис. 9.2) предназначены для нагнетания чистого минерального масла в гидравлические системы тракторов и строительно-дорожных машин. Рекомендуется применять масла из ряда ИГП-38...ИГП50А. Производительность насосов нерегулируемая, направление потока масла постоянное. Эти реверсируемые насосы отличаются компактностью, малым количеством подвижных деталей и простотой конструкции [6].

Устройство и принцип действия.

Насосы НШ-32 (рис. 9.2) состоят из алюминиевого корпуса *1*, в расточках которого помещены ведущая *10* и ведомая *4* шестерни, выполненные заодно с цапфами, опирающимися на бронзовые втулки *2* и *11*. Втулки служат подшипниками для шестерен и уплотняют их торцовые поверхности.

Для уменьшения внутренних перетечек масла через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и втулок в насосе применена автоматическая компенсация величины зазоров по торцам шестерен, которая в зависимости от давления нагнетания происходит следующим образом. Масло из камеры нагнетания по каналу поступает в полость *А* между подвижными втулками и крышкой *8* и стремится поджать втулки к торцам шестерен, ликвидируя зазор между ними. Со стороны зубьев на втулки также давит масло, но на меньшей площади. Таким образом, результирующее усилие, которое прижимает втулки к торцам шестерен, превосходит отжимающее усилие, сохраняя смазочную пленку. Давление масла со стороны зубьев шестерен неравномерно. Во избежание перекосов втулок вследствие неравномерной нагрузки часть их торцовой площади изолирована от действия поджимающего давления резиновым уплотнением *13*, направляемым пластинкой *14*. Вытекание масла из полости *А* предотвращается уплотнительными кольцами *9* и *3*.

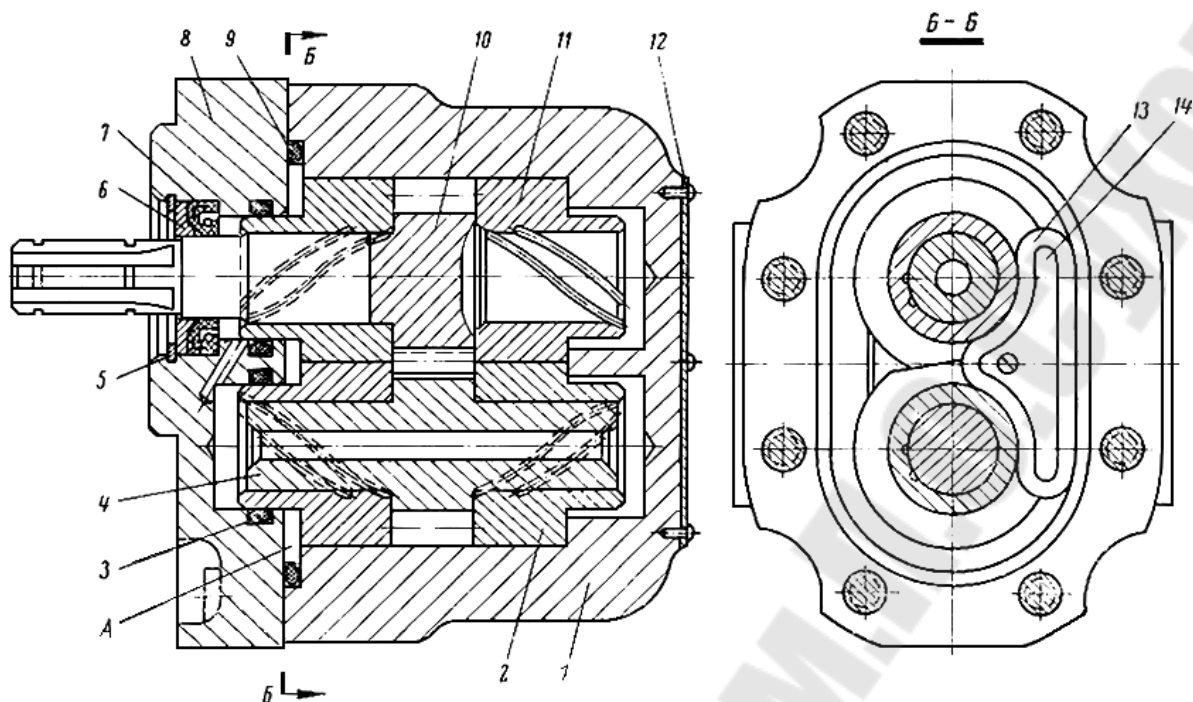


Рис. 9.2. Шестеренный насос НШ-32

Масло, проникающее через зазоры внутри насоса и через подшипники, отводится системой каналов в полость всасывания. Приводной конец вала ведущей шестерни уплотнен резиновой манжетой 7, закрепленной упорным 6 и стопорным 5 кольцами. Направление вращения приводного вала показано на табличке 12. Крепление насоса фланцевое.

Основные технические параметры насоса НШ – 32:

|  |              |
|--|--------------|
| — Рабочий объем, см <sup>3</sup>         | 31,7;        |
| — Номинальное/максимальное давление, МПа | 10/13,5;     |
| — Число оборотов, об/мин                 | 1100...1650; |
| — Объемный КПД                           | 0,92;        |
| — Масса, кг                              | 6,7.         |

#### 9.4. Шестеренные насосы с внешним зацеплением

Зубчатое зацепление является эвольвентным. Благодаря большой длине линии зацепления снижаются пульсации, что обуславливает достаточно низкий уровень шума при работе насоса, поэтому они находят применение, прежде всего в стационарных машинах (прессах, станках и т.п.), а также в мобильных установках, работающих в закрытых помещениях (электропогрузчики и т.п.). Насосы характеризуются высокой производительностью благодаря радиальной и осевой компенсации в соответствии с уровнем рабочего давления, а также

низким уровнем шума. Оптимальное распределение нагрузки и специальные подшипники скольжения обеспечивают непрерывную работу насосов при высоких давлениях и продолжительный срок их службы [12].

Устройство и принцип действия.

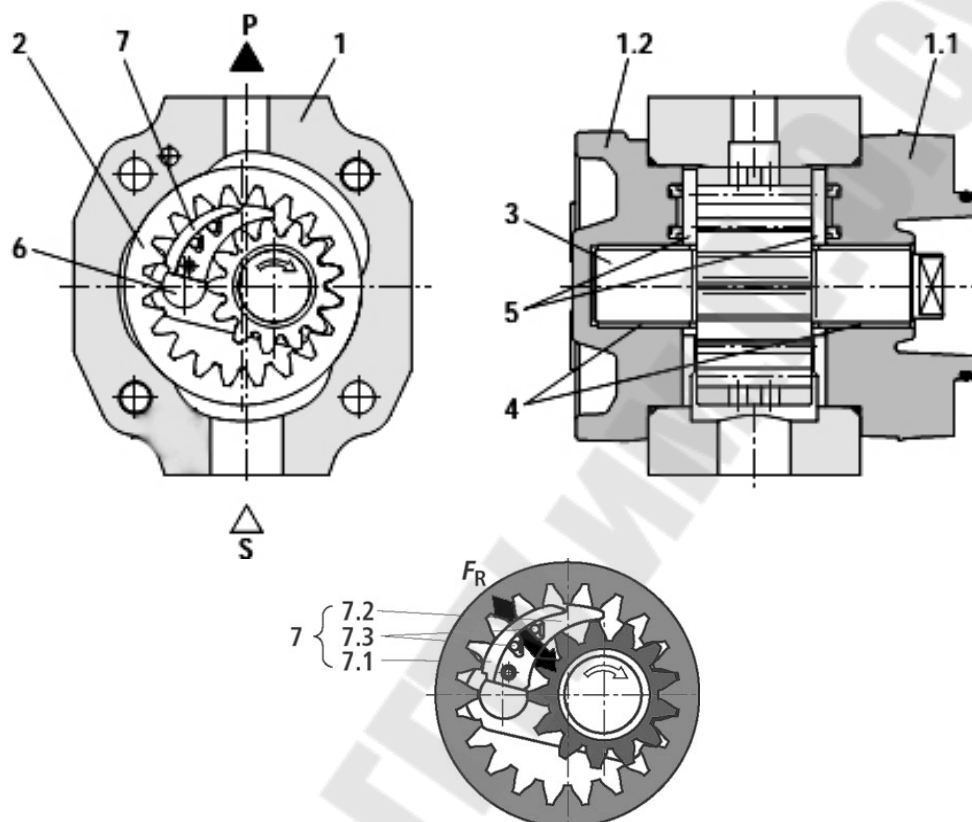


Рис. 9.3. Схема насоса с шестернями внутреннего зацепления типа IGP

Основными деталями насоса являются: корпус *1*, крышка передняя *1.1*, крышка задняя *1.2*, шестерня с внутренними зубьями *2*, вал-шестерня *3*, подшипники скольжения *4*, шайбы *5*, упорный палец *6*, а также сегментный узел *7*.

Вращающийся зубчатый ротор *3* (рис. 9.3) расположен в корпусе *1* и соединен с приводным двигателем и зацепляется с полым зубчатым колесом *2*. Всасывание происходит на угле поворота  $120^\circ$ , поэтому объем заполняется относительно медленно. Серповидный разделитель *7* отделяет всасывание от нагнетания. В процессе вращения шестерни выходят из зацепления – объем рабочей камеры увеличивается, вследствие этого возникает разрежение, и жидкость поступает в рабочую камеру. В процессе дальнейшего вращения зубья вновь входят в зацепление –

объем рабочей камеры уменьшается. Жидкость вытесняется в линию нагнетания ( $P$ ).

В шестерных насосах часто предусматривается возможность компенсации радиального смещения.

Сила радиальной компенсации  $F_R$  (рис. 9.3) воздействует на сегмент 7.1 и держатель сегмента 7.2. Разность площадей и конструкция специальных роликов 7.3 должна быть такой, чтобы между зубчатым колесом, сегментным элементом и валом-шестерней обеспечивалось герметичное уплотнение. Причем прижим обеспечивается даже при небольшом давлении.

Основные технические параметры:

|                                  |              |
|----------------------------------|--------------|
| — Рабочий объем, см <sup>3</sup> | 3,6...251,7. |
| — Рабочее давление, МПа          | 21...33.     |
| — Частота вращения, об/мин       | 400...3600.  |
| — Масса, кг                      | 4...59.      |

### 9.5. Порядок проведения работы

- 1) Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные узлы и детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики, правила эксплуатации шестеренных насосов.
- 2) Разобрать шестеренный насос, выданный преподавателем.
- 3) Выполнить необходимые измерения геометрических размеров нескольких деталей (по выбору преподавателя) данного шестеренного насоса.
- 4) Выполнить чертежи деталей с проставлением всех необходимых размеров и с выполнением требований ЕСКД к рабочим чертежам деталей.
- 5) Собрать шестеренный насос.

### 9.6. Контрольные вопросы

- 1) Какие гидромашины называются шестеренными?
- 2) Какой конструктивной особенностью обладают шестеренные гидромашины?
- 3) Какими достоинствами обладают шестеренные гидромашины?
- 4) Как классифицируют шестеренные гидромашины по типу зацепления?



- 5) Как классифицируют шестеренные гидромашины по направлению потока рабочей жидкости?
- 6) Как классифицируют шестеренные гидромашины по возможности регулирования рабочего объема?
- 7) Существуют ли регулируемые шестеренные гидромашины?
- 8) Как классифицируют шестеренные гидромашины по расположению зубьев относительно венца шестерни?
- 9) Как классифицируют шестеренные гидромашины по конструктивному признаку?
- 10) На каких жидкостях могут работать шестеренные гидромашины?
- 11) Где применяются шестеренные гидромашины?
- 12) Где применяются шестеренные насосы типа Г 11-2...?
- 13) Описать принцип работы шестеренных насосов типа Г 11-2....
- 14) Какие параметры имеют шестеренные насосы типа Г 11-2...?
- 15) Для чего в конструкции шестеренных насосов типа Г 11-2... предусмотрены отверстия *А* и канавки *Б*?
- 16) Где применяются шестеренные насосы НШ-32?
- 17) Описать принцип работы шестеренных насосов НШ-32.
- 18) Какие параметры имеют шестеренные насосы НШ-32?
- 19) С помощью какого способа уменьшаются внутренние перетечки масла через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и втулок в насосе НШ-32?
- 20) Где применяются шестеренные насосы типа IGP?
- 21) Описать принцип работы шестеренных насосов типа IGP.
- 22) Какие параметры имеют шестеренные насосы типа IGP?
- 23) Для чего в конструкции насоса типа IGP установлен сегментный узел?
- 24) Какое преимущество имеют насосы с внутренним зацеплением перед насосами с внешним зацеплением?

## Лабораторная работа №10

### Изучение работы шестеренного насоса и снятие его характеристики

*Цель работы:* ознакомиться с устройством и принципом действия шестеренного насоса и снять его рабочие характеристики.

#### 10.1. Общие сведения

Наиболее широко распространенными шестеренными гидромашинами являются шестеренные насосы с внешним зацеплением (рис. 10.1) типа НШ. Конструктивно они состоят из алюминиевого корпуса **1**, в расточках которого помещены ведущая **10** и ведомая **4** шестерни, выполненные заодно с цапфами, опирающимися на бронзовые втулки **2** и **11**. Втулки служат подшипниками для шестерен и уплотняют их торцовые поверхности [6].

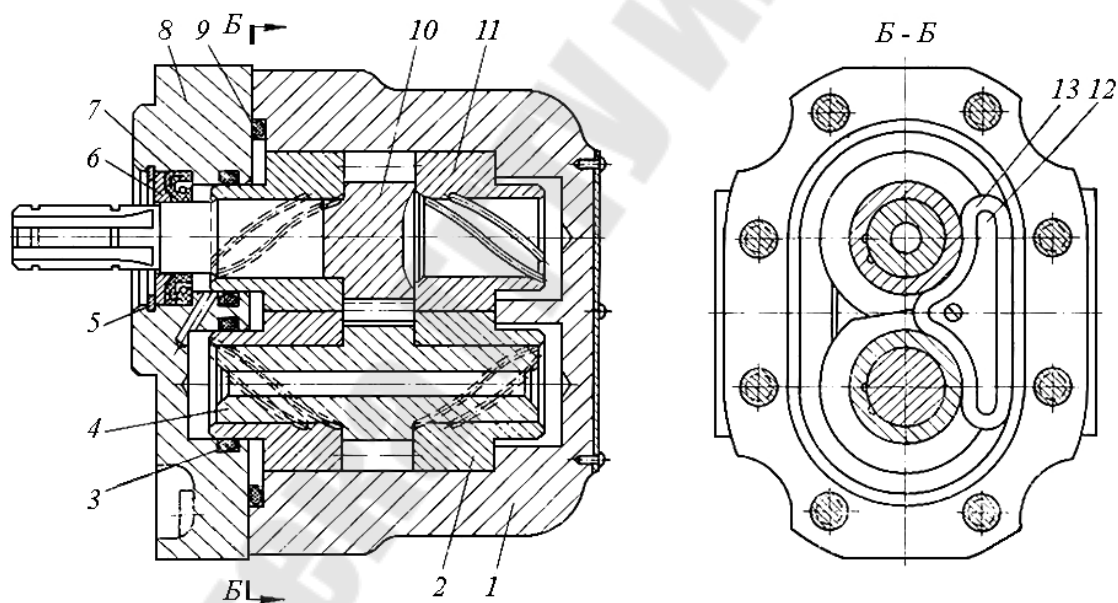


Рис. 10.1. Конструкция шестеренного насоса типа НШ

Для уменьшения внутренних перетечек масла через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и втулок в насосе применена автоматическая компенсация величины зазоров по торцам шестерен. Резиновое уплотнение **13**, направляемое пластинкой **12**, изолирует втулки от перекоса под действием поджимающего давления. Вытекание масла предотвращается уплотнительными кольцами **9** и **3**. Вал ведущей шестерни уплотнен резиновой манжетой **7**, закрепленной упорным **6** и стопорным кольцами **5**, помещенными в крышку **8**.

Шестеренные насосы с внешним зацеплением, просты по конструкции и отличаются надежностью, малыми габаритами и массой. Максимальное давление, развиваемое этими насосами, обычно 10 МПа и, иногда достигает, 15 – 20 МПа или 30 МПа. Подача насосов, предназначенных для работы на низких давлениях, доходит до 1000 л/мин. Насосы отличаются большим сроком службы до 5000 ч.

Максимальные частоты вращения составляют 2500...4000 об/мин, для насосов небольших подач допускаются более высокие частоты вращения. Объемный КПД шестеренных насосов современных образцов при номинальных режимах работы 0,95 – 0,96 и общий КПД 0,87 – 0,9. Шестеренные насосы пригодны для работы при самовсасывании.

Эти насосы отличаются компактностью, малым количеством подвижных деталей и простотой конструкции. Теоретическая подача шестеренного насоса определяется по формуле [2-4]:

$$Q_T = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot b \cdot n \cdot (z + 1) \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $m$  – модуль зубчатых колес;

$z$  – число зубьев колеса;

$b$  – ширина колес.

Подача шестеренного насоса определяется лишь параметрами зацепления и не зависит от объема зубьев. Фактическая подача насоса будет меньше расчетной на величину объемных потерь. Эти потери, в свою очередь, состоят из утечек (перетечек) жидкости через зазоры из камеры нагнетания в камеру всасывания и во внешнюю среду, а также потерь на всасывании.

Объемные потери характеризуются объемным КПД определяемым по формуле:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_T}.$$

Средняя расчетная мощность шестеренного насоса определяется по формуле:

$$N_n = p \cdot Q \text{ Вт},$$

где  $p$  – давление насоса.

## 10.2. Описание опытной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 10.2. Она включает электродвигатель **1** и шестеренный насос **2** типа НШ-10. Для предохранения системы от перегрузок служит предохранительный клапан **6**. Изменение расхода и давления производится регулято-

ром потока **8**. Распределитель **9** служит для переключения потока жидкости либо в основной бак **12** либо в мерный бак **11**. К нему подключен секундомер (на схеме условно не показан).

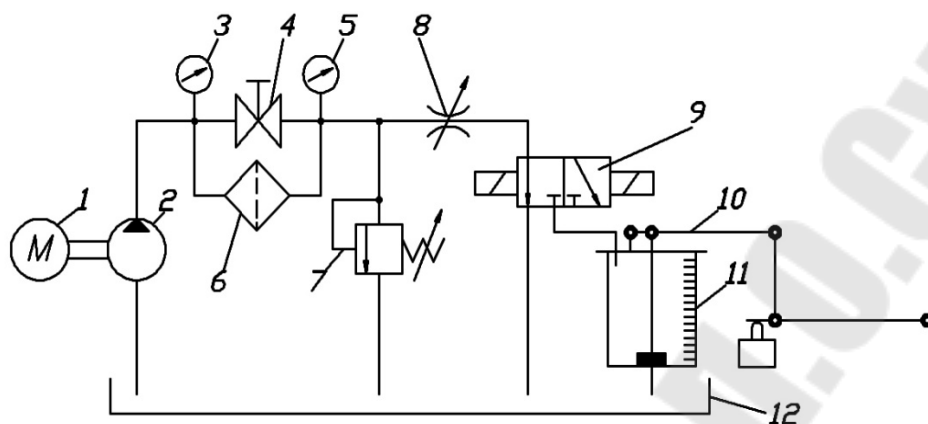


Рис. 10.2. Схема опытной установки

Для определения расхода жидкости имеется стеклянный мерный цилиндр **11** диаметром  $D = 150$  мм с мерной линейкой. Клапан **10** служит для слива жидкости из мерного бака в основной бак **12**. Давление в нагнетательном трубопроводе измеряется манометрами **3** и **5**.

При полном открытии вентиля **4** жидкость идет по линии наименьшего сопротивления, минуя фильтр **6**.

### 10.3. Порядок проведения работы

- 1) Переключить распределитель **9** в правое положение (жидкость будет поступать в мерный бак **11**).
- 2) При открытом клапане **10** включить установку. С помощью регулятора потока **8** установить определенное давление в напорной магистрали по манометру **3**.
- 3) Закрыть клапан **10** с помощью рычага, который нажимает на кнопку, подавая сигнал на переключение распределителя **9** и включение секундомера. Через 5-15 секунд открыть клапан **10**, одновременно необходимо заметить уровень жидкости в мерном сосуде **11**. При этом секундомер автоматически отключается.
- 4) Опыт повторить 6...8 раз при различных значениях развиваемого насосом давления.
- 5) Переключить распределитель **9** в левое положение (жидкость будет поступать в основной бак **12**).

Данные опытов и расчетов заносятся в таблицу 10.1.

## 10.4. Обработка результатов измерений

1) Произвести геометрический обмер деталей насоса, аналогичного испытываемому. Численные значения подставить в таблицу 10.1.

2) Определить теоретическую  $Q_T$  производительность насоса по формуле:

$$Q_T = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot b \cdot n \cdot (z + 1), \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определить действительную  $Q$  производительность насоса для каждого опыта по формуле:

$$Q = \frac{(h_2 - h_1)}{t} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \text{ см}^3/\text{с},$$

где  $D = 150$  мм – диаметр внутреннего сечения мерного цилиндра,  $h_1, h_2$  – начальный и конечный уровни жидкости в мерном цилиндре (измеряется опытным путем).

3) Определить фактический рабочий объем насоса:

$$V_0 = \frac{Q}{n}, \text{ см}^3/\text{об}$$

и определить его среднее значение

$$V_{0\text{ср}}, \text{ см}^3.$$

Сравнить полученное среднее фактическое значение рабочего объема шестеренного насоса НШ-10 со справочным значением  $V_{0н} = 10 \text{ см}^3$ .

4) Определить объемный КПД насоса по формуле:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_T}.$$

5) Определить полезную мощность насоса по формуле:

$$N_{п} = p \cdot Q, \text{ Вт}.$$

6) Заполнить таблицу 10.1

Таблица 10.1

Результаты экспериментов и расчета

|  |      |
|--|------|
| Число зубьев $z$   |      |
| Ширина зубчатого колеса $b$ , мм                                       |      |
| Диаметр окружности зубьев $D_z$ , мм                                   |      |
| Модуль зубчатого колеса $m = D_z / (z + 2)$ , мм                       |      |
| Частота вращения $n$ , об/мин  | 1100 |
| Теоретическая производительность насоса $Q_T$ , $\text{см}^3/\text{с}$ |      |

Продолжение таблицы 10.1

| № опыта | Давление, $p$ , атм | Уровень,   |            | Время, $t$ , с | Подача, $Q$ , см <sup>3</sup> /с | Объемный КПД, $\eta_{об}$ | Полезная мощность $N_{п}$ , Вт |
|---------|---------------------|------------|------------|----------------|----------------------------------|---------------------------|--------------------------------|
|         |                     | $h_1$ , см | $h_2$ , см |                |                                  |                           |                                |
| 1       |                     |            |            |                |                                  |                           |                                |
| 2       |                     |            |            |                |                                  |                           |                                |
|         |                     |            |            |                |                                  |                           |                                |
|         |                     |            |            |                |                                  |                           |                                |
|         |                     |            |            |                |                                  |                           |                                |
| 8       |                     |            |            |                |                                  |                           |                                |

- 7) Построить графики зависимостей  $Q$ ,  $N_{п}$  и  $\eta_{об}$  от давления  $p$ .
- 8) Записать вывод.

### 10.5. Контрольные вопросы

- 1) По какой причине шестеренные насосы с внешним зацеплением наиболее широко применяются?
- 2) Какие объемные насосы называются шестеренными?
- 3) Какой конструктивной особенностью обладают шестеренные гидромашины?
- 4) Описать принцип работы шестеренных насосов типа НШ.
- 5) Какие параметры имеют шестеренные насосы типа НШ?
- 6) С помощью какого способа уменьшаются внутренние перетечки масла через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и втулок в насосе типа НШ?
- 7) По какой формуле определяется теоретическая подача шестеренных насосов?
- 8) От какого параметра не зависит подача шестеренного насоса?
- 9) Какие виды потерь относятся к объемным в шестеренных насосах?
- 10) Какие насосы называются самовсасывающими?
- 11) По какой причине возникают в шестеренных насосах объемные потери?
- 12) По какой формуле определяется объемный КПД шестеренных насосов?
- 13) По какой формуле определяется расчетная мощность шестеренных насосов?

## **Лабораторная работа №11**

### **Изучение конструкций пластинчатых гидромашин**

*Цель работы:* получить от преподавателя объемную гидромашину; демонтировать гидромашину; зарисовать основные детали машины (по выбору преподавателя) на формате А4, проставляя все размеры; собрать объемную гидромашину.

#### **11.1. Общие сведения**

*Пластинчатая гидромашина* – это роторная гидромашина с подвижными элементами в виде ротора, совершающего вращательное движение, и пластин, совершающих вращательное и возвратно-поступательное или возвратно-поворотное движения. Эти машины являются наиболее простыми из существующих типов и обладают при всех прочих равных условиях большим объемом рабочих камер [2-4].

Пластинчатые гидромашины делятся на машины одно-, двух- и многократного действия. В машинах однократного действия происходит один рабочий цикл, т.е. одно всасывание и нагнетание.

Машины однократного действия могут быть регулируемы и нерегулируемы. Машины многократного действия выполняются только нерегулируемыми.

Пластинчатые гидромашины могут быть реверсивными и нереверсивными.

*По количеству пластин* гидромашин делятся на двух- и многопластинчатые.

Когда требуется обеспечить поступление в систему двух независимых потоков рабочей жидкости применяют сдвоенные насосы.

*По виду распределения жидкости* пластинчатые гидромашин бывают с цапфенным и торцевым (боковым) распределением.

По герметичности пластинчатые гидромашин уступают другим типам гидромашин. В сравнении с шестеренными машинами пластинчатые обеспечивают более равномерную подачу, а в сравнении с поршневыми – проще по конструкции, дешевле, меньше по габаритам и менее требовательны к фильтрации жидкости.

В станкостроении пластинчатые насосы применяются главным образом в гидроприводах подачи агрегатных, сверлильно-расточных, токарных и фрезерных станков, а также в гидроприводах стола и дру-

гих механизмов шлифовальных станков, в гидроприводах для транспортировки, индексации, зажима и загрузки деталей, обрабатываемых на автоматических станочных линиях.

Пластинчатые насосы применяются также в гидропрессах, автопогрузчиках, экскаваторах, бульдозерах и других строительно-дорожных машинах, в прокатном оборудовании (блужинги, прокатные станы), в автомобилях (усилители приводов руля, механизмы опрокидывания самосвалов), в химическом машиностроении (приводы для вращения различных мешалок), в корабельных механизмах (приводы лебедок для подъема грузов, устройства для изменения шага винта), лесозаготовительных машинах, для литья под давлением, пищевом машиностроении и т. п.

## 11.2. Пластинчатые насосы типа БГ12-2...М

Насосы пластинчатые с постоянным рабочим объемом изготавливаются в однопоточном (рис. 11.1) исполнении и предназначены для нагнетания в гидравлические системы машин рабочей жидкости одним потоком, постоянным по величине и направлению. Гидравлически разгруженные двоянные пластины обеспечивают высокую долговечность насосов [6].

Применяются насосы в гидравлических системах станков, литейного, сварочного оборудования, прессов и других стационарных машин, работающих в закрытых помещениях, где требуемая величина давления не превышает 12,5 МПа.

Устройство и принцип работы.

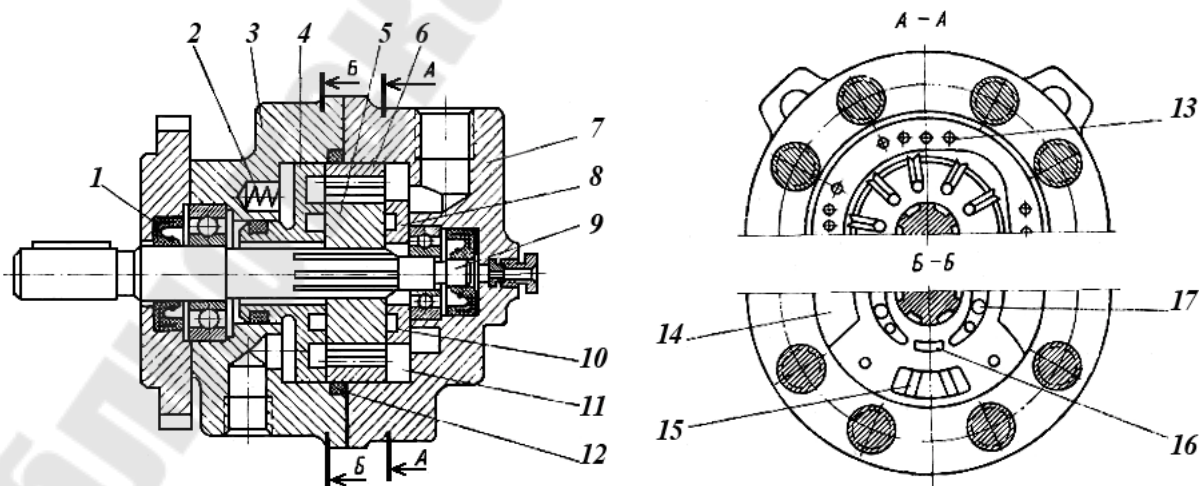


Рис. 11.1. Пластинчатый насос двойного действия типа БГ 12 – 2...М



В чугунном корпусе **3** (рис. 11.1) и крышке **7** смонтирован статор **6**, имеющий внутри криволинейную поверхность, по которой скользят десять сдвоенных лопаток, свободно перемещающихся в радиальных пазах ротора **5**.

Ротор посажен на шлицы вала **9**, свободно вращающегося в подшипниках. Для распределения потоков масла и уплотнения торцов ротора и статора служат стальные диски – плоский **8** и с шейкой **4**. Плоский диск имеет два основных окна **11** и два вспомогательных **10** для всасывания масла под лопатки.

Для увеличения площади всасывающих окон они соединяются отверстиями **13** статора с глухими основными **15** и вспомогательными **16** всасывающими окнами диска с шейкой, за счет чего обеспечивается всасывание масла с двух сторон ротора.

Диск с шейкой **4** (плавающего типа) имеет, кроме того, основные окна **14** для нагнетания масла и вспомогательные **17** для подачи масла под лопатки. Плоский диск **8** имеет глухие основные и вспомогательные окна (на рисунке условно не показаны), которые расположены с обеих сторон ротора и обеспечивают разгрузку ротора от давления масла в осевом направлении. Прижим пластин к статору в зоне всасывания осуществляется за счет центробежной силы. При запуске насоса первоначальный прижим диска **4** обеспечивается тремя пружинами **2**, а при работе насоса диск прижимается давлением масла.

Насос работает следующим образом. При вращении ротора **5** пластины под действием центробежной силы всегда прижаты к внутренней поверхности статора. Каждая пластина перемещается в пазах ротора в соответствии с профилем внутренней поверхности статора **6**.

Каждая из камер между двумя соседними пластинами во время соединения с окнами всасывания **11** увеличивает свой объем и заполняется маслом, а пространство под лопатками – через окна **10**. Эта камера во время соединения с окнами нагнетания **14** уменьшает свой объем, вытесняя масло в полость нагнетания. За один оборот ротора производится два полных цикла всасывания и нагнетания масла. Благодаря диаметрально противоположному расположению камер нагнетания и всасывания нагрузка на ротор **5** от давления масла со стороны полостей нагнетания уравнивается, и вал насоса передает только крутящий момент. Для предотвращения утечек масла по валу **9** насоса во фланце установлена манжета **1** из маслостойкой резины. Стык между корпусом и крышкой уплотняется круглым кольцом **12** из маслостойкой резины.

Насос может быть установлен в горизонтальном, вертикальном положении над уровнем масла и с погружением в него. Последнее обеспечивает более благоприятные условия работы, но затрудняет наблюдение при эксплуатации.

Основные параметры пластинчатых насосов типа БГ12-2...М приведены в таблице 11.1.

Таблица 11.1.

Основные параметры пластинчатых насосов типа БГ12-2...М

| Параметр                       | Типоразмер |          |           |          |           |          |           |          |           |
|--------------------------------|------------|----------|-----------|----------|-----------|----------|-----------|----------|-----------|
|                                | БГ12-21АМ  | БГ12-21М | БГ12-22АМ | БГ12-22М | БГ12-23АМ | БГ12-23М | БГ12-24АМ | БГ12-24М | БГ12-25АМ |
| Номинальная подача, л/мин      | 5,4        | 9        | 14,6      | 19,4     | 25,5      | 33       | 54        | 72       | 105,6     |
| Рабочий объем, см <sup>3</sup> | 5          | 8        | 12,5      | 16       | 20        | 25       | 45        | 56       | 80        |
| Номинальное давление, МПа      | 12,5       |          |           |          |           |          |           |          |           |
| Число оборотов, об/мин         | 1500       |          |           |          |           |          |           |          |           |
| Потребляемая мощность, кВт     | 2          | 3,06     | 4,6       | 5,65     | 6,94      | 8,45     | 15,1      | 19,6     | 26        |
| Объемный КПД                   | 0,72       | 0,75     | 0,78      | 0,81     | 0,85      | 0,88     | 0,8       | 0,86     | 0,88      |
| Общий КПД                      | 0,55       | 0,6      | 0,65      | 0,7      | 0,75      | 0,8      | 0,73      | 0,75     | 0,83      |
| Масса, кг                      | 9,2        |          |           |          |           |          | 24,4      |          |           |

\* Максимальное давление на выходе из насоса 14 МПа.

### 11.3. Пластинчатые гидромоторы типа Г16

Гидромотор типа Г16 (рис. 11.2) производства фирмы «Гидропривод» г. Харьков, представляет собой нерегулируемую роторную пластинчатую гидромашину двукратного действия с реверсивным потоком жидкости [9].

Мотор пластинчатый типа Г16 относится к классу оборудования, предназначенного для использования в качестве силового привода машин производственного, погрузочного, строительного назначения. Во время работы гидромотор преобразует энергию подаваемой к нему рабочей жидкости во вращательное движение ведущего вала мотора. При достаточно высоком давлении жидкости обеспечивается

мощный начальный вращательный момент и заданная частота вращения вала.

Устройство и принцип работы.

Рабочие камеры гидромотора образованы: цилиндрической поверхностью ротора 6, внутренней овальной поверхностью статора 3, дисками 1,7 и двумя соседними пластинами 2.

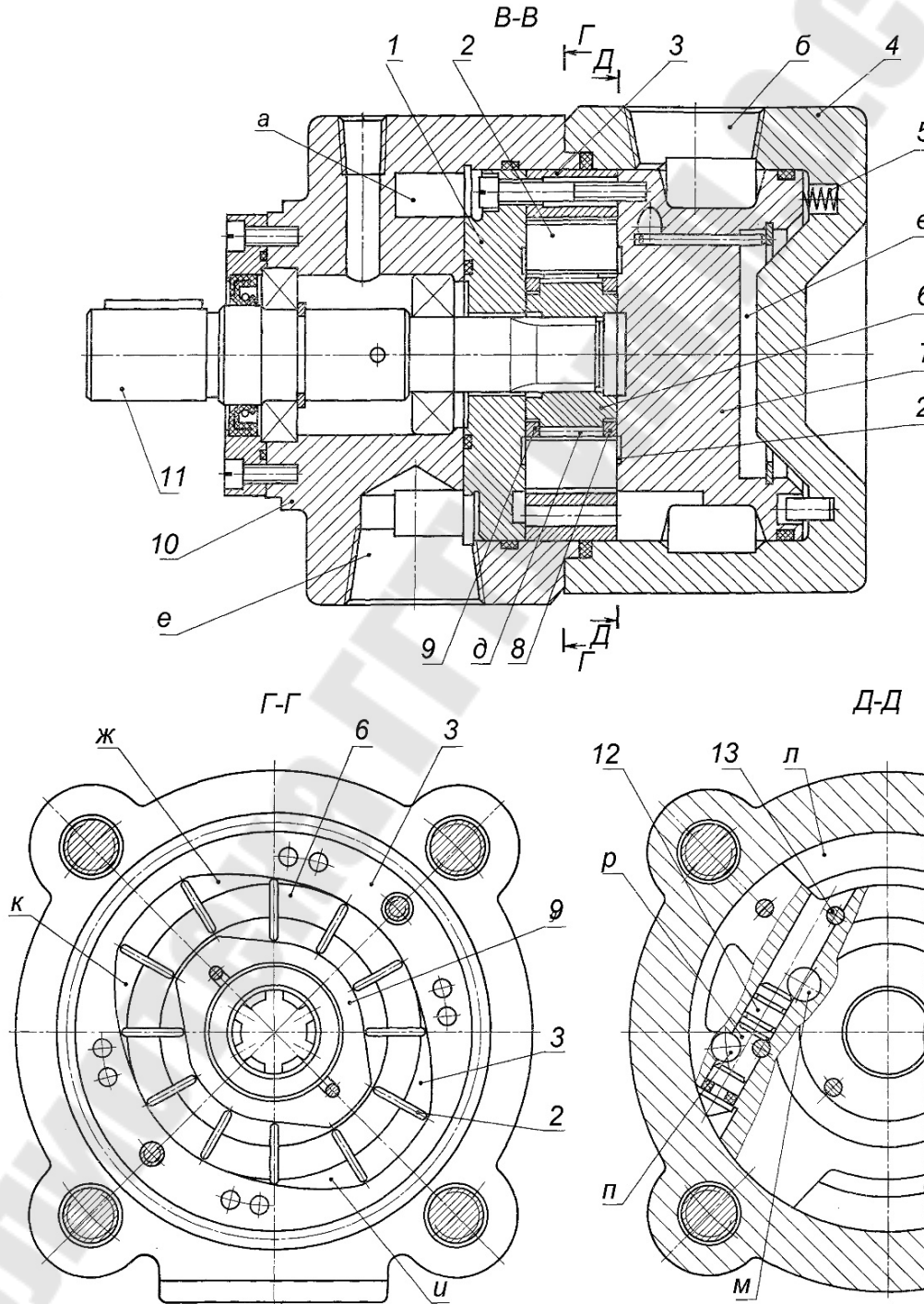


Рис. 11.2. Пластинчатый гидромотор двойного действия типа Г16

Из-за овальности статора площади соседних пластин, находящихся под давлением жидкости, различны, что приводит к формированию неуравновешенной силы гидростатического давления и созданию крутящего момента на выходном валу гидромотора **11**. За один оборот вала мотора пластина совершает два двойных хода, соответствующих двукратному увеличению и уменьшению объемов рабочих камер. Жидкость из напорной линии гидросистемы подается во входное отверстие **e** корпуса **10** гидромотора и из кольцевой полости **a** через два окна в переднем диске **1** поступает в камеры **ж**, **и**, объем которых увеличивается при вращении ротора против часовой стрелки. Одновременно камеры **з** и **к**, объемы которых уменьшаются, окнами **л** в заднем диске **7** соединяются с выходным отверстием **б** и далее со сливной линией гидросистемы.

Необходимым условием работы гидромотора является гарантированный прижим пластин к направляющей поверхности статора. Начальный прижим пластин обеспечивается кулачками **8** и **9**, связанными с дисками **1,7** с помощью штифтов. При работе гидромотора пластины прижимаются центробежными силами и силами гидростатического давления жидкости, подводимой из линии нагнетания под торцы пластин. С той же целью отверстие **n** заднего диска связано с входным окном переднего диска **1**. Плунжер **12** под действием силы давления смещается по каналу **p** до упора в штифт **13**, пропуская жидкость в отверстие **m** и кольцевую канавку **г**. Из кольцевой канавки **г** жидкость поступает под пластины в пазы **д** ротора **б** и прижимает пластины к поверхности статора, а из отверстия **m** проходит в полость **б**, обеспечивая поджим плавающего заднего диска к ротору. Предварительный поджим диска **7** осуществляется силами упругости пружин **5**. Для изменения направления вращения вала гидромотора следует подключить отверстие **б** к напорной, а отверстие **e** к сливной линии гидросистемы.

Основные технические параметры пластинчатых гидромоторов:

|   |               |
|---|---------------|
| — Рабочий объем, см <sup>3</sup>              | 11,2...250.   |
| — Номинальный расход масла, л/мин             | 14...266,7.   |
| — Давление на входе максимальное,(МПа)        | 7...8.        |
| — Частота вращения ном/макс/мин, (об/мин)     | 960/2500/100. |
| — Эффективная мощность,кВт, не менее          | 0,6...19,7.   |
| — КПД при номинальном режиме работы, не менее |               |
| объемный                                      | 0,77...0,9.   |
| полный  | 0,5...0,77.   |
| — Масса, кг                                   | 6,3...70.     |

#### 11.4. Порядок проведения работы

- 1) Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные узлы и детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики, правила эксплуатации пластинчатых насосов.
- 2) Разобрать пластинчатый насос, выданный преподавателем.
- 3) Выполнить необходимые измерения геометрических размеров нескольких деталей (по выбору преподавателя) данного пластинчатого насоса.
- 4) Выполнить чертежи деталей с проставлением всех необходимых размеров и с выполнением требований ЕСКД к рабочим чертежам деталей.
- 5) Собрать пластинчатый насос.

#### 11.5. Контрольные вопросы

- 1) Какие гидромашины называются пластинчатыми?
- 2) Какие движения совершают рабочие органы пластинчатых гидромашин?
- 3) Какими достоинствами обладают пластинчатые гидромашины?
- 4) Как классифицируют пластинчатые гидромашины по кратности действия?
- 5) Что значит «кратность действия»?
- 6) Как классифицируют пластинчатые гидромашины по направлению потока рабочей жидкости?
- 7) Как классифицируют пластинчатые гидромашины по возможности регулирования рабочего объема?
- 8) Как классифицируют пластинчатые гидромашины по количеству пластин?
- 9) Как классифицируют пластинчатые гидромашины по виду распределения жидкости?
- 10) Где применяются пластинчатые гидромашины?
- 11) Описать принцип работы пластинчатых насосов типа БГ12-2...М.
- 12) Какие параметры имеют пластинчатые насосы типа БГ12-2...М?
- 13) Где применяются пластинчатые моторы типа Г16?
- 14) Описать принцип работы пластинчатых моторов типа Г16.
- 15) Какие параметры имеют пластинчатые моторы типа Г16?

## Лабораторная работа №12

### Изучение работы пластинчатого регулируемого насоса и снятие его характеристики

*Цель работы:* изучить конструкцию пластинчатого регулируемого насоса и определить его основные параметры, построить рабочие характеристики насоса.

#### 12.1. Общие сведения

Благодаря малым габаритным размерам и несложной конструкции, пластинчатые гидромашины широко применяются в гидроприводах станков, автоматических линий и других стационарных машин, работающих в закрытых помещениях. Пластинчатый регулируемый насос типа Г 12-53 работает при давлении  $p=6,3$  МПа, частоте вращения  $n=1450$  об/мин и номинальной подаче  $Q=24,6$  л/мин [8].

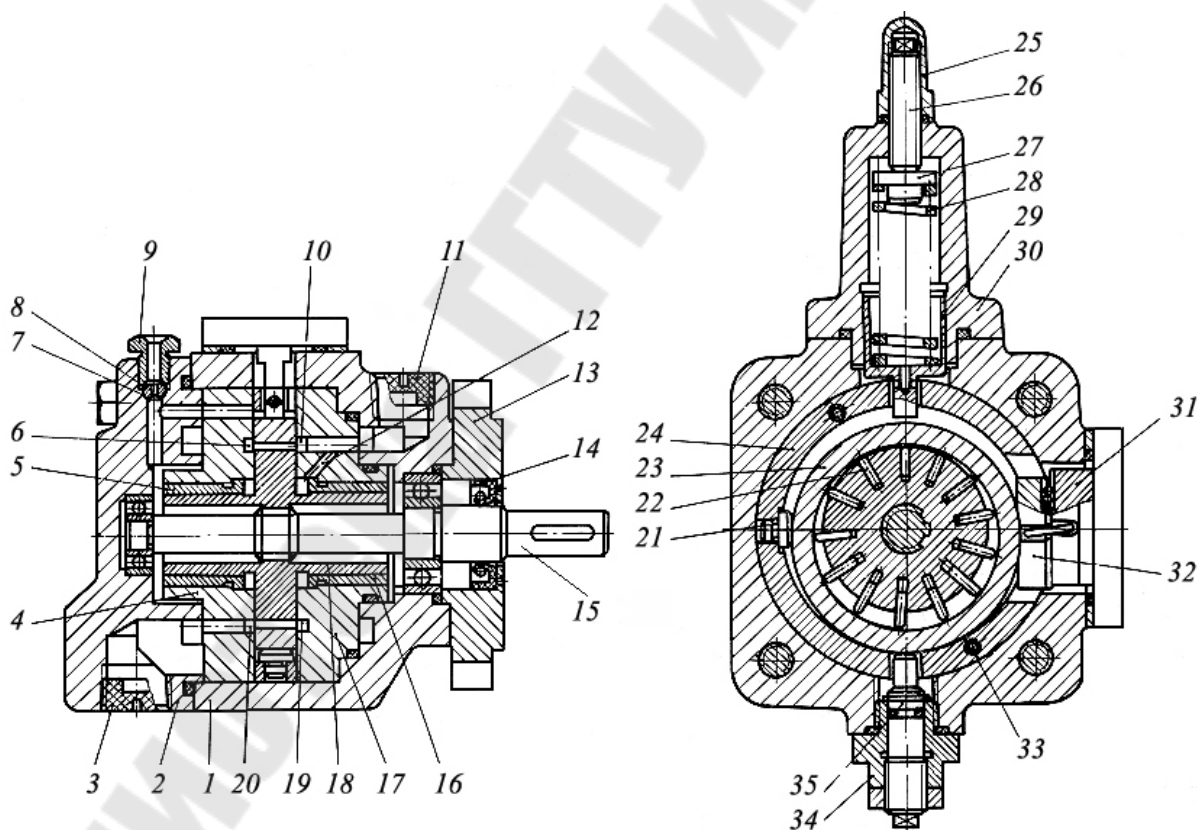


Рис. 12.1. Конструкция насоса типа Г 12-53

Конструкция насоса данного типа представлена на рис. 12.1. В корпусе 1 и крышке 2, скрепленных винтами, установлен рабочий комплект. Комплект состоит из ротора 18 с пластинами 22, подвиж-

ного внутреннего кольца статора **23**, неподвижного наружного кольца статора **24**, плоского распределительного диска **4** и распределительного диска **17** с уплотнительной шейкой. Рабочий комплект скреплен двумя винтами **33**. Ротор шейками установлен в подшипники скольжения **5**, **16** и посажен на шлицы вала **15**, свободно вращающегося в шариковых подшипниках.

Плоский диск имеет окно **20** для всасывания и вспомогательное окно **6** для нагнетания рабочей жидкости. Диск с шейкой имеет вспомогательное окно всасывания **19**, окно нагнетания **10** и отверстия **12** для подвода рабочей жидкости под пластины. В корпусе закреплен качающийся узел внутреннего статора, включающий в себя неподвижную **31** и подвижную **32** опоры.

В отверстии наружного кольца статора установлен ограничитель **21**, поддерживающий внутреннее кольцо статора при остановке насоса. В корпусе расположен регулировочный винт **35**, перемещающийся в резьбовой гайке **34**. С противоположной стороны корпуса расположен механизм регулирования подачи насоса, состоящий из корпуса регулятора **30**, плунжера **29**, пружины **28**, упора **27** и винта **26** с герметичной гайкой **25**. Вал насоса уплотняется манжетой **14**, установленной во фланце **13**.

При вращении вала с ротором, пластины (под действием центробежной силы в момент запуска и давления рабочей жидкости при работе) прижаты к рабочей поверхности внутреннего кольца статора и перемещаются в пазах ротора копируя профиль рабочей поверхности статора. При этом объем камеры между пластинами увеличивается во время соединения ее с окнами всасывания в дисках и заполняется рабочей жидкостью. Во время соединения с окнами нагнетания объем камеры уменьшается и жидкость вытесняется через эти окна. Под действием давления жидкости рабочий комплект прижимается к торцу крышки. Внутреннее кольцо статора имеет меньшую высоту, чем наружное кольцо. Это обеспечивает перемещение внутреннего кольца при регулировании подачи насоса. Механизм регулирования подачи насоса позволяет автоматически, в зависимости от величины давления на выходе, изменять величину эксцентриситета внутреннего кольца статора относительно ротора. Пружина **28** стремится установить внутреннее кольцо статора с максимальным эксцентриситетом, т.е. в положение, соответствующее наибольшей подаче.

Давление рабочей жидкости, нагнетаемой насосом, действует на рабочую поверхность внутреннего кольца статора и стремится его сдвинуть в сторону уменьшения эксцентриситета. Когда давление рабо-

чей жидкости преодолевает усилие пружины, внутреннее кольцо статора передвигается в сторону уменьшения эксцентриситета, следовательно, уменьшается подача насоса. Регулировочный винт 35 служит для настройки насоса на необходимую максимальную подачу. Отвод утечек рабочей жидкости производится через штуцер 9 в крышке насоса.

## 12.2. Описание опытной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 12.2. Она включает электродвигатель 4 и регулируемый пластинчатый насос 3. Для предохранения системы от перегрузок служит предохранительный клапан 6. Для очистки рабочей жидкости на всасывающей магистрали установлен фильтр 1. Измерение давления всасывания и нагнетания производится вакуумметром 2 и манометром 5. Распределитель 7 переключает направление потока жидкости к мотору 10 или цилиндру 9. Гидроцилиндр используемый в установке с одной рабочей полостью и распределитель 8 служит для переключения рабочего и обратного хода гидроцилиндра. Жидкость всасывается насосом и сливается из системы в бак 11.

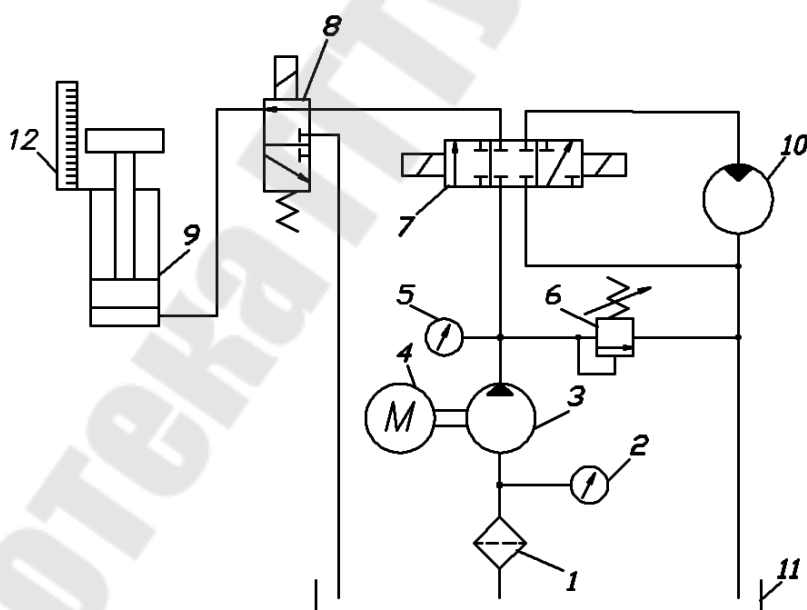


Рис. 12.2. Схема опытной установки

Регулирование насоса осуществляется винтом на крышке насоса. Измерение расхода и частоты вращения мотора осуществляются расходомером и тахометром (на схеме условно не показаны).



### 12.3. Порядок проведения работы

- 1) Переключателем на передней панели установить распределитель 7 в правое положение (жидкость подается к гидромотору)
- 2) Регулировочным винтом насоса установить минимальное давление в системе (контролируя его по манометру 5).
- 3) Измерить объем жидкости, давление и частоту вращения и записать эти значения в таблицу 12.1.
- 4) Опыт повторить 8...10 раз при различных значениях давления. Данные экспериментов и расчетов заносятся в таблицу 12.1.

### 12.4. Обработка результатов измерений

- 1) Определить расход жидкости в трубопроводе по формуле:  

$$Q_{\text{тр}} = V/t, \text{ л/с.}$$
- 2) Определить расход жидкости, проходящей через гидромотор по формуле:

$$Q_{\text{ГМ}} = \frac{V_{0\text{ГМ}} \cdot n_{\text{ГМ}}}{\eta_{\text{об.ГМ}}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $V_{0\text{ГМ}}$  – рабочий объем гидромотора,  $\text{см}^3$ ;  
 $n_{\text{ГМ}}$  – текущая частота вращения гидромотора;  
 $\eta_{\text{об.ГМ}} = 0,98$  – объемный КПД гидромотора.

- 3) Сравнить значения расходов в трубопроводе и на гидромоторе.
- 4) Определить мощность насоса по формуле:  

$$N = p \cdot Q, \text{ Вт.}$$

Таблица 12.1

Результаты опытов и расчетов

| № Оп. | Давление, $p, \text{ кгс/см}^2$ | Частота вращения, $n, \text{ об/мин}$ | Расход на гидромоторе, $Q_{\text{ГМ}}, \text{ л/с}$ | Объем жидкости, $V, \text{ л}$ | Время, $t, \text{ с}$ | Расход в трубопроводе, $Q_{\text{тр}}, \text{ л/с}$ | Мощность, $N, \text{ Вт}$ |
|-------|---------------------------------|---------------------------------------|---|--------------------------------|-----------------------|---|---------------------------|
| 1     |                                 |                                       |   |                                |                       |   |                           |
| 2     |                                 |                                       |   |                                |                       |   |                           |
| 3     |                                 |                                       |   |                                |                       |   |                           |
| 4     |                                 |                                       |   |                                |                       |   |                           |
| 5     |                                 |                                       |   |                                |                       |   |                           |
| 6     |                                 |                                       |   |                                |                       |   |                           |
| 7     |                                 |                                       |   |                                |                       |   |                           |

5) Построить графики зависимостей  $Q_{тр} = f(p)$ ,  $N = f(p)$ .

### 12.5. Контрольные вопросы

- 1) Какие насосы называются пластинчатыми?
- 2) Какие движения совершают рабочие органы пластинчатых насосов?
- 3) Какие параметры имеет пластинчатый насос Г 12-53?
- 4) Как классифицируют пластинчатые насосы по возможности регулирования рабочего объема?
- 5) Что такое «эксцентриситет»?
- 6) Какие объемные насосы называются регулируемыми?
- 7) За счет изменения какого геометрического размера изменяется подача в пластинчатых насосах?
- 8) Каким способом регулируется подача в пластинчатом насосе Г 12-53?
- 9) Описать принцип действия пластинчатого насоса Г 12-53.
- 10) Какие детали насоса называются рабочим комплектом?
- 11) Какой тип распределения жидкости в пластинчатом насосе Г 12-53?
- 12) Каким способом осуществляется прижим пластин к статору в процессе работы насоса?
- 13) К какому типу относится пластинчатый насос Г 12-53 по кратности действия?
- 14) Какими приборами можно определить подачу пластинчатого насоса?

## **Лабораторная работа №13**

### **Изучение конструкций гидродвигателей возвратно- поступательного движения**

*Цель работы:* получить от преподавателя объемную гидромашину; демонтировать гидромашину; зарисовать основные детали машины (по выбору преподавателя) на формате А4, проставляя все размеры; собрать объемную гидромашину.

#### **13.1. Общие сведения**

*Гидроцилиндр* – объемный гидродвигатель с прямолинейным возвратно-поступательным движением выходного звена относительно корпуса [2-4].

Гидроцилиндры, как исполнительные устройства, являются частью гидроприводов и систем гидроавтоматики, широко применяют в авиа- и станкостроении, металлургии, транспортном и сельскохозяйственном машиностроении, строительных, землеройных, подъемно-транспортных, дорожных машинах и т.п.

*По конструктивному признаку* гидроцилиндры выполняются: плунжерными; с односторонним штоком; с двухсторонним штоком; со ступенчатым поршнем; телескопическими.

*По направлению действия силы различают* гидроцилиндры одностороннего и двухстороннего действия;

*По степени поглощения энергии в конце хода* поршня гидроцилиндры могут быть без демпфирования (если скорость перемещения поршня не превышает 0,1 м/с) и с односторонним и двусторонним демпфированием (если скорость поршня превышает величину 0,1 м/с).

#### **13.2. Гидроцилиндры поршневые**

Гидроцилиндр преобразует гидравлическую энергию в механическую и осуществляет прямолинейные перемещения поэтому его называют гидравлическим линейным двигателем.

В гидроприводах машин общепромышленного назначения широкое распространение получили поршневые гидроцилиндры с односторонним штоком и телескопические гидроцилиндры [8].

Гидроцилиндры строительно-дорожных машин изготавливаются по нормали ОН 22–176-69 и работают при номинальном давлении 16 МПа при температуре окружающей среды от –40 до +50°С.

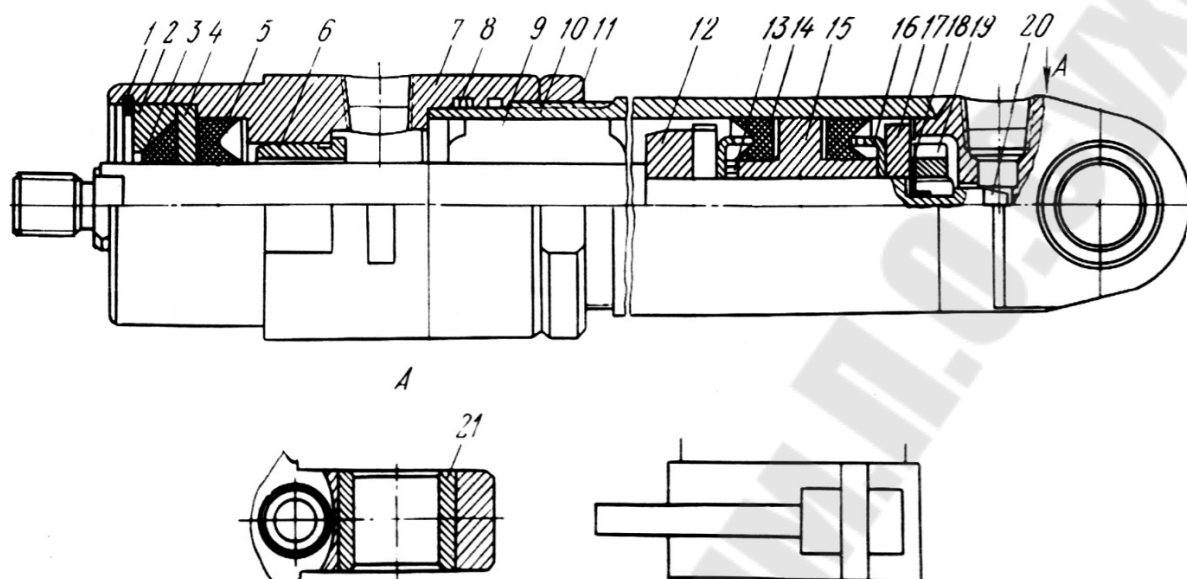


Рис. 13.1. Конструкция гидроцилиндра двустороннего действия:  
 1 – упорное кольцо; 2, 4, 17 – кольца; 3 – грязесъемное кольцо;  
 5, 14 – уплотнительные манжеты; 6 – втулка; 7 – направляющая  
 обойма; 8, 13 – уплотнительные кольца; 9 – шток; 10 – гильза цилиндра;  
 11 – гайка; 12 – демпферное кольцо; 15 – поршень; 16 – держатель  
 манжеты; 18 – стопорная шайба; 19 – гайка; 20 – хвостовик; 21 –  
 втулка проушины

Гидроцилиндры поршневые по нормали ОН 22–176-69 выполняются с диаметрами поршня от 32 до 220 мм и штока от 16 до 140 мм, ходом поршня от 60 до 2800 мм в зависимости от исполнения.

### 13.3. Гидроцилиндры плунжерные одностороннего действия

В гидроцилиндр одностороннего действия рабочая жидкость подается только в поршневую полость. Поэтому такой гидроцилиндр может совершать работу только в одном направлении. Принцип его действия: рабочая жидкость подается в поршневую полость. В этой полости создается усилие, под действием которого, преодолевая противодействие нагрузки, поршень выдвигается в конечное положение. При обратном ходе поршневая полость соединяется с гидробаком. Обратный ход осуществляется под действием силы собственной тяжести поршня, пружины или весовой нагрузки. При этом должны пре-

одолеваются силы трения в гидроцилиндре, трубопроводах и клапанах и сила противодействия жидкости [13].

Гидроцилиндры одностороннего действия применяют для подъема, опускания, зажатия обрабатываемых деталей, в гидравлических подъемниках, подъемных шарнирных столах и подъемных платформах.

Плунжерные гидроцилиндры (рис. 13.2) состоят из гильзы **1**, плунжера **2**, направляющей крышки **3** и уплотнительных элементов **4**.

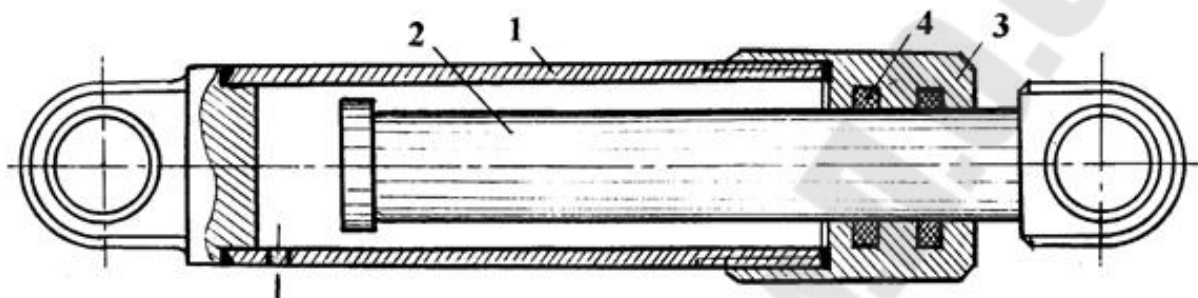


Рис. 13.2. Конструкция плунжерного гидроцилиндра

### 13.4. Гидроцилиндр с демпфером типа СК

Торможение в конце хода штока (демпфирование) используют, обычно, при высоких скоростях перемещения (более 0,1 м/сек) а также при вертикальной нагрузке на цилиндр. Демпфирование также служит для предотвращения поломки оборудования в случае различных отказов.

Демпфирующее (тормозное) устройство обычно состоит из специального пружинного тормозного клапана, который соединяет полость демпфирования со сливом, или из демпфирующего поршня в виде продолжения поршневого штока, который в конце хода входит в расточку днища цилиндра с минимальным зазором в несколько сотых миллиметра, дросселируя на оставшейся части пути поршня замкнутую им в цилиндре жидкость.

Компактная конструкция с применением высококачественных материалов и уплотнений, обеспечивает высокую надежность данных цилиндров, поэтому гидроцилиндры СК (рис. 13.3) применяются во всех областях промышленности [7].

Особая конструкция демпферов обеспечивает оптимальную стабильность торможения также и в случае колебания вязкости жидкости. Использование демпфирующих устройств рекомендуется всегда, поскольку они обеспечивают безударную остановку даже на высокой ско-

рости, снижая, таким образом, перепады давления, а также силу толчка, передаваемого на опоры.

Цилиндры с длиной хода более 1000 мм снабжаются направляющими втулками для предупреждения заклинивания и повышенного износа. Толкающее и тянущее усилия в гидроцилиндрах обычно различаются, о чем необходимо помнить при подборе цилиндра.

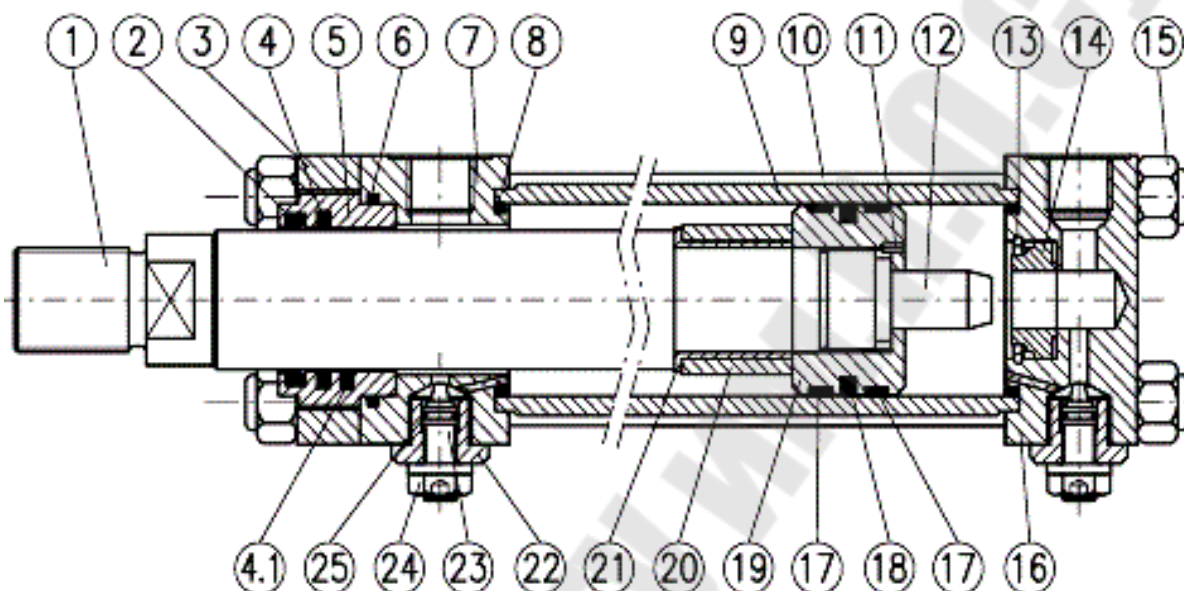


Рис. 13.3. Конструкция гидроцилиндра типа СК: 1 – шток; 2 - грязеуловительную манжету; 3 – фланцы; 4 - уплотнения штока; 5 - направляющую втулку; 6 - уплотнительное кольцо; 7 - штоковую крышку; 8 – гильзу; 9 – шпильку; 10 – штифт; 11 - плунжер поршневого демпфера; 12 - стопорное кольцо; 13 - заднюю втулку демпфера; 14 – гайку; 15 - поршневую крышку; 16 - направляющую втулку; 17 - уплотнение поршня; 18 – поршень; 19 - поршневой демпфер; 20 - упорную втулку; 21 - корпус дросселя; 22 - регулировочный винт; 23 – контргайку; 24 - уплотнительное кольцо

Технические характеристики цилиндров типа СК:

|  |             |
|--|-------------|
| — Номинальное рабочее давление (непрерывный режим работы), бар | 160         |
| — Максимальное рабочее давление, бар                           | 250         |
| — Максимальная скорость (стандартная), м/с                     | 0,5         |
| — Максимальный ход (стандартный), мм                           | 5000        |
| — Диапазон температур жидкости (стандартный), °С               | -20 ... +80 |
| — Диапазон вязкости рабочей жидкости, сСт                      | 10 ÷ 400    |

— Класс чистоты рабочей жидкости

Класс 20/18/15 по  
ISO 4406:1999

— Коэффициент безопасности по отношению к  
номинальному давлению

>4

— Рекомендуемая вязкость, сСт

25

### 13.5. Применение гидроцилиндров

- 1) Металлообрабатывающие станки и машины: движения подачи для инструмента и обрабатываемой детали; зажимные приспособления; движения резания на строгальных, долбежных и протяжных станках; движения на прессах; движения на машинах для литья под давлением.
- 2) Транспортные и подъемные устройства: движения при опрокидывании, подъеме и повороте в погрузчиках-опрокидывателях, вилочных погрузчиках и т.д.
- 3) Самоходные устройства: экскаваторы, ковшовые погрузчики, тракторы, штабелеукладчики, бетононасосный транспорт.
- 4) Самолеты: подъемные, опрокидывающие и поворотные движения для шасси, щитков и закрылков и т.д.
- 5) Суда: перемещения руля, регулировка судового гребного винта.

### 13.6. Порядок проведения работы

- 1) Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные узлы и детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики, правила эксплуатации гидродвигателей возвратно-поступательного движения.
- 2) Разобрать гидроцилиндр, выданный преподавателем.
- 3) Выполнить необходимые измерения геометрических размеров нескольких деталей (по выбору преподавателя) данного гидроцилиндра.
- 4) Выполнить чертежи деталей с проставлением всех необходимых размеров и с выполнением требований ЕСКД к рабочим чертежам деталей.
- 5) Собрать гидроцилиндр.

### 13.7. Контрольные вопросы

- 1) Какие гидродвигатели называются гидроцилиндрами?
- 2) Какое движение совершают рабочие органы гидроцилиндров?
- 3) Какими достоинствами обладают гидроцилиндры?
- 4) Где применяются гидроцилиндры?
- 5) Как классифицируют гидроцилиндры по конструктивному признаку?
- 6) Какие гидроцилиндры называют плунжерными?
- 7) Какие гидроцилиндры называют с односторонним штоком?
- 8) Какие гидроцилиндры называют с двухсторонним штоком?
- 9) Какие гидроцилиндры называют телескопическими?
- 10) Как классифицируют гидроцилиндры по направлению действия силы?
- 11) Какие гидроцилиндры называют одностороннего действия?
- 12) Какие гидроцилиндры называют двухстороннего действия?
- 13) Как классифицируют гидроцилиндры по степени поглощения энергии в конце хода?
- 14) Описать принцип работы поршневых гидроцилиндров с односторонним штоком двустороннего действия.
- 15) Какие параметры имеют поршневые гидроцилиндры с односторонним штоком?
- 16) Где применяются плунжерные гидроцилиндры одностороннего действия?
- 17) Описать принцип работы плунжерного гидроцилиндра одностороннего действия.
- 18) Когда применяются гидроцилиндры с демпфером?
- 19) Описать принцип работы гидроцилиндра с демпфером.
- 20) При каких скоростях перемещения необходимо применять демпфирование в конце хода поршня в гидроцилиндрах?
- 21) Из каких деталей состоит демпфер гидроцилиндра?
- 22) Какие параметры имеют гидроцилиндры типа СК?



## Лабораторная работа №14

### Определение основных параметров поршневого гидроцилиндра

*Цель работы:* изучить конструкцию поршневого гидроцилиндра и определить его основные параметры, построить графики зависимостей давления и скорости от массы груза.

#### 14.1. Общие сведения

*Гидроцилиндр* – объемный гидродвигатель с прямолинейным возвратно-поступательным движением выходного звена относительно корпуса [2-4].

Силовой цилиндр двухстороннего действия является простейшим двигателем гидравлических объемных приводов. Гидроцилиндры предназначены для осуществления возвратно-поступательного движения рабочих органов строительных, дорожных, коммунальных и сельскохозяйственных машинах.

Основные элементы конструкции гидроцилиндра поршневого (рис. 14.1): корпус *1*, шток *4* с поршнем *2*, крышка *5* и демпфер *3*. Поршень уплотняется манжетами, шток уплотнен резиновыми кольцами и манжетой [13].

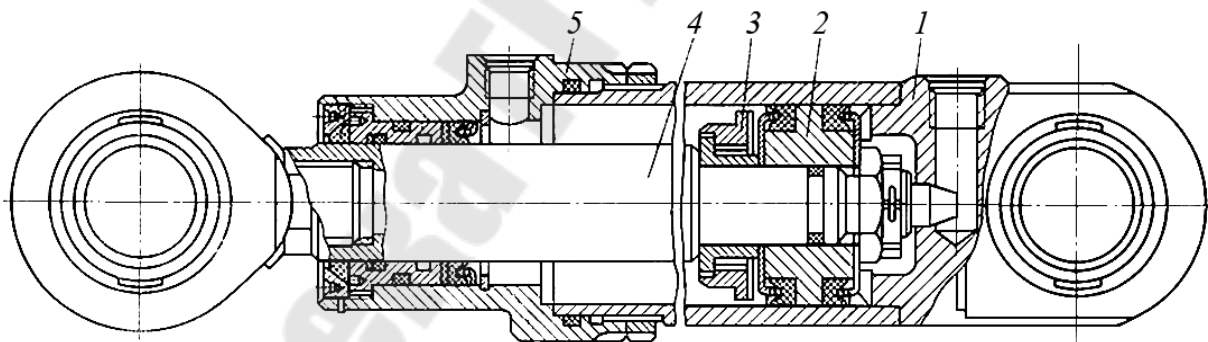


Рис. 14. 1. Конструкция поршневого цилиндра с двумя рабочими полостями

Подвод рабочей жидкости в поршневую полость цилиндра осуществляется через резьбовое отверстие в корпусе *1*, а подвод в штоковую полость – через резьбовое отверстие в крышке *5*.

Жидкость, поступающая в цилиндр под некоторым давлением, действуя на его поршень, развивает усилие, преодолевающее трение и внешнюю нагрузку, приложенную к штоку *4*.

Расчетное движущее усилие  $F$  на штоке, развиваемое давлением жидкости на поршень (трением поршня и штока, противодействием в

нерабочей полости и силой инерции пренебрегаем), упрощенно определяется по формуле:

$$F = p \cdot S, \text{ Н}$$

где  $p$  – давление жидкости, Па;

$S$  – рабочая (эффективная) площадь поршня ( $\text{м}^2$ ), определяемая по выражениям:

– для поршневой рабочей полости:

$$S = \pi \cdot D^2 / 4 ;$$

– для штоковой рабочей полости:

$$S = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4 ,$$

где  $D$  и  $d$  – диаметры поршня и штока гидроцилиндра

Объем жидкости поступающей в гидроцилиндр равен объему, описываемому поршнем в единицу времени, т.о. расход цилиндра можно определить по формуле:

$$Q = v \cdot S, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $v$  – скорость движения поршня, м/с;

Т.к. в силовом цилиндре отсутствуют утечки жидкости при уплотнении поршня и штока резиновыми кольцами и манжетами, то объемный КПД цилиндров  $\eta_{об} = 1$ , а гидромаханический КПД равен общему КПД цилиндра.

## 14.2. Описание опытной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 14.2. Она включает электродвигатель **1** и насос **2**. Для предохранения системы от перегрузок служит предохранительный клапан **3**. Изменение расхода и давления производится дросселями **4** и **5**. В системе предусмотрен фильтр **10** для очистки попадающего в бак **11** воздуха. По манометрам **7** и **9** определять давление в точках **A** или **B** длинного трубопровода. Давление насоса определяется по манометру **8**.

На данной экспериментальной установке можно производить исследования авиационного аксиально-поршневого гидромотора **6** или одноштокового гидроцилиндра **13**. Изменение направления рабочей жидкости при исследовании гидромотора производится автоматически распределителем **12**. Длина хода поршня гидроцилиндра измеряется по линейке **14**.

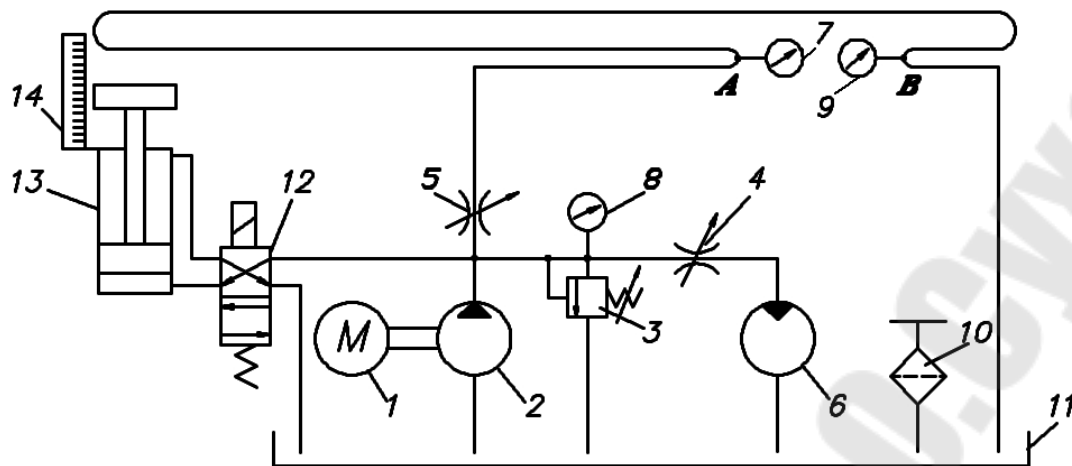


Рис. 14.2. Схема опытной установки

### 14.3. Порядок проведения работы

- 1) Полностью закрыть дроссели 5 и 4 (в этом случае весь поток жидкости поступает к гидроцилиндру 13, т.к. мотор 6 остановлен). Включить установку.
- 2) Переключая тумблер на секундомере (на схеме условно не показан), произвести измерения давления по манометру 8 при нагружении штока цилиндра массой 1; 2... 18,4; 21,75 кг и суммой этих масс. При этом автоматически измеряется время движения поршня гидроцилиндра.

### 14.4. Обработка результатов измерений

- 1) По линейке определить ход поршня  $h$ , м.
- 2) Измерить диаметр поршня  $D$  и диаметр штока  $d$  гидроцилиндра.
- 3) Определить скорость движения поршня и расход жидкости по формулам при движении внутрь цилиндра по формулам:

$$v = \frac{h}{t}, \text{ м/с и } Q = v \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

- 4) Построить графики зависимостей давления и скорости от массы груза  $p = f(G)$  и  $v = f(G)$ .
- 5) Построить гидравлическую характеристику насоса  $p = f(Q)$ .  
Данные экспериментов и расчетов заносятся в таблицу 14.1.

Таблица 14.1

## Результаты экспериментов и расчетов

| № опыта | Масса груза,<br>$G$ , кг | Время,<br>$t$ , с | Скорость,<br>$v$ , м/с | Расход,<br>$Q$ , м <sup>3</sup> /с | Давление,<br>$p$ , атм | Сила давления,<br>$F$ , Н |
|---------|--------------------------|-------------------|------------------------|------------------------------------|------------------------|---------------------------|
| 1       |                          |                   |                        |                                    |                        |                           |
| 2       |                          |                   |                        |                                    |                        |                           |
| 3       |                          |                   |                        |                                    |                        |                           |
| 4       |                          |                   |                        |                                    |                        |                           |
| 5       |                          |                   |                        |                                    |                        |                           |
| 6       |                          |                   |                        |                                    |                        |                           |
| 7       |                          |                   |                        |                                    |                        |                           |
| 8       |                          |                   |                        |                                    |                        |                           |
| 9       |                          |                   |                        |                                    |                        |                           |

- 6) Построить графики зависимостей давления и скорости от массы груза  $p = f(G)$  и  $v = f(G)$ .
- 7) Построить гидравлическую характеристику насоса  $p = f(Q)$ .

## 14.5. Контрольные вопросы

- 1) Какие гидродвигатели называются гидроцилиндрами?
- 2) Где применяются гидроцилиндры?
- 3) Какие гидроцилиндры называют с односторонним штоком?
- 4) Какие гидроцилиндры называют с двухсторонним штоком?
- 5) Какие гидроцилиндры называют одностороннего действия?
- 6) Какие гидроцилиндры называют двухстороннего действия?
- 7) Описать принцип работы поршневых гидроцилиндров с односторонним штоком двустороннего действия.
- 8) По какой формуле определяется расчетное движущее усилие гидроцилиндра?
- 9) По какой формуле определяется расход гидроцилиндра?
- 10) По какой формуле определяется полезная мощность гидроцилиндра?
- 11) По какой формуле определяется приводная мощность гидроцилиндра?
- 12) Чему равен объемный КПД гидроцилиндра при применении в качестве уплотнений резиновых колец и манжет?

## Лабораторная работа №15

### Изучение конструкций пневматических объемных компрессоров

*Цель работы:* Изучить классификацию пневматических компрессоров, устройство и принцип действия компрессоров различных конструкций, получить практические навыки по разборке и сборке их основных узлов.

#### 15.1. Общие сведения и классификация

*Компрессорами* называются механические устройства, предназначенные для сжатия и перемещения различных газообразных веществ, среди которых особое место занимает атмосферный воздух. Компрессоры, которые сжимают рабочее тело, по составу существенно отличающееся от воздуха, называют *газовыми* [14-15].

В системах автоматизации производственных процессов применяют, наряду с гидравлическими, пневматические приводы и механизмы, основанные на использовании в качестве рабочей среды сжатого или разреженного воздуха. Применение пневмоприводов имеет особые преимущества в тех случаях, когда требуется осуществить быстрые перемещения нагрузки, а также когда применение гидравлических приводов с минеральной рабочей средой недопустимо по требованиям пожарной безопасности.

Общая классификация компрессоров представлена на рис. 15.1.

*По принципу действия* компрессоры делятся на: компрессоры объемного и динамического действия. В первых сжатие рабочего тела происходит за счет изменения его объема, во вторых – путем преобразования кинетической энергии движущегося потока в потенциальную энергию давления.

Компрессоры делятся на смазываемые и компрессоры без смазки. Иногда последние называют «сухими» компрессорами. Несмазываемые компрессоры находят все более широкое применение т.к. в технологических процессах используется чистый, без масляных аэрозолей, газ.

*По назначению* компрессоры классифицируются по отраслям производства, для которых они предназначены: химическое, энергетические, общего назначения и т.д..

*По роду сжимаемого газа:* кислородные, азотные, воздушные, хлорные, гелиевые и т.д.

По величине конечного давления компрессоры различают:

- вакуум-компрессоры – компрессоры, предназначенные для удаления газа из полостей с конечным давлением, ниже атмосферного;
- компрессоры низкого давления, предназначенные для нагнетания газа под давлением от 0,15 до 1,2 МПа;
- компрессоры среднего давления – от 1,2 до 10 МПа;
- компрессоры высокого давления – от 10 до 100 МПа;
- компрессоры сверхвысокого давления – свыше 100 МПа.

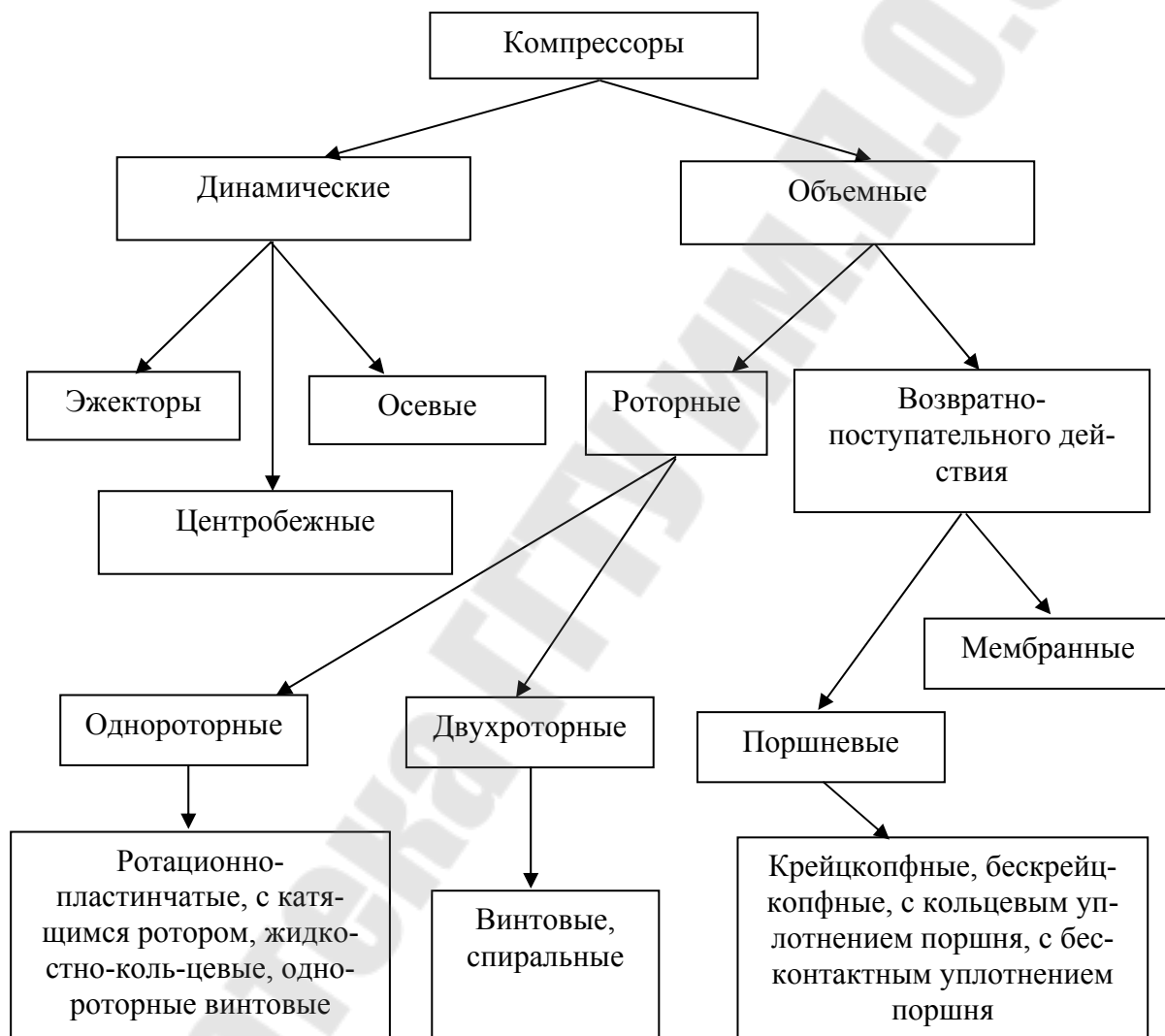


Рис. 15.1. Классификация компрессоров

Компрессоры называют дожимающими, если давление всасывания газа существенно превышает величину атмосферного давления.

По способу отвода теплоты сжатия компрессоры делятся на машины с водяным, воздушным охлаждением и компрессоры с внутренним отводом теплоты за счет впрыска охлаждающей жидкости. Эта жидкость, как правило, обладает и смазывающими свойствами.

По типу приводного двигателя компрессоры делятся на машины с электроприводом, с приводом от ДВС, паровой или газовой турбины, и с пневмоприводом. Последнее, обычно, при работе во взрывоопасных условиях для мультипликации давления газа.

## 15.2. Основные показатели компрессора

К основным показателям компрессоров относятся:

*Объемная производительность* –  $Q$ , ( $\text{м}^3/\text{мин}$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$  или в л/с). Производительность обычно измеряется при приведении рабочего тела к нормальным условиям, то есть при атмосферных давлении и температуре.

*Конечное давление и давление всасывания*, соответственно  $p_B$  и  $p_H$ . Измеряется в барах или МПа и степень повышения давления:

$$\varepsilon = p_H / p_B .$$

*Мощность привода* (Вт, кВт). Часто используется удельная характеристика – кВт/( $\text{м}^3/\text{мин}$ ).

*Коэффициент подачи* (для компрессоров объемного действия) –  $\lambda_V$  - отношение объемной производительности к величине объема, описанного рабочим органом.

*Удельная материалоемкость*  $M_{уд}$  – отношение массы компрессора к его производительности.

Каждый тип компрессора наиболее выгодно использовать при вполне определенных условиях. Обычно под этими условиями подразумевают сочетание величин давления и производительности. На основании опыта применения компрессорных машин существуют рекомендации, которые, обычно, изображают в виде диаграммы (рис. 15.2).

## 15.3. Конструктивные разновидности пневматических объемных компрессоров

### 15.3.1 Поршневые компрессоры

Поршневые компрессоры изготавливаются преимущественно с неподвижными цилиндрами и, реже, - с вращающимися цилиндрами, выполненными в виде многоцилиндрового звездообразного блока. Последние компрессоры называют роторными.

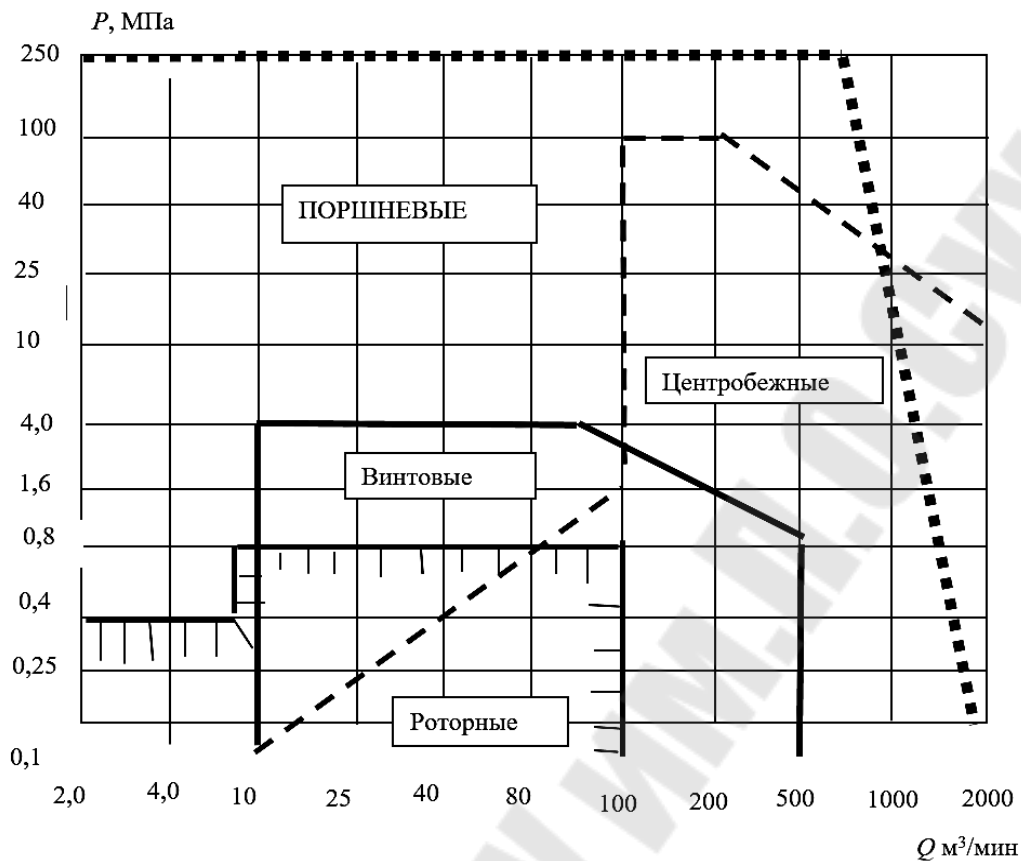


Рис. 15.2. Области применения компрессоров

Кроме того, различают одноступенчатые и многоступенчатые компрессоры с рядным (рис. 15.3) и соосным расположением цилиндров, а также иные типы компрессоров с осями цилиндров, расположенными под углом. Поршневые компрессоры применяют для работы до 100 МПа и выше.

В передвижных компрессорных станциях распространены рядные вертикальные компрессоры. При числе  $z$  цилиндров больше двух компрессоры этого типа, при смещении фаз на угол  $2\pi/z$  динамически уравниваются и допускают относительно высокие частоты вращения, что позволяет выполнять непосредственное соединение компрессора с приводным электродвигателем.

На рис. 15.3 приведены принципиальные схемы компрессоров одноступенчатого сжатия с одним (рис. 15.3, а) и двумя цилиндрами (рис. 15.3, б), расположенными в ряд, с приводом поршней от общего коленчатого вала. Число цилиндров  $z$  при рядном расположении доводится до 4 и более; коленчатый вал выполняется со смещением фаз рабочего процесса на  $2\pi/z$ .



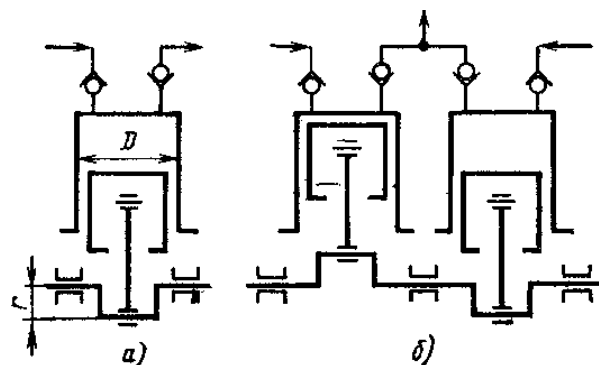


Рис. 15.3. Схемы одноступенчатого (а) и двухступенчатого (б) компрессоров с рядным расположением цилиндров

На рис. 15.4 показан продольный разрез одноступенчатого поршневого компрессора. Привод компрессора осуществляется от электродвигателя с наибольшим числом оборотов, который вращает коленчатый вал 3. С помощью шатуна 4 вращательное движение преобразуется в возвратно-поступательное движение ползуна 5, который движется в направляющих 6 и соединен с поршнем штока 7.

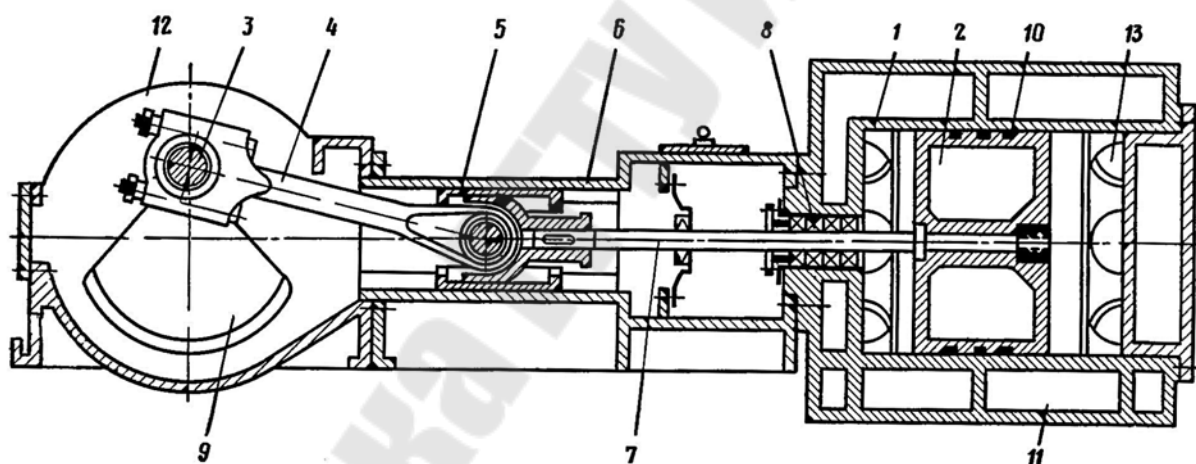


Рис. 15.4. Продольный разрез одноступенчатого поршневого компрессора: 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – коленчатый вал; 4 – шатун; 5 – ползун; 6 – направляющие; 7 – шток; 8 – сальник; 9 – противовес; 10 – поршневые кольца; 11 – водяная рубашка; 12 – кожух; 13 – клапан.

Место прохода штока в левую полость цилиндра уплотняется сальником 8. Здесь обе полости цилиндра рабочие, поэтому компрессор называется компрессором двойного действия в отличие от компрессоров простого действия, у которых только одна полость рабочая.

Для компрессора двойного действия производительность должна быть удвоена.

Между поршнем и цилиндром должен быть зазор для компенса-

ции расширения поршня при его нагревании. Для уменьшения утечек газа через этот зазор поршень снабжается поршневыми кольцами **10**.

Поршневые компрессоры получили преимущественное распространение. Только там, где возникает необходимость в больших расходах воздуха при невысоких давлениях, используют лопаточные компрессоры.

С целью предохранения компрессора от перегрева на входе в каждую последующую ступень сжатый воздух, подаваемый предыдущей ступенью, подвергается охлаждению с помощью тех или иных охлаждающих устройств. Число ступеней доводится до  $z = 5 \div 6$  и степень сжатия до 120 и более.

### *15.3.2. Роторные пластинчатые компрессоры*

Второе место по распространенности после поршневых занимают пластинчатые компрессоры. Принцип действия и конструктивные элементы пластинчатых компрессоров те же, что и пластинчатых насосов гидросистем.

Компрессор состоит из неподвижного корпуса **1** (рис. 15.5), в расточке которого эксцентрично помещен пластинчатый ротор **3**, несущий в радиальных пазах свободно посаженные пластины **2**, которые прижимаются при вращении ротора центробежной силой к внутренней поверхности статора. Образованное в результате указанной эксцентricности серповидное пространство в зоне нагнетания (отмечено точечной штриховкой) делится пластинами на ряд изолированных камер, образованных двумя смежными пластинами и поверхностями ротора и статора с боковыми крышками. Объемы камер при вращении ротора в направлении стрелки уменьшаются, в результате чего давление в них повышается. При соответствующем числе пластин и конструкции компрессора представляется возможным повысить давление в камере, подходящей к полости нагнетания **5** до величины, близкой к давлению в этой полости, и тем самым устранить скачок давления в данной камере при соединении ее с полостью нагнетания.

Число пластин выбирается в зависимости от назначения и подачи компрессора от 4 до 20 и более. Одноступенчатые компрессоры рассчитывают для работы на давление 0,4-0,5 МПа, двухступенчатые - на давление 0,8 МПа. Привод компрессора осуществляется обычно от электродвигателя с частотой вращения 750-1500 об/мин.

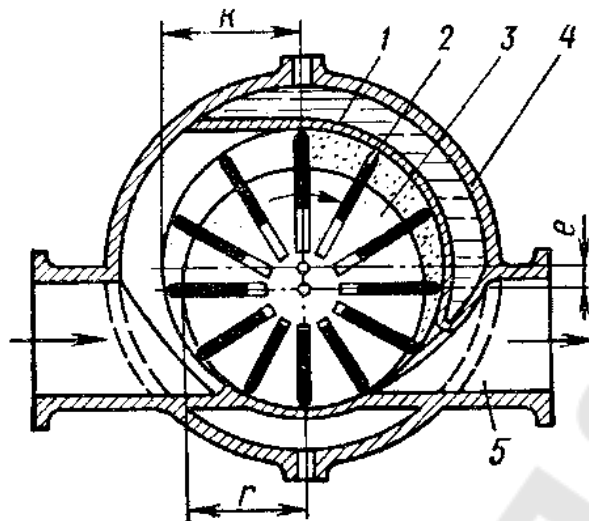


Рис. 15.5. Схема роторного пластинчатого компрессора

В этих компрессорах предусматривается водяное охлаждение корпуса, достигаемое циркуляцией воды в каналах водяной рубашки 4. Расход охлаждающей воды на  $1 \text{ м}^3$  воздуха при нагреве воды на  $15^\circ\text{C}$  составляет: для одноступенчатых машин 1,5-2 кг и двухступенчатых-3 кг.

Преимуществом этих компрессоров является отсутствие клапанов, а также малые габариты и масса машины.

### 15.3.3. Винтовые компрессоры

Винтовые компрессоры - двухроторные (реже трёхроторные) машины, выполненные в виде винтовой зубчатой передачи с большим углом подъёма (рис. 15.6). Торцы винтов повернуты относительно друг друга.

Условие зацепления винтов.

Между соседними зубьями каждого винта образуются полости, ограниченные в радиальном направлении цилиндрическими, а по длине – торцовыми поверхностями расточек в корпусе. При зацеплении винтов каждая полость в различной степени (в зависимости от углового положения) заполняется зубьями соседнего ротора, причём линия контакта зубьев разделяет полость на две части. Одна из них (нижняя) сообщается с областью всасывания через окно, расположенное внизу переднего торца, а вторая (верхняя) может сообщаться с нагнетательным окном, которое расположено на задней торцовой плоскости, а также на цилиндрических поверхностях расточек корпуса под винты.

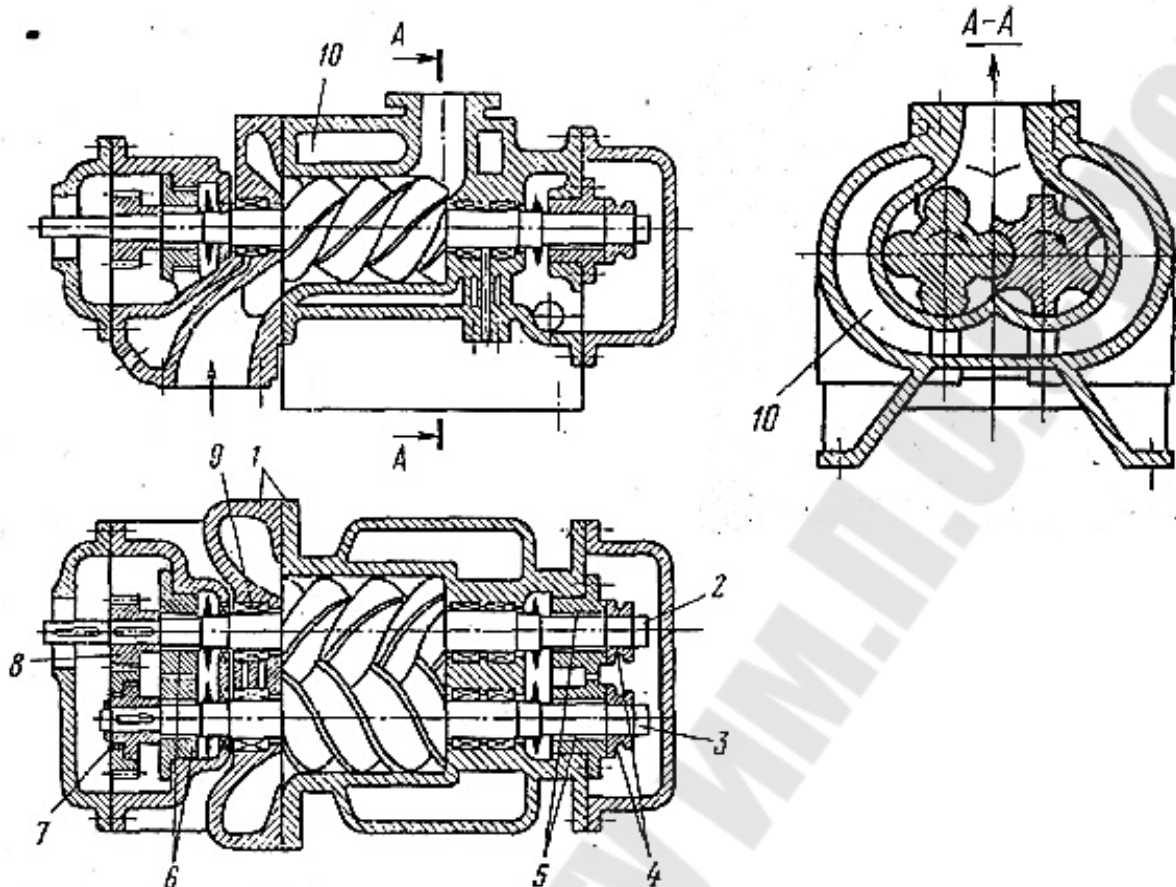


Рис. 15.6. Винтовой компрессор с охлаждаемым корпусом:  
 1 – корпус, 2 – ведущий ротор, 3 – ведомый ротор, 4 – упорные подшипники, 5, 6 – опорные подшипники, 7, 8 – шестерни связи, 9 – уплотнения, 10 – полости для охлаждения

#### 15.3.4. Мембранные компрессоры

Мембранные компрессоры по своему устройству и принципу действия относятся к группе поршневых. Применяются мембранные компрессоры двух типов: с приводом гибкой мембраны непосредственно от кривошипно-шатунного механизма и с гидроприводом.

На рис. 15.7 показан компрессор с приводом мембраны непосредственно от кривошипно-шатунного механизма. Привод мембранных компрессоров с невысокой скоростью вращения вала осуществляется через клиноременную передачу от электродвигателя, поэтому на одном конце коленчатого вала 1 закрепляют шкив 7. На валу с эксцентриситетом посажен шариковый подшипник 6, внешнее кольцо которого укреплено в шатуне 8. Шатун сообщает периодическое движение вверх и вниз грибку 5 с мембраной 2. Когда грибок опускается вниз,

над мембраной создается разрежение и воздух через войлочный фильтр и открывающийся всасывающий клапан *4* попадает в рабочую камеру. При ходе грибка вверх воздух сжимается и через нагнетательный клапан попадает в корпус *3* компрессора и далее в воздухо-борник.

Такие компрессоры используют для сжатия газа в небольших объемах до невысоких давлений (0,3 МПа).

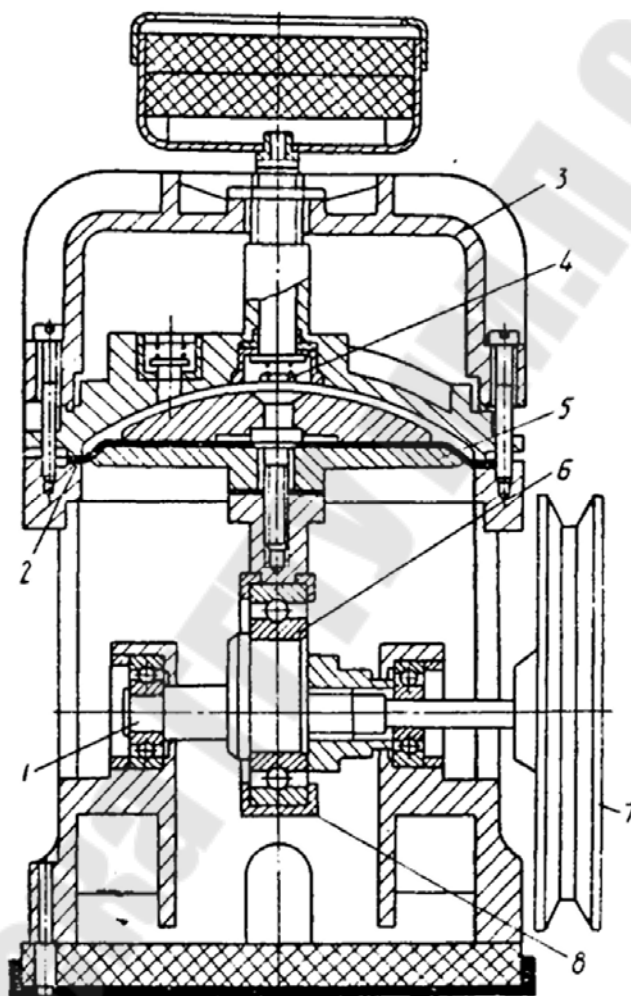


Рис. 15.7. Мембранный компрессор

Мембраны изготавливают из материалов, допускающих большое число циклов нагружения при относительно больших прогибах, например из прорезиненной ткани или просто резины. В мембранных компрессорах с гидроприводом прогиб металлической мембраны вызывается возвратно-поступательным перемещением столба жидкости, на который воздействует через кривошипно-шатунный механизм поршень цилиндра гидропривода. Поскольку площадь поверхности мембраны и масса металлического блока относительно велики, про-

исходит интенсивное охлаждение сжимаемого газа. При малом относительном объеме мертвого пространства камер это позволяет достигать высокой степени сжатия в каждой ступени. Например, для достижения давления газа в 100 МПа достаточно всего трех ступеней сжатия.

Металлические мембраны работают в пределах упругих деформаций, их долговечность относительно невелика (500... 1500 ч), что является недостатком рассматриваемых компрессоров.

Мембранные компрессоры используют в тех случаях, когда предъявляются особо жесткие требования к чистоте сжимаемого газа (не допускается присутствие паров смазочного масла, воды, пыли и т. д.). Кроме того, полная герметичность полости сжатия позволяет применять мембранные компрессоры для сжатия таких газов, как кислород, закись азота, фтор, хлор и др.

#### **15.4. Порядок проведения работы**

- 1) Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные узлы и детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики, правила эксплуатации пневматических компрессоров.
- 2) Разобрать пневматический компрессор, выданный преподавателем.
- 3) Выполнить необходимые измерения геометрических размеров нескольких деталей (по выбору преподавателя) данного пневматического компрессора.
- 4) Выполнить чертежи деталей с проставлением всех необходимых размеров и с выполнением требований ЕСКД к рабочим чертежам деталей.
- 5) Собрать пневматический компрессор.

#### **15.5. Контрольные вопросы**

- 1) Какие объемные машины называются компрессорами?
- 2) Какие компрессоры называют газовыми?
- 3) Какие достоинства имеет пневматический привод?
- 4) Как классифицируют компрессоры по принципу действия?
- 5) Как классифицируют компрессоры в зависимости от наличия смазки?

- 6) Как классифицируют компрессоры по назначению?
- 7) Как классифицируют компрессоры по роду сжимаемого газа?
- 8) Как классифицируют компрессоры по величине конечного давления?
- 9) Какие компрессоры называются вакуум-компрессоры?
- 10) При каких давлениях работают компрессоры низкого давления?
- 11) При каких давлениях работают компрессоры среднего давления?
- 12) При каких давлениях работают компрессоры высокого давления?
- 13) При каких давлениях работают компрессоры сверхвысокого давления?
- 14) Какие компрессоры называются дожимающими?
- 15) Как классифицируют компрессоры по способу отвода теплоты сжатия?
- 16) Как классифицируют компрессоры по типу приводного двигателя?
- 17) Какие величины относятся к основным показателям компрессоров?
- 18) По какой формуле определяется степень повышения давления для компрессоров?
- 19) Что такое коэффициент подачи компрессора?
- 20) Какие бывают конструктивные разновидности поршневых компрессоров?
- 21) Описать принцип работы поршневого компрессора.
- 22) Описать принцип работы пластинчатого компрессора.
- 23) Какое условие должно выполняться для зацепления винтов в винтовом компрессоре?
- 24) Описать принцип работы винтового компрессора.
- 25) Описать принцип работы мембранного компрессора.
- 26) Какие существуют виды мембранных компрессоров?
- 27) Из каких материалов изготавливают мембраны мембранных компрессоров?
- 28) Когда используют мембранные компрессоры?

## **Лабораторная работа №16**

### **Изучение состава пневмопривода и дроссельного регулирования скорости пневмодвигателя**

*Цель работы:* приобрести знания по устройству и принципам работы пневмопривода и умения по определению параметров движения пневмодвигателей.

*Задание:*

- 1) самостоятельно изучить теоретические разделы по данной теме;
- 2) ознакомиться с составом и принципом работы пневмопривода;
- 3) определить скорость движения пневмоцилиндра при дроссельном регулировании.

#### **16.1. Состав объемного пневмопривода**

*Пневматическая система* – это техническая система, состоящая из устройств, находящихся в непосредственном контакте с рабочим газом (воздухом) [14-15].

Классификация объемных пневмоприводов представлена на рисунке 16.1.

В компрессорном пневмоприводе сжатый воздух подается в пневмодвигатель компрессором. В аккумуляторном приводе сжатый воздух поступает в пневмодвигатели из пневмоаккумулятора, предварительно заряженного от внешнего источника, не входящего в состав привода. Наиболее широкое распространение в промышленности нашли магистральные пневмоприводы, в которых сжатый воздух подается в пневмодвигатели от пневмомагистрали (заводской, цеховой и т. п.), не входящей в состав привода. Пневмоприводы, в которых сжатый воздух из пневмодвигателя поступает в атмосферу, называют приводами с разомкнутой циркуляцией. В пневмоприводах с замкнутой циркуляцией сжатый воздух из пневмодвигателя поступает во всасывающую пневмолинию.

Пневматические приводы применяют в полиграфическом машиностроении, в литейных и кузнечнопрессовых машинах, металлорежущих станках и сварочных агрегатах, в оборудовании для термической обработки, подъемно-транспортных устройствах и в других отраслях техники. Особенно широко они применяются в устройствах и аппаратах управления транспортными машинами, в тормозных системах поездов, в управлении рулями ракет и в металлообрабатывающих станках и т.д.



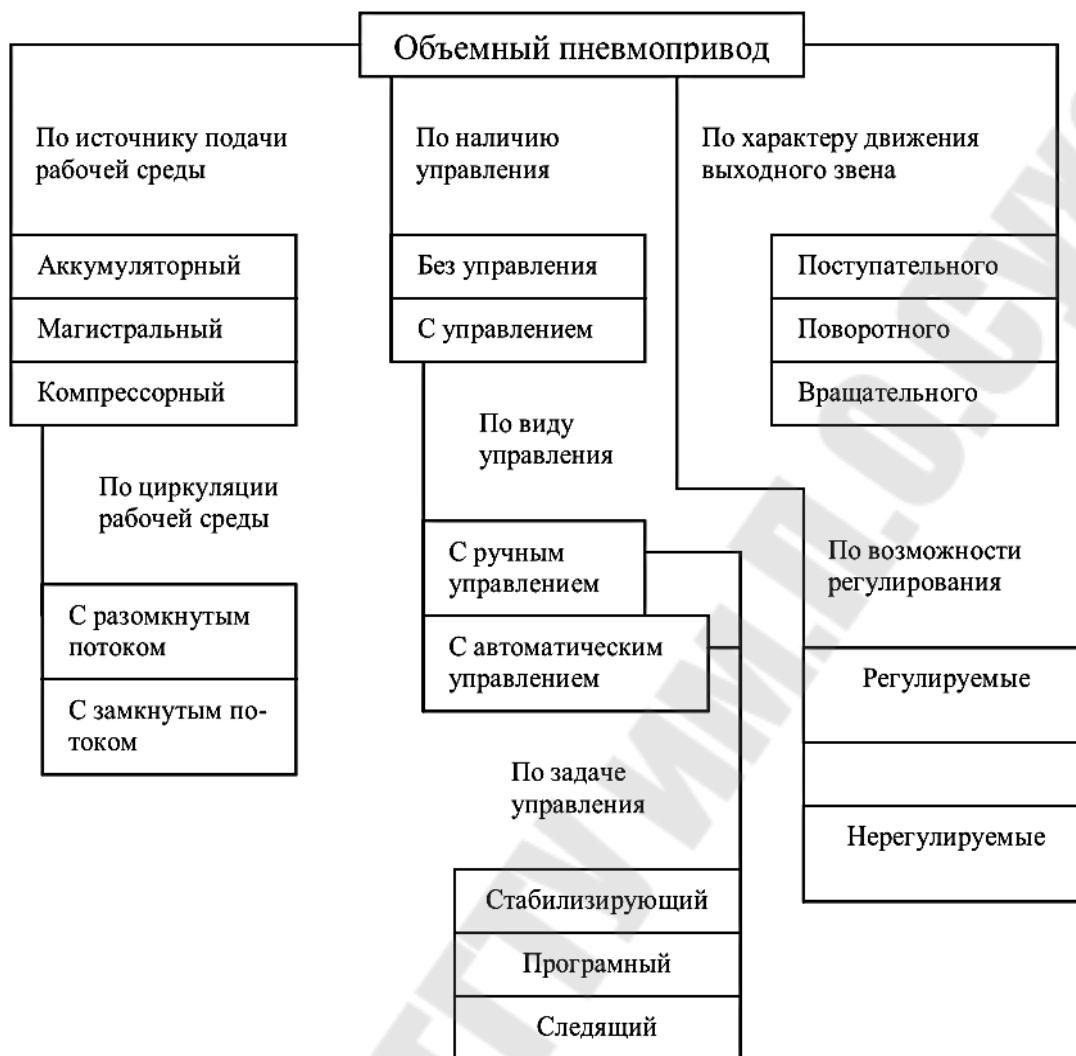


Рис. 16.1. Классификация ОПП

Классификация объемных пневмоустройств представлена на рисунке 16.2.

Сжатый воздух для питания пневматических систем обычно вырабатывается компрессорами, обслуживающими пневматические машины всего предприятия, либо определенную их группу.

В пневмодвигателях энергия сжатого воздуха преобразуется в энергию движения выходного звена. Они предназначены для приведения в движение рабочих органов машин, выполнения различных вспомогательных операций и т.п.

Пневмовытеснители предназначены для передачи давления сжатого воздуха гидравлической жидкости без изменения величины давления.

Пневмогидропреобразователи предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в энергию рабочей жидкости с другими значениями давления.

# Пневмоустройства

По назначению



Рис. 16.2. Классификация пневмоустройств

Направляющая пневмоаппаратура предназначена для изменения направления потока сжатого воздуха путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения. К этой группе относятся пневмораспределители, обратные пневмоклапаны, пневмоклапаны быстрого выхлопа, последовательности, выдержки времени, логические.

Регулирующая аппаратура предназначена для изменения давления и расхода сжатого воздуха путем регулирования величины открытия проходного сечения. К этой группе пневмоаппаратуры относятся пневмодроссели, редуционные и предохранительные пневмоклапаны.

Пневмолинии предназначены для транспортирования сжатого воздуха в пневматических системах. В состав пневмолиний входят трубопроводы и соединения, обеспечивающие разветвление пневмолиний присоединения трубопроводов к агрегатам, устройствам и элементам пневматических систем, соединения участков трубопроводов между собой.

## 16.2. Дроссельное регулирование ОПП

В компрессорном пневмоприводе сжатый воздух подается в пневмодвигатель компрессором, входящим в состав этого привода. На рисунке 16.3 показана принципиальная схема компрессорного пневмопривода поступательного движения, в состав которого входит компрессор *КМ* с приводным электродвигателем *ЭД*, ресивер *РС*, пневмораспределитель *Р*, дроссель *ДР* и цилиндр *Ц*. Вентили *ВН1* и *ВН2* обеспечивают подключение к компрессорной установке потребителей.

Принцип работы компрессорного пневмопривода заключается в следующем. Компрессором *КМ* сжатый воздух подается по напорной пневмолинии через маслоотделитель *МО* к ресиверу *РС*. Открытием вентиля *ВН2* сжатый воздух подается через регулируемый дроссель *ДР* к распределителю *Р*. С помощью распределителя *Р* сжатый воздух подается либо в полость *А*, либо в полость *Б*. Предохранительный клапан *КП* защищает систему от давления, превышающего допустимое.

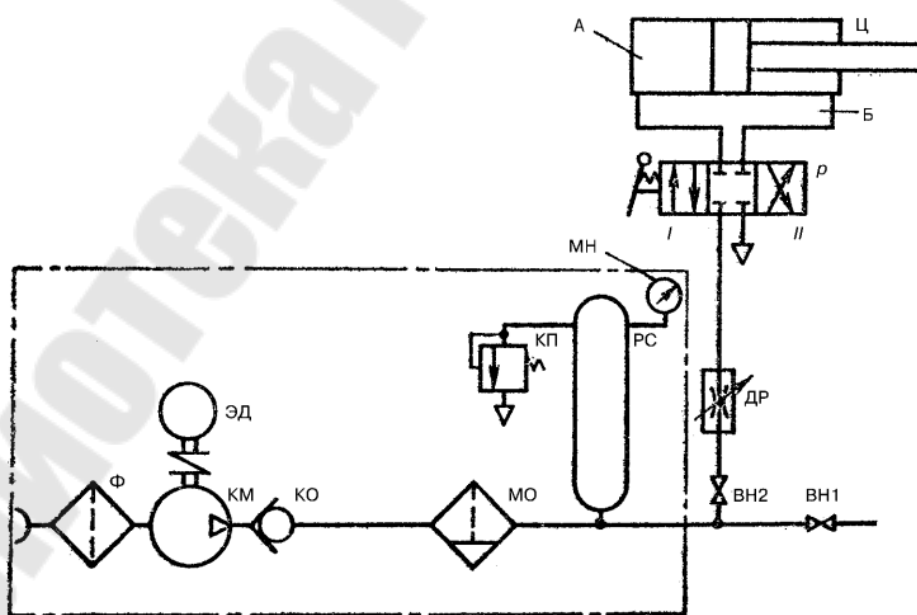


Рис. 16.3. Принципиальная схема компрессорного пневмопривода поступательного движения

Расход сжатого воздуха регулируют с целью управления скоростью движения выходных звеньев исполнительных механизмов (чем больше расход, тем выше скорость). Простейшим элементом, позволяющим регулировать расход воздуха является дроссель. Управлять скоростью выходного звена пневмоцилиндров двустороннего действия можно дросселированием воздуха в линии нагнетания (регулирование на входе) или в выхлопной линии (регулирование на выходе).

Рассмотрим регулирование скорости прямого хода (поршень движется вправо) двустороннего пневмоцилиндра. При регулировании на входе (рис. 16.4, а) рабочая полость (поршневая) заполняется медленно, столь же медленно возрастает и давление в ней. В этом случае давление в рабочей полости сильно зависит от колебаний значений нагружающего усилия, а восприятие цилиндром по путной нагрузки (направление действия которой совпадает с направлением движения штока) становится практически невозможным.

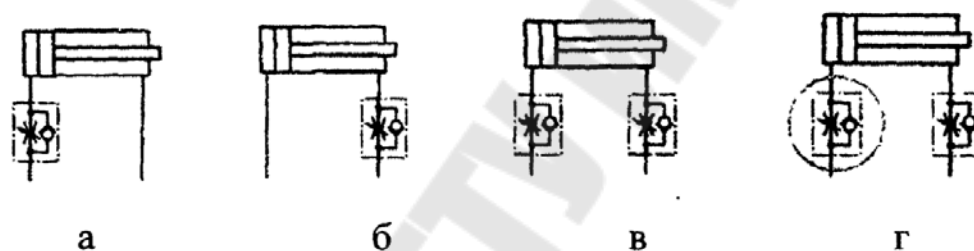


Рис. 16.4. Регулирование скорости движения штока пневмоцилиндра двустороннего действия

По этой причине скорость движения штока пневмоцилиндра двустороннего действия регулируется преимущественно на выходе (рис. 16.4, б). Сжатый воздух при такой схеме включения дросселя с обратным клапаном свободно поступает в рабочую (поршневую) полость цилиндра, тогда как в выхлопной (штоковой) создается «подпор», тормозящий поршень. При этом в обеих полостях поддерживается высокий уровень давления, что обеспечивает плавный ход поршня, практически не зависящий от колебаний значения нагружающего усилия.

Для независимого регулирования скоростей прямого и обратного ходов дроссели с обратными клапанами устанавливают в обеих пневмолиниях, подсоединенных к цилиндру (рис. 16.4, в). При такой схеме установки дросселей с обратными клапанами сжатый воздух свободно проходит в рабочую полость цилиндра через обратный клапан, а вытекает через дроссель, создающий сопротивление отработавшему воздуху.

### 16.3. Правила выполнения работ на стендах

Сборка пневматических схем осуществляется на монтажной сетке (рис. 16.5). Сначала необходимо закрепить на сетке пневмоаппараты и далее соединить их шлангами [16].

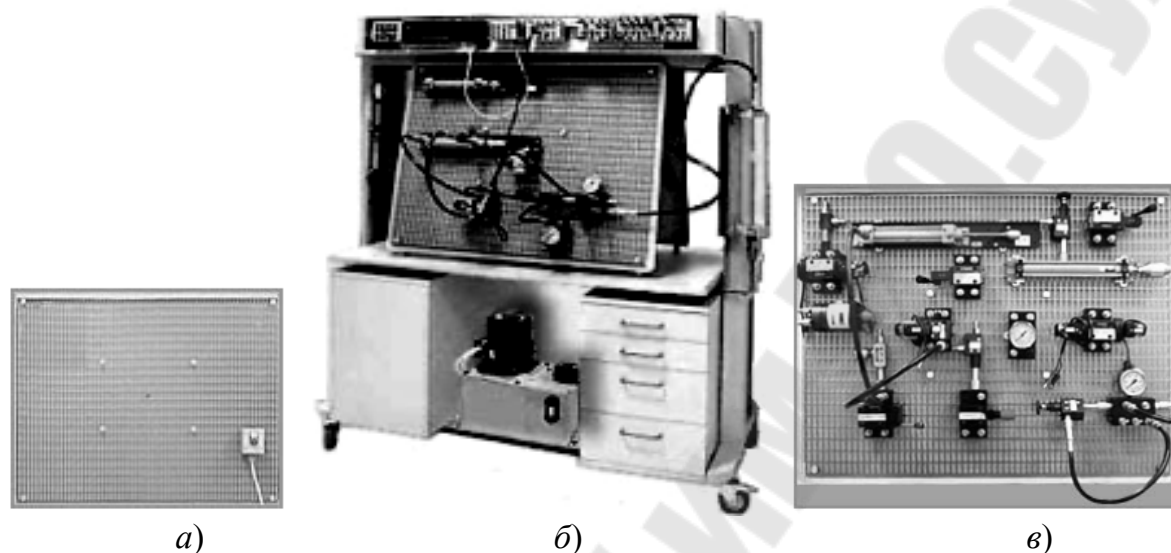


Рис. 16.5. Элементы лабораторной установки: а) монтажная сетка; б) пневматический стенд; в) комплект пневматических аппаратов

Присоединять шланги к аппаратам по навесу *не разрешается*. При размещении пневмоцилиндров необходимо следить за тем, чтобы не создавалось преграды для движения штоков их поршней. В противном случае аппараты и монтажная сетка могут быть повреждены.

Открытие крана пневмогидроаккумулятора разрешается только после присоединения его к напорной линии.

*Не разрешается* самостоятельно перенастраивать предохранительный клапан компрессорной станции. Регулировки параметров элементов пневмопривода необходимо выполнять плавно. Включение компрессорной станции производится после проверки схемы преподавателем.

*Категорически запрещается* предпринимать попытки остановить движение штока пневмоцилиндра или вала пневмомотора руками или какими-либо предметами.

В случае обнаружения посторонних шумов, пропускания воздуха необходимо сразу выключить компрессорную станцию и поставить в известность преподавателя.

После завершения работы схема должна быть разобрана. Все пневмоаппараты необходимо разложить по ящикам стенда. Стенд должен быть сдан преподавателю.

## 16.4. Порядок проведения работы

- 1) Изучить правила выполнения схем пневматических принципиальных.
- 2) Изучить правила выполнения работ на лабораторных стендах.
- 3) Используя условные обозначения, составить принципиальную пневматическую схему пневмопривода привода возвратно-поступательного или вращательного движения на основании задания преподавателя.
- 4) Зарисовать составленную схему в соответствии с ЕСКД.
- 5) Собрать пневматическую схему на лабораторном стенде и проверить ее на работоспособность.
- 6) Разобрать схему и разложить пневмоустройства по местам.

## 16.5. Контрольные вопросы

- 1) Что такое пневматическая система?
- 2) Какие существуют виды пневмоприводов?
- 3) Как классифицируют ОПП по источнику подачи рабочей среды?
- 4) Как классифицируют ОПП по наличию управления?
- 5) Как классифицируют ОПП по характеру движения выходного звена?
- 6) Как классифицируют ОПП по виду управления?
- 7) Как классифицируют ОПП по циркуляции рабочей среды?
- 8) Как классифицируют ОПП по возможности регулирования?
- 9) Как классифицируют ОПП по задаче управления?
- 10) Для чего предназначены пневмовытеснители в ОПП?
- 11) Для чего предназначены пневмогидропнеобразователи в ОПП?
- 12) Для чего предназначена направляющая пневмоаппаратура в ОПП?
- 13) Какие пневмоаппараты относятся к направляющим в ОПП?
- 14) Для чего предназначена регулирующая пневмоаппаратура в ОПП?
- 15) Какие пневмоаппараты относятся к регулирующим в ОПП?
- 16) Для чего предназначены пневмолинии в ОПП?
- 17) Опишите принцип действия компрессорного пневмопривода.
- 18) В чем заключается дроссельное регулирование ОПП?
- 19) Где может устанавливаться пневмодроссель в пневмосистеме?

## Список литературы

- 1) Машиностроительный гидропривод /Под ред. В.Н. Прокофьева. - М. Машиностроение, 1978. – 450 с.
- 2) Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
- 3) Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для ВУЗов по специальности «Гидропневмоавтоматика и гидропривод». - М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
- 4) Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: Учебное пособие для вузов. / Под ред. В.В. Гуськова – Мн.: Выш. шк., 1987. – 310 с.
- 5) ГОСТ 20719-83 Гидромоторы. Правила приемки и методы испытаний. [Текст]. Введ. 1985-07-01. – Москва: «Изд-во стандартов», 1987.
- 6) Степунин И.М., Скрицкий В.Я. Гидравлическое оборудование. Каталог справочник: В 2-х т. Т.1.-М.: НИИМАШ, 1967. – 400 с.
- 7) Каталог продукции фирмы ООО ПКФ "ТАУРУС"
- 8) Свешников В.К., Усов В.В. Станочные гидроприводы: Справочник: Библиотека конструктора. –М.: Машиностроение, 2004. -512 с.
- 9) Атлас конструкций гидромашин и гидропередач: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей ВУЗов/ Б.М. Бим-Бад, М.Г. Кабаков, В.Н. Прокофьев. –М.: Машиностроение, 1990. - 136 с.
- 10) Каталог продукции фирмы "HydraPac"
- 11) Каталог продукции фирмы ОАО "ПНЕВМОСТРОЙМАШИНА"
- 12) Каталог продукции фирмы "Diplomatic"
- 13) Каталог продукции фирмы ОАО "Салео-Кобрин"
- 14) Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Под общ. ред. Е.В. Герц. . - М.: Машиностроение, 1981. – 408 с.
- 15) Расчет гидравлических и пневматических систем. Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей высших учебных заведений / сост. В.И. Олышанский. – Витебск: УО «ВГТУ», 2001. – 75 с.
- 16) Пневмоавтоматика. Основной курс. Учебное пособие / Д.Меркле, Б.Шрадер, М.Томес – Киев.: ДП «Фесто», 2002. – 145 с.
- 17) Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач. Учебное пособие для машиностроительных вузов. / Под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1974. – 416 с.

## Содержание

|   |     |
|---|-----|
| Общие указания по выполнению и оформлению лабораторных работ.....   | 3   |
| Лабораторная работа № 1 Расчет основных параметров объемного гидропривода.....  | 6   |
| Лабораторная работа №2 Изучение конструкций и принципов расчета объемной производительности роторных объемных насосов | 14  |
| Лабораторная работа №3 Снятие статической характеристики простейшей объемной гидромашины.....                         | 23  |
| Лабораторная работа №4 Экспериментальная оценка характеристик роторного объемного гидромотора.....                    | 28  |
| Лабораторная работа №5 Изучение конструкций радиально-поршневых насосов.....  | 33  |
| Лабораторная работа №6 Изучение конструкций аксиально-поршневых машин.....  | 40  |
| Лабораторная работа №7 Определение рабочих объемов аксиально-поршневых гидромашин карданного и бескарданного типа..   | 49  |
| Лабораторная работа №8 Определение основных параметров аксиально-поршневого гидромотора.....                          | 55  |
| Лабораторная работа №9 Изучение конструкций шестеренных гидромашин.....   | 59  |
| Лабораторная работа №10 Изучение работы шестеренного насоса и снятие его характеристики.....                          | 66  |
| Лабораторная работа №11 Изучение конструкций пластинчатых гидромашин.....   | 71  |
| Лабораторная работа №12 Изучение работы пластинчатого регулируемого насоса и снятие его характеристики.....           | 78  |
| Лабораторная работа №13 Изучение конструкций гидродвигателей возвратно-поступательного движения.....                  | 83  |
| Лабораторная работа №14 Определение основных параметров поршневого гидроцилиндра.....                                 | 89  |
| Лабораторная работа №15 Изучение конструкций пневматических объемных компрессоров.....                                | 93  |
| Лабораторная работа №16 Изучение состава пневмопривода и дроссельного регулирования скорости пневмодвигателя.....     | 104 |
| Список литературы.....  | 111 |



**Андреевец Юлия Ахатовна**

## **ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ**

**Практикум  
по выполнению лабораторных работ  
для студентов специальности 1-36 01 07  
«Гидропневмосистемы мобильных  
и технологических машин»  
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 12.01.18.

Рег. № 37Е.  
<http://www.gstu.by>