

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«Магнитогорский государственный технический университет  
им. Г.И. Носова»

Многопрофильный колледж



**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
ДЛЯ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ  
ПО ПРОФЕССИОНАЛЬНОМУ МОДУЛЮ  
ПМ.02 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И  
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ ИЗДЕЛИЙ**

**Тема 02.01.03 Проектирование объёмных гидравлических и  
пневматических приводов  
программы подготовки специалистов среднего звена  
по специальности СПО**

**15.02.03 Техническая эксплуатация гидравлических машин, гидроприводов  
и гидропневмоавтоматики**

Магнитогорск, 2018

## **ОДОБРЕНО**

Предметно-цикловой комиссией  
Механического и гидравлического  
оборудования

Председатель: О.А. Тарасова  
Протокол №6 от 21 февраля 2018 г.

Методической комиссией

Протокол №4 от 01 марта 2018 г.

## **Разработчики**

В.И. Шишняева,  
преподаватель ФГБОУ ВО «МГТУ им Г.И. Носова» МпК

Методические указания разработаны на основе рабочей программы  
ПМ.02 Проектирование гидравлических и пневматических приводов  
изделий.

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Магнитогорский государственный технический университет  
им. Г. И. Носова»  
Многопрофильный колледж

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ  
ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ**

**ПМ. 02. Проектирование гидравлических и пневматических  
приводов изделий**

**МДК.02.01 Объемные гидравлические и пневматические  
приводы, гидропневмоавтоматика**

**Тема 02.01.03 Проектирование объёмных гидравлических и пневмати-  
ческих приводов**

*для студентов специальности*

**15.02.03 Техническая эксплуатация гидравлических машин,  
гидроприводов и гидропневмоавтоматики  
(базовой подготовки)**

## **ОДОБРЕНО**

Предметно-цикловой комиссией  
Механического и гидравлического оборудования  
Председатель О.А. Тарасова  
Протокол № 6 от 21.02.2018 г.

### **Разработчик:**

преподаватель МпК ФГБОУ ВО «МГТУ» В.И. Шишняева

Методические указания по выполнению практических занятий разработаны на основе рабочей программы ПМ. 02. Проектирование гидравлических и пневматических приводов изделий

Содержание практических занятий ориентировано на формирование общих и профессиональных компетенций программы подготовки специалистов среднего звена по специальности 15.02.03 Техническая эксплуатация гидравлических машин, гидроприводов и гидропневмоавтоматики, МДК.02.01 Объемные гидравлические и пневматические приводы, гидропневмоавтоматика, Тема 02.01.03 Проектирование объемных гидравлических и пневматических приводов

## СОДЕРЖАНИЕ

1 ВВЕДЕНИЕ.....	5
2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ.....	8
Практическое занятие № 1.....	8
Практическое занятие № 2.....	9
Практическое занятие № 3.....	27
Практическое занятие № 4.....	35

## 1 ВВЕДЕНИЕ

Важную часть теоретической и профессиональной практической подготовки студентов составляют практические занятия и лабораторные работы.

Состав и содержание практических занятий и лабораторных работ направлены на реализацию действующего федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования.

Ведущей дидактической целью *практических занятий* является формирование практических умений - профессиональных (умений выполнять определенные действия, операции, необходимые в последующем в профессиональной деятельности) или учебных (умений решать задачи по математике, физике, химии, информатике и др.), необходимых в последующей учебной деятельности по профессиональным модулям.

В соответствии с рабочей программой программы ПМ. 02. Проектирование гидравлических и пневматических приводов изделий, МДК.02.01 Объемные гидравлические и пневматические приводы, гидропневмоавтоматика, Тема 02.01.03 Проектирование объемных гидравлических и пневматических приводов предусмотрено проведение практических работ.

В результате их выполнения, обучающийся должен **уметь**:

- проектировать гидравлические и пневматические системы и приводы по заданным условиям;
- проектировать системы управления;
- выполнять принципиальные гидравлические схемы согласно требований Государственных стандартов;
- описывать работу привода и системы управления по циклу;
- писать схемы потоков рабочего тела по элементам цикла работы привода;
- составлять функциональную циклограмму;
- рассчитывать параметры гидравлических и пневматических машин;
- производить расчет гидравлических потерь, энергетический и тепловой расчет;
- выбирать гидродвигатели, гидромашины, гидроаппаратуру, кондиционеры рабочего тела и вспомогательные устройства с требуемыми техническими характеристиками;
- пользоваться Государственными стандартами при выборе стандартных изделий;
- использовать современные прикладные программы для выполнения принципиальных гидравлических схем.

Содержание практических занятий ориентировано на формирование общих компетенций по профессиональному модулю программы подготовки специалистов среднего звена по специальности:

ОК 1. Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес.

ОК 2. Организовывать собственную деятельность, выбирать типовые методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество.

ОК 3. Принимать решения в стандартных и нестандартных ситуациях и нести за них ответственность.

ОК 4. Осуществлять поиск и использование информации, необходимой для эффективного выполнения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК 5. Использовать информационно-коммуникационные технологии в профессиональной деятельности.

ОК 6. Работать в коллективе и команде, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями.

ОК 7. Брать на себя ответственность за работу членов команды (подчиненных), результат выполнения заданий.

ОК 8. Самостоятельно определять задачи профессионального и личностного развития, заниматься самообразованием, осознанно планировать повышение квалификации.

ОК 9. Ориентироваться в условиях частой смены технологий в профессиональной деятельности.

И овладению профессиональными компетенциями:

ПК 2.1. Участвовать в проектировании гидравлических и пневматических приводов по заданным условиям и разрабатывать принципиальные схемы.

ПК 2.2. Использовать прикладные программы при оформлении конструкторской и технологической документации.

Выполнение студентами *практических работ* по ПМ. 02. Проектирование гидравлических и пневматических приводов изделий, МДК.02.01 Объемные гидравлические и пневматические приводы, гидропневмоавтоматика, Тема 02.01.03 Проектирование объёмных гидравлических и пневматических приводов направлено на:

- обобщение, систематизацию, углубление, закрепление, развитие и детализацию полученных теоретических знаний по конкретным темам междисциплинарных курсов;
- формирование умений применять полученные знания на практике, реализацию единства интеллектуальной и практической деятельности;
- формирование и развитие умений: наблюдать, сравнивать, сопостав-

лять, анализировать, делать выводы и обобщения, самостоятельно вести исследования, пользоваться различными приемами измерений, оформлять результаты в виде таблиц, схем, графиков;

- приобретение навыков работы с различными приборами, аппаратурой, установками и другими техническими средствами для проведения опытов;
- развитие интеллектуальных умений у будущих специалистов: аналитических, проектировочных, конструктивных и др.;
- выработку при решении поставленных задач профессионально значимых качеств, таких как самостоятельность, ответственность, точность, творческая инициатива.

Продолжительность выполнения практической работы составляет не менее двух академических часов и проводится после соответствующего занятия, которое обеспечивает наличие знаний, необходимых для ее выполнения.



## 2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

### Т.02.01.04.01 Основы проектирования приводов

#### Практическое занятие № 1 Тепловой расчет гидроприводов

##### Формируемые компетенции:

ПК 2.1. Участвовать в проектировании гидравлических и пневматических приводов по заданным условиям и разрабатывать принципиальные схемы.

ПК 2.2. Использовать прикладные программы при оформлении конструкторской и технологической документации.

**Цель работы:** научиться подбирать наос для гидросистемы по заданным параметрам, обосновать выбор.

**Выполнив работу, Вы будете уметь:** подбирать наос для гидросистемы по заданным параметрам, обосновать выбор

##### Материальное обеспечение:

1. Методические указания по выполнению практических занятий и лабораторных работ
2. Глобалтека: глобальная библиотека научных ресурсов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.globalteka.ru](http://www.globalteka.ru), свободный. – Загл. с экрана. Яз. рус.

**Задание:** выбрать марку, вычертить гидросхему насосной станции

##### Исходные данные

Вар. дано	1	2	3	4	5
Р, Мпа	12	6,3	16	20	2,5
Q, л/мин	112	68	152	200	110
регулировка	не требуется	требуется	требуется	требуется	требуется

### **Порядок выполнения работы:**

1. Выпишите исходные данные для выбора насоса (свой вариант).
2. Выберите подходящую марку насоса; выпишите его техническую характеристику; обоснуйте свой выбор (ссылка на литературу обязательна).
3. Вычертите принципиальную гидравлическую схему насосной установки.
4. Ра считать объем гидробака.

### **Форма представления результата:**

Выполнить работу в письменном виде в тетради для практических работ.

Отчет о проделанной работе выполняется в соответствии с заданием.

Зачет выставляется после устного собеседования с преподавателем.

## **Практическое занятие № 2**

### **Расчётно-графическая работа «Расчёт объёмного гидропривода»**

#### **Формируемые компетенции:**

ПК 2.1. Участвовать в проектировании гидравлических и пневматических приводов по заданным условиям и разрабатывать принципиальные схемы.

ПК 2.2. Использовать прикладные программы при оформлении конструкторской и технологической документации.

**Цель работы:** формирование умений производить расчет объёмного гидропривода

#### **Выполнив работу, Вы будете уметь:**

- рассчитывать объёмный гидропривод

#### **Материальное обеспечение:**

1. Методические указания по выполнению практических занятий

#### **Задание:**

Выполните расчет объёмного гидропривода

#### **Краткие теоретические сведения:**

## 1 Требования, предъявляемые к принципиальным гидравлическим схемам

При вычерчивании принципиальной схемы гидропривода все элементы, как правило, изображаются в исходном положении (распределители при отключенных магнитах и т.д.). каждый элемент должен иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение. Применяемые буквы:

Обозначение	Наименование	Обозначение	Наименование
А	устройство	М	гидромотор
АК	аккумулятор	МН	манометр
Б	бак	н	насос
Д	Гидродвигатель поворотный	НА	насос аксиально-поршневой
ДП	Делитель потока	НП	насос пластинчатый
ДР	дроссель	НР	насос радиально-поршневой
зм	гидрозамок	Р	распределитель
к	клапан	РД	реле давления
кд	гидроклапан давления	РП	регулятор расхода (потока)
ко	обратный клапан	ф	фильтр
кп	предохранительный клапан	Ц	цилиндр
КР	редукционный клапан		

В пределах группы элементы могут иметь порядковые номера, например, Р1, Р2, Р3 ... Позиционные обозначения располагаются справа и сверху относительно условно-графического обозначения элемента. Расположение графических обозначений элементов и устройств (например, гидропанелей) на схеме должно примерно соответствовать их действительному размещению в изделии. При вычерчивании условных обозначений гидродвигателей рекомендуется придерживаться определенного масштаба (диаметры цилиндров, величина хода и т.п.); то же относится и к другим узлам (аппаратура с различным D/, насосы, фильтры и т.п.). Вблизи гидродвигателей ставятся стрелки с указанием, направления действия (например, «зажим», «фиксация» и др).

На принципиальной схеме в виде таблицы следует приводить перечень элементов в *алфавитном* порядке с их позиционным обозначением, наименованием, типом и количеством; в примечании указываются основные параметры (рабочее давление, расход, размеры гидродвигателей, скорости движения и др.). Однотипные элементы (например, распределители Р7 ... Р12) записываются в одну строку. Всем линиям связи присваиваются поряд-

ковые номера 1, 2, 3 ..., как правило, в направлении потока; дренажные линии нумеруются в последнюю очередь. Номера обычно ставятся около обоих концов линий, причем номера соответствующих трубопроводов на схеме соединений, составляемой разработчиком машины, и принципиальной схеме должны совпадать.

## 2 Выбор исходных данных, номинального давления и обоснование принципиальной гидросхемы

Таблица 1

Исходные данные для расчёта

Параметр	Значение
1. Усилие на штоке, F, кН	
2. Рабочее давление, P, МПа	
3. Скорость рабочего хода, $v$ , м/с	
4. Ход штока, L, мм	
5. Длина линии всасывания, $l_{вс}$ , м	
6. Длина линии слива, $l_{сл}$ , м	
7. Длина линии нагнетания, $l_{наг}$ , м	
8. Время выдвигения, t, сек	

– После таблицы с исходными данными следует выполнить принципиальную гидросхему. При её выполнении следует соблюдать требования ГОСТа.

– Схема должна содержать буквенные обозначения всех её элементов, которые ставятся без полочек сверху справа условного обозначения. Схема должна отражать весь гидропривод, включая энергетическую часть гидросистемы.

– При необходимости энергетическую часть гидросистемы можно выполнить на отдельной схеме, указав наименование всех её магистралей.

– После гидросхемы следует построить циклограмму работы всего гидропривода. *Циклограмма* отражает последовательность срабатывания каждого элемента гидросистемы за один цикл её работы.

– Обоснование гидросхемы должно отражать **подробное** описание её работы в соответствии с циклограммой и назначение, и конструктивные особенности каждого её элемента (функции, выполняемые клапанами, их необходимость в данном месте схемы, тип управления, номер схемы распределителей и т.п.).

Выбор номинального давления  $P_{\text{ном}}$  является ответственным шагом, так как от него зависят габаритные размеры, стоимость и надежность работы гидропривода.

При выборе номинального давления следует руководствоваться следующими соображениями: малые давления приводят к возрастанию габаритных размеров и веса, но способствует плавной и устойчивой работе привода; большие давления, снижая габаритные размеры и вес приводит к удорожанию привода, уменьшают срок службы гидрооборудования.

Номинальное давление (МПа) в гидросистемах назначают в соответствии с нормальным рядом давлений по **ГОСТ 12455-80**:

0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; **2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125.**

Номинальное давление обычно выбирают на основании существующих рекомендаций и статических данных, полученных при практическом использовании оборудования.

По давлению различают гидроприводы **низкого (до 1,6 МПа), среднего (1,6-6,3 МПа) и высокого (6,3-20 МПа) давлений.** Первые применяются главным образом в подъемно-транспортных и строительных и дорожных машинах простейших конструкций, где имеются незначительные нагрузки. Приводы среднего давления мощностью до 20 кВт применяются часто, обеспечивая высокие жесткость и прочность; их преимущество - возможность использования дешевых пластинчатых и шестеренных насосов. Приводы высокого давления на базе поршневых насосов применяют главным образом в металлургическом оборудовании, а также в мощных ПТМ, например экскаваторах, мобильных кранах с телескопической стрелой, также манипуляторах с разомкнутой кинематической цепью. Приводы позволяют получить большую выходную мощность при ограниченных размерах гидродвигателей.

### **3 Выбор рабочей жидкости**

В данном разделе сначала рассматривают назначение и типы рабочих жидкостей, их функции, достоинства и недостатки; требования предъявляемые к ним.

Вязкость рабочей жидкости принимают в соответствии с давлением.

Таблица 2

Рекомендуемая вязкость минеральных масел при температуре 50°

<b>Рабочее давление, МПа</b>	<b>Вязкость, мм<sup>2</sup>/с</b>
До 10	20-40
До 20	40-60
До 60	110-175

Затем в соответствии с выбранной вязкостью выбирают марку рабочей жидкости.

Для подходящей марки рабочей жидкости выписывают все параметры и объясняют : её свойства./4,с.6/.

#### 4 Выбор насоса

Определяем полезную мощность исполнительного звена гидродвигателя.

На штоке гидроцилиндра  $N_{ш}$ , кВт:

$$N_{ш} = \frac{Fv}{1000} \quad (1)$$

Полезная мощность на валу гидромотора  $N_{ц}$  .кВт:

$$Nm = \frac{Mn}{9552,5} \quad (2)$$

где F - усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

V- скорость перемещения выходного звена, м/с;

M - крутящий момент на валу, Н м;

n - частота вращения гидродвигателя, мин<sup>-1</sup>.

При предварительном расчете коэффициент запаса по усилию  $K_{з.у}$  учитывает линейные и местные потери давления, а также потери энергии на трение в исполнительных механизмах. Его значение принимают равным  $K_{з.у} = 1,1 - 1,2$ ; коэффициент запаса по скорости учитывает утечки рабочей жидкости,  $K_{з.с} = 1,1 - 1,3$ .

Меньшие значения коэффициентов принимаются для приводов, работающих в легком и средних режимах, а большие - в тяжелых и весьма тяжелых режимах работы.

Режим работы гидропривода определяется в зависимости от коэффициентов использования номинального давления  $K_p$  и времени работы под нагрузкой  $K_t$ .

Таблица 3

Выбор режима работы

Режим работы Гидропривода	Коэффициент использования номинального давления $K_p = p/p_{ном}$	Коэффициент времени работы под нагрузкой $K_t = tp/t$	Число включений в час
Легкий	Менее 0,4	0,1-0,3	До 100

Средний	0,4-0,7	0,3-0,5	100-200
Тяжелый ,	0,7-0,9	0,5-0,8	200-400
Весьма тяжелый	Свыше 0,9	0,8-0,9	400-800

Мощность насосной установки  $N_n$ , кВт, определяется по формуле:

$$N_n = K_{з.у.} K_{з.с.} (z_u N_u + z_m N_m) \quad (3)$$

где  $K_{з.у.}$  - коэффициент запаса по усилию;

$K_{з.с.}$  - коэффициент запаса по скорости;

$Z_u, Z_m$  - число одновременно работающих цилиндров и моторов.

По рассчитанной мощности насосной установки определяется расход жидкости в гидросистеме  $Q$ , л/мин:

$$Q = \frac{N_n}{P_{ном}} \quad (4)$$

Если один насос не может обеспечить необходимую подачу, то рекомендуется установить два однотипных насоса с подачей каждого  $Q/2$ . Можно подобрать два однотипных насоса с различной подачей, чтобы один из них можно было подключать только в период совместной работы нескольких гидродвигателей.

Тип насоса выбирается с учетом режимов работы гидропривода. Для легкого и среднего рекомендуются шестеренные и пластинчатые насосы, а для тяжёлых и весьма тяжелых режимов - аксиально- и радиально-поршневые насосы.

Конкретный типоразмер насоса выбирается по расчетному значению его рабочего объема  $V_0$ , см<sup>3</sup>:

$$Q = \frac{q}{n_{ном} \eta_0} \quad (5)$$

где:  $Q$  - расход жидкости в гидроприводе, л/мин;

$\eta_0$  - объемный КПД насоса (таблица 4);  $n_{ном}$  - номинальное число оборотов вала насоса, об/мин.

Таблица 4

Значения коэффициентов полезного действия объёмных насосов

Тип насоса	Общий КПД $\Gamma п$	Объёмный КПД $\tau)о$
Шестеренные	0,80-0,85	0,90 - 0,94
Пластинчатые	0,60 - 0,85	0,70-, .90

Аксиально-поршневые	0,85-0,90	0,95-0,98
Радиально-поршневые	0,85-0,90	0,95 - 0,98

После определения  $V_0$  из каталога выбирается насос, имеющий ближайший оольший рабочий объём и рассчитывается его действительная подача:

$$Q_H = 10^{-3} V_0 n_{ном} \eta_0 \quad (6)$$

В промышленных каталогах технические характеристики насосов указывают при номинальном давлении  $p_{ном}$ . Если насос работает в режимах, отличающихся от номинального, то его действительную подачу определяют по формуле:

$$Q_H = \frac{Q_H}{\eta_0(ном)} \left[ \frac{n}{n_{ном}} - \left( 1 - \eta_0(ном) \frac{p}{p_{ном}} \right) \right] \quad (7)$$

Мощность, кВт, необходимую для привода насоса:

$$N_H = \frac{Q_H P}{60 \eta_H} \quad (8)$$

## 5 Определение основных геометрических параметров гидроцилиндра

Определяем диаметр поршня гидроцилиндра:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} \text{ ,м} \quad (9)$$

где F- усилие на штоке, Н;

P- рабочее давление, Па.

В соответствии с ГОСТ 12447-80 /4,с,7/ рекомендуется следующий основной ряд (в скобках приведены значения дополнительного ряда) диаметров поршня (мм): 10; 12; 16; 20; 25; 32; (36); 40; (45); 50;(56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

По ГОСТ 12447-80 принимаем  $D = \text{мм}$ , /4,с.7/.

Диаметр штока принимается из соотношения:

$$d = (0,4-0,7) D \quad (10)$$



В соответствии с ГОСТ 12447-80 /4,с.7/ рекомендуется следующий основной ряд (в скобках приведены значения дополнительного ряда) диаметров штоков (мм): 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16;(18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180)4 200; i 280); 320; (360); 400; (450); 500, (560); 630; (710); 800; (900).

По ГОСТ 12447-80 /4,с.7/ принимаем  $d =$  мм.

По европейскому стандарту DIN 3320 при выборе диаметров поршня и штока должно выполняться условие:

$$\frac{S_{штп}}{S_{п}} = 0,6 + 0,8$$

где:  $S_{штп}$  - площадь штоковой полости;

$S_{п}$  - площадь поршня.

Сила трения в уплотнениях определяется в зависимости от типа уплотнения (4, с. 288-306, а также см. таблицу в тетради). Поэтому для дальнейшего расчёта сначала необходимо выбрать тип уплотнения в зависимости от рабочего давления и скорости выдвижения штока (таблица 5).

Таблица 5

Выбор уплотнений для гидроцилиндров

Тип уплотнения	Условия применения
Шевронное резинотканевое по ГОСТ 22704-77,с.294 /4/	$P_{раб} \leq 63$ МПа; $U_{выдв} \leq 3$ м/с; $t^{\circ} = 5(K100^{\circ})$
Манжеты уплотнительные резиновые по ГОСТ 14896-84,с.296 /4/	$U_{выдв} \leq 0,5$ м/с; $L \leq 10$ м $P_{раб} \leq 50$ МПа; $t^{\circ} = 60-200^{\circ}$ ;
Кольца поршневые по ОСТ 2 А54-Л-72, с.302/4/	$P_{раб} \leq 50$ МПа; $U_{выдв} \leq 7,5$ м/с;

Для *шевронных, лепестковых резиновых уплотнений и фторопластовых уплотнений* любой конструкции сила трения в уплотнениях определяется по формуле:

$$T = \kappa D H (P + P_{к}) \mu, \text{ Н} \quad (11)$$

где  $D$ - диаметр поршня (штока или плунжера), мм;

$H$ - ширина уплотнения, мм;

$P_{к}$  - контактное давление, возникающее при монтаже, МПа,  $P_{к} = 2+5$  МПа;

$\mu$  - коэффициент трения, для резины  $\mu = 0,1 - 0,13$ ; для фторопласта  $\mu = 0,01 - 0,013$ .

Ширина уплотнения  $H$ , мм, определяется в зависимости от типа уплотнения из табл. 8.19 и 8.20 /4,с.294,298/.

**При определении параметров уплотнений обратите внимание на то, что буквой  $d$  обозначается внутренний диаметр уплотнения или диаметр уплотняемой поверхности.**

Количество манжет в пакете  $n$  шевронных резинотканевых уплотнений определяется в зависимости от рабочего давления /4,с.294/ и может быть равным  $n = 2-10$

При  $P < 6,3$  МПа ...  $n = 2-3$

При  $P < 10$  МПа...  $n = 4$

При  $P > 10$  МПа...  $n = 5-10$

Для **чугунных поршневых колец** сила трения определяется по формуле:

$$T = nDb/u (P + nPk), \text{ Н} \quad (12)$$

где:  $D$ - диаметр поршня;

$b$ - ширина кольца, см. табл.8.32, стр.303 /4/;

$\mu = 0,07 - 0,15$  - коэффициент трения;

$P_k$ - определяется по табл. со стр.303 /4/.

## 6 Выбор гидроаппаратуры

В данном разделе необходимо обосновать выбор применяемой гидроаппаратуры согласно принципиальной гидросхеме. При выборе аппаратуры учитываются  $D_u$ , расчетный расход  $Q$  и рабочее давление  $P$ . Аппаратура непрямого действия принимается при  $Q > 50$  л/мин или рабочем давлении более 6,3 МПа.

При выборе каждого устройства необходимо указывать:

1. Тип.
2. ТУ (или ГОСТ).
3.  $Q_{\text{НОМ}}$  (ИЛИ  $P_{\text{НОМ}}$ )
4.  $D_u$ .
5.  $\Delta P^{\circ}\text{ап}$  - потери давления при номинальном расходе.
6. Ссылку на литературу с номером таблицы и страницы.

## 7 Выбор фильтров

В данном параграфе необходимо выбрать типоразмер, тонкость фильтрации, способ ановки и конструкцию фильтра.

При этом следует учитывать, что требования к чистоте рабочей жидкости всех элементов россистемы. Класс чистоты рабочей жидкости всей гидросистемы зависит от класса чистоты ого чувствительного элемента.

Существует ряд рекомендаций по выбору класса чистоты рабочей жидкости для отдельных ментов гидросистемы.

Требования к чистоте рабочих жидкостей, при проектировании, изготовлении, испытании и эксплуатации устройств

Наименование устройств	Номинальное давление, МПа	Класс чистоты по ГОСТ 17216-71 (не грубее)
Насосы и гидромоторы шестерённые и пластинчатые	До 2,5	14
	От 2,5 до 6,3	13
	Свыше 6,3	12
Насосы и гидромоторы аксиально-поршневые с торцевым распределением	До 2,0	12
	Свыше 2,0	11
То же, с клапанным распределением	До 2,0	14
	Свыше 2,0	13
Гидроцилиндры	До 2,0	13
	Свыше 2,0	12
Поворотные гидродвигатели	До 2,0	12
Гидроаппаратура (кроме дросселирующих гидрораспределителей)	До 3,2	12
Дросселирующие гидрораспределители	До 3,2	11
Пневмогидроаккумуляторы Поршневые Мембранные и балонные	До 3,2	12
	До 3,2	Не регламентируются
Системы и устройства для гибких (и тут какое слово непонятное)	До 3,2	10

Классы чистоты масла для различных узлов гидропривода

Узлы гидропривода	Номинальная тонкость фильтрации, мкм	Класс чистоты по ГОСТ 17216 -71
Насосы шестеренные на давление до 2,5 МПа; насосы и моторы пластинчатые нерегулируемые на давление до 6,3 МПа	40	14 — 15

Насосы пластинчатые нерегулируемые на давление 12,5 — 16 МПа; насосы пластинчатые регулируемые на давление до 6,3 МПа; насосы и моторы аксиально-поршневые регулируемые и нерегулируемые на давление 6,3 — 16 МПа; гидроцилиндры; направляющая гидроаппаратура на давление до 20 МПа; регулирующая гидроаппаратура на давление до 20 МПа	25	12-14
Комплектные ЭГШП, дросселирующие гидрораспределители, сервотехника	5-10	10-12
Системы и устройства для гибких автоматизированных производств	5	9-10

На основе приведённых выше таблиц необходимо определить, какой класс чистоты необходимо поддерживать в проектируемой гидросистеме.

Затем на основе таблицы 8.3 /4/ необходимо выбрать номинальную тонкость фильтрации рабочей жидкости, которая зависит рабочего давления, таким образом можно выбрать способ установки фильтра и его конкретный типоразмер и конструкцию.

Достижимые классы чистоты масла по ГОСТ 17216 — 71 в гидросистемах

Рабочее давление, МПа	Номинальная тонкость фильтрации, мкм				Рабочее давление, МПа	Номинальная тонкость фильтрации, мкм			
	40	25	10	5		40	25	10	5
0,25	11	11	10	9	4	15	14	13	12
0,63	13	12	11	10	10	16	15	14	13
1,6	14	13	12	11	16	17	16	15	14

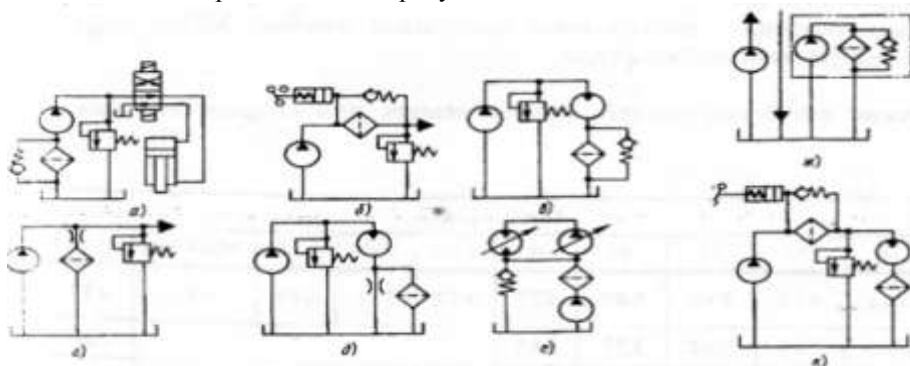
**ПРИМЕР:** Если в гидросистеме достаточно поддерживать 16 класс чистоты, то для этого достаточно установить фильтр тонкостью 40 мкм в напорной магистрали (поскольку P=10 МПа - это достаточно высокое давле-

ние и очевиднее всего это напорная фильтрация). Далее по справочнику можно подобрать конкретную марку напорного фильтра.

**ПРИМЕЧАНИЕ:**

Давление  $P=0,25$  МПа соответствует давлению во всасывающих магистралях;  $P=0,63$  МПа и  $P=1,6$  МПа соответствует давлению в сливных магистралях;  $P=1,6$  МПа и  $P=4$  МПа можно достичь в напорной магистрали при независимой системе фильтрации при использовании шестеренных или винтовых насосов.

При выборе способа фильтрации следует помнить о достоинствах, недостатках и целесообразности каждого из них. Примеры установки фильтров различными способами представлены на рисунке.



**8 Гидравлический расчет трубопровода**

Согласно рекомендациям стандарта СЭВ РС 3644- 72 при выборе скорости в *напорном* трубопроводе учитывают рабочее давление /4.с.391/:

Рраб, МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
Унап, М/с	2	3,2	4	5	6,3	10

Для *сливных* магистралей  $U_{сл} = 1,5-2,5$  м/с.

Для *всасывающих*  $U_{вс} < 1,6$  м/с.

Внутренний диаметр всасывающих, напорных и сливных трубопроводов определяется по формуле:

$$Dy = \sqrt{\frac{4Q}{\pi U}}, \text{ м} \tag{13}$$

где: U- скорость потока рабочей жидкости в напорной, сливной или всасывающей агистральях.

Диаметр всасывающего трубопровода обычно принимают равным диаметру сливного. Найденные диаметры необходимо сравнить со стандартными значениями по ГОСТ 16516- 80: 1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4;5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160. /4, с.7/.

Минимально допустимая толщина стенки трубопроводов:

$$\delta = \frac{PDy}{2[\sigma_{вр}]} Kб , мм \quad (14)$$

где P- рабочее давление, МПа;

Kб-коэффициент безопасности, Kб= 4-8;

$[\sigma_{вр}]$  - временное сопротивление растяжению материала трубы,

МПа:

$[\sigma_{вр}]$  вбирается из табл. 8.26 /4, с.30§/ для выбранной марки стали.

Таблица 8.26

Механические свойства сталей, применяемых для гидравлических трубопроводов

Механические свойства										
	10	20	35	45	10Г2	15X	20X	40X	30XГСА	15XM
Временное сопротивление растяжению	343	412	510	589	422	412	431	618	491	431
Предел текучести	206	245	294	323	245					226
Относительное удлинение	24	21	17	14	22	19	17	14	18	21
Твёрдость по Бринеллю	137	156	187	207	197	179	179	212	229	

Напорная магистраль проверяется на прочность при гидравлическом ударе, возникающим при переключении распределителя, по формуле Н.Е. Жуковского:

$$\Delta P_{уд} = \rho v_n \cdot a \quad (15)$$

где  $\rho$  - плотность рабочей жидкости, КТ/м<sup>3</sup>;

$v_n$  - скорость потока в напорной магистрали, м/с;

$a$  - скорость распространения ударной волны, м/с; для минеральных масел  $a = 1200 - 1400$  м/с.

После определения  $\Delta P_{уд}$  находится максимальное давление в гидросистеме, проводится сравнение с  $[\sigma_{вр}]$  и делается вывод о прочности трубы.

### 9 Определение гидравлических потерь в гидросистеме

При расчете гидросистем определяются потери давления на всех участках; пубопровода- напорном, сливном и всасывающем.

А) Определение потери давления в линии всасывания:

$$\Delta P_{в} = \Delta P_{фв} + \Delta P_{лв} + \Delta P_{мв} \quad (16)$$

где  $\Delta P_{фв}$ - потери давления на всасывающем фильтре (при условии, если он есть);

$\Delta P_{лв}$  - линейные потери в линии всасывания;

$\Delta P_{мв}$  - местные потери.

Б) Определяем потери давления в линии нагнетания:

$$\Delta P_{н} = \sum \Delta P_{ап} + \Delta P_{лн} + \Delta P_{мн} \quad (17)$$

где  $\sum \Delta P_{ап}$  - потери давления в аппаратуре, установленной на линии нагнетания;

$\Delta P_{лн}$  - линейные потери давления в линии нагнетания;

$\Delta P_{мн}$  - местные потери в линии нагнетания.

В) Потери давления в линии слива:

$$\Delta P_{сл} = \sum \Delta P_{ап} + \Delta P_{лсл} + \Delta P_{мсл} \quad (18)$$

где  $\sum \Delta P_{ап}$  - потери давления в аппаратуре, установленной в линии слива;

$\Delta P_{л}$ ,  $\Delta P_{м}$  - линейные и местные потери давления в линии слива.

Потери давления в аппаратуре определяются по формуле:

$$\Delta P_{ап} = \Delta P_{ап}^{\circ} \left( \frac{Q}{Q_{ном}} \right)^2, \text{ МПа} \quad (19)$$

где  $\Delta P_{ап}^{\circ}$  - потери давления в аппарате при номинальном расходе, МПа ;

$Q$  - расчётный расход;

$Q_{ном}$  - номинальный расход..

Линейные потери давления в магистралях определяются по формуле:

$$\Delta P_{\lambda} = \frac{\lambda \rho l}{2Dy} v^2 \quad (20)$$

где  $\lambda$  - гидравлический коэффициент трения;

$\rho$  - плотность выбранной рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  - скорость потока, м/с;

$l$  - длина соответствующей магистрали, м/с.

Гидравлический коэффициент трения  $\lambda$  (коэффициент Дарси) определяется зависимости от режима движения потока рабочей жидкости в напорной, сливной ил всасывающей магистралях:

$$\text{Для ламинарного режима: } \lambda = \frac{64}{Re}$$

$$\text{Для турбулентного режима: } \lambda = 0.1 \left( \frac{\Delta}{Dy} + \frac{64}{Re} \right)^{0.25}$$

где  $\Delta$  - абсолютная шероховатость; для стальных труб  $\Delta = 0,1 - 0,3$  мм.

Местные потери напора определяются по формуле:

$$\Delta P_M = 0.21 \frac{Q^2}{Dy^4} \sum \zeta, \text{ МПа} \quad (23)$$

где:  $Q$ - расход, л/мин;

$Dy$ - диаметр трубы, мм;

$\sum \zeta$  - суммарный коэффициент местных сопротивлений, см. табл. 10.3. с.390 /4/

## 10 Проверочный расчет гидропривода

Проверочный расчет выполняется с целью установления действительных параметров гидропривода и проверки соответствия выбранного оборудования требованиям, предъявляемым к работе привода.

Действительное давление, развиваемое насосом в гидроприводе поступательного движения:

- при выдвигении штока:

$$P^1 = \frac{\frac{F_{шт}}{k_{мп}} + \sum_{n} \Delta P_{сл}}{S_n} + \Delta P_{нап}, \text{ ПА} \quad (24)$$

- при втягивании штока:

$$P^2 = \frac{\frac{F_{шт}}{k_{мп}} + S_n \Delta P_{сл}}{\sum_{n} S_n} + \Delta P_{нап}, \text{ ПА} \quad (25)$$

где  $F_{шт}$  - усилие на штоке, Н;



ктр - коэффициент, учитывающий потери на трение в уплотнениях, ктр = 0,9-0,98;

$S_n, S_{шт.п}$  - площадь поршня и штоковой полости соответственно, м<sup>2</sup>.

Действительное давление, развиваемое насосом в гидроприводе вращательного движения:

$$P^1 = \frac{S\pi M}{V\sigma\eta} + \Delta P_{нап} + \Delta P_{сл}, \text{ ПА} \quad (26)$$

Действительный расход рабочей жидкости:

$$Qa = Q_{дн} - \Delta Q_{ут} \quad (27)$$

где  $Q_{дн}$ -действительная подача выбранного насоса;

$\Delta Q_{ут}$ -величина утечек:

$$\Delta Q_{ут} = K_y \cdot P_1, \text{ л/мин} \quad (28)$$

где  $K_y$  - расчетный коэффициент утечек,  $K_y = 0,005 \cdot 10^{-6}$  л/Па мин.

Действительная скорость штока гидроцилиндра:

$$v_{ц} = \frac{Q\partial\eta_0}{S_n} \quad (29)$$

Действительная частота вращения вала гидромотора:

$$n_m = \frac{Q\partial\eta_0}{V_0}, \text{ об / м и н} \quad (30)$$

Расхождение между заданными  $\Pi_3$  и действительными  $\Pi_д$  параметрами определяются по формуле:

$$\Pi = \frac{\Pi_3 - \Pi_д}{\Pi_3} \cdot 100\% \quad (31)$$

## 11 Определение мощности и КПД гидропривода

Полная мощность гидропривода равна мощности, потребляемой насосом, кВт:

$$N_n = \frac{Q_n P_n}{60\eta_n}, \text{ кВт} \quad (32)$$

где  $Q_H$  -подача насоса, л/мин;

$p_n$  - давление, развиваемое насосом, МПа;

$\eta_n$  - общий КПД насоса.

Полезная мощность гидропривода  $N_{пол}$ , **определяется как сумма действительных выходных мощностей гидродвигателей** данной гидросистемы, которые определяются по их действительным выходным параметрам, полученным в проверочном расчете:

- действительная мощность на штоке гидроцилиндра  $N_{цд}$  кВт:

$$N_{цд} = \frac{Fv_{ц}}{1000} \quad (33)$$

- действительная мощность на валу гидромотора  $N_{мд}$  ,кВт:

$$N_{мд} = \frac{Mn_{м}}{9552,5} \quad (34)$$

где  $F$  - усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

$v_{ц}$  - действительная скорость перемещения выходного звена гидроцилиндра, м/с;

$M$  - крутящий момент на валу гидромотора, Н м;

$n_{м}$  - действительная частота вращения гидромотора, мин<sup>-1</sup>

Полный КПД проектируемого гидропривода:

$$\eta_{гп} = \frac{N_{пол}}{N_H} \quad (35)$$

Объем гидробака определяется в зависимости от производительности насоса:

$$V_6 = 1,2 (3-5) Q_H \quad (36)$$

## 12 Тепловой расчет гидропривода

Тепловой расчет выполняют с целью определения условий работы гидропривода, уточнения объема гидробака и поверхности теплоотдачи, а также выявления необходимости применения теплообменника. Количество теплоты или тепловой энергии  $E_m$ , получаемое рабочей жидкостью в единицу времени, соответствует потерям в гидроприводе мощности и определяется по формуле:

$$E_{гп} = \Delta N = N_{гп} - N_{пол}$$

Условие приемлемости теплового режима в гидроприводе имеет следующий вид:

$$\Delta T_{уст} \leq T_{доп} = T_{max} - T_{0max}$$

где  $\Delta T_{уст}$  — перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме

$T_{доп}$  — максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом;

$T_{max}$  — максимально допустимая температура рабочей жидкости (должна соответствовать минимально допустимой вязкости, указанной в технических условиях на выбранный тип насосов и гидромоторов

$T_{0max}$  — максимальная температура окружающего воздуха.

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада  $\Delta T_{уст} \leq T_{доп}$  определяется выражением:

$$A \geq \frac{E_{гн}}{K_{\delta} K_{тр} \Delta T_{доп}}$$

где  $K_{\delta}$  и  $K_{тр}$  — коэффициенты теплопередачи гидробака и труб, Вт/(м<sup>2</sup>°С):

- для гидробака  $K_{\delta} = 8-12$ ;
- для труб  $K_{тр} = 12-16$ ;
- при обдуве гидробака  $K_{\delta} = 20-25$ ;
- для гидробака с водяным охлаждением  $K_{\delta} = 110-175$ .

### **Порядок выполнения работы:**

1. Изучить методические указания по выполнению работы..
2. Выполнить расчет объёмного гидропривода:
  - выбор исходных данных, номинального давления и обоснование принципиальной схемы;
  - выбор рабочей жидкости;
  - выбор насоса;
  - определение основных геометрических параметров гидроцилиндра;
  - выбор гидроаппаратуры;
  - выбор фильтров;
  - гидравлический расчет трубопровода;
  - расчет потерь давления в гидросистеме;
  - проверочный расчет гидропривода;
  - определение мощности и КПД гидропривода;
  - тепловой расчет гидропривода

### **Форма представления результата:**

Выполнить работу в письменном виде в тетради для практических работ. Отчет о проделанной работе выполняется в соответствии с заданием. Зачет выставляется после устного собеседования с преподавателем.

### **Практическое занятие № 3**

#### **Расчётно-графическая работа «Расчёт гидроцилиндра на прочность»**

#### **Формируемые компетенции:**

ПК 2.1. Участвовать в проектировании гидравлических и пневматических приводов по заданным условиям и разрабатывать принципиальные схемы.

ПК 2.2. Использовать прикладные программы при оформлении конструкторской и технологической документации.

**Цель работы:** формирование умений выполнять расчёт гидроцилиндра на прочность

#### **Выполнив работу, Вы будете уметь:**

- рассчитывать гидроцилиндр на прочность

#### **Материальное обеспечение:**

1. Методические указания по выполнению практических занятий и лабораторных работ

#### **Задание:**

Выполнить расчёт гидроцилиндра на прочность

#### **Краткие теоретические сведения:**

При расчете гидроцилиндра на прочность определяемыми параметрами являются минимальная толщина стенки гильзы и крышек, крепление крышек к гильзе и размеры элементов крепления цилиндра к машине. Следует также проверить цилиндр на устойчивость и шток на прочность.

В расчетной практике используется несколько различных формул для определения толщины стенки гильз цилиндров в зависимости от категории гильзы.

Для стандартных гильз цилиндров, работающих на средних нагрузках, при  $\frac{D}{\delta} \geq 3,2$  толщина  $\delta$  гильзы определяется (с. 112, /2/):

$$\delta = \frac{1,25P_{раб} \cdot D}{2,3[\delta_p] - P_{раб}} + a, \text{ м} \quad (1)$$

где: P - рабочее давление;

D – диаметр поршня (плунжера);

$[\delta_p]$  - допустимое напряжение растяжения, для стали  $[\delta_p] = 50 \div 60$  МПа;

A – прибавка на разнотолщинность, которая учитывает то, что наружная поверхность гильзы не обрабатывается,  $a=1 \div 1,5$  мм.

Для тонкостенных цилиндров, работающих на низких давлениях (до 2,5 МПа), при  $\frac{D}{\delta} \geq 16$ , с.112/2/:

$$\delta = \frac{P_{раб} \cdot D \cdot n}{2\|\delta_h\|}, \text{ м} \quad (2)$$

где n – коэффициент запаса прочности,  $n=3 \div 6$ ;

Для толстостенных цилиндров, работающих при высоких давлениях,

если  $\frac{D}{\delta} \leq 3,2$ , с.112/2/:

$$\delta = \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\delta_p] + 0,4P_{раб}}{[\delta_p] - 1,3P}} - 1 \right), \text{ м} \quad (3)$$

Внешний диаметр цилиндра составит:

$$D_0 = D + 2\delta \quad (4)$$

Толщину крышек цилиндра определяли по формуле с.123/2/:

$$\delta_{кр} = 0,43D \sqrt{\frac{1,25P_{раб}}{[\delta_p]}} \quad (5)$$

Должно также выполняться условие:  $\delta_{KP} \geq 1,5\delta$

Если в гидроцилиндре имеется демпфер, то толщина крышки должно быть увеличена на длину хвостовика  $l$ . При демпфировании возникает усилие торможения:

$$F_{TOP} = \frac{12\mu\nu S_n^2}{\pi d_2 \delta_g^2}, \text{ м} \quad (6)$$

где:  $\mu$  - динамический коэффициент вязкости;

$l$  - длина хвостовика;

$\nu$  - скорость выдвижения штока;

$S_n$  - площадь поршня;

$d_2$  - диаметр хвостовика;

$\delta_g$  - кольцевой зазор демпфера.

$$\delta_g = \frac{d_1 - d_2}{2}, \text{ м} \quad (7)$$

Если соединение крышек с корпусом сварные, то необходимо проверить прочность сварного шва с.16/3/:

$$\delta = \frac{1,25F_{факт}}{3,14 \cdot D_{cp} \cdot \delta} \leq [\delta_{св}] \quad (8)$$

где  $F_{факт}$  - фактическое усилие на штоке;

$D_{cp}$  - средний диаметр цилиндра по сварному шву;

$[\delta_{св}]$  - допустимое напряжение для сварного шва;

$[\delta_{св}] = 80$  МПа.

Если крышки крепятся к гильзе при помощи резьбового соединения, то внутренний диаметр резьбы выбирается по ГОСТ 9150-81, с.582/1/, при этом необходимо соблюдать условие:  $d_{BH} \geq D_0$

Принимаем резьбу ..., с.582, табл 82/1/.

Прочность резьбового соединения проверяется по формулам с.17/3/:

$$\delta_{см} = \frac{1,25F_{акт} \cdot P}{\pi \cdot Hd_{cp} (d_n - d_{вн})} \leq [\delta_{см}] \quad (9)$$

$$\tau_{cp} = \frac{1,25F_{факт}}{\pi d_{вн} \cdot K \cdot H} \leq [\tau_{cp}] \quad \text{для винта} \quad (10)$$

$$\tau_{cp} = \frac{1,25F_{факт}}{\pi d_n \cdot K \cdot H} \leq [\tau_{cp}] \quad \text{для гайки} \quad (11)$$

где: P – шаг резьбы;

H – длина резьбы, находящейся в соединении,  $H = (9 \div 12) P$ ;

$d_{cp}$ ,  $d_n$ ,  $d_{вн}$  – соответственно средний диаметр, наружный и внутренний диаметр резьбы, таблица 82, с.582/1/;

K – коэффициент резьбы: для треугольной (метрической);

K – 0,8; для прямоугольной K=0,5; для трапециевидальной K=0,65;

$[\delta_{см}]$ ,  $[\tau_{cp}]$  – допустимое напряжение на смятие и срез,

$[\delta_{см}] = 180$  МПа;  $[\tau_{cp}] = 80$  МПа.

Если крышки цилиндра крепятся к гильзе при помощи болтов, то необходимо сначала определить диаметр болтов и выбрать их резьбу и количество, а затем проверить на смятие и срез.

Диаметр болтов определяется по формуле с.17/3/:

$$d_{\sigma} = \sqrt{\frac{4KF_{факт}}{\pi[\delta_p]Z}}, \text{ м} \quad (12)$$

где: K – коэффициент затяжки, учитывающий деформацию болтов при затяжке,  $K = 1,2 \div 1,4$ ;

z – количество болтов; z=6,8,10 или 12 шт.;

$[\delta_p]$  – допустимое напряжение (на разрыв) материала болтов,

$[\delta_p] = 120 \div 160$  МПа.

Принимаем резьбу ....., табл. 82, с.582/1/

Растягивающее напряжение с.113/2/:

$$\delta = \frac{4KF_{факт}}{\pi d_{\sigma}^2 z} \quad (13)$$

$$\tau = \frac{KF_{\text{факт}}d_n \cdot 0,12}{0,2 \cdot d_6^3} \quad (14)$$

где  $d_n$  - наружный диаметр резьбы, с.582/1/;

Приведенное напряженное в резьбе с.113, /2/:

$$\delta_{np} = \sqrt{\delta^2 + 3\tau^2} \quad (15)$$

Коэффициент запаса прочность по пластическим деформациям:

$$n = \frac{[\delta_p]}{\delta_{np}} \geq 1,2 \div 2,5 \quad (16)$$

Если крышки крепятся при помощи фланцев, расчет см. с. 114-120/2/.

Фактическое усилие в гидроцилиндре составляет:

$$F_{\text{факт}} = F_{ин} + F_{ум} \quad (17)$$

где  $F_{ин}$  – сила инерции движущихся частей.

$$F_{ин} = \frac{F_{ум} \cdot v}{g \cdot t_1} \quad (18)$$

где  $v$  - скорость выдвижения штока (плунжера);

$t_1$  - время разгона при прямом ходе,  $t_1 = 0,5$  с.

Наиболее распространенными способами крепления силовых цилиндров к машине являются проушина или вилка с отверстием под палец; цапфы; лапы или шаровая пята, с.19, /3/.

Диаметр отверстия  $d_y$  цапфы или проушины определяется:

$$d = KB = \sqrt{\frac{1,25KF_{\text{факт}}}{g}} \quad (19)$$

где  $K$  – коэффициент отношения  $\frac{d_y}{B_y}$ ; для проушины  $K=0,8 \div 1,2$ ; для

цапфы  $K=0,7 \div 1,0$ ; для шаровой опоры  $K=0,5 \div 0,7$ ;

$g$  – удаленное давление, для закаленной поверхности  $g=30 \div 42$  МПа; для незакаленной  $g=20 \div 25$  МПа.



Диаметр шаровой пяты определяется:

$$d_b = \sqrt{\frac{4F_{\text{факт}}}{\pi \cdot g}} \quad (20)$$

При креплении силового цилиндра к машине лапами определяется диаметр отверстий в лапах из условия прочности болта на срез:

$$d_n = \sqrt{\frac{4F_{\text{факт}}}{\pi [\tau_{cp}] Z}} \quad (21)$$

где  $Z$  - количество отверстий в лапах под болты,  $Z=4 \div 8$ .

Далее определяется резьба болтов.

Гидроцилиндр может быть нагружен по следующим схемам:

- 1) эксцентричные продольные сжимающие нагрузки  $P_1$  и поперечная сила  $Q$ ;
- 2) только эксцентричные продольные сжимающие нагрузки  $P_1$ ;
- 3) центральные продольные сжимающие нагрузки  $P$  и поперечная сила  $Q$ ;
- 4) только центральные продольные сжимающие нагрузки.

Далее необходимо определить наиболее вероятную схему нагружения из перечисленных, выполнить схему нагружения цилиндра, как показано на рис. 102, с.124 /2/ и определить по чертежу в соответствии со схемой нагружения  $l, l_1, l_2, a$ .

Моменты инерции штока  $J_1$  и гильзы  $J_2$  определяются:

$$J_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64}; \quad J_2 = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$$

Из таб.36, с.135 /2/ выписываем значение площадей  $F$  и моментов сопротивления  $W$  в зависимости от диаметра штока  $d$ .

По табл.35, с.125 /2/ определяем значения зазоров  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  для посадки  $\frac{H8}{e9} \left( \frac{A3}{X3} \right)$ ;  $\Delta_1$  - зазор на диаметр штока,  $\Delta_2$  - зазор на диаметр поршня.

Критическая сжимающая сила определяется с.125 /2/:

$$P_{кр} = \left( \sqrt{\frac{P_{кр}}{J_1}} \right)^2 J_1 \quad (22)$$

где значение  $\sqrt{\frac{P_{кр}}{J_1}}$  определяется по графикам рис. 103-110 /2/, с127-134, в зависимости от значений  $\sqrt{\frac{J_2}{J_1}}; \frac{l_2}{l_1}; l_1$

Если  $P_{кр} > F_{ум}$ , то условие устойчивости выполняется.

Расстояние от головки штока гидроцилиндра до места наибольшего прогиба под нагрузкой определяется:

$$X = 505d^2 \sqrt{\frac{1}{F_{ум}}}; X \geq l_1 \quad (23)$$

Если  $X < l_1$ , см /2/, с. 137.

Начальный прогиб штока определяется в зависимости от схемы нагружения, с.136/2/:

Схема 1:

$$\delta_{нач} = l_1 - \frac{l_1 - l_2}{l} l_1 + \frac{(\Delta_1 + \Delta_2) l_1 l_2}{2al} + \frac{Q l_3 l_1}{F_{ум} l} + \frac{G l_1 l_2}{2F_{ум} l} \cos \alpha \quad (24)$$

Схема 2:

$$\delta_{нач} = l_1 - \frac{l_1 - l_2}{l} l_1 + \frac{(\Delta_1 + \Delta_2) l_1 l_2}{2al} + \frac{G l_1 l_2}{2F_{ум} l} \cos \alpha \quad (25)$$

Схема 3:

$$\delta_{нач} = \frac{(\Delta_1 + \Delta_2)\ell_1\ell_2}{2al} + \frac{Q\ell_3\ell_1}{F_{ум}\ell} + \frac{G\ell_1\ell_2}{2F_{ум}\ell} \cos \alpha \quad (26)$$

Схема 4:

$$\delta_{нач} = \frac{(\Delta_1 + \Delta_2)\ell_1\ell_2}{2al} + \frac{G\ell_1\ell_2}{2F_{ум}\ell} \cos \alpha \quad (27)$$

где G – вес цилиндра; Q- поперечная сила;

$\ell_1$  и  $\ell_2$  - эксцентриситет продольной силы относительно оси цилиндра и штока, см. рис. 102, с. 124/2/;

По условиям монтажа  $\alpha = 0$ , следовательно  $\cos \alpha = 1$

Наибольший (полный) прогиб  $\delta$  определяется:

при  $\frac{\ell}{d} \leq 5$ :  $\delta = \delta_{нач}$  (28)

при  $\frac{\ell}{d} > 5, \ell_1 = \ell_2$  и  $J_2 \geq 5J_1$ :  $\delta = \frac{\delta_{нач}}{\frac{k_1}{t_1} \cdot \frac{\ell}{4} + \frac{1}{2}}$  (29)

при  $\frac{\ell}{d} > 5, \ell_1 \neq \ell_2$  и  $J_2 \leq 5J_1$ :  $\delta = \frac{\delta_{нач}}{\left(\frac{k_1}{t_1} + \frac{k_2}{t_2}\right)\ell_1\ell_2}$  (30)

$$k_1 = \sqrt{\frac{F_{ум}}{EJ_1}}; \quad k_2 = \sqrt{\frac{F_{ум}}{EJ_2}} \quad (31)$$

$$t_1 = \ell_1 \operatorname{tg} k_1; \quad t_2 = \ell_2 \operatorname{tg} k_2 \quad (32)$$

где E – модуль упругости, E=2,1\*10 МПа.

Наибольшее напряжение от сжатия составит:

$$\sigma = \frac{F_{ум}}{F} + \frac{F_{ум}\delta}{W} \quad (33)$$

где F и W – площадь и момент сопротивления, табл. 36, с.135 /2/.

Запас прочности штока:

$$n = \frac{[\sigma_T]}{\sigma} \quad (34)$$

где  $[\sigma_T]$  - допустимый предел текучести материала штока, выбирается из таблицы 5а, с.88 /1/ для углеродистых сталей и из табл.8, с.90 /1/ для легированных сталей.

**Порядок выполнения работы:**

1. Изучить методические указания по выполнению работы.
2. Выполнить расчёт гидроцилиндра на прочность
3. Оформить отчет

**Форма представления результата:**

Выполнить работу в письменном виде в тетради для практических работ. Отчет о проделанной работе выполняется в соответствии с заданием. Зачет выставляется после устного собеседования с преподавателем.

**Практическое занятие № 4**

**Расчётно-графическая работа «Расчёт объёмного пневмопривода»**

**Формируемые компетенции:**

ПК 2.1. Участвовать в проектировании гидравлических и пневматических приводов по заданным условиям и разрабатывать принципиальные схемы.

ПК 2.2. Использовать прикладные программы при оформлении конструкторской и технологической документации.

**Цель работы:** формирование умений выполнять расчёт объёмного пневмопривода.

**Выполнив работу, Вы будете уметь:**

- производить расчёт объёмного пневмопривода

**Материальное обеспечение:**

1. Методические указания по выполнению практических занятий и лабораторных работ

**Задание:**

Выполнить расчёт объёмного пневмопривода

## Исходные данные

№ вар.	$L_{тр}, м$	$V, м/с$	$F_{шт}, кН$	$Q, л/мин$	$P_{раб.}, атм$
1	4	20	40	40	8
2	6	17	10	10	4
3	4	15	37	25	6
4	4	17	40	63	8
5	7	15	35	16	5
6	4	15	8	40	8
7	4	17	8,5	10	6
8	7	15	12	16	7
9	4	17	4,4	3,2	4
10	7	17	5,5	5	4
11	4	20	35,8	35	6
12	6	15	8	28	5
13	4	20	10	40	8
14	4	17	18	32	4
15	7	15	13	15	3
16	4	15	12	40	8
17	4	17	18	27	4,5
18	7	15	15,7	31	5,9
19	4	17	17	31,7	7
20	7	15	13	28	5
21	4	15	17	28	4
22	6	15	37	30	6
23	4	15	40	35	5
24	4	15	35	28	5,5
25	7	15	40	30	8

### Краткие теоретические сведения:

#### 1. Определение основных параметров пневмоцилиндра

##### 1.1 Определение параметров гильзы цилиндра

Главным параметром цилиндра является активная площадь, которая выражается для поршневого цилиндра диаметром гильзы.

Одним из основных определяемых габаритов цилиндров является рабочее давление, внутренний диаметр гильзы цилиндра вычисляется по заданным значениям расчетной нагрузки  $F$  и расчетного давления  $P$ :

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P_{\text{раб}}}}, \text{ м}$$

Где F-усилие на штоке, Н; P-рабочее давление, Па.

По ГОСТ 12447-80 принимаем D.....( НПИ 1., стр. 7).

### 1.2 Определяем диаметр штока цилиндра

Определяем диаметр штока:  $d=(0,4 * 0,5)D$ ; м;

По ГОСТу 12447-80 принимаем  $d = \dots$  мм.

### 1.3 Определяем параметры узлов уплотнений

В качестве уплотнений поршня и штока, рекомендуется использовать эластомерные материалы: резинотканевые и шевронные уплотнения. Количество манжет назначается в зависимости от уплотняющего диаметра и давления. Для тех величин давлений, которые указаны в задании, количество манжет принимаем равным: для D – 4шт., d – 4шт.

Среднюю высоту h одной манжеты можно принять равной 4мм; в уплотнениях с тремя манжетами h=4мм; в уплотнениях с четырьмя манжетами h=5...7мм.

Сила трения T для резиновых уплотнений из шевронных манжет определяется по формуле:

для поршня:

$$T = \pi D h n [\sigma], \text{ Н}$$

где D- диаметр поршня, м

h- высота манжеты;

n – количество манжет;

$[\sigma]$  - напряжение силы трения,  $[\sigma] = 0,2 \text{ МПа}$

для штока:

$$T = \pi d h n [\sigma], \text{ Н}$$

где d - диаметр штока, м

h- высота манжеты;

n – количество манжет;

$[\sigma]$  - напряжение силы трения,  $[\sigma] = 0,2 \text{ МПа}$

### 1.2 Определяем рабочее давление

Давление рабочей среды в уплотнениях цилиндра, с учетом сил трения в уплотнительных узлах поршня и штока, при установившемся движении определяется по формуле:

$$P1S1 - P2(S1 - S2) - T1 - T2 - F = 0$$

где S1 – площадь поршня;

$S_2$  – площадь штока;

$P_1$  – давление в линии выхлопа принимается равным атмосферному в случае отсутствия клапана давления определяем по формуле:

$$P_1 = \frac{P_2(S_1 - S_2) + F + T_1 + T_2}{S_1}, \text{ Па}$$

## 2. Выбор трубопровода и крепления

Определяем условный проход трубопровода пневмосистемы и потери давления, которые возникают в этом трубопроводе.

$$\text{Условный проход: } D_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}, \text{ м}$$

где  $Q$  - расход, м<sup>3</sup>;

$V$  - средняя скорость, м/с/

По ГОСТу 16516-80 выбираем  $D_y = \dots$  мм, (1, с.7).

$$\delta_{mp} = \frac{P_{\max} D_y}{2[\sigma]} k_{\delta},$$

где  $k_{\delta}$  - коэффициент безопасности,  $k_{\delta} = 6$ ;

$[\sigma]$  предел прочности на растяжение ;  $P_{\max} = 1,25 \times P_{\text{раб}}$

По ГОСТу 8734-75 принимаем для стали 12Х18 НЮТ

$[\sigma] = 528$  МПа.

## 3. Определение потерь давления

Определяем потери давления в трубопроводах:

$$\nabla P_{mp} = K_m \frac{\ell}{d_y} \rho V^2,$$

где  $K_m$  - коэффициент трения;  $K_m = (1,5 \dots 2,0) \times 10^{-7}$ ;

$\ell$  - длина труб, м;

$V$  - скорость воздуха, м/с;

$D_y$  - внутренний диаметр трубы;

$\rho$  - плотность; принимаем  $\rho = 4,67$  кг/м<sup>3</sup>.

Определяем потери на местных сопротивлениях:

$$\nabla P = 51\xi V^2 j 10^{-7}$$

где  $\xi$  - коэффициент местного сопротивления (для распределителей)  $\xi = 24$ ;

для обратных клапанов  $\xi = 50$ ;

для дросселей  $\xi = 60$ ;

для распылителей  $\xi = 32$ ;

для влагоотделителей  $\xi = 40$ ;

$j$  - удельный вес;  $j = \rho g$  /

Определяем общие потери воздуха:

$$\nabla P = \nabla P_{тр} + \nabla P_{м}$$

где  $-\nabla P_{тр}$  - потери давления в трубопроводах;

$\nabla P_{м}$  - потери давления в местных сопротивлениях.

#### 4. Выбор пневмоаппаратуры

Пневматические устройства выбираются согласно типовой пневмосхеме по справочнику Анурьева В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т-3.

При выборе элементов пневмосхемы следует учитывать все требования, предъявляемые к данным элементам, их основные параметры ( $Dу$ , пропускная способность и резьба) и условия работы пневмопривода.

Пропускная способность обратного пневмоклапана

$$Q_{ок} = \frac{P+1}{7,3} Q_{ном}, \text{ м}^3/\text{мин.}$$

где  $P$  - рабочее давление, атм.

$Q_{ном}$  - номинальная пропускная способность при  $P = 6,3$  атм., принимается из табл. 42 (1, с. 456) в зависимости от  $Dу$ .

Пропускная способность редукционного пневмоклапана

$$Q_{р} = \frac{P+1}{7,3} Q_{ном}, \text{ м}^3/\text{мин.}$$

где  $P$  - рабочее давление, атм.

$Q_{ном}$  - номинальная пропускная способность при  $P = 6,3$  атм., определяется по номограмме (1, с. 457) в зависимости от  $Dу$  и  $P_{раб}$ .

**Порядок выполнения работы:**



1. Изучить методические указания по выполнению работы.
2. Выполнить расчёт объёмного пневмопривода
3. Оформить отчет

#### **Форма предоставления результата**

Выполнить работу в письменном виде в тетради для практических работ.

Отчет о проделанной работе выполняется в соответствии с заданием.

Ответы на контрольные вопросы необходимо дать письменно.

Зачет выставляется после устного собеседования с преподавателем по контрольным вопросам.