

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



**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ  
КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

**ПМ.02 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И  
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ ИЗДЕЛИЙ**

**МДК.02.01 Объемные гидравлические и пневматические  
приводы, гидропневмоавтоматика  
для студентов специальности**

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

Магнитогорск, 2020

## **ОДОБРЕНО**

Предметно-цикловой комиссией  
Механического и гидравлического  
оборудования

Председатель: О.А. Тарасова

Протокол №7 от 17 февраля 2020 г.

Методической комиссией

Протокол №3 от 26 февраля 2020 г.

## **Разработчик:**

О.П. Науменко,

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

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

Содержание курсового проекта 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.

## СОДЕРЖАНИЕ

|                                                                         |    |
|-------------------------------------------------------------------------|----|
| Введение.....                                                           | 4  |
| 1 Тематика курсовых проектов.....                                       | 6  |
| 2 Содержание и объём курсового проекта.....                             | 7  |
| 3. Методические рекомендации по выполнению курсового проекта.....       | 9  |
| 4 Оформление расчётно-пояснительной записки и графической<br>части..... | 29 |
| 5 Оценка курсового проекта.....                                         | 29 |
| 6 Подготовка и проведение защиты курсовых проектов.....                 | 29 |

## ВВЕДЕНИЕ

Важную часть теоретической и профессиональной практической подготовки студентов составляет выполнение курсового проектирования.

Состав и содержание курсового проектирования направлены на реализацию действующего федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования.

Ведущей дидактической целью *курсового проектирования* является формирование практических умений - профессиональных (умений выполнять определенные действия, операции, необходимые в последующем в профессиональной деятельности), необходимых в последующей учебной деятельности по профессиональным модулям.

В соответствии с рабочей программой ПМ. 02. Проектирование гидравлических и пневматических приводов изделий, МДК.02.01 Объемные гидравлические и пневматические приводы, гидропневмоавтоматика, Т.02.01.04 Проектирование объёмных гидравлических и пневматических приводов предусмотрено выполнение курсового проекта.

В результате его 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 курсового проектирования ориентировано на формирование общих компетенций по профессиональному модулю основной профессиональной образовательной программы 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 *курсового проектирования* по ПМ.02. Проектирование гидравлических и пневматических приводов изделий, МДК.02.01 Объемные гидравлические и пневматические приводы, гидропневмоавтоматика, Т.02.01.04 Проектирование объемных 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;

- развитие интеллектуальных умений у будущих специалистов: аналитических, проектировочных, конструктивных и др.

Продолжительность выполнения курсового проектирования составляет 40 академических часов. Защита курсового проекта проводится после

заключительного занятия, которое обеспечивает наличие знаний, необходимых для ее выполнения.

## **1. ТЕМАТИКА КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ**

1. Проектирование гидропривода перемещения холодильника
2. Проектирование гидропривода перемещения тележки промковша
3. Проектирование гидропривода подвижных роликов
4. Проектирование гидропривода тянущей клетки
5. Проектирование гидропривода механизма перемещения тележки промковша
6. Проектирование гидропривода механизма тянущего ролика
7. Проектирование гидропривода устройства перемещения цилиндров тележки для промковша
8. Проектирование гидропривода устройства управления стопора промышленного сталековша
9. Проектирование гидропривода перемещения тележки стальковша
10. Проектирование гидропривода подъема заготовки
11. Проектирование гидропривода устройства управления стопора
12. Проектирование гидропривода движения опорного ролика
13. Проектирование гидропривода механизмов углезагрузочной машины
14. Проектирование гидропривода движения устройства управления стопором тележки
15. Проектирование гидропривода устройства управления стопором тележки промковша
16. Проектирование гидропривода устройства управления стопором тележки промковша
17. Проектирование гидропривода подъема затравки

## **2. СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЁМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

Защита курсового проекта может быть успешной в том случае, если студент на высоком уровне будет решать все вопросы задания, проявит аккуратность, настойчивость, трудолюбие, творческую инициативу, способность использовать справочную и нормативную литературу. При этом должны быть выдержаны обязательные требования по выполнению составных элементов курсового проекта.

Проект в общем случае должен содержать:

- текстовый документ (ТД) в виде пояснительной записки;
- графический материал.

Объём *пояснительной записки* курсового проекта должен быть не менее 50 – 60 страниц печатного текста.

Объём *графической части* – два листа формата А1.

Расчётно-пояснительная записка должна содержать необходимые технические расчеты, описание работы машины, характеристику устройства и работу механизмов гидропривода металлургического агрегата, правила технической эксплуатации гидропривода, организацию ТООР гидропривода, охрану труда.

К графическому материалу следует относить:

- Чертёж общего вида механизма.
- Принципиальную гидросхему привода.
- Сборочный чертёж гидроцилиндра.
- Рабочий чертеж детали гидроцилиндра.

Демонстрационные листы в виде схем, графиков, фотографий, чертежей являются элементами ТД и служат для наглядного представления материала работы при ее публичной защите.

Выполнение и оформление пояснительной записки и чертежей проекта должны соответствовать требованиям ЕСКД и действующих стандартов.

*Пояснительная записка* к курсовому проекту должна иметь приведённую ниже структуру.

Титульный лист

Лист задание

Содержание

Введение

1. Общая часть:

1.1 Краткий анализ технологического процесса и основного механического оборудования цеха ПАО «ММК»;

1.2 Устройство и работа машины (механизма) и его гидропривода;

1.3 Анализ существующих конструкций;

1.4 Правила технической эксплуатации гидропривода.

2. Специальная часть:

2.1 Выбор исходных данных и обоснование принципиальной гидравлической схемы;

2.2 Выбор рабочей жидкости;

2.3 Выбор насоса;

2.4 Определение основных параметров гидродвигателя;

2.5 Расчет гидродвигателя на прочность;

2.6 Выбор гидравлической аппаратуры;

2.7 Выбор фильтров;

2.8 Гидравлический расчет трубопровода;

- 2.9 Расчет потерь давления в гидросистеме;
- 2.10 Проверочный расчет гидропривода;
- 2.11 Определение мощности и КПД гидропривода.
- 3. Организация производства
  - 3.1 Краткое описание организации ТОиР в цехе;
  - 3.2 Технология проведения капитального ремонта;
  - 3.3 Мероприятия по повышению надежности оборудования;
  - 3.4 Схема и карта смазывания.
- 4. Охрана труда.
  - 4.1 Мероприятия по технике безопасности и противопожарная защита в цехе;
  - 4.2 Охрана окружающей среды в условиях цеха.
- Заключение
- Литература
- Приложения

*Графическая часть* должна быть полностью представлена в САПР «КОМПАС-3D»

### **3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

**ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ и ЛИСТ ЗАДАНИЕ** заполняются в соответствии с примером, приведенным в ГОСТ.

#### **СОДЕРЖАНИЕ**

В содержании указывается полная структура курсового проекта, с соответствующей нумерацией страниц.

#### **ВВЕДЕНИЕ**

Во введении указывают цель работы, область применения разработки, ее научное, техническое и практическое значение, экономическую целесообразность.

Во введении следует:

- раскрыть актуальность темы;
- охарактеризовать проблему, к которой относится тема, изложить историю вопроса, дать оценку современному состоянию теории и практики, привести характеристику базовой отрасли (подотрасли) промышленности;
- сформулировать задачи по теме работы;
- перечислить методы и средства, с помощью которых будут решаться поставленные задачи;
- кратко изложить ожидаемые результаты, в том числе технико-экономическую целесообразность разработки данной темы.

#### **ОБЩАЯ ЧАСТЬ**

Общая часть прорабатывается в соответствии с заданием, выданным руководителем при составлении подробного плана, в котором указывается полный перечень всех вопросов, подлежащих рассмотрению в курсовом проекте.

##### **Краткий анализ технологического процесса и основного механического оборудования цеха ПАО «ММК»**

Эта часть пояснительной записки должна содержать описание технологического процесса, назначение и применение механического оборудования в зависимости от технологического процесса.

##### *Описание технологического процесса*

Эта часть пояснительной записки должна содержать подробное описание технологического процесса протекающего в цехе, в зависимости от его назначения, характеристику оборудования.

##### **Устройство и работа машины и его гидропривода**

Эта часть пояснительной записки должна содержать описание назначения, устройства и принципа работы механизма.

### **Анализ существующих конструкций**

Эта часть пояснительной записки должна содержать описание применения гидропривода в металлургическом оборудовании, анализ гидроприводов применяемых в доменных цехах, в оборудовании сталеплавильного производства, в оборудовании прокатных цехов, их преимущества и недостатки.

### **Правила технической эксплуатации гидропривода**

Эта часть пояснительной записки должна содержать описание организационные основы эксплуатации гидроприводов, обеспечение оптимальных режимов и условий эксплуатации, причины и методы устранения часто встречающихся отказов гидропривода.

*В зависимости от выбранной тематики курсового проекта структура и порядок разделов общей части могут быть изменены*

## **СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ**

Специальная часть курсового проекта включает расчеты, необходимые для выполнения курсового проекта и подтверждающие эффективность предложенных мероприятий по повышению надёжности узла или механизма гидропривода.

Как правило, содержание специальной части дипломного проекта по гидроприводу включает следующие пункты:

- 2.1 Выбор исходных данных и обоснование принципиальной гидравлической схемы
- 2.2 Выбор рабочей жидкости
- 2.3 Выбор насоса
- 2.4 Определение основных параметров гидроцилиндра
- 2.5 Расчет гидроцилиндра на прочность
- 2.6 Выбор гидравлической аппаратуры
- 2.7 Выбор фильтров
- 2.8 Гидравлический расчет трубопровода
- 2.9 Расчет потерь давления в гидросистеме
- 2.10 Проверочный расчет гидропривода.
- 2.11 Определение мощности и КПД гидропривода

### **2.1 Выбор исходных данных и обоснование принципиальной гидравлической схем.**

В данном пункте принимают исходные данные на основе технической документации (паспорт, инструкция по эксплуатации, рабочие чертежи и т.д.) на механизм. К необходимым исходным данным как правило, относятся:

Усилие на штоке,  $F$ , кН; рабочее давление,  $P$ , МПа; скорость рабочего хода,  $v$ , м/мин; ход штока,  $L$ , мм; длина линии всасывания,  $l_{вс}$  м; длина линии слива,  $l_{сл}$  м; длина линии нагнетания,  $l_{наг}$  м; время выдвижения,  $t$ , сек.

Обоснование принципиальной гидросхемы выполняется в произвольной форме и заключается в описании назначения каждого элемента гидросистемы и его конструктивных особенностей.

Ниже приведён пример оформления данного параграфа.

### Пример

## 2. Специальная часть

### 2.1 Выбор исходных данных и обоснование принципиальной гидравлической схемы

Таблица 2.1.1

Исходные данные для расчета

| Параметр                               | Единицы измерения | Значения |
|----------------------------------------|-------------------|----------|
| 1                                      | 2                 | 3        |
| 1. Рабочее давление                    | МПа               | 10       |
| 2. Усилие на штоке                     | кН                | 200      |
| 3. Ход штока                           | мм                | 530      |
| 4. Длина напорной и сливной магистрали | м                 | 10       |
| 5. Время выдвижения штока              | с                 | 5        |

Одноковшовые универсальные экскаваторы представляют собой самоходные машины на гусеничном или пневмоколесном ходу, предназначенные для разработки карьеров, рытья котлованов, траншей, каналов, погрузки грунта и сыпучих материалов.

Гидроприводом осуществляются движения стрелы, рукояти и ковша, поворот рабочего оборудования и привод хода экскаватора.

Для управления работой гидродвигателей применяется гидрораспределитель секционного типа с пятью секциями: напорная секция, 3 рабочих секции, сливная секция.

Для защиты гидросистемы от повышения давления и настройки рабочего давления в гидросистеме применяется предохранительный клапан.

Для поддержания заданного класса чистоты рабочей жидкости в гидроприводе используется сливной тип фильтрации.

***И так далее обосновывается каждый элемент гидросхемы, т.е. объясняется – зачем он присутствует в гидросистеме.***

## 2.2 Выбор рабочей жидкости

Рабочая жидкость является рабочей средой гидросистемы и передаёт механическую энергию от насоса к гидродвигателю. Поэтому для обеспечения высокого КПД работы гидросистемы рабочая жидкость должна удовлетворять определённым требованиям, которые меняются в зависимости от назначения, места и условий работы гидросистемы.

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

*Вязкость рабочей жидкости принимают в соответствии с давлением. Затем в соответствии с выбранной вязкостью определяются с маркой марки рабочей.*

*Для подходящей марки рабочей жидкости выписывают все параметры и свойства.*

***Объём данного раздела не должен быть менее 1-1,5 страниц***

## 2.3 Выбор насоса

Определяем полезную мощность исполнительного звена гидродвигателя на штоке гидроцилиндра  $N_{ц}$ , кВт:

$$N_{ц} = \frac{Fv}{1000} \quad (1)$$

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

$v$  – скорость перемещения выходного звена, м/с;

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

$$N_n = K_{з.у.} K_{з.с.} (z_{ц} N_{ц} + z_{м} N_{м}) \quad (2)$$

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

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

$z_{ц}$ ,  $z_{м}$  – число одновременно работающих цилиндров и моторов.

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 2.3.1

Выбор режима работы

| Режим работы гидропривода | Коэффициент использования номинального давления<br>$K_p = p/p_{ном}$ | Коэффициент времени работы под нагрузкой<br>$K_t = t_p/t$ | 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               |

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

$$Q = \frac{N_n}{P_{ном}} \quad (3)$$

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 лёгкого 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>:

$$V_0 = 10^3 \frac{Q}{n_{ном} \eta_0}, \text{ см}^3, \quad (4)$$

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 2.3.2

Значения коэффициентов полезного действия объёмных насосов

| ТИП НАСОСА          | Общий КПД<br>$\eta_n$ | Объёмный<br>КПД $\eta_0$ |
|---------------------|-----------------------|--------------------------|
| 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 больший рабочий объём и рассчитывается его действительная подача:

$$Q_H = 10^{-3} V_0 n_{\text{н.ом}} \eta_0 \quad (5)$$

Мощность, кВт, необходимую для привода насоса:

$$N_n = \frac{Q_n p}{60 \eta_n} \quad (6)$$

## 2.4 Определение основных параметров гидроцилиндра

Определяем диаметр поршня гидроцилиндра:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} \text{ , м} \quad (7)$$

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

В соответствии с ГОСТ 12447-80 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  $D = \dots\dots\dots$  мм.

Диаметр штока принимается из соотношения:

$$d = (0,4 \div 0,7) D \quad (8)$$

В соответствии с ГОСТ 12447-80 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; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

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

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

$$\frac{S_{шт.п.}}{S_p} = 0,6 \div 0,8 \quad (9)$$

где:  $S_{шт.п.}$  - площадь штоковой полости;

$S_p$  - площадь поршня.

Сила трения в уплотнениях определяется в зависимости от типа уплотнения. Поэтому для дальнейшего расчёта сначала необходимо выбрать тип уплотнения в зависимости от рабочего давления и скорости выдвижения штока (таблица 3).

Таблица 2.4.1

Выбор уплотнений для гидроцилиндров

| Тип уплотнения                                               | Условия применения                                                                  |
|--------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| Шевронное резинотканевое по ГОСТ 22704-77, с.294 /4/         | $P_{раб} < 63$ МПа;<br>$v_{выдв} < 3$ м/с; $t^\circ = 50 \div 100^0$                |
| Манжеты уплотнительные резиновые по ГОСТ 14896-84, с.296 /4/ | $v_{выдв} < 0,5$ м/с; $l < 10$ м<br>$P_{раб} < 50$ МПа; $t^\circ = 60 \div 200^0$ ; |
| Кольца поршневые по ОСТ 2 А54-1-72, с.302/4/                 | $P_{раб} < 50$ МПа;<br>$v_{выдв} < 7,5$ м/с;                                        |

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

$$T = \pi D H (P + P_k) \mu, \text{ Н} \quad (10)$$

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

H- ширина уплотнения, мм;

$P_k$  - контактное давление, возникающее при монтаже, МПа,  $P_k = 2 \div 5$  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 приложения.

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 и может быть равным  $n = 2 \div 10$ .

При  $P \leq 6 \text{ МПа} \dots n = 2 \div 3$ ; при  $P \leq 10 \text{ МПа} \dots n = 4$ ; при  $P > 10 \text{ МПа} \dots n = 5 \div 10$ .

## 2.5 Расчет гидроцилиндра на прочность

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.

Толщина  $\delta$  гильзы для цилиндров определяется по формуле:

$$\delta = \frac{1,25 P_{\text{раб}} \cdot D}{2,3 [\sigma_p] - P_{\text{раб}}} + a, \text{ м} \quad (11)$$

где:  $P_{\text{раб}}$  – рабочее давление;

$D$  – диаметр поршня (плунжера);

$[\sigma_p]$  – допустимое напряжение растяжения, для сталей рекомендуется

$[\sigma_p] = 50 \div 60 \text{ МПа}$ ;

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

Внешний диаметр цилиндра составит:

$$D_0 = D + 2\delta \quad (12)$$

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

$$\delta_{\text{кр}} = 0,43 D \sqrt{\frac{1,25 P_{\text{раб}}}{[\sigma_p]}} \quad (13)$$

Проверка: должно также выполняться условие:

$$\delta_{\text{кр}} \geq 1,5\delta$$

Если в гидроцилиндре имеется демпфер, то толщина крышки должна быть увеличена на длину хвостовика  $l$ .

*Расчет на прочность крепления крышек и гильзы выполняется в зависимости от его вида по одной из приведённых формул.*

1) Если соединение крышек с корпусом сварные, то необходимо проверить прочность сварного шва:

$$\sigma = \frac{1,25 F_{\text{шт}}}{3,14 \cdot D_{\text{ср}} \cdot \delta} \leq [\sigma_{\text{св}}] \quad (14)$$

где  $F_{\text{факт}}$  – фактическое усилие на штоке;

$D_{\text{ср}}$  – средний диаметр цилиндра по сварному шву;

$[\sigma_{св}]$  - допускаемое напряжение для сварного шва;  
 $[\sigma_{св}]=80$  МПа.

2) Если крышки крепятся к гильзе при помощи резьбового соединения, то внутренний диаметр резьбы выбирается по ГОСТ 9150-81, при этом необходимо соблюдать условие:

$$d_{вн} \geq D_0$$

Принимаем резьбу .....

Прочность резьбового соединения проверяется по формулам :

$$\sigma_{см} = \frac{1,25F_{ш} \cdot P}{\pi \cdot H d_{ср} (d_n - d_{вн})} \leq [\sigma_{см}] \quad (15)$$

где Р – шаг резьбы;

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

$d_{ср}$ ,  $d_n$ ,  $d_{вн}$  – соответственно средний диаметр, наружный и внутренний диаметр резьбы;

$[\sigma_{см}]$  - допускаемое напряжение на смятие,  $[\sigma_{см}]=180$  МПа.

3) 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:

$$d_{\delta} = \sqrt{\frac{4KF_{шт}}{\pi[\sigma_p]Z}}, \text{ м} \quad (16)$$

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

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

$[\sigma_p]$  - допустимое напряжение (на разрыв) материала болтов,

$[\sigma_p]=120 \div 160$  МПа.

Принимаем резьбу .....

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

Расчет на прочность крепления цилиндра выполняется в зависимости от его вида по одной из приведенных формул.

1) Диаметр отверстия  $d_{ц}$  *цапфы или проушины* определяется по формуле:

$$d_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{1.25KF_{\text{ум}}}{g}} \quad (17)$$

где  $K$  – коэффициент отношения  $\frac{d_{\text{ц}}}{B_{\text{ц}}}$ ; для проушины  $K=0,8 \div 1,2$ ; для

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

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

Напряжение смятия цапфы:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{шт}}}{2d_{\text{ц}}L} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (18)$$

где:  $L$  – рабочая длина цапфы, см. рисунок 1;

$[\sigma_{\text{см}}]$  – допускаемое напряжение смятия.

Напряжение смятия проушины:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{шт}}}{d_{\text{проуш}}b} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (19)$$

где  $b$  – ширина проушины.

2) Диаметр шаровой пяты определяется:

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

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

$$d_{\text{л}} = \sqrt{\frac{4Fu}{\pi[\tau_{\text{ср}}]Z}} \quad (21)$$

где  $Z$  – количество отверстий в лапах под болты,  $Z=4 \div 8$ ;

$[\tau_{\text{ср}}]$  – напряжение среза,  $[\tau_{\text{ср}}]=80$  МПа.

Далее определяется резьба болтов.

Чаще всего гидроцилиндр нагружен по следующей схеме:

только центральные продольные сжимающие нагрузки  $P$  (рисунок 1).

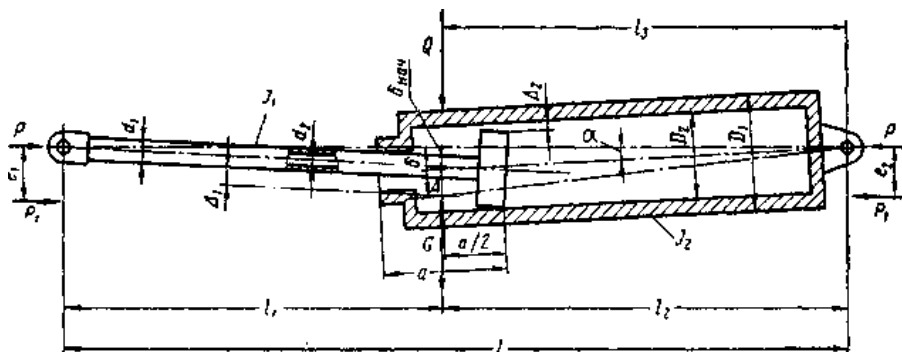


Рис. 1 Схема нагружения силового гидроцилиндра

Далее необходимо определить по чертежу в соответствии со схемой нагружения величину размеров  $l, l_1, l_2, a$ .

Для дальнейшего расчёта понадобятся дополнительные данные, такие как моменты сопротивления и инерции, значения зазоров посадок поршня и штока и др.

Моменты инерции штока  $J_1$  и гильзы  $J_2$  и момент сопротивления штока  $W$  определяются по формулам:

$$J_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64}; \text{ см}^4 \quad J_2 = \frac{\pi \cdot D^4}{64}; \text{ см}^4 \quad W = \frac{\pi d^3}{32}, \text{ м}^3$$

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 (см. приложение)

Критическая сжимающая сила определяется:

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

где значение  $\sqrt{\frac{P_{кр}}{J_1}}$  определяется по графикам (см. приложение), в

зависимости от значений  $\sqrt{\frac{J_2}{J_1}}; \frac{l_2}{l_1}; l_1$ .

*Примечание:* в данную формулу необходимо подставлять значение  $J_1$  в  $\text{см}^4$ , затем полученное значение необходимо умножить на 10, в этом случае ответ получается в Н.

Проверка: если  $P_{кр} > F_{шт}$ , то условие устойчивости выполняется.

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

$$X = 505d^2 \sqrt{\frac{1}{F_{ум}}}, \text{ см} \quad (23)$$

где  $F_{шт} : 10 = \text{кгс}$ ;  $d$  в см.

Если  $X \geq \ell_1$ , то для дальнейшего расчёта необходимо воспользоваться методикой, представленной ниже.

Прогиб штока определяется по формуле:

$$\delta = \frac{(\Delta_1 + \Delta_2)\ell_1\ell_2}{2a\ell} + \frac{G\ell_1\ell_2}{2F_{ум}\ell} \cos \alpha \quad (24)$$

где  $G$  – вес цилиндра, Н;

$e_1$  и  $e_2$  – эксцентриситет продольной силы относительно оси цилиндра и штока; внимание: все величины должны быть в системе СИ!

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

Наибольшее напряжение от сжатия составит:

$$\sigma = \frac{F_{ум}}{S_{ум}} + \frac{F_{ум}\delta}{W}, \text{ Па} \quad (25)$$

где  $S_{шт}$  и  $W$  – площадь и момент сопротивления штока.

Запас прочности штока:

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma} \quad (26)$$

где  $\sigma_m$  – предел текучести материала штока.

## 2.6 Выбор гидравлической аппаратуры

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

При выборе каждого устройства необходимо указывать:

- 1) тип; 2) ТУ (или ГОСТ); 3)  $Q_{ном}$  (или  $P_{ном}$ ); 4)  $D_y$ ; 5)  $\Delta P_{шт}^0$  – потери давления при номинальном расходе; 6) ссылку на литературу с номером таблицы и страницы.

## Пример

При  $P_{\text{ном}}=25$  МПа и  $Q = 593$  л/мин выбираем:

1.Распределитель: РПП-16/3С по ТУ 2053-1815-86;  $P_{\text{ном}}=32$ МПа;  $Q_{\text{ном}} = 250;400;$  л/мин;  $D_y=16$  мм;  $P=32$ МПа;  $\Delta P^0=0,5$ Па. 1.Распределитель 134\* по ТУ 2053-1815-86;  $P_{\text{ном}}=30$  МПа;  $Q_{\text{ном}} = 100$  л/мин;  $D_y=16$  мм;  $\Delta P^0=0,1$ Па.

3.Обратный клапан: КОМ 10/3 по ТУ2 – 053 – 1649 – 83;  $P_{\text{ном}}=32$ МПа;  $Q_{\text{ном}} = 63;$  100 л/мин;  $D_y=116$  мм;  $\Delta P^0=0,25$ МПа.

4.Предохранительный клапан: МКПВ 10/3М-3 по ТУ2 – 053 – 1614 – 82;  $P_{\text{ном}}=1,5-35$ МПа;  $Q_{\text{ном}} = 100$  л/мин;  $D_y=16$  мм;  $\Delta P^0=0,2$ МПа.

<http://www.artr.ru/Gidravlik/Gidravlik.htm>

## 2.7 Выбор фильтров

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

При этом следует учитывать, что требования к чистоте рабочей жидкости всех элементов гидросистемы.

Класс чистоты рабочей жидкости всей гидросистемы зависит от класса чистоты самого чувствительного элемента. Существует ряд рекомендаций по выбору класса чистоты рабочей жидкости для отдельных элементов гидросистемы.

Таблица 2.7.1

Классы чистоты масла для различных узлов гидропривода

| Узлы гидропривода                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            | Номинальная точность фильтрации | Класс чистоты по ГОСТ 17216-71 |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| Насосы шестеренные на давление до 2,5 МПа; насосы и моторы пластинчатые нерегулированные на давление до 6,3 МПа                                                                                                                                                                                                                              | 40                              | 14-15                          |
| Насосы пластинчатые нерегулированные на давление 12,5-16 МПа; насосы пластинчатые регулированные на давление до 6,3 МПа; насосы и моторы аксиально-поршневые регулированные и нерегулированные 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 необходимо выбрать номинальную тонкость фильтрации рабочей жидкости, которая зависит рабочего давления, таким образом можно выбрать способ установки фильтра и его конкретный типоразмер и конструкцию.

Таблица 2.7.2

Достижаемые 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 давление и очевиднее всего это напорная фильтрация). Далее по справочнику можно подобрать конкретную марку напорного фильтра. <http://www.arttr.ru/Gidravlik/Gidravlik.htm>

**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.

## 2.8 Гидравлический расчет трубопровода

Согласно рекомендациям стандарта СЭВ РС 3644- 72 при выборе скорости в *напорном* трубопроводе учитывают рабочее давление:

Таблица 2.8.1

| Выбор скорости в трубопроводе |     |     |    |    |     |     |
|-------------------------------|-----|-----|----|----|-----|-----|
| $P_{\text{раб}}, \text{ МПа}$ | 2,5 | 6,3 | 16 | 32 | 63  | 100 |
| $v_{\text{нап}}, \text{ м/с}$ | 2   | 3,2 | 4  | 5  | 6,3 | 10  |

Для сливных магистралей  $v_{\text{СЛ}} = 1,5 \div 2,5 \text{ м/с}$ .

Для всасывающих  $v_{\text{ВС}} < 1,6 \text{ м/с}$ .

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

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}, \text{ м} \quad (27)$$

где  $v$  - скорость потока рабочей жидкости в напорной, сливной или всасывающей магистральных.

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.

Минимально допустимая толщина стенки трубопроводов:

$$\delta_{\text{тр}} = \frac{PD_y}{2[\sigma_{\text{вр}}]} K_b, \text{ мм} \quad (28)$$

где  $P$  - рабочее давление, МПа;

$K_b$  - коэффициент безопасности,  $K_b = 4 \div 8$ ;

$[\sigma_{\text{вр}}]$  - временное сопротивление растяжению материала трубы для выбранной марки стали.

Таблица 2.8.2

Механические свойства сталей, применяемых для гидравлических трубопроводов

| Механические свойства             | Марка стали |     |     |     |      |     |     |     |        |
|-----------------------------------|-------------|-----|-----|-----|------|-----|-----|-----|--------|
|                                   | 10          | 20  | 35  | 45  | 10Г2 | 15Х | 20Х | 40Х | 30ХГСА |
| $\sigma_{\text{вр}}, \text{ МПа}$ | 343         | 412 | 510 | 589 | 422  | 412 | 431 | 618 | 491    |
| $\sigma_m, \text{ МПа}$           | 206         | 245 | 294 | 323 | 245  | -   |     |     |        |
| $\delta, \%$                      | 24          | 21  | 17  | 14  | 22   | 19  | 17  | 14  | 18     |
| НВ                                | 137         | 156 | 187 | 207 | 197  | 179 | 179 | 217 | 229    |

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

$$\Delta P_{уд} = \rho v_n \cdot a \quad (29)$$

где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/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.

## 2.9 Расчет потерь давления в гидросистеме

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

А) Определение потери давления в линии всасывания:

$$\Delta P_v = \Delta P_{фв} + \Delta P_{лв} + \Delta P_{мв} \quad (30)$$

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:

$$\Delta P_n = \Sigma \Delta P_{ап} + \Delta P_{лн} + \Delta P_{мн} \quad (31)$$

где  $\Sigma \Delta P_{ап}$  - 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:

$$\Delta P_{сл} = \Sigma \Delta P_{ап} + \Delta P_{лсл} + \Delta P_{мс} \quad (32)$$

где  $\Sigma \Delta P_{ап}$  - 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:

$$\Delta P_{ап} = \Delta P_{ан}^0 \left( \frac{Q}{Q_{ном}} \right)^2, \text{ МПа} \quad (33)$$

где  $\Delta P_{ан}^0$  - потери давления в аппарате при номинальном расходе, МПа;

$Q$  - расчётный расход;

$Q_{ном}$  - номинальный расход.

Линейные потери давления в магистральных определяются по формуле:

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{\lambda \rho l}{2Dy} v^2 \quad (34)$$

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 в зависимости от режима движения потока рабочей жидкости в напорной, сливной или всасывающей магистралях.

$$\text{Для ламинарного режима: } \lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (35)$$

$$\text{Для турбулентного режима: } \lambda = 0,1 \left( \frac{\Delta}{Dy} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad (36)$$

где  $\Delta$  – абсолютная шероховатость; для стальных труб  $\Delta = 0,1 \div 0,3$  мм.  
 Местные потери напора определяются по формуле:

$$\Delta P_{\text{м}} = 0,21 \frac{Q^2}{D_y^4} \sum_1^n \zeta, \text{ МПа} \quad (37)$$

где:  $Q$ - расход, л/мин;

$D_y$ - диаметр трубы, мм;

$\sum_1^n \zeta$  - суммарный коэффициент местных сопротивлений.

## 2.10 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:

$$P_1 = \frac{\frac{F_{\text{шт}}}{k_{\text{мп}}} + S_{\text{шт.н}} \Delta P_{\text{сл}}}{S_n} + \Delta P_{\text{нат}}, \text{ Па} \quad (38)$$

- при втягивании штока:

$$P_2 = \frac{F_{шт} / k_{мп} + S_n \Delta P_{сл}}{S_{шт.п}} + \Delta P_{нап}, Па \quad (39)$$

где  $F_{шт}$  – усилие на штоке, Н;

$k_{тр}$  – коэффициент, учитывающий потери на трение в уплотнениях,  $k_{тр} = 0,9-0,98$ ;

$S_n$ ,  $S_{шт.п}$  – площадь поршня и штоковой полости соответственно,  $м^2$ .

Действительный расход рабочей жидкости:

$$Q_d = Q_{дн} - \Delta Q_{ут} \quad (40)$$

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

$\Delta Q_{ут}$  – величина утечек.

$$\Delta Q_{ут} = K_y \cdot P_1, л/мин \quad (41)$$

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

Действительная скорость штока гидроцилиндра:

$$v_{ш} = \frac{Q_d \eta_0}{S_n}, м/с \quad (42)$$

Действительная частота вращения вала гидромотора:

$$n_{м} = \frac{Q_d \eta_0}{V_0}, об/мин \quad (43)$$

Расхождение между заданными  $P_z$  и действительными  $P_d$  параметрами определяются по формуле:

$$П = \frac{P_z - P_d}{P_z} 100\% \quad (44)$$

Полная мощность гидропривода равна мощности, потребляемой насосом, кВт:

$$N_n = \frac{Q_n P_n}{60 \eta_n}, кВт \quad (45)$$

где  $Q_n$  – 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:

$$N_{\text{цд}} = \frac{F v_{\text{ц}}}{1000} \quad (46)$$

где  $F$  – усилие на штоке гидроцилиндра, Н;  
 $v_{\text{ц}}$  – действительная скорость перемещения выходного звена гидроцилиндра, м/с.

### 2.11 КПД гидропривода

Полный КПД проектируемого гидропривода:

$$\eta_{\text{сн}} = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{н}}} \quad (47)$$

Объем гидробака определяется в зависимости от производительности насоса:

$$V_{\text{б}} = 1,2 (3 \div 5) Q_{\text{н}} \quad (48)$$

## 3. ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Эта часть пояснительной записки должна содержать описание организацию ТООР в цехе, мероприятия по повышению надежности оборудования, схему и карту смазывания.

## 4. ОХРАНА ТРУДА

Эта часть пояснительной записки должна содержать описание мероприятий по технике безопасности и противопожарной защите в цехе и охрану окружающей среды в условиях цеха.

Раздел «Охрана труда» должен быть разработан в соответствии с действующими государственными стандартами и инструкциями по технике безопасности.

Разработка мероприятий по защите окружающей среды осуществляется с использованием отечественной и зарубежной информации в этой области, действующих государственных стандартов по экологии.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В заключении приводятся краткие выводы по результатам выполненной работы, оценка полноты решения поставленных задач, рекомендации по конкретному использованию результатов работы, ее экономическая, научная, социальная значимость.

## **Список использованных источников**

В списке использованных источников должны быть отражены сведения об источниках информации, использованных при составлении расчетно-пояснительной записки курсового проекта. В список включают все источники информации, на которые имеются ссылки в записке.

Сведения об источниках информации приводят в соответствии с требованиями ГОСТ.

## **ПРИЛОЖЕНИЯ**

В приложения рекомендуется включать материалы иллюстрационного и вспомогательного характера. В приложения могут быть помещены:

- таблицы и рисунки большого формата;
- дополнительные расчеты;
- описания применяемого в работе нестандартного оборудования;
- распечатки с ЭВМ;
- другие материалы и документы конструкторского, технологического и прикладного характера.

На все приложения в тексте ТД должны быть даны ссылки.

Приложения оформляют в соответствии с ГОСТ.

## **ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ**

В качестве графического материала предоставляются чертежи, схемы, плакаты, демонстрационные листы и сравнительные таблицы. Графический материал, предназначенный для демонстрации при публичной защите работы, необходимо располагать на листах формата А1. Расположение листа может быть принято как горизонтальным, так и вертикальным. Листы оформляются рамкой стандартных размеров и основной надписью стандартной формы. Цвет изображений чертежей и схем - черный на белом фоне. На демонстрационных листах (плакатах) допускается применение цветных изображений и надписей.

Графическая часть должна быть выполнена с соблюдением требований стандартов ЕСКД.

Спецификации к чертежам заполняются с соблюдением требований стандарта ЕСКД

#### **4. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЁТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ**

Оформление расчётно-пояснительной записки и графической части является одним из важных этапов выполнения курсового проекта, поскольку бывают досадные случаи, когда неправильное или небрежное оформление приводит к снижению оценки за проделанную работу.

Оформление текстовой части и графического материала осуществляется в соответствии с действующим ГОСТ, который предоставляется студентам для работы над курсовым проектом.

#### **5. ПОДГОТОВКА И ПРОВЕДЕНИЕ ЗАЩИТЫ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ**

Защиту курсового проекта принимает преподаватель ПМ.02 Проектирование гидравлических и пневматических приводов изделий. На защите могут присутствовать преподаватели смежных дисциплин, председатель цикловой комиссии, представители учебной части и студенты группы. На доклад студенту отводится не более 10 минут, в течение которых необходимо кратко осветить содержание выполненной работы с обоснованием принятых решений по следующей схеме:

- формулировка задания и исходных данных;
- краткий анализ технологического процесса;
- краткий анализ выполненной работы;
- формулировка результатов работы.

Во время публичной защиты, студент должен использовать графическую часть в качестве иллюстрационного материала к курсовому проекту.

В конце выступления присутствующие на защите могут задавать студенту вопросы, относящиеся к теме курсового проекта.

#### **6. ОЦЕНКА КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

Курсовой проект оценивается по пятибалльной системе.

Оценка определяется:

- полнотой материала по теме курсового проекта в соответствии с заданием;
- грамотностью и качеством выполнения чертежей;
- качеством оформления пояснительной записки;

- правильностью оформления комплекта технологических документов;
- грамотностью и обоснованностью защиты курсового проекта;
- умением излагать свои мысли и владеть научно-технической терминологией по специальности;
- теоретической и практической подготовкой по ПМ.02

Проектирование гидравлических и пневматических приводов изделий.

Студентам, получившим неудовлетворительную оценку по курсовому проекту, предоставляется право выбора новой темы или, по решению руководителя, доработки прежней темы, при этом определяется новый срок её выполнения.