



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ  
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые  
процессы»

## Учебное пособие

# «Расчет и проектирование гидроприводов машин и механизмов»

по дисциплине  
«Проектирование гидромашин,  
гидроприводов и средств ГПА»

Авторы  
Рыбак А.Т.,  
Антоненко В.И.,  
Грищенко В.И.

Ростов-на-Дону, 2017

## Аннотация

Учебное пособие предназначено для студентов всех форм обучения направления 13.03.03 «Энергетическое машиностроение».

Данное пособие предназначено для выполнения курсового проекта (работы) по дисциплине «Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств гидропневмоавтоматики» студентами направления 13.03.03. «Энергетическое машиностроение», профиль «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника» всех форм обучения.

В пособии приведены основные расчетные соотношения и правила оформления курсового проекта (работы).

## Авторы

профессор, д.т.н. Рыбак А.Т.,

доцент, к.т.н. Антоненко В.И.,

к.т.н. Грищенко В.И.



## Оглавление

<b>Введение .....</b>	<b>5</b>
<b>1 Цель курсового проектирования .....</b>	<b>6</b>
<b>2 Состав и содержание задания на курсовое проектирование.....</b>	<b>7</b>
<b>3 Содержание курсовой работы.....</b>	<b>8</b>
<b>4 Этапы и общая методика курсового проектирования .....</b>	<b>9</b>
<b>5 Энергетический расчет гидравлического привода .....</b>	<b>11</b>
5.1 Расчёт и выбор исполнительной части привода. Выбор и определение основных параметров исполнительных двигателей.....	11
5.2 Выбор схемы и энергетический расчет насосной установки.....	22
<b>6 Гидравлический расчет привода .....</b>	<b>28</b>
6.1 Рабочие жидкости .....	28
6.2 Методика гидравлического расчета привода .....	30
6.3 Определение потерь расхода рабочей жидкости в результате утечек в гидроаппаратуре.....	37
6.4 Расчет гидробака .....	38
<b>7 Тепловой расчет гидропривода .....</b>	<b>42</b>
7.1 Расчёт теплового баланса в системе привода .....	42
7.2 Определение потребной площади теплообмена .....	46
7.3 Определение времени достижения установившейся температуры .....	47
<b>8 Динамический расчет гидропривода.....</b>	<b>48</b>
8.1 Моделирование и расчёт гидравлического привода на основе использования теории объёмной жёсткости .....	48
8.2 Моделирование динамики гидравлического привода .....	55
8.3 Моделирование динамики гидропривода с учетом управляющих воздействий на гидрораспределители .....	61
8.4 Расчёт динамики гидропривода с учетом управляющих воздействий на гидрораспределители.....	70
<b>9 Ориентировочный расчет надежности гидропривода ...</b>	<b>71</b>
9.1 Основные положения ориентировочного расчет надежности гидропривода.....	71
Условия эксплуатации элементов.....	74

Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

9.2	Пример ориентировочного расчет надежности гидропривода.....	81
	<b>Заключение .....</b>	<b>84</b>
	<b>Список рекомендуемой литературы .....</b>	<b>85</b>
	<b>Приложение А Исходные данные для проектирования привода участков технологических автоматизированных линий.....</b>	<b>86</b>
	<b>Приложение Б Варианты задаваемых рабочих циклов и дополнительные требования .....</b>	<b>88</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Предлагаемое учебное пособие предназначено для выполнения курсового проекта (работы) по дисциплине «Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств гидропневмоавтоматики» студентами направления 130303 «Энергетическое машиностроение», профиль «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника» всех форм обучения.

Выполнение курсовой работы завершает изучение студентами дисциплин «Гидропривод и средства автоматизики», «Пневмопривод и средства автоматизики», «Надежность гидромашин, гидроприводов и средств ГПА», «Динамика и регулирование ГПС». Целью проектирования является закрепление теоретических и практических компетенций, полученных студентами при изучении указанных дисциплин, а также освоение ими методов моделирования, расчёта и проектирования гидромашин, гидроприводов и средств ГПА.

При выполнении проекта (работы) используются методы моделирования, в том числе математического. При решении математических моделей должны применяться компьютерная техника и численные методы решения дифференциальных уравнений, что позволяет получать достоверные результаты расчёта и сокращать затраты времени и ресурсов на экспериментальную проверку и подтверждение полученных теоретически результатов.

Особое внимание в работе уделяется получению динамических характеристик проектируемого привода, которое осуществляется на основе использования теории объёмной жёсткости гидравлических систем и предварительному расчёту надёжности проектируемого привода и его элементов

## 1 ЦЕЛЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Выполнение курсовой работы – заключительный этап изучения студентами дисциплин «Гидропривод и средства автоматизации», «Пневмопривод и средства автоматизации», «Надежность гидромашин, гидроприводов и средств ГПА», «Динамика и регулирование ГПС».

Целью проектирования является закрепление теоретических знаний, полученных студентами по данным дисциплинам, а также освоение ими методов расчёта и проектирования гидромашин, гидроприводов и средств ГПА.

Для успешного выполнения курсовой работы студент должен:

- обладать необходимым объемом теоретических знаний по основным дисциплинам специальности;
- уметь анализировать результаты расчетов и принимаемые проектные решения, направленные на обеспечение необходимых технико-экономических показателей проектируемого объекта;
- выполнять требования нормативов к оформлению конструкторской документации;
- уметь работать с технической литературой, ГОСТами и другими нормативными документами.

## **2 СОСТАВ И СОДЕРЖАНИЕ ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

1. Тема курсовой работы.
2. Описание устройства механизма или машины, для которых проектируется привод.
3. Предварительная компоновка и требования к массе и габаритным размерам устройства.
4. Характеристики управляющего воздействия и внешней нагрузки, режимы движения выходного звена и работа привода в целом.
5. Требования к точности движения или позиционирования, к качеству переходного процесса.
6. Требования к КПД, ограничения по мощности, условия эксплуатации.

### 3 СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа, которая является основой эскизного проекта привода, должна содержать:

- техническое задание;
- пояснительную записку;
- чертежи новых агрегатов и аппаратов привода;
- чертёж (рисунок) общего вида привода;
- результаты динамического анализа системы;
- принципиальные схемы (гидравлическую, пневматическую, кинематическую, электрическую и т.д.)
- ведомость проекта.

В пояснительной записке прикладывается задание на проектирование. Приводятся: описание и обоснование выбранных схем и конструкций; энергетический, гидравлический, тепловой, динамический расчёты; предварительный расчет надежности привода. Все расчёты производятся в системе «СИ». При необходимости определяются параметры оптимизации и способы решения оптимизационной задачи. По результатам проектирования делается заключение.

Пояснительная записка оформляется на листах формата А4 и брошюруется в обложку из плотной чертежной бумаги, на лицевой стороне оформляется титульный лист. В приложении работа может содержать иллюстрационный материал в виде плакатов, рисунков, таблиц и др.

## 4 ЭТАПЫ И ОБЩАЯ МЕТОДИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Работа над проектом включает в себя следующие этапы.

1. Обзор аналогов гидравлических приводов машин и механизмов с учетом технологического применения проектируемого привода (технологическое оборудование или мобильная техника).

1.1. Составление и анализ циклограммы работы привода с учетом технологических операций (подвод, рабочий ход, выдержка, отвод, холостой ход и т.д.).

1.2. Обоснование применения конкретного типа схемы гидро- или пневмопривода.

1.3. Обоснование и выбор типа привода по давлению, способу регулирования, методу управления и контроля.

2. Разработка принципиальных схем (гидравлических, пневматических, электрических), общего вида и конструкции привода производится в соответствии с указаниями [1, 11], с учётом особенностей проектирования технологического оборудования и мобильной техники.

Принципиальная схема привода разрабатывается в соответствии с циклограммой работы оборудования, для которого проектируется привод и дополнительных требований, приведенных в техническом задании с учетом произведенного обзора аналогов и выбранного прототипа. Одновременно с разработкой принципиальной схемы привода ведется разработка общего вида его конструкции, производится предварительная проработка типа монтажа элементов привода (стыковой, встраиваемый, модульный и т.д.), с учетом номенклатуры серийно выпускаемой аппаратуры.

При разработке принципиальной гидро- или пневмосхемы привода необходимо учитывать особенности эксплуатации, характерные для аналогов в данной области промышленности, циклограмму работы, способы регулирования скорости, схему циркуляции рабочей жидкости, способ и схему управления.

Здесь же следует дать обоснование принимаемых решений и привести описание принципиальной схемы привода и (при необходимости) разработать принципиальную схему системы управления.

3. Энергетический расчёт разработанной системы привода.

Энергетический расчет производится по разработанной принципиальной схеме в соответствии с циклограммой работы для всех элементов цикла.

В результате выполнения энергетического расчета произ-

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

водится выбор гидравлических машин ( исполнительного гидро-двигателя и источника расхода рабочей жидкости – гидронасоса), в случае необходимости вносятся изменения в техническое задание (ТЗ) с учетом особенностей выбранного типа двигателя (номинальные давления, типоразмеры и т.д.).

4. Гидравлический расчёт гидравлической системы производится с целью определения типоразмеров гидравлической аппаратуры и трубопроводной системы, определения потерь энергии в гидравлической системе, её КПД. По результатам гидравлического расчёта системы привода может быть скорректирован выбор гидравлических машин.

5. Тепловой расчёт гидравлической системы привода осуществляется с целью определения теплового баланса системы и обеспечения допустимого теплового режима её функционирования.

В результате теплового расчёта делается заключение о необходимости применения теплообменных аппаратов с целью принудительного охлаждения рабочей жидкости. В случае положительного ответа на этот вопрос, производится подбор типоразмера теплообменного аппарата и его характеристик.

6. Динамический расчёт системы гидравлического привода.

Динамический расчёт производится с целью определения величины скачка давления (максимальной динамической погрешности), характера, времени переходного процесса и других параметров качества регулирования перехода, как правило, на самый нагруженный элемент цикла.

7. Ориентировочный расчёт надёжности системы гидравлического привода производится с целью определения уже на этапе проектирования надёжности работы проектируемого привода и внесения, при необходимости, соответствующих корректив при выборе гидравлических машин и аппаратуры.

## 5 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

### 5.1 Расчёт и выбор исполнительной части привода. Выбор и определение основных параметров исполнительных двигателей

Энергетический расчет привода начинается с уточнения условий работы привода. Наиболее характерными типами работы двухпозиционного привода являются приводы предназначенные для осуществления перемещения из одного положения в другое с постоянной или мало изменяющейся нагрузкой, либо движения с существенно изменяющимися скоростями и нагрузками.

Тип движения привода определяется исходя из составленной циклограммы работы привода. Нагрузка на исполнительный механизм рассчитывается исходя из технического задания (ТЗ) в соответствии с нагрузками на привод.

**Исходными данными** для энергетического расчета привода, обеспечивающего перемещение механизма из одной рабочей позиции в другую, являются:

$L_n$  – полный ход исполнительного элемента двигателя;

$L_p$  – длина рабочего хода исполнительного элемента двигателя;

$t_{ц}$  – время прямого хода (время цикла);

$m_{пр}$  – масса (момент инерции) приведенные к выходному звену гидродвигателя;

$H_p$  – результирующая внешних статических нагрузка (рабочая нагрузка – сила или момент сил);

$v_n$  – скорость рабочего хода (медленных перемещений).

#### 5.1.1 Быстрые перемещения исполнительного органа

Для быстрых перемещений, для которых характерны значительные инерционные нагрузки необходимо рассчитать оптимальные значения максимальной и предельной скоростей  $v_{max}$  и  $v_{пр}$ .

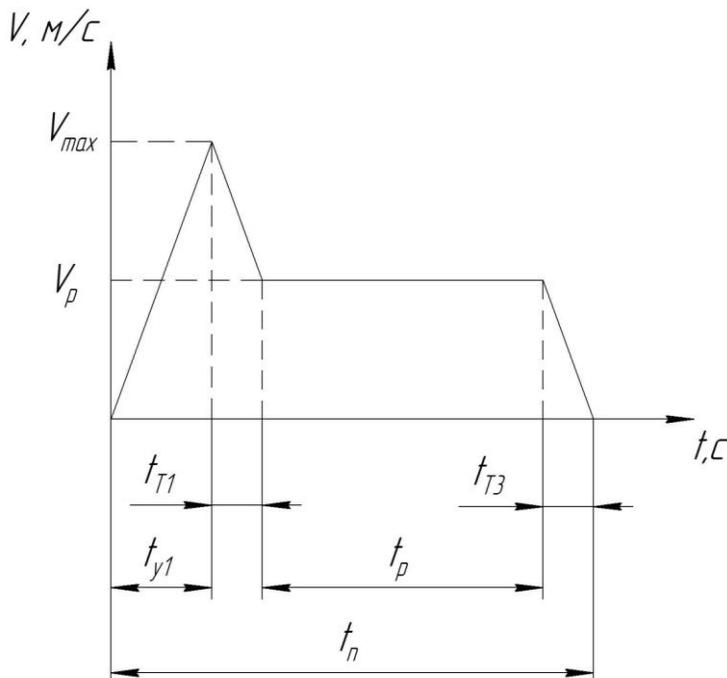


Рисунок 5.1 – Идеальная тахограмма движения исполнительного звена гидропривода

Будем считать, что быстрые перемещения (разгон и торможения прямого хода), тахограмма которого представлена на рисунке 5.1, происходят равноускоренно, т.е. с одинаковыми по модулю ускорениями

$$|\vec{a}_y| = |\vec{a}_T|,$$

где  $|\vec{a}_y|$  и  $|\vec{a}_T|$  - модули ускорений при разгоне и торможении.

Для ускоренного движения исполнительного механизма привода, для которых определены только величина и время перемещения, оптимальный характер движения может быть определён с использованием следующей методики [4].

1. Определим максимальную скорость  $v_{max}$  на участке разгона по формуле

$$v_{\max} = \frac{2L_y}{t_y},$$

где  $L_y$  и  $t_y$  - путь, который проходит рабочий орган и время перемещения при ускоренном движении.

2. По максимальной скорости определяется коэффициент нагрузки ( $\epsilon_H$ ), показывающий соотношение статической и инерционной нагрузок на исполнительном элементе гидравлического двигателя

$$\epsilon_H = \frac{v_{\max}^2 \cdot m_{\text{пр}}}{2H_{\text{ст.у}} \cdot L_y},$$

где  $H_{\text{ст.у}}$  - статическая нагрузка на исполнительном органе на участке разгона.

3. Для определения оптимальной относительной предельной скорости  $\bar{v}_{\text{опт}}$ , по коэффициенту нагрузки  $\epsilon_H$ , используем уравнение экстремума относительной мощности [3]

$$2\epsilon_H \bar{v}_{\text{опт}}^3 + (1 - 1,5 \cdot \epsilon_H) \bar{v}_{\text{опт}}^2 - \bar{v}_{\text{опт}} + 0,25 = 0.$$

Предлагаемое кубическое уравнение можно решать двумя путями:

- аналитически (например, методом Кардано);
- графоаналитически.

**Решение уравнения экстремума относительной мощности методом Кардано** начинается с определения коэффициентов уравнения.

$$P_{\text{ур}} = \frac{-(1 - 1,5 \cdot \epsilon_H)^2}{12 \epsilon_H^2} - \frac{1}{2 \cdot \epsilon_H},$$

$$q_{\text{ур}} = \frac{2(1 - 1,5 \cdot \epsilon_H)^3}{27 \cdot 8 \cdot \epsilon_H^3} - \frac{-(1 - 1,5 \cdot \epsilon_H)}{12 \epsilon_H^2} + \frac{0,25}{2 \cdot \epsilon_H},$$

$$Q_{\text{ур}} = \left(\frac{q_{\text{ур}}}{2}\right)^2 + \left(\frac{P_{\text{ур}}}{3}\right)^3,$$

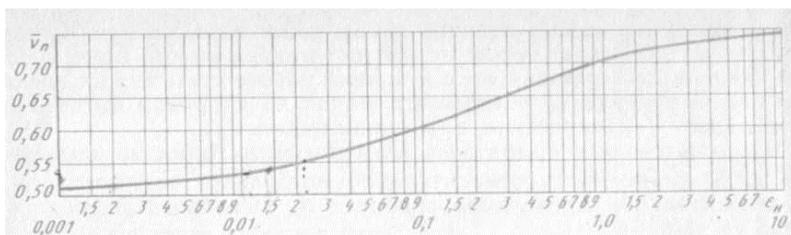
$$a_{ур} = \left( \frac{-q_{ур}}{2} + \sqrt{Q_{ур}} \right)^{\frac{1}{3}},$$

$$b_{ур} = \left( \frac{-q_{ур}}{2} - \sqrt{Q_{ур}} \right)^{\frac{1}{3}},$$

$$y_{ур} = a_{ур} + b_{ур}.$$

Используя полученные коэффициенты уравнения экстремума относительной мощности, определим оптимальную относительную предельную скорость

$$\bar{v}_{опт} = y_{ур} - \frac{1 - 1.5 \cdot \epsilon_H}{6 \cdot \epsilon_H}.$$



**Графоаналитический метод определения оптимального значения относительной предельной скорости** основан на использовании графика зависимости  $\bar{v}_{опт} = f(\epsilon_H)$ , представленного на рисунке 5.2. Этот метод целесообразно использовать только при больших значениях  $(\epsilon_H)$  [4].

### 5.1.2 Определение параметров движения рабочего органа

По полученному значению относительной предельной скорости определяем оптимальное значение предельной скорости движения выходного звена гидродвигателя  $v_{пр}$ .

$$v_{пр} = \bar{v}_{опт} v_{max}$$

Затем определяем оптимальное значение его ускорения при разгоне

$$a_{\text{пр}} = \frac{v_{\text{пр}}^2}{v_{\text{пр}} \cdot t - L_{\text{п}}}$$

Полное усилие на выходном звене гидродвигателя, с учётом инерционной нагрузки, определим по формуле

$$H_{\text{п}} = m_{\text{пр}} a_{\text{пр}} + H_{\text{ст.у}}.$$

Полная полезная мощность, развиваемая гидродвигателем

$$N_{\text{п}} = v_{\text{пр}} H_{\text{п}}.$$

Для медленных перемещений, соответствующих рабочим движениям, скорости не оптимизируются, т.к. они заданы и по ним сразу определяется полезная мощность гидродвигателя

$$N_{\text{п}} = v_{\text{р}} H_{\text{р}}.$$

где  $v_{\text{р}}$  - скорость рабочего хода (медленного перемещения).

### 5.1.3 Выбор гидравлического двигателя

В итоге энергетического расчета выбирается объемный двигатель, который обеспечит максимальную скорость перемещения рабочего органа при быстром подводе и отводе, и максимальное рабочее усилие, при рабочем ходе.

Типоразмеры объемного двигателя подбираются исходя из удельного рабочего объема (рабочего объема гидромотора, или эффективной площади гидроцилиндра)

$$q_{\text{гд}} = \frac{H_{\text{п}}}{p_{\text{гд.н}} \eta_{\text{га}} \eta_{\text{гд.м}}},$$

где  $q_{\text{гд}}$  - удельный рабочий объем гидродвигателя (рабочий объем гидромотора или эффективная площадь гидроцилиндра);

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

$H_{\text{п}}$  – максимальная полная нагрузка для контура (крутящий момент на гидромоторе, либо усилие на штоке гидроцилиндра);

$p_{\text{гд.п}}$  – номинальное давление на гидродвигателе, принимаемое в соответствии со стандартом и требованиями к оборудованию, применяемому в данной отрасли, для простоты будем считать, что в пневмоприводах промышленного применения  $p_{\text{н.ом}} = 0,63...1$  МПа, в гидроприводах технологического оборудования  $p_{\text{н.ом}} = 6,3...12,5$  МПа, в гидроприводах сельскохозяйственных машин  $p_{\text{н.ом}} = 6,3...16$  МПа, в гидроприводах летательных аппаратов  $p_{\text{н.ом}} = 10...25$  МПа, в гидроприводах горных машин  $p_{\text{н.ом}} = 16...50$  МПа, в гидрофицированных пресса  $p_{\text{н.ом}} = 32...50$  МПа.

$\eta_{\text{га}}$  – КПД гидравлических линий и аппаратов, выбирают с учетом потерь, энергии, габаритных размеров трубопроводов и аппаратуры. Для приводов с расчетной мощностью на выходном звене 0,5...5 кВт принимают в диапазоне 0,75...0,9;

$\eta_{\text{гд.м}}$  – механический КПД гидродвигателей, соответствующий типу двигателя. Ориентировочные значения механических КПД приведены в каталогах гидро- и пневмооборудования. Для гидроцилиндров с эластичными уплотнениями составляет 0,85...0,95, пневмоцилиндров с диаметрами поршней 25...400 мм – 0,75...0,95, поворотных пластинчатых гидродвигателей – 0,8...0,9, аксиально-поршневых гидромоторов с наклонной шайбой – 0,85...0,9.

После вычисления рабочего объема гидродвигателя  $q_{\text{гд}}$  по каталогу гидро- или пневмооборудования выбирается требуемый двигатель с соответствующими типоразмерами.

**У пневмоцилиндров и гидроцилиндров** относительным рабочим объемом является эффективная площадь поршня  $q_{\text{гд}} = F_{\text{ц}}$ , а потому диаметр поршня гидроцилиндра можно определить по формуле

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4q_{\text{гд}}}{\pi}}$$

По полученному значению диаметра поршня гидроцилиндра выбирается конкретный типоразмер цилиндра и уточняется

эффективная площадь его поршня.

Для выбранного гидроцилиндра определяется коэффициент соотношения площадей (коэффициент ассиметрии). Так для одноштокового цилиндра коэффициент ассиметрии определяется по формуле

$$\sigma_{\text{ц}} = 1 - \left( \frac{d_{\text{шт}}}{d_{\text{п}}} \right)^2.$$

**По результатам энергетического расчета исполнительного механизма производится подбор гидравлического двигателя.**

#### 5.1.4 Пример расчёта гидроцилиндра

На рисунке 5.3 приведена схема действия сил на шток гидроцилиндра при его не горизонтальном расположении.

##### **Определение усилия на штоке гидроцилиндра [5].**

Из рисунка видно, что гидроцилиндр должен преодолевать усилие

$$F = F_{\text{пол}} + F_G + F_{\text{тр}}$$

где  $F_{\text{пол}}$  - полезная нагрузка на шток цилиндра;  
 $F_G$  – составляющая силы тяжести груза, действующая на шток гидроцилиндра;  
 $F_{\text{тр}}$  – сила трения.

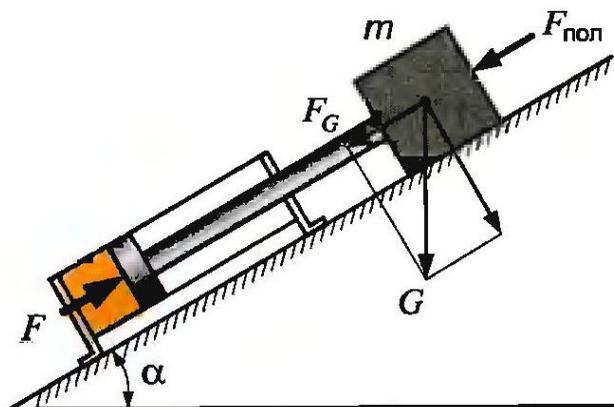


Рисунок 5.3 – Силы, действующие на шток цилиндра

С учётом наклона поверхности скольжения груза запишем выражения для определения силы трения и составляющей силы тяжести, действующих на шток гидроцилиндра:

$$F_G = G \sin \alpha = mg \sin \alpha,$$

$$F_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} N_G = f_{\text{тр}} mg \cos \alpha,$$

где  $m$  – масса перемещаемого объекта;

$g$  – ускорение свободного падения;

$\alpha$  – угол наклона оси цилиндра к горизонтали;

$f_{\text{тр}}$  – коэффициент трения.

Тогда сила, действующая на шток гидроцилиндра определится по уравнению

$$F = F_{\text{пол}} f_{\text{тр}} + mg (\sin \alpha + f_{\text{тр}} \cos \alpha).$$

Коэффициент трения  $f_{\text{тр}}$  изменяется в широком диапазоне значений и зависит как от материала трущихся поверхностей, так и от вида трения – скольжения или качения. К примеру, при трении стали по стали (материалом трущихся поверхностей является сталь) коэффициент трения скольжения  $f_{\text{тр}} = 0.1 \dots 0.4$ , тогда как в случае трения качения  $f_{\text{тр}} = 0.005$ .

По полученной величине силы, действующей на

шток, и располагаемому рабочему давлению определяется площадь поршня гидроцилиндра и его диаметр из условия

$$F = p_{\text{раб}} f_{\text{п}} ,$$

где  $f_{\text{п}}$  – эффективная площадь поршня гидроцилиндра со стороны поршневой полости;

$p_{\text{раб}}$  - располагаемое рабочее давление в системе привода.

**Диаметр штока** цилиндра рассчитывают из соображения обеспечения заданного соотношения скоростей прямого и обратного хода поршня гидроцилиндра из условия

$$v_{\text{п1}} f_{\text{п}} = v_{\text{п2}} f_{\text{п.шт}} ,$$

где  $v_{\text{п1}}$  и  $v_{\text{п2}}$  - соответственно скорости прямого и обратного хода поршня гидроцилиндра;

$f_{\text{п}}$  и  $f_{\text{п.шт}}$  – соответственно эффективные площади поршня гидроцилиндра со стороны поршневой и штоковой полостей.

Откуда получим выражение для определения диаметра штока гидроцилиндра

$$d_{\text{шт}} = d_{\text{п}} \sqrt{1 - \frac{v_{\text{п1}}}{v_{\text{п2}}}} \quad \text{или} \quad d_{\text{шт}} = d_{\text{п}} \sqrt{1 - \frac{t_2}{t_1}}$$

где  $d_{\text{п}}$  и  $d_{\text{шт}}$  - соответственно диаметры поршня и штока гидроцилиндра;

$t_1$  и  $t_2$  - время полного хода поршня при выдвигании и при обратном ходе.

**Расчёт штока на устойчивость.** Приложение к штоку гидроцилиндра чрезмерной осевой нагрузки может привести к его продольному изгибу (потере устойчивости в осевом направлении).

Критическое усилие, приводящее к продольному изгибу штока, можно определить по формуле Эйлера

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{(\lambda l)^2}$$

где  $E$  – модуль упругости материала штока (для стали  $E = 2.1 \cdot 10^5$  МПа);

$J$  – момент инерции поперечного сечения штока,

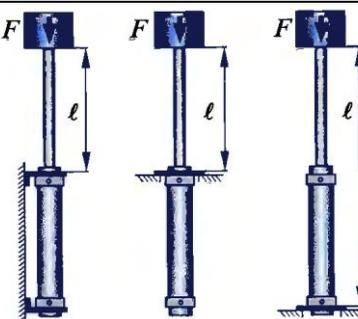
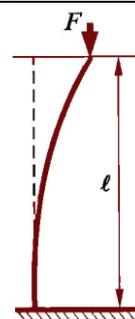
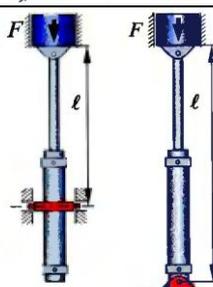
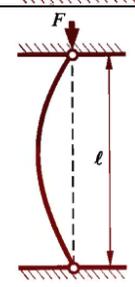
$$J = 0.491 d_{шт}^2;$$

$l$  – длина нагруженного участка штока цилиндра, м;

$\lambda$  – коэффициент приведенной длины.

Коэффициент  $\lambda$  учитывает способ монтажа цилиндра и определяется по таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Значение коэффициента приведенной длины  $\lambda$  в зависимости от способа монтажа цилиндра.

Способ монтажа цилиндра	Схема монтажа	Расчетная схема	Коэффициент $\lambda$
Одна сторона свободна, вторая жестко закреплена			$\lambda=2$
На обеих сторонах установлены шарниры			$\lambda=1$

Одна сторона жестко закреплена, на второй установлен шарнир			$\lambda=0,7$
Обе стороны жестко закреплены			$\lambda=0,5$

Максимально допустимая величина нагрузки на шток определяется из соотношения:

$$F_{\max} = \frac{F_{\text{кр}}}{K_{\text{зап}}}$$

где  $K_{\text{зап}}$  - коэффициент запаса устойчивости штока,  
 $K_{\text{зап}} = 2,5 \dots 3,5$ .

Если, полученное значение максимально допустимой нагрузки меньше рабочей нагрузки, то необходима корректировка значения диаметра штока.

По полученным расчетным путем значениям диаметров поршня и штока выбирают цилиндры.

### 5.1.5 Пример расчёта гидромотора.

При расчете гидромоторов заданными величинами являются:

- рабочее давление (перепад давления на гидромоторе)

$\Delta p_{\text{раб}}$ ;

- нагружающий момент на валу гидромотора  $M$ ;

- частота вращения выходного вала  $n$ .

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

Развиваемый гидромотором крутящий момент, рассчитывают по формуле

$$M = w_M \Delta p_{\text{раб}} \eta_M,$$

где  $w_M$  – приведенный объем гидромотора, м<sup>3</sup>/рад,  
 $w_M = \frac{q_M}{2\pi}$ .

$q_M$  - рабочий объем гидромотора;

$\Delta p_{\text{раб}}$  - перепад давления на гидромоторе, Па;

$\eta_M$  – механический КПД гидромотора ( $\eta=0,8\dots0,93$ ).

Из каталога фирм-производителей выбирают гидромотор с ближайшим большим рабочим объемом.

По паспортным данным гидромотора, выбранного из каталога уточняют его рабочие характеристики.

Расходы и давления принимаются в соответствии со значениями приводимыми в стандартах (номинальные давления – ГОСТ 12445-80, номинальные расходы рабочей жидкости – ГОСТ 13825-80).

## 5.2 Выбор схемы и энергетический расчет насосной установки

Насосные установки гидроприводов предназначены для осуществления рабочих подач и быстрых перемещений силовых головок, силовых столов и других механизмов подачи как отдельных, так и входящих в состав автоматических линий.

Насосная установка чаще всего входит в состав насосной станции, которая представляет собой гидроагрегат, состоящий из гидробака, насосной установки, гидропанели дистанционного управления и системы охлаждения.

Конструкции станций предусматривают возможность установки, если это необходимо, вертикального щита с приточной гидроаппаратурой для управления вспомогательными механизмами агрегатных станков.

При выборе насосной установки производят выбор насоса и приводного электродвигателя. На основе циклограммы работы механизмов станка и зависимости расходов и давлений от рабочих циклов определяют параметры рабочих характеристик насос-

ной установки. Расходы для каждого рабочего цикла определяют путем суммирования расходов на выполнение рабочего движения или движений, если они выполняются одновременно.

В таблице 5.2 приведены три основные схемы насосных установок, их особенности и рекомендации по применению. На базе этих схем можно разработать большое число их вариантов.

В результате энергетического расчета исполнительной части необходимо определить следующие параметры:

$v_{y1}, v_{y2}$ , – средние скорости быстрого перемещения выходного звена гидромашины вперед и назад, соответственно;

$v_p$  – скорость рабочего движения;

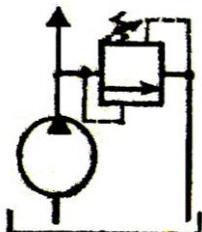
$t_{y1}, t_{y2}$  – время быстрого перемещения вперед, назад;

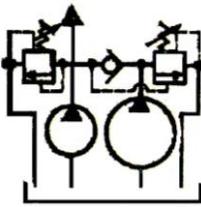
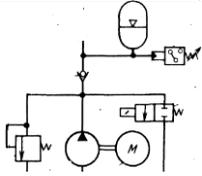
$t_{\text{раб}}$  – время рабочего движения;

$t_B$  – время выстоя.

и соответствующие подачи и давления **для всех элементов цикла.**

Таблица 5.2 – Схемы насосных установок

Схема	Основные элементы	Характеристика	Область применения
	Нерегулируемый насос, переливной или предохранительный клапан	Простота и компактность насоса. Постоянство подачи, поэтому, при отборе в гидросистему только части расхода, остальной расход сливается через клапан, вызывая нагрев рабочей жидкости	Гидроприводы с постоянным расходом масла. Гидроприводы малой мощности (до 2 кВт) с дроссельным регулированием скорости

	Два нерегулируемых насоса, включаемых через разделительную панель (или два переливных клапана)	Простота компактность насосов. Используется сочетание насоса малого расхода с высоким рабочим давлением и насоса большого расхода с малым давлением; насос большого расхода подключается при понижении давления про холстом ходе (быстрые перемещения)	Гидроприводы машин, в которых допускается понижение давления в напорной линии при ускоренных перемещениях рабочего органа, когда кратковременно требуется большой расход рабочей жидкости
	Нерегулируемый насос, гидроаккумулятор и разгрузочный клапан	Используется сочетание насоса малой подачи и аккумулятора – источника бесконечно большого расхода, который автоматически подключается для зарядки и разрядки	Гидроприводы машин, в которых требуется обеспечить постоянное давление в гидродвигателе без расхода

При расчете гидропривода удобно принимать основной энергетический параметр – **мощность**.

Полезная мощность определяется по следующим формулам:

на штоке гидроцилиндра

$$N_{ц} = Fv;$$

на валу гидромотора

$$N_{м} = M\omega,$$

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

где  $F$  - рабочее усилие на выходном звене гидроцилиндра;  
 $v$  - скорость перемещения выходного звена;  
 $M$  - крутящий момент на валу гидромотора;  
 $\omega$  - угловая скорость вращения вала гидромотора.

Для выбора типоразмера гидронасоса задаёмся потребной производительностью насоса равной максимальному потребному расходу в гидравлическом приводе

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{max}} + Q_{\text{кл}}$$

где  $Q_{\text{max}}$  - максимальный потребный расход;

$Q_{\text{кл}}$  - расход жидкости через предохранительный клапан, необходимый для обеспечения устойчивой работы привода при дроссельном регулировании скорости ( $Q_{\text{кл}} = 3 \dots 5$  л/мин).

В соответствии с требованиями технического задания (ТЗ) и возможностью реализации требуемого алгоритма функционирования выбирается один из вариантов насосной установки и производится ее расчет по соответствующей методике.

### 5.2.1 Однонасосная установка с переливным клапаном

Используется при отсутствии необходимости дроссельного регулирования скорости, либо в гидросистемах малой и средней мощности с невысокими требованиями по КПД.

Насос выбирается из соображения необходимости обеспечения максимальной необходимой подачи при максимальном давлении.

Переливной клапан выбирается по номинальным значениям подачи и давления выбранного насоса. Для обеспечения устойчивой работы системы клапан желательно выбирать двухкаскадный (при  $Q_{\text{ном}} > 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с).

Потери мощности на предохранительном клапане, при осуществлении дроссельного регулирования скорости, определяются по формуле

$$\Delta N_{\text{упр}} = p_{\text{н}} (Q_{\text{н}} - Q_{\text{пр}})$$

где  $\Delta N_{\text{упр}}$  - потери мощности на предохранительном клапане (потери на управление);

$p_{\text{н}}$  - рабочее давление на выходе насоса;

$Q_{\text{н}}$  - рабочая подача насоса;

$Q_{пр}$  – расход рабочей жидкости, потребляемый приводом.

### 5.2.2 Двухнасосная установка с двумя переливными клапанами

Применяется, если необходимо иметь более высокий КПД, но нет ограничений по массе и габаритам.

Насос высокого давления выбирается из соображений обеспечения потребной скорости медленных перемещений исполнительных рабочих органов привода, при рабочем давлении.

Насос низкого давления выбирается из соображений обеспечения потребной скорости быстрых перемещений исполнительных рабочих органов привода, при подаче в систему суммарной производительности двух насосов, при давлении быстрых перемещений.

### 5.2.3. Насосно-аккумуляторная установка

Позволяет получить более высокий КПД и снизить массогабаритные показатели. Её целесообразно использовать, если есть периоды пауз и выдержки.

Определяем средний потребный расход рабочей жидкости на различных отрезках рабочего цикла привода.

1. Ускоренное движение вперёд плюс выстой

$$Q_H = Q_{y1} \frac{t_{y1}}{t_{y1} + t_B};$$

2. Рабочий ход плюс ускоренное движение назад

$$Q_H = \frac{Q_P t_P + Q_{y2} t_{y2}}{t_P + t_{y2}},$$

где  $Q_H$  - средняя потребная подача насоса;

$Q_{y1}$  - потребная подача насоса для осуществления быстрого перемещения рабочего органа вперёд;

$Q_P$  - потребная подача насоса для осуществления рабочего хода привода;

$Q_{y2}$  - потребная подача насоса для осуществления быстрого

го перемещения рабочего органа назад;

$t_{y1}$  – время ускоренного перемещения вперед;

$t_{y2}$  – время ускоренного перемещения назад;

$t_{\phi}$  – время рабочего хода;

$t_{\psi}$  – время выстоя.

По наибольшему среднему значению потребной подачи насоса выбираем из каталога типоразмер гидронасоса с номинальными значениями подачи  $Q_{н.н}$  и давления  $p_{н.н}$ .

По максимальному расходу рабочей жидкости при быстрых перемещениях рабочего органа рассчитываем потребный маневренный объём гидроаккумулятора.

$$V_{M1} = (Q_{y1} - Q_{н.н})t_{y1};$$

$$V_{M2} = (Q_{y2} - Q_{н.н})t_{y2}.$$

По большему значению рассчитанного маневренного объёма, назначаем маневренный объём выбираемого гидроаккумулятора –  $V_M$ .

Нижний уровень рабочего давления в гидроаккумуляторе должен соответствовать большему из давлений быстрых перемещений рабочего органа  $p_{\min} = p_{y1}$  либо  $p_{\min} = p_{y2}$ .

Давление зарядки газом гидропневмоаккумулятора выбирается из соотношения

$$p_{\text{зар}} = (0,9 \dots 0,94)p_{\min}$$

По полученным значениям параметров из каталога или справочника выбирается гидропневмоаккумулятор.

## 6 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

### 6.1 Рабочие жидкости

Рабочая жидкость выполняет в гидроприводе важные и многосторонние функции. Прежде всего, это — рабочее тело гидравлического исполнительного механизма, вспомогательных, измеряющих и управляющих устройств. Выполнение этой функции определяется упругими свойствами самой жидкости и находящейся в ней нерастворенной газовой составляющей, а также упругими свойствами трубопровода или рукава высокого давления (РВД), заполненных такой двухфазной жидкостью [7].

Передача движения и давления, а также энергии обуславливается возможностью герметизации всех рабочих циклов гидропривода.

Рабочая жидкость должна обеспечивать работоспособность и надежность всех правильно спроектированных и выполненных узлов гидропривода. Она выполняет функции смазывающего и охлаждающего агента, защищает детали от коррозии, позволяет эвакуировать из системы продукты износа. Распространение гидропривода в значительной мере обязано наличию ассортимента рабочих жидкостей, в определенной степени удовлетворяющих поставленным задачам. Рабочая жидкость должна быть дешевой, доступной (обеспеченной сырьевыми ресурсами) и приемлемой для хранения и эксплуатации (нетоксичной, невзрывоопасной, теплостойкой и т. п.).

Наиболее широкое распространение в качестве рабочих жидкостей получили минеральные масла нефтяного происхождения, состоящие из углеводородных полимеров, а также синтетические жидкости на основе сложных эфиров и фторуглеродных полимеров. В кузнечно-прессовых гидроприводах широко применяют различные эмульсии.

Свойства рабочих жидкостей оцениваются их вязкостью и способностью образовывать на поверхностях деталей адсорбированные пленки.

Вязкость жидкостей, и особенно минеральных масел, существенно меняется при изменении температуры и давления. Поэтому при проектировании необходимо прогнозировать поведение гидропривода с возможно точной оценкой режимов его работы, а

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

также связанных с ними значений температуры и давлений, тем более, что повышение температуры не только уменьшает вязкость, но и существенно увеличивает скорость старения полимеров. Как правило, гидропривод, работающий на более высоком давлении, при прочих равных условиях имеет меньшие размеры.

Условия эксплуатации гидравлического исполнительного устройства оцениваются, прежде всего, диапазоном температур окружающей среды и соответствующими рабочими температурами, режимами нагрузки, запыленностью окружающей среды (особенно, при эксплуатации в южных районах страны), характером частиц запыления, а также требуемым сроком работоспособности.

Свойства рабочей жидкости и ее температура обуславливают процессы износа сопрягаемых деталей и старение различных конструктивов (собственно рабочей жидкости, материалов уплотнений электроизоляции, термоизоляции, различного рода покрытий и т. п.), обеспечивающих, а иногда и лимитирующих необходимую надежность гидропривода.

Проектирование современного гидропривода должно проводиться с учетом происходящих в нем тепловых процессов, в том числе и в собственно рабочей жидкости, а ее выбор, являясь одним из основных исходных пунктов проектирования, требует тщательного анализа режимов работы гидропривода, ограничения рабочих температур и расчетов стабильности свойств применяемых материалов.

В зависимости от условий эксплуатации гидроприводы разделяют на промышленные, полевые, периодического применения и специальные.

**Промышленные гидроприводы** работают в закрытых отапливаемых помещениях, обычно на промышленных предприятиях и кораблях. Такие приводы должны работать от 5000 до 15000 часов без ремонта, со сменой рабочей жидкости не ранее чем через 2000—5000 часов работы.

Обычно температура окружающей среды при эксплуатации промышленных гидроприводов находится в пределах  $0...35^{\circ}\text{C}$ , позволяя применять минеральное масло вязкостью  $25 \leq \nu_{50} \leq 40$  сСт с повышенными теплостойкостью, стабильностью и смазывающими свойствами. Как правило, такой гидропривод работает от насосной станции, в которой применяется водяное охлаждение и гарантируется верхний предел рабочей температуры (чаще всего  $50...60^{\circ}\text{C}$ ). При воздушном охлаждении указанный предел повышается (до  $70...80^{\circ}\text{C}$ ), уменьшая сроки



( $\sum \Delta p_{\text{потерь}} = 0,25 \dots 0,1 p_{\text{ном}}$ ) принимаются при энергетическом расчете привода в виде гидравлического КПД линий и аппаратов и принимают  $\eta_{\text{га}} = 0,75 \dots 0,8$ .

Во втором приближении проходное сечение корректируют в соответствии с проведенной оценкой первого варианта, и вновь выполняют выбор трубопроводов и аппаратов и рассчитывают гидравлические потери давления. В большинстве случаев двух-трех приближений достаточно для решения поставленной оптимизационной задачи.

**Исходными данными для расчета** проходного сечения трубопроводов и аппаратов служат расстояния между агрегатами привода и предельный объемный или массовый расход рабочей среды.

Число и типы аппаратов и трубопроводов определяют на основании составленной в самом начале проектирования привода принципиальной схемы.

Длины участков трубопроводов принимают условно, исходя из конструктивных особенностей монтажа элементов пневмо- или гидросистемы и с учетом особенностей проектируемой машины или технологического оборудования.

При определении давления насосной установки для различных элементов цикла необходимо предварительно рассчитать перепады давления на регуляторах потока и дросселях, позволяющих обеспечить требуемые скоростные режимы двигателей. Расчет произвести графоаналитическим способом, используя характеристики насосных установок.

Основной параметр аппаратов – **диаметр условного прохода** ( $d_f$ ), соответствует диаметру круга, площадь которого равна минимальной площади проходного сечения аппарата.

На направление коррекции могут влиять и массогабаритные параметры привода, которые определяются по геометрическим зависимостям с учетом плотности материалов.

На этапе гидравлического расчета необходимо выбрать компоновку (способ монтажа) гидро- пневмоаппаратов привода на машине. Промышленность выпускает аппараты трубного соединения, стыкового и модульного монтажа и встраиваемого исполнения. Возможно использование аппаратов, а также вспомогательных элементов и машин с разными способами монтажа.

**Выбор гидроаппаратуры** осуществляется в соответствии с принципиальной схемой по функциональному назначению и значению диаметра условного прохода, проверяя при этом соответствие расчетных значений максимального расхода жидкости через гидроаппарат и максимального рабочего давления данного в технических характеристиках, приведенных в каталогах.

Обычно расчет гидроаппаратуры не производят, а выбирают из каталогов фирм-производителей в соответствии с принципиальной схемой по функциональному назначению, значению диаметра условного прохода и давлению.

При выборе гидроаппаратуры следует соблюдать следующие условия:

$$p_{га} \geq p_{ном} ; \quad Q_{га} \geq Q_{ном} ,$$

где  $p_{га}$  и  $Q_{га}$  – допустимые значения давления и расхода гидроаппарата;

$p_{ном}$  и  $Q_{ном}$  – номинальные величины рабочего давления и расхода рабочей жидкости в гидравлической системе привода.

Предпочтение следует отдавать аппаратам, имеющим наиболее близкие по отношению к расчетным номинальные значения давления и расхода.

**При выборе фильтров** следует учитывать следующие критерии:

- чувствительность к загрязнению элементов гидросистемы с учетом тонкости фильтрации и требуемого класса чистоты рабочей жидкости. Класс чистоты гидросистемы зависит от класса чистоты, который требуется наиболее чувствительному к загрязнению элементу системы;
- область применения гидросистемы;
- определение расхода жидкости, проходящей через фильтр;
- допустимый перепад давления;
- гарантия совместимости фильтровального материала с рабочей жидкостью;
- желаемая надежность гидропривода.

Так же на этапе гидравлического расчета проводят расчет трубопроводов. Расчет производят на основе рекомендуемых скоростей движения жидкости в гидролиниях.

Внутренние диаметры трубопроводов определяют из уравнения неразрывности

$$Q_{\text{ном}} = f_{\text{тр}} v_{\text{max}} ,$$

тогда внутренний диаметр трубопровода определим по формуле

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{ном}}}{\pi v_{\text{max}}}} ,$$

где  $d_{\text{тр}}$  - внутренний диаметр трубопровода;

$Q_{\text{ном}}$  – номинальный расход рабочей жидкости на соответствующем участке трубопровода;

$v_{\text{max}}$  – максимально допустимая скорость движения жидкости на соответствующем участке трубопровода.

Величину максимально допустимой скорости течения жидкости на различных участках системы можно условно принять по таблице 6.1.

С учетом величины давления жидкости в трубопроводе по полученным значениям диаметров выбираем трубы в соответствии со стандартом по наружному диаметру и толщине стенки, чтобы внутренний диаметр трубы превышал расчетный не более чем на 0,3 мм.

Рекомендуемые толщины стенок труб: для всасывающих и сливных магистралей до 1,0 мм, напорных – 1,0...4,0 мм.

По внутренним диаметрам выбранных труб из уравнения неразрывности определяются истинные скорости на участках гидролиний.

Таблица 6.1 – Значение максимально допустимых скоростей движения жидкости в трубопроводе

Назначение гидролинии	Максимально допустимая скорость $v_{\text{max}}$ , (м/с)
Всасывающая	1,2
Сливная	2
Нагнетательная (до 2,5 МПа)	3
Нагнетательная (до 5,0 МПа)	4
Нагнетательная (до 10,0 МПа)	5
Нагнетательная (свыше 15,0 МПа)	8-10

**Расчет трубопроводов на прочность** сводится к определению толщины стенки трубопровода, значение которой зависит от внутреннего диаметра трубопроводов, максимального давления, предельно допустимого напряжения материала на разрыв, а также запаса прочности в случае возникновения гидравлического удара.

Толщина стенки гидролиний  $\delta_{ст}$  проверяется по формуле

$$\delta_{ст} = \frac{K \cdot p \cdot d}{2 [\sigma]},$$

где  $K = 2$  – коэффициент запаса прочности стенки трубопровода;

$p$  – давление на данном участке трубы, принять для сливной гидролинии  $p_{сл} = 0,5$  МПа, для нагнетательной гидролинии равным давлению настройки предохранительного клапана;

$d$  – фактическое значение внутреннего диаметра гидролиний;

$[\sigma]$  – допускаемые напряжения материала гидролиний на разрыв, принять для стальных труб  $[\sigma] = 50$  МПа, для труб из цветных металлов  $[\sigma] = 25$  МПа.

Если расчетное значение толщины меньше выбранного, то трубопровод выбран правильно.

### Определение потерь давления в гидролиниях.

Гидравлические потери в гидролиниях складываются из потерь давления по длине трубопровода, линейные потери  $\Delta p_l$  (на прямых участках гидролиний) и потерь давления в местных сопротивлениях  $\Delta p_m$ .

Потери давления в линейных сопротивлениях  $\Delta p_l$  определяются по следующей формуле

$$\Delta p_l = \rho \lambda \frac{l v^2}{d 2},$$

где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, выбирается в зависимости от марки рабочей жидкости в приводе;

$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$d$  и  $l$  – диаметр и длина соответствующего участка гидролинии;

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

$v$  – средняя скорость движения жидкости на участке гидрролинии.

Коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  определяется в зависимости от режима движения жидкости на данном участке с использованием основного критерия гидродинамического подобия – числа Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu},$$

где  $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости.

При ламинарном режиме –  $Re \leq 2320$

$$\lambda_{\text{л}} = \frac{64}{Re}.$$

При турбулентном режиме –  $Re > 2320$

$$\lambda_{\text{т}} = \frac{0,3164}{Re^{0.25}}.$$

Таблица 6.2 – Коэффициенты местных гидравлических сопротивлений

Вид сопротивления	Значение коэффициента $\xi$
Внезапное расширение	0,8...0,9
Внезапное сужение	0,5...0,7
Штуцер присоединительный, переходник	0,1...0,15
Закругленное колено	0,12...0,15
Сверленный треугольник	2...2,5
Тройник: слияние потоков	2...2,5
Тройник: разделение потока	1...1,5
Тройник: транзитный поток	0,1...0,2
Обратный и предохранительный клапан	2...3
Дроссель	2...12,5

Редукционный клапан	3...5
Распределитель	6...8
Фильтр	7...10
Вентиль: с прямым затвором	3...5,5
Вентиль: с косым затвором	1,4...1,85

Потери давления в местных сопротивлениях определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{м}} = \rho \xi \frac{v^2}{2},$$

где  $\xi$  - коэффициент местного гидравлического сопротивления (Таблица 6.2).

Расчёт потерь давления на сложных гидравлических сопротивлениях (например, на гидравлической аппаратуре) предпочтительно производить с использованием их паспортных данных, которые можно взять из соответствующих каталогов, по формуле

$$\Delta p_{\text{м}} = \Delta p_{\text{ном}} \left( \frac{Q}{Q_{\text{ном}}} \right)^2,$$

где  $\Delta p_{\text{м}}$  - потери давления на местном гидравлическом сопротивлении (на гидравлическом аппарате);

$\Delta p_{\text{ном}}$  - потери давления на рассматриваемом гидроаппарате при номинальном расходе рабочей жидкости через него, выбирается из каталога;

$Q$  и  $Q_{\text{ном}}$  – текущее и номинальное значения расхода рабочей жидкости через рассматриваемый аппарат.

Для расчета гидравлических потерь в системе удобно использовать объемный расход.

**Объемные расходы** рабочей среды через гидромашинны определяются по формулам:

$$Q_{\text{н}} = w_{\text{н}} \omega_{\text{н}} \eta_{\text{об.н}};$$

$$Q_{\text{м}} = \frac{1}{\eta_{\text{об.м}}} w_{\text{м}} \omega_{\text{м}};$$

$$Q_{\text{ц}} = f_{\text{ц}} v_{\text{п}},$$

где  $Q_H$ ,  $Q_M$  и  $Q_C$  - расходы рабочей жидкости на выходе гидронасоса, на входе гидромотора и в рабочих полостях гидроцилиндра;

$W_H$ ,  $W_M$  и  $f_C$  – приведенные объёмы гидронасоса, гидромотора и эффективная площадь полостей гидроцилиндра, соответственно;

$\omega_H$ ,  $\omega_M$  и  $v_P$  – угловые скорости вращения валов гидронасоса и гидромотора и скорость перемещения поршня гидроцилиндра, соответственно;

$\eta_{об.н}$  и  $\eta_{об.м}$  – объёмные КПД гидронасоса и гидромотора, соответственно.

Текущее значение объёмного КПД определяется в зависимости от рабочего давления гидромашин по формуле

$$\eta_o = 1 - (1 - \eta_{o.n}) \frac{p_{ГМ}}{p_{ГМ.n}},$$

где  $\eta_o$  – текущее значение объёмного КПД гидромашин;  
 $\eta_{o.n}$  – номинальное значение объёмного КПД гидромашин, принимается равным объёмному КПД при номинальном давлении;  
 $p_{ГМ.n}$  – номинальное давление гидромашин;  
 $p_{ГМ}$  – текущее давление на выходе гидронасоса, или перепад давления на гидромоторе.

### 6.3 Определение потерь расхода рабочей жидкости в результате утечек в гидроаппаратуре

Потери расхода рабочей жидкости на гидравлических аппаратах определяются исходя из их паспортных данных по формуле

$$\Delta Q_i = r_i \frac{p_i}{p_{i.n}},$$

где  $\Delta Q_i$  – утечки рабочей жидкости на слив через  $i$ -й гидравлический аппарат;

$r_i$  - коэффициент утечек  $i$ -го гидравлического аппарата;

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

$p_{i.n}$  – номинальное давление  $i$ -го гидравлического аппарата;

$p_i$  – рабочее давление на  $i$ -м гидравлическом аппаратею.

Затем, с учётом утечек рабочей жидкости через гидравлические аппараты, определяется полная потребная подача гидронасоса

$$Q_n = Q_{\max} + \sum Q_{га} + Q_{кл},$$

где  $Q_{\max}$  - максимальный потребный расход в гидравлическом приводе;

$\sum Q_{га}$  – суммарные объемные потери рабочей жидкости через гидравлические аппараты;

$Q_{кл}$  - расход рабочей жидкости через переливной клапан.

Далее, при необходимости, выбирается новый гидронасос с большей номинальной подачей и уточняется гидравлический расчёт системы привода.

## 6.4 Расчет гидробака

Основное функциональное назначение гидробака - обеспечивать гидросистему необходимым объемом рабочей жидкости соответствующего качества. Гидробак также обеспечивает ее хранение, охлаждение, эффективную деаэрацию, компенсацию теплового расширения, очистку, замену или дозаправку. В современных не ампулизованных гидросистемах используются гидробаки, работающие под атмосферным давлением. В ампулизованных гидросистемах гидробаки работают под давлением выше атмосферного (гидросистемы летательных аппаратов, аппаратов работающих во взрывоопасных и пожароопасных условиях). Один из вариантов наиболее распространенной конструкции гидробака представлен на рисунке 6.1.

Наиболее эффективная по теплоотдаче форма бака это прямоугольный параллелепипед с шириной  $B_6$  высотой  $H_6$  и длиной  $L_6$  с соотношением сторон 1:2:3. Бак имеет сварную конструкцию из листовой углеродистой конструкционной стали толщиной 1-2 мм. Корпус 1 закрыт крышкой 2, исключаящей попадание во внутрь бака примесей, с прокладкой 3 из маслобензостойкой резины. Крышку следует выполнять достаточно жесткой для крепления гидроаппаратов насосной установки.

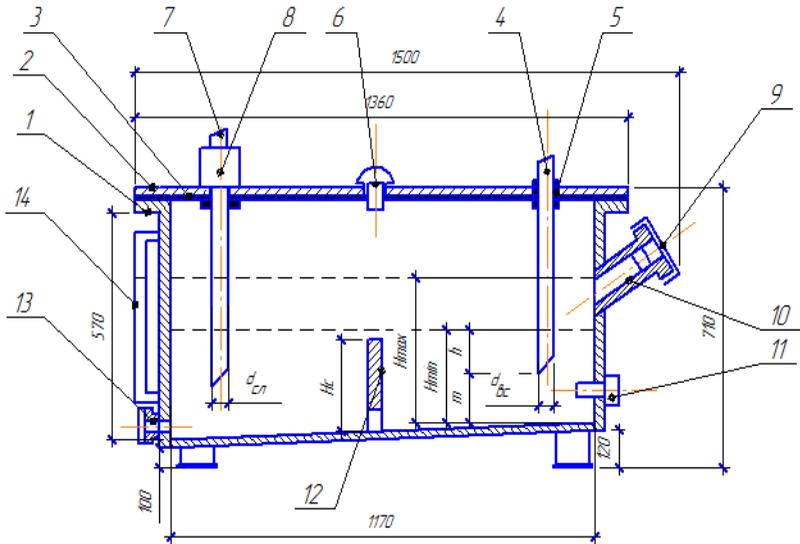


Рисунок 6.1. Конструкция гидробака.

В крышке имеются отверстия для всасывающего трубопровода 3 (или нагнетательного, если насос расположен внутри бака) и сливного 7. Если насос расположен внутри бака имеется отверстие для вала приводного электродвигателя. Концы труб скашиваются под углом 45°, причем скос сливной трубы направлен к стенке, а всасывающей от стенки. Глубина погружения концов трубопроводов ниже уровня рабочей жидкости должна быть 4-5 диаметров. На крышке бака на сливной трубе, устанавливается сливной фильтр 8 и воздушный фильтр (сапун) 6, в нижней части бака может дополнительно устанавливаться около всасывающего трубопровода магнитный фильтр 11. Внутри бака предусматриваются одна или две перегородки 12 высотой 2/3 минимального уровня жидкости, удлиняющие путь движения жидкости и улучшающие условия деаэрации, охлаждения и оседания на дно примесей. Эффективность деаэрации повышается путем установки ниже уровня масла наклонной сетки с размерами ячеек 0,3 мм под углом 30° к поверхности масла с уклоном в сторону сливного отсека (на рисунке не показана).

Для улучшения теплоотдачи поверхностей бака и облегчения слива рабочей жидкости дно бака должно располагаться не менее 100 мм от пола и иметь уклон, в нижней части бака должно располагаться сливное отверстие. В баке рекомендуется

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

иметь смотровые люки размером не менее 200x200 мм для осмотра и очистки внутренней полости (на рисунке не показан).

Рабочая жидкость заливается в гидробак через горловину 9, которая снабжена заливным фильтром 10 и закрывается герметичной крышкой. При необходимости сливается жидкость через сливную пробку 13. Гидробак снабжается указателем уровня рабочей жидкости 14. Внутренняя поверхность гидробака покрывается маслостойкой эмалью. В качестве воздушного фильтра применяются фильтры по ОСТ 2Г45-2-80. В качестве заливного фильтра, который устанавливается в горлоине, применяются фильтры ФЗ или Г42-12Ф. Типоразмер магнитного фильтра выбирается в зависимости от номинальной тонкости фильтрации  $d_{\phi}$ , мкм, фильтра в сливной (или напорной, если сливной отсутствует) гидролинии. Масса задерживаемых фильтром частиц  $m_{\phi}$ , кг

$$m_{\phi} > 5 \cdot 10^{-4} d_{\phi}^2 .$$

Основным параметром гидробака, определяющим его размеры является номинальная вместимость  $V$  равная объему рабочей жидкости, заключенному между максимальным  $H_{\max}$  и минимальным  $H_{\min}$  уровнями. Данный параметр, также как и остальные параметры бака в гидроприводах с периодическими циклами функционирования, где теплоотдача через гидроцилиндры, гидроаппараты и трубопроводы незначительна и может не учитываться, а дополнительные теплообменные аппараты не устанавливаются, определяются в ходе теплового расчета по соответствующей методике.

Если тепловой расчет гидросистемы будет производиться при учете всех возможных теплообменных устройств, в качестве ориентировочного значения номинальной вместимости гидробака выбирается значение 3х-5-ти минутной производительности насосной установки предварительно, до теплового расчета. Предполагается, что рабочая жидкость в гидробаке заливается до уровня, составляющего 0,8 высоты гидробака. Полученное значение объема бака округляется до ближайшего большего значения из установленного ГОСТ 12448-80 ряда номинальных значений вместимостей гидробаков. Габаритные размеры гидробака определяются исходя из выбранного соотношения ширины, высоты и длины  $B_6 : H_6 : L_6 = 1 : a : b$  из интервала 1:1:1 до 1:2:3.

Габаритные размеры гидробака определяются из выражений

$$B_6 = \sqrt[3]{V/ab};$$

$$H_6 = aB_6 + 1,2H_{\min};$$

$$L_6 = bB_6$$

Размеры, характеризующие рабочие параметры гидробака определяются из выражений:

$$H_{\min} = (6 - 10)d_{\text{сл}};$$

$$m \geq 2d_{\text{сл}};$$

$$h = H_{\min} - m;$$

$$H_c = 0,67H_{\min};$$

$$H_{\max} = H_{\min} + \frac{V}{L_6 B_6},$$

где  $d_{\text{сл}}$  – диаметр сливной гидролинии, м.

Полученные значения размеров округляется до ближайшего большего значения из номинального ряда линейных размеров по ГОСТ 6636-69. Если полученные габаритные размеры гидробака не соответствуют требованиям технического задания к массогабаритным показателям машины, необходима корректировка схемы привода, циклограммы функционирования или введение дополнительного теплообменного аппарата.

По предварительно выбранной конструкции гидробака и полученным габаритным размерам, разрабатывается конструкция насосной установки.

## 7 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА

### 7.1 Расчёт теплового баланса в системе привода

В зависимости от типа гидромашин назначается минимальная кинематическая вязкость жидкости: для шестеренных – 15 сСт, для пластинчатых – 12 сСт, роторно-поршневых – 8 сСт и уточняется выбор типа параметров рабочей жидкости.

Оцениваем местный нагрев жидкости при течении через существующие местные гидравлические сопротивления:

$$\Delta T_M = \frac{\Delta p_M}{c_{ж} \rho_{ж}},$$

где  $\Delta T_M$  - изменение температуры рабочей жидкости, прошедшей через данное местное гидравлическое сопротивление;

$\Delta p_M$  - перепад навления на данном местном гидравлическом сопротивлении;

$c_{ж}$  - удельная массовая теплоемкость рабочей жидкости,  
 $c_{ж} = 1880 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$ ;

$\rho_{ж}$  - плотность рабочей жидкости.

Определяем осредненное приращение температуры по всей гидросистеме с расчётом тепловыделений в гидравлической системе и теплоотдачи в окружающую среду по формулам:

$$\Delta T = \Delta T_H \cdot e^{-yt} + \frac{N_{и.т}}{N_{т.о}} (1 - e^{-yt})$$

$$\Delta T_H = T_H - T_0;$$

$$Y = \frac{N_{т.о}}{C_T};$$

$$N_{т.о} = \sum_{i=1}^{n_T} k_{ж-о.i} f_{ст.i};$$

$$C_T = m_{ж} c_{ж} + m_{ст} c_{ст},$$

где  $\Delta T$  - приращение (изменение) температуры гидравлической системы в процессе её функционирования;

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

$\Delta T_H$  - начальная разность температур рабочей жидкости и окружающей среды;

$T_H$  и  $T_0$  - начальные значения температур рабочей жидкости и окружающей среды, соответственно;

$t$  - время с момента запуска гидравлической системы в работу;

$N_{и.т}$  - суммарная мощность источника тепла;

$N_{т.0}$  - суммарная мощность отвода тепла в окружающую среду;

$m_{ж}$  и  $m_{ст}$  - масса рабочей жидкости и масса стенок гидравлической системы;

$c_{ж}$  и  $c_{ст}$  - удельные теплоёмкости рабочей жидкости и материала стенок, соответственно;

$k_{ж-0.i}$  - коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости в окружающую среду через  $i$ -й элемент системы;

$f_{ст.i}$  - площадь поверхности стенки  $i$ -го элемента системы;

$n_T$  - количество различных теплоотводящих элементов.

Источники тепла могут быть внешними, или внутренними, за счёт потери энергии внутри системы на трение, дросселирование и др., тогда

$$N_{и.т} = N_{вн.и} + \Delta N,$$

где  $N_{вн.и}$  - суммарная мощность внешних источников тепла;

$\Delta N$  - суммарные потери мощности внутри системы.

Если в качестве внешнего источника тепла выступает только солнечное излучение, то

$$N_{вн.и} = g_c f_{ст} a_{ст},$$

где  $g_c$  - солнечная постоянная для данного района, для различных регионов может принимать значения от 350 до 950 Вт/м<sup>2</sup>;

$f_{ст}$  - площадь нагреваемой поверхности стенки;

$a_{ст}$  - степень черноты, облучаемой поверхности, для полированных поверхностей имеет значение 0,1, а для шероховатых

до 0,9.

Определение мощности внутренних источников тепла можно осуществлять двумя путями: поэлементно и обобщённо.

При поэлементном определении тепла в гидросистеме определяются потери энергии на каждом её элементе.

В этом случае тепло, выделяемое на гидравлических сопротивлениях можно определить по формуле, которая справедлива для всех видов гидравлических сопротивлений

$$\Delta N_{T,сопр} = \Delta p_{сопр} Q_{сопр} ,$$

где  $\Delta N_{T,сопр}$  - выделение тепловой мощности на рассматриваемом сопротивлении;

$\Delta p_{сопр}$  - потеря давления на рассматриваемом сопротивлении;

$Q_{сопр}$  - расход рабочей жидкости через рассматриваемое сопротивление.

Тепловыделение в гидравлических машинах (потерю мощности) можно определить через их полный КПД по формулам:

$$\begin{aligned} \Delta N_{T,н} &= N_{в,н} (1 - \eta_n) , \\ \Delta N_{T,д} &= N_{в,н} \left( \frac{1}{\eta_d} - 1 \right) , \end{aligned}$$

где  $\Delta N_{T,н}$  и  $\Delta N_{T,д}$  - тепловая мощность выделяемая в системе за счёт потерь энергии в гидронасосе и гидродвигателе, соответственно;

$N_{в,н}$  и  $\Delta N_{T,д}$  – мощности на входном валу гидронасоса и на выходном звене гидродвигателя;

$\eta_n$  и  $\eta_d$  - полные коэффициенты полезного действия гидронасоса и гидродвигателя соответственно.

Теловыделения на гидромашинах можно определить, также, определив прямые потери мощности на соответствующей гидромашине по формулам:

$$\Delta N_{T,н} = M_{в,н} \omega_n - p_n Q_n ;$$

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

$$\begin{aligned}\Delta N_{Т.М} &= p_M Q_M - M_{В.М} \omega_M ; \\ \Delta N_{Т.Ц} &= p_C Q_C - F_C v_C ,\end{aligned}$$

где  $\Delta N_{Т.Н}$ ,  $\Delta N_{Т.М}$  и  $\Delta N_{Т.Ц}$  - выделение тепловой мощности на гидронасосе, гидромоторе и гидроцилиндре соответственно;

$M_{В.Н}$  и  $M_{В.М}$  – крутящие моменты на входном валу гидронасоса и выходном валу гидромотора, соответственно;

$F_C$  – усилие на штоке (плунжере) гидроцилиндра;

$p_H$ ,  $p_M$  и  $p_C$  - давления на выходе гидронасоса, входах гидромотора и гидроцилиндра, соответственно;

$\omega_H$ ,  $\omega_M$  и  $v_C$  - угловые скорости вращения входного вала гидронасоса, выходного вала гидромотора и скорость перемещения поршня (плунжера) гидроцилиндра.

В приближённых расчётах полную мощность деления тепла внутренними источниками гидравлического привода можно определять, как разность мощности подведённой к валу гидронасоса и полезной мощности гидродвигателя по формулам:

$$\begin{aligned}\Delta N_{Т.пр} &= M_{В.Н} \omega_H - M_{В.М} \omega_M ; \\ \Delta N_{Т.пр} &= M_{В.Н} \omega_H - F_C v_C .\end{aligned}$$

Если необходимо учесть среднее значение выделяемой тепловой мощности за полный цикл работы системы, то можно воспользоваться выражением

$$N_{Т.ср} = \sum_{i=1}^{n_n} \frac{N_{Т.i} t_i}{t_{Ц}} ,$$

где  $N_{Т.ср}$  - средняя мощность тепловых выделений в системе за полный цикл работы привода;

$n_n$  - количество периодов в цикле;

$N_{Т.i}$  и  $t_i$  - средняя мощность теплового выделения в  $i$ -м периоде и его длительность, соответственно;

$t_{Ц}$  – полное время цикла.

## 7.2 Определение потребной площади теплообмена

Потребная площадь теплообмена рассчитывается из условия обеспечения теплового баланса при достижении температуры рабочей жидкости предельного значения при максимальной суммарной мощности притока тепла в систему по формуле

$$N_{T,max} = k_{T,п} f_{T0} \Delta T_{доп} ,$$

где  $N_{T,max}$  - максимальная мощность притока тепла в систему на отдельных периодах цикла;

$\Delta T_{доп} = T_{ж,доп} - T_0$  - допустимое превышением температуры рабочей жидкости над температурой окружающей среды;

$T_{ж,доп}$  - максимально допустимая температура рабочей жидкости;  $f_{T0}$  - искомая площадь теплообмена;

$k_{T,п}$  - коэффициент теплопередачи, можно ориентировочно взять из таблицы 7.1.

Таблица 7.1 – Коэффициент теплопередачи от гидравлической системы к окружающей

Вид теплообмена	Коэффициент теплопередачи , Вт/(м <sup>2</sup> град)
При отсутствии циркуляции воздуха	8...12
При естественной циркуляции воздуха	15...30
В воздушном теплообменнике	70...90
В водяном теплообменнике	100...200

Площади теплоотдающих поверхностей гидролиний и гидроаппаратов определяются по их геометрическим размерам.

Для определения теплопередающей поверхности стенки гидробака можно воспользоваться уравнением связи площади поверхности теплообмена стенки бака  $f_{СТ.6}$  с его полезным объемом  $V_6$ . Эта связь зависит от формы гидробака:

$$\text{для цилиндра } f_{СТ} = 5,5 V_6^{\frac{2}{3}} ;$$

для куба  $f_{\text{ГТ}} = 6 V_6^{\frac{2}{3}}$  ;

для параллелепипеда с соотношением сторон 1x2x3

$$f_{\text{ГТ}} = 6,7 V_6^{\frac{2}{3}}$$

При первоначальном выборе полезного объёма гидробака можно пользоваться рекомендацией принимать его равным 3-х либо 5-ти минутной производительности насоса

$$V_6 = (180 \dots 300) Q_n .$$

В случае, если объём бака, рассчитанный из соображений обеспечения теплового баланса оказывается слишком велик, следует устанавливать теплообменный аппарат.

### 7.3 Определение времени достижения установившейся температуры

Для определения времени достижения гидроприводом установившейся температуры воспользуемся уравнением (7.1), приближённое решение которого позволяет определить время достижения установившейся температуры гидропривода

$$t_y = (3 \dots 4) \frac{1}{Y} .$$

В этом случае уравнение (99) примет вид

$$\Delta T = \frac{N_{\text{и.т}}}{N_{\text{т.о}}} ,$$

а искомая температура рабочей жидкости определится по уравнению

$$T_{\text{ж}} = T_{\text{н}} + \Delta T .$$

Если температура жидкости выше допустимой, то необходимо установить теплообменный аппарат с мощностью достаточной для рассеивания излишнего тепла.

$$N_{\text{та}} = N_{\text{т.ср}} - f_{\text{то}} k_{\text{т.п}} (T_{\text{ж,доп}} - T_0)$$

## 8 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА

Динамический расчет гидравлического привода производится с использованием математической модели, содержащей перечень допущений математической модели и дифференциальные уравнения, описывающие работу гидропривода.

Расчет можно производить с использованием пакетов Matlab, MathCad, HydroCad, либо по собственным программам, разработанным на известных языках программирования.

Рассмотрим пример динамического расчёта типового гидравлического привода. Одним из наиболее простых и удобных способов проведения динамического расчёта гидропривода является способ, основанный на применении теории объёмной жёсткости гидравлической системы [9].

### 8.1 Моделирование и расчёт гидравлического привода на основе использования теории объёмной жёсткости

#### 8.1.1 Основы теории объёмной жёсткости.

Объёмная жёсткость гидравлической системы – это свойство гидравлической системы сопротивляться изменению её внутреннего объёма при изменении давления.

Понятие «объёмная жёсткость» можно определить, обратившись к обобщённому закону Гука, согласно которому изменение давления жидкости в различных точках гидравлической системы пропорционально изменению её первоначального объёма

$$dp = -E_{\text{ж}} \frac{dV_{\text{ж}}}{V_0},$$

или обозначив 
$$C_{\text{ж}} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_0},$$

$$dp = -C_{\text{ж}} dV_{\text{ж}} \quad ,$$

откуда получим

$$C_{\text{ж}} = - \frac{dp}{dV_{\text{ж}}}, \quad (8.1)$$

где  $V_0$  – начальный объём жидкости;  
 $dV_{\text{ж}}$  – приращение объёма жидкости, соответствующее приращению давления на  $dp$ ;

$$E_{\text{ж}} = \frac{1}{\beta_{\text{ж}}} - \text{объёмный модуль упругости жидкости};$$

$\beta_{\text{ж}}$  – коэффициент объемного сжатия жидкости;

$C_{\text{ж}}$  – объемная жёсткость жидкости.

Из уравнения (8.1) видно, что коэффициент «объемной жёсткости жидкости» представляет собой приращение давления жидкости, соответствующее единичному приращению её первоначального объёма, происшедшего под действием этого приращения давления, или иначе – **приращение давления, необходимое для изменения первоначального объёма жидкости на единицу**. Знак «минус» указывает на то, что положительному приращению давления  $dp$  соответствует отрицательное приращение объёма жидкости  $dV_{\text{ж}}$ , и наоборот.

Приведенный пример рассматривал сжатие некоторого неподвижного объёма жидкости, заключённого в абсолютно жёсткой оболочке. Однако в реальных приводах жидкость подвергается воздействию меняющегося во времени давлению протекая, при этом, по трубопроводу имеющему собственные упругие свойства.

Объёмная жёсткость участка трубопровода изображённого на рисунке 8.1 будет характеризоваться приведенным коэффициентом объемной жёсткости, который учитывает, как сжимаемость рабочей жидкости, так и деформацию самой системы под действием переменного давления.

$$C_{\text{пр}} = - \frac{dp}{dV_{\text{уч}}}$$

где  $C_{\text{пр}}$  – приведенный коэффициент объемной жёсткости рассматриваемого участка системы;

$dV_{\text{уч}}$  – суммарное (условное) приращение объёма жидкости в рассматриваемом участке системы;

$dp$  – приращение давления в гидравлической системе.

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

Из уравнения (8.2) легко получить выражение для определения приращения давления на участке гидравлической системы

$$dp = -C_{\text{пр}} dV_{\text{уч}} \quad (8.3)$$

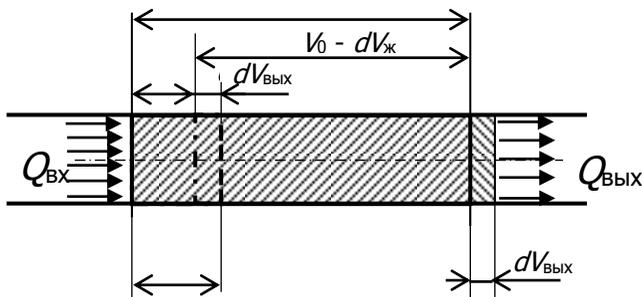


Рисунок 8.1 – Схема изменения объёма упругой жидкости при одновременном её перемещении

Рассмотрим участок трубопровода (рисунок 8.1) с учетом, что из рассматриваемого объёма жидкость может, как выходить (жидкость расширяется), так и входить туда (жидкость сжимается), т. е.

$$dV_{\text{уч}} = dV_{\text{ВЫХ}} - dV_{\text{ВХ}},$$

тогда уравнение (8.3) примет вид

$$dp = -C_{\text{ж}} (dV_{\text{ВЫХ}} - dV_{\text{ВХ}}), \quad (8.4)$$

где  $C_{\text{ж}}$  – объёмная жёсткость жидкости заключённой в объёме рассматриваемого участка трубы;

$dV_{\text{ВЫХ}}$  – объём жидкости, выходящей из объёма  $l_0$  за время  $dt$ ;

$dV_{\text{ВХ}}$  – объём вошедшей туда жидкости за то же время.

Разделив и умножив правую часть уравнения (8.4) на  $dt$ , имея в виду, что  $\frac{dV}{dt} = Q$  – объёмный расход жидкости, переставив при этом местами величины, стоящие в скобках, окончательно запишем

$$dp = C_{\text{тр}} (Q_{\text{вх}} - Q_{\text{вых}}) dt, \quad (8.5)$$

где  $dp$  – приращение давления жидкости в объёме  $V_0$  за время  $dt$ ;

$Q_{\text{вх}}$  и  $Q_{\text{вых}}$  – суммарные расходы входящей в рассматриваемый объём и выходящей из него жидкости соответственно;

$C_{\text{тр}}$  – объёмная жёсткость жидкости, ограниченной абсолютно жёсткой оболочкой в объёме  $V_0$  участка трубы.

### 8.1.2 Объёмная жёсткость гидравлической системы

Уравнение (8.5) позволяет определить изменение давления жидкости в некотором объёме, ограниченном абсолютно жёсткой оболочкой, при нестационарном течении. Однако, при использовании уравнения (8.5) следует помнить, что оно справедливо только в тех случаях, когда изменение давления во всех точках рассматриваемого объёма происходит одновременно (что вполне допустимо при скоростях перемещения жидкости значительно меньших, чем скорость распространения звука в среде конкретной рабочей жидкости).

Если к некоторой точке гидросистемы подсоединены  $n$  различных гидравлических элементов, каждый из которых обладает собственной объёмной жёсткостью, такими элементами, в рассматриваемом примере, можно считать жидкость, протекающую внутри трубопровода, и сам трубопровод, который обладает собственными упругими свойствами, то при условии, что изменение давления в данной точке мгновенно передаётся всем точкам рассматриваемого объёма, можно получить формулу для определения приведенного коэффициента объёмной жёсткости нескольких элементов, подключенных параллельно.

$$C_{\text{пр}} = \frac{\prod_{i=1}^n C_i}{\sum_{i=1}^n \left( \frac{1}{C_i} \prod_{i=1}^n C_i \right)}, \quad (8.6)$$

где  $C_{\text{пр}}$  – приведенный коэффициент объёмной жёсткости гидравлической системы, состоящей из  $n$  совместно работающих

элементов;

$C_i$  – приведенный коэффициент объёмной жёсткости  $i$ –го элемента системы.

Таким образом, объёмная жёсткость системы характеризуется приведенным коэффициентом объёмной жёсткости, который учитывает, как сжимаемость рабочей жидкости, так и деформацию самой системы под действием переменного давления (8.2).

$$C_{\text{пр}} = - \frac{dp}{dV_{\text{уч}}}.$$

При этом, можно дать следующее определение приведенного коэффициента объёмной жёсткости – **приведенный коэффициент объёмной жёсткости участка гидравлической системы равен увеличению давления, которое происходит в результате введения в рассматриваемый участок системы единицы объёма рабочей жидкости, или иначе, приведенный коэффициент объёмной жёсткости участка гидравлической системы равен давлению, необходимому для изменения объёма рассматриваемого участка гидравлической системы на единицу.**

### 8.1.3 Приращение давления на участке гидравлической системы

В соответствии с теорией объёмной жёсткости приращение давления на рассматриваемом участке системы может быть определено по выражению

$$dp = C_{\text{пр}} (\Sigma Q_{\text{вх}} - \Sigma Q_{\text{вых}}) \cdot dt,$$

где  $dp$  – приращение давления жидкости в рассматриваемом объёме гидросистемы за время  $dt$ ;

$\Sigma Q_{\text{вх}}$  и  $\Sigma Q_{\text{вых}}$  – суммарные расходы входящей в рассматриваемый объём и выходящей из него жидкости соответственно;

$C_{\text{пр}}$  – приведенный коэффициент объёмной жёсткости гидравлической системы, или её элемента.

Приведенные коэффициенты объёмной жёсткости различных элементов гидравлических приводов можно определить по аналитически полученным зависимостям [2, 7].

### Приведенный коэффициент объёмной жёсткости поршневой полости гидравлического цилиндра

$$C_{\text{пр.п}} = \frac{4E_{\text{ж}}}{\pi \cdot d_{\text{ц}}^2 \cdot x \cdot \left( 1 + \frac{d_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}}} \frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{ст}}} \right) + 4V_{\text{п.вр}}},$$

где  $d_{\text{ц}}$  и  $\delta_{\text{ц}}$  – соответственно, величина внутреннего диаметра гильзы гидроцилиндра и толщина его стенки (принимаяем постоянной);

$x$  – ход поршня гидроцилиндра, при его выдвигении;

$V_{\text{п.вр}}$  – величина объёма вредного пространства поршневой полости гидроцилиндра;

$E_{\text{ж}}$  и  $E_{\text{ст}}$  – соответственно объёмный модуль упругости рабочей жидкости и модуль упругости материала стенки цилиндра.

### Приведенный коэффициент объёмной жёсткости штоковой полости гидроцилиндра

$$C_{\text{пр.шт}} = \frac{4E_{\text{ж}}}{\pi \cdot (L-x) \cdot \left[ \left( d_{\text{ц}}^2 - d_{\text{шт}}^2 \right) + \frac{d_{\text{ц}}^3}{\delta_{\text{ц}}} \frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{ст}}} \right] + 4V_{\text{шт.вр}}},$$

где  $L$  – полный ход поршня гидроцилиндра;

$d_{\text{шт}}$  – диаметр штока гидроцилиндра;

$V_{\text{шт.вр}}$  – объём вредного пространства штоковой полости гидроцилиндра.

### Приведенный коэффициент объёмной жёсткости рабочей полости плунжерного гидроцилиндра

$$C_{\text{пр.пл}} = \frac{4E_{\text{ж}}}{\pi \cdot d_{\text{ц}}^2 \cdot \frac{d_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}}} \frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{ст}}} - F_{\text{пл}} (L-x) + V_{\text{пл.вр}}},$$

где  $F_{\text{пл}}$  – площадь поперечного сечения плунжера гидроцилиндра;

$V_{\text{пл.вр}}$  – объём вредного пространства рабочей полости плунжерного гидроцилиндра.

**Приведенный коэффициент объёмной жёсткости поршневого гидропневмоаккумулятора** может быть рассчитан, с учётом уравнения (8.6), по формулам:

$$C_{V_{\text{гжАК}}} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p_{\text{АК}}} \right)^{\frac{1}{k}} + \frac{E_{\text{ж}}}{kp_{\text{АК}}} \left( \frac{p_0}{p_{\text{АК}}} \right)^{\frac{1}{k}} \right]}$$

$$C_{V_{\text{стАК}}} = \frac{E_{\text{ст}}}{V_0 \left( \frac{2}{\bar{d} - 1} + \frac{1}{\bar{d}^2 - 1} \right)},$$

где  $C_{V_{\text{гжАК}}}$  – приведенный коэффициент объёмной жёсткости газожидкостной камеры гидроаккумулятора;

$C_{V_{\text{стАК}}}$  – приведенный коэффициент объёмной жёсткости стенки корпуса гидроаккумулятора;

$V_0$  – полный объём рабочей полости гидропневмоаккумулятора (за вычетом объёма разделителя);

$p_0$  – давление газа при зарядке гидропневмоаккумулятора;

$p_{\text{АК}}$  – текущее значение давления рабочей жидкости в рабочей полости гидропневмоаккумулятора;

$k$  – показатель адиабаты газа;

$\bar{d} = \frac{d_{\text{нар}}}{d}$  – относительный диаметр стенки гидропневмоаккумулятора, отношение величины наружного диаметра стенки

корпуса аккумулятора к величине его внутреннего диаметра;

$d_{нар}$  и  $d$  – наружный и внутренний диаметры корпуса аккумулятора.

Коэффициент приведенной объёмной жёсткости поршневого гидропневмоаккумулятора в целом, как и коэффициенты приведенной объёмной жёсткости участков гидравлической системы содержащих несколько совместно работающих элементов можно рассчитать с использованием уравнения (8.6).

**Приведенный коэффициент объёмной жёсткости гидравлических линий (трубопроводов).**

$$C_{пр.тр} = - \frac{E_{ж}}{V_{тр} \left( 1 + \frac{d_{тр} \cdot E_{ж}}{\delta_{тр} \cdot E_{ст}} \right)}$$

где  $C_{тр.тр}$  – приведенный коэффициент объёмной жёсткости трубопровода с рабочей жидкостью;

$V_{тр}$  – величина внутреннего объёма трубопровода до его деформации;

$d_{тр}$ , и  $\delta_{тр}$  – соответственно величины внутреннего диаметра и толщины стенки трубопровода.

Определяя коэффициент приведенной объёмной жёсткости цилиндрической стенки по уравнениям (8.7), следует иметь в виду, что оно справедливо только для расчёта цилиндрических труб, изготовленных из металла, либо из другого материала, модуль упругости которого несоизмеримо выше модуля упругости рабочей жидкости.

В то же время в силовом гидравлическом приводе различного оборудования широко применяются гибкие рукава высокого давления (РВД), которые представляют собой резинокордную оболочку, упругие свойства которой не поддаются строгому аналитическому описанию, а потому для РВД приведенный коэффициент объёмной жёсткости следует определять экспериментально [8].

## 8.2 Моделирование динамики гидравлического привода

При расчёте разветвлённой гидравлической системы с учётом объёмных жёсткостей её составляющих элементов гидравлическую систему следует разбивать на участки условными узловыми точками, в качестве которых выбираются точки системы, в

которых установлены гидравлические аппараты, либо имеет место расхождение (примыкание) трубопроводов. На рисунке 8.2 предлагается такое разбиение.

Узловые точки на представленной схеме обозначены цифрами. Функционирование рассматриваемой системы можно описать дифференциальными уравнениями изменения давления в узловых точках. Считаем, что давление рабочей жидкости в гидробаке Б равно атмосферному, а потерей давления во всасывающем трубопроводе между гидробаком и гидронасосом ГН можно пренебречь.

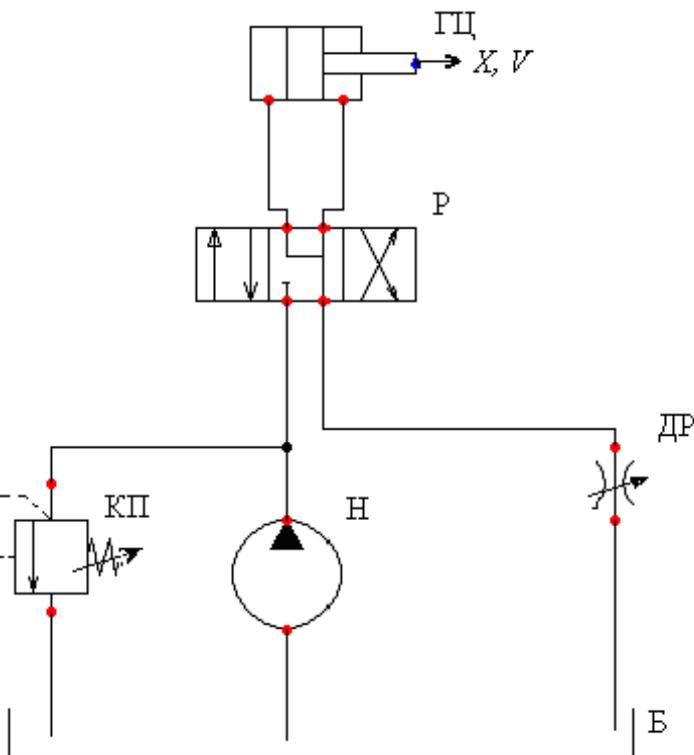


Рисунок 8.2 – Типовая принципиальная схема гидропривода дроссельного регулирования: ГЦ – гидроцилиндр; Р – распределитель типа 4/3; Н – насос; КП – предохранительно-переливной клапан; ДР – дроссель; Б – бак.

Рассмотрим состояние системы, при котором поршень гидроцилиндра перемещается вправо (выдвигается и гильзы) – гид-

пораспределитель Р находится в левой позиции. В этом случае изменение давления в узловых точках гидравлической системы можно рассчитать, зная коэффициенты приведенной объёмной жёсткости соответствующих участков по уравнениям:

$$\begin{aligned}
 dp_1 &= C_1(Q_H - Q_{1-2})dt, \\
 dp_2 &= C_2(Q_{1-2} - Q_{2-3} - Q_{2-13})dt, \\
 dp_3 &= C_3(Q_{2-3} - Q_{3-4})dt, \\
 dp_4 &= C_4(Q_{3-4} - Q_{4-5})dt, \\
 dp_5 &= C_5(Q_{4-5} - Q_{5-6})dt, \\
 dp_6 &= C_{пр.п}(Q_{5-6} - v_п f_п)dt, \\
 dp_7 &= C_{пр.шт}(v_п f_{шт} - Q_{7-8})dt, \\
 dp_8 &= C_8(Q_{7-8} - Q_{8-9})dt, \\
 dp_9 &= C_9(Q_{8-9} - Q_{9-10})dt, \\
 dp_{10} &= C_{10}(Q_{9-10} - Q_{10-11})dt, \\
 dp_{11} &= C_{11}(Q_{10-11} - Q_{др})dt, \\
 dp_{13} &= C_{13}(Q_{2-13} - Q_{кп})dt,
 \end{aligned}$$

где  $dp_1... dp_{13}$  – приращения давлений в соответствующих узловых точках системы за бесконечно малое время  $dt$ ;

$C_1... C_5, C_8... C_{13}, C_{пр.п}$  и  $C_{пр.шт}$  – приведенные коэффициенты объёмной жёсткости рассматриваемых участков системы соответственно;

$Q_H, Q_{др}$  и  $Q_{кп}$  – расходы рабочей жидкости на выходе гидронасоса, через дроссель и предохранительный клапан соответственно;

$Q_{1-2}... Q_{2-13}$  – расходы рабочей жидкости на соответствующих участках гидравлической системы;

$v_п$  - скорость перемещения поршня гидроцилиндра;

$f_п$  и  $f_{шт}$  - площади поршня гидроцилиндра со стороны поршневой и штоковой полостей соответственно

Очевидно, что таких дифференциальных уравнений будет столько, сколько выбрано узловых точек.

Расходы рабочей жидкости через гидравлические сопротивления, входящие в полученные уравнения, определяются по расходной формуле с учётом свойств гидромагистралей и гидрав-

лических аппаратов по уравнению

$$Q = \mu_{\text{сопр}} \cdot F_{\text{сопр}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}| \cdot \text{Sign}(p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})},$$

где  $\mu_{\text{сопр}}$  – коэффициент расхода соответствующего гидравлического сопротивления;

$F_{\text{сопр}}$  – площадь его проходного сечения;

$p_{\text{вх}}$  и  $p_{\text{вых}}$  – давления рабочей жидкости на входе и выходе рассчитываемого сопротивления;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости.

Коэффициент расхода участков гидравлических линий определяется, как приведенный коэффициент расхода трубопровода по уравнению

$$\mu_{\text{сопр}} = \mu_{\text{тр.пр}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_{\text{тр}} \frac{l_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}}}},$$

где  $d_{\text{тр}}$  и  $l_{\text{тр}}$  – соответственно диаметр и длина рассматриваемого участка трубопровода;

$\lambda_{\text{тр}}$  – коэффициент гидравлического трения трубопровода, который определяется с учетом режима течения жидкости и свойств трубопровода.

При ламинарном течении жидкости ( $Re \leq 2320$ )

$$\lambda_{\text{тр.л}} = \frac{64}{Re}.$$

При турбулентном течении жидкости ( $Re > 2320$ )

$$\lambda_{\text{тр.т}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Действительную подачу гидронасоса определим с учётом его объёмного КПД по уравнению

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

$$Q_H = W_H \omega_H \eta_{об.н} ,$$

имея в виду, что

$$\eta_{об.н} = 1 - \left(1 - \eta_{об.н.н}\right) \frac{p_H}{p_{н.н}} ,$$

где  $W_H$  – приведенный объем гидронасоса,  $W_H = \frac{q_H}{2\pi}$ ;

$q_H$  – рабочий объем гидронасоса;

$\omega_H$  – угловая скорость вращения вала гидронасоса;

$\eta_{об.н}$  – текущее значение объемного КПД гидронасоса;

$\eta_{об.н.н}$  – номинальное значение объемного КПД гидронасоса, принимается равным объемному КПД гидронасоса, при номинальном давлении  $p_{н.н}$ ;

$p_H$  – текущее значение давления на выходе гидронасоса.

Расход рабочей жидкости через предохранительный клапан определяется по его расходно-перепадной характеристике, из условия:

если  $p_{вх} \leq p_{\max.кп}$  , то  $Q_{кп} = 0$  ;

если  $p_{вх} > p_{\max.кп}$  , то

$$Q_{кп} = Q_{кп.н} \frac{p_{вх} - p_{\max.кп}}{\Delta p_{кп.н}} ,$$

где  $p_{вх}$  – давление на входе предохранительного клапана;

$p_{\max.кп}$  – давление настройки предохранительного клапана;

$Q_{кп.н}$  – номинальный расход рабочей жидкости через предохранительный клапан;

$\Delta p_{кп.н}$  – перепад давления на предохранительном клапане при номинальном расходе рабочей жидкости через него.

Скорость движения поршня гидроцилиндра и его перемещение определяется из уравнения движения

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m_{пр}} (p_6 f_{п} - p_7 f_{п.шт} - R_{пол} - \sum F_{тр})$$

$$\frac{dx}{dt} = v ,$$

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

где  $m_{пр}$  – приведенная масса – масса всех перемещаемых поршнем гидроцилиндра элементов системы, приведенная к штоку гидроцилиндра;

$R_{пол}$  – рабочее положительное (направленное против вы- движения штока) усилие приложенное к штоку гидроцилиндра;

$\sum F_{тр}$  – силы трения, возникающие при перемещении поршня, как в уплотнениях гидроцилиндра, так и в механической системе, приведенные к штоку гидроцилиндра;

$x$  – перемещение поршня гидроцилиндра.

Если исполнительным гидродвигателем в системе служит гидравлический мотор, то уравнение движения его выходного звена (вращение вала) имеет вид

$$\frac{d\omega_M}{dt} = \frac{1}{J_{пр}} [w_M (p_{вх} - p_{сл})\eta_{м.м} - M_R]$$

где  $\omega_M$  – угловая скорость вращения вала гидравлического мотора;

$J_{пр}$  – момент инерции всех вращающихся элементов систе- мы, приведенный к валу гидромотора;

$M_R$  – крутящий момент на валу гидромотора, создаваемый рабочей нагрузкой;

$w_M$  – приведенный объём гидромотора,  $w_M = \frac{q_M}{2\pi}$ ,

$q_M$  – рабочий объём гидромотора;

$\eta_{м.м}$  – механический КПД гидромотора;

$p_{вх}$  и  $p_{сл}$  – давление на входе гидромотора и на его сливе соответственно.

Расход рабочей жидкости, протекающий через гидромото- р, определяется с учётом его объёмного КПД по формулам:

$$Q_M = \frac{1}{\eta_{об.м}} w_M \omega_M,$$

$$\eta_{об} = 1 - (1 - \eta_{об.м.п}) \frac{\Delta p_M}{\Delta p_{м.п}}$$

где  $i_m$  – приведенный объём гидромотора,  $W_M = \frac{q_M}{2\pi}$ ;

$q_M$  – рабочий объём гидромотора;

$\omega_M$  – угловая скорость вращения вала гидромотора;

$\rho_{об.м}$  – текущее значение объёмного КПД гидромотора;

$\Delta p_M = (p_{вх} - p_{сл})$  – текущее значение перепада давления на гидромоторе;

$\rho_{об.м.л}$  – номинальное значение объёмного КПД гидромотора, принимается равным объёмному КПД гидромотора при номинальном перепаде давления на гидромоторе  $\Delta p_{м.л}$ .

Совместное решение полученных дифференциальных и алгебраических уравнений, составляющих математическую модель гидравлической системы, позволит рассчитать параметры гидравлической системы и её характеристики, как на неустановившихся, так и на установившихся режимах её работы в реальном масштабе времени.

При интегрировании уравнений составляющих математическую модель можно учитывать изменение в процессе функционирования различных параметров системы – вязкости, в результате изменения температуры рабочей жидкости (в модели нет вязкости и температуры в прямом виде), её объёмного модуля упругости, при изменении содержания нерастворенного воздуха, режима течения рабочей жидкости и др. А также математическая модель позволяет учитывать изменение нагрузки на выходном звене гидропривода, позицию гидрораспределителя, задавать закон изменения площади проходного сечения запорно-регулирующих устройств и др.

### 8.3 Моделирование динамики гидропривода с учетом управляющих воздействий на гидрораспределителя

При моделировании гидроприводов распределители часто рассматривают как совокупность эквивалентных дросселей с переменным проходным сечением, зависящем от управляющего воздействия на запорно-регулирующий элемент (клапан, золотник).

Гидравлический распределитель с электрическим, механическим и ручным управлениями упрощенно может быть описан уравнением

$$Q = \mu_{\text{распр}} \cdot f_{\text{распр}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}|} \cdot \text{Sign}(p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}),$$

где  $f_{\text{распр}}$  – эффективная площадь его сечения  $f$  является сложной функцией зависящей от электродвижущей силы на электромагните, закона движения управляющего объекта, воздействующего на механический элемент распределителя, мускульного воздействия человека на рукоять распределителя. В таких случаях часто в виде допущения заменяют реальное управляющее воздействие на распределители на «релейный» или «квазирелейный» сигнал управления.

«Релейный сигнал» представляет собой мгновенное изменение площади проходного сечения гидроаппарата в определенный момент времени. Но такое допущение является достаточно грубым для быстродействующих гидро- и пневмосистем, где время открытия проточной части аппарата соизмеримо с временем переходного процесса протекающего в них.

«Квазирелейный сигнал» больше приближен к реальному воздействию на распределитель, где изменение площади проходного сечения гидроаппарата происходит за какой то промежуток времени.

Следует иметь в виду, что, при любом способе управления, основным параметром гидрораспределителя, оказывающим влияние на характер движения исполнительного органа гидравлического двигателя является площадь проходного сечения его переменного гидравлического сопротивления, которая для золотниковых делителей потока определяется по формуле

$$S_{\text{пер}} = \pi d_3 x_3,$$

где  $S_{\text{пер}}$  – площадь проходного сечения переменного сопротивления гидравлического распределителя;

$d_3$  – диаметр золотника гидрораспределителя;

$x_3$  – степень открытия рабочего окна переменного сопротивления гидрораспределителя.

Степень открытия  $x_3$  может быть определена в зависимости от вида управления:

- релейное;
- «квазирелейное»;
- пропорциональное.

### 8.3.1 Моделирование динамики системы с релейным управлением гидрораспределителем

Рассмотрим математическую модель гидравлической системы управления гидравлическим цилиндром, оснащённой распределителем с гидравлическим управлением на примере распределителя 5/3 (или 4/3 при объединении сливных каналов) золотникового типа с закрытым центром.

Для упрощения математического моделирования, примем следующие допущения:

- характеристики рабочей жидкости (плотность, вязкость и т.п.) постоянны во всех режимах работы гидросистемы;
- коэффициенты расходов, объемный модуль упругости постоянны;
- сжимаемость жидкости обусловлена наличием в жидкости некоторого количества нерастворенного газа (на первых этапах моделирования объемный модуль упругости можно принять постоянным);
- утечки и перетечки отсутствуют;
- давление и расход жидкости – величины сосредоточенные в определенных объемах;
- потери давления пропорциональны расходу.

Расчётная схема рассматриваемой системы представлена на рисунке 8.3. Моделирование системы производится аналогично моделированию гидравлической системы (п. 8.2.), при этом сам аппарат, также, как и вся система, разбивается узловыми точками на элементарные объёмы. Узловыми точками, при этом, служат простые местные (как переменные, так и постоянные), либо линейные, гидравлические сопротивления, как гидравлического аппарата, так и системы в целом.

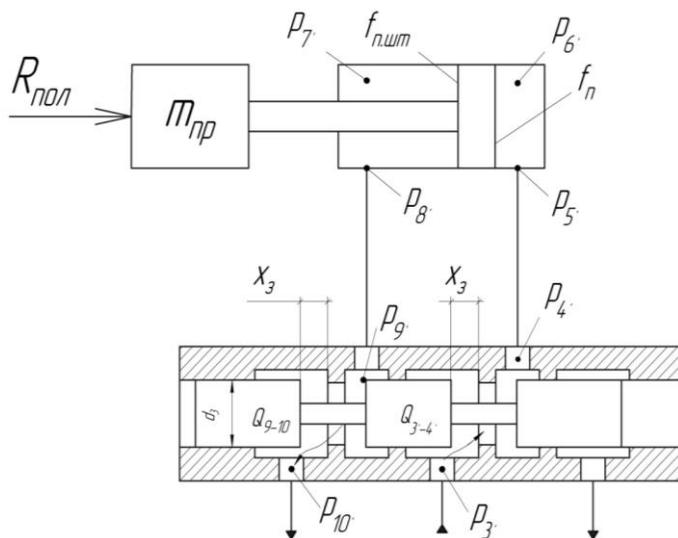


Рисунок 8.3 – Расчетная схема гидрораспределителя золотниково-го типа с релейным управлением

В предлагаемом примере такими узловыми точками служат:

- вход в гидравлический распределитель (точка 3 с давлением  $p_3$ );
- переменное сопротивление первой (напорной) ветви гидрораспределителя (точки 3 – 4 с давлениями  $p_3$  и  $p_4$ );
- выход из гидрораспределителя напорной гидролинии (точка 4 с давлением  $p_4$ );
- линейное сопротивление гидравлической линии между выходом напорной линии гидрораспределителя и входом в поршневую полость гидравлического цилиндра (точки 4 – 5 с давлениями  $p_4$  и  $p_5$ );
- вход в поршневую полость гидроцилиндра (точки 5 – 6 с давлениями  $p_5$  и  $p_6$ );
- выход из штоковой полости гидроцилиндра (точки 7 – 8 с давлениями  $p_7$  и  $p_8$ );
- линейное сопротивление гидравлической линии между выходом из штоковой полости гидроцилиндра и входом сливной линии в гидрораспределитель (точки 8 – 9 с давлениями  $p_8$  и  $p_9$ );
- вход сливной гидролинии в гидрораспределитель (точка 9 с давлением  $p_9$ );

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

- переменное сопротивление второй (сливной) ветви гидрораспределителя (точки 9 – 10 с давлениями  $p_9$  и  $p_{10}$ );
- выход из гидравлического распределителя сливной гидролинии (точка 10 с давлением  $p_{10}$ ).

Главной задачей управления системой при помощи золотникового гидрораспределителя является определение степени открытия переменного гидравлического сопротивления.

При релейном управлении гидрораспределитель имеет только два состояния – открыт, либо закрыт, а потому эта задача определения степени открытия его переменных сопротивлений выполняется из условия:

$$x_3 = x_{30}, \text{ при } t \leq t_1;$$

$x_3 = x_{32}$ , при любом другом значении текущего времени  $t$ ;

где  $x_3$  - текущее значение открытия проходного сечения гидро- или пневмоаппарата;

$x_{30}$  - величина открытия проходного сечения гидро- или пневмоаппарата до начала его изменения в момент времени  $t_1$  (если пренебрегать зазорами в подвижных соединениях гидрораспределителя, то  $x_{30} = 0$ ;

$x_{32}$  - величина открытия проходного сечения гидро- или пневмоаппарата после его полного перемещения.

$t_1$  - заданное время мгновенного изменения площади проходного сечения гидро- или пневмоаппарата.

### 8.3.2 Моделирование динамики системы с «квазирелейным» управлением гидрораспределителем

Расчётная схема «квазирелейного» управления гидрораспределителем приведена на рисунке 8.4.

При «квазирелейном» управлении гидрораспределителем принимается, что степень его открытия меняется по линейному закону, для которого выполняются условия:

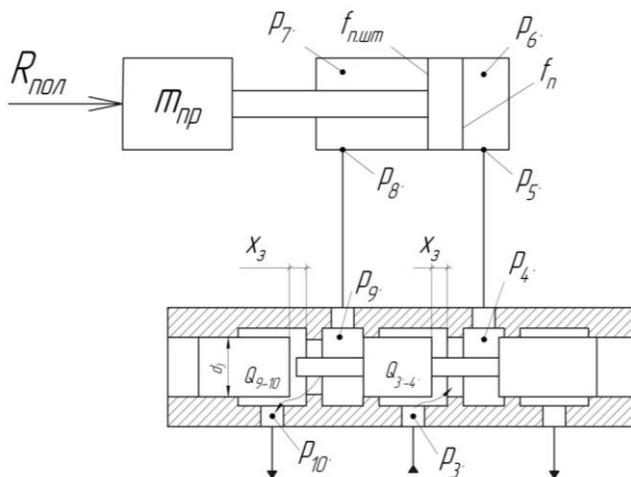


Рисунок 8.4 – Расчетная схема гидрораспределителя золотникового типа с «квазирелейным» управлением

$$\begin{aligned}
 x_3 &= x_{30}, & \text{при} & \quad t < t_1; \\
 x_3 &= k \cdot (t - t_1), & \text{при} & \quad t_2 \geq t \geq t_1; \\
 x_3 &= x_{32}, & \text{при} & \quad t > t_2,
 \end{aligned}$$

где  $x_{30}$  - величина открытия проходного сечения гидро- или пневмоаппарата до начала его изменения в момент времени  $t_1$ ;

$k \cdot (t - t_1)$  - изменение величины открытия проходного сечения гидро- или пневмоаппарата за промежуток времени  $t_2 \geq t \geq t_1$ ;

$k$  – коэффициент пропорциональности, зависящий от характера управляющего воздействия и свойств гидроаппарата;

$x_{32}$  - величина полного открытия проходного сечения гидро- или пневмоаппарата после его полного перемещения в момент времени  $t_2$ .

### 8.3.3 Моделирование динамики системы с пропорциональным управлением гидрораспределителем

Распределители с гидроуправлением имеют более сложное математическое описание, включающее уравнения балан-

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

са расходов и уравнение движения запорно-регулирующих элементов.

При пропорциональном управлении, расчётная схема которого приведена на рисунке 8.5, величина степени открытия проходного сечения переменных гидравлических сопротивлений гидрораспределителя определяется из уравнения движения золотника в зависимости от вида и величины управляющего воздействия.

Для распределителей с гидравлическим управлением движение управляющего золотника описывается следующим уравнением

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_{14} \cdot S_3 - p_{16} \cdot S_3 - 2c_{\text{пр}} \cdot x - F_c \pm F_y$$

где  $m$  – масса золотника распределителя, кг;

$S_3$  – площадь торца золотника,  $\text{м}^2$ ;

$c_{\text{пр}}$  – жёсткость центрующих пружин на сжатие, Н/м;

$x$  – текущее значение перемещения золотника, м;

$F_c$  – силы сопротивления движению золотника (сила трения), Н;

$F_y$  – силы реакции упоров, Н.

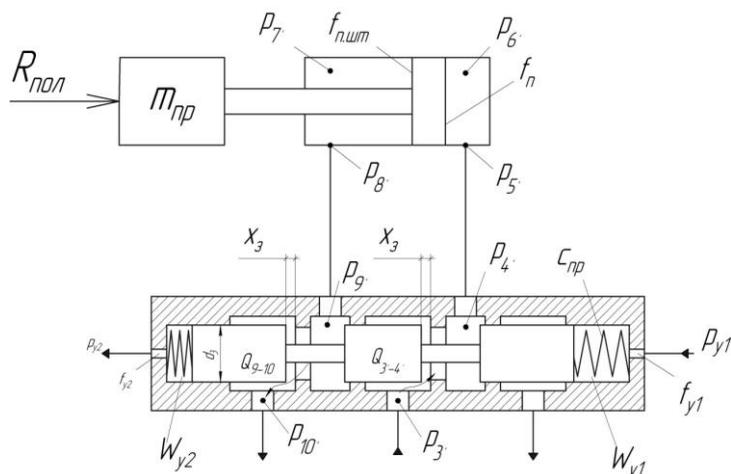


Рисунок 8.5 – Расчётная схема гидрораспределителя зо-

лотникового типа с пропорциональным управлением

### 8.3.4 Моделирование динамики гидропривода с учетом динамики предохранительного клапана

Предохранительные клапаны непрямого действия являются неотъемлемой частью насосных установок и оказывают существенное влияние на динамику гидравлических приводов. Поэтому в расчетной схеме предохранительного клапана учтем возможность изменения давления в точке подключения клапана к гидросистеме – изменение давления нагнетания  $p_n$ .

Расчётная схема предохранительного клапана приведена на рисунке 8.6.

При моделировании системы предохранительного клапана учтём те допущения, которые были сделаны при моделировании гидрораспределителей.

Систему клапана также, как и при моделировании системы управления разобьём на элементарные объёмы посредством выбора узловых точек:

- место подключения клапана к системе (совпадает с точкой 2 на рисунке 8.2) вход в клапан (точка 13 с давлением  $p_{13} = p_2$ );
- вход в переливную секцию клапана (точка 3 с давлением  $p_{кл3}$ );
- переменное сопротивление дросселирующего канала (точки 13 – 3 с давлениями  $p_{13}$  и  $p_{кл3}$ );
- выход из клапана сливной гидролинии (точки 3 – 14 с давлениями  $p_{кл3}$  и  $p_{14}$ );

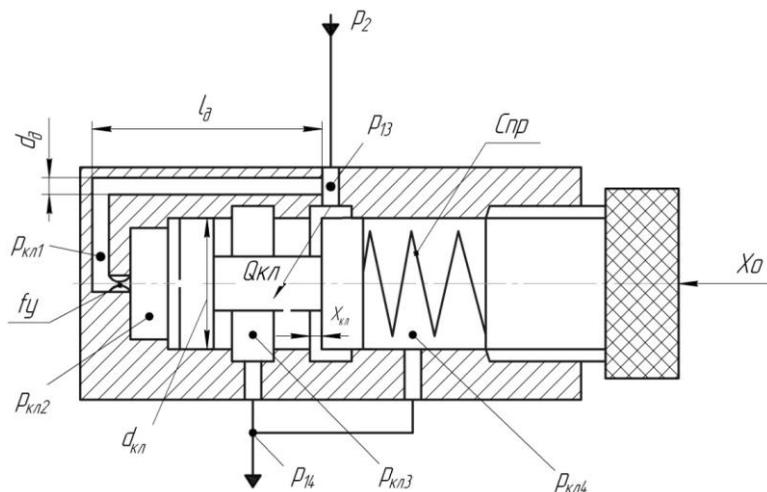


Рисунок 8.6 – Расчетная схема предохранительного клапана.

– линейное сопротивление демпфирующего канала, соединяющего слив клапана с камерой подпора клапана (точки 13 – 1 с давлениями  $p_{13}$  и  $p_{кв1}$ );

– вход в камеру подпора клапана (демпфирующий канал сливной гидролинии) (точки 4 – 14 с давлениями  $p_{кв4}$  и  $p_{14}$ );

– выход в камеру управления клапана (демпфирующий канал напорной гидролинии, точки 1 – 2 с давлениями  $p_{кв1}$  и  $p_{кв2}$ ).

Уравнение движения золотника клапана описывается уравнением

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_y S_{кв} - c_{пр} (x_0 + x) - F_c \pm F_y,$$

где  $x$  – перемещение золотника клапана, м;

$p_y$  – давления управления, равное разности давлений в камерах управления и подпора  $p_y = p_{кв2} - p_{кв4}$ ;

$m$  – масса золотника клапана, кг;

$S_{кв}$  – площади торцов золотника клапана, м<sup>2</sup>;

$c_{пр}$  – жесткость пружины, Н/м;

$x_0$  – величина предварительного сжатия пружины, м;

$F_c$  – силы сопротивления движению золотника клапана, Н;

$F_y$  – силы реакции упоров, Н

#### **8.4 Расчёт динамики гидропривода с учетом управляющих воздействий на гидрораспределители**

Расчёт динамики системы с учётом управляющих воздействий производится путём численного интегрирования систем уравнений полученных согласно п.п. 8.3.

Решить данные системы уравнений можно используя различные программы для моделирования технических систем, например Matlab, MathCad, HydroCAD, SiminTesh, LabView, Maple и др.

Полученные решения оформляются в виде таблиц и графиков с целью их дальнейшего анализа.

Описанные выше модели позволяют исследовать динамику гидроприводов при различных нагрузочных и управляющих воздействиях на гидромашину, направляющую и регулирующую аппаратуру в процессе выполнения ими рабочих и технологических операций. Если точность расчетов должна быть на высоком уровне, то математическую модель можно корректировать, избавляясь от допущений принятых при составлении модели.

## 9 ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОПРИВОДА

### 9.1 Основные положения ориентировочного расчет надежности гидропривода

Ориентировочный расчет надежности спроектированного гидропривода производится на заключительном этапе разработки принципиальных схем на этапах эскизного или технического проектирования, когда определены все входящие в схему элементы по типоразмерам и их компоновка в механизмах. Данный расчет включает в себя определение основных показателей характеризующих безотказность работы ГПС: интенсивность отказов ГПС -  $\lambda_0$  час<sup>-1</sup>; наработку до отказа -  $T_0$ , час; вероятность безотказной работы -  $P(t_k)$  и ее долговечность - гамма-процентный ресурс -  $T_{p\gamma}$  час; средний ресурс -  $T_p$ , час. Большинство систем спроектировано таким образом, что при отказе любого из элементов система отказывает. При анализе надежности такой системы предполагается, что отказ любого из элементов носит случайный и независимый характер и не вызывает изменения характеристик (не нарушает работоспособности) остальных элементов. С точки зрения теории надежности в системе, где отказ любого из элементов приводит к отказу системы, элементы включены по основной схеме или последовательно. В понятии отказа заложен физический аналог принципиальной гидравлической схемы с последовательным включением элементов, когда отказ любого из элементов связан со срывом подачи. Но очень часто при расчетах надежности приходится физическое параллельное включение элементов рассматривать как последовательное включение расчетных элементов. Например, предохранительные клапаны подключаются параллельно гидро-пневмомашинам, но их отказ функционально идентичен отказу последовательно подключенных элементов. Следовательно, при расчете надежности предохранительные клапаны, как расчетные элементы, имеют последовательную основную схему включения. Если система состоит из  $n$  последовательно включенных элементов.

Из теории вероятностей известно, что если определены вероятности появления нескольких независимых случайных событий, то совпадение этих событий определяется как произведение вероятностей их появлений. В нашем случае работоспособное состояние любого из  $n$  элементов системы оценивается как вероятность безотказной работы элемента. Система будет находиться

в работоспособном состоянии только при условии совпадения работоспособных состояний всех элементов. Таким образом, работоспособность системы оценивается как произведение вероятностей безотказной работы элементов

$$P(t) = \prod_1^n P_i(t) ,$$

где  $P_i(t)$  – вероятность безотказной работы  $i$ -го элемента, которая является функцией времени и обычно при расчете этого единичного показателя определяется для конкретных значений времени – 0,25, 0,5, 0,75 или 1 ресурса гидропневмосистемы.

При произвольном законе распределения времени наработки до отказа для каждого из элементов

$$P_i(t) = e^{-\int_0^t \lambda_i(t) dt}$$

где  $\lambda_i$  – интенсивность отказов  $i$ -го элемента; отношение числа отказавших изделий в единицу времени к среднему числу изделий, исправно работающих в данный отрезок времени.

Вероятность безотказной работы системы соответственно запишется

$$P(t) = \prod_{i=1}^n e^{-\int_0^t \lambda_i(t) dt}$$

По выражению (9.1) можно определить вероятность безотказной работы системы до первого отказа при любом законе изменения интенсивности отказов каждого из  $n$  элементов во времени.

Для наиболее часто применяемого условия  $\lambda_i = \text{const}$  выражение (9.1) примет вид

$$P(t) = e^{-(\sum_{i=1}^n \lambda_i)t} \quad (9.2)$$

где  $\sum_{i=1}^n \lambda_i$  можно представить как интенсивность отказов всей гидропневмосистемы, сведенной к эквивалентному элементу с интенсивностью отказов  $\lambda_0$

$$\lambda_0 = \sum_{i=1}^n \lambda_i + n_{\text{соед}} \lambda_{\text{соед}} + n_{\text{тр}} \lambda_{\text{тр}}$$

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

где  $\lambda_i$  - интенсивность отказов  $i$ -го устройства гидропневмосистемы;

$n$  – число устройств в принципиальной схеме;

$n_{\text{соед}}$ ,  $n_{\text{тр}}$  – число трубопроводов и число трубопроводных соединений (ориентировочно можно считать  $n_{\text{соед}} = 2 n_{\text{тр}}$ );

$\lambda_{\text{соед}}$ ,  $\lambda_{\text{тр}}$  – интенсивность отказов соединений и трубопроводов.

В реальных условиях эксплуатации элементы, из которых собрана система, зачастую оказываются в условиях значительно отличающихся от расчетных (номинальных). Это обстоятельство влияет как на надежность элементов, так и на систему в целом.

Для гидропневмосистем наиболее существенными факторами являются: рабочее давление и скорость его изменения; механические воздействия (вибрация, тряски, удары); влажность окружающего воздуха; наличие пыли в воздухе и др. Чаще всего указанные факторы учитываются с помощью соответствующих поправочных коэффициентов.

Учет влияния условий эксплуатации элементов гидропневмосистем в ориентировочных расчетах производится с помощью поправочного коэффициента  $K_\lambda$ . Величина интенсивности отказов элемента

$$\lambda_i = \lambda_0 K_\lambda \quad (9.4)$$

где  $\lambda_0$  - интенсивность отказов при лабораторных условиях работы.

Значения поправочного коэффициента  $K_\lambda$  для различных условий эксплуатации аппаратов приводится в таблице 9.1 [5].

Таким образом, систему из  $n$  последовательно включенных элементов легко заменить эквивалентным элементом, который имеет экспоненциальный закон распределения вероятности безотказной работы. А это означает, что если  $\lambda_0 = \text{const}$ , то средняя наработка до отказа системы, математическое ожидание наработки изделия до первого отказа

$$T_0 = \frac{1}{\lambda_0} \quad (9.5).$$

Таблица 9.1 – Значения поправочного коэффициента  $K_\lambda$

Условия эксплуатации элементов	$K_k$
В лабораторных и благоустроенных помещениях	1
В стационарных наземных устройствах	10
На кораблях при монтаже приборов в защищённых отсеках	17
На автоприцепах	25
На железнодорожных платформах	25 – 30
В высокогорной аппаратуре	80
В составе бортовой аппаратуры:	
- на самолётах	120 – 150
- на управляемых снарядах	300 – 350
- на современных ракетах	900– 1000

Верно также и то, что при условии  $\lambda_0 = \text{const}$ , искомая величина определится как

$$\lambda_0 = \frac{1}{T_0}$$

В случае  $\lambda_0 = \text{const}$  средняя наработка до отказа системы определяется по выражению

$$T_0 = \int_0^{\infty} P(t) dt$$

где  $P(t)$  находится по выражению (9.4).

При наличии в проектируемой гидропневмосистеме параллельно установленных и при этом параллельно работающих элементов (насосов, клапанов фильтров и т.д.) интенсивность отказов всей системы  $\lambda_0$  рассчитывается по зависимости для конкретного момента времени  $t_k$

$$\lambda_0 = \sum_{i=1}^n \lambda_i + n_{\text{соед}} \lambda_{\text{соед}} + n_{\text{тр}} \lambda_{\text{тр}} - \frac{\sum_{j=1}^{n_d} \ln \{1 - [1 - \exp(\lambda_i t_k)]^2\}}{t_k}$$

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

где  $\lambda_i$  – интенсивность отказов  $i$ -го устройства гидропневмосистемы;

$n_0$  – число одинарных, последовательно работающих устройств в принципиальной схеме;

$n_{\text{соед}}, n_{\text{тр}}$  – число трубопроводов и число трубопроводов соединений (ориентировочно можно считать  $n_{\text{соед}} = 2n_{\text{тр}}$ );

$\lambda_{\text{соед}}, \lambda_{\text{тр}}$  – интенсивность отказов соединений и трубопроводов;

$n_d$  – число двоярных, параллельно работающих устройств в принципиальной схеме;

$t_k$  – расчетный момент времени.

Максимальные, минимальные и средние значения интенсивности  $\lambda_i$  – устройств гидропневмосистем полученные в результате экспериментальных исследований и эксплуатации [1] приведены в таблице 9.2.

Гамма-процентный ресурс  $T_{\text{py}}$  характеризует наработку гидропневмосистемы, в течении которой она не достигает предельного состояния с вероятностью  $\gamma$ , выраженной в процентах.

Таблица 9.2 – Интенсивность отказов элементов гидропневмосистем

Гидрооборудование	Интенсивность отказов $\lambda_i$ 1/час * $10^{-6}$		
	минимальная	средняя	максимальная
Гидроцилиндры	0,005	0,008	0,12
Гидроцилиндры поворотные	1,45	4,3	7,15
Гидропневмоаккумуляторы	0,35	3,9	7,5
Гидрораспределители золотниковые	0,3	1,12	2,2
Гидрораспределители клапанные	0,04	0,08	0,12
Гидробаки	0,48	1,5	2,52
Дроссели нерегулируемые	0,05	0,1	0,16
Дроссели нерегулируемые	0,2	0,5	1,6
Клапаны обратные	3,27	5,7	14,1
Клапаны переключающие	0,27	0,5	1,62

Клапаны подпорные	1,41	5,88	8,13
Клапаны предохранительные	2,24	5,7	8,94
Клапаны разгрузочные	2,1	10,8	19
Клапаны редуционные	10	27	44
Клапаны электромагнитные	0,22	7,1	14
Насосы нерегулируемые поршневые	6	9,5	13
Насосы нерегулируемые шестеренные	3	13	27
Насосы регулируемые поршневые с гидроуправл.	6,4	14	45
Насосы регулируемые поршневые с механ. управл.	3,33	13,5	31,3
Насосы регулируемые поршневые с электроуправл.	2,9	13,5	27,4
Регуляторы расхода	0,7	2,14	5,54
Соединения трубопроводов разъемные	0,3	0,56	1,8
Соединения трубопроводов сварные	0,01	0,03	0,07
Рукава	0,05	2,0	3,22
Рукава высокого давления	0,16	3,94	5,22
Рукава высокого давления с оплеткой	0,95	2,1	3,2
Теплообменные аппараты	2,21	15	18,6
Электродвигатели	1,0	2,6	4,3

Данный единичный показатель долговечности определя-

ется для нескольких заданных значений вероятности по зависимости

$$T_{p\gamma} = -T_0 \ln(10^{-2}\gamma) \quad (9.6)$$

где  $\gamma = 99, 95, 92, 90 \%$

Средний ресурс  $T_p$  характеризует усредненную наработку гидропневмосистемы, в течении которой она не достигает предельного состояния с вероятностью  $\gamma = 50 \%$ . Данный единичный показатель долговечности определяется по зависимости

$$T_p = 0,692 \cdot T_0. \quad (9.7)$$

Для более полной оценки показателей надежности гидропневмосистем необходимо определить максимальные, минимальные и средние значения количественных показателей надежности гидропневмосистем в целом.

Параллельным соединением элементов в структурной схеме надежности называется такое соединение, при котором объект отказывает только при отказе всех элементов его составляющих (рисунок 9.1).

Условием работоспособности объекта с параллельным соединением элементов в течение наработки  $t$  необходимо и достаточно, чтобы хотя бы один элемент был в работоспособном состоянии.

Параллельная модель надежности отображает систему, состоящую из двух и более элементов, соединенных параллельно. На рисунке 9.1 обозначения  $P_1(t), P_2(t), \dots, P_n(t)$  имеют тот же смысл, что и в последовательной модели надежности.

Если отказы элементов независимы друг от друга, то вероятность отказа объекта равна произведению вероятностей отказа его элементов

$$Q_c(t) = \prod_{i=1}^n Q_i(t) = \prod_{i=1}^n [1 - P_i(t)],$$

а вероятность безотказной работы

$$P_c(t) = 1 - Q_c(t) = 1 - \prod_{i=1}^n Q_i(t) = 1 - \prod_{i=1}^n [1 - P_i(t)]$$

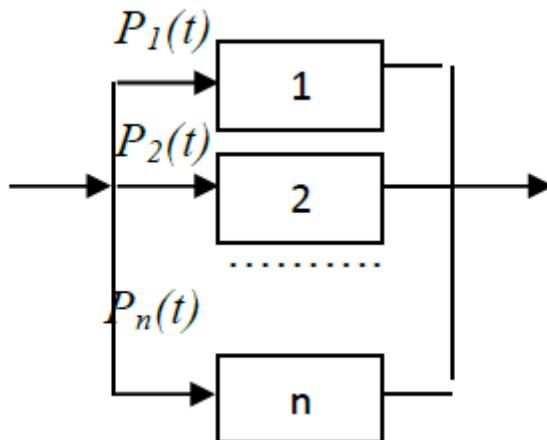


Рисунок 9.1 – Структурная схема параллельного соединения элементов

Если все элементы объекта имеют одинаковую надежность, то

$$Q_c(t) = Q_i^n(t) = 1 - P_i^n(t);$$

$$P_c(t) = P_i^n(t) = 1 - Q_i^n(t).$$

При экспоненциальном законе распределения вероятность безотказной работы через интенсивность отказов можно записать

$$P_c(t) = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - e^{-\int_0^t \lambda(t) dt}).$$

Если все элементы имеют одинаковую надежность, то

$$P(t) = 1 - (1 - e^{-\int_0^t \lambda(t) dt})^n.$$

При  $\lambda = \text{const}$  последнее выражение принимает вид

$$P(t) = 1 - (1 - e^{-\lambda t})^n.$$

Среднее время наработки параллельной структуры до отказа равно

$$T_0 = \int_0^{\infty} P(t) dt = \int_0^{\infty} [1 - (1 - e^{-\lambda t})^n] dt$$

После интегрирования последнего выражения получим

$$T_0 = \frac{1}{\lambda_0} \left(1 + \frac{1}{2} + \dots + \frac{1}{n}\right) = \frac{1}{\lambda_0} \sum_{i=1}^n \frac{1}{n}$$

Анализ полученных выражений позволяет сделать следующие выводы:

- вероятность безотказной работы объекта с параллельным соединением элементов повышается с увеличением числа элементов;

- вероятность безотказной работы параллельного соединения всегда выше, чем вероятность безотказной работы самого надежного элемента соединения (лучше лучшего).

- наработка объекта до отказа с параллельным соединением элементов больше наработки на отказ его элементов.

В структурных схемах надежности объекта со смешанным

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

соединением элементов присутствуют одновременно последовательные и параллельные схемы надежности (рисунок 9.2).

Для расчета надежности объекта применяют метод «свертки». Метод свертки состоит из нескольких этапов:

- на первом этапе рассматриваются все параллельные соединения, которые заменяются эквивалентными элементами с соответствующими показателями надежности;

- на втором этапе рассматриваются все последовательные соединения, которые заменяются эквивалентными элементами;

- на третьем этапе вновь рассматриваются все параллельные соединения, которые заменяются эквивалентными элементами;

- преобразования продолжают до тех пор, пока исходная структурная схема надежности не будет преобразована к схеме последовательного соединения элементов.

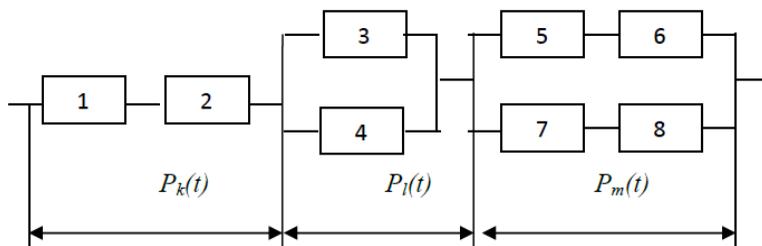


Рисунок 9.2. Структурная схема смешанного соединения элементов

Так, оценку безотказности системы, представленной на рисунке можно выполнить следующим образом:

$$P_k(t) = P_1(t) \cdot P_2(t),$$

$$P_l(t) = 1 - [1 - P_3(t)] \cdot [1 - P_4(t)],$$

$$P_m(t) = 1 - [1 - P_5(t) \cdot P_6(t)] [1 - P_7(t) \cdot P_8(t)]$$

В итоге структурная схема надежности будет преобразована к последовательному соединению (рисунок 9.3).

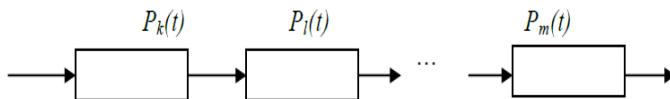


Рисунок 9.3. Преобразованная структурная схема смешанного соединения элементов

Тогда  $P_c(t) = P_k(t) \cdot P_l(t) \cdot P_m(t)$ .

## 9.2 Пример ориентировочного расчет надежности гидропривода

Ориентировочный расчет основных показателей надежности на стадии эскизного проекта производится на базе теоретических положений приведенных в данном разделе учебного пособия. Ориентировочный расчет обычно сопровождает разработку эскизного проекта, когда нет еще полных данных о режимах и условиях работы отдельных элементов разрабатываемого изделия, но уже известна структура, т.е. состав элементов и связи между отдельными элементами.

Расчет производится обычно при следующих допущениях:

а) отказы элементов являются событиями случайными и независимыми;

б) учитываются только элементы, входящие в основную функциональную схему работы изделия;

в) вероятность безотказной работы элементов изменяется во времени по экспоненциальному закону, т.е. вероятность отказов ( $\lambda_i$ ) не зависит от времени;

г) учет влияния условий работы производится приближенно;

д) параметрические отказы отдельно не учитываются

Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

Гидропривод, принципиальная схема которого приведена на рисунке 9.4 по структуре надежности представляет собой основную последовательную структуру, вследствие чего в соответствии с (9.3) интенсивность отказов всего привода, рассчитанная по средним значениям показателей интенсивности отказов отдельных элементов (таблица 9.2) будет равна

$$\lambda_0 = \sum_{i=1}^{15} \lambda_i + n_{\text{соед}} \lambda_{\text{соед}} + n_{\text{тр}} \lambda_{\text{тр}} = 10^{-6}$$

$$[(1,5+13,5+5,7+1,12+0,008+1,12+4,3+2,14+2,14+0,8+5,7) + 40 \cdot 0,56 + (12 \cdot 3,94 + 8 \cdot 2)] = 130,2 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}.$$

В схеме привода используются 20 участков трубопроводов из них 12 напорных и 8 сливных; учитывая влияние условий эксплуатации элементов гидропривода в соответствии с (9.4) для лабораторных условий поправочный коэффициент  $K_\lambda$  принимаем равным 1.

Наработка на отказ для периода нормальной эксплуатации или математическое ожидание наработки привода до первого отказа в соответствии с (9.5)

$$T_0 = \frac{1}{\lambda_0} = 1/(130,2 \cdot 10^{-6}) = 7680 \text{ час.}$$

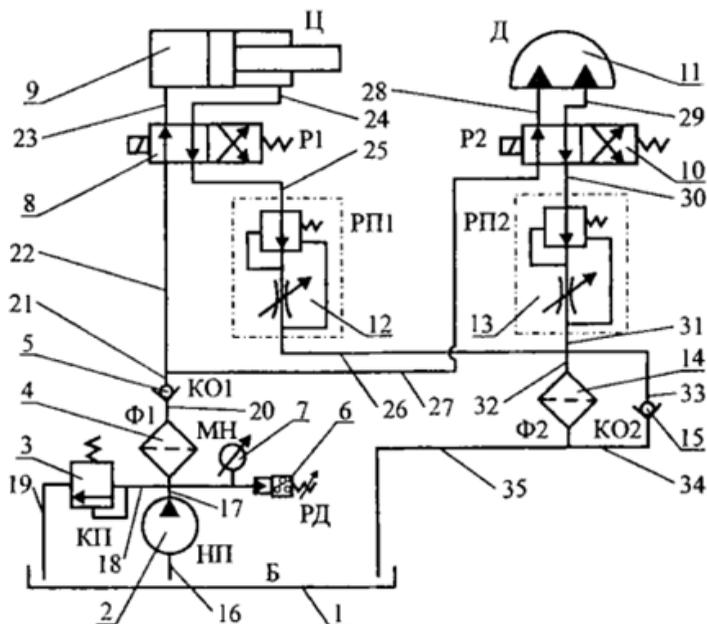


Рисунок 9.4. Принципиальная гидравлическая схема

привода.

Вероятность безотказной работы привода для конкретных наработок в соответствии с (9.2) определяем для  $t_k = 0, 2000, 4000, 6000$  и  $8000$  час.

$$P(0) = 1;$$

$$P(2000) = e^{-\lambda_0 \cdot 2000} = 0,771;$$

$$P(4000) = e^{-\lambda_0 \cdot 4000} = 0,594$$

$$P(6000) = e^{-\lambda_0 \cdot 6000} = 0,458;$$

$$P(8000) = e^{-\lambda_0 \cdot 8000} = 0,353.$$

Гамма-процентный ресурс  $T_{p\gamma}$  - единичный показатель долговечности определяется для значений вероятности  $\gamma = 99, 95, 92$  и  $90$  % по зависимости (9.6)

$$T_{p99} = -7680 \ln(99/100) = 77 \text{ час.};$$

$$T_{p95} = -7680 \ln(95/100) = 394 \text{ час.};$$

$$T_{p92} = -7680 \ln(92/100) = 640 \text{ час.};$$

$$T_{p90} = -7680 \ln(90/100) = 809 \text{ час.}$$

Средний ресурс  $T_p$ , характеризующий усредненную наработку привода, в течение которой он не достигает предельного состояния с вероятностью  $\gamma = 50\%$  определяется по зависимости (9.7)

$$T_p = 0,692 \cdot T_0 = 0,692 \cdot 7680 = 5322 \text{ час.}$$

Далее для более полной оценки показателей надежности проектируемого гидропривода необходимо аналогично по приведенной методике определить максимальные и минимальные значения количественных показателей надежности гидропривода в целом.

Все полученные результаты расчетов показателей надежности сводим в таблицу и графически представляем зависимости вероятности безотказной работы проектируемого гидропривода от времени.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проделанной работы студент должен, в соответствии с заданием, разработать систему привода (гидравлической машины) с заданными характеристиками, либо произвести модернизацию существующего привода (гидравлической машины) с целью улучшения его характеристик.

Проведенный гидравлический, тепловой, динамический расчёты позволяет подобрать элементы системы с наиболее рациональными параметрами, сделать заключение о необходимой степени обслуживания системы, кондиционировании рабочей жидкости в процессе эксплуатации привода, а также оценить надёжность полученной системы привода и сроки её эксплуатации.

Динамический анализ системы привода даёт возможность подобрать рациональные режимы эксплуатации машины и механизмов, позволяющие избежать чрезмерных перегрузок на её элементы, что, в свою очередь, также повышает её надёжность и сроки службы.

Полученные, при выполнении курсового проекта (работы), знания студент должен уметь перенести на выполнение аналогичных работ в области моделирования, расчёта и проектирования гидравлических машин и систем приводов технологического оборудования и мобильной техники, что значительно расширяет его компетенции в выбранной профессии.

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бажин И. И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода, - М.: Машиностроение, 1988.
2. Богуславский, И. В. Научно-методологические основы проектирования приводов технологических машин. / И. В. Богуславский, А. Т. Рыбак, В. А. Чернавский. – Ростов-на-Дону: Институт управления и инноваций авиационной промышленности, 2010. – 276 с.
3. Иванов Г. М. Проектирование гидравлических систем машин, - М.: Машиностроение, 1992.
4. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов, - М.: Машиностроение, 1991.
5. Наземцев А.С. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Часть 2. Гидравлические приводы и системы. Основы. Учебное пособие / А.С. Наземцев, Д.Е. Рыбальченко. – М.: ФОРУМ, 2007 – 304 с ил.
6. Правила оформления и требования к содержанию курсовых проектов (работ) и выпускных квалификационных работ – Правила ДГТУ. 2015, 83 с.
7. Рыбак А.Т. Гидромеханические системы. Моделирование и расчёт: монография. / А.Т. Рыбак – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ. – 2008. – 145 с.
8. Рыбак, А. Т. Приведенная объёмная жёсткость рукавов высокого давления / А. Т. Рыбак, О. В. Ляхницкая, Е. Н. Шеин // Современные проблемы многоуровневого образования: X Международный научно-методический симпозиум. – Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 2015. С. 374-381.
9. Рыбак, А. Т. Теория и методология расчёта и проектирования систем приводов технологических машин и агрегатов АПК: автореф. дис. ... доктора техн. наук / А. Т. Рыбак. — Ростов-на-Дону, 2011. — 39 с.
10. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы, - М.: Машиностроение, 2008.
11. Сидоренко, В. С. Курсовое и дипломное проектирование гидрофицированной техники: Учебное пособие. / В. С. Сидоренко, А. Т. Рыбак, В. Н. Абрамова, Р. А. Форидрих // Издательский центр ДГТУ. Ростов-на-Дону. – 2014. 120 с.



## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДА УЧАСТКОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ЛИНИЙ

Вариант	№ Вариантов рабочих циклов	Расчетная нагрузка $H_p$	Время Цикла,		Скорости рабочего хода, $V_p$ , м/мин.	Длина хода $L_p$ , м	Длина рабочего хода $L_{р}$ , м	Длина тру- бопровода м		Требование по К.П.Д	Требования по массага-баритным показателям	Требование по стоимости	Приведенная масса, $m_{пр}$ , кг
			$t_c$ , м					нап	сл				
		КН, Н·м	1	2				$h_r$ , м	$l_r$ , м				
1	1, 6	400,500	24	18	0,8 1,0	0,5	0,25	2,5	3,0	6/0	min	min	400,200
2	2, 7	300,200	15	14	1,0 1,0	0,63	0,15	4,0	3,0	max	min	min	300,300
3	3, 8	100,500	13	12	0,8 0,9	0,63	0,1	5,5	5,5	max	6/0	6/0	200,200
4	4, 9	60,300	35	23	0,6 1,0	0,7	0,3	4,0	4,5	6/0	min	min	500,400
5	5, 10	200,300	21	25	1,1 0,9	0,6	0,3	4,0	4,0	max	min	6/0	250,300
6	1, 7	300,240	27	23	0,6 0,7	0,8	0,2	3,0	5,0	max	min	min	350,300
7	2, 8	450,100	22	24	0,7 0,6	0,5	0,2	5,0	6,0	max	6/0	6/0	450,500
8	3, 9	400,90	31	28	0,9 1,0	0,7	0,4	6,5	3,0	max	6/0	min	500,500
9	4, 10	350,300	10	12	1,0 0,9	0,4	0,1	2,5	5,0	6/0	min	6/0	550,400



10	5, 6	400,300	28	16	0,5 1,0	0,45	0,2	5,5	3,0	max	min	min	450,200
11	1, 8	400,150	28	22	0,6 0,9	0,6	0,25	4,0	4,0	б/о	min	min	400,300
12	2, 9	90,120	22	19	0,7 0,8	0,7	0,2	6,0	4,04	max	б/о	б/о	300,300
13	3, 10	180,210	16	15	0,9 0,9	0,63	0,15	5,5	4,0	max	б/о	min	360,400
14	4, 6	300,180	28	24	0,9 1,0	0,8	0,3	3,5	5,05	max	min	б/о	450,250
15	5, 7	450,230	17	21	1,0 0,7	0,6	0,2	2,5	5,0	max	min	б/о	550,250
16	1, 9	400,100	28	16	0,5 1,0	0,5	0,2	3,5	4,5	б/о	min	б/о	500,500
17	2, 10	500,350	18	18	0,9 0,8	0,4	0,2	6,5	5,5	max	min	min	260,250
18	3, 6	450,120	23	29	0,8 0,6	0,5	0,25	6,0	3,0	max	б/о	min	300,300
19	4, 7	90,450	14	13	0,6 0,7	0,4	0,1	3,0	6,0	max	б/о	б/о	400,300
20	5, 8	380,280	14	19	0,8 0,6	0,63	0,15	4,0	6,0	max	min	б/о	500,300
21	1,10	180,410	27	26	1,0 0,8	0,6	0,3	5,0	5,0	б/о	min	б/о	550,250
22	2, 6	480,550	45	38	0,6 0,7	0,7	0,4	4,0	4,0	max	min	min	350,500
23	3, 7	200,100	25	21	0,7 0,9	0,6	0,25	2,0	2,0	max	б/о	б/о	400,500
24	4, 8	250,380	24	25	1,0 0,9	0,63	0,3	1,0	1,3	б/о	min	б/о	400,400
25	5, 9	300,80	29	20	0,5 0,8	0,7	0,2	4,5	4,0	max	min	б/о	560,250

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

### ВАРИАНТЫ ЗАДАВАЕМЫХ РАБОЧИХ ЦИКЛОВ И ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

#### № 1

Заданный рабочий цикл агрегатной головки:

1. Исходное положение «Стоп».
12. Быстрый подвод вправо с  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ .
13. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{\text{РП}}$ .
14. Выдержка на упоре  $t_{\text{в}} = 3 \text{ с}$ .
15. Быстрый отвод с  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- Расположение силового цилиндра горизонтальное;
- Скорость рабочего хода регулируемая;
- скорость обратного хода постоянная с использованием полного расхода насосной установки;
- разгрузка насосной установки в положении «Стоп»;
- скорость быстрого подвода нерегулируемая с использованием суммарного расхода насосов.

#### № 2

Заданный рабочий цикл подачи сверлильной головки  
Вертикально-сверлильного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вверх с  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ .
3. Рабочий ход вверх с  $\mathcal{G}_{\text{РП}}$ .
4. Реверсирование движения.
5. Быстрый отвод вниз с  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра подачи вертикальное;
- рабочая скорость головки регулируемая;
- скорости  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$  и  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$  постоянные, более низкая скорость обеспечивается регулируемым дросселем;
- уравнивание веса перемещающихся частей вертикально-сверлильной головки;
- разгрузка насоса при остановке цилиндра в любом положении;
- управление распределителем для реверсирования движения гидравлическое.

**№ 3**

Заданный рабочий цикл привода подачи хонинговального станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Рабочий ход вниз с  $\mathcal{G}_{\text{рп}}$ .
3. Реверсирование движения.
4. Обратный ход вверх с  $\mathcal{G}_{\text{бо}} = \mathcal{G}_{\text{рп}}$ .

Дополнительные требования:

- Расположение силового цилиндра вертикальное;
- Подключение силового цилиндра дифференциальное (для обеспечения равных скоростей рабочего и обратного ходов несимметричного силового цилиндра);
- уравнивание веса перемещающихся частей хонинговальной головки;
- разгрузка насоса в любом положении гидроцилиндра;
- управление рабочим циклом головки от конечных выключателей;
- давление в системе управления пониженное;
- регулирование скоростей головки дроссельное;
- управление распределителями электрогидравлическое с регулированием времени реверсирования движения.

**№ 4**

Заданный рабочий цикл привода подачи радиально-сверлильного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вниз с  $\mathcal{G}_{\text{бп}}$ .
3. Рабочий ход вниз с  $\mathcal{G}_{\text{рп}}$ .
4. Реверс движения.
5. Быстрый отвод вверх с  $\mathcal{G}_{\text{бо}}$ .

Дополнительные требования:

- Расположение силового цилиндра вертикальное;
- скорости рабочих ходов регулируются дросселем на «выходе» со стабилизацией расхода;
- обратный ход поршня цилиндра с постоянной максимальной скоростью;
- команда на реверс движения поршня от конечных выключателей;
- управление распределителем электрогидравлическое;
- уравнивание веса перемещаемых частей;
- принудительный теплоотвод из системы;

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

– останов в любом положении поршня с разгрузкой насоса.

**№ 5**

Заданный рабочий цикл привода подачи отрезного станка

1. Исходное положение «Стоп».

2. Быстрый подвод вправо с  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ .

3. Торможение цилиндра, медленный подвод с  $\mathcal{G}_{\text{РП1}}$ .

4. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{\text{РП2}}$ .

5. Реверс движения.

6. Быстрый отвод с  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- расположение цилиндра горизонтальное;
- быстрый подвод и отвод отрезного суппорта обеспечивается за счет полной производительности насоса;
- медленный подвод обеспечивает обычный дроссель, подключаемый распределителем,  $\mathcal{G}_{\text{РП1}} = 1,1 * \mathcal{G}_{\text{РП2}}$ ;
- регулятор расхода обеспечивает скорость рабочего хода (которую);
- останов в любом положении суппорта с разгрузкой насоса;
- время реверса регулируется;
- регулируемое подпорное давление на сливе.

**№ 6**

Заданный рабочий цикл привода подачи стола фрезерного полуавтомата:

1. Исходное положение «Стоп».

2. Быстрый подвод стола вправо с  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ .

3. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{\text{РП1}}$ .

4. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{\text{РП2}}$ .

5. Реверс движения.

6. Быстрый отвод стола с  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- Расположение силового цилиндра горизонтальное;
- скорости рабочего хода регулируются дросселями, стабилизированы по нагрузке  $\mathcal{G}_{\text{РП1}} = 1,2 * \mathcal{G}_{\text{РП2}}$ ;
- команда на реверс стола, изменение скорости поступает от упоров, действующих на конечные выключатели;

## Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

- обратный ход с постоянной скоростью;
- управление циклом работы – от распределителя;
- в положении «СТОП» обеспечить разгрузку насоса;
- дроссель совместно с 3-позиционным распределителем образуют трехскоростную панель.

**№ 7**

Заданный рабочий цикл привода инструмента протяжного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Рабочий ход протяжки с  $\mathcal{G}_{\text{рп}}$ .
3. Выдержка на упоре.
4. Быстрый отвод протяжки  $\mathcal{G}_{\text{бо}}$ .

Дополнительные требования:

- Расположение силового цилиндра горизонтальное;
- Скорость рабочего хода регулируемая;
- скорость обратного хода постоянная максимальная;
- разгрузка насоса в положении «Стоп»;
- управление распределителем гидравлическое от упоров стола;
- время реверсирования движения протяжки не регулируется;
- остановка протяжки в любом положении поршня гидроцилиндра;
- система остается заполненной при отключенном насосе.

**№ 8**

Заданный рабочий цикл привода подачи стола фрезерного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вправо с  $\mathcal{G}_{\text{бп}}$ .
3. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{\text{рп}}$ .
4. Реверс движения.
5. Быстрый отвод с  $\mathcal{G}_{\text{бо}}$ .

Дополнительные требования:

- расположение цилиндра горизонтальное;
- скорость рабочего хода регулируемая, стабилизирована по нагрузке;
- скорости быстрого подвода и отвода постоянные с использованием полной производительности насосной установки;
- в положении «Стоп» насосная установка разгружена на

гидробак при минимальном давлении;

- время реверсирования движения стола регулируемое.

### № 9

Заданный рабочий цикл агрегатной головки:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод влево с  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ .
3. Рабочий ход влево с  $\mathcal{G}_{\text{РП}}$ .
4. Реверс движения.
5. Быстрый отвод с  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- Расположение силового механизма горизонтальное;
- скорости рабочего хода регулируются дросселем, но без стабилизирующих устройств;
- скорость обратного хода нерегулируемая с использованием полного расхода насосной станции;
- разгрузка насосной установки в положении «Стоп»;
- управление распределителями электрогидравлическое;
- движение стола обеспечивает гидромотор через зубчатую передачу с  $U=1/2$  и передачу шестерня-рейка с  $Z_k=20$ ,  $m=3\text{мм}$ .

### № 10

Заданный рабочий цикл привода поперечной подачи токарного полуавтомата:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вправо с  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ .
3. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{\text{РП1}}$ .
4. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{\text{РП2}}$ .
5. Обратный ход с  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- скорости рабочих и обратного хода регулируемые, независимые;
- разгрузка насоса в положении «Стоп»;
- стабилизация скорости во время рабочих ходов,  $\mathcal{G}_{\text{РП1}} = 1,3 * \mathcal{G}_{\text{РП2}}$ .
- при быстрых перемещениях скорости не стабилизированы, более низкая скорость обеспечивается дросселем;
- Управление распределителем электрогидравлическое от

Проектирование гидромашин, гидроприводов и средств ГПА

упоров стола, без регулирования времени реверса;  
– движение стола обеспечивает гидромотор через зубчатую передачу с  $U=1/3$  и передачу винт-гайка с  $t_{\text{в}}=2,5$  мм.