

Министерство образования и науки РФ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Тульский государственный университет"

Политехнический институт

Кафедра *"Автоматизированные станочные системы"*

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО КОНТРОЛЬНО-КУРСОВОЙ (КОНТРОЛЬНОЙ) РАБОТЕ

по дисциплине

"Гидравлические и пневматические средства автоматизации"

Направление подготовки: *220700 Автоматизация технологических
процессов и производств"*

Профиль подготовки: *Автоматизация технологических процессов и
производств в машиностроении*

Форма обучения: *очная, заочная*

Тула 2011 г.

Методические указания по ККР (КРЗ) составлены профессором Трушиным Н.Н. и обсуждены на заседании кафедры "Автоматизированные станочные системы" механико-технологического факультета, протокол № ____ от " ____ " _____ 20 ____ г.

Заведующий кафедрой _____ А.Н. Иноземцев

Методические указания по ККР (КРЗ) пересмотрены и утверждены на заседании кафедры "Автоматизированные станочные системы" механико-технологического факультета.

Протокол № ____ от " ____ " _____ 20 ____ г.

Заведующий кафедрой _____ А.Н. Иноземцев

1. Введение

Целью выполнения данной контрольно-курсовой работы (ККР) студентами очной формы обучения или контрольной работы (КРЗ) студентами заочной формы обучения является закрепление теоретических и практических знаний по курсу "Гидравлические и пневматические средства автоматизации", полученных студентами в процессе лекционных и лабораторных занятий. При выполнении контрольно-курсовой работы студенты приобретают навыки проектирования и расчета различных гидравлических устройств. При этом студенты знакомятся со справочной литературой и стандартами, в которых содержатся сведения по устройству гидравлической аппаратуры, по условным изображениям на схемах и чертежах различных устройства гидропривода и т.п. Выполнение контрольной работы обеспечивает студенту более успешную работу над выпускной квалификационной работой бакалавра.

Гидроприводы машин разрабатываются, как правило, с использованием унифицированных и стандартных аппаратов, поэтому в ходе выполнения ККР (КРЗ), наряду со знаниями по выбору элементов гидропривода, студенты приобретают навыки расчета силовых гидравлических насосов, двигателей и соединительных трубопроводов. При выполнении ККР (КРЗ) студент должен находить наиболее экономичные конструктивные решения.

2. Объем и содержание контрольно-курсовой (контрольной) работы

Контрольно-курсовая (контрольная) работа выполняется по индивидуальному заданию, образец которого приведен в приложении 1. Результат работы студентами оформляется в виде расчетно-пояснительной записки, причем для подготовки и оформления рекомендуется использовать соответствующие программные средства персонального компьютера. Наличие графической части устанавливается преподавателем.

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах бумаги формата А4, с левой страницы оставляются поля шириной 25 мм, остальные поля – по 20 мм. Страницы должны быть пронумерованы. Контрольная работа должна начинаться с титульного листа, образец которого приведен в приложении 2. За титульным листом помещается задание на контрольную работу со всеми исходными данными заданного варианта.

В тексте ККР (КРЗ) приводятся необходимые схемы и чертежи, поясняющие расчетный материал. Ссылки в тексте записки на использованную литературу обозначаются порядковым номером источника в списке использованной литературы, заключительным в квадратные скобки, например [2].

Кроме титульного листа и задания ККР (КРЗ) должна включать следующие разделы:

- 1) введение;

2) принципиальную схему гидравлической системы, выполненную в соответствии с требованиями ЕСКД;

3) описание по схеме порядка работы агрегатов гидравлической системы;

4) расчет основных параметров агрегатов гидропривода;

5) расчет трубопроводов;

6) расчет гидродвигателя;

7) подбор основных агрегатов гидропривода по учебной и справочной литературе.

Расчетные формулы, приводимые в контрольной работе, должны сопровождаться объяснением всех буквенных обозначений с указанием размерностей подставляемых величин. При этом в формулы обязательно подставляются исходные данные и приводятся необходимые вычисления, сопровождаемые пояснениями. Формулы, таблицы, схемы, чертежи должны быть пронумерованы.

В конце записки помещается библиографический список использованной в процессе выполнения контрольной работы литературы, выполненный по ГОСТ 7.1-2003.

Студент должен подписать задание на контрольную работу и титульный лист работы перед сдачей преподавателю и указать дату окончания выполнения работы.

3. Общие указания по выполнению ККР (КРЗ)

3.1. Введение

Во введении необходимо отразить достоинства гидравлических приводов и их преимущества по сравнению с другими типами приводов – механическими, электромеханическими и пневматическими.

Принципиальная схема гидропривода в соответствии с заданием приводится в контрольной работе в виде отдельного рисунка в масштабе, удобном для её понимания. Вычерчивание элементов схемы производится в соответствии с требованиями ЕСКД на условные обозначения принципиальных гидравлических схем.

Описание принципиальной схемы начинается с того, что изображено на рисунке в статическом состоянии. Затем производится описание схемы в рабочем состоянии. При этом рассматриваются различные положения распределительного устройства. Последовательно описывается работа всех устройств в положении, изображенном на схеме, а затем – при реверсировании распределителя. После этого описывается поведение системы при перегрузке.

3.2. Выбор рабочей жидкости

Рабочая жидкость служит для передачи энергии от гидронасоса к гидродвигателю, для смазки механизмов и деталей гидравлических устройств, а также для отвода тепла от источников его выделения. К рабочей жидкости предъявляются ряд требований, сводящихся, в основном, к малому изменению ее физико-механических свойств в процессе эксплуатации гидропривода. Основными из этих требований являются следующие:

- 1) хорошие смазывающие свойства трущихся поверхностей;
- 2) малое изменение вязкости рабочей жидкости в широком диапазоне изменения рабочих температур и давлений;
- 3) соответствие вязкости рабочей жидкости посадкам и зазорам внутри гидроагрегатов чтобы избежать чрезмерной утечки жидкости при очень малой вязкости или чрезмерных потерь на трение при слишком большой её вязкости;
- 4) нейтральность рабочей жидкости по отношению к материалам гидроагрегатов, уплотнениям, покрытиям и прочим элементам гидропривода;
- 5) рабочая жидкость должна быть безопасна как в пожарном отношении, так и для обслуживающего персонала;
- 6) содержание загрязнений в жидкости, особенно абразивных частиц, должно быть минимальным.

В качестве рабочих жидкостей гидравлических систем в основном используются минеральные масла, получаемые в результате переработки нефти. Наиболее широко в машиностроительных гидроприводах применяются масла индустриальные по ГОСТ 20799-88 марок 12, 20, 30.

При эксплуатации гидропривода необходимо предусмотреть очистку масла от поступающих загрязнений и продуктов износа гидроагрегатов.

3.3. Выбор рабочих давлений

Давление рабочей жидкости в гидроприводе до 5 МПа называется низким, от 5 до 10 МПа – средним, от 10 до 30 МПа – высоким и выше 30 МПа – сверхвысоким. Давление в гидроприводе определяется нагрузкой на выходной элемент гидродвигателя и гидравлическими сопротивлениями, существующими в трубопроводах и гидроаппаратах. Рабочее давление зависит от соотношений между этими величинами.

При более высоких выбранных рабочих давлениях конструкции гидравлических машин получаются более компактными, масса их меньше за счет уменьшения размеров. Однако применение повышенного рабочего давления в гидроприводе осложняется трудностями, связанными с эффективностью уплотнений, с конструкцией клапанов, с необходимостью принимать во внимание упругость рабочей жидкости и др. Следует иметь в виду, что объемный насос может работать в пределах от наименьшего до наибольшего рабочего давления, допускаемого его конструкцией.

В гидроприводах технологических машин различного назначения применяются давления до 35 МПа и в некоторых случаях – до 50 МПа. В

гидроприводах металлорежущих станков и кузнечно-прессового оборудования в большинстве случаев применяются низкие и средние давления и частично – высокие.

3.4. Основные законы движения жидкости.

При различных гидравлических расчетах большое значение имеет правильное определение режима течения жидкости в гидравлическом агрегате. Режим течения жидкости определяется по числу (критерию) Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d \nu}, \quad (1)$$

где v, Q – средняя скорость, м/с, и расход рабочей жидкости, м³/с;
 d – внутренний диаметр трубопровода, м;
 ν – кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

При числе Рейнольдса меньше критического, то есть при $\text{Re} < \text{Re}_{кр}$ режим течения жидкости будет ламинарным, при $\text{Re} > \text{Re}_{кр}$ – турбулентным. За критическое значение числа Рейнольдса для круглых гладких труб принимают $\text{Re}_{кр} = 2300$.

Для правильного определения потерь, например, давления, по числу Рейнольдса и относительной шероховатости Δ_o внутренних стенок трубы определяет зону сопротивления:

$$\Delta_o = \frac{\Delta}{d}, \quad (2)$$

где Δ – абсолютная шероховатость стенок трубопровода. При расчетах гидропривода используют уравнение Бернулли, уравнение неразрывности потока жидкости и формулы для определения потерь напора и давления по длине трубопровода и в местных сопротивлениях.

4. Расчет гидроцилиндра

4.1. Общие положения

Силовые гидроцилиндры являются гидродвигателями, осуществляющими прямолинейное возвратно-поступательное движение выходного звена (штока). Силовые гидроцилиндры подразделяются на гидроцилиндры одностороннего действия, двухстороннего действия и дифференциальные гидроцилиндры. Основными рабочими элементами каждого силового гидроцилиндра является шток с поршнем (плунжером) и цилиндр. Один из них крепится к объекту неподвижно, а второй совершает

возвратно-поступательное движение под давлением рабочей жидкости, действующей на поршень (плунжер), или под действием внешней нагрузки.

При проектировании силовых гидроцилиндров проводятся следующие конструктивные решения и расчеты:

- 1) выбирается или задается тип гидроцилиндра, ход штока, способ его крепления;
- 2) определяется или задается внешняя нагрузка, действующая вдоль оси на шток гидроцилиндра;
- 3) определяется или задается величина рабочего давления в гидроцилиндре;
- 4) определяются силы, потребные для преодоления внешней нагрузки в обеих сторонах движения штока;
- 5) определяется потребные площади поршней по найденным величинам потребной силы и рабочего давления;
- 6) определяется диаметр штока и толщина стенки цилиндра;
- 7) выбирается тип уплотнений поршня и штока;
- 8) по условиям компоновки определяется максимально допустимые габаритные размеры гидроцилиндра;
- 9) по заданной скорости перемещения штока определяется расход рабочей жидкости;
- 10) разрабатываются рабочие чертежи гидроцилиндра (при наличии в задании соответствующего требования);
- 11) производится проверочный расчёт гидроцилиндра на прочность и устойчивость после приведения размеров к стандартным размерам.

4.2. Выбор типа гидроцилиндра

Выбор типа гидроцилиндра производится в зависимости от требований, предъявляемых к работе исполнительных устройств технологической машины. Если поршень гидроцилиндра может быть возвращен в исходное положение под действием пружины или под действием силы тяжести, то применяются силовые гидроцилиндры одностороннего действия.

При необходимости надёжного выполнения исполнительным устройством рабочих движений как при выдвигании штока, так и при его втягивании применяются гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним или двухсторонним штоком.

Длина хода L поршня (штока) гидроцилиндра определяется необходимой величиной линейного или углового перемещения рабочего органа машины, приводимого в движение силовым гидроцилиндром. Обычно длина хода берется в пределах $L = (4 - 6)D$ и в некоторых случаях может быть и больше, достигая $20D$ (D – диаметр поршня).

4.3. Расчет диаметра поршня и величины рабочего давления

Усилие, действующее на шток гидроцилиндра, и величина рабочего давления в его поршневой полости связаны уравнением:

$$F = P_p S \eta_n, \quad (3)$$

где $S = \frac{\pi D^2}{4}$ – площадь поршня, м²;

η_n – механический КПД гидроцилиндра, учитывающий потери на трение в уплотнениях поршня и штока. Величина механического КПД находится в пределах $\eta_n = 0,85 \dots 0,95$.

Из уравнения (3) можно найти рабочее давление или площадь поршня:

$$P_p = \frac{F}{\eta_n S}, \quad (4)$$

$$S = \frac{F}{P_p \eta_n}. \quad (5)$$

Диаметр поршня вычисляется по формуле:

$$D_p = \sqrt{\frac{4F}{\eta_n S}}. \quad (6)$$

Диаметр штока принимается равным $(0,3 \dots 0,7)D$ и затем проверяется из условий прочности штока на продольный изгиб.

В некоторых случаях бывает необходимо знать усилие $F_{см}$, развиваемое поршнем при втягивании штока в цилиндр. Это усилие определяется по выражению:

$$F_{см} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)P_p \eta_n. \quad (7)$$

Расход жидкости, подаваемый в поршневую полость гидроцилиндра, и скорость движения поршня гидроцилиндра связаны соотношением:

$$Q = v_n S. \quad (8)$$

Фактический расход жидкости, подаваемый в гидроцилиндр, будет:

$$Q_{\phi} = \frac{Q}{\eta_{об}}, \quad (9)$$

или

$$Q = Q_{\phi} \eta_{об},$$

где $\eta_{об}$ – объемный КПД, учитывающий утечки рабочей жидкости в зазорах в подвижных соединениях гидроцилиндра поршня и штока. Величина объемного КПД гидроцилиндра находится в пределах $\eta_{об} = 0,98 \dots 0,99$.

Скорость поршня, при подаче жидкости в поршневую полость, равна

$$v_n = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi D^2}. \quad (10)$$

При подаче рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра, скорость $v_{шт}$ поршня будет равна

$$v_{um} = \frac{Q}{n(D^2 - d^2)}. \quad (11)$$

4.4. Расчет гидроцилиндра на прочность

Силовые гидроцилиндры при работе подвергаются действию внутреннего давления рабочей жидкости и внешней нагрузки. На прочность должны рассчитываться все детали и элементы силового гидроцилиндра – цилиндры (гильзы), крышки, поршни, штоки, узлы крепления и пр. Элементы гидросистемы рассчитываются на так называемое условное давление P_y , которое превышает рабочее на 20–30% :

$$P_y = (1,2 \dots 1,3) P_p. \quad (12)$$

Это делается с целью создания большей гарантии от гидравлических ударов, толчков и т.п.

Приближенно, толщина стенки δ_y цилиндра определяется по формуле:

$$\delta_y = \frac{P_y D}{2\sigma_{дон}}, \quad (13)$$

где $\sigma_{дон}$ – допустимое напряжение, для углеродистой конструкционной стали принимается равным $\sigma_{дон} = (400 \dots 500) 10^5$ Па.

Наружный диаметр цилиндра будет равен

$$D_m = D + 2\sigma_y \quad (14)$$

Величины, полученные по формулам (13) и (14), округляются в большую сторону до нормализованных значений. Силовые гидроцилиндры, имеющие значительный ход штока ($L > 10d$), должны также рассчитываться на продольную устойчивость.

5. Расчет трубопроводов

Расчет трубопровода проводится с целью определения его геометрических размеров и потерь давления. Исходными данными для расчета трубопровода являются давление рабочей жидкости, ее расход, скорость течения, а также количество местных сопротивлений. При расчете трубопроводов большое значение имеет правильный выбор скорости течения жидкости. В случаях малых скоростей жидкости увеличиваются размеры, вес и стоимость трубопровода и всей смонтированной на нем гидроаппаратуры. Наоборот, большие скорости жидкости приводят к уменьшению размеров трубопровода, но одновременно и к большим затратам энергии, что может повести к значительному нагреву рабочей жидкости. На практике были найдены наиболее удовлетворительные скорости течения рабочей жидкости, которые равны:

– во всасывающем трубопроводе $v_{вс} = 0,5 \dots 1,5$ м/с;

- в сливном трубопроводе $v_{сл} = 1 \dots 2$ м/с;
- в напорном трубопроводе $v_n = 3 \dots 5$ м/с.

При этом большие значения v_n берутся для гидросистем с большим давлением рабочей жидкости (10 МПа и выше).

По выбранной или заданной соответствующей скорости определяются внутренние диаметры соответствующих трубопроводов:

$$\text{всасывающего} \quad d_{вс} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{\phi}}{v_{вс}}}, \quad (15)$$

$$\text{напорного} \quad d_n = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{\phi}}{v_n}}, \quad (16)$$

$$\text{сливного} \quad d_{сл} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{\phi}}{v_{сл}}}. \quad (17)$$

Полученные при расчете значения диаметров округляется, как правило, в большую сторону до ближайшего стандартного значения.

Толщина стенки σ трубопровода проверяется из условия прочности по формуле:

$$\sigma = \frac{Pdk}{2\sigma_{\delta}}, \quad (18)$$

где P – максимальное давление в трубе, Па;

d – внутренний диаметр трубы, м;

k – коэффициент безопасности (запаса);

σ_{δ} – допускаемое напряжение на растяжение материала трубы, Па.

При расчете потерь давления в трубопроводах используется уравнение, учитывающее, что суммарные потери равны сумме потерь напора на трение по длине $\sum h_{ндл i}$ и потерь напора в местных сопротивлениях $\sum h_{нм i}$:

$$\Delta P_n = \gamma \sum h_n = \gamma \left(\sum h_{ндл i} + \sum h_{нм i} \right), \quad (19)$$

где γ – удельный вес рабочей жидкости, Н/м³;

$$\gamma = \rho g \quad (20)$$

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, 9,81 м/с².

Для определения потерь давления необходимо знать режим течения жидкости и зону сопротивлений. Потери напора на трение по длине в соответствующем трубопроводе определяется по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{дл i} = \lambda_i \frac{l_i v_i^2}{d_i 2g}. \quad (21)$$

Потери напора в местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха:

$$h_{nmi} = \xi_i \frac{v_i^2}{2g}, \quad (22)$$

где v_i – средняя скорость течения жидкости, м/с;

l_i, d_i – длина и внутренний диаметр трубопровода, м;

λ_i – коэффициент сопротивления трения, зависящий от режима течения жидкости и относительной шероховатости Δ_s трубопровода. При определении относительной шероховатости величину абсолютной шероховатости можно принять для стальных труб $\Delta = 0,03 \dots 0,05$ мм, для труб из цветных металлов $\Delta = 0,002 \dots 0,01$ мм;

ξ_i – коэффициент местного сопротивления, зависящий от режима течения жидкости и вида местного сопротивления.

Суммарные потери давления для соответствующего трубопровода вычисляются по формуле:

$$\sum h_{ni} = \frac{v_i^2}{2g} \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum \xi_i \right). \quad (23).$$

Для определения коэффициента сопротивления трения λ по формуле (1) находим число Рейнольдса, по которому устанавливаем режим течения жидкости и соответствующую зону сопротивлений в трубопроводе. При ламинарном течении жидкости коэффициент λ определяется по эмпирической формуле:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}, \quad (24)$$

или по формуле

$$\lambda = \frac{75}{\text{Re}}. \quad (25)$$

Формула (25) учитывает охлаждение слоев жидкости, прилегающих к стенкам трубопровода, и поэтому является более предпочтительной. При турбулентном режиме течения жидкости учитываются следующие зависимости.

1. Зона гидравлически гладких труб, когда величина выступов Δ шероховатости труб меньше толщины ламинарной пленки δ_{nl} , определяемой по уравнению

$$\delta_{nl} = \frac{30d}{\text{Re} \sqrt{\lambda}}. \quad (26)$$

При этом $\text{Re}_{кр} < \text{Re} < \frac{20d}{\Delta}$ и коэффициент λ определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}}; \quad (27)$$

2. Переходная зона (не полностью шероховатые трубы), когда $20 \frac{d}{\Delta} < Re < 500 \frac{d}{\Delta}$, коэффициент λ определяется по формуле:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (28)$$

3. Зона гидравлически шероховатых труб, когда $Re \geq 500 \frac{d}{\Delta}$, коэффициент λ определяется по формуле

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \lg \frac{d}{\Delta} \right)^2}, \quad (29)$$

или по формуле, близкой к предыдущей:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (30)$$

6. Подбор агрегатов гидропривода

Основными параметрами, по которым осуществляется подбор гидроагрегатов, являются давление (напор) и расход (подача) жидкости.

6.1. Подбор гидронасоса

При выборе насоса, кроме давления и расхода, принимают во внимание ряд требований, такие, например, как надёжность в эксплуатации, удобство монтажа, обслуживания, затраты энергии, КПД и ряд других.

Давление, развиваемое насосом, определяется по формуле

$$P_n = P_p + \gamma \sum h_{\pi}, \quad (31)$$

где P_p – рабочее давление, определяемое выражением (4);

$\sum h_{\pi}$ – суммарные потери, равные сумме потерь во всасывающем, напорном и сливном трубопроводах:

$$\sum h_{\pi} = \sum h_{\text{вс}} + \sum h_{\text{пн}} + \sum h_{\text{сл}}. \quad (32)$$

Теоретическая подача насоса определяется по формуле

$$Q_m = \frac{Q_{\phi}}{\eta_{об}}, \quad (33)$$

где Q_{ϕ} – фактическая подача, определяется по формуле (9);

$\eta_{об}$ – объемный КПД насоса, зависящий от типа насоса и выбираемый по справочным данным.

Мощность, потребляемая насосом, определяется по формуле

$$N_{\pi} = \frac{P_n Q_{\phi}}{1000} \text{ (кВт)}, \quad (34)$$

где P_n – давление насоса, Па;

Q_ϕ – подача насоса, м³/с.

Полная потребляемая мощность насосом будет равна

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_n}{\eta}, \quad (35)$$

где η – полный КПД насоса, определяется по справочным данным в зависимости от типа и модели насоса.

По этим данным, округленным в большую сторону, подбирается типоразмер насоса, и определяется его полная техническая характеристика.

6.2. Выбор гидрораспределителя

Гидрораспределители осуществляют подачу рабочей жидкости под давлением в одну из полостей гидроцилиндра и одновременно отвод её из противоположной полости в резервуар. Наибольшее распространение получили золотниковые распределители, основным преимуществом которых является простота управления, высокий объемный КПД, а также уравновешенность золотника в радиальном и в осевом направлении.

Гидрораспределители подбираются по наибольшему рабочему давлению и номинальному расходу. Для подбора гидрораспределителя давление вычисляется по формуле (31), а расход – по формуле (9).

Потери давления в гидрораспределителе определяются из его технической характеристики. С целью снижения массы иногда допускают увеличение расхода через гидрораспределитель, но не более чем на 40% относительно указанного в его технической характеристике наибольшего расхода. В этом случае потери давления будут увеличиваться и определяться по приближенной формуле:

$$\Delta P_{\text{г.р.}} = \Delta P_n \left(\frac{Q_\phi}{Q_n} \right)^2, \quad (36)$$

где Q_n и ΔP_n – соответственно расход и потери давления при номинальном режиме, указанном в технической характеристике гидрораспределителя.

Если величина потерь, определенная по формуле (36), окажется значительной, необходимо изменить величины номинального давления и расхода рабочей жидкости.

6.3. Выбор предохранительного клапана

Предохранительный клапан обеспечивает защиту гидропривода от перегрузок. Предохранительный клапан подбирается по максимальным значениям давлению и расхода рабочей жидкости. Давление настройки предохранительного клапана выбирается таким, чтобы оно было больше на 20 ... 40% рабочего давления в гидроприводе. При использовании

предохранительного клапана в качестве переливного, давление настройки клапана обеспечивается на 10...15% больше рабочего давления.

6.4. Выбор фильтра

Тип фильтра выбирается по требуемой тонкости фильтрации рабочей жидкости, по ее расходу и давлению. Наибольшая долговечность работы агрегатов гидропривода обеспечивается при установке фильтров с тонкостью фильтрации 0,01 мм и менее. Однако такие фильтры имеют малую пропускную способность.

Наибольшее распространение получили пластинчатые и сетчатые фильтры с тонкостью фильтрации 0,06 ... 0,15 мм. Обычно эти фильтры устанавливаются в сливной магистрали, и через фильтр проходит весь расход жидкости. На входе в резервуар устанавливается заливной фильтр, обеспечивающий тонкость фильтрации 0,1 ... 0,2 мм. Тонкость фильтрации рекомендуется техническими характеристиками насосов. Расход жидкости через фильтр определяется по уравнению (9). Фильтры тонкой очистки (тонкость фильтрации менее 0,01 мм) устанавливаются в ответвлении напорного трубопровода, через которое проходит не более 10 ... 20% общего расхода рабочей жидкости. На входе в гидронасос устанавливают сетчатый фильтр грубой очистки с большой пропускной способностью.

6.5. Резервуар для рабочей жидкости

Емкость резервуара для рабочей жидкости определяется из условия, чтобы обеспечить помещение достаточного количества рабочей жидкости для заполнения всех объемов гидроагрегатов, а также изменение объемов в процессе работы и вследствие температурного расширения. Объем резервуара должен обеспечить достаточную теплоотдачу окружающей среде, чтобы температура масла в гидроприводе не повышалась выше 50–60°C. Поэтому обычно в гидроприводах объем резервуаров выбирается равным 2-3-трехминутной производительности насоса или рассчитывают объем резервуара по различным эмпирическим формулам, приводимым в литературе. Для уменьшения объема резервуар может оснащаться охлаждающим устройством. Резервуар заполняется рабочей жидкостью не более чем на 80–85% геометрического объема с целью компенсации теплового расширения жидкости.

7. Библиографический список рекомендуемой литературы

Основная литература

1. Артемьева Т.В. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учеб. пособие / Т.В. Артемьева [и др.]; под ред. С.П. Стесина. – М.: Академия, 2008. – 336 с. (16 экз.)
2. Гидравлика и объемный гидропривод: Учеб. пособие для вузов / Иванов В.И., Навроцкий В.К., Сазанов И.И., Трифонов О.Н. – М.: МГТУ "Станкин", 2003. – 154 с. (10 экз.)
3. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов. – М.: Машиностроение, 2009. – 304 с. (15 экз.)
4. Иноземцев А.Н., Трушин Н.Н. Гидравлика. Основы проектирования и расчета объемного гидравлического привода: учеб. пособие. – М.: Изд-во ТулГУ, 2009. – 224 с. (45 экз.)
5. Корнилов В.В., Синицкий В.М. Гидропривод в кузнечно-штамповочном оборудовании / В.В. Корнилов, В.М. Синицкий. – М.: Машиностроение, 2002. – 224 с. (9 экз.)
6. Лепешкин А.В., Михайлин А.А. Гидравлические и пневматические системы: учебник для сред. проф. образования. – М.: Академия, 2007. – 336 с. (10 экз.)
7. Подколзин А.А., Пискунов О.М., Демин К.В. Разработка объемного гидропривода поступательного действия: Учеб.-метод. пособие по выполнению курсовых работ. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2003. – 58 с. (5 экз.)
8. Подколзин А.А., Пискунов О.М., Ковалев Р.А. Гидравлика, гидромашины, объемный гидропривод: Учебное пособие. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. – 148 с. (5 экз.)
9. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с. (15 экз.)
10. Схиртладзе А.Г., Иванов В.И., Варев В.Н. Гидравлические и пневматические системы: учеб. пособие для вузов – М.: МГТУ "Станкин", 2003. – 544 с. (7 экз.)

Дополнительная литература

1. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод: учеб. пособие. – М.: Недра, 1991. – 331 с. (8 экз.)
2. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. – Киев: Вища школа, 1980. – 231 с. (19 экз.)
3. Гидравлика, гидромашины и гидропривод: учебник / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с. (12 экз.)
4. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с. (34 экз.)
5. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник. – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с. (33 экз.)

6. Никитин О.Ф., Холин К.М. Объемные гидравлические и пневматические приводы: Учеб. пособие. – М.: Машиностроение, 1981. – 269 с. (8 экз.)

7. Проектирование гидравлических систем машин: Учеб. пособие / Г.М. Иванов [и др.]; Под общ. ред. Г.М. Иванова. – М.: Машиностроение, 1992. – 224 с. (9 экз.)

8. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов и др.; Под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Высш. шк., 1985. – 382 с. (35 экз.)

9. Столбов Л.С., Перова А.Д., Ложкин О.В. Основы гидравлики и гидропривод станков: учеб пособие. – М.: Машиностроение, 1988. – 256 с. (6 экз.)

10. Трифонов О.Н., Иванов В.И., Трифонова Г.О. Приводы автоматизированного оборудования: учеб. пособие. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с. (10 экз.)

11. Юшкин В.В. Основы расчета объемного гидропривода: учеб. пособие. – Минск: Высш. шк., 1982. – 93 с. (143 экз.)

Примечание: в скобках приведено количество экземпляров издания в фондах научной библиотеки ТулГУ.

Образец бланка задания на ККР (КРЗ)

ФГБОУ ВПО "Тульский государственный университет"

Политехнический институт

Кафедра "Автоматизированные станочные системы"

Дисциплина "Гидравлические и пневматические средства автоматизации"

ЗАДАНИЕ

на контрольно-курсовую (контрольную) работу

"Расчет объемного гидропривода поступательного (вращательного)
движения"

Вариант _____

Студенту группы _____
(индекс группы) (фамилия, инициалы)

Исходные данные для расчета:

- 1) тип гидронасоса – _____
- 2) тип гидродвигателя – _____
- 3) нагрузка (мощность) на рабочем органе - _____
- 4) скорость рабочего органа – _____
- 5) длина напорного трубопровода, м – _____
- 6) длина сливного трубопровода, м – _____
- 7) тип гидрораспределителя – _____
- 8) способ управления гидрораспределителем – _____

Содержание отчета:

- 1) принципиальная схема гидросистемы;
- 2) описание по схеме порядка работы агрегатов гидросистемы;
- 3) расчет основных параметров агрегатов гидросистемы;
- 4) расчет трубопроводов;
- 5) расчет гидроцилиндра;
- 6) подбор основных агрегатов гидросистемы.

Задание выдал: _____
(подпись руководителя)(Ф.И.О. руководителя)Задание получил: _____
(подпись студента, дата) (Ф.И.О. студента)

Образец титульного листа

Министерство образования и науки РФ

ФГБОУ ВПО "Тульский государственный университет"

Политехнический институт

Кафедра "Автоматизированные станочные системы"

Дисциплина: "Гидравлические и пневматические средства автоматизации"

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к контрольно-курсовой (контрольной) работе
"Расчета объемного гидропривода "

Выполнил студент группы _____

Проверил преподаватель _____

Образец оформления контрольно-курсовой работы

Министерство образования и науки РФ

ФГБОУ ВПО "Тульский государственный университет"

Политехнический институт

Кафедра "Автоматизированные станочные системы"

Дисциплина: Гидравлические и пневматические средства автоматизации

КОНТРОЛЬНО-КУРСОВАЯ РАБОТА

(или КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА)

"Расчета объемного гидропривода поступательного движения"

Выполнил студент группы xxxxxx

Проверил преподаватель

Министерство образования и науки РФ
 ФГБОУ ВПО "Тульский государственный университет"
 Политехнический институт
 Кафедра "Автоматизированные станочные системы"

Дисциплина "Гидравлические и пневматические средства автоматизации"

ЗАДАНИЕ

на контрольно-курсовую (контрольную) работу
 "Расчета объемного гидропривода поступательного движения"

Вариант _____

Студенту группы _____
 (индекс группы) (фамилия, инициалы)

Исходные данные для расчета:

- 1) тип гидронасоса – пластинчатый
- 2) тип гидродвигателя – гидроцилиндр с двухсторонним штоком
- 3) нагрузка (мощность) на рабочем органе – 42,5 кН
- 4) скорость рабочего органа – 0,33 м/с
- 5) длина напорного трубопровода, м – 5,0
- 6) длина сливного трубопровода, м – 5,0
- 7) тип гидрораспределителя – трехпозиционный
- 8) управления гидрораспределителем – электромагнитное
- 9) тип напорного и сливного трубопроводов – жесткие металлические
- 10) расположение фильтра – в сливной магистрали

Содержание отчета:

- 1) принципиальная схема гидросистемы;
- 2) описание по схеме порядка работы агрегатов гидросистемы;
- 3) расчет основных параметров агрегатов гидросистемы;
- 4) расчет трубопроводов;
- 5) расчет гидроцилиндра;
- 6) подбор основных агрегатов гидросистемы.

Задание выдал: _____
 (подпись руководителя)(Ф.И.О. руководителя)

Задание получил: _____
 (подпись студента, дата) Блинчиков А.Л.
 (Ф.И.О. студента)

1. Принципиальная схема гидравлического привода

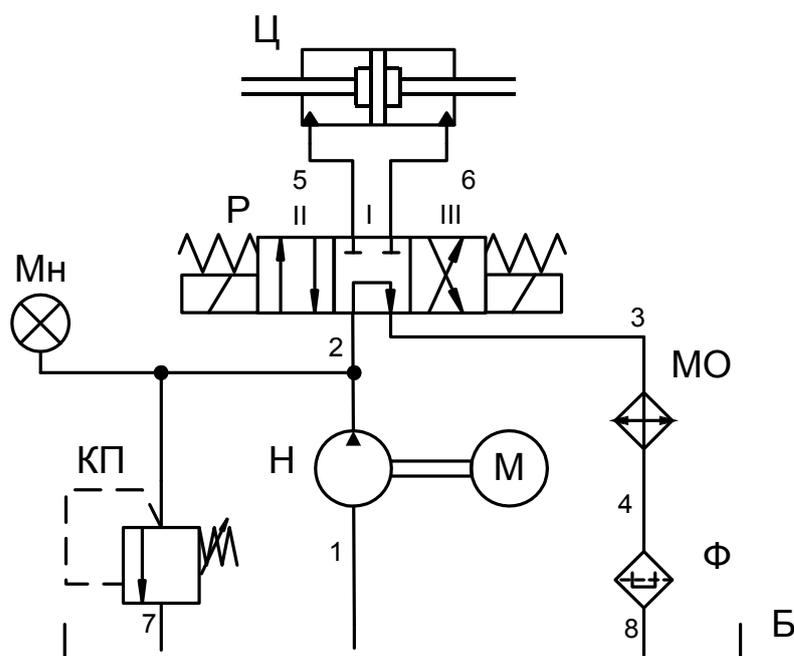


Рис. 1. Принципиальная схема гидравлического привода

Условные обозначения элементов гидравлического привода:

Б – резервуар (бак) для рабочей жидкости;

Н – насос гидравлический нерегулируемый;

М – приводной асинхронный электродвигатель;

КП – клапан предохранительный переливной регулируемый;

Мн – манометр;

Р – трехпозиционный 4-линейный гидравлический распределитель с дистанционным электромагнитным управлением;

Ц – гидравлический цилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком;

МО – маслоохладитель (теплообменник);

Ф – фильтр масляный полнопоточный.

Условные обозначения трубопроводов:

1 – всасывающий трубопровод;

2 – напорный трубопровод;

3, 4 – участки сливного трубопровода;

5, 6 – трубопроводы, соединяющие распределитель с гидроцилиндром.

2. Описание работы гидравлического привода

Первичной частью гидропривода является насос Н пластинчатого типа, создающий напор рабочей жидкости, в качестве которой используется минеральное масло. Насос приводится в действие от асинхронного электродвигателя М. Энергия рабочей жидкости преобразуется в

механическую работу с помощью гидравлического двигателя объемного типа – гидравлического цилиндра Ц, штоки которого соединены с рабочим органом технологической машины (на схеме не показан). Гидропривод имеет разомкнутую циркуляцию рабочей жидкости, резервуаром рабочей жидкости служит масляный бак Б закрытого типа. Жидкость в баке находится под атмосферным давлением.

Для управления механизмами, приводимыми в движение гидроприводом, для обеспечения заданных скоростей и схемы движения, последовательности работы механизмов посредством соответствующего изменения давления и расхода рабочей жидкости в данном гидроприводе предусмотрены направляющий (распределитель Р) и регулирующий (предохранительный клапан КП) гидравлические аппараты. Перемещение золотника распределителя вправо или влево осуществляется посредством двух электромагнитов. В среднее (исходное) положение золотник устанавливается при обесточенных электромагнитах с помощью двух пружин.

Необходимые качественные показатели и состояние рабочей жидкости (вязкость, температура, степень очистки) поддерживаются кондиционерами рабочей жидкости: масляным фильтром Ф и маслоохладителем МО. Дополнительное охлаждение масла также осуществляется в масляном баке Б.

Гидропривод работает следующим образом. Насос Н всасывает масло из бака Б и подает ее в гидроцилиндр Ц через распределитель Р. Распределитель имеет две рабочие и одну нейтральную позицию, обозначенные на схеме римскими цифрами I, II, III. При установке золотника распределителя в среднее положение I под действием пружин образуется следующий гидропоток:

$$(Б)1(H)2 \begin{cases} (P-I)3(MO)4(\Phi)8(Б) \\ (КП)7(Б) \end{cases} .$$

В среднем положении распределителя рабочие полости гидроцилиндра заперты, а насос разгружается – перекачивает масло с небольшим давлением через распределитель по сливному трубопроводу в бак. В этом положении распределителя происходит холостой ход гидропривода.

При установке распределителя в положение II включается ход поршня гидроцилиндра вправо. При этом образуется следующий гидропоток:

$$(Б)1(H)2 \begin{cases} (P-II)5(Ц \rightarrow)/(Ц)6(P)3(MO)4(\Phi)8(Б) \\ (КП)7(Б) \end{cases} .$$

Масло подается в левую полость гидроцилиндра, при этом масло из правой полости сливается в бак.

При установке распределителя в положение III включается ход поршня гидроцилиндра влево. При этом образуется следующий гидропоток:

$$(Б)1(H)2 \begin{cases} (P-III)6(Ц \leftarrow)/(Ц)5(P)3(MO)4(\Phi)8(Б) \\ (КП)7(Б) \end{cases} .$$

Масло подается в правую полость гидроцилиндра, при этом масло из левой полости сливается в бак.

Поскольку данный гидропривод является нерегулируемым, то избыток масла от нерегулируемого насоса при рабочем ходе поршня гидроцилиндра сливается в бак через переливной клапан КП, который также предохраняет агрегаты гидропривода от перегрузки при недопустимо высоком давлении масла. Давление масла при работе гидропривода контролируется с помощью манометра Мн.

3. Выбор номинального давления и марки рабочей жидкости

В первую очередь необходимо определить режим работы данного гидропривода. Исходя из заданных исходных данных, выбираем средний режим гидропривода, который характеризуется следующими характеристиками:

- интенсивность использования рабочего органа машины – 100–200 включений в час;
- коэффициент использования номинального давления – 0,4–0,7;
- коэффициент продолжительности работы привода под нагрузкой – 0,3–0,5.

Исходя из того, что был выбран средний режим работы гидропривода, оснащенного пластинчатым гидронасосом, номинальное давление рабочей жидкости выбирается равным 6,3 МПа, что соответствует нормальному ряду номинальных давлений по ГОСТ 6540-68.

Выбор марки рабочей жидкости определяется режимом работы гидропривода, температурными условиями его работы, номинальным давлением рабочей жидкости. Предполагается, что гидропривод предназначен для работы при положительных температурах окружающей среды, а максимальная температура рабочей жидкости не должна превышать 60°C. Перечисленным условия соответствует минеральное масло марки МГ20, которое предназначено для применения в гидроприводах, работающих при положительных температурах в закрытых помещениях. Масло МГ20 обладает следующими техническими характеристиками:

- кинематическая вязкость при 50°C – 20 мм²/с (20 сСт);
- температура застывания – –40°C;
- температура вспышки – 180°C;
- плотность при 50°C – 985 кг/м³.

4. Расчет гидравлического цилиндра

Внутренний диаметр гидроцилиндра определяется в зависимости от направления действия рабочего усилия на рабочий орган машины по следующей формуле [2]:

$$D = 35,7 \sqrt{\frac{P}{\left(p - \frac{p_{ш}}{\psi}\right) \eta_{мц}}},$$

где P – заданное рабочее усилие, кН; p – рабочее давление масла на входе в гидроцилиндр; $\psi = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$ – коэффициент мультипликации, равный отношению площадей поршня в поршневой и штоковой полостях; d – диаметр штока; $\eta_{мц}$ – механический КПД гидроцилиндра; $p_{ш}$ – противодействие, возникающее вследствие вытекания масла из гидроцилиндра и определяемое сопротивлением движению масла по сливной гидролинии. Предварительно можно принять $p_{ш} = 0,3 \dots 0,5 \text{ МПа}$.

Так как гидроцилиндр имеет двухсторонний шток, и оба штока имеют одинаковый диаметр, то коэффициент мультипликации принимаем равным 1,33. Механический КПД гидроцилиндра принимаем равным 0,95. Тогда расчетный внутренний диаметр гидроцилиндра будет равен

$$D = 35,7 \sqrt{\frac{42,5}{\left(\frac{6,3}{1,33} - 0,5\right) \cdot 0,95}} \approx 98 \text{ мм.}$$

Полученную величину округляем в большую сторону до ближайшего нормального значения по ОН 22-176-69: $D = 110$ мм. Диаметр штока при $\psi = 1,33$ будет равен $d = 50$ мм.

После округления диаметров цилиндра и штока вычислим развиваемое гидроцилиндром рабочее усилие:

$$P = 10^{-3} \frac{\pi}{4} D^2 \left(p - \frac{p_{ш}}{\psi}\right) \eta_{мц} = 10^{-3} \cdot \frac{3,14159}{4} \cdot 110^2 \left(6,3 - \frac{0,5}{1,33}\right) \cdot 0,95 \approx 53,5 \text{ кН.}$$

Расчетное усилие на штоке гидроцилиндра больше, чем заданная нагрузка на рабочем органе машины.

Определим расход масла, потребляемого гидроцилиндром. Для получения заданной скорости c (м/мин) скорости поршня в полость гидроцилиндра с площадью поршня F (м²) следует подать теоретический расход (л/мин):

$$Q_{ц} = 10^3 c F = 10^3 \cdot 19,8 \cdot \frac{3,14159}{4} (110^2 - 50^2) \cdot 10^{-6} \approx 149 \text{ л/мин}$$

где $c = 0,33 \cdot 60 = 19,8$ м/мин.

Такой же объем масла будет вытесняться в сливной трубопровод из противоположной полости гидроцилиндра.

5. Выбор гидронасоса

В данном однопоточном гидроприводе один насос обеспечивает питанием единственный гидроцилиндр, поэтому его расчетная подача должна быть равной теоретическому расходу масла, подаваемого в гидроцилиндр: $Q_n = Q_{ц} = 149$ л/мин. Величина Q_n равна расходу гидропривода.

По справочнику [1] выбираем однопоточный пластинчатый насос двойного действия модели Г12-26АМ, который характеризуется следующими основными параметрами:

- рабочий объем – 224 см³;
- номинальная подача – не менее 200 л/мин;
- номинальное давление на выходе из насоса – 6,3 МПа;
- максимальное давление – 7,0 МПа;
- номинальная частота вращения вала – 960 мин⁻¹;
- максимальная частота вращения вала – 960 мин⁻¹;
- минимальная частота вращения вала – 600 мин⁻¹;
- номинальная потребляемая мощность – 24,5 кВт;
- затрачиваемая мощность при давлении на выходе из насоса, равном нулю, – 4,8 кВт;
- объемный КПД при номинальном режиме работы – не менее 0,95;
- полный КПД при номинальном режиме работы – не менее 0,87;
- технический ресурс – не менее 2000 часов;
- масса – 40 кг.

Насос приводится от асинхронного электродвигателя 4А200М6У3 с синхронной частотой вращения 1000 мин⁻¹ и номинальной мощностью 22 кВт.

Максимальное давление, которое может развивать насос при перегрузках, ограничивается предохранительным клапаном. Предохранительный клапан открывается при давлении, превышающем расчетное давление насоса, на 15–30%. Исходя из указанного условия и технических параметров насоса Г12-26АМ, давление настройки предохранительного клапана устанавливается равным 7,0 МПа.

6. Расчет трубопроводов

6.1. Расчет диаметров трубопроводов

Расчет трубопроводов состоит в определении внутреннего диаметра трубопроводов и потерь давления, возникающих при движении масла по трубопроводам и другим элементам гидропривода. Расчет трубопроводов производится по участкам, на которые разбивается гидравлическая схема гидропривода. Под участком понимается часть гидролинии между разветвлениями, пропускающая постоянный расход и имеющая постоянный диаметр. Участок может представлять собой прямолинейный участок трубы

либо на нем могут быть присутствовать различные местные сопротивления (колена, тройники, крестовины, штуцеры и другие).

Внутренний диаметр жесткой металлической трубы или гибкого резинометаллического рукава предварительно определяется по формуле

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}},$$

где Q – расход жидкости на рассматриваемом участке, л/мин; v – средняя скорость жидкости, м/с. Полученное значение диаметра округляется до величины, определяемой ГОСТ 8732-78 и ГОСТ 8734-75. Затем по принятому диаметру определяется истинная средняя скорость масла в трубопроводе:

$$v = 21 \frac{Q}{d^2}.$$

Средняя скорость масла во всасывающих и сливных трубопроводах выбирается в зависимости от назначения трубопроводов, а в напорных, кроме того, – в зависимости от длины трубопровода и давления масла. Принятые и вычисленные значения расходов, диаметров и скоростей представлены в таблице 1, в которой номер участка соответствует номеру трубопровода по принципиальной схеме гидропривода (см. рис. 1). Предварительно были приняты следующие значения скоростей масла в трубопроводах: во всасывающем – 1 м/с, в напорном – 4 м/с, в сливном – 2 м/с.

Таблица 1

Исходные данные для расчета гидравлических потерь

Номер участка	Назначение	Скорость масла, м/с		Расход, л/мин	Диаметр, мм		Длина участка, м
		допустимая	вычисленная		вычисленный	принятый	
1	Всасывающая линия	0,5–1,5	0,87	149	56	60	0,5
2, 5, 6	Напорная линия	3–6	2,87	149	28	33	2,0; 2,0; 2,0
3, 4, 7, 8	Сливная линия	1,4–2,25	2,05	149	39,7	39	2,0; 1,0; 1,0; 1,0

6.2. Расчет гидравлических потерь

Гидравлические потери, возникающие при прохождении масла по трубопроводам и гидроаппаратам, складываются из потерь на гидравлическое трение Δp_m , потерь в местных сопротивлениях Δp_m и потерь в гидроаппаратах $\Delta p_{га}$.

Потери давления на трение (Па) определяются по формуле Дарси-Вейсбаха

$$\Delta p_m = 0,5 \rho \lambda L v^2 / d,$$

где ρ – плотность масла, кг/м³; λ – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси); L – длина участка трубопровода, м; v – средняя скорость масла, м/с; d – внутренний диаметр трубопровода, м.

Для вычисления коэффициента гидравлического трения необходимо определить режим течения жидкости в трубопроводе по числу Рейнольдса:

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

где ν – кинематическая вязкость выбранного масла, $\text{м}^2/\text{с}$. Вычисляем Re для напорного и сливного трубопроводов:

$$\text{для напорного} - Re = \frac{2,87 \cdot 33 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-5}} = 4735;$$

$$\text{для сливного} - Re = \frac{2,05 \cdot 39 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-5}} = 3997.$$

Так как для обоих трубопроводов выполняется условие $Re > Re_{кр} = 2300$, то движение масла в трубопроводах является турбулентным, следовательно, величина коэффициента гидравлического трения λ зависит от числа Рейнольдса и значения относительной шероховатости внутренней поверхности трубы $\frac{\Delta}{d}$, где Δ – средняя эквивалентная шероховатость стенок трубопровода. Для стальных новых трубопроводов принимаем $\Delta = 0,03$ мм. Если пренебречь шероховатостью стенок и считать трубы гидравлически гладкими, если выполняется условие

$$Re \frac{\Delta}{d} \leq 20.$$

$$\text{Имеем для напорного трубопровода} - Re \frac{\Delta}{d} = 4735 \frac{0,03}{33} = 4,3 \leq 20,$$

$$\text{для сливного трубопровода} - Re \frac{\Delta}{d} = 3997 \frac{0,03}{39} = 3,07 \leq 10.$$

Следовательно, оба трубопровода можно считать гидравлически гладкими и вычислить коэффициент λ по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}.$$

$$\text{Имеем для напорного трубопровода} - \lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{4735}} = 0,038,$$

$$\text{для сливного трубопровода} - \lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{3997}} = 0,040.$$

Используя расчетные значения коэффициентов λ , определим потери давления на трение в напорном и сливном трубопроводах:

$$\Delta p_m^H = 0,5 \cdot 985 \cdot 0,038 \cdot 5 \cdot 2,87^2 / 0,033 = 23356 \text{ Па};$$

$$\Delta p_m^C = 0,5 \cdot 985 \cdot 0,037 \cdot 5 \cdot 2,05^2 / 0,039 = 9818 \text{ Па}.$$

Вычислим потери давления в местных сопротивлениях. Местными сопротивлениями в напорном трубопроводе являются золотниковый

распределитель, разветвление трубопровода, вход в трубопровод, изгибы трубы. Местными потерями в сливном трубопроводе являются выход из гидроцилиндра, распределитель, масляный фильтр, маслоохладитель, изгибы трубы. Потери давления в местных сопротивлениях (Па) определяются по формуле Вейсбаха

$$\Delta p_m = 0,5 \rho \xi v^2,$$

где ρ – плотность масла, кг/м³; ξ – коэффициент местного сопротивления; v – средняя скорость масла, м/с.

Расчет потерь давления в местных сопротивлениях и в гидроаппаратах сведены в таблицы 2 и 3 соответственно.

Таблица 2.

Расчет потерь давления в местных сопротивлениях

Участок	Вид сопротивления	Коэффициент местного сопротивления ξ	Скорость масла V , м/с	Потери давления Δp_m , Па	Суммарные потери давления $\sum \Delta p_m$, Па
Напорный	Вход в гидроцилиндр	0,8	2,87	3245	10546
	Разделение потоков	1,5		6085	
	Закругленное колено – 2	0,15		608x2= =1216	
Сливной	Выход из гидроцилиндра	0,6	2,05	1242	3517
	Закругленное колено – 2	0,15		310x2= =620	
	Вход в маслобак	0,8		1655	

Таблица 3.

Потери давления в гидроаппаратах

Наименование гидроаппарата	Марка и типоразмер	Параметры гидроаппарата				$\sum \Delta p_m$, МПа
		табличные		в гидроприводе		
		Q , л/мин	p , МПа	Q , л/мин	p , МПа	
Золотниковый трехпозиционный четырехлинейный распределитель	P25	160–200	16	149	6,3	0,25
Масляный фильтр	ФС-7	160	6,3	149	0,5	0,25
Маслоохладитель	ТВ (два)	100x2= =200	0,63	149	0,5	0,1

При последовательном соединении участков трубопроводов общая потеря давления определяется как сумма всех потерь на трение и в местных сопротивлениях на всех участках:

$$\Delta p_{\Sigma} = 23356 + 9818 + 10546 + 3517 + 250000 + 250000 + 100000 = 557237 \text{ Па.}$$

7. Подбор основных агрегатов гидропривода

Полный (геометрический) объем масляного бака определяется из условия трехминутной номинальной производительности насоса:

$$V_B = 3Q_H = 3 \cdot 200 = 600 \text{ л (дм}^3\text{)}.$$

В соответствии с ГОСТ 16770-71 выбираем номинальную вместимость масляного бака 630 дм³. Бак должен быть заполнен маслом на $\frac{3}{4} - \frac{4}{5}$ полного объема. Таким образом, объем заливаемого в бак масла должен находиться в пределах от 475 до 504 л.

Выбор марки масляного фильтра осуществляется исходя из номинальной производительности насоса (200 л/мин), давления в сливном трубопроводе (0,5 МПа) и допустимой тонкости фильтрации для пластинчатых насосов. Выбираем фильтр сетчатый ФС-7 с номинальной тонкостью фильтрации 40 мкм с номинальным расходом 200 л/мин и номинальным давлением 0,63 МПа, предназначенного для установки в сливной магистрали гидропривода.

В качестве маслоохладителя выбираем два параллельно включенных теплообменника типа ТВ4000. Каждый теплообменник имеет принудительное воздушное охлаждение. Технические данные теплообменника ТВ4000:

- номинальный/максимальный расход масла – 100/110 л/мин;
- максимальное давление масла на входе – 0,63 МПа;
- максимальная температура масла на входе – 70°С.

В качестве предохранительного и переливного клапана выбираем гидроклапан давления Г54-25 исполнения 1, имеющий следующие основные параметры:

- номинальный/максимальный расход масла – 160/250 л/мин;
- давление настройки – 1,2–10 МПа.

В качестве манометра выбираем стрелочный манометр по ГОСТ 8625-77 с верхним пределом измеряемого давления 10 МПа.

8. Расчет мощности и КПД гидропривода

Полная мощность гидропривода равна мощности, потребляемой насосом, и определяется по формуле

$$N_H = \frac{P_H Q_H}{60 \eta_H} = \frac{6,3 \cdot 200}{60 \cdot 0,87} \approx 23 \text{ кВт}.$$

Полный КПД гидропривода вычисляется как произведение его механического, объемного и гидравлического КПД:

$$\eta_{ГП} = \eta_m \eta_o \eta_z.$$

Механический КПД гидропривода равен произведению механических КПД последовательно включенных насоса, распределителя и гидроцилиндра:

$$\eta_m = \eta_{мн} \eta_{мр} \eta_{мц} = 0,87 \cdot 0,90 \cdot 0,95 \approx 0,74.$$

Аналогичным образом вычисляется объемный КПД гидропривода:

$$\eta_o = \eta_{он}\eta_{ор}\eta_{оц} = 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \approx 0,85.$$

Гидравлический КПД гидропривода зависит от суммы гидравлических потерь Δp во всех последовательно включенных гидроагрегатах и трубопроводах:

$$\eta_c \cong \frac{p_n - \Delta p}{p_n} = \frac{6,3 - 0,56}{6,3} = 0,91.$$

Таким образом, полный КПД гидропривода равен

$$\eta_{ГП} = 0,74 \cdot 0,85 \cdot 0,91 \approx 0,57.$$

9. Проверочный расчет гидропривода

Поскольку невозможно точно подобрать элементы гидропривода, которые обеспечивали бы точные значения заданных параметров гидропривода. Цель проверочного расчета – установить действительные значения упомянутых параметров при выбранных агрегатах гидропривода. При этом проверяется усилие P на штоке гидроцилиндра, скорость движения поршня v гидроцилиндра, рабочее давление насоса p_n .

Усилие на штоке гидроцилиндра после выбора нормализованных диаметров поршня и штока с учетом потерь давления на трение и в местных сопротивлениях в напорном трубопроводе:

$$P = (p_n - \Delta p) \frac{\pi D^2}{4} = (6,3 - 0,26) \frac{3,14159 \cdot (110^2 - 50^2)}{4 \cdot 10^3} \approx 45,5 \text{ кН.}$$

Для определения скорости рабочего органа машины вычисляем истинный расход масла, поступающий в гидроцилиндр:

$$Q_D = Q_n - \sum Q_{ут},$$

где Q_n – подача выбранного насоса; $\sum Q_{ут}$ – суммарные утечки во всех гидроаппаратах, включенных между насосом и гидроцилиндром. Примем, что внутренние утечки в распределителе Р-25 при номинальном давлении не превышают 2% от номинального расхода, а внутренние утечки в гидроцилиндре не превышают 5%. Тогда скорость поршня гидроцилиндра при номинальной подаче насоса с учетом утечек равна

$$v = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot Q_n}{60 \cdot \pi (D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot (200 - 200 \cdot 0,07) \cdot 1000}{3,14159 \cdot 60 \cdot (110^2 - 50^2)} \approx 0,40 \text{ м/с.}$$

Таким образом, расчетные значения усилия на штоке гидроцилиндра и его скорость не ниже заданных при полном КПД гидропривода, равном 0,57. В правильно спроектированном гидроприводе должно быть $\eta_{ГП} = 0,6 - 0,8$. Значение КПД данного гидропривода может быть повышено за счет более тщательного подбора насоса по критерию номинальной подачи либо

применения приводного асинхронного электродвигателя с более низкой частотой вращения (например, 750 мин^{-1}).

10. Библиографический список использованной литературы

1. Свешников В.К. Станочные гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.
2. Юшкин В.В. Основы расчета объемного гидропривода. – Минск: Высш. шк., 1982. – 93 с.