

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Е. С. Санкович, А. Б. Сухоцкий

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД

Рекомендовано

учебно-методическим объединением по химико-технологическому образованию и учебно-методическим объединением по образованию в области природопользования и лесного хозяйства в качестве учебно-методического пособия по курсовой работе для студентов высших учебных заведений по специальностям

1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов», 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса»

Минск 2011

УДК 621.22-82(075.8)
ББК 30.123я7+31.59я
С18

Рецензенты:

кафедра гидравлики и гидравлических машин УО «Белорусский
государственный аграрный технический университет»
(кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой
А. М. Кравцов);

доктор технических наук, профессор, член-корреспондент
НАН Беларуси, генеральный директор РУП «Научно-практический
центр Национальной академии наук Беларуси по продовольствию»
З. В. Ловкис

*Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или
ее части не может быть осуществлено без разрешения учреждения образо-
вания «Белорусский государственный технологический университет».*

Санкович, Е. С.

С18 Гидравлика, гидромашины и гидропривод : учеб.-метод.
пособие по курсовой работе для студентов специальностей
1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и
предприятий строительных материалов», 1-36 05 01 «Маши-
ны и оборудование лесного комплекса» / Е. С. Санкович,
А. Б. Сухоцкий. – Минск : БГТУ, 2011. – 141 с.
ISBN 978-985-530-090-9.

В учебно-методическом пособии изложены теоретические сведе-
ния для выполнения курсовых работ двух типов: «Расчет объемного
гидропривода с дроссельным регулированием» и «Расчет химического
трубопровода, подбор насоса и исследование режимов его работы».
Дана подробная методика их выполнения, приведены необходимые
справочные материалы.

**УДК 621.22-82(075.8)
ББК 30.123я7+31.59я**

ISBN 978-985-530-090-9 © УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2011
© Санкович Е. С., Сухоцкий А. Б., 2011

ПРЕДИСЛОВИЕ

В данном пособии представлены методики выполнения двух курсовых работ: «Расчет объемного гидропривода с дроссельным регулированием» и «Расчет химического трубопровода, подбор насоса и исследование режимов его работы».

Задачей курсовой работы «Расчет объемного гидропривода с дроссельным регулированием» является изучение, посредством проектирования объемного гидропривода, принципов построения гидроприводов, характеристик гидравлических устройств, физических процессов, протекающих в гидроприводах. Задачей курсовой работы «Расчет химического трубопровода, подбор насоса и исследование режимов его работы» является изучение метода расчета трубопровода с насосной подачей жидкости и анализ различных режимов работы насоса на заданный трубопровод. Выполнение курсовых работ способствует закреплению, углублению и обобщению знаний по курсам «Гидравлика, гидромашины и гидропривод», «Гидравлика и основы гидропривода», приобретению навыков применения теоретических знаний в решении конкретных практических задач.

Для выполнения курсовой работы каждый студент получает индивидуальное задание, в котором указаны сроки защиты, исходные данные, содержание пояснительной записки, перечень графического и иллюстрационного материала, календарный график работ. Задание на курсовую работу подписывается руководителем, студентом и утверждается заведующим кафедрой.

Выполненную в полном объеме и оформленную в соответствии с требованиями курсовую работу студент должен защитить перед руководителем или специальной комиссией, которая назначается на кафедре, при непосредственном участии руководителя. Защита состоит из короткого доклада студента о выполненной работе и ответа на вопросы. По результатам проектирования и защиты выставляется оценка с учетом объема и качества выполненной работы, самостоятельности принимаемых решений, способности докладывать результат работы, обосновывать и защищать принятые решения и отвечать на заданные при защите курсовой работы вопросы.

ВВЕДЕНИЕ

При оформлении курсовой работы необходимо использовать международную систему единиц СИ, руководствоваться требованиями СТП БГТУ 002-2007 Проекты (работы) курсовые. Требования и порядок подготовки, представление к защите и защита.

Для оформления пояснительной записки используют писчую бумагу формата А4. Текст должен быть напечатан на принтере (через одинарный межстрочный интервал шрифтом Times New Roman, размером 14 пт).

Все листы пояснительной записки, включая графики, схемы, таблицы и приложения (кроме титульного листа и технического задания на проектирование), должны содержать стандартную рамку и иметь сквозную нумерацию страниц. Титульный лист и техническое задание на проектирование не нумеруются, но в общем количестве страниц считаются соответственно первым и вторым листами.

Расстояние от рамки формы до границ текста в начале и в конце строк должно быть не менее 3 мм. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки – не менее 10 мм. Абзацы в тексте начинают с отступом, равным 12,5 мм.

Названия заголовков разделов и подразделов следует печатать с абзацного отступа с прописной буквы без точки в конце. Переносы слов в названиях заголовков не допускаются. Наименования разделов «Содержание», «Введение» и «Список литературы» располагают симметрично тексту (в центре). Каждый новый раздел следует начинать с новой страницы. Расстояние между заголовком и текстом должно составлять 18 пт. Расстояние между заголовками раздела и подраздела – одинарный интервал.

При использовании формул, научно-технических положений, стандартов и других данных необходимо делать ссылку на литературный источник, указывая его номер из списка литературы в квадратных скобках.

Формулы записывают в общем виде с новой строки по центру строки. Если формула одна и требуется пояснение символов, входящих в нее, то за формулой ставят запятую, а если пояснений символов не требуется, то ставят точку. Формулы, следующие одна за другой и не разделенные текстом, разделяют точкой

с запятой. При этом за последней формулой ставят либо запятую – если необходима расшифровка символов формул, либо точку.

Все формулы должны нумероваться сквозной нумерацией арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы справа в круглых скобках. Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой, например, (2.7). Нумерация формул, таблиц, иллюстраций в пределах подразделов не допускается.

Все используемые формулы, а также подставляемые в них величины и коэффициенты должны снабжаться ссылками на источники.

Пояснения символов, входящих в формулы, если они не пояснены выше в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Расшифровку каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения должна начинаться словом «где» (без двоеточия после него), затем ставится пробел и приводится обозначение символа, после через тире дают описание физического смысла символа с указанием его размерности.

Числовые значения всех величин и коэффициентов приводят в том порядке, в каком они располагаются в формуле, после этого записывается окончательный результат с указанием единиц измерения. Промежуточные вычисления, сокращения и зачеркивания не допускаются.

Например: Потери напора по длине $h_{дл}$, м, в трубах круглого сечения определяются по [8], формула (19):

$$h_{дл} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения (безразмерный);

l , d – соответственно длина участка трубы, диаметр трубы, м;

v – средняя скорость движения жидкости, м/с.

$\lambda = 0,03$ – по данным, приведенным в табл. 2.6 методических указаний [1] для стальных труб; $l = 15$ м – по заданию; $d = 0,07$ м,

$v = 0,45$ м/с приняты из второго раздела записки.

$$h_{дл} = 0,03 \frac{15}{0,07} \cdot \frac{0,45^2}{2 \cdot 9,81} = 0,066 \text{ м.}$$

Иллюстрации (рисунки и графики) и таблицы располагаются в записке непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые, или на следующей странице, если в указанном месте они не помещаются. Нумерацию иллюстраций и таблиц выполняют в пределах раздела или всей записки арабскими цифрами. Иллюстрации должны иметь название, которое помещают под рисунком. Например, первый рисунок второго раздела подписывается как Рисунок 2.1 – Схема гидравлическая принципиальная. При необходимости перед названием иллюстрации помещают подрисуночный текст, поясняющий содержание иллюстрации.

Названия таблиц располагают сверху, начиная с их левого верхнего угла, например, четвертая таблица второго раздела подписывается как Таблица 2.4 – Результаты исследований.

На все иллюстрации и таблицы в тексте должны быть даны ссылки, при этом слова «Рисунок» и «Таблица» пишутся полностью, например: «из рисунка 2.1 следует...», «в таблице 2.6 приведены...».

Если строки или графы таблицы выходят за формат страницы, ее делят на части, помещая одну часть под другой, при этом в каждой части таблицы повторяют заголовки ее граф и боковик. При делении таблицы на части допускается заголовки ее граф или боковик заменять номерами граф и (или) строк. При этом нумеруют (арабскими цифрами) также и графы, и (или) строки первой части таблицы. Название «Таблица 2.4 – Результаты исследований» указывают один раз на первой части таблицы, над другими частями пишут слова «Продолжение таблицы 2.4».

Чертежи выполняют карандашом на ватмане или на компьютере с помощью специальных программных средств. При составлении чертежей руководствуются требованиями ЕСКД, пользуются условными обозначениями и знаками, предусмотренными государственными стандартами.

1. КУРСОВАЯ РАБОТА НА ТЕМУ «РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ»

1.1. Общие положения

1.1.1. Основные сведения о гидроприводах

В курсовой работе рассматриваются вопросы проектирования объемных гидроприводов.

Гидропривод – это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением с выполнением функций регулирования скорости и реверсирования движения выходного звена гидродвигателя. Обязательным элементом гидропривода является гидropередача, состоящая из насоса и гидродвигателя.

Наибольшее распространение в системах машин и механизмов получил **объемный гидравлический привод**, который состоит из объемных гидромашин, гидроаппаратуры, гидролиний (трубопроводов) и вспомогательных устройств.

Рабочий процесс **объемной гидромашин** основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры. Гидромашина может иметь одну или несколько рабочих камер. К объемным гидромашинам относятся насосы (шестеренные, пластинчатые, винтовые, аксиально-поршневые, радиально-поршневые) и гидродвигатели (гидроцилиндры, гидромоторы и поворотные гидродвигатели), а также гидроаккумуляторы.

Гидроаппаратура – это устройства управления гидроприводом и средства защиты его от чрезмерно высоких и низких давлений жидкости. К гидроаппаратуре относятся гидрораспределители, клапаны различного назначения, дроссели и др.

Гидролинии (трубы, резиновые шланги, металлорукава, каналы и соединения) объединяют все элементы объемного гидропривода в единую гидросистему и предназначены для прохождения рабочей жидкости по ним в процессе работы гидропривода.

Вспомогательными устройствами называются устройства, обеспечивающие качество и температурный режим рабочей жидкости. Это различные отделители твердых частиц, в том числе фильтры, теплообменники (охладители и нагреватели жидкости), гидробаки.

Регулируемыми называются гидроприводы, в которых присутствуют устройства для изменения скорости выходного звена гидродвигателя. Существуют следующие способы регулирования скорости рабочего звена: дроссельное и объемное.

При дроссельном регулировании скорость рабочего звена изменяется за счет изменения характеристики трубопровода при постоянной подаче насоса. Дроссель (гидравлическое сопротивление), изменяющий величину проходного сечения для потока рабочей жидкости, может располагаться по одной из следующих схем: дроссель на входе в гидродвигатель, дроссель на выходе из гидродвигателя, дроссель на входе и выходе из гидродвигателя, дроссель включается параллельно гидродвигателю на ответвлении от напорной линии. Каждая из этих схем обладает определенными достоинствами и недостатками, что подробнее будет рассмотрено ниже. Дроссельное регулирование обеспечивает простоту конструкции и управления гидроприводом.

Более подробные и полные сведения о гидроприводах приведены в различной технической литературе.

При выполнении курсовой работы студенту необходимо самостоятельно решить следующие вопросы: обосновать способ регулирования скорости выходных звеньев гидропривода; произвести расчет и подбор гидродвигателей; подобрать рабочую жидкость; подобрать распределительную, контрольно-регулирующую и вспомогательную гидроаппаратуру; определить утечки в элементах гидропривода и подачу насоса; определить потери давления в элементах гидропривода и требуемое давление насоса; произвести предварительный выбор насоса; построить характеристику гидропривода и произвести окончательный выбор насоса; рассчитать КПД регулируемого гидропривода; рассчитать тепловой режим работы и металлоемкость гидропривода; привести схему гидропривода в обозначениях по ЕСКД и дать описание ее работы при всех положениях распределительного устройства.

Поскольку алгоритм расчета гидропривода имеет замкнутые циклы, то для быстроты и достоверности расчета рекомендуется применять программные средства – Excel, Matcad, Matlab и др.

1.1.2. Задание на проектирование для студентов очной формы обучения

Бланк задания на проектирование (*приложение 1*) заполняется студентом согласно нижеследующим рекомендациям и представляется преподавателю для согласования. В задании указываются следующие исходные данные: схема гидропривода; нагрузки в приводе и скорости перемещения рабочих органов; материал гидроцилиндра; тип уплотнения поршня и штока; тип трубопровода и длина напорной и сливной линий; режим работы и климатические условия, при которых будет эксплуатироваться гидропривод; перечень графического материала, который должен быть представлен.

Схема гидропривода (*приложение 2*) и способ его регулирования определяются по последней цифре шифра в зачетной книжке студента согласно табл. 1.1.

Таблица 1.1

Последняя цифра шифра	Схема гидропривода (Приложение 2) и чертежи	Предпоследняя цифра шифра	Тип уплотнения штока гидроцилиндра	Тип уплотнения поршня гидроцилиндра	Материал цилиндра
1	2	3	4	5	6
0	Схема № 10, фильтр, гидроцилиндр	0	резиновые кольца	шеvronная манжета	стальное литье
1	Схема № 1, распределительное устройство, насос	1	U-образная манжета	металлические кольца	чугун
2	Схема № 2, делитель потока, напорный золотник	2	U-образная манжета	резиновые кольца	легированная сталь
3	Схема № 3, редукционный клапан, гидроцилиндр	3	резиновые кольца	U-образная манжета	чугун
4	Схема № 4, дроссель, гидроцилиндр	4	резиновые кольца	металлические кольца	высокопрочный чугун
5	Схема № 5, предохранительный клапан, гидроцилиндр	5	U-образная манжета	резиновые кольца	высокопрочный чугун
6	Схема № 6, распределительное устройство, гидроцилиндр	6	резиновые кольца	шеvronная манжета	бронза

1	2	3	4	5	6
7	Схема № 7, обратный клапан, гидроцилиндр	7	шевронная манжета	металлические кольца	легированная сталь
8	Схема № 8, делитель потока, насос	8	шевронная манжета	резиновые кольца	бронза
9	Схема № 9, фильтр, гидроцилиндр	9	резиновые кольца	металлические кольца	стальное литье

Возможна также выдача индивидуального задания на курсовое проектирование преподавателем.

1.1.3. Задание на проектирование для студентов заочной формы обучения

Бланк задания на проектирование (*приложение 3*) заполняется студентом согласно нижеследующим рекомендациям и представляется преподавателю для согласования. В задании указываются следующие исходные данные: схема гидропривода; нагрузки в приводе и скорости перемещения рабочих органов; материал гидроцилиндра; тип уплотнения поршня и штока; тип трубопровода и длина напорной и сливной линий; режим работы и климатические условия, при которых будет эксплуатироваться гидропривод; перечень графического материала, который должен быть представлен.

Перечень графического материала, который должен быть представлен в отчете, определяется по последней цифре шифра в зачетной книжке студента согласно табл. 1.2.

Тип уплотнения поршня и штока гидроцилиндра, материал цилиндра определяются по предпоследней цифре шифра в зачетной книжке студента согласно табл. 1.2.

Схема гидропривода, действующие на гидроцилиндр силы, ход поршня, скорость движения поршня, длина трубопровода, температура окружающей среды определяются по номеру (N) фамилии студента в списке журнала группы и вычисляются по следующим формулам:

- номер схемы (*приложение 4*) равен номеру (N) фамилии студента в списке журнала группы;
- силы, действующие на поршни гидроцилиндров:

- $P_1 = 20 + 0,5 \cdot N$, кН; $P_2 = 10 + 0,6 \cdot N$, кН;
 – ход поршня $S = 600 - 15 \cdot N$, мм;
 – момент сопротивления на валу гидромотора
 $M_c = 950 - 9 \cdot N$, Н · м;
 – частота вращения гидромотора $n = 100 + 7 \cdot N$, об/мин;
 – максимальная скорость движения поршня $v = 4 + 0,5 \cdot N$, см/с;
 – длина трубопровода нагнетательной линий $l_n = 12 + 0,4 \cdot N$, м;
 – длина трубопровода сливной линий $l_{сл} = 5 + 0,2 \cdot N$, м;
 – температура окружающей среды $T_{о.с} = 293 + 0,5 \cdot N$, К.

Таблица 1.2

Последняя цифра шифра	Чертежи	Предпоследняя цифра шифра	Тип уплотнения штока гидроцилиндра	Тип уплотнения поршня гидроцилиндра	Материал цилиндра
0	Распределительное устройство, насос	0	резиновые кольца	шевронная манжета	стальное литье
1	Делитель потока, напорный золотник	1	U-образная манжета	металлические кольца	чугун
2	Фильтр, гидроцилиндр	2	U-образная манжета	резиновые кольца	легированная сталь
3	Редукционный клапан, гидроцилиндр	3	резиновые кольца	U-образная манжета	чугун
4	Дроссель, гидроцилиндр	4	резиновые кольца	металлические кольца	высокопрочный чугун
5	Предохранительный клапан, гидроцилиндр	5	U-образная манжета	резиновые кольца	высокопрочный чугун
6	Распределительное устройство, гидроцилиндр	6	резиновые кольца	шевронная манжета	бронза
7	Фильтр, гидроцилиндр	7	шевронная манжета	металлические кольца	легированная сталь
8	Делитель потока, насос	8	шевронная манжета	резиновые кольца	бронза
9	Обратный клапан, гидроцилиндр	9	резиновые кольца	металлические кольца	стальное литье

Возможна также выдача индивидуального задания на курсовое проектирование преподавателем

1.1.4. Анализ условий и режимов работы гидропривода

Проектирование необходимо начинать с выяснения условий и режимов работы проектируемого гидропривода.

В большинстве случаев гидропривод содержит несколько гидродвигателей, которые связаны с различными рабочими органами. Причем управление каждым рабочим органом (технологическим процессом) осуществляется соответствующим контуром гидропривода. Иногда для управления одним рабочим органом используются два и более гидродвигателя, которые должны работать синхронно.

Для выбора насоса, оценки КПД, анализа теплового режима и определения других характеристик проектируемого гидропривода необходимо знать, как во времени должны работать гидродвигатели различных контуров: последовательно, одновременно (совместно) или еще как-то.

Расчет гидропривода в течение технологического цикла работы является часто задачей достаточно трудоемкой, поскольку цикл включает множество операций, а при переходе от одной операции к другой изменяется структура системы. С учетом указанных трудностей при проектировании гидроприводов часто используется упрощенный подход, в соответствии с которым расчет осуществляется при выполнении гидросистемой основной технологической операции – рабочего хода.

В процессе проектирования необходимо учитывать условия, при которых будет эксплуатироваться гидропривод. К ним относятся, прежде всего, температурные условия. Однако могут быть оговорены и другие условия, например возможность работы в контакте с агрессивными средами, повышенной запыленности, требования пожарной безопасности и др.

1.2. Расчет гидроцилиндра

Параметры проектируемого гидропривода в значительной степени зависят от принятого рабочего давления p . При выборе рабочего давления учитывают назначение машины и величину преодолеваемой полезной нагрузки. На основании

практики проектирования рекомендуется принимать следующие значения:

$$p < 6,3 \text{ МПа при } P = < 10 \text{ кН};$$

$$p = 6,3\text{--}10,0 \text{ МПа при } P = 10\text{--}30 \text{ кН};$$

$$p = 10,0\text{--}12,5 \text{ МПа при } P = 30\text{--}60 \text{ кН};$$

$$p = 12,5\text{--}16,0 \text{ МПа при } P = 60\text{--}100 \text{ кН};$$

$$p > 16,0 \text{ МПа при } P > 100 \text{ кН}.$$

Основные требования к выбору гидродвигателей – обеспечение требуемых усилий и моментов на рабочих органах, а также заданных скоростей и частот вращения.

1.2.1. Расчет конструктивных параметров гидроцилиндра

Расчет гидроцилиндра состоит в определении его основных размеров (диаметра цилиндра D , диаметра штока d , толщины стенок и крышек, диаметра болтов (шпилек) для крепления крышек, рабочего давления p).

Диаметр поршня зависит от конструкции гидроцилиндра. В гидроцилиндрах с двухсторонним штоком в обе полости гидроцилиндра подается одинаковое количество рабочей жидкости, и поршень движется с одинаковыми скоростями в обоих направлениях. В гидроцилиндрах с односторонним штоком при одинаковом расходе жидкости скорости рабочего и холостого ходов различны, так как различны рабочие площади поршня.

Рабочее движение гидроцилиндра с односторонним штоком может осуществляться при подаче рабочей жидкости под давлением либо в поршневую полость (выдвижение штока), либо в штоковую полость (втягивание штока).

Диаметр гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком при работе на выдвижение штока определяется по выражению

$$D = 2 \sqrt{\frac{P}{\pi \eta_m \left(p_{\text{п}} - \frac{p_{\text{ш}}}{\psi} \right)}}, \quad (1.1)$$

а при работе на втягивание штока

$$D = 2 \sqrt{\frac{P}{\pi \eta_m \left(\frac{p_{ш}}{\psi} - p_{п} \right)}}, \quad (1.2)$$

где P – усилие на штоке, Н; η_m – механический КПД гидроцилиндра; $p_{п}$ – давление в поршневой полости, Па; $p_{ш}$ – давление в штоковой полости, Па; ψ – коэффициент мультипликации, численно равен отношению площадей поршневой полости к штоковой полости гидроцилиндра, $\psi = D^2 / (D^2 - d^2)$; d – диаметр штока.

На практике рекомендуется выбирать следующие значения коэффициента мультипликации:

- $\psi = 1,1$ при $p \leq 1,5$ МПа;
- $\psi = 1,33$ при $p = 1,5-5,0$ МПа;
- $\psi = 2,0$ при $p > 5,0$ МПа.

Значение механического КПД гидроцилиндра находится в пределах 0,93–0,97 и зависит от диаметра гидроцилиндра и типа уплотнения.

Значение давления на входе гидроцилиндра при совершении рабочего хода, т. е. при преодолении приложенной нагрузки (в формуле (1.1) – $p_{п}$, а в формуле (1.2) – $p_{ш}$) принимают равным рабочему давлению p . Давление на выходе гидроцилиндра (в формуле (1.1) – $p_{ш}$, а в формуле (1.2) – $p_{п}$) определяется величиной потерь давления в сливной линии от гидроцилиндра до масляного бака. На данном этапе величину этого давления можно принять равной $p_{сл} = (0,05-0,10) p$.

Если в гидроцилиндре с односторонним штоком необходимо получить одинаковые скорости рабочего и холостого ходов, прибегают к дифференциальной схеме включения гидроцилиндра. В этом случае $p_{п} = p_{ш} = p$; $\psi = 2$; диаметр поршня определяется по формуле (1.1):

$$D = 2 \sqrt{\frac{2P}{\pi \eta_m p}}. \quad (1.3)$$

Диаметр поршня гидроцилиндра двустороннего действия с двухсторонним штоком

$$D = 2 \sqrt{\frac{P}{\pi \eta_m / \psi (p - p_{сл})}}. \quad (1.4)$$

После вычисления диаметр поршня D округляют до ближайшего большего значения, регламентируемого ГОСТ 12447-80 (табл. 1.3).

Таблица 1.3

Основной ряд, мм	10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800
Дополнительный ряд, мм	14, 18, 22, 28, 36, 45, 50, 70, 90, 110, 140, 180, 220, 360, 450, 560, 710, 930

Диаметр штока d определяется через коэффициент мультипликации:

$$d = D \sqrt{1 - 1/\psi}. \quad (1.5)$$

Рассчитанное значение диаметра штока d округляют в большую сторону и выбирают по ГОСТ 12447-80 (табл. 1.3). При дифференциальной схеме включения гидроцилиндра диаметр штока определяют по формуле $d = D / \sqrt{2}$ и рассчитанное значение не округляется.

Ход поршня выбирается из условия обеспечения функционирования приводимого механизма. С целью предупреждения потери продольной устойчивости гидроцилиндра отношение хода поршня S к диаметру цилиндра не должно превышать 10, т. е. $S/D < 10$. Если это условие не выполняется, необходимо задаться меньшим давлением и повторить расчеты для внутреннего диаметра цилиндра. С учетом выбранного диаметра цилиндра и штока пересчитывают коэффициент мультипликации:

$$\psi = D^2 / (D^2 - d^2).$$

А затем уточняют рабочее давление p_d в гидроцилиндре, выразив давление $p = p_d$ из формул (1.1), (1.2), (1.3), (1.4):

– для гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком при работе на выдвижение штока

$$p_d = \frac{4P}{\pi D^2 \eta_m} + \frac{p_{сл}}{\psi}; \quad (1.6)$$

– для гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком при работе на втягивание штока

$$p_d = \left(\frac{4P}{\pi D^2 \eta_m} + p_{сл} \right) \psi; \quad (1.7)$$

– для гидроцилиндра двустороннего действия с двухсторонним штоком

$$p_d = \frac{4P \psi}{\pi D^2 \eta_m} + p_{сл}; \quad (1.8)$$

– для гидроцилиндра с односторонним штоком и дифференциальной схеме включения гидроцилиндра

$$p_d = \frac{8P}{\pi D^2 \eta_m}. \quad (1.9)$$

Все расчеты приводятся в табличной форме (табл. 1.4).

Таблица 1.4

Значение	p , МПа	D , м	d , м	ψ	$p_{сл}$, МПа	η_m
Начальное						
Итоговое						

1.2.2. Расчет гидроцилиндра на прочность

Прочностными расчетами устанавливают значения толщины стенок цилиндра δ , толщины крышек (головок) $\delta_{кр}$, диаметр шпилек (болтов) для крепления крышек $d_{б.ш.}$. Корпус гидроцилиндров изготавливают в основном из стальных поковок и стальных труб. При давлении жидкости выше 20 МПа применяют кованую сталь, при давлении до 20 МПа – стальные трубы. Иногда, в зависимости от назначения, для изготовления гидроцилиндров используют чугун, высокопрочный чугун, бронзу, алюминий. Штоки и поршни гидроцилиндров изготавливают из стальных поковок.

В зависимости от соотношения между наружным диаметром D_n и внутренним $D = D_n - 2\delta$ гидроцилиндры бывают толстостенными $D_n / D > 1,2$ и тонкостенными $D_n / D \leq 1,2$. Так как эти соотношения неизвестны, то предварительно принимается любая из нижеприведенных формул, а затем проверяется соотношение.

Толщину стенки тонкостенного цилиндра определяют по формуле

$$\delta = \frac{p_y D}{2,3[\sigma] - p_y} n \approx \frac{p_y D}{2[\sigma]} n,$$

а толстостенного –

$$\delta = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{[\sigma] + p_y(1 - 2\mu)}{[\sigma] - p_y(1 + \mu)}} - 1 \right] n,$$

где p_y – условное давление, равное $(1,2-1,3)p_d$; μ – коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона); $[\sigma]$ – допустимое напряжение на растяжение; n – коэффициент запаса прочности (при прочностных расчетах при давлениях до 30 МПа принимается $n = 3$).

Значения $[\sigma]$ и μ принимаются в зависимости от материала цилиндра (табл. 1.5).

К вычисленной толщине стенки необходимо добавлять припуск 0,5–1,0 мм, необходимый для обработки внутренней поверхности цилиндра.

Таблица 1.5

Материал	Стальное литье	Легированная сталь	Чугун	Высокопрочный чугун	Бронза
$[\sigma]$, МПа	80–100	150–180	25	40	42
μ	0,25–0,30	0,25–0,30	0	0	0,25

Крышки (головки) цилиндров могут быть плоскими или сферическими. Толщину плоской крышки определяют по выражению

$$\delta_{кр} = 0,433D\sqrt{p_y/[\sigma]} n,$$

а сферической –

$$\delta_{кр} = [Dp_y/(4[\sigma])] n.$$

Толщина крышки цилиндра должна быть не менее двойной толщины стенки.

При креплении крышки цилиндра болтами или шпильками их диаметр определяется из условия прочности на разрыв. При этом для гидроцилиндров толкающего действия диаметр болта или шпильки

$$d_{\text{б,ш}} = D \sqrt{\frac{p_y}{1,2n[\sigma_p]}}$$

а гидроцилиндров тянущего действия –

$$d_{\text{б,ш}} = \sqrt{\frac{(D^2 - d^2) p_y}{1,2n[\sigma_p]}}$$

где 1,2 – коэффициент, учитывающий неравномерность предварительной затяжки болтов или шпилек; n – количество болтов или шпилек; $[\sigma_p] = 130\text{--}150$ МПа – допустимое напряжение материала на разрыв.

1.2.3. Уплотнение поршня и штока

Для предотвращения перетечек (а также утечек) рабочей жидкости, которая находится в гидроцилиндре под давлением, через зазоры в стыке двух подвижных или неподвижных твердых поверхностей (штока, поршня, гильзы цилиндра, направляющей для штока) необходимо наличие уплотнений.

Для уплотнения контактных поверхностей в гидроприводах чаще всего принимают металлические кольца (для уплотнения поршня), резиновые кольца и манжетные уплотнения (для поршня и штока).

При уплотнении поршня или штока резиновыми кольцами (рис. 1.1, а) выбор колец производится из приложения 5 (d_1 – диаметр кольца, d_2 – диаметр поперечного сечения кольца).

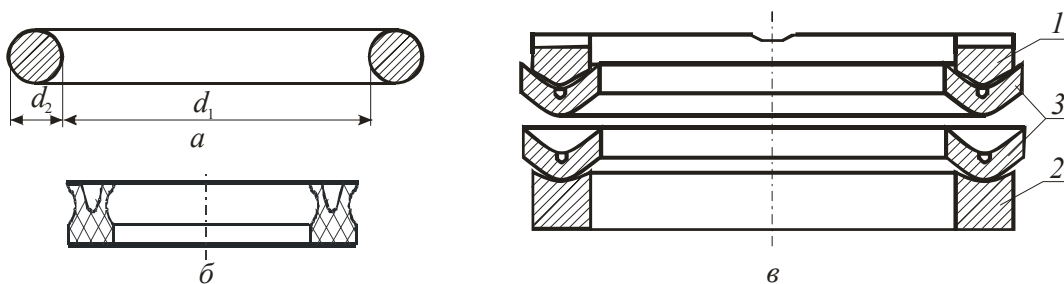


Рис. 1.1

Силу трения при уплотнении резиновыми кольцами определяют по формуле

$$P_{\text{тр}} = \pi D b f p_{\text{д}},$$

где D – диаметр поршня; f – коэффициент трения (при твердости резины 75 единиц по Шору $f=0,0144-0,0265$, при твердости 90 единиц $f=0,04-0,18$); b – ширина контактной поверхности, принимаемая по графику (рис. 1.2).

При уплотнении штока резиновыми кольцами в формулу вместо диаметра поршня D подставляют значение диаметра штока d .

При уплотнении поршня металлическими кольцами степень герметичности зависит от числа колец n , которое находится в зависимости от давления и диаметра поршня (приложение б). Ширину колец « b » принимают в зависимости от диаметра цилиндра D (приложение б). Расстояние между кольцами на герметичность уплотнения не влияет. Силу трения металлических колец при уплотнении определяют по формуле

$$P_{\text{тр}} = \pi D b (n p_{\text{к}} + p_{\text{д}}) f_{\text{к}},$$

где $p_{\text{к}}$ – контактное давление, принимаемое равным 0,1–0,2 МПа; $f_{\text{к}}$ – коэффициент трения, равный 0,07 при $v_{\text{р}} > 0,1$ м/с и 0,15 при $v_{\text{р}} < 0,1$ м/с.

Уплотнение из шевронных манжет применяют как для уплотнения поршня, так и штока. Манжеты имеют U-образную (рис. 1.1, б) и шевронную форму (рис. 1.1, в).

В манжетах шевронного профиля уплотнение состоит из опорного кольца 1, нажимного кольца 2 и пакета манжет 3 (рис. 1.1, в). Герметичность соединения обеспечивается за счет деформации манжет опорным и нажимным кольцами при монтаже и давлением рабочей жидкости. Количество манжет в пакете зависит от диаметра и давления и может быть от двух до шести штук. Материал для изготовления

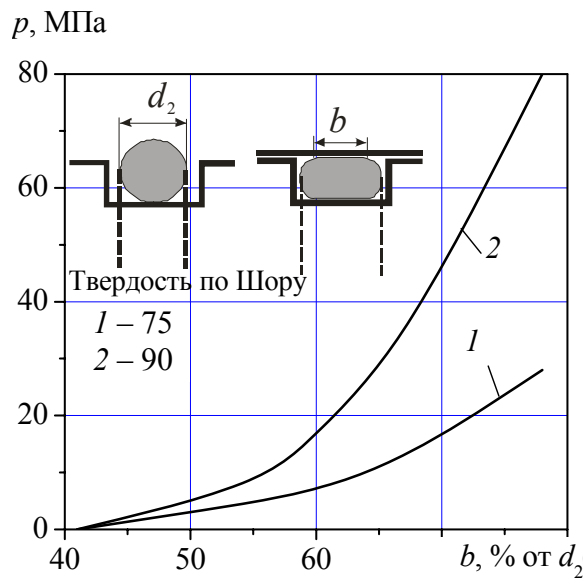


Рис. 1.2

манжет и колец – доместик, пропитанный с двух сторон графито-резиновой смесью.

Сила трения при таком уплотнении определяется по формуле

$$P_{\text{тр}} = \pi D b n k ,$$

где b – ширина манжеты; n – количество манжет; k – удельная сила трения, равная 0,22 МПа.

Количество манжет и их размеры принимают в зависимости от величины давления и уплотняемого диаметра (*приложение 7*). При уплотнении штока шевронными манжетами в формулу вместо диаметра поршня D подставляют значение диаметра штока d .

В уплотнении из U-образных манжет (рис. 1.1, б) герметизация обеспечивается контактной поверхностью за счет деформации при монтаже и давления жидкой среды. Для изготовления манжет применяют кожу, специальные сорта резины, полихлорвиниловый пластификат. Сила трения в этом случае определяется по формуле

$$P_{\text{тр}} = \pi D b (p_{\text{д}} + p_{\text{к}}) f ,$$

где b – ширина манжеты (*приложение 8*); $p_{\text{к}} = 2\text{--}5$ МПа – контактное давление, которое возникает при монтаже уплотнения; $f = 0,10\text{--}0,13$ – коэффициент трения.

При уплотнении штока U-образными манжетами в формулу вместо диаметра поршня D подставляют значение диаметра штока d .

Определив потери на трение от принятых уплотнений, необходимо определить общее усилие $P_{\text{общ}} = P + P_{\text{тр.п}} + P_{\text{тр.ш}}$ и механический КПД гидроцилиндра $\eta_{\text{м}} = P / P_{\text{общ}}$. При определении $P_{\text{общ}}$ для гидроцилиндра с двухсторонним штоком необходимо учитывать уплотнение с двух сторон. Если рассчитанный механический КПД гидроцилиндра отличается от принятого ранее в формулах (1.6), (1.7), (1.8), (1.9) более чем на 5%, то необходимо снова пересчитать параметры гидроцилиндра согласно подразделу 1.2.

С учетом принятых стандартных диаметров D и d определяют действительное давление в гидроцилиндре при отсутствии противодействия в сливной линии по выражению $p_{\text{д}}^0 = P_{\text{общ}} / S$, где S – рабочая площадь поршня, при стандартных диаметрах определяемая по выражениям:

– для гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком при подаче жидкости в поршневую полость $S = \pi D^2 / 4$, а при подаче жидкости в штоковую полость – $S = (\pi / 4) (D^2 - d^2)$;

– для гидроцилиндра двустороннего действия с двухсторонним штоком – $S = (\pi / 4) (D^2 - d^2)$;

– для гидроцилиндра с дифференциальной схемой включения – $S = \pi d^2 / 4$.

1.3. Расчет гидромотора

Для выбора гидромотора необходимо определить мощность на валу рабочего органа, связанного с выбираемым гидромотором:

$$N_p = M_c \omega,$$

где M_c – момент сопротивления, Н · м; $\omega = 2\pi n / 60$ – угловая скорость рабочего органа; n – частота вращения, об/мин.

В большинстве случаев на мобильных машинах применяются низкомоментные гидромоторы (аксиально-поршневые, шестеренные и др.), которые соединяются с рабочими органами через редукторы. Поэтому требуемая полезная мощность гидромотора

$$N_{м.п} = N_p / \eta_p,$$

где η_p – КПД редуктора.

Значение η_p на данном этапе можно принять несколько заниженным, например, равным 0,9, а в дальнейшем его уточнить.

По найденному значению $N_{м.п}$ из приложения 9 находят наиболее близкий по мощности гидромотор. При этом номинальная мощность выбранного гидромотора должна быть равна или больше $N_{м.п}$. Затем необходимо определить момент на валу выбранного гидромотора:

$$M_m = V_o \Delta p_{г.м} \eta_{г.м} / (2\pi), \quad (1.10)$$

где V_o – рабочий объем гидромотора, м³; $\Delta p_{г.м}$ – перепад давления на гидромоторе, $\Delta p_{г.м} = p_{г.м.вх} - p_{г.м.вых}$, Па; $\eta_{г.м}$ – гидромеханический

КПД гидромотора; $p_{Г.М.ВХ}$, $p_{Г.М.ВЫХ}$ – давления соответственно на входе и выходе гидромотора.

В связи с ограниченным перечнем гидромоторов чаще всего номинальная мощность выбранного гидромотора выше мощности на рабочем органе N_p , а это значит, что выбранный гидромотор будет недогружен по отношению к номинальным значениям либо по моменту, характеризуемому $\Delta p_{Г.М.}$, либо по частоте вращения n_m , либо и по $\Delta p_{Г.М.}$ и n_m одновременно. Задача определения режима работы гидромотора является оптимизационной, в результате решения которой определяются $\Delta p_{Г.М.}$ и n_m , соответствующие максимальному КПД гидромотора $\eta_{Г.М.}$. Для решения этой задачи необходимо знать для выбираемого гидромотора зависимости $\eta_{Г.М.}$ от $\Delta p_{Г.М.}$ и n_m . Такая информация в литературе, как правило, отсутствует. Поэтому часто используется упрощенный подход, в соответствии с которым полагается, что $\eta_{Г.М.}$ – величина постоянная, равная значению на номинальном режиме работы и не зависящая от $\Delta p_{Г.М.}$ и n_m . При выборе гидромоторов аксиально-поршневого типа следует, однако, учитывать, что их недогрузка (в процентном выражении по отношению к номинальным значениям) по моменту хуже, чем одинаковая недогрузка по частоте вращения, так как сопровождается большим снижением $\eta_{Г.М.}$. Поэтому нужно стремиться как можно более полно загрузить гидромотор по моменту. Перепад давления на гидромоторе $\Delta p_{Г.М.}$ и номинальное давление в гидросистеме должны быть связаны следующим образом: $\Delta p_{Г.М.} = (0,8-0,9) p_{НОМ}$.

После вычисления M_m определяется передаточное число редуктора, устанавливаемого между гидромотором и рабочим органом:

$$u_p = \frac{M_c}{M_m \eta_p}. \quad (1.11)$$

Значение КПД редуктора η_p в формуле (1.11) необходимо уточнить и принять равным

$$\eta_p = \eta_{1n}^z,$$

где z – число ступеней в редукторе; η_{1n} – КПД одной пары зацепления с учетом потерь в подшипниках.

Для редуктора с цилиндрическим зубчатым зацеплением $\eta_{1n} = 0,98$. Число пар зацеплений в редукторе зависит от его

передаточного числа. Ориентировочное значение передаточного числа редуктора определяется по формуле (1.7) при $\eta_p = 1$. При передаточных числах до 8 используются одинарные редукторы, т. е. $z = 1$. Для передаточных чисел: 8–40 – $z = 2$; 40–250 – $z = 3$.

Частота вращения вала гидромотора (требуемая) равна:

$$n_M = n u_p.$$

Величина n_M не должна превышать номинальную частоту вращения вала гидромотора.

Если момент на валу гидромотора M_M , вычисленный по формуле (1.10), окажется равным M_c , то в этом случае нет необходимости в установке редуктора.

При $M_M > M_c$ следует, используя формулу (1.10), определить перепад давления на гидромоторе $\Delta p_{г.м.}$, приняв $M_M = M_c$. При необходимости между гидромотором и рабочим органом в экономически обоснованных случаях может быть установлен мультипликатор (редуктор с $u_p < 1$).

В соответствии с изложенной методикой осуществляется подбор всех гидромоторов, устанавливаемых в проектируемом гидроприводе.

Если в гидроприводе от одного насоса предусмотрена совместная работа нескольких гидродвигателей, включенных параллельно, то нужно стремиться обеспечить равенство перепадов давлений на всех гидродвигателях.

Действительный расход рабочей жидкости через гидромотор

$$Q_M = V_o n_M / \eta_{o.M.},$$

где $\eta_{o.M.}$ – объемный КПД гидромотора.

Действительный расход в напорной линии насоса, предназначенный для питания всех одновременно работающих гидромоторов,

$$Q_{M.сум} = \sum_{i=1}^n Q_{M_i} / \eta_{o_i},$$

где n – число одновременно работающих гидромоторов; η_{o_i} – объемный КПД, учитывающий утечки рабочей жидкости в распределительном устройстве, установленном между насосом и i -м гидромотором.

1.4. Выбор рабочей жидкости и основного оборудования гидропривода

1.4.1. Выбор рабочей жидкости

В гидроприводе рабочая жидкость является энергоносителем, с помощью которого устанавливается связь между насосом и гидродвигателем. Кроме того, рабочая жидкость обеспечивает смазку подвижных частей элементов, охлаждение пар трения и отвод от их тепла. Рабочая температура жидкости в гидроприводе принимается равной 50°C.

Выбор рабочей жидкости для гидропривода (*приложение 10*) определяется: диапазоном рабочих температур, давлением в гидросистеме, скоростью движения исполнительных механизмов, конструкционными материалами и материалами уплотнений, особенностями эксплуатации гидросистемы (на открытом воздухе или в закрытом помещении), условиями хранения машины во время перерывов в работе, возможностями обводнения, засорения рабочей жидкости и т. д.

Одним из важнейших свойств, которые необходимо учитывать при выборе рабочей жидкости, является вязкость. Так, при использовании жидкостей с более высокой вязкостью снижается КПД гидропривода и ухудшаются условия работы самовсасывающихся насосов. С другой стороны, при использовании жидкости с малой вязкостью возрастают внутренние и внешние утечки (что ведет к снижению объемного КПД гидропривода), повышается опасность нарушения гидродинамического режима смазки в узлах трения и увеличивается интенсивность износа. Так, при прочих равных условиях, при номинальном давлении до 7 МПа рекомендуется принимать для гидропривода рабочую жидкость, вязкость которой при температуре 50°C находится в пределах $20 \cdot 10^{-6} - 40 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а при давлениях от 7 до 20 МПа – $60 \cdot 10^{-6} - 110 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Рабочую жидкость выбирают также с учетом типа насосов и рекомендации заводов-изготовителей. ГОСТ 14892-69 рекомендует определенные пределы вязкости масла для нормальной работы различных типов насосов (табл. 1.6).

В пояснительной записке необходимо обосновать принятый тип жидкости и записать ее полную техническую характеристику.

Кроме того, необходимо определить плотность рабочей жидкости для принятой рабочей температуры $t = 50^{\circ}\text{C}$, если в источнике она была указана для другой температуры.

Таблица 1.6

Тип насоса	Вязкость, ($10^{-6} \cdot \text{м}^2/\text{с}$)	
	Минимальная	Максимальная
Аксиально-поршневые	6	2000
Пластинчатые	10	4500
Шестеренные	16	5000

Плотность для принятой температуры определяется по формуле

$$\rho_t = \rho_0 (1 - \alpha \Delta t),$$

где ρ_0 – плотность при известной температуре, $\text{кг}/\text{м}^3$; α – коэффициент температурного расширения жидкости (в среднем для минеральных масел принимают $\alpha = 7 \cdot 10^{-4} \text{ 1}/^{\circ}\text{C}$; Δt – разность температур.

1.4.2. Выбор гидроаппаратуры

Гидравлическая аппаратура применяется в гидроприводе для изменения различных параметров потока рабочей жидкости (давления, расхода, скорости, направления) или для поддержания их в требуемых соотношениях. В зависимости от того, какую функцию выполняет гидроаппаратура, она подразделяется на распределительную, регулирующую и вспомогательную. Большая часть гидроаппаратуры стандартизирована, что позволяет при расчетах и проектировании выбирать имеющиеся гидроаппараты, а не проектировать их.

Выбор гидроаппаратуры (в соответствии со схемой гидропривода) осуществляется по давлению в гидроцилиндре p_d и максимальному значению расхода жидкости в нем, который определяется по максимальной скорости рабочего хода v_p :

$$Q_{ц} = v_p S / \eta_o,$$

где S – рабочая (эффективная) площадь поршня при стандартных диаметрах; η_o – объемный КПД, принимаемый в зависимости от принятого типа уплотнения поршня (для металлических колец

$\eta_0 = 0,98-0,99$; для резиновых колец $\eta_0 = 0,99-1,00$; для манжетных уплотнений $\eta_0 = 0,95-0,98$). Параметры принимаемых гидроаппаратов должны быть большими, чем расчетные.

Если максимальная скорость рабочего хода не задана, тогда она определяется через число ходов рабочего органа насоса n :

$$v_p = L n / 30.$$

Выбор необходимо проводить с помощью технических характеристик гидроаппаратуры, которые приводятся в соответствующей литературе. При этом необходимо учитывать заданный порядок работы гидродвигателей, указанный в схеме гидропривода, особенно в случае наличия двух гидродвигателей: синхронно они работают или последовательно, друг за другом. Например, при общем управлении двумя гидроцилиндрами и синхронной их работе расчетный расход будет равен сумме их максимальных расходов. Если они работают последовательно (сразу один, а потом другой), расчетные величины давления и расхода необходимо принимать максимальные, а для обеспечения меньшего расхода необходимо предусмотреть установку ограничителя расхода. Если в схеме установлен делитель потока, то вся гидроаппаратура на нагнетательной линии, включая и делитель потока, подбираются также по сумме максимальных расходов обоих гидродвигателей и по максимальной величине давления в гидроцилиндре. Вся гидроаппаратура за делителем потока подбирается по параметрам каждого гидродвигателя. Что касается сливной линии, то расход в ней определяется расходом гидроцилиндра в сливной полости, который необходимо рассчитать по скорости рабочего хода и площади поршня со стороны сливной линии. Давление там обусловлено ее гидравлическим сопротивлением. Как показывает практика проектирования, ее величину можно принимать в пределах $p_{сл} = (0,05-0,10)p_d$.

При выборе гидроаппаратуры в пояснительную записку необходимо записать по каждому аппарату все данные из его технической характеристики: марку; максимальный расход и давление; потери давления и утечки жидкости; массу гидроаппарата. Кроме того, необходимо записать назначение каждого аппарата в соответствии с выданной схемой гидропривода и привести его условное обозначение в соответствии с обозначениями по ГОСТ 2.780-68 – ГОСТ 2.782-68 Правила выполнения гидравлических схем.

Гидрораспределители. Распределительные устройства предназначены для создания направления движения рабочей жидкости в системе гидропривода, т. е. для изменения направления движения объемного гидродвигателя или изменения последовательности работы гидродвигателей, установленных в различных контурах. По принципу действия все распределительные устройства делятся на три основных типа: золотниковые, крановые и клапанные. Чаще всего в системах гидропривода используются двух- и трехпозиционные гидрораспределители золотникового типа.

Важным требованием, которое необходимо учитывать при проектировании гидропривода, является при установке золотниковых гидрораспределителей в позицию «нейтральная» обеспечение разгрузки насоса. При этом напорная линия насоса соединяется со сливом, вследствие чего уменьшается давление в напорной линии, а значит, и отбор мощности на привод насоса.

Гидроклапаны. Для предохранения гидравлической системы от чрезмерно высоких давлений устанавливаются предохранительные клапаны. Иногда необходимо поддерживать давление в гидросистеме на постоянном уровне. Решается эта задача путем установки переливных клапанов. Предохранительные и переливные клапаны могут иметь одинаковое конструктивное исполнение. При этом они могут быть прямого и непрямого действия.

В гидравлической схеме могут использоваться обратные клапаны, обеспечивающие пропускание потока жидкости в одном направлении, а также управляемые обратные клапаны – гидрозамки. Различают гидрозамки односторонние и двусторонние. Односторонние гидрозамки служат для запираания одной из полостей (чаще всего гидроцилиндра). Двусторонний гидрозамок позволяет надежно запереть обе полости гидроцилиндра и зафиксировать его шток в определенном положении.

Для понижения давления в отводящей линии используют редукционные клапаны, которые тоже могут быть прямого и непрямого действия. Они в основном используются там, где от одного насоса работает несколько гидродвигателей, причем часть из них работает при давлениях меньших, чем развивает насос.

Гидродроссели. Для получения требуемых характеристик функционирования гидроприводов, а именно для регулирования скорости движения выходного звена гидродвигателя, в схемах

часто используют аппараты, которые называются гидродресселями. В случае, когда необходимо в гидролинии обеспечить постоянство расхода независимо от давления в ней, используют **регулятор расхода**.

Для обеспечения синхронизации движений выходных звеньев в гидроприводе могут быть использованы устройства, которые называются **делителями потока**.

Фильтры. Срок службы гидравлических устройств в значительной мере зависит от качества очистки рабочей жидкости. Исследованиями установлено, что при повышении тонкости фильтрации жидкости в гидравлической системе с 20–25 мкм до 5 мкм увеличивается срок службы насосов более чем в 10 раз, а гидроаппаратуры в 5–7 раз.

В соответствии с требованиями к тонкости очистки жидкостей различают **фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки**, задерживающие частицы загрязнителя с условным диаметром соответственно более 100, 10, 5 и 1 мкм.

Различают **фильтры линейные и встроенные**. Линейные фильтры устанавливают в трубопроводы. Встроенные фильтры устанавливают в крышки гидробаков.

При проектировании гидропривода важное значение имеет определение места установки фильтра. Наиболее эффективной является установка фильтра на всасывании насоса, так как в этом случае очищается весь поток жидкости на входе в гидросистему. Однако в этом случае при загрязнении фильтра в процессе эксплуатации и увеличении вследствие этого потерь во всасывающем трубопроводе может нарушиться работоспособность насоса из-за наступления кавитации. Поэтому здесь чаще всего устанавливают фильтры грубой очистки.

Установка фильтра в напорной линии насоса позволяет эффективно очищать рабочую жидкость, но при этом увеличивается масса фильтра, корпус которого в этом случае находится под воздействием высоких давлений.

Исходя из этого, в гидроприводах с разомкнутой циркуляцией чаще всего применяется полнопоточная фильтрация рабочей жидкости на сливе. В гидроприводах с замкнутой циркуляцией фильтр чаще всего устанавливают в напорной линии насоса подпитки.

Выбор фильтра осуществляется по номинальному расходу рабочей жидкости в месте установки, а также необходимой

для данного гидропривода тонкости фильтрации. Следует учитывать также номинальное давление, на которое рассчитан фильтр.

Фильтры с цилиндрическими бумажными элементами для установки в сливных гидролиниях изготавливают по ОСТ 22-883-75 и ТУ 22-4974-81. Линейные фильтры, изготовленные по ТУ 22-5530-83, устанавливают в напорных линиях, а по ТУ 22-4163-78 – в линиях систем подпитки.

Потери давления на фильтре с увеличением вязкости рабочей жидкости возрастают. Вязкость же увеличивается при понижении температуры. Поэтому при разработке принципиальной схемы гидропривода фильтр на сливе рекомендуется устанавливать перед теплообменником.

1.4.3. Определение утечек жидкости и рабочего расхода в напорной линии

Для определения требуемой подачи насоса необходимо знать величину утечек жидкости $\sum Q_y$, которые возникают в гидроприводе вследствие наличия зазоров и неплотностей.

Общие утечки жидкости складываются из утечек во всей гидроаппаратуре, находящейся на напорной линии между насосом и гидродвигателем при рабочем ходе гидроцилиндра. Если величина утечки влияет на работу гидропривода, то она указывается в технической характеристике гидроаппарата.

Величина рабочего расхода в напорной линии при наличии в гидроприводе одного гидродвигателя равна $Q_p = Q_{ц} + \sum Q_y$.

При наличии в гидроприводе несколько гидродвигателей величина подачи насоса зависит от схемы включения гидродвигателей. При последовательной работе гидродвигателей подача насоса определяется по гидродвигателю, имеющему максимальный расход с учетом утечек жидкости в гидроаппаратуре на этой линии. Например, при $(Q_{ц1} + \sum Q_{y1}) > (Q_{ц2} + \sum Q_{y2})$ расход в напорной линии равен $Q_p = Q_{ц1} + \sum Q_{y1}$. При параллельной работе гидродвигателей подача насоса определяется как сумма расходов каждого гидродвигателя и утечек жидкости в гидроаппаратуре $Q_p = (Q_{ц1} + \sum Q_{y1}) + (Q_{ц2} + \sum Q_{y2})$.

1.4.4. Выбор трубопроводов

Элементы гидропривода, находящиеся на расстоянии друг от друга, соединяются между собой гидролиниями, состоящими из трубопроводов. Выбор трубопроводов (определение типов, длин, диаметров, видов соединений) зависит от номинального давления в гидроприводе, назначения трубопровода, пространственного расположения соединяемых узлов, условий эксплуатации машины и других факторов. В зависимости от назначения различают **гидролинии всасывающие, сливные, напорные и дренажные**. При выполнении расчетов по проектированию объемного гидропривода расчету подлежат только напорная и сливная линии.

Внутренний диаметр трубопровода находят из уравнения неразрывности:

$$Q = v S_{\text{тр}}, \quad (1.12)$$

где Q – наибольший расход на расчетном участке; v – допускаемая скорость движения рабочей жидкости; $S_{\text{тр}}$ – площадь поперечного сечения трубопровода.

Выбор допускаемой скорости движения рабочей жидкости осуществляется на основе опыта, накопленного при проектировании гидроприводов. При больших скоростях уменьшаются масса и стоимость гидролиний, но увеличиваются потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений. Считается, что скорость потока рабочей жидкости будет оптимальной в том случае, когда потери в трубопроводах не превышают 5–20% от p_d^0 . Исходя из этого требования определены допускаемые скорости движения жидкости: во всасывающих трубопроводах 1,2 м/с; сливных – 2 м/с; напорных при давлениях до 2,5 МПа – 3 м/с; при $p = 2,5–5,0$ МПа – 4 м/с; при $p = 5,0–10,0$ МПа – 6 м/с; при $p = 10,0–15,0$ МПа – 10 м/с.

Расход в сливной линии для гидроцилиндра с двухсторонним штоком равен расходу в напорной линии $Q_{\text{сл}} = Q_p$; для гидроцилиндра с односторонним штоком, при работе на выдвигание штока, – $Q_{\text{сл}} = Q_p / \psi$; для гидроцилиндра с односторонним штоком, при работе на втягивание штока, – $Q_{\text{сл}} = Q_p \cdot \psi$.

Таким образом, зная расход жидкости в линии Q и задаваясь допускаемой скоростью v , определяют внутренний диаметр трубопровода:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

Вычисленный диаметр округляют до ближайшего большего по соответствующим ГОСТам. Определение толщины стенок труб является поверочным расчетом на прочность подобранных по ГОСТам труб. Если в них указан наружный диаметр d_n и приведена толщина стенки δ , то внутренний диаметр трубопровода определяют по выражению $d_{\text{тр}} = d_n - 2\delta$.

Для соединения узлов гидропривода могут использоваться жесткие и эластичные трубопроводы. Тип трубопровода, если он не указан в задании, выбирают в зависимости от назначения и режима работы гидросистемы с учетом таких факторов, как вибропрочность, герметичность, масса, компенсация монтажных перекосов и т. д.

Жесткие трубопроводы для гидроприводов машин в основном изготавливают из цельнотянутых труб (ГОСТ 8734-75, ГОСТ 9567-75), выполненных из сталей ст. 10 и ст. 20. Для гидросистем низкого давления могут быть применены сварные трубы (ГОСТ 10704-91, ГОСТ 10707-80), а для линий управления и подключения контрольных приборов – медные трубы (ГОСТ 11383-75).

Толщина стенки трубы δ , мм, определяется из условия обеспечения прочности при заданном номинальном давлении. Если трубы тонкостенные ($d_n / \delta \geq 16$), то толщина стенки определяется по выражению

$$\delta = \frac{pd_{\text{тр}}}{2[\sigma_b]} n,$$

где p – максимальное статическое давление в трубопроводе; $[\sigma_b]$ – предел временного сопротивления материала трубы (при расчете прямых труб принимаем для стали ст. 10 $[\sigma_b] = 33,4$ МПа, стали ст. 20 – $[\sigma_b] = 41,2$ МПа, меди – $[\sigma_b] = 19,6$ МПа, для гнутых труб $[\sigma_b]$ уменьшается на 25%); $n = 3$ – коэффициент запаса.

Если труба толстостенная ($d_n / \delta < 16$), то толщина стенки определяется по выражению

$$\delta = \frac{d_{\text{тр}}}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma_p] + p}{[\sigma_p] - p}} - 1 \right) n,$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение материала труб на разрыв (обычно принимается равным 30–35% от $[\sigma_b]$).

Вычисленное значение δ должно быть меньше, чем толщина, принятая по соответствующим ГОСТам. Следует иметь в виду, что с учетом возможных механических повреждений толщина стенок стальных труб должна быть не менее 0,5 мм, а медных – не менее 0,8 мм.

В качестве эластичных трубопроводов используются резинотканевые рукава, а также рукава высокого давления с металлической оплеткой, изготавливаемые в соответствии с ГОСТ 10362-76, ГОСТ 18698-79, ГОСТ 6286-73 и другими нормативными документами.

Исходя из выбранного по ГОСТам диаметра трубопровода вычисляют фактическую скорость движения жидкости по формуле (1.8).

1.4.5. Расчет гидрелиний

Расчеты потерь давления выполняют для напорной Δp_n и сливной $\Delta p_{сл}$ линий. Потери давления в любой линии определяют по формуле

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \Delta p_{дл_i} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{м_i} + \sum_{k=1}^s \Delta p_{г.а_k}, \quad (1.13)$$

где $\Delta p_{дл_i}$ – потери давления на трение по длине на i -том участке, Па; $\Delta p_{м_i}$ – потери давления в местных сопротивлениях, расположенных на i -том участке, Па; $\Delta p_{г.а_k}$ – потери давления в k -том гидроаппарате (s – количество гидроаппаратов), Па.

Потери давления на трение по длине вычисляют по формуле Дарси – Вейсбаха:

$$\Delta p_{дл_i} = \lambda \frac{l_i}{d_i} \rho \frac{v_i^2}{2},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; l_i и d_i – длина и диаметр i -того участка, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³; v_i – фактическая скорость движения жидкости на i -том участке, м/с.

Потери давления в местных сопротивлениях вычисляют по формуле Вейсбаха:

$$\Delta p_{m_i} = 0,5 \zeta_i \rho v_i^2,$$

где ζ_i – суммарный коэффициент местных сопротивлений, расположенных на i -том участке.

Коэффициент гидравлического трения λ в общем случае зависит от числа Рейнольдса $Re = v d / \nu$, где ν – кинематическая вязкость жидкости.

Коэффициент гидравлического трения для ламинарного режима определяют по формуле

$$\lambda = 75 / Re,$$

а для турбулентного режима – по формуле Блазиуса

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

Коэффициент местного сопротивления принимается для входа в трубу – 0,5; для выхода из трубы в цилиндр – 1,0; для колена под углом 90° – 1,14; для прямоугольных тройников для разделения или объединения потоков – 0,9–2,5; для штуцеров и переходников для труб – 0,10–0,15; угольники с поворотом на 90° – 0,12–0,15. Для других видов местных сопротивлений значения коэффициентов ζ можно найти в справочной литературе. Виды местных сопротивлений и их количество на нагнетательной и сливной линиях принимаются непосредственно из заданной схемы гидропривода.

Потери давления Δp_{\max_i} в гидроаппаратах (гидрораспределителях, гидрозамках, фильтрах и т. п.) для максимальных расходов Q_{\max_i} определяют из справочной литературы. Для расчетных расходов Q_i потери давления определяют по формуле

$$\Delta p_i = \Delta p_{\max_i} \left(Q_i / Q_{\max_i} \right)^n,$$

где показатель степени $n = 2$ для всех гидроаппаратов, кроме фильтра, для которого $n = 1$.

Следует учитывать, что гидрораспределитель является гидроаппаратом, через который рабочая жидкость проходит дважды (из насоса в гидроцилиндр и из гидроцилиндра на слив).

Для открытой системы гидропривода потери давления в сливной линии $\Delta p_{\text{сл}}$ должны быть равны давлению на выходе из гидроцилиндра $p_{\text{сл}}$. Если рассчитанное значение потерь давления $\Delta p_{\text{сл}}$ отличается от принятого ранее в формулах (1.6), (1.7), (1.8) значения давления $p_{\text{сл}}$ более чем на 5%, то необходимо принять

$p_{сл} = \Delta p_{сл}$, пересчитать параметры гидроцилиндра и выполнить пункты 1.2.1–1.2.3 повторно.

Все расчеты проводятся в табличной форме (табл. 1.7).

Таблица 1.7

Трубопровод	d , м	Q , м ³ /с	v , м/с	Re	$\lambda_{вс}$	$\sum \zeta$	Δp , МПа
Нагнетательный							
Сливной							

1.4.6. Определение давления на входе в напорную линию и предварительный выбор насоса

При выборе гидронасоса учитывают принятое рассчитанное номинальное давление в гидроциindre p_d , а также величину расхода рабочей жидкости в напорной линии насоса Q_p , требуемого для питания всех одновременно работающих гидродвигателей.

Давление насоса должно быть достаточным для обеспечения преодоления заданного усилия исполнительного органа и преодоления потерь давления в напорной линии. Следовательно, давление насоса можно определить по формуле

$$p_p = p_d + \Delta p_n,$$

где p_d – рабочее давления в гидроциindre, Па; Δp_n – потери давления в напорной линии, Па.

При работе насоса на два работающих последовательно гидроцилиндра рассчитывают давление p_p для напорной линии каждого из гидроцилиндров, а выбор насоса осуществляют по большему значению p_p . Исходя из полученных значений Q_p (согласно пункту 1.2.5) и p_p по справочной литературе проводят выбор насоса. При этом нужно стремиться к тому, чтобы номинальные подача $Q_{ном}$ и давление $p_{ном}$ насоса были как можно ближе к требуемому расходу Q_p и давлению p_p в напорной линии гидропривода, но не меньше их.

Чаще всего принимают шестеренные или пластинчатые регулируемые насосы, так как для регулирования скорости движения выходного звена гидропривода предусмотрено дроссельное регулирование. Кроме того, эти насосы наиболее просты по конструкции, надежны в эксплуатации, удобны в обслуживании,

имеют низкую стоимость. В некоторых случаях для обеспечения требуемой подачи в однопоточном гидроприводе устанавливают параллельно два насоса. При этом с целью унификации желательнее использовать однотипные гидромашины.

С учетом того, что в технических характеристиках чаще всего отсутствуют сведения о подаче, а приводится значение рабочего объема V_o , подачу насоса определяют по выражению

$$Q_n = \eta_o V_o n,$$

где η_o – объемный КПД насоса (в некоторых источниках коэффициент подачи); V_o – рабочий объем насоса, м^3 ; n – частота вращения вала насоса, с^{-1} .

Величина вычисленного значения Q_n должна как можно ближе соответствовать значению, установленному Q_p для подбора насоса, т. е. необходимому расходу в проектируемом гидроприводе. С целью приближения подачи к необходимому значению можно воспользоваться значениями номинальных частот насосов и гидромоторов, регламентированными ГОСТ 12466-77, величины которых приведены в табл. 1.8.

Таблица 1.8

Номинальная частота							
об/с	об/мин	об/с	об/мин	об/с	об/мин	об/с	об/мин
0,01	0,6	0,1	6,0	1,0	60	10,0	600
–	–	–	–	1,25	75	12,5	750
0,016	0,96	0,16	9,6	1,6	96	16,0	960
–	–	–	–	2,0	120	20,0	1200
0,025	1,5	0,25	15,0	2,5	150	25,0	1500
–	–	–	–	3,2	192	32,0	1920
0,04	2,4	0,4	24,0	4,0	240	40,0	2400
–	–	–	–	5,0	300	50,0	3000
0,063	3,78	0,63	37,8	6,3	378	63,0	3780
–	–	–	–	8,0	480	80,0	4800
–	–	–	–	8,3	500		

Номинальной частотой вращения $n_{\text{ном}}$ называется наибольшая частота вращения, при которой гидрооборудование (насосы и гидромоторы) работают в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах норм. Для насосов с приводом

от электродвигателей допускается применять номинальные частоты вращения валов асинхронных электродвигателей.

Выбрав насос, необходимо со справочной литературы в пояснительную записку вписать всю его техническую характеристику.

1.4.7. Обоснование способа регулирования скорости выходного звена гидропривода

При эксплуатации гидропривода часто возникает необходимость в изменении скорости движения его исполнительных механизмов. Это можно осуществить путем регулирования, которое бывает дроссельным, объемным, объемно-дроссельным, или с помощью двигателя, который приводит в движение насос.

При дроссельном регулировании скорость выходного звена гидродвигателя изменяется за счет изменения рабочих характеристик гидросистемы при постоянной подаче насоса. Дроссель (регулируемое гидравлическое сопротивление), с помощью которого можно регулировать количество подаваемой в гидродвигатель (гидроцилиндр или гидромотор) жидкости (а следовательно, и скорость), может быть установлен по одной из следующих схем: на входе в гидродвигатель; на выходе из гидродвигателя; на входе и выходе; на ответвлении от напорной линии (параллельно гидродвигателю).

При объемном регулировании изменение скорости движения выходного звена гидродвигателя можно осуществить по следующим схемам: имея нерегулируемый насос и регулируемый гидродвигатель; имея регулируемый насос и нерегулируемый гидродвигатель; имея регулируемый насос и регулируемый гидродвигатель.

Выбор способа регулирования определяется многочисленными факторами: величиной мощности; характером усилия, которое необходимо преодолевать; требованиями к стабильности движения исполнительных механизмов; стоимостью комплектующего оборудования и многими другими факторами.

Гидропривод с дросселем на входе допускает регулирование скорости гидропривода путем изменения проходного сечения дросселя только в том случае, если направление действия нагрузки не совпадает с направлением движения выходного звена (отрицательная нагрузка). Скорость движения выходного звена гидроцилиндра

определяется следующим соотношением (при допущении, что сливное давление близко к нулю):

$$v = (G / S) \sqrt{p_p - P / S},$$

где G – проводимость дросселя, зависящая от величины площади проходного сечения дросселя S_0 : $G = \mu S_0 \sqrt{2 / \rho}$; P – нагрузка, приложенная к выходному звену; S – эффективная (рабочая) площадь поршня. При положительной нагрузке, когда ее направление совпадает с направлением движения выходного звена, поршень перемещается под действием этой нагрузки, преодолевая только силу трения и противодействие в сливной линии, обусловленное ее сопротивлением.

Гидропривод с дросселем на выходе допускает регулирование скорости выходного звена гидродвигателя при знакопеременной нагрузке, так как при любом направлении действия силы P изменению скорости препятствует сопротивление дросселя, через который рабочая жидкость поступает из полости гидродвигателя на слив. Для такой схемы включения дросселя скорость движения выходного звена выражается формулой

$$v = (G / S) \sqrt{p_p \pm P / S}.$$

При установке дросселя в гидрелинии слива тепло, выделившееся при дросселировании потока рабочей жидкости, отводится в бак без нагрева гидродвигателя, как это имеет место в схеме с дросселем на входе в гидродвигатель. В результате гидродвигатель работает в более выгодном режиме.

Существенным недостатком рассмотренных схем последовательного включения дросселя является нестабильность скорости при изменении нагрузки, что следует из приведенных выше формул. В этом отношении более выгодным оказывается гидропривод с дросселем на входе и выходе, причем в качестве регулятора скорости целесообразно использовать дросселирующий гидрораспределитель, сочетающий функции дросселя и распределителя. Для такой схемы регулирования скорость движения выходного звена исполнительного механизма определяется по выражению

$$v = (G / S) \sqrt{0,5 p_p \pm P / S}.$$

Как следует из этого выражения, влияние изменения нагрузки на скорость движения выходного звена меньше, чем в схемах с дросселем только на входе или только на выходе, однако нагрев рабочей жидкости в такой схеме больше за счет двойного дросселирования потока.

При параллельном включении дросселя рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока. Один поток проходит через дроссель, другой – через гидродвигатель. Регулирование скорости производится изменением величины проводимости дросселя, т. е. увеличением или уменьшением расхода рабочей жидкости через линию управления. Для этой схемы величина скорости определяется выражением

$$v = (Q_n - G) / S \sqrt{P / S},$$

где Q_n – подача насоса.

При такой схеме включения дросселя регулировать скорость можно только при отрицательной нагрузке, и, кроме того, как следует из этого выражения, точность регулирования скорости и ее стабильность при изменении нагрузки ниже, чем в предыдущих схемах с $p_n = \text{const}$. Достоинством схемы является наименьший нагрев рабочей жидкости, поскольку давление p_n зависит от нагрузки и лишь при максимальном ее значении достигает величины, на которую отрегулирован предохранительный клапан. Следовательно, дросселирование происходит при меньшем перепаде давлений и жидкость нагревается меньше. К тому же нагретая жидкость поступает на слив.

Все рассмотренные схемы дроссельного регулирования в той или иной степени не обеспечивают постоянства скорости выходного звена гидродвигателя при изменении нагрузки, и поэтому применяются в гидроприводах при малоизменяющихся нагрузках. Там, где требуется обеспечить стабильную скорость вне зависимости от колебаний нагрузки, применяются специальные гидроаппараты – регуляторы потока, состоящие из регулируемого дросселя и редуционного клапана, который при изменении нагрузки P , а следовательно, и давления поддерживает постоянным давление перед дросселем, обеспечивая тем самым значение расхода через дроссель постоянным, а, следовательно, и стабильную скорость.

Как видно, каждая из схем регулирования имеет свои достоинства и недостатки. Исходя из этого, с учетом принципиальной

схемы проектируемого гидропривода и направления действия приложенных нагрузок, необходимо принять соответствующий способ регулирования, если он не указан в задании на проектирование.

1.4.8. Разработка принципиальной схемы гидропривода

Гидравлическая принципиальная схема содержит информацию об элементной базе, связях между элементами и дает представление о принципах работы гидропривода. Выбор элементной базы осуществляется с учетом рекомендаций, изложенных выше. Разрабатываемая схема должна быть простой и содержать минимальное количество элементов.

При вычерчивании схемы необходимо руководствоваться следующими стандартами:

- ГОСТ 2.704-76 Правила выполнения гидравлических и пневматических схем;
- ГОСТ 2.780-96 Обозначения условные графических, элементы гидравлических и пневматических сетей;
- ГОСТ 2.781-96 Обозначения условные графические. Аппаратура распределительная и регулирующая гидравлическая и пневматическая;
- ГОСТ 2.782-96 Обозначения условные графические. Насосы и двигатели гидравлические и пневматические;
- ГОСТ 2.784-96 Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов;
- ГОСТ 2.721-74 Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения.

Условные графические обозначения насосов, двигателей, элементов гидравлических, распределительной и регулирующей гидравлической аппаратуры, элементов трубопроводов представлены в *приложении 11*.

Гидравлические устройства на схеме рекомендуется изображать так, чтобы передача энергии осуществлялась снизу вверх (внизу – насосы, вверху – гидродвигатели, в середине – распределительная, контрольно-регулирующая и вспомогательная аппаратура). При этом необходимо, чтобы гидролинии имели наименьшую длину с наименьшим числом поворотов и, по возможности,

без переключивания. Цилиндры и распределители располагаются в горизонтальном положении. Все устройства изображаются в нейтральном положении.

Вычертив принципиальную схему гидропривода, необходимо описать принцип ее работы для всех положений распределительного устройства.

1.5. Построение характеристики гидропривода

Характеристики гидропривода позволяют проанализировать условия работы гидропривода при различных режимах, уточнить потребляемую насосом мощность и произвести окончательный выбор насоса, оценить принятый способ регулирования скорости выходного звена гидропривода, определить основные параметры работы гидропривода при различных режимах.

Характеристики гидропривода должны быть построены в таком масштабе, чтобы полностью заполнять собой лист формата А4. Они могут создаваться при помощи программных средств Excel, Origin и др. или вручную.

1.5.1. Характеристики насоса

Основными характеристиками насоса являются зависимости расхода, КПД и потребляемой мощности от давления, т. е. $Q = f(p)$, $\eta = f(p)$ и $N = f(p)$. Поскольку такие графические характеристики при выборе насоса практически отсутствуют, то при их построении используют упрощенные методы.

В соответствии с теорией насосов объемного действия, их теоретическая подача не зависит от давления, и поэтому теоретическая характеристика $Q_T = f(p)$ (рис. 1.3, линия 1) будет иметь вид прямой линии, проведенной параллельно оси ординат (ось давлений p) через расчетное значение подачи насоса $Q_T = Q_{ном} / \eta_{об}$, отложенное на оси абсцисс. Действительная подача насоса зависит от давления, с повышением которого растут утечки (перетечки) жидкости. Поэтому действительная характеристика $Q = f(p)$ при номинальном давлении $p_{ном}$ отклонится на величину утечек $\Delta Q_{ут}$, равную $(1/\eta_{об} - 1)Q_{ном}$. Через точки Q_T и A проводят прямую

линию (линия 2), которая является действительной характеристикой насоса.

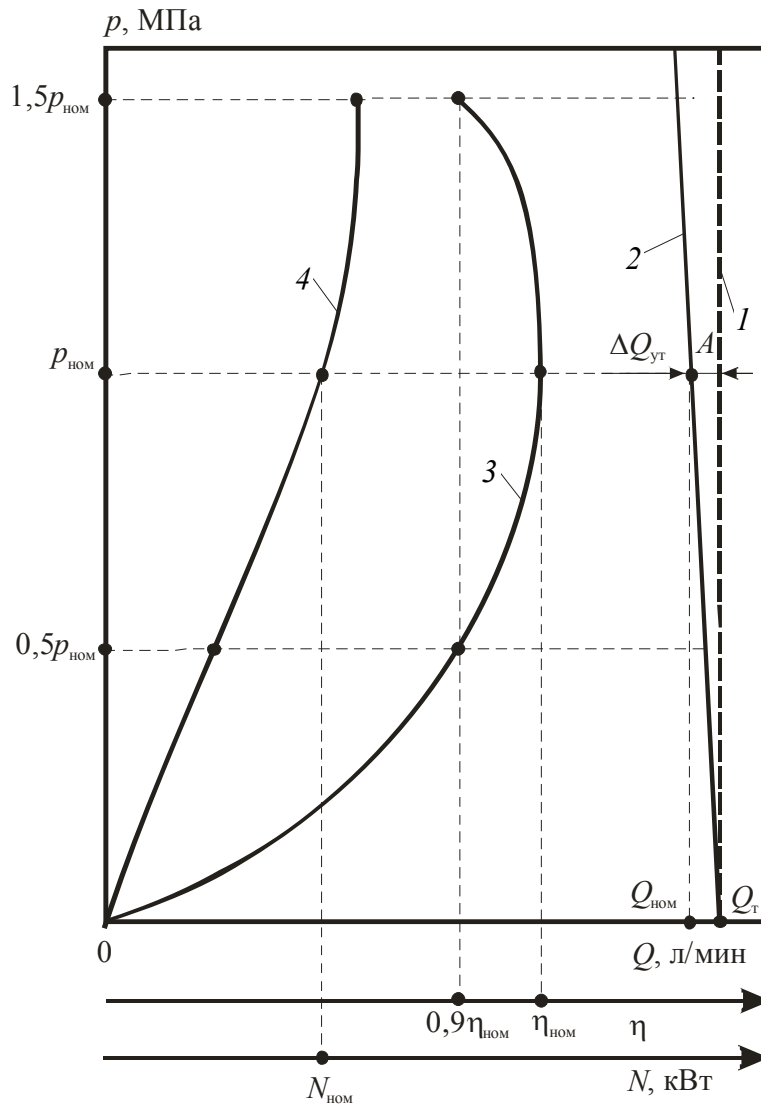


Рис. 1.3

Для построения характеристики $\eta = f(p)$ (линия 3) используют значение общего КПД насоса, который определяют по выражению

$$\eta = \eta_0 \eta_m \eta_r,$$

где η_0 и η_m – соответственно объемный и механический КПД насоса, которые принимаются из технической характеристики выбранного насоса; η_r – гидравлический КПД, учитывающий потери на преодоление гидравлических сопротивлений в самом насосе ($\eta_r \cong 1$).

Значение η соответствует рабочей точке с параметрами $Q_{\text{ном}}$ и $p_{\text{ном}}$, которая является точкой номинальной работы насоса (точка A). Остальные точки, необходимые для построения зависимости $\eta = f(p)$, получают из соотношений:

$$\begin{aligned}\eta_1 &= 0 \text{ при } p_1 = 0; \\ \eta_2 &= 0,9\eta_{\text{ном}} \text{ при } p_2 = 0,5 p_{\text{ном}}; \\ \eta_3 &= \eta_{\text{ном}} \text{ при } p_3 = p_{\text{ном}}; \\ \eta_4 &= 0,9\eta_{\text{ном}} \text{ при } p_4 = 1,5 p_{\text{ном}}.\end{aligned}$$

Для построения зависимости $N = f(p)$ (линия 4) необходимо для всех значений вычисленных КПД определить потребляемую насосом мощность по формуле

$$N = p Q / \eta.$$

Значение p и Q снимают с характеристики насоса $Q = f(p)$ для точек, соответствующих значениям $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$.

1.5.2. Характеристики гидропривода и предохранительного клапана

Характеристикой гидропривода является зависимость давления в начале напорной линии гидропривода от расхода $p_{\text{н}} = f(Q)$. Пересечение значений $p_{\text{р}}$ и $Q_{\text{р}}$ даст рабочую точку гидропривода B (рис. 1.4).

Построение характеристики гидропривода производят на основе уравнения

$$p = p_{\text{д}}^0 + k_{\text{н}} Q^{m_{\text{н}}} + k_{\text{сл}} Q^{m_{\text{сл}}}, \quad (1.14)$$

где $p_{\text{д}}^0$ – действительное давление в гидроцилиндре при отсутствии противодействия в сливной линии (см. пункт 1.2.1); $k_{\text{н}}, k_{\text{сл}}$ – коэффициент сопротивления, соответственно, напорной и сливной линий (см. пункт 1.4.5); $m_{\text{н}}, m_{\text{сл}}$ – коэффициенты степени, учитывающие режим движения жидкости соответственно в напорной и сливной линиях.

Так как при ламинарном режиме потери давления пропорциональны расходу в первой степени ($m_{\text{н}} = m_{\text{сл}} = 1$), то характеристику гидропривода можно построить по двум точкам: $p = p_{\text{д}}^0$ при $Q = 0$, $p = p_{\text{р}}$ при $Q = Q_{\text{р}}$. Следовательно, характеристика гидропривода представляет собой прямую линию, проходящую через точки $p_{\text{д}}^0$ и B (линия 3, рис. 1.4).

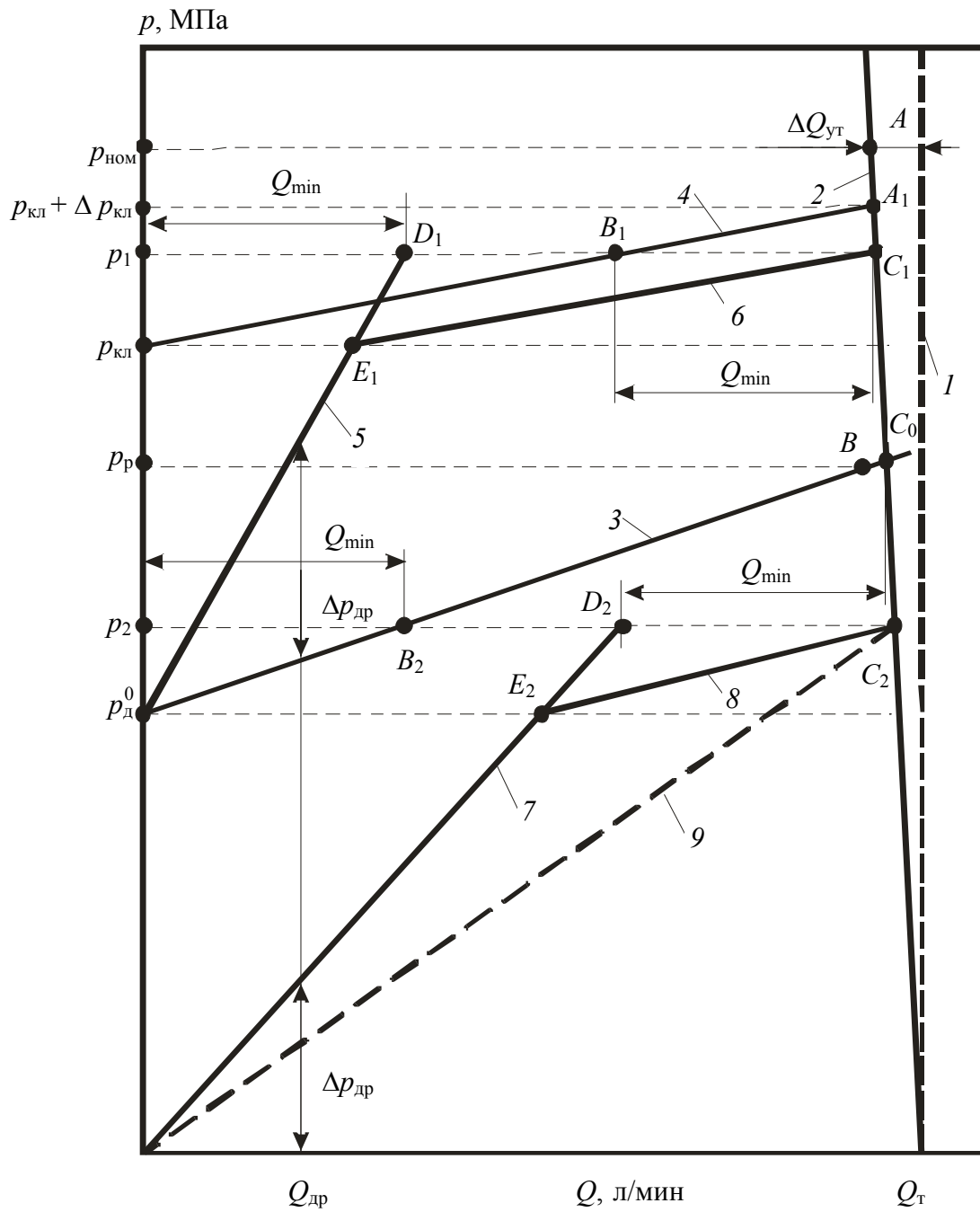


Рис. 1.4

При турбулентном режиме характеристика гидропривода отличается от прямой линии. Следовательно, кроме точек $p_{д}^0$ и B необходимо по уравнению (1.14) вычислить несколько значений p при различных величинах расхода в диапазоне от 0 до Q_p , по которым построить достоверную характеристику гидропривода.

Пересечение характеристики гидропривода с характеристикой насоса $Q = f(p)$ даст рабочую точку гидропривода (точка C_0) при отсутствии регулирования. Если в точке C_0 расход немного больше рабочего, то поршень гидроцилиндра будет двигаться со скоростью больше заданной.

Далее необходимо построить характеристику предохранительного клапана, которой является зависимость давления срабатывания от протекающего через него расхода, т. е. $p_{\text{кл}} = f(Q)$. На оси ординат откладывают давление начала срабатывания предохранительного клапана, которое принимается на 20–30% больше давления рабочей точки насоса B , т. е. $p_{\text{кл}} = (1,2–1,3)p_p$. От этой точки вверх откладывают величину потерь давления в клапане $\Delta p_{\text{кл}}$, которую переносят на характеристику насоса (точка A_1).

Для упрощения построений характеристик примем допущение, что режим движения в клапане и дросселе ламинарный. Тогда характеристика клапана будет представлять прямую линию, а величину $\Delta p_{\text{кл}}$ определяют по зависимости

$$\Delta p_{\text{кл}} = \Delta p_{\text{max}} (Q_p / Q_{\text{max}}),$$

где Q_{max} и Δp_{max} – максимальный расход через клапан и потери давления при этом расходе, принимаемые из технической характеристики (см. подбор гидроаппаратуры).

Через точки $p_{\text{кл}}$ и A_1 проводят линию, которая является характеристикой предохранительного клапана (линия 4).

Дальнейшее построение характеристик гидропривода зависит от места размещения дросселя, с помощью которого необходимо осуществить регулирование скорости выходного звена гидропривода на заданную величину.

1.5.3. Размещение дросселя (регулятора скорости) на напорной или сливной линии

В этом случае расход гидроцилиндра должен быть равен расходу дросселя (регулятора скорости), а избыточное количество масла, равное $\Delta Q = Q_n - Q_{\text{гц}}$, должно сливаться в масляный бак через предохранительный клапан, который в данном случае является переливным. Построение характеристики совместной работы гидросети и предохранительного клапана в этом случае производят в следующей последовательности. Необходимо установить

минимальный расход гидроцилиндра, при котором будет обеспечено значение минимальной скорости движения его выходного звена $v_{\min} = 0,25v_p$:

$$Q_{\min} = v_{\min} S / \eta_o + \Sigma \Delta Q_{\text{ут}},$$

где S – рабочая площадь поршня при совершении рабочего хода, вычисленная ранее; η_o – объемный КПД гидроцилиндра, принятый ранее в зависимости от типа уплотнения поршня; $\Sigma \Delta Q_{\text{ут}}$ – суммарные утечки жидкости в гидравлической аппаратуре на линии насос – гидроцилиндр.

Поскольку в этом случае имеет место совместная работа гидросети и предохранительного клапана, то величина Q_{\min} должна располагаться таким образом, чтобы одна точка находилась на характеристике насоса $Q_n = f(p)$ – точка C_1 , а вторая на характеристике предохранительного клапана $p_{\text{кл}} = f(Q)$ – точка B_1 . Т. е. необходимо на характеристике предохранительного клапана (линия 4) найти такую точку B_1 , чтобы расстояние по горизонтали от точки B_1 до точки C_1 на характеристике насоса (линия 2) было равно величине расхода гидропривода Q_{\min} . В этом случае точка C_1 будет рабочей точкой насоса при использовании регулятора скорости на нагнетательной линии.

Через точки B_1 и C_1 необходимо провести горизонтальную линию до оси ординат (давлений) и от нее отложить значение Q_{\min} (точка D_1). Затем через точки p_d^0 и D_1 проводят линию 5, которая является характеристикой гидросистемы с прикрытым дросселем (регулятором скорости). Она имеет вид прямой линии, так как вероятность наличия турбулентного режима при минимальной скорости движения исполнительного механизма крайне мала. Как видно из характеристики 5, в точке E_1 (при давлении $p_{\text{кл}}$) вступает в работу предохранительный клапан, и чем больше становится давление, тем большее количество рабочей жидкости сливается через него в масляный бак и при давлении в точке C_1 (p_1) расход Q_{\min} поступает в гидроцилиндр, обеспечивая движение выходного звена с минимальной скоростью, а остальная жидкость в количестве $\Delta Q = Q_n - Q_{\min}$ сливается в масляный бак через предохранительный клапан. Построение характеристики совместной работы дросселя (регулятора скорости) с предохранительным клапаном (линия 6) осуществляется графическим способом путем сложения при одинаковых давлениях расходов через дроссель (регулятор скорости) и предохранительный клапан.

Как видно из полученных характеристик (рис. 1.4), изменению скорости движения выходного звена в пределах $v_{\min}-v_p$ соответствует изменение давления в пределах p_1-p_p и мощности N_1-N_p . Зона регулирования в этом случае находится между точками C_1 и C_0 действительной характеристики насоса $Q_n = f(p)$. Для окончательного выбора насоса необходимо определить мощность, которая будет затрачиваться при срабатывании предохранительного клапана, т. е. по параметрам точки A_1 . Полученная мощность не должна превышать мощность, вычисленную по параметрам технической характеристики выбранного насоса. В случае, если она окажется большей, необходимо принять другой насос.

По степени увеличения угла возрастания линии 5 по сравнению с линией 3 можно определить, какой был создан коэффициент гидравлического сопротивления в дросселе, чтобы обеспечить необходимый расход в гидроприводе Q_{\min} . Коэффициент гидравлического сопротивления дросселя для любого расхода через дроссель при ламинарном режиме равен

$$\zeta_{др} = \Delta p_{др} / Q_{др},$$

где $\Delta p_{др}$ – увеличение давления в напорной линии гидропривода при закрытом дросселе для одинакового расхода $Q_{др}$.

1.5.4. Размещение дросселя (регулятора скорости) на ответвлении от напорной линии

В этом случае минимальный расход жидкости Q_{\min} поступает в гидроцилиндр, а лишняя жидкость в количестве $\Delta Q = Q_n - Q_{\min}$ сливается в масляный бак через дроссель (регулятор скорости). Значение Q_{\min} , вычисленное ранее, располагается в данном случае на оси ординат и характеристике гидросети (линия 3) – точка B_2 .

Через точку B_2 на характеристики гидропривода (линия 3) проводят горизонтальную линию до пересечения с характеристикой насоса (линия 2) и получают точку C_2 (рабочую точку насоса при использовании регулятора скорости на ответвлении от напорного трубопровода). Затем от точки C_2 влево откладывают величину Q_{\min} и получают точку D_2 . Через точку D_2 и начало координат проводят линию δ , которая является характеристикой дросселя при ламинарном режиме движения жидкости в случае, когда

требуется обеспечить минимальную скорость движения исполнительного механизма.

На линии 7 мы получаем точку E_2 , давление в которой становится равным давлению в гидроцилиндре p_d^0 . В этом случае поршень гидроцилиндра еще неподвижен и рабочая скорость v_p равна нулю. При дальнейшем повышении давления поршень приходит в движение и при $p = p_2$ (точка C_2) он будет двигаться с минимальной скоростью v_{\min} . Поэтому, если через точки E_2 и C_2 провести линию δ , получим характеристику совместной работы гидросистемы с дросселем (регулятором скорости), установленным на ответвлении от напорной линии и обеспечивающим движение поршня гидроцилиндра с минимальной скоростью. Эту линию получают путем суммирования при одинаковых давлениях расходов через гидроцилиндр и дроссель (регулятор скорости).

Таким образом, если дроссель (регулятор скорости) размещен на ответвлении от напорной линии, то изменению скорости в пределах $v_{\min}-v_p$ соответствует изменение давления в пределах p_2-p_p и мощности в пределах N_2-N_p . Зона регулирования в этом случае расположена на участке между точками C_2 и C_0 характеристики насоса.

При полном открытии дросселя (регулятора скорости) вся рабочая жидкость сливается через него в масляный бак и характеристика в этом случае пройдет через точку C_2 (линия 9). Расход гидроцилиндра будет равен нулю, и, следовательно, скорость движения выходного звена также будет равна нулю.

При таком регулировании имеется возможность снизить настройку предохранительного клапана, так как все регулирование происходит в пределах давления в точке C_0 . Это позволяет снизить энергозатраты при работе гидропривода.

По степени увеличения угла возрастания линии δ к оси абсцисс можно определить, какой был создан коэффициент гидравлического сопротивления в дросселе, чтобы обеспечить необходимый расход в гидроприводе Q_{\min} . Коэффициент гидравлического сопротивления дросселя для ламинарного режима равен

$$\zeta_{др} = \Delta p_{др} / Q_{др},$$

где $\Delta p_{др}$ – потери давления в дросселе для расхода $Q_{др}$.

1.5.5. Определение КПД гидропривода

КПД гидропривода определяют при выполнении рабочей операции из следующего выражения:

$$\eta = N_{\text{п}} / N_{\text{н}}, \quad (1.15)$$

где $N_{\text{п}}$ – полезная мощность, развиваемая выходным звеном гидроцилиндра; $N_{\text{н}}$ – мощность, потребляемая насосом (подводимая к насосу).

Полезная мощность при работе гидроцилиндра

$$N_{\text{п}} = P v_{\text{р}}, \quad (1.16)$$

где P – нагрузка на штоке; $v_{\text{р}}$ – скорость выполнения операции.

Мощность, потребляемая насосом,

$$N_{\text{н}} = \frac{p_{\text{н}} Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}}, \quad (1.17)$$

где $p_{\text{н}}$, $Q_{\text{н}}$, $\eta_{\text{н}}$ – рабочее давление, подача и КПД насоса, которые определяются по точке C_0 .

1.5.6. Определение скорости поршня гидроцилиндра для нерабочего режима

В этом разделе необходимо построить характеристику работы гидропривода и определить скорость поршня гидроцилиндра, если перекрытие дросселя обеспечило коэффициент сопротивления в два раза меньше, чем при минимальной скорости поршня ($\zeta_{\text{др}}' = \zeta_{\text{др}} / 2$).

1.6. Выбор вспомогательного оборудования

1.6.1. Гидробак

Основное функциональное назначение гидробака – размещение объема жидкости, необходимого для работы гидросистемы. Кроме того, через гидробак осуществляется теплообмен между рабочей жидкостью и окружающим пространством, в нем происходит

выделение из рабочей жидкости воздуха, пеногашение и оседание механических и других примесей. При проектировании бака должны быть обеспечены нормальные условия всасывания и деаэрация рабочей жидкости. Вместимость бака мобильной машины назначается в 1,5–2,0 раза больше суммарной вместимости всех элементов гидросистемы (полостей гидроцилиндров, трубопроводов, фильтров, гидроаккумуляторов и т. д.), но не менее 3-минутной подачи насоса.

Полагая, что полезный объем V_6^0 , дм^3 , гидробака равен трем объемам перекачиваемой насосом за минуту рабочей жидкости, получим:

$$V_6^0 = 3Q_n.$$

В этом выражении подача насоса Q_n имеет размерность литр в минуту.

Бак заполняется рабочей жидкостью примерно на 80% от полного объема гидробака V_6 . Двадцать процентов свободного объема предназначено для компенсации температурного расширения рабочей жидкости, а также обеспечения воздуховыделения. Тогда полный объем гидробака

$$V_6 = 1,2V_6^0.$$

Полученное значение V_6 , дм^3 , следует округлить в большую сторону в соответствии с ГОСТ 12448-80 (табл. 1.9).

Таблица 1.9

Номинальные емкости масляных баков, дм^3									
1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,2	0,4	0,5	0,63	0,8
1	1,25	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8
10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80
100	125	160	200	250	320	400	500	630	800
1 000	1 250	1 600	2 000	2 500	3 200	4 000	5 000	6 300	8 000
10 000	12 500	16 000	20 000	25 000	–	–	–	–	–

В соответствии с приведенным рядом выбираются также объемы гидроаккумуляторов, пневмоаккумуляторов и ресиверов.

Размеры и форма бака тесно связаны с температурным режимом в гидроприводе, поскольку через стенки бака в окружающую среду передается значительная часть тепловой энергии, выделяемой

в процессе функционирования гидросистемы. Для баков, выполненных в форме цилиндра, куба и параллелепипеда, наибольшую площадь охлаждения S имеет бак, изготовленный в виде параллелепипеда с рекомендуемым соотношением стенок $a \times b \times h = 1 \times 2 \times 3$, где a, b, h – соответственно ширина, длина и высота гидробака.

В этом случае полный объем гидробака $V_6 = abh = 6a^3$ и ширина гидробака

$$a = \sqrt[3]{V_6 / 6}.$$

Площадь охлаждения S_6 определяется размером поверхности бака, контактирующей с маслом:

$$S_6 = ab + 2h(a + b).$$

1.6.2. Теплообменник

Теплообменники предназначены для обеспечения в гидроприводе требуемого температурного режима. Решение о необходимости установки теплообменника принимается в процессе выполнения анализа теплового режима гидропривода.

В процессе функционирования гидропривода часть передаваемой в нем механической энергии переходит в тепловую, что сопровождается ростом температуры рабочей жидкости. Переход энергии из механической в тепловую обусловлен наличием гидравлических сопротивлений, а также вызван объемными и механическими потерями.

Как известно, с увеличением температуры уменьшается вязкость рабочей жидкости. Это может привести к значительному увеличению объемных потерь в гидроприводе, нарушению режима смазки поверхностей трения, интенсификации окислительных процессов в рабочей жидкости и процессов выделения смолистых осадков.

Тепловой поток N_T , выделяемый в гидроприводе, эквивалентен потерям мощности:

$$N_T = N_H - N_{\Pi},$$

где N_H – мощность насоса; N_{Π} – полезная мощность гидроцилиндра, которая определяется по точке C_0 (рис. 1.4).

Тепловой анализ гидропривода основывается на уравнении теплового баланса, которое для стационарного режима имеет следующий вид:

$$N_T = N_{\text{рас}},$$

где $N_{\text{рас}}$ – тепловой поток, передаваемый в окружающую среду.

$$N_{\text{рас}} = (k_{\text{б}} S_{\text{б}} + k_{\text{м}} S_{\text{м}}) (t_{\text{ж}} - t_{\text{о}}), \quad (1.18)$$

где $k_{\text{б}}$ и $k_{\text{м}}$ – коэффициент теплопередачи для бака и магистралей, Вт/(м² · °С); $S_{\text{б}}$ и $S_{\text{м}}$ – площадь поверхности теплообмена бака и магистралей, м²; $t_{\text{ж}}$ – температура рабочей жидкости, °С; $t_{\text{о}}$ – температура окружающей среды, °С.

Размеры поверхности теплообмена магистралей гидропривода можно определить из следующей зависимости:

$$S_{\text{м}} = \pi (d_{\text{н}} l_{\text{н}} + d_{\text{сл}} l_{\text{сл}}). \quad (1.19)$$

Коэффициенты теплопередачи для магистралей можно принять 12–16 Вт/(м² · °С), для гидробака 8–12 Вт/(м² · °С).

Из уравнения (1.18) определяют температуру рабочей жидкости $t_{\text{ж}}$ и сравнивают ее с допустимой $t_{\text{доп}}$.

Допустимое значение температуры рабочей жидкости $t_{\text{доп}}$ определяется минимальным значением вязкости, при которой рекомендуется эксплуатировать насосы и гидромоторы. При эксплуатации гидроприводов стационарных машин $t_{\text{доп}} = 60^{\circ}\text{C}$, а в гидроприводах мобильных машин $t_{\text{доп}} = 80^{\circ}\text{C}$.

В случае $t_{\text{ж}} > t_{\text{доп}}$ необходимо увеличить площадь поверхности теплообмена путем установки теплообменника.

Уравнение теплового баланса для стационарного режима при установке теплообменника имеет следующий вид:

$$N_{\text{рас}} = (k_{\text{б}} S_{\text{б}} + k_{\text{м}} S_{\text{м}} + k_{\text{т}} S_{\text{т}}) (t_{\text{доп}} - t_{\text{о}}), \quad (1.20)$$

где $k_{\text{т}}$ – коэффициент теплопередачи теплообменника, Вт/(м² · °С); $S_{\text{т}}$ – площадь поверхности теплоотдачи теплообменника, м².

Коэффициент теплопередачи для теплообменника $k_{\text{т}} = 35–120$ (Вт/(м² · °С)) в условиях принудительного обдува можно приближенно определить из следующей зависимости: при $v_{\text{в}} > 5$ м/с $k_{\text{т}} = 7,5 v_{\text{в}}^{0,78}$, где $v_{\text{в}}$ – скорость обдува, которая принимается в пределах 5–30 м/с.

Из уравнения (1.20) определяют $S_{\text{т}}$ и подбирают тип теплообменника. При выборе теплообменника необходимо также учитывать расход жидкости, проходящей через него.

Теплообменники устанавливаются обычно на сливе, где рабочая жидкость имеет наибольшую температуру.

При работе машин в условиях отрицательных температур может оказаться, что тепловой баланс обеспечивается при очень низких значениях температуры рабочей жидкости. При этом, так же как и в случае чрезмерного повышения температуры, может нарушиться работоспособность гидропривода. Объясняется это увеличением потерь на трение по длине трубопроводов, нарушением условий, при которых возможна бескавитационная работа насосов и обеспечиваются требуемые режимы смазки поверхностей трения. Для обеспечения работоспособности гидропривода в этом случае необходимо предусмотреть установку маслоподогревателя.

1.7. Расчет металлоемкости гидропривода

Одним из преимуществ использования гидравлического привода по сравнению с другими приводами является его небольшая металлоемкость, что обусловлено достижением в гидроприводе высоких давлений рабочей жидкости.

Металлоемкость гидропривода характеризуется коэффициентом q_N , который определяется по формуле

$$q_N = G_{гп} / N_{п},$$

где $G_{гп}$ – общий вес гидропривода.

Общий вес гидропривода включает вес гидроцилиндра с учетом рассчитанных размеров (толщины стенки, крышек, хода поршня), напорного и сливного трубопровода (с учетом заданной длины, рассчитанных диаметров и принятых толщин стенок), а также всей гидравлической аппаратуры (согласно заданной схеме), который принимается из технических характеристик.

1.8. Функциональный анализ гидропривода

Инженерные методы функционального анализа гидропривода основываются на поэлементном рассмотрении проектируемой системы и в основном придерживаются следующего порядка.

1. Выделение диссипативных элементов, на каждом из которых определяются потери фазовой переменной потенциала (давления).

2. Определение суммарных потерь, которые сравниваются с энергией, подведенной к гидроприводу, и соответственно в результате определение КПД всей системы.

В данной курсовой работе изучается математическая модель, в которой гидропривод рассматривается как единая сложная нелинейная система, находящаяся во взаимодействии с окружающей средой. При составлении графической модели принципиальная схема может претерпеть ряд упрощений, чтобы математическая модель не оказалась весьма громоздкой и была легка в понимании, при условии сохранения основных физических свойств и характеристик.

Ниже приводится математическая модель системы (рис. 1.5), в которой гидромотор и гидроцилиндры работают не одновременно, а по отдельности.

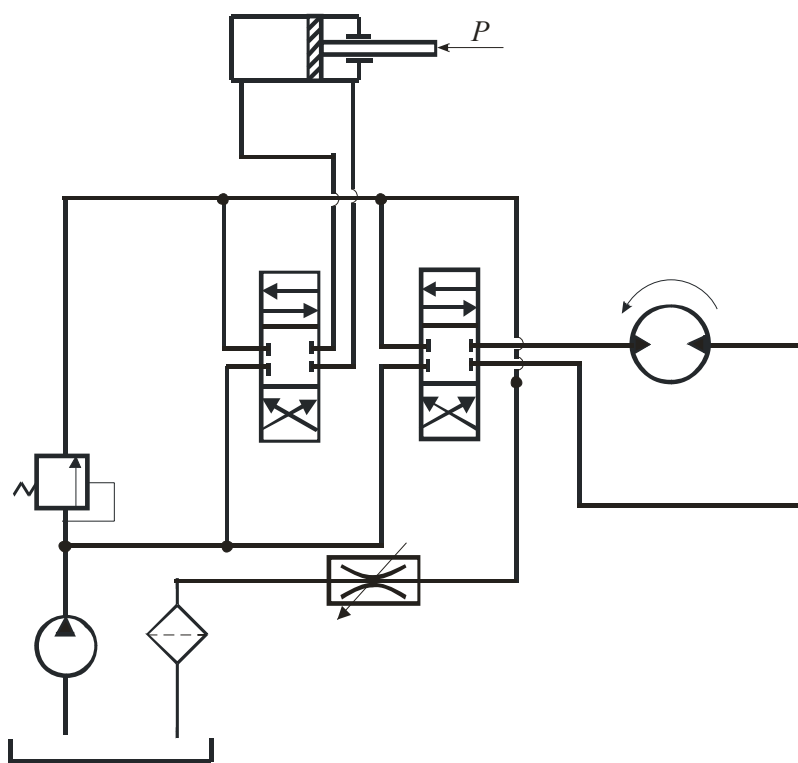


Рис. 1.5

Для упрощения математической модели примем допущение, что шток гидроцилиндра возвращается в начальное положение под действием силы нагрузки моментально, и в дальнейшем не будем учитывать эту операцию.

1.8.1. Разработка графической модели

На основании исходной принципиальной схемы гидропривода (рис. 1.5) можно построить графическую модель. В графической модели обозначим номера гидролиний и не будем указывать ряд гидроаппаратов, таких как клапаны и фильтр.

Число участков на исходной принципиальной схеме и на графической модели будет одинаковым, чтобы обеспечить возможность анализа на всасывании насосов и на сливе. Для каждого участка известен расход, местное сопротивление и т. д.

На рис. 1.6 приведены разработанные графические модели (*а* – холостой ход; *б* – при работе гидромотора; *в* – при работе гидроцилиндра).

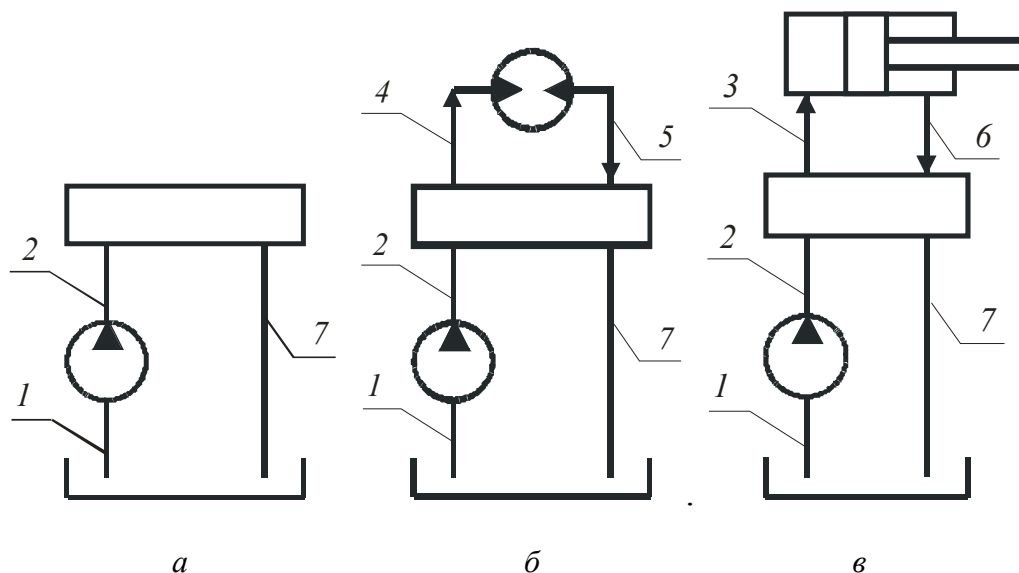


Рис. 1.6

При моделировании гидропривода принимаются следующие допущения:

- 1) утечки в гидроаппаратах, а также дренажных линиях насосов и гидромоторов (если таковые имеются) принимаются равными нулю;
- 2) не учитываются силы инерции, действующие на механические части, а также на рабочую жидкость;
- 3) свойства рабочей жидкости в процессе выполнения операции технологического процесса остаются неизменными;
- 4) не учитывается сжимаемость рабочей жидкости.

Графическая модель, представленная на рис. 1.6, а, содержит три участка, а графическая модель, представленная на рис. 1.6, б и 1.6, в, имеет по 5 участков. Участок на всасывании насоса можно было бы привести к напорной линии. Он сохранен с той целью, чтобы обеспечить возможность анализа процессов на всасывании насоса.

1.8.2. Разработка математической модели

Математическая модель разрабатывается на основе графической модели. В качестве фазовых координат принимаются давления и расходы. Математическая модель включает:

- 1) уравнение насоса;
- 2) уравнения гидродвигателей;
- 3) уравнения баланса давлений на участках;
- 4) уравнения баланса мгновенных объемных расходов.

Насос в модели представляют как источник потока или источник потенциала. В таком случае уравнение насоса – это уравнение подачи:

$$Q_H = \eta_{o.H} V_o n_H,$$

где $\eta_{o.H}$ – объемный КПД насоса; V_o – рабочий объем насоса; n_H – частота вращения вала насоса, c^{-1} .

Уравнение гидродвигателей получают на основании уравнений равновесия (уравнения сил или моментов). Такое уравнение для гидроцилиндра с односторонним штоком при работе на выдвигание штока имеет следующий вид:

$$p_{\Pi} = \frac{P}{\eta_M S_{\Pi}} + \frac{p_{ш}}{\psi}.$$

Уравнение гидромотора – это уравнение, записанное относительно давления:

$$p_{M.VX} = p_{M.VYX} + \frac{2\pi M_H}{V_o \eta_{GM}}.$$

Уравнение баланса давлений для участка гидроцепи имеет следующий вид:

$$p_{VX} = p_{VYX} + p_{дл} + p_M + p_{Ga},$$

где p_{VX} – давление на входе (в начале) участка; p_{VYX} – давление на выходе (в конце) участка; $p_{дл}$ – потери давления на трение

по длине участка; p_m – потери давления в местных гидравлических сопротивлениях; $p_{га}$ – потери давления в гидроаппаратах.

Потери давления на трение по длине участка следующие:

$$p_{дл} = \frac{44,56 \nu l \rho}{d^4} Q + 0,81 \frac{k_{\zeta} l \rho}{d^5} Q^2,$$

где ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости, м²/с; l – длина участка, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³; d – диаметр трубопровода на участке, м; k_{ζ} – коэффициент шероховатости.

В общем случае уравнение баланса мгновенных объемных расходов имеет следующий вид:

$$\sum_{i=1}^n Q_{ni} = \sum_{j=1}^k Q_{oj},$$

где Q_{ni} – расход жидкости в i -том трубопроводе в направлении к узлу; i – количество трубопроводов, по которым жидкость подходит к узлу; Q_{oj} – расход жидкости в j -том трубопроводе в направлении от узла; j – количество трубопроводов, по которым жидкость движется в направлении от узла.

Данная математическая модель отражает работу гидропривода в режиме работы гидроцилиндра или гидромотора отдельно. Выходным параметром математической модели является КПД всего гидропривода, на основании которого мы можем судить о целесообразности использования тех или иных устройств.

Математическая модель, соответствующая графической модели, представленной на рис. 1.6, a (холостой ход), имеет следующий вид:

$$p_{вых.1} = a_{11} Q_H + a_{12} Q_H^2;$$

$$p_{вх.2} = p_{вых.2} + a_{21} Q_H + a_{22} Q_H^2;$$

$$p_{вых.2} = p_{вх.7};$$

$$p_{вх.7} = a_{71} Q_H + a_{72} Q_H^2;$$

$$Q_H = \eta_{о.н} V_o n_H;$$

$$N_H = \frac{(p_{вх.2} + p_{вых.1}) Q_H}{\eta_H}.$$

Математическая модель, соответствующая графической модели при работе гидромотора, представленной на рис. 1.6, б, имеет следующий вид:

$$p_{\text{ВЫХ.1}} = a_{11} Q_{\text{H}} + a_{12} Q_{\text{H}}^2;$$

$$p_{\text{ВХ.2}} = p_{\text{ВЫХ.2}} + a_{21} Q_{\text{H}} + a_{22} Q_{\text{H}}^2;$$

$$p_{\text{ВЫХ.2}} = p_{\text{ВХ.4}};$$

$$p_{\text{ВХ.4}} = p_{\text{ВЫХ.4}} + a_{41} Q_{\text{H}} + a_{42} Q_{\text{H}}^2;$$

$$p_{\text{ВЫХ.4}} = p_{\text{ВХ.5}} + 2 \frac{\pi M_{\text{M}}}{V_{\text{O}} \eta_{\text{ГМ}}};$$

$$p_{\text{ВХ.5}} = p_{\text{ВЫХ.5}} + a_{51} Q_{\text{H}} + a_{52} Q_{\text{H}}^2;$$

$$p_{\text{ВЫХ.5}} = p_{\text{ВХ.6}};$$

$$p_{\text{ВХ.7}} = a_{71} Q_{\text{H}} + a_{72} Q_{\text{H}}^2;$$

$$Q_{\text{H}} = \eta_{\text{O.H}} V_{\text{O}} n_{\text{H}};$$

$$N_{\text{H}} = \frac{(p_{\text{ВХ.2}} + p_{\text{ВЫХ.1}}) Q_{\text{H}}}{\eta_{\text{H}}};$$

$$N_{\text{П}} = M \omega;$$

$$\eta_{\text{ГП}} = \frac{N_{\text{П}}}{N_{\text{H}}}.$$

Математическая модель на выдвигание штока гидроцилиндра на рис. 1.6, в имеет следующий вид:

$$p_{\text{ВЫХ.1}} = a_{11} Q_{\text{H}} + a_{12} Q_{\text{H}}^2;$$

$$p_{\text{ВХ.2}} = p_{\text{ВЫХ.2}} + a_{21} Q_{\text{H}} + a_{22} Q_{\text{H}}^2;$$

$$p_{\text{ВЫХ.2}} = p_{\text{ВХ.3}};$$

$$p_{\text{ВХ.3}} = p_{\text{ВЫХ.3}} + a_{31} Q_{\text{H}} + a_{32} Q_{\text{H}}^2;$$

$$p_{\text{ВЫХ.3}} = \frac{P}{\eta_{\text{МЦ}} S_{\text{П}}} + \frac{p_{\text{ВХ.6}}}{\psi};$$

$$p_{\text{вх.6}} = p_{\text{вых.6}} + a_{61} \frac{Q_{\text{H}}}{\Psi} + a_{62} \left(\frac{Q_{\text{H}}}{\Psi} \right)^2;$$

$$p_{\text{вых.6}} = p_{\text{вх.7}};$$

$$p_{\text{вх.7}} = a_{71} \frac{Q_{\text{H}}}{\Psi} + a_{72} \left(\frac{Q_{\text{H}}}{\Psi} \right)^2;$$

$$N_{\text{п}} = P v_{\text{п}};$$

$$Q_{\text{H}} = \eta_{\text{о.н}} V_{\text{о}} n_{\text{H}};$$

$$N_{\text{H}} = \frac{(p_{\text{вх.2}} + p_{\text{вых.1}}) Q_{\text{H}}}{\eta_{\text{H}}};$$

$$\eta_{\text{гп}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{H}}}.$$

Значения коэффициентов, входящих в систему уравнений, определяются из следующих выражений:

$$a_{i1} = \frac{44,56 v l_i \rho}{d_i^4}; \quad a_{i2} = \frac{0,81 \rho}{d_i^4} \left(\frac{k_{\zeta_i} l_i}{d_i} + \zeta_i \right),$$

где $i = 1, 2, 3, \dots$ – номера гидролиний.

В процессе функционального анализа в качестве одного из управляемых параметров принимается температура рабочей жидкости t . Параметр математической модели, зависящий от температуры, – это кинематическая вязкость v . Значение кинематической вязкости в зависимости от температуры t , °С, можно определить из следующего выражения:

$$v = v_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n,$$

где v_{50} – кинематическая вязкость рабочей жидкости при $t = 50^\circ\text{C}$, $\text{м}^2/\text{с}$; n – показатель степени, зависящий от численного значения v_{50} . Значение n можно определить из следующего уравнения:

$$n = \lg v_{50} + 2,7.$$

Формулу можно применять в диапазонах температур 30–150°С. Значение в формулу подставляют в стоксах ($\text{см}^2/\text{с}$).

1.8.3. Анализ эффективности гидропривода

Функциональный анализ, прежде всего, предназначен для оптимизации параметров системы. Для этого необходимо задаться соответствующими входными и выходными параметрами.

Входные параметры в гидроприводе – это длина линий трубопровода, коэффициенты местного сопротивления, внутренние диаметры труб, а также температура рабочей жидкости. Выходные параметры, по которым можно судить об эффективности работы системы, – это КПД гидропривода.

Используя программное обеспечение MathCad, на основе модели работы гидропривода, можно провести расчеты работы гидропривода для различных входных параметров. Примерные графики зависимостей работы системы приводятся на рисунках: зависимость КПД гидросистемы от температуры рабочей жидкости (рис. 1.7); зависимость КПД гидропривода от диаметра напорной линии (рис. 1.8); зависимость КПД гидропривода от значения коэффициента местного сопротивления напорной линии (рис. 1.9); зависимость КПД гидропривода от длины напорной линии (рис. 1.10).

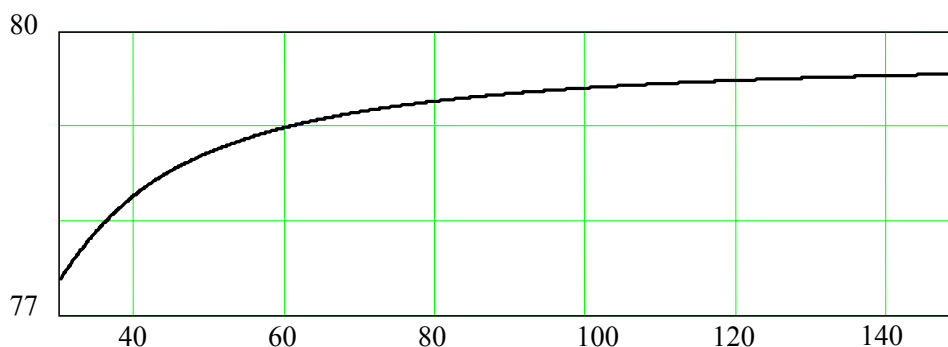


Рис. 1.7

На рис. 1.7 видим, что при увеличении температуры рабочей жидкости КПД гидропривода увеличивается. Это связано с уменьшением вязкости рабочей жидкости и снижением потерь на трение в трубопроводе.

Также получены зависимости, выражающие влияние потерь давления в напорном трубопроводе на КПД гидропривода. Так, при увеличении диаметра трубопровода потери давления уменьшаются, КПД гидропривода увеличивается (рис. 1.8). При увеличении коэффициента местного сопротивления и длины трубопровода потери давления увеличиваются, КПД гидропривода уменьшается (рис. 1.9, 1.10).

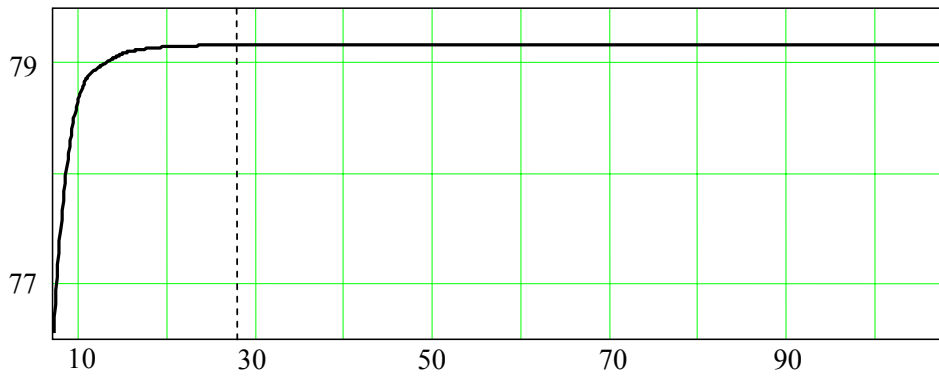


Рис. 1.8

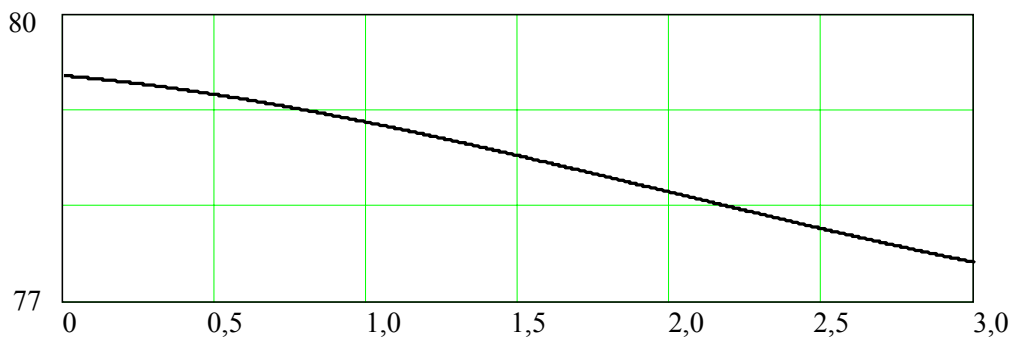


Рис. 1.9

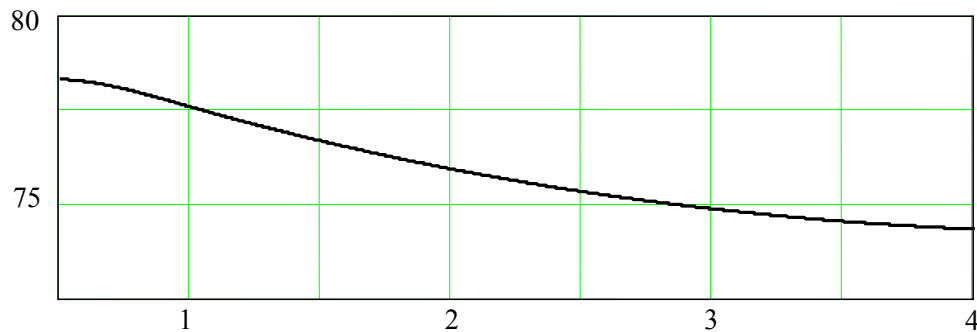


Рис. 1.10

Также из рис. 1.8 видно, что в области малых значений диаметра трубопровода КПД гидропривода существенно увеличивается, но после достижения определенного значения диаметра (в данном случае ~28 мм) КПД гидропривода прекращает резко возрастать и дальнейшее увеличение диаметра не оказывает значительного эффекта.

2. КУРСОВАЯ РАБОТА НА ТЕМУ «РАСЧЕТ ХИМИЧЕСКОГО ТРУБОПРОВОДА, ПОДБОР НАСОСА И ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ЕГО РАБОТЫ»

Неотъемлемой частью химического оборудования являются трубопроводы. По ним осуществляется подача исходного сырья в химические аппараты различного назначения, транспорт составляющих продуктов от одного аппарата к другому, конечных продуктов в емкости и хранилища, обеспечение предприятий горячей и холодной водой и др. Очень часто по трубопроводам осуществляется транспорт жидкостей, которые оказывают эрозийное воздействие на них, в связи с чем расчет таких трубопроводов имеет свои специфические особенности. Кроме того, для осуществления различных технологических процессов необходимо перемещать жидкости при помощи насосов на различные уровни в ректификационные колонны, аппараты, емкости, хранилища. С учетом этого курсовая работа предусматривает расчет трубопровода с насосной подачей жидкости (рис. 2.1) и анализ различных режимов работы насоса на заданный трубопровод.

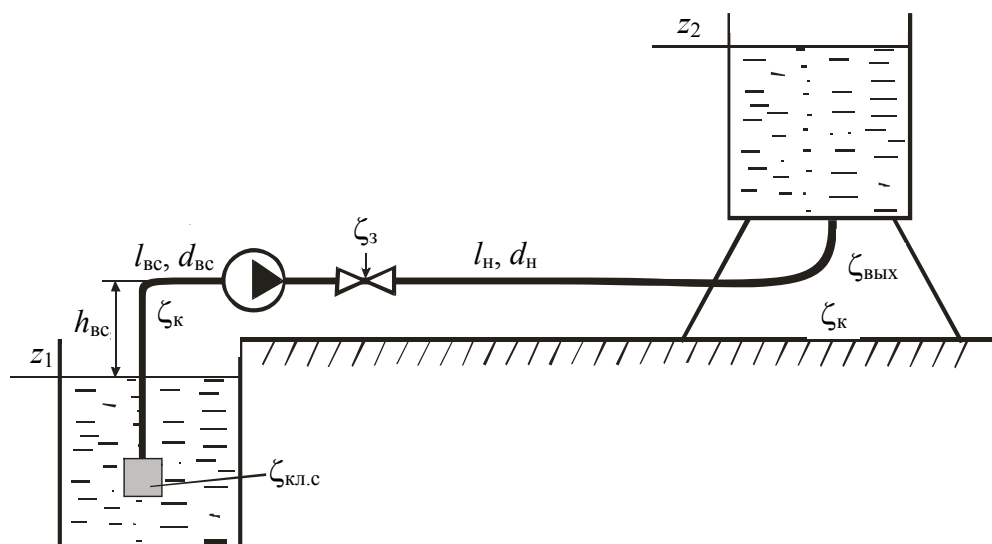


Рис. 2.1

2.1. Задание на проектирование

Бланк задания на проектирование (*приложение 12*) заполняется студентом согласно нижеследующим рекомендациям и представляется преподавателю для согласования. В задании указываются следующие исходные данные: схема трубопроводной системы; длина всасывающего и нагнетательного трубопроводов; давление и геодезическая отметка поверхности жидкости в нижнем (питающем) и верхнем (приемном) резервуарах; максимальный расход жидкости в трубопроводной системе; род и температура перемещаемой жидкости и ее концентрация; перечень графического материала, который должен быть представлен.

Схема трубопроводной системы (*приложение 13*) определяется по последней цифре шифра в зачетной книжке студента согласно табл. 2.1. Тип перекачиваемой жидкости и ее концентрация определяется по предпоследней цифре шифра в зачетной книжке студента согласно табл. 2.1.

Таблица 2.1

Последняя цифра шифра	Схема трубопроводной системы (<i>приложение 13</i>)	Пред-последняя цифра шифра	Перемещаемая жидкость
0	№ 1	0	Вода техническая
1	№ 2	1	Анилин
2	№ 3	2	Бензол
3	№ 4	3	Нитробензол
4	№ 1	4	Метилловый спирт 100%-ный
5	№ 2	5	Этиловый спирт 80%-ный
6	№ 3	6	Муравьиная кислота
7	№ 4	7	Толуол
8	№ 3	8	Уксусная кислота 50%-ная
9	№ 4	9	Этиловый спирт 40%-ный

Длина трубопроводов, давление в резервуарах, геодезические отметки, расход и температура жидкости определяются по номеру (*N*) фамилии студента в списке журнала группы и вычисляются по следующим формулам:

– длина всасывающего и нагнетательного трубопроводов:

$$l_{\text{вс}} = 15 + 0,4 \cdot N, \text{ м}; \quad l_{\text{н}} = 235 - 3 \cdot N, \text{ м};$$

– давление на поверхности жидкости в нижнем (питающем) и верхнем (приемном) резервуарах:

$$p_1 = 0,005 + 0,001 \cdot N, \text{ МПа}; \quad p_2 = 0,055 - 0,001 \cdot N, \text{ МПа};$$

– геодезическая отметка поверхности жидкости в нижнем (питающем) и верхнем (приемном) резервуарах:

$$z_1 = 9 + 0,7 \cdot N, \text{ м}; \quad z_2 = 22 + N, \text{ м};$$

– максимальный расход жидкости в трубопроводной системе:

$$Q = 0,01 + 0,0005 \cdot N, \text{ м}^3/\text{с};$$

– температура перемещаемой жидкости:

$$t = 20 + 1,8 \cdot N, \text{ }^\circ\text{C}.$$

Возможна также выдача задания на курсовое проектирование и преподавателем.

В соответствии с полученным индивидуальным заданием на курсовое проектирование необходимо решить следующие задачи:

– провести расчет трубопровода (выбрать материал труб, определить диаметры трубопроводов, подобрать стандартные трубы, определить потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений и потребный напор, провести проверочный расчет толщины стенок трубопровода);

– подобрать центробежный насос и провести исследование режимов его работы на один и два нагнетательных трубопровода; провести анализ работы двух насосов на заданный трубопровод при параллельном и последовательном их соединении;

– проанализировать эффективность различных способов регулирования режимов работы насоса: дросселированием (задвижкой на нагнетательной линии насоса) и изменением частоты вращения насоса;

– определить допустимую высоту всасывания.

Расчет курсовой работы необходимо проводить в следующей последовательности.

2.2. Выбор материала трубопровода

Все материалы по стойкости к агрессивным жидкостям подразделяются на три группы:

- стойкие материалы, обозначаемые буквой «с», которые очень широко используются в химической промышленности;
- условно применяемые, обозначаемые буквой «у», которые используются в химической промышленности частично в соответствующих условиях;
- непригодные, обозначаемые буквой «н», не применяемые для транспортирования данной жидкости.

Стойкость материалов в разных жидкостях оценивается по десятибалльной шкале цифрой, на которой каждому баллу соответствует определенная скорость коррозии c_k . Для трубопроводов, применяемых в химической промышленности, максимально допустимая величина коррозионной проницаемости определяется величиной 0,5 мм/год, что соответствует баллу коррозионной стойкости 6.

Материал труб принимается из таблицы коррозионной стойкости материалов в разных жидкостях в зависимости от заданной жидкости, ее концентрации и температуры (*приложение 14*).

Приняв соответствующий материал, по баллу коррозионной стойкости необходимо принять величину скорости коррозии c_k и определить запас в толщине стенки на коррозию:

$$c = c_k T,$$

где T – срок эксплуатации ($T = 15$ – 20 лет).

2.3. Определение диаметра трубопровода

При расчетах технологических трубопроводов, с учетом их небольшой протяженности, внутренний диаметр определяется по выражению

$$d = \sqrt{4Q / (\pi v_{\text{доп}})},$$

где Q – заданный расход жидкости, м³/с; $v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость движения жидкости, м/с. Величина ее рекомендована на основе результатов многочисленных технико-экономических расчетов и для

всасывающих трубопроводов составляет 0,5–1,0 м/с, для нагнетательных – 1,0–2,0 м/с.

Так как насосная установка состоит из всасывающего и нагнетательного трубопроводов, то вышеизложенные и все дальнейшие расчеты необходимо проводить для каждого из трубопроводов.

Вычисленные таким образом диаметры необходимо округлить до ближайшего большего стандартного и принять по соответствующим ГОСТам (*приложение 21*). Из них также следует принять стандартную толщину стенок труб δ . Если в ГОСТах указан наружный диаметр и толщина стенок δ , то внутренний диаметр определяется по выражению $d = d_n - 2 \delta$.

2.4. Расчет потребного напора

Расчет простых трубопроводов с насосной подачей жидкости проводится на основании того, что при установившемся движении жидкости напор H_p , который должен развивать насос, должен быть равным потребному напору H_n , определяемому по выражению

$$H_p = H_n = H_r + (p_2 - p_1) / \rho g + \sum h = H_{ст} + \sum h, \quad (2.1)$$

где H_r – геометрический напор, т. е. высота, на которую необходимо перемещать жидкость ($H_r = z_2 - z_1$, где z_2 и z_1 – соответственно геодезические отметки уровня жидкости в приемном и питающем резервуарах, м); $(p_2 - p_1)$ – разность давлений на поверхностях жидкости в приемном и питающем резервуарах, Па; ρ – плотность заданной жидкости, кг/м³ (*приложение 1б*); g – ускорение силы тяжести, 9,81 м/с²; $\sum h$ – суммарные потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, м; $H_{ст}$ – статический напор системы, м.

Значения z_2, z_1, p_2, p_1 принимаются из условий задания.

Потери напора для каждого трубопровода в отдельности рассчитываются в такой последовательности:

– определяют истинную (вычисленную для стандартных диаметров) скорость движения жидкости в трубопроводах $v = 4Q/(\pi d^2)$;

– вычисляют число Рейнольдса и по его величине устанавливают режим движения жидкости $Re = v d \rho / \mu = v d / \nu$, где ν – кинематическая вязкость заданной жидкости при соответствующей температуре, которую определяют по выражению $\nu = \mu / \rho$, где μ и ρ принимают по *приложениям 15, 16*. Если $Re < 2320$ – режим ламинарный, если $Re > 2320$ – режим турбулентный;

– при турбулентном режиме движения жидкости дополнительно устанавливают область (зону) гидравлических сопротивлений, используя следующие соотношения:

а) если $2320 < Re < 20d / \Delta_3$ – область гидравлически гладких труб;

б) если $20d / \Delta_3 < Re < 500d / \Delta_3$ – область смешанного сопротивления (переходная зона);

в) если $Re > 500d / \Delta_3$ – квадратичная зона (область шероховатых стенок).

Здесь Δ_3 – эквивалентная шероховатость материала трубопровода, принимаемая по *приложению 17*;

а) в зависимости от режима движения и области гидравлических сопротивлений принимают формулу для определения коэффициента потерь по длине λ и вычисляют его значение:

б) при ламинарном режиме $\lambda = 64 / Re$;

в) в области гидравлически гладких труб $\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}$;

г) в области смешанного сопротивления $\lambda = 0,11(\Delta_3 / d + 68/Re)^{0,25}$;

г) в области шероховатых труб $\lambda = 0,11(\Delta_3 / d)^{0,25}$;

– принимают по справочным данным значения всех коэффициентов местных сопротивлений ζ , которые имеют место в заданной схеме трубопровода (*приложение 18*);

– определяют суммарные потери напора в каждом трубопроводе: $\sum h = (\lambda l / d + \sum \zeta) v^2 / 2g$;

Когда такие расчеты проведены для всасывающего и нагнетательного трубопроводов, по формуле (2.1) определяют потребный напор насосной установки $H_{\text{п}}$.

2.5. Проверочный расчет толщины стенок труб

Целью такого расчета является определение необходимой толщины стенок трубопровода для условий работы при расчетных давлениях (расчет проводится только для нагнетательного трубопровода).

Расчетная толщина стенок определяется по выражению

$$\delta_p = [(p d)/(2,3\varphi[\sigma] - p)] + c,$$

где p – рабочее давление в трубопроводе ($p = \rho g H_n$), Па; d – внутренний диаметр трубопровода; φ – коэффициент прочности сварного шва ($\varphi = 0,7-1,0$), для цельнотянутых труб $\varphi = 1$; $[\sigma]$ – допускаемое напряжения разрыва материала трубопровода: $[\sigma] = 80-120$ МПа; c – запас в толщине стенки на коррозию, вычисленный в подразделе 2.2.

Полученную толщину стенки необходимо сравнить с величиной, принятой по соответствующим ГОСТам. Если $\delta > \delta_p$, принимаем выбранную толщину стенок, если $\delta < \delta_p$, необходимо принять новую толщину стенок по тем же ГОСТам, чтобы соблюдалось соотношение $\delta > \delta_p$.

2.6. Подбор центробежного насоса и исследование режимов его работы

Центробежные насосы являются наиболее распространенной конструкцией лопастных гидравлических машин, которые предназначены для перемещения различных жидкостей, применяемых в технологических процессах. Благодаря тому, что они имеют достаточно высокий КПД, относительно простую конструкцию, широкий диапазон производительности и развиваемого напора, обеспечивают равномерную подачу жидкости, они получили широкое распространение в химической промышленности.

Подбор насоса производится по справочной литературе (или каталогам насосов, если они имеются) по заданному значению расхода Q и вычисленному значению потребного напора H_n .

В справочной литературе чаще всего приводятся графические характеристики зависимостей напора, мощности и КПД от производительности Q (рис. 2.2) для двух или трех диаметров рабочего колеса насоса: $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

Расчетная точка с параметрами Q и H_n должна располагаться как можно ближе к кривой $H = f(Q)$ насоса (ниже ее или непосредственно на ней) в интервале извилистых линий, которые соответствуют оптимальному режиму работы насоса (зоне наивысших КПД), в пределах которой рекомендуется эксплуатация насоса.

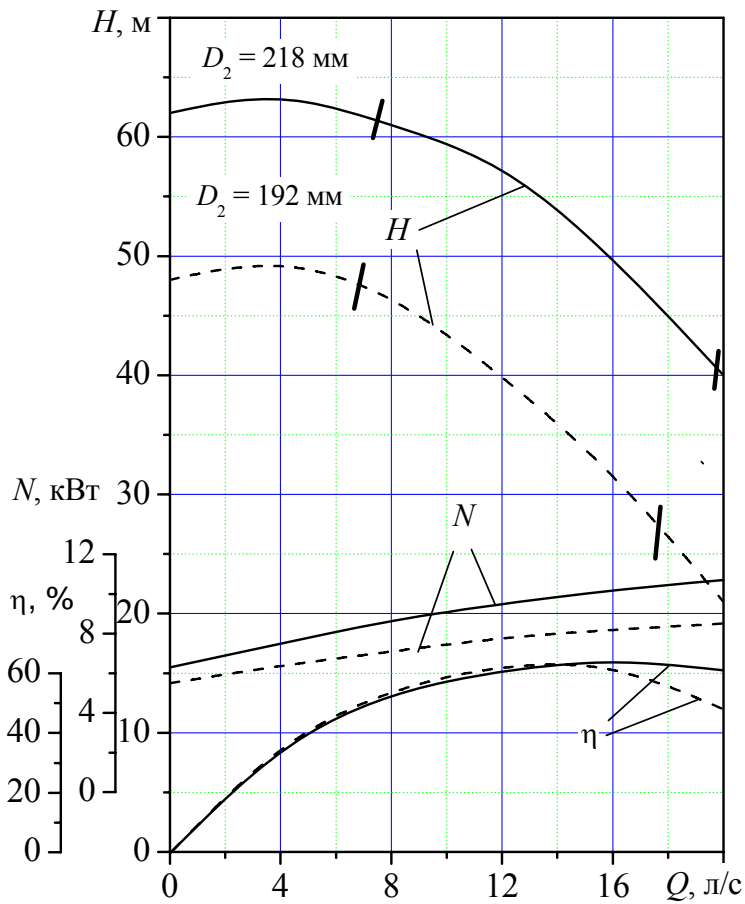


Рис. 2.2

Выбрав насос, необходимо записать его марку, частоту вращения n и, используя графические зависимости, внести в таблицу при текущих значениях Q соответствующие им значения напора H , мощности N и КПД η (табл. 2.2). По полученным значениям необходимо построить в наиболее возможном масштабе в пределах формата А4 графические характеристики $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

Таблица 2.2

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0						
$H, \text{ м}$							
$N, \text{ кВт}$							
$\eta, \%$	0						

Возможны различные схемы работы центробежного насоса на трубопроводную систему. Например, один насос может работать

на один или два нагнетательных трубопровода, имеют место параллельное или последовательное соединения двух или более насосов, работающих на один трубопровод. В соответствии с условиями индивидуального задания на курсовое проектирование необходимо рассмотреть предложенные схемы работы и произвести их анализ.

2.6.1. Определение условий работы насоса на один нагнетательный трубопровод

Такая работа насоса соответствует заданной в индивидуальном задании схеме. Эта задача решается графоаналитическим способом, т. е. необходимо найти рабочую точку I (рис. 2.3), которая является точкой пересечения характеристики выбранного насоса $H = f(Q)$ с характеристикой потребного напора $H_n = f(Q)$ трубопровода.

Расчет характеристики $H_n = f(Q)$ проводится в соответствии с методикой, изложенной в подразделе 2.4, при различных значениях Q (не менее 8–10) в пределах характеристики выбранного насоса. Все расчеты необходимо дать в табличной форме (табл. 2.3), вычислив сначала значения постоянных величин. **Обязательно должен быть приведен пример расчета для одного любого значения расхода.**

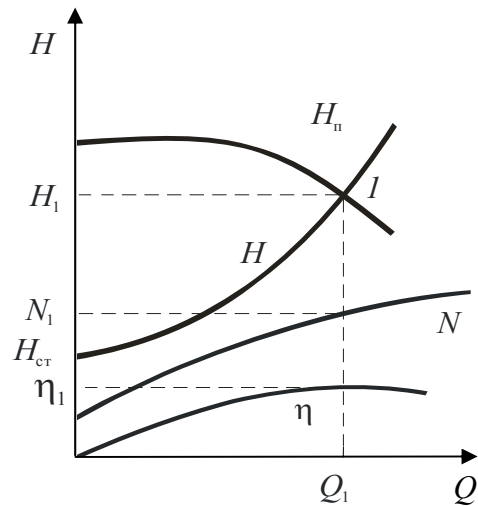


Рис. 2.3

Таблица 2.3

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0							
$v_{\text{вс}}, \text{ м/с}$	0							
$Re_{\text{вс}}$	0							
$\lambda_{\text{вс}}$	0							
$\sum \zeta_{\text{вс}}$								
$\sum h_{\text{вс}}, \text{ м}$	0							

Такая же таблица необходима и для нагнетательной линии (табл. 2.4), но в конце ее следует добавить еще одну строку напора $H_{\text{п}}$, величина которого определяется по зависимости, приведенной в подразделе 2.4.

Таблица 2.4

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0							
$v_{\text{н}}, \text{ м}/\text{с}$	0							
$Re_{\text{н}}$	0							
$\lambda_{\text{н}}$	0							
$\sum \zeta_{\text{н}}$								
$\sum h_{\text{н}}, \text{ м}$	0							
$H_{\text{п}}, \text{ м}$								

Полученные значения $H_{\text{п}}$ и Q , т. е. зависимость $H_{\text{п}} = f(Q)$, необходимо нанести в том же масштабе на характеристику насоса. Точка пересечения ее с характеристикой насоса $H = f(Q)$ и является рабочей точкой I совместной работы насоса на один нагнетательный трубопровод. По параметрам этой точки определяют значения Q_1, H_1, N_1, η_1 , которые и записываются в пояснительную записку. Затем определяется показатель оптимального режима работы насоса путем сравнения полученного значения η_1 с η_{max} ($\Delta\eta = \eta_{\text{max}} - \eta_1$). Область целесообразного использования насоса определяется величиной $\Delta\eta \leq 5\%$.

2.6.2. Определение режима работы насоса на два нагнетательных трубопровода

При выполнении технологических процессов часто возникает необходимость в разделении потоков жидкости, которая перемещается по трубопроводам. Мы будем рассматривать работу центробежного насоса на два нагнетательных трубопровода с одинаковыми гидравлическими сопротивлениями в каждом из них (рис. 2.4). Для решения этой задачи необходимо вычертить принципиальную схему насосной установки (все размеры трубопроводов, а также местные сопротивления на каждом из них принимать согласно с заданной схемой, а потерями до узловой точки разделения их пренебречь).

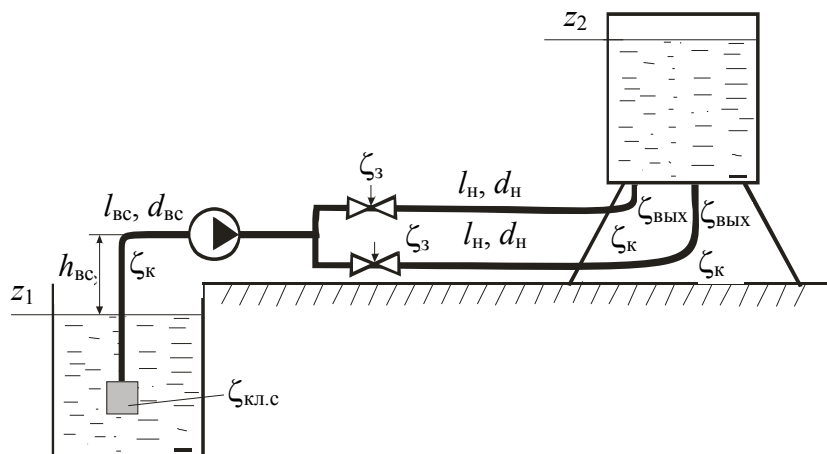


Рис. 2.4

Эта задача решается также графоаналитическим способом, т. е. необходимо найти рабочую точку 2, которая является точкой пересечения характеристики ранее подобранного насоса с характеристикой потребного напора $H_{\text{п}} = f(Q)$. Однако необходимо учитывать, что при наличии двух нагнетательных трубопроводов с одинаковыми гидравлическими сопротивлениями (параллельное соединение трубопроводов) потребный напор для каждого принятого расхода состоит из напора всасывающей линии при расходе Q и одной ветви нагнетательного трубопровода, по которой проходит расход, равный $0,5Q$. Поэтому все расчеты необходимо проводить только для нагнетательного трубопровода при соответствующих расходах согласно методике, изложенной в подразделе 2.4 и пункте 2.6.1.

Так как по всасывающему трубопроводу проходит расход Q , то значения $\Sigma h_{\text{вс}}$ можно принять из пункта 2.6.1 (таблица 2.3), а расчет нагнетательного трубопровода проводят для того количества расходов, что и для всасывающего, но величина каждого из них должна соответствовать $Q_{\text{н}} = 0,5Q_{\text{вс}}$. Все расчеты следует представить в табличной форме (табл. 2.4). **Обязательно должен быть приведен пример расчета для одного любого значения расхода.**

Полученные значения $H_{\text{п}}$ и Q , т. е. зависимость $H_{\text{п}} = f(Q)$, необходимо нанести в том же масштабе на характеристику насоса. Точка пересечения ее с характеристикой насоса $H = f(Q)$ и является рабочей точкой совместной работы насоса на два нагнетательных трубопровода. Пересечение этих характеристик даст рабочую точку 2, по которой определяют значения Q_2 , H_2 , N_2 , η_2 работы

насоса на два нагнетательных трубопровода, которые и записываются в пояснительную записку. Полученные значения необходимо сравнить со значениями, полученными при работе насоса на один нагнетательный трубопровод Q_1, H_1, N_1, η_1 , и сделать заключение о целесообразности такой схемы соединения трубопроводов.

Таблица 2.5

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0							
$v_H, \text{ м/с}$	0							
Re_H	0							
λ_H	0							
$\sum \zeta_H$								
$\sum h_H, \text{ м}$	0							
$\sum h_{вс}, \text{ м}$	0							
$H_{п}, \text{ м}$								

2.6.3. Последовательное соединение двух насосов

В том случае, когда с помощью одного насоса невозможно обеспечить потребный напор $H_{п}$, применяют последовательное соединение двух одинаковых (или разных) насосов (рис. 2.5).

Для этого необходимо по каталогам подобрать два одинаковых (или разных) насоса. С учетом того, что при таком соединении увеличивается напор, а расход остается постоянным, подбор насосов осуществляется по заданному расходу Q и напору $0,5 H_{п}$ или несколько больший, а при разных насосах сумма напоров двух насосов должна быть равной $H_{п}$ или немного превосходить его (здесь $H_{п}$ – напор, вычисленный ранее в пункте 2.6.1). Подбор насосов осуществляется так же, как в подразделе 2.5, и заполняются такие же таблицы, но соответственно для двух выбранных насосов.

По полученным значениям строят на одном формате графические характеристики $H = f(Q), N = f(Q), \eta = f(Q)$ выбранных насосов и проводят графическое сложение основных рабочих характеристик $H = f(Q)$, результатом которого является суммарная характеристика двух последовательно соединенных разных (рис. 2.6, а) или одинаковых (рис. 2.6, б) насосов, совместно работающих на заданную трубопроводную систему.

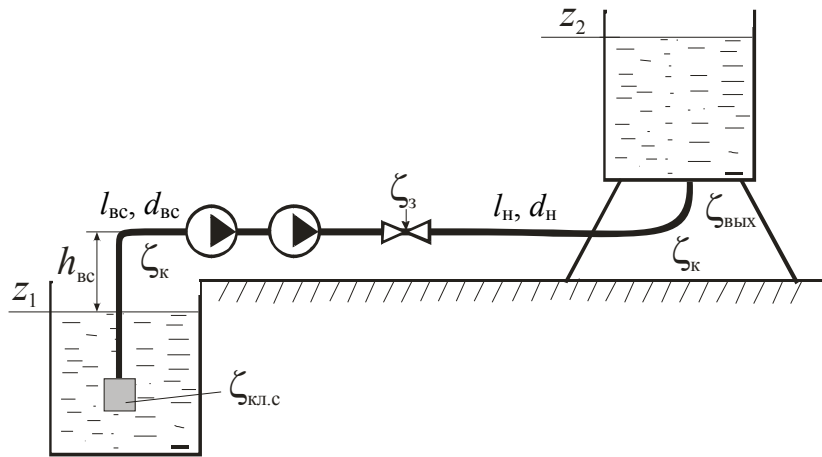


Рис. 2.5

Такое суммирование необходимо осуществлять следующим образом: задаваясь текущими значениями Q в пределах характеристик насосов проводят графическое сложение H , которые соответствуют значениям Q , т. е. суммирование осуществляется вдоль оси H . Характеристики $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ остаются неизменными.

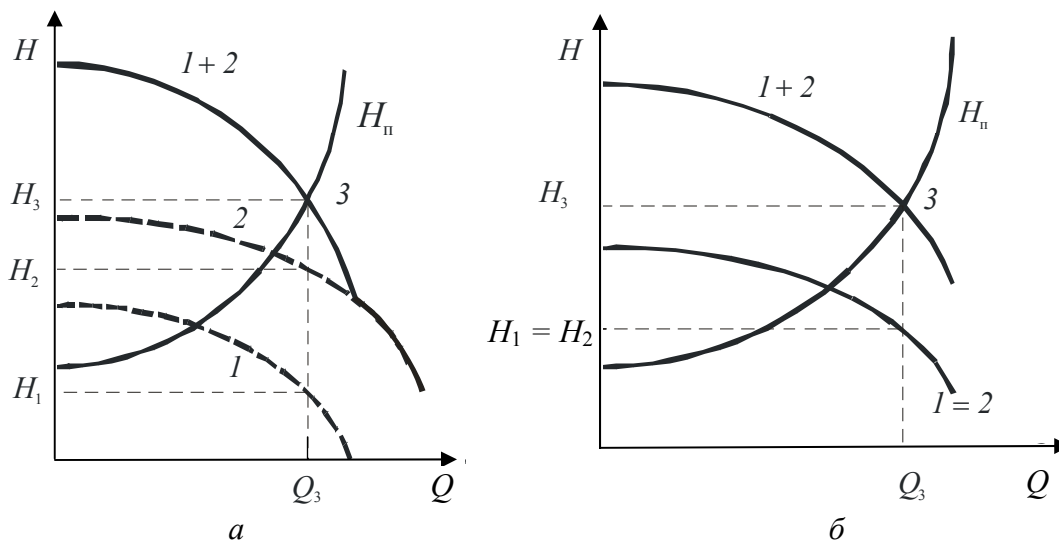


Рис. 2.6

Затем на этот формат и в том же масштабе наносится характеристика потребного напора $H_n = f(Q)$, которая была рассчитана ранее в пункте 2.6.1. Пересечение ее с суммарной характеристикой $H = f(Q)$ двух насосов дает рабочую точку 3 с соответствующими параметрами Q_3 и H_3 . Их необходимо сравнить со значениями Q_1

и H_1 , полученными при определении условий работы насоса на один нагнетательный трубопровод, и сделать заключение о целесообразности такой схемы работы двух последовательно соединенных насосов на один нагнетательный трубопровод. Кроме того, необходимо, используя рабочую точку 3, определить условия работы каждого насоса в отдельности на этот же трубопровод, т. е. определить значения производительности Q , напора H , мощности N и коэффициент полезного действия η для каждого насоса, записав эти значения в пояснительную записку.

2.6.4. Параллельное соединение двух насосов

Если заданный расход жидкости нельзя обеспечить с помощью одного насоса, тогда заданную задачу можно решить параллельным соединением двух или более насосов (рис. 2.7), обеспечивающих подачу жидкости в общий трубопровод (вычертить схему трубопроводной системы с одним нагнетательным трубопроводом и двумя насосами, соединенными параллельно.

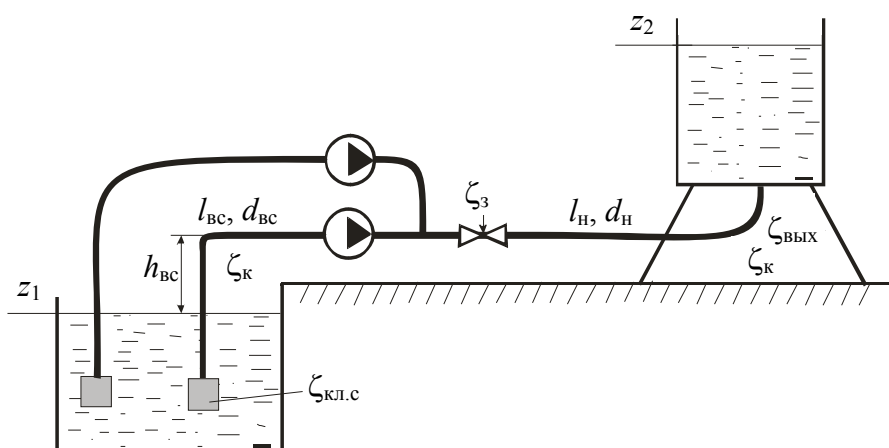


Рис. 2.7

Для таких условий работы необходимо подобрать два одинаковых (или разных) насоса, при помощи которых будет обеспечен заданный (или немного больший) расход жидкости Q по трубопроводу, и каждый из них должен обеспечивать расчетный (или несколько больший) потребный напор $H_{п}$. С учетом того, что при таком соединении суммируется расход каждого из насосов при постоянных текущих значениях напора, подбор

насосов осуществляется по расходу $0,5 Q$ и по расчетному значению H_n .

Для каждого выбранного насоса необходимо заполнить таблицы в соответствии с подразделом 2.6. По имеющимся значениям строят на одном формате характеристики $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ каждого из выбранных насосов и производят графическое сложение основных рабочих характеристик $H = f(Q)$ путем сложения при постоянных текущих значениях напора расходы каждого из двух разных (рис. 2.8, а) или одинаковых (рис. 2.8, б) насосов.

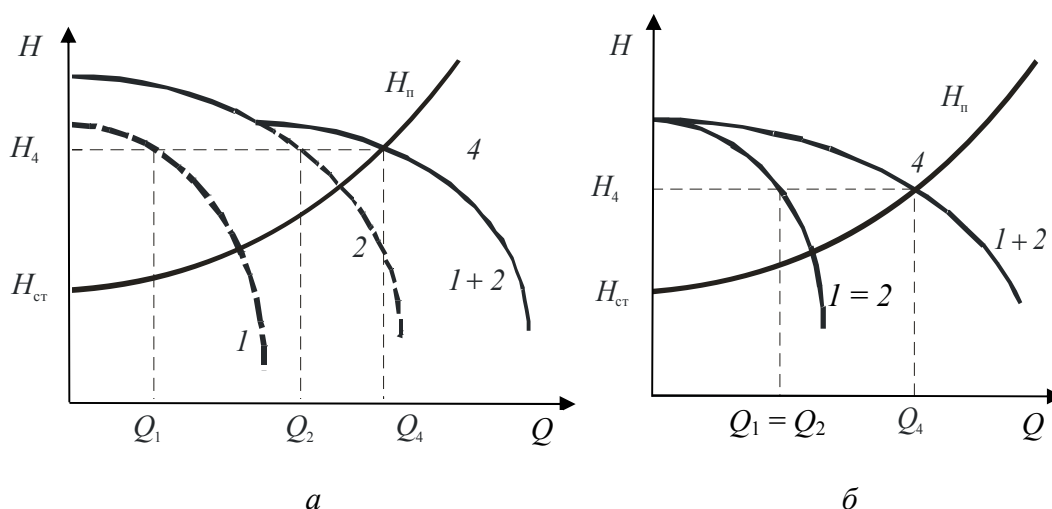


Рис. 2.8

Затем на этот же график и в таком же масштабе необходимо нанести характеристику трубопроводной системы $H_n = f(Q)$, которая была получена при определении условий работы насоса на один нагнетательный трубопровод (пункт 2.6.1). Точка пересечения ее с суммарной характеристикой двух насосов, соединенных параллельно, даст рабочую точку 4, которой соответствуют значения Q_4 и H_4 . Данные значения необходимо сравнить с параметрами, полученными при определении условий работы насоса на один нагнетательный трубопровод (пункт 2.6.1) и сделать заключение о целесообразности такой схемы соединения насосов. Необходимо также по координатам рабочей точки определить условия работы каждого из насосов, т. е. значения расхода Q , напора H , мощности N и коэффициента полезного действия η , записав эти значения в пояснительную записку.

2.7. Способы регулирования режимов работы насоса и их анализ

Принятой графической характеристике $H = f(Q)$ выбранного в подразделе 2.6 насоса и рассчитанной характеристике трубопровода $H_{\text{п}} = f(Q)$ соответствует только одна рабочая точка с параметрами Q_1 и H_1 . Однако в процессе выполнения различных технологических процессов величина расхода Q может изменяться, а это значит, что при имеющейся насосной установке возникает необходимость в изменении расхода в соответствии с требованиями. Чаще всего этого можно достичь регулированием режима работы насосной установки – дросселированием т. е. изменением степени открытия задвижки, установленной на нагнетательной линии насоса (в этом случае изменяется характеристика трубопроводной системы $H_{\text{п}} = f(Q)$, а характеристики насоса $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ остаются неизменными), или изменением частоты вращения рабочего колеса насоса n (в этом случае изменяются характеристики насоса, а характеристика трубопроводной системы $H_{\text{п}} = f(Q)$ остается неизменной). Каждый из этих способов имеет свои достоинства и недостатки. Поэтому будущему инженеру необходимо их освоить хотя бы на примере исследуемой трубопроводной системы. Регулирование следует осуществлять на потребный расход $Q_p = (0,85-0,90)Q_1$, где Q_1 – расход, полученный при определении условий работы насоса на один нагнетательный трубопровод (пункт 2.6.1). В случае, если величина Q_1 значительно (более чем на 8–10%) превышает расход Q , заданный в индивидуальном задании, регулирование необходимо осуществлять на заданный расход Q .

2.7.1. Регулирование дросселированием

При таком способе регулирования, чтобы обеспечить потребный расход Q_p , необходимо увеличивать потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводной системе. Этого можно достичь регулированием степени открытия задвижки, вследствие чего будет изменяться коэффициент местных сопротивлений ζ_3 , а следовательно, и величина гидравлических сопротивлений на нагнетательной линии. Что касается всасывающей линии, то все расчетные параметры, полученные при

определении условий работы насоса на один нагнетательный трубопровод, остаются неизменными и их учитывают при определении потребного напора при дросселировании. Чтобы определить рабочую точку, которой будет соответствовать потребный расход Q_p , необходимо из имеющейся характеристики при открытой задвижке (пункт 2.6.1) определить необходимый дросселируемый напор в задвижке $h_{др}$ (рис. 2.9).

Затем следует определить коэффициент потерь напора в задвижке

$$\zeta_3 = 2gh_{др} / (Q_p / (\pi d_2^2 / 4))^2.$$

Для полученного значения коэффициента местных сопротивлений задвижки ζ_3 рассчитать величину потребного напора для тех же расходов, что были приняты и при расчете всасывающей линии насоса, т. е. получить параметры для построения так называемой дроссельной кривой $H_{п} = f(Q)$, соответствующей данной степени открытия задвижки. Расчет такой характеристики производится по методике, изложенной в пункте 2.6.1. После этого по данным табл. 2.2 подраздела 2.5 построить характеристики насоса $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ и в таком же масштабе нанести характеристику дроссельной кривой $H_{п} = f(Q)$, которая будет пересекать характеристику насоса $H = f(Q)$ в рабочей точке.

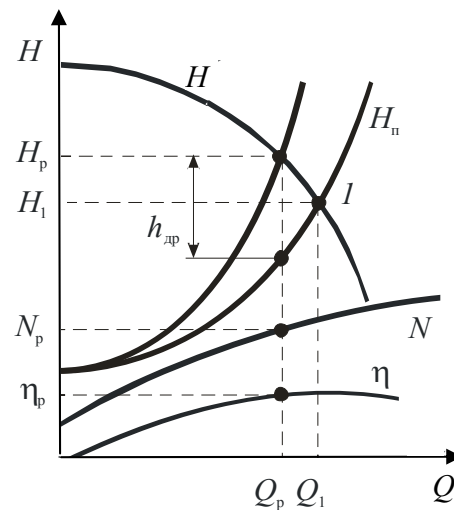


Рис. 2.9

Для полученного значения коэффициента местных сопротивлений задвижки ζ_3 по табл. 2.6 определить степень открытия задвижки ε . Чаще всего, как показывает практика, степень открытия задвижки, соответствующая необходимому коэффициенту сопротивления ζ_3 , будет располагаться между двумя соседними значениями. Поэтому необходимо методом интерполяции установить значение степени открытия задвижки, при котором будет обеспечен необходимый коэффициент местных сопротивлений.

Таблица 2.6

ε	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ_3	200	77	33	11	4,70	2,35	1,23	0,67	0,31	0,11	0,05

Это же значение коэффициента местных сопротивлений задвижки ζ_3 , при котором будет обеспечен расход Q_p , можно установить и другим образом. Приняв несколько значений ζ_3 из табл. 2.6 (как показывает практика расчетов четыре первых значения), рассчитывают характеристики потребного напора, так называемые дроссельные кривые $H_n = f(Q)$. Расчет их производят согласно методике, изложенной в пункте 2.6.1. Затем строится характеристика насоса по данным табл. 2.2 и на этот график наносятся все дроссельные кривые, которые будут пересекать характеристику насоса в различных точках. Вероятнее всего, точка с необходимым значением Q_p будет располагаться между двумя смежными дроссельными кривыми. Поэтому методом интерполяции между ними необходимо установить коэффициент сопротивления задвижки ζ_3 и степень ее открытия.

Регулирование работы насосной установки дросселированием вызывает дополнительные затраты энергии, обусловленные необходимостью преодоления дополнительных гидравлических сопротивлений, создаваемых задвижкой. Однако благодаря тому, что дроссельный способ регулирования является очень простым, он находит широкое распространение на практике.

2.7.2. Регулирование изменением частоты вращения насоса

Изменение частоты вращения приводит к изменению рабочих характеристик насоса $H = f(Q)$, $N = f(Q)$ при неизменной характеристике потребного напора $H_n = f(Q)$. Такое регулирование требует применения электродвигателей с переменной частотой вращения.

Для определения новой частоты вращения n , при которой будет обеспечен потребный расход Q_p , необходимо рассчитать и построить параболу подобных режимов, для чего используют выражение $H_{\text{пар}} = kQ^2$, где k – постоянная параболы, а Q – текущий расход, принимаемый из характеристики насоса. Поэтому сначала

необходимо на стандартном формате построить все характеристики насоса $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ и сюда же нанести характеристику потребного напора $H_{\text{п}} = f(Q)$, координаты которой были определены в пункте 2.6.1. Затем на оси расходов отметить значение Q_p и провести вертикальную линию до пересечения ее с характеристикой $H_{\text{п}} = f(Q)$, что будет соответствовать точке A с параметрами Q_p и H_p (рис. 2.10).

По параметрам этой точки необходимо определить постоянную параболы подобных режимов $k = H_p / Q_p^2$. Задаваясь значениями Q в пределах характеристики ранее выбранного насоса (табл. 2.2) по выражению $H_{\text{пар}} = kQ^2$ определяем координаты точек параболы подобных режимов и записываем их в табл. 2.7.

Таблица 2.7

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0							
$H_{\text{пар}}, \text{ м}$	0							

По этим значениям строим на этом же стандартном формате графическую зависимость $H_{\text{пар}} = kQ^2$, пересечение которой с характеристикой насоса $H = f(Q)$ даст нам точку B с координатами Q_b и H_b (рис. 2.10).

Так как точки A и B находятся на одной и той же параболе подобных режимов, то режимы, которые соответствуют им, подобны (это соответствует теории подобия центробежных насосов) и, используя один из них, можно определить новую частоту вращения n_1 , при которой будет обеспечен требуемый расход Q_p : $Q_b / Q_p = n / n_1$, где n – частота вращения выбранного насоса. Для упрощения все параметры, соответствующие новой частоте вращения n_1 , будем обозначать индексом «1» (Q_1, H_1, N_1), а все параметры выбранного насоса с частотой вращения n без индекса. Используя законы подобия центробежных насосов, необходимо пересчитать все параметры ранее выбранного насоса (табл. 2.2) на новую частоту вра-

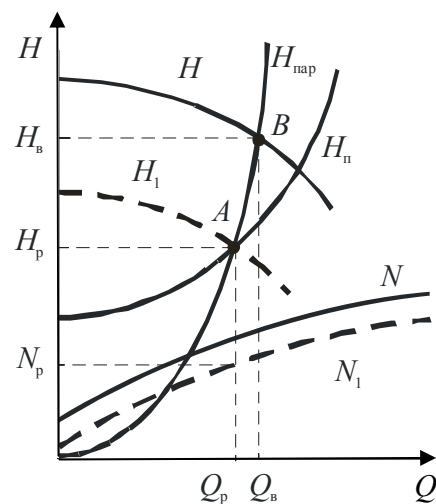


Рис. 2.10

щения n_1 : $Q / Q_1 = n / n_1$, $H / H_1 = (n / n_1)^2$ и $N / N_1 = (n / n_1)^3$. Все полученные значения представить в табличной форме (табл. 2.8). По полученным значениям на этом же формате построить графические зависимости $H_1 = f(Q_1)$ и $N_1 = f(Q_1)$ при новой частоте вращения n_1 (рис. 2.10).

Таблица 2.8

Q , м ³ /с	0							
Q_1 , м ³ /с	0							
H , м								
H_1 , м								
N , кВт								
N_1 , кВт								

В заключение студент должен дать краткий анализ рассмотренных и других способов регулирования производительности центробежных насосов с указанием их преимуществ и недостатков.

2.8. Определение допустимой высоты всасывания насоса

Высота всасывания $h_{вс}$ соответствует расстоянию по вертикали от поверхности жидкости в питающем резервуаре до оси насоса со стороны всасывающего трубопровода. Максимальная ее величина ограничивается значением допустимой высоты всасывания $H_{вс}^{доп}$, при которой обеспечиваются безкавитационные условия работы насоса.

При работе насоса во всасывающем трубопроводе и на входе жидкости в насос имеет место пониженное давление, т. е. $p_{вс} < p_{атм}$. Если $p_{вс}$ станет меньше давления насыщенных паров перемещаемой жидкости при данной температуре, возможно появление кавитации (пустотообразование), т. е. при пониженном давлении в рабочем колесе внутри жидкости образуются пустоты, заполненные паром. Пузырьки пара, двигаясь вместе с жидкостью по лопаткам рабочего колеса, попадают в область более высоких давлений, где происходит резкое сжатие и конденсация

пузырьков пара. Вследствие этого пузырьки исчезают и на их место со значительной скоростью устремляется жидкость, что приводит к возникновению местных гидравлических ударов. При кавитации нарушается нормальное движение жидкости в рабочем колесе, что приводит к падению производительности, напора, мощности и КПД. Кавитация обнаруживается по шуму и вибрации насосов при их работе, наличие ее ограничивает высоту всасывания насоса. С учетом этого допустимая высота всасывания должна быть такой, чтобы возникновение кавитации было невозможным. Исходя из этого, допустимая высота всасывания центробежного насоса для условий бескавитационной работы определяется по выражению

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = (p_0 - p_{\text{н.п}}) / \rho g - \Sigma h_{\text{вс}} - h_{\text{кав}}^{\text{доп}},$$

где p_0 – абсолютное давление на поверхности жидкости питающего резервуара (для открытого резервуара $p_0 = p_{\text{атм}}$, при закрытом резервуаре и наличии там избыточного давления $p_0 = p_{\text{атм}} + p_{\text{изб}}$); $p_{\text{н.п}}$ – давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при данной температуре, Па (принимается по *приложению 20*); ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение силы тяжести; $\Sigma h_{\text{вс}}$ – суммарные потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем трубопроводе насосной установки при заданном расходе Q (вычислены ранее в подразделе 2.4); $h_{\text{кав}}^{\text{доп}}$ – допустимый кавитационный запас (кавитационный запас, при котором обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе кавитации), м.

Величина допустимого кавитационного запаса рассчитывается по выражению $h_{\text{кав}}^{\text{доп}} = (1,2-1,3) h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$. Значение критического кавитационного запаса определяется по формуле С. С. Руднева:

$$h_{\text{кав}}^{\text{кр}} = 10(nQ^{1/2}/C)^{4/3},$$

где n – частота вращения рабочего колеса насоса, мин⁻¹; Q – производительность насоса, м³/с; C – кавитационный коэффициент быстроходности, зависящий от конструктивных особенностей насоса (при оптимальном режиме для обычных насосов $C = 800-1000$, для насосов с повышенными кавитационными свойствами $C = 1300-3000$).

Если в результате расчетов получилось отрицательное значение допустимой высоты всасывания, то это свидетельствует о том, что при заданных условиях насос не в состоянии самостоятельно засасывать жидкость и в нагнетательный трубопровод ничего не будет подаваться, т. е. $Q = 0$. В этом случае, для того чтобы заставить насос работать на данную трубопроводную систему, можно применить один из вышеприведенных способов: подводить жидкость к насосу под избыточным давлением, которое необходимо создать на поверхности жидкости в питающем резервуаре; уменьшить сопротивление всасывающего трубопровода путем сокращения его длины и снижения количества местных сопротивлений, а также снижения скорости движения жидкости во всасывающем трубопроводе, увеличив его диаметр; не допускать, чтобы насос работал при больших числах оборотов.

В заключение всех расчетов необходимо вычертить схему насосной установки с учетом расчетных параметров.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Бланк задания на курсовую работу для студентов очной формы обучения

Учреждение образования «БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет _____

Кафедра энергосбережения, гидравлики и теплотехники

Специальность _____

Специализация _____

«УТВЕРЖДАЮ»

Заведующий кафедрой

« » _____ 20 г.

ЗАДАНИЕ на курсовую работу

студенту(ке) _____

1. Тема «Расчет объемного гидропривода с дроссельным регулированием»

2. Срок защиты _____

3. Исходные данные:

а) структурная схема гидропривода № _____;

б) максимальная нагрузка выходных звеньев: $P_1 =$ _____ кН; $P_2 =$ _____ кН;

в) ход поршней гидроцилиндра $L =$ _____ мм;

г) максимальная скорость рабочего хода $v_p =$ _____ см/с;

д) материал для проектируемого гидроцилиндра _____;

е) тип уплотнения поршня _____, штока _____;

ж) тип трубопроводов гидропривода _____;

з) общая длина нагнетательных и сливных трубопроводов $l_n =$ _____ м; $l_{сл} =$ _____ м;

и) температура окружающей среды $T =$ _____ К.

4. Содержание пояснительной записки курсовой работы (перечень вопросов, подлежащих разработке): обосновать способ регулирования скорости поршня гидроцилиндра; определить основные параметры гидроцилиндра; подобрать рабочую жидкость; провести подбор гидравлической аппаратуры; определить утечки жидкости и необходимую подачу насоса; рассчитать трубопроводную систему и определить необходимое давление насоса; принять

тип и произвести предварительный выбор насоса; рассчитать и построить характеристики; провести анализ и сделать окончательный выбор насоса; провести тепловой расчет и расчет металлоемкости; привести схему гидропривода в обозначениях по ЕСКД и дать описание ее работы при всех положениях распределительного устройства.

5. Перечень графического (иллюстрационного) материала (с точным указанием обязательных чертежей, графиков и др.): схемы уплотнения поршня и штока; схема масляного бака; _____

6. Консультанты (с указанием разделов) _____

7. Календарный график выполнения работы _____

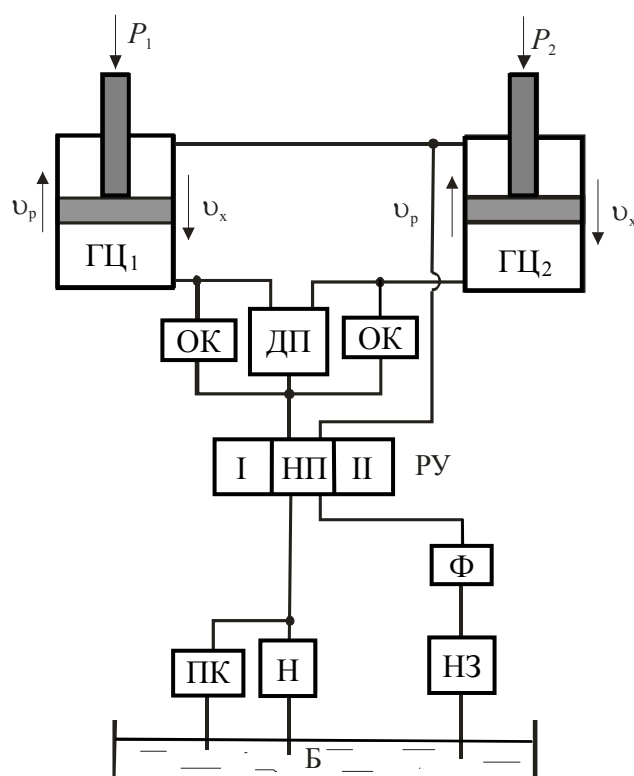
8. Дата выдачи задания _____

Руководитель _____
подпись _____ инициалы и фамилия _____

Задание принял(а) к исполнению _____
дата и подпись студента(ки)

Схемы гидроприводов в задание для студентов очной формы обучения

Схема гидропривода № 1



Гидравлическая схема должна обеспечивать синхронную работу цилиндров при подъеме их вверх, разгрузку насоса и гидросистемы от давления в нейтральном положении распределителя.

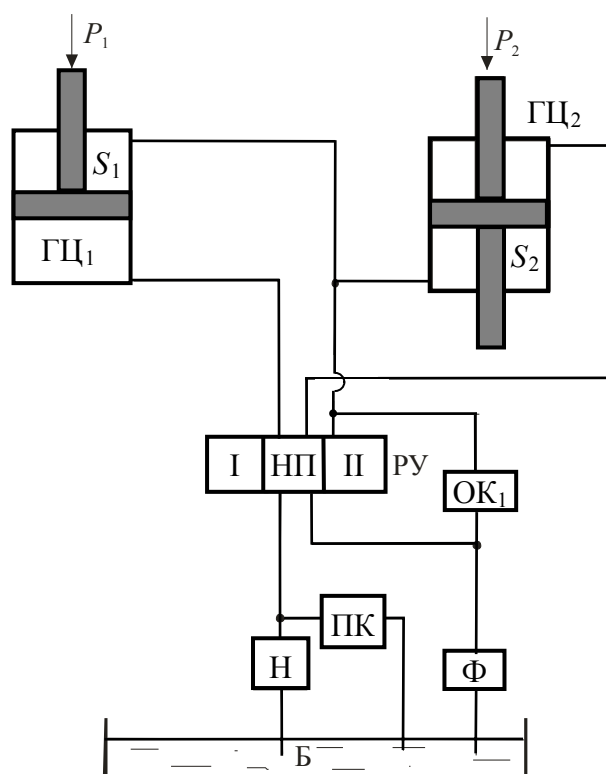
Последовательность работы в схеме обеспечивается распределительным устройством РУ. Для предотвращения гидросистемы от перегрузок предусмотрена установка предохранительного клапана ПК. Для обеспечения в гидросистеме подпора и предотвращения самопроизвольного опускания поршней при их положении в верхней точке в системе предусмотрена установка напорного золотника НЗ. Для очистки жидкости предусмотрен фильтр Ф.

При нейтральном положении НП распределительного устройства РУ масло от насоса Н поступает в масляный бак Б через фильтр Ф и напорный золотник НЗ (в нейтральном положении полости гидроцилиндра заперты).

При положении I распределительного устройства РУ масло от насоса Н поступает в делитель потока ДП, а от него в нижние полости гидродвигателей ГЦ – совершается рабочий ход. Масло из верхних полостей гидродвигателей через РУ, фильтр Ф и напорный золотник НЗ сливается в бак Б. Установленные в гидросистеме обратные клапаны ОК служат для направления жидкости при рабочем ходе только через делитель потока ДП, обеспечивая синхронную работу гидроцилиндров.

При положении II распределительного устройства РУ масло от насоса Н поступает в штоковые (верхние) полости гидроцилиндров ГЦ и поршни гидроцилиндров перемещаются вниз. Масло из противоштоковых (нижних) областей через обратные клапаны ОК, распределительное устройство РУ, фильтр Ф и напорный золотник НЗ сливается в масляный бак Б.

Схема гидропривода № 2



Гидравлическая схема должна обеспечивать возвратно-поступательное синхронное движение поршней гидроцилиндров ГЦ₁ и ГЦ₂, регулирование скорости рабочего хода, разгрузку насоса и гидромагистрали от давления.

Последовательность работы в схеме обеспечивается распределительным устройством РУ. Для предотвращения гидросистемы от перегрузок предусмотрена установка предохранительного клапана ПК. Для очистки жидкости предназначен фильтр Ф. Для синхронного движения поршней требуется, чтобы эффективные площади S_1 и S_2 гидроцилиндров были равны.

При положении I распределительного устройства РУ масло от насоса Н через распределительное устройство РУ поступает в нижнюю бесштоковую полость гидроцилиндра ГЦ₁ (совершается рабочий ход). Из верхней полости гидроцилиндра ГЦ₁ масло вытесняется в нижнюю полость гидроцилиндра ГЦ₂ (совершается рабочий ход, синхронный движению поршня гидроцилиндра ГЦ₁). Из верхней полости гидроцилиндра ГЦ₂ масло через распределительное устройство РУ, фильтр Ф поступает в масляный бак Б.

При положении II распределительного устройства РУ масло от насоса Н через распределительное устройство РУ поступает в верхнюю штоковую полость гидроцилиндра ГЦ₂, а затем в верхнюю штоковую полость гидроцилиндра ГЦ₁ – поршни гидроцилиндров перемещаются вниз (совершается холостой ход). Масло из нижней полости гидроцилиндра ГЦ₁ через распределительное устройство РУ, фильтр Ф поступает в масляный бак Б.

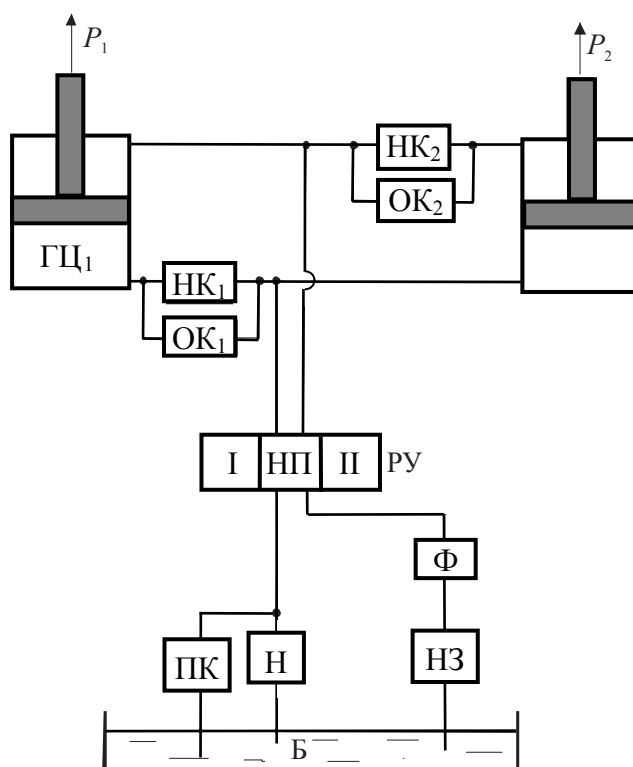
Вследствие различия утечек рабочей жидкости в гидроцилиндрах при работе происходит рассогласование движения поршней, поэтому в таких гидросистемах предусматривают установку обратного клапана ОК₁, обеспечивающего заполнение рабочей полости гидроцилиндра ГЦ₂ жидкостью в объеме утечек в конце каждого цикла работы.

Схема гидропривода № 3

Гидравлическая схема должна обеспечивать возвратно-поступательное движение поршней гидроцилиндров ГЦ, последовательное включение гидроцилиндров (сначала ГЦ₁, затем ГЦ₂), разгрузку насоса и гидромагистрали от давления в нейтральном положении НП распределительного устройства РУ.

Последовательность работы в схеме обеспечивается распределительным устройством РУ. Для предотвращения гидросистемы от перегрузок предусмотрена установка предохранительного клапана ПК. Для очистки жидкости предназначен фильтр Ф. Напорный золотник НЗ исключает самопроизвольное опускание поршней гидроцилиндров при выключенном насосе. При нейтральном положении РУ (НП) масло от насоса Н идет в масляный бак Б через распределительное устройство РУ, фильтр Ф и напорный золотник НЗ.

При положении I распределительного устройства РУ масло от насоса Н через распределительное устройство РУ поступает в штоковую полость гидроцилиндра ГЦ₁ и поршень перемещается вниз (совершается рабочий ход). При этом масло из поршневой области через обратный клапан ОК₁, распределительное устройство РУ, фильтр Ф и напорный золотник НЗ сливается в бак Б. По окончании движения поршня гидроцилиндра ГЦ₁ давление в напорной линии поднимается и открывается напорный клапан НК₂, масло поступает в штоковую полость гидроцилиндра ГЦ₂ и поршень перемещается вниз (совершается рабочий ход).

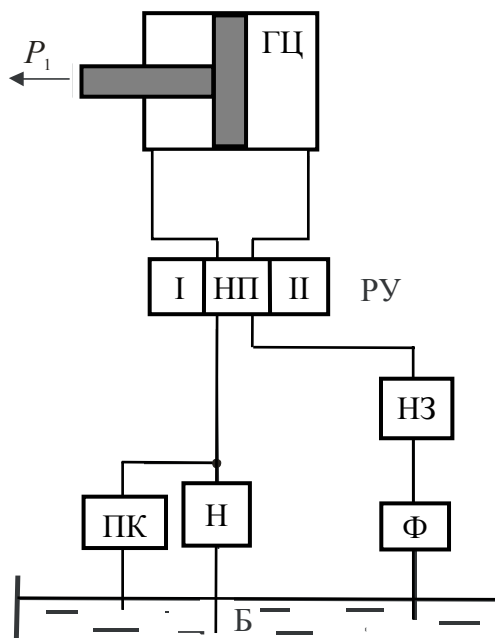


При положении II распределительного устройства РУ масло от насоса Н через распределительное устройство РУ поступает в поршневую полость гидроцилиндра ГЦ₂ и поршень гидроцилиндра перемещаются вверх (совершается холостой ход). Масло из верхней полости гидроцилиндра через обратный клапан ОК₂ поступает в масляный бак Б. По окончании движения поршня гидроцилиндра ГЦ₂ давление в напорной линии поднимается и открывается напорный клапан НК₁, масло поступает в поршневую полость гидроцилиндра ГЦ₁ и поршень перемещается вверх (совершается холостой ход).

Схема гидропривода № 4

Гидравлическая схема должна обеспечивать возвратно-поступательное движение поршня гидроцилиндра, регулирование скорости только рабочего хода, разгрузку насоса и гидромагистрали от давления в нейтральном положении НП распределительного устройства РУ.

Последовательность работы в схеме обеспечивается распределительным устройством РУ. Для предотвращения гидросистемы от перегрузок предусмотрен предохранительный клапан ПК, для обеспечения плавности хода поршня – напорный золотник НЗ, для очистки жидкости – фильтр Ф.



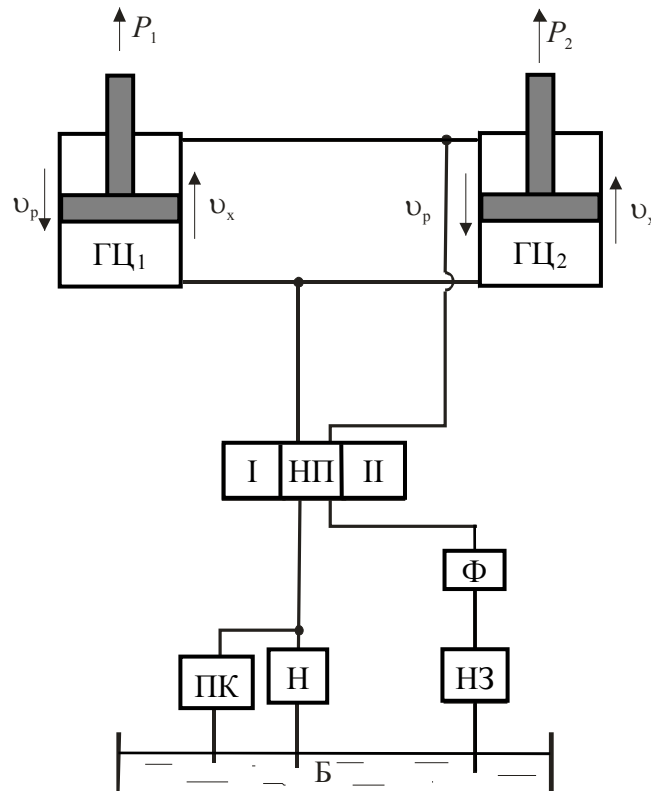
При нейтральном положении РУ (НП) масло от насоса Н идет в масляный бак Б через напорный золотник НЗ и фильтр Ф (в нейтральном положении полости гидроцилиндра заперты).

При положении I распределительного устройства РУ масло от насоса Н через распределительное устройство РУ поступает в левую полость гидроцилиндра ГЦ и поршень перемещается вправо. Из правой полости масло через РУ, напорный золотник НЗ и фильтр сливается в масляный Б.

При положении II распределительного устройства РУ масло от насоса Н поступает в правую полость гидроцилиндра ГЦ и поршень гидроцилиндра перемещаются влево. Масло из левой полости гидроцилиндра через распределительное устройство РУ, фильтр Ф и напорный золотник НЗ сливается в бак Б.

Схема гидропривода № 5

Гидравлическая схема должна обеспечивать работу двух цилиндров, разгрузку насоса от давления в нейтральном положении распределителя, регулирование скорости рабочего хода поршней гидроцилиндров.



Последовательность работы в схеме обеспечивается распределительным устройством РУ. Для предотвращения гидросистемы от перегрузок предусмотрен предохранительный клапан ПК, для предотвращения самопроизвольного опускания поршней при их положении в верхней точки – напорный золотник НЗ. Для очистки жидкости предназначен фильтр Ф.

При нейтральном положении распределительного устройства РУ (НП) масло от насоса Н поступает в масляный бак Б через фильтр Ф и напорный золотник НЗ (в нейтральном положении полости гидроцилиндра заперты).

При положении I распределительного устройства РУ масло от насоса Н поступает в верхние полости гидродвигателей ГЦ – совершается рабочий ход. Масло из нижних полостей гидродвигателей через РУ, фильтр Ф и напорный золотник НЗ сливается в бак Б.

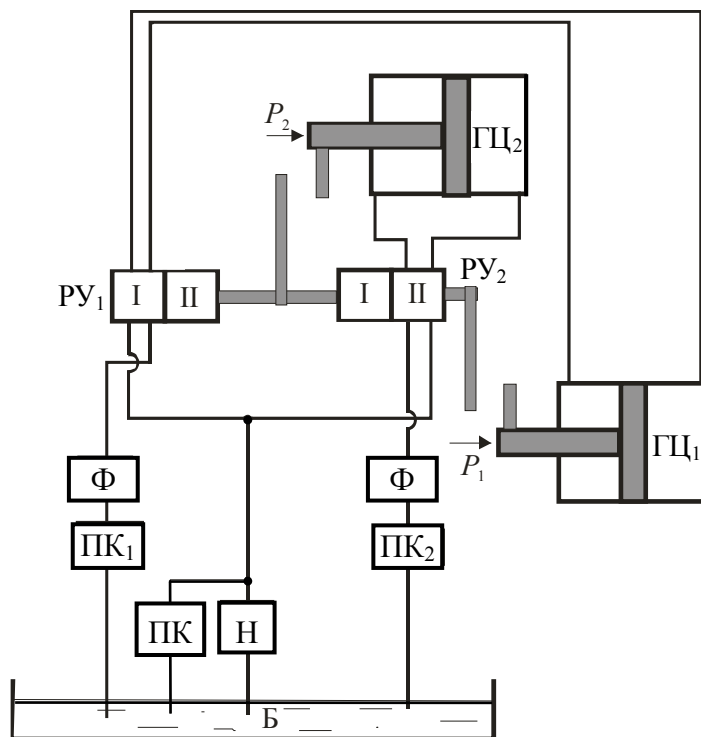
При положении II распределительного устройства РУ масло от насоса Н поступает в поршневые (нижние) полости гидроцилиндров ГЦ и поршни гидроцилиндров перемещаются вверх. Масло из штоковых (верхних) областей через распределительное устройство РУ, фильтр Ф и напорный золотник НЗ сливается в масляный бак Б.

Схема гидропривода № 6

Гидравлическая схема должна обеспечивать возвратно-поступательное перемещение поршней работающих гидродвигателей ГЦ₁ и ГЦ₂, регулирование скорости рабочего хода и последовательное включение гидроцилиндров в работу (сначала ГЦ₁, затем ГЦ₂), разгрузку насоса и гидросистемы от аварийных давлений.

Последовательность работы в схеме обеспечивается распределительными устройствами РУ. Для предотвращения гидросистемы от перегрузок предусмотрена установка предохранительного клапана ПК. Для очистки жидкости предусмотрен фильтр Ф.

При положении I распределительного устройства РУ₁ (внешнее включение) масло из бака Б от насоса Н через распределительные устройства РУ₁ поступает в бесштоковую (правую) полость гидродвигателя ГЦ₁ – совершается рабочий ход. Масло из левой полости гидродвигателя через распределитель управления РУ₁, фильтр Ф, клапан ПК₁, сливается в бак Б.



В конце рабочего хода упор штока нажимает на кулачковый включатель, который включает распределитель управления $РУ_2$ в положение II. Начинается рабочий ход гидроцилиндра $ГЦ_2$ – масло от насоса Н через распределитель $РУ_2$ поступает в бесштоковую (правую) полость гидроцилиндра $ГЦ_2$ и поршень гидроцилиндра перемещаются влево. Масло из штоковой (левой) полости $ГЦ_2$ через распределительное устройство $РУ_2$, фильтр Φ , клапан $ПК_2$ сливается в масляный бак Б. После завершения рабочего хода гидродвигателем $ГЦ_2$ упор штока нажимает кулачковый выключатель, который переключает распределители $РУ_1$ в положение II, а $РУ_2$ в положение I. Поршни обоих гидроцилиндров возвращаются в исходное положение.

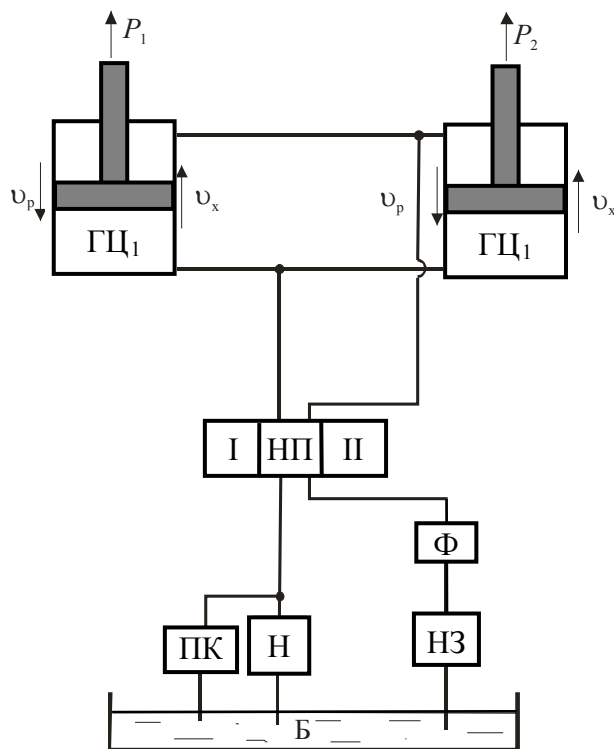
Схема гидропривода № 7

Гидравлическая схема должна обеспечивать работу двух цилиндров, разгрузку насоса от давления в нейтральном положении распределителя. Причем осуществляется регулирование только скорости рабочего хода для каждого поршня отдельно.

Последовательность работы в схеме обеспечивается распределительным устройством $РУ$. Для предотвращения гидросистемы

от перегрузок предусмотрена установка предохранительного клапана ПК, для предотвращения самопроизвольного опускания поршней при их положении в верхней точке – установка напорного золотника НЗ. Для очистки жидкости предназначен фильтр Ф.

При нейтральном положении распределительного устройства РУ (НП) масло от насоса Н поступает в масляный бак Б через фильтр Ф и напорный золотник НЗ (в нейтральном положении полости гидроцилиндра заперты).



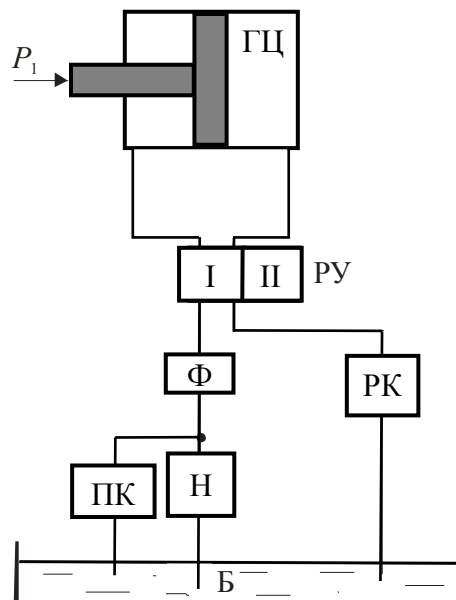
При положении I распределительного устройства РУ масло от насоса Н поступает в верхние полости гидродвигателей ГЦ – совершается рабочий ход. Масло из нижних полостей гидродвигателей через РУ, фильтр Ф и напорный золотник НЗ сливается в бак Б.

При положении II распределительного устройства РУ масло от насоса Н поступает в поршневые (нижние) полости гидроцилиндров ГЦ и поршни гидроцилиндров перемещаются вверх. Масло из штоковых (верхних) областей через распределительное устройство РУ, фильтр Ф и напорный золотник НЗ сливается в масляный бак Б.

Схема гидропривода № 8

Гидравлическая схема должна обеспечивать возвратно-поступательное движение поршня гидроцилиндра ГЦ (с дифференциальным поршнем) с одинаковой скоростью рабочего и холостого хода, разгрузку насоса и гидромагистрали от давления в нейтральном положении НП распределительного устройства РУ.

Последовательность работы в схеме обеспечивается распределительным устройством РУ. Для предотвращения гидросистемы от перегрузок предусмотрена установка предохранительного клапана ПК, для обеспечения в гидросистеме постоянного давления и плавности хода поршня – установка редуционного клапана РК. Для очистки жидкости предназначен фильтр Ф.



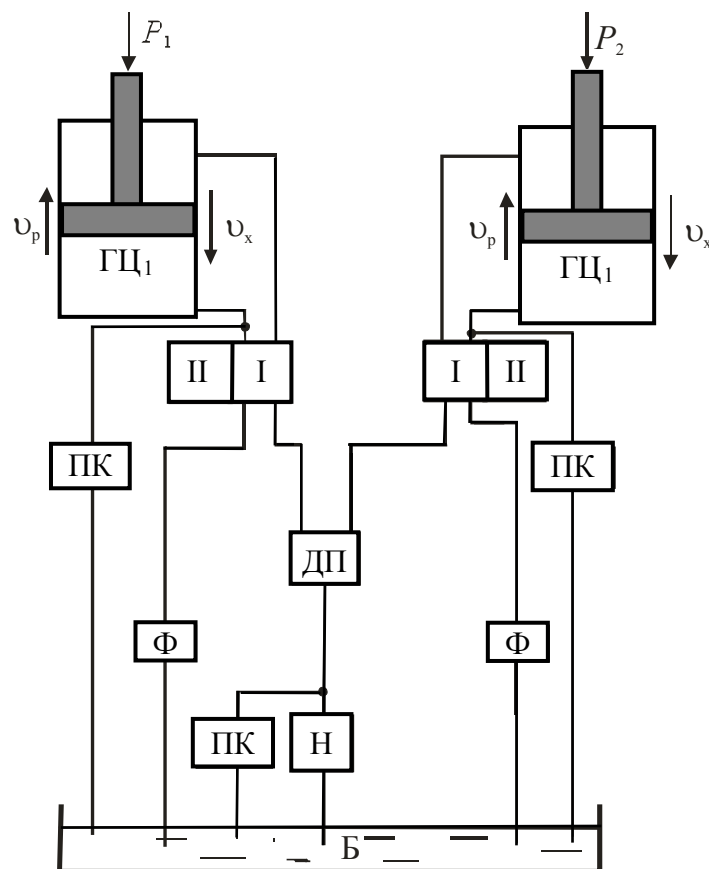
При положении I распределительного устройства РУ масло от насоса Н через фильтр Ф, распределительное устройство РУ поступает в обе полости гидроцилиндра ГЦ. Вследствие разности рабочих площадей поршня слева и справа поршень перемещается влево (совершается рабочий ход). Из левой полости масло попадает в распределительное устройство РУ и объединяется с объемом подаваемым насосом Н, а затем поступает в правую полость. Сливная линия не работает.

При положении II распределительного устройства РУ масло от насоса Н через фильтр Ф поступает в левую полость

гидроцилиндра ГЦ и поршень гидроцилиндра перемещаются вправо (совершается холостой ход). Масло из правой полости гидроцилиндра через РУ, редукционный клапан РК поступает в масляный бак Б.

Схема гидропривода № 9

Гидравлическая схема должна обеспечивать возвратно-поступательное синхронное перемещение поршней параллельно работающих гидродвигателей ГЦ, преодолевающих неодинаковую нагрузку; регулирование скорости рабочего хода; разгрузку насоса и гидросистемы от аварийных давлений.



Последовательность работы в схеме обеспечивается распределительным устройством РУ. Для предотвращения гидросистемы от перегрузок предусмотрена установка предохранительного клапана ПК. Для очистки жидкости предназначен фильтр Ф.

При положении I распределительного устройства РУ масло из бака Б от насоса Н через делитель потока ДП, распределительные устройства РУ поступает в бесштоковые полости гидродвигателей ГЦ – совершается рабочий ход. Масло из верхних полостей гидродвигателей через РУ, фильтры Ф сливается в бак Б.

При положении II распределительного устройства РУ масло от насоса Н через делитель потока ДП, распределители РУ поступает в штоковые (верхние) полости гидроцилиндров ГЦ и поршни гидроцилиндров перемещаются вниз – совершается холостой ход. Масло из поршневых (нижних) областей через распределительные устройства РУ, фильтры Ф сливается в масляный бак Б.

Предохранительные клапаны ПК у гидроцилиндров выполняют роль напорных клапанов и служат для ликвидации рассогласования перемещения поршней. Пружины этих клапанов настраиваются на давление в гидросистеме, превышающее рабочее. В таком случае при рассогласовании движения, когда поршень одного из гидродвигателей придет в свое крайнее положение, поршень второго (менее нагруженного) будет продолжать двигаться благодаря тому, что поток рабочей жидкости проходит через клапан ПК.

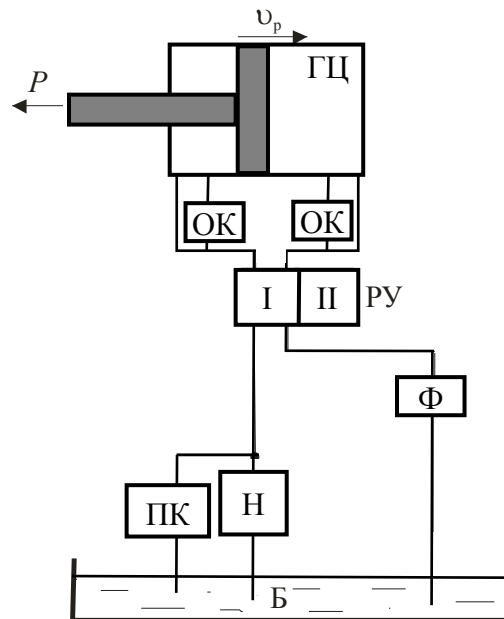
Схема гидропривода № 10

Гидравлическая схема должна обеспечивать возвратно-поступательное движение поршня гидроцилиндра ГЦ, регулирование скорости рабочего и холостого хода, разгрузку насоса и гидромагистрали от давления в положении стоп исполнительного механизма. Она применяется в станках, работающих по циклам: рабочий ход – стоп – реверс – холостой ход. Разгрузка обеспечивается обратным клапаном.

Последовательность работы в схеме обеспечивается распределительным устройством РУ. Для предотвращения гидросистемы от перегрузок предусмотрена установка предохранительного клапана ПК. Для очистки жидкости предназначен фильтр Ф.

При положении I распределительного устройства РУ масло от насоса Н через распределительное устройство РУ поступает в левую полость гидроцилиндра ГЦ (совершается рабочий ход). Из правой полости масло через распределительное устройство РУ, фильтр Ф сливается в бак. Дойдя до упора, поршень

останавливается (положение стоп), а насос работает и разгрузка системы идет по линии обратный клапан ОК, распределительное устройство РУ, фильтр Ф и бак Б.



При положении II распределительного устройства РУ масло от насоса Н через распределительное устройство РУ поступает в правую полость гидроцилиндра ГЦ и поршень гидроцилиндра перемещаются влево (реверс). Масло из левой полости гидроцилиндра через РУ, фильтр Ф сливается в бак. Дойдя до упора, поршень останавливается (положение «стоп»), а насос работает и разгрузка системы идет по линии обратный клапан ОК, распределительное устройство РУ, фильтр Ф и бак Б.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Бланк задания на курсовую работу для студентов заочной формы обучения

Учреждение образования «БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет _____ Заочный _____

Кафедра энергосбережения, гидравлики и теплотехники

Специальность _____

Специализация _____

«УТВЕРЖДАЮ»

Заведующий кафедрой

« » _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ на курсовую работу

студенту(ке) _____

1. Тема «Расчет объемного гидропривода с дроссельным регулированием»

2. Срок защиты _____

3. Исходные данные:

а) структурная схема гидропривода № _____;

б) максимальная нагрузка выходных звеньев: $P_1 =$ _____ кН; $P_2 =$ _____ кН;

в) ход поршней гидроцилиндра $L =$ _____ мм;

г) максимальная скорость рабочего хода гидроцилиндра $v_p =$ _____ см/с;

д) материал для проектируемого гидроцилиндра _____;

е) тип уплотнения поршня _____, штока _____;

ж) момент сопротивления на валу гидромотора $M_c =$ _____ Н м;

з) частота вращения гидромотора $n =$ _____ об/мин;

и) тип трубопроводов гидропривода _____;

к) общая длина нагнетательных и сливных трубопроводов $l_{н} =$ _____ м; $l_{сл} =$ _____ м;

л) температура окружающей среды $T =$ _____ К.

4. Содержание пояснительной записки курсовой работы (перечень вопросов, подлежащих разработке): определить основные параметры

гидроцилиндра и гидродвигателя; подобрать рабочую жидкость; провести подбор гидравлической аппаратуры; определить утечки жидкости и необходимую подачу насоса; рассчитать трубопроводную систему и определить необходимое давление насоса; принять тип и произвести выбор насоса; провести тепловой расчет и расчет металлоемкости; привести схему гидропривода в обозначениях по ЕСКД и дать описание ее работы при всех положениях распределительного устройства.

5. Перечень графического (иллюстрационного) материала (с точным указанием обязательных чертежей, графиков и др.): схемы уплотнения поршня и штока; схема масляного бака; _____

6. Консультанты (с указанием разделов) _____

7. Календарный график выполнения работы _____

8. Дата выдачи задания _____

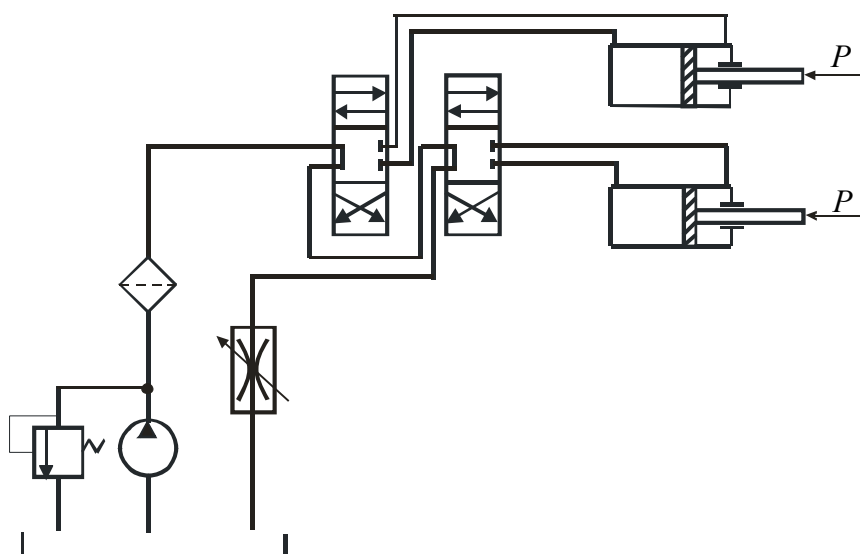
Руководитель _____
подпись _____ инициалы и фамилия _____

Задание принял(а) к исполнению _____
дата и подпись студента(ки)

**Схемы гидроприводов
в задание для студентов заочной формы обучения**

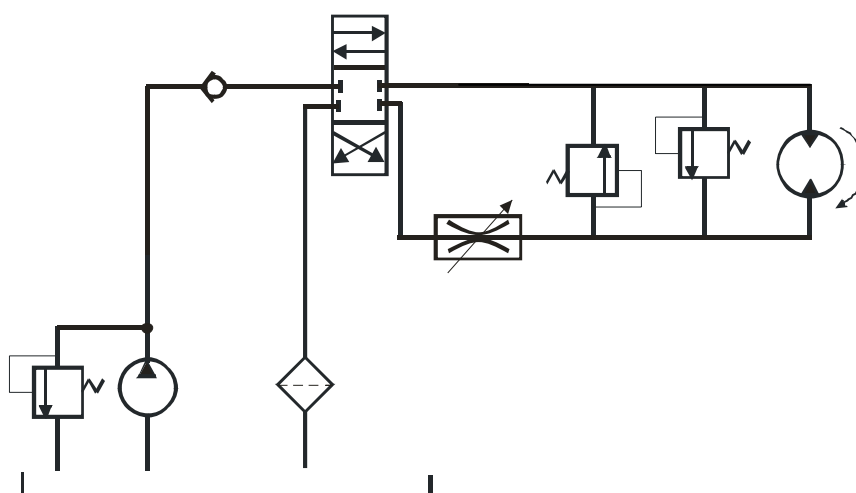
Вариант 1

Гидравлическая схема привода подъема-опускания ковша
и выдвижения задней стенки самоходного скрепера

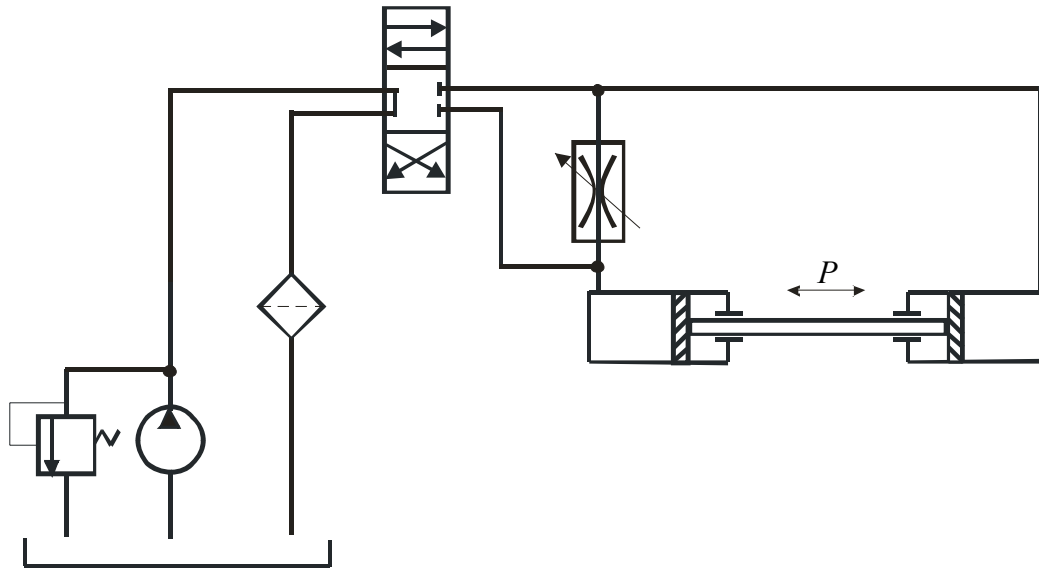


Вариант 2

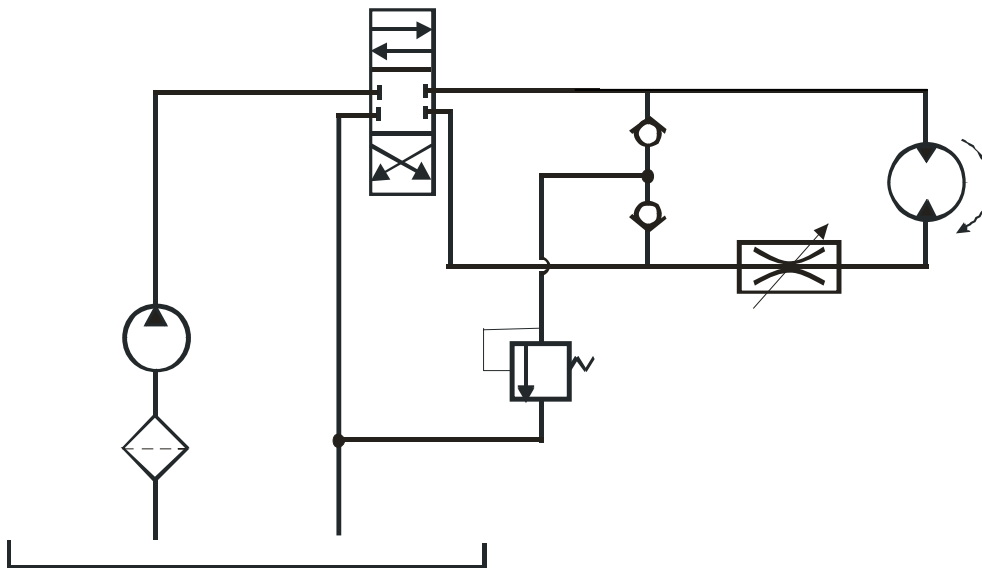
Гидравлическая схема привода механизма поворота экскаватора



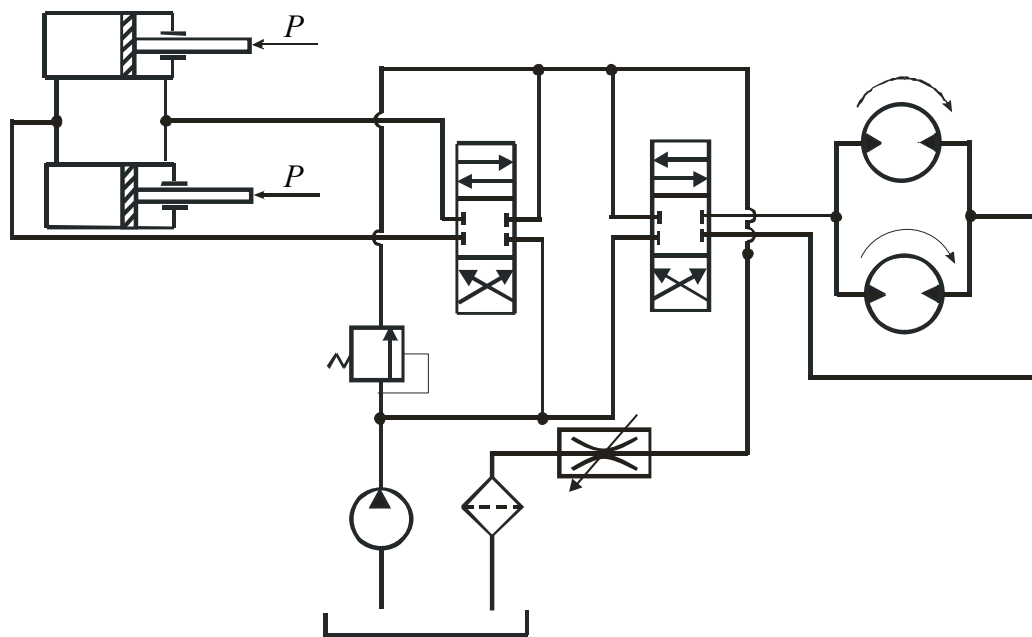
Вариант 3
Гидравлическая схема привода поворота крана



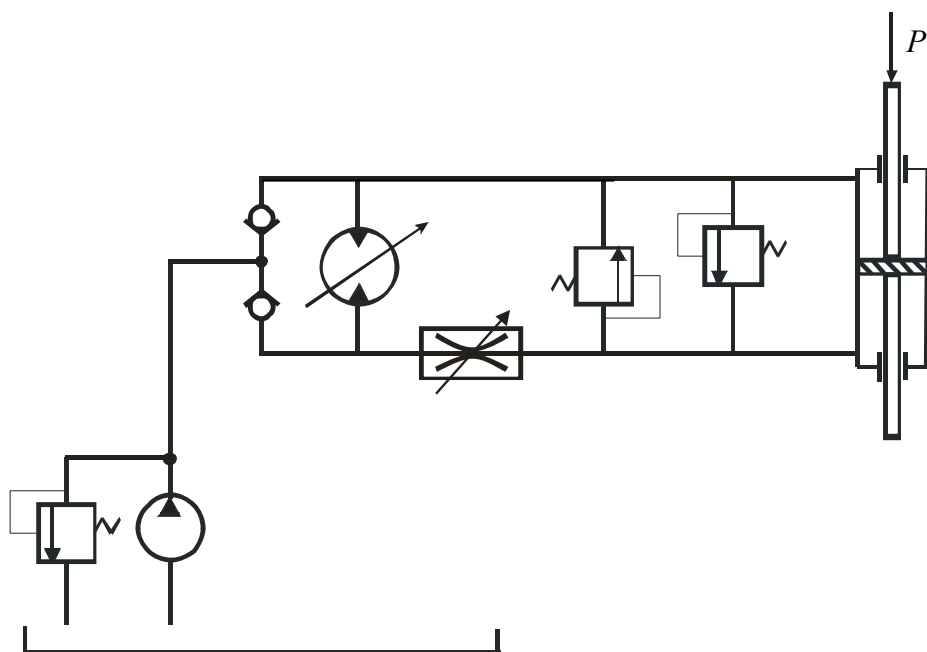
Вариант 4
Гидравлическая схема привода рабочего органа
траншекопателя



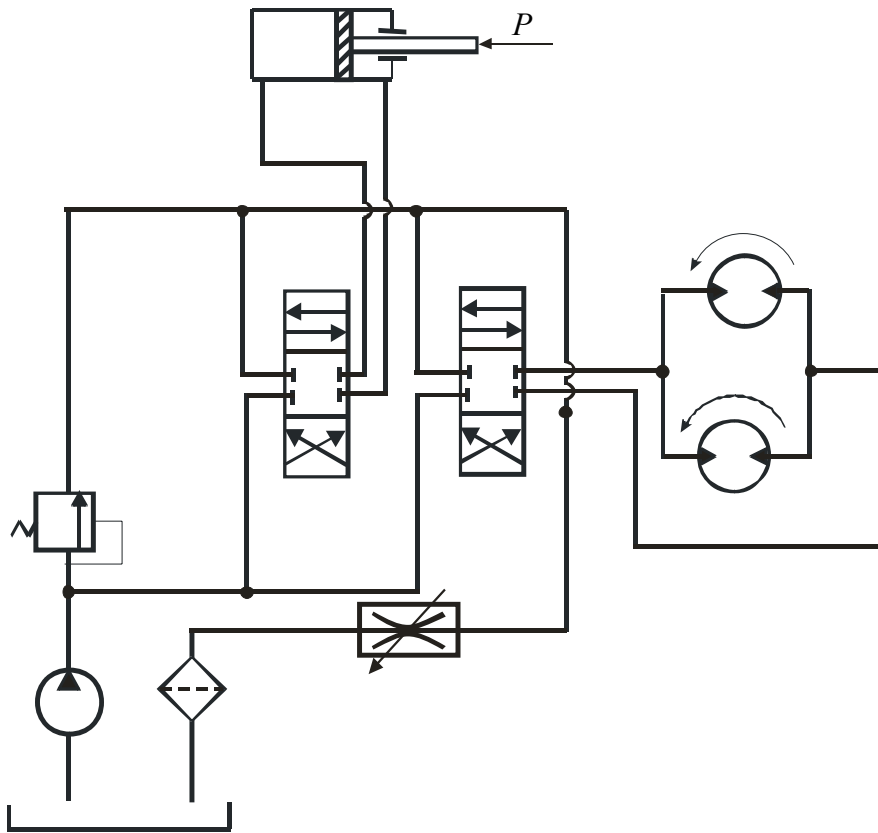
Вариант 5
Гидравлическая схема привода траншейного экскаватора



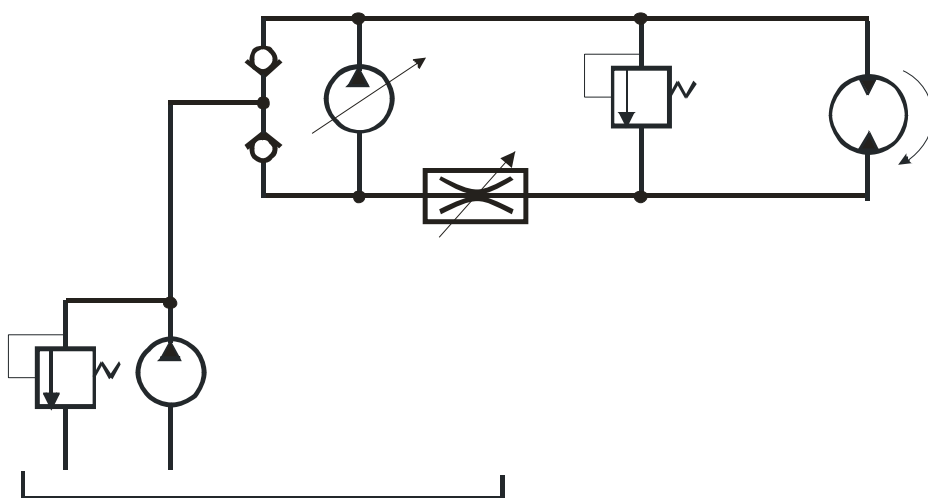
Вариант 6
Гидравлическая схема возврата пильной шины
валочно-пакетирующей машины



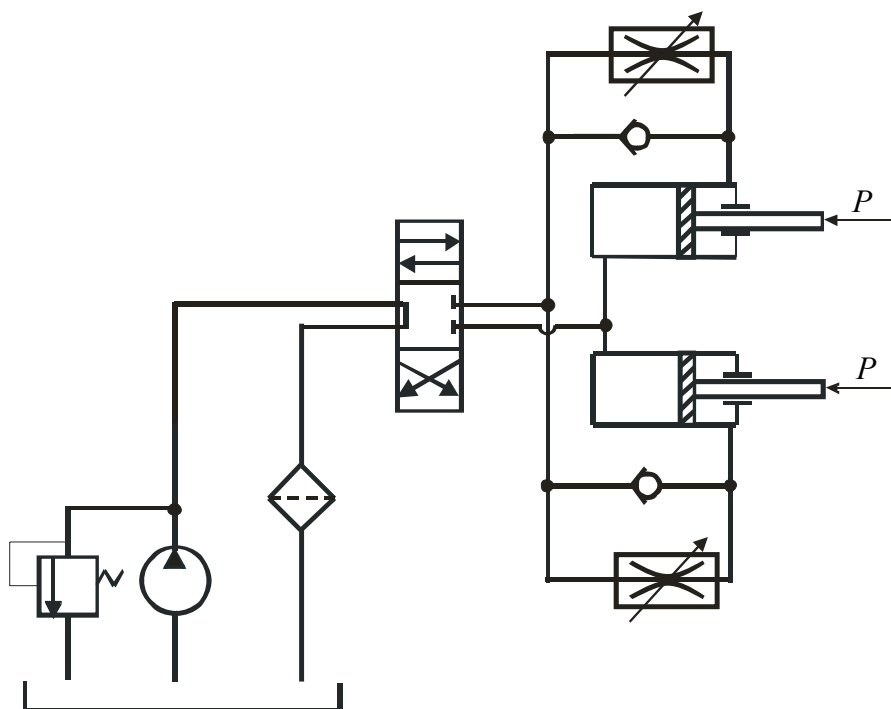
Вариант 7
Гидравлическая схема привода бульдозера-рыхлителя



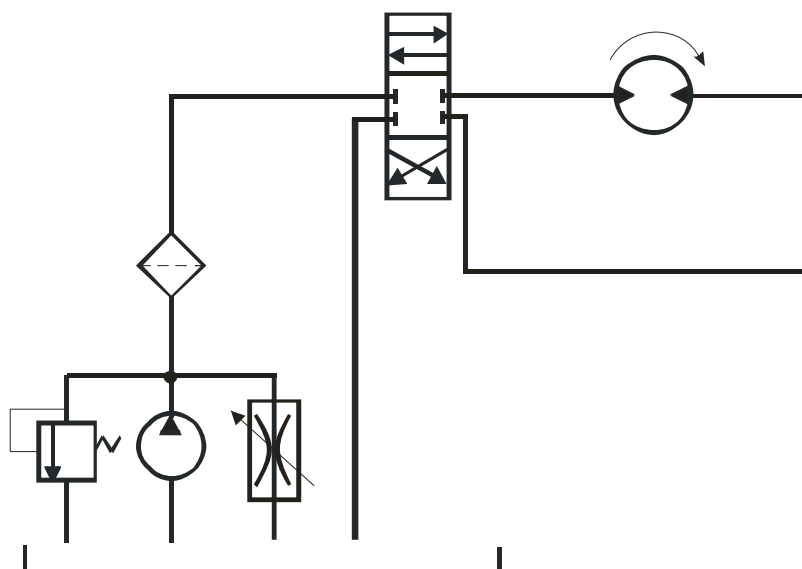
Вариант 8
Гидравлическая схема привода тележки
ленточнопильного станка



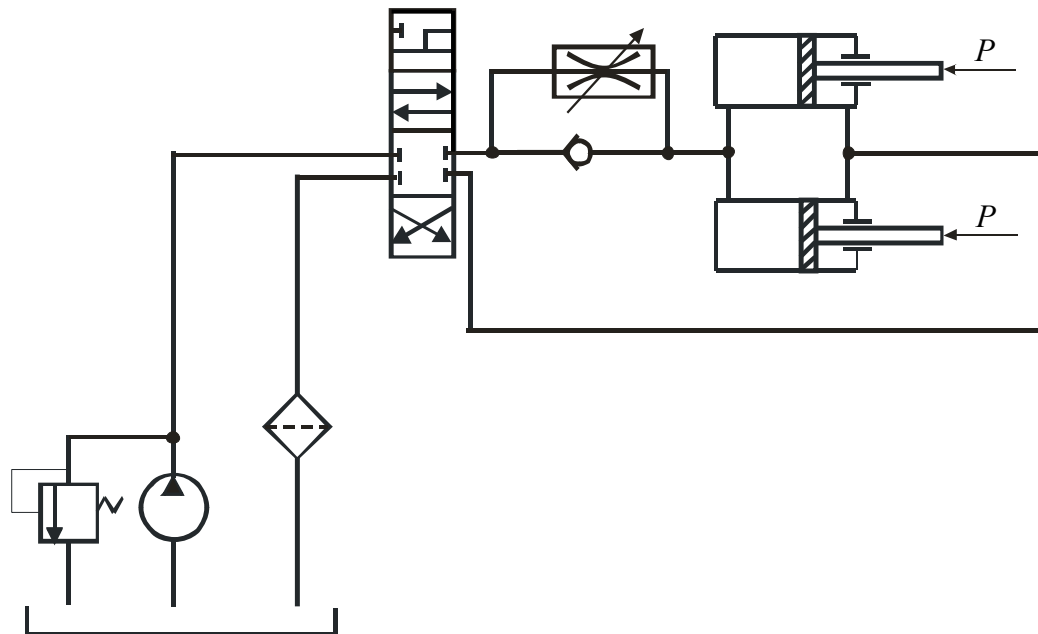
Вариант 9
Гидравлическая схема привода подъема рабочего органа
фронтального погрузчика



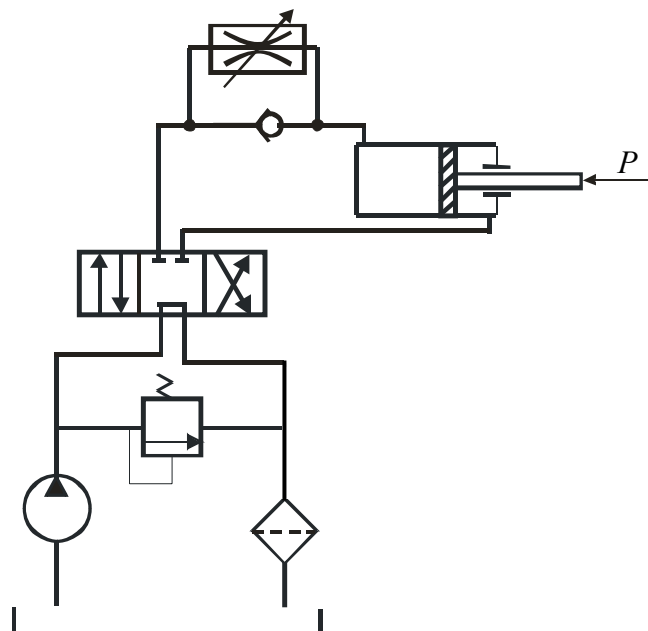
Вариант 10
Гидравлическая схема привода опускания стрелы
валочно-пакетирующей машины



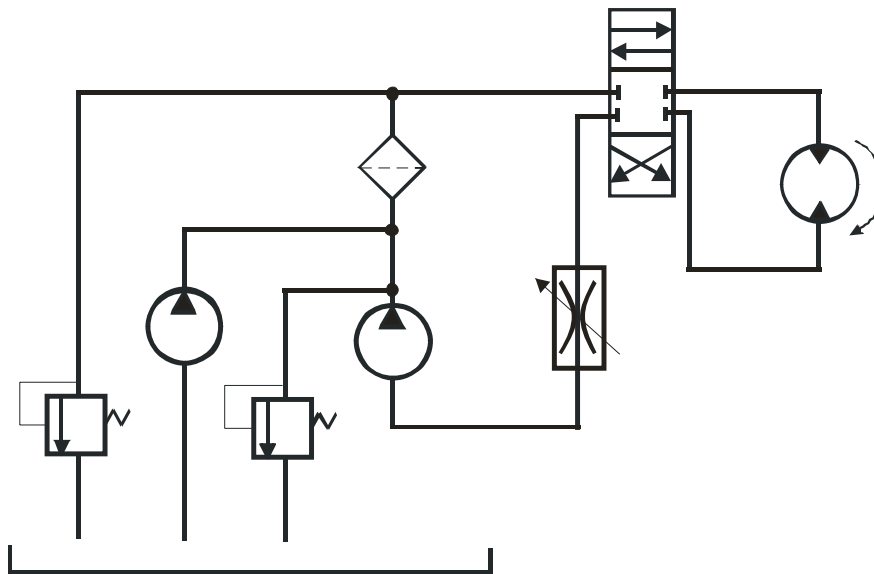
Вариант 11
 Гидравлическая схема привода
 подъемника трактора



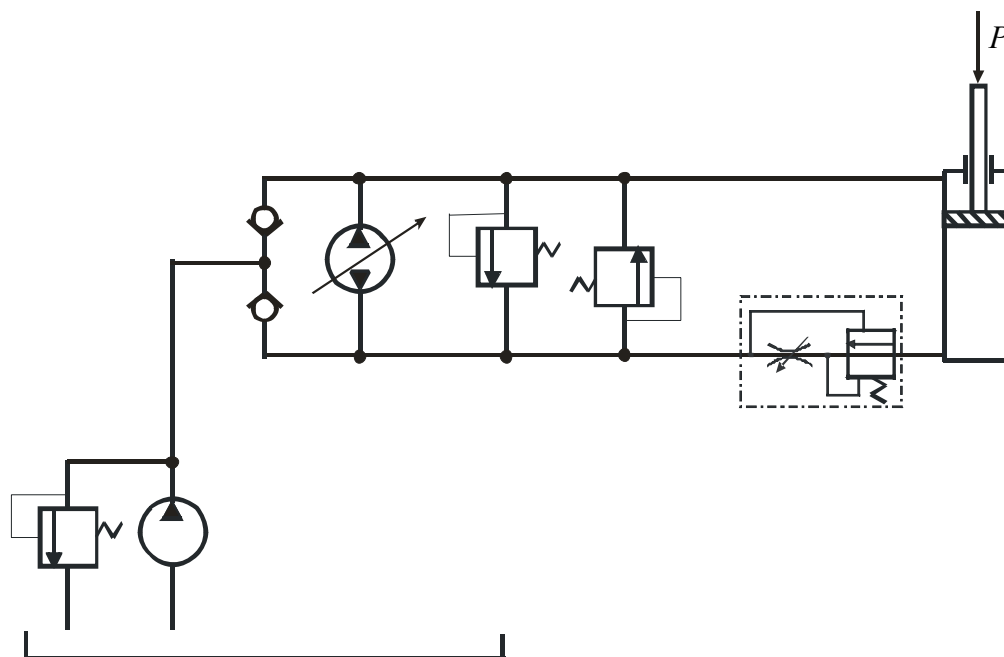
Вариант 12
 Гидравлическая схема привода надвигания пилы
 в раскрывочной установке



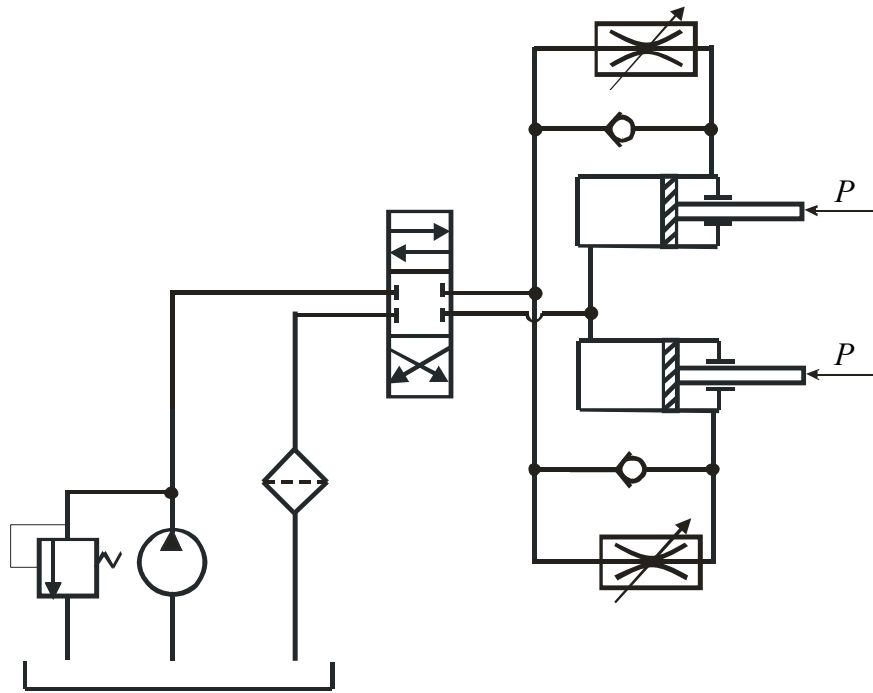
Вариант 13
Гидравлическая схема привода строительной лебедки



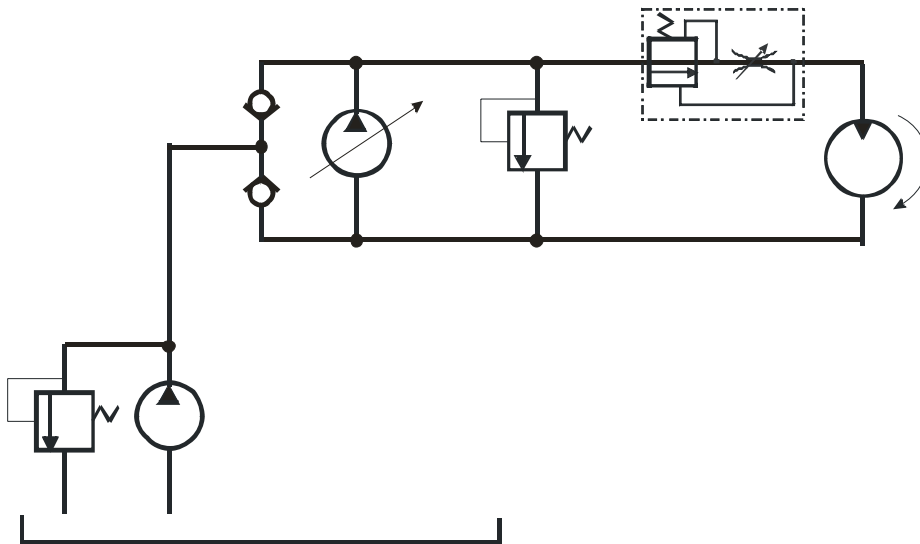
Вариант 14
Гидравлическая схема привода поворота платформы



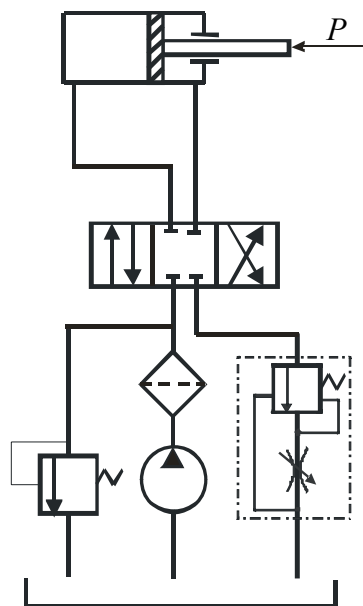
Вариант 15
Гидравлическая схема привода поворота стрелы
челюстного погрузчика



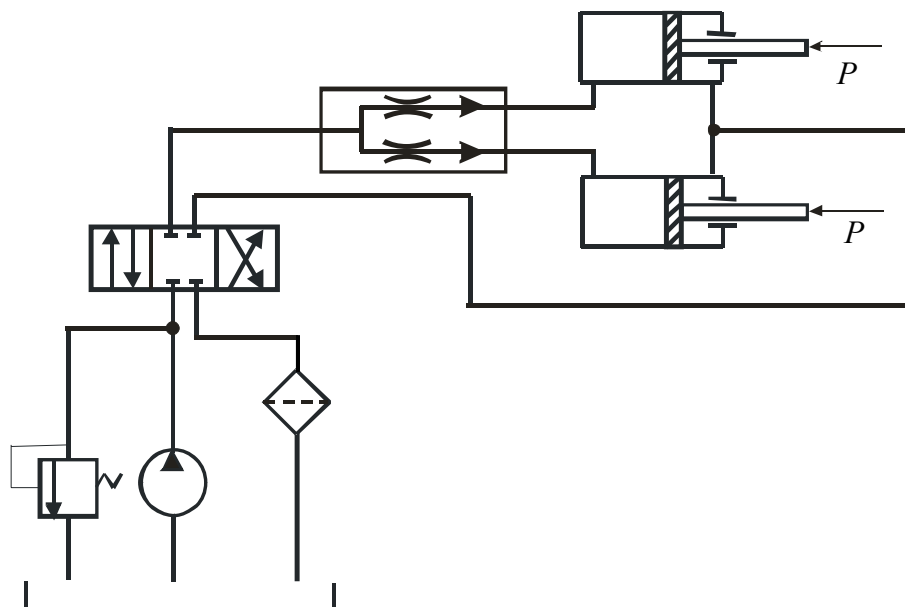
Вариант 16
Гидравлическая схема привода снегоочистителя



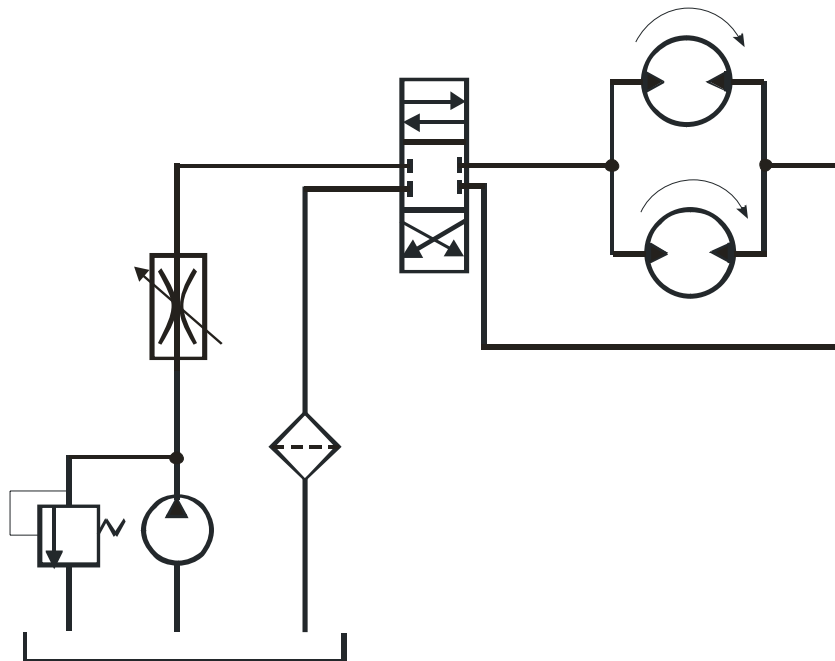
Вариант 17
Гидравлическая схема привода штанговой пилы
топлякоукладчика



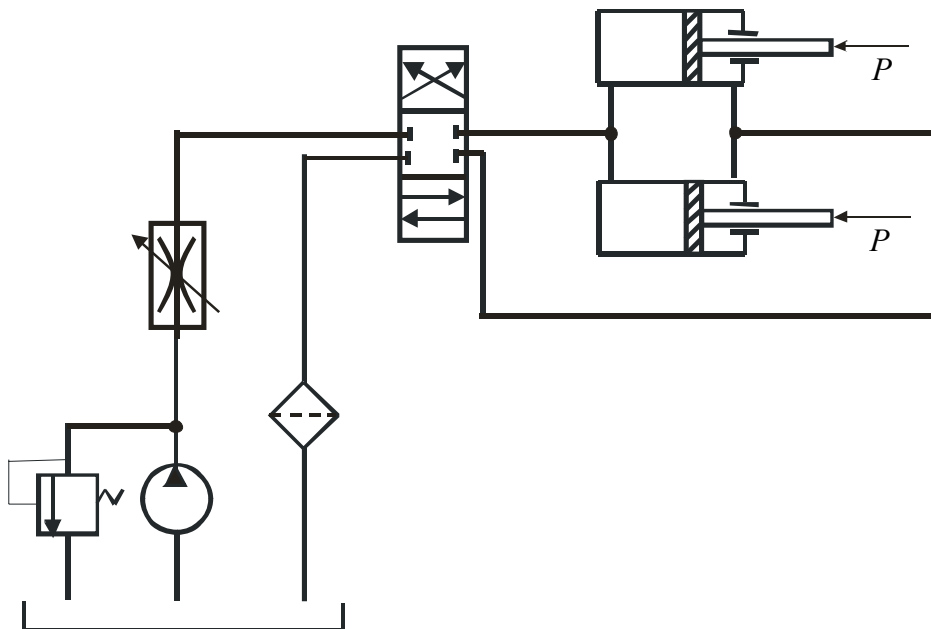
Вариант 18
Гидравлическая схема привода грейферного ковша



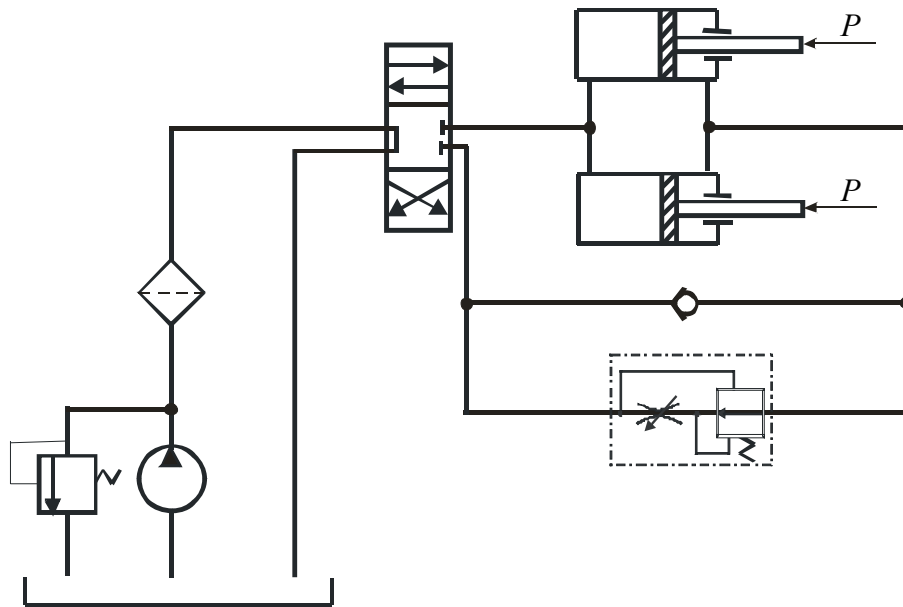
Вариант 19
Гидравлическая схема привода топякоукладчика
для бухтовки стальных канатов



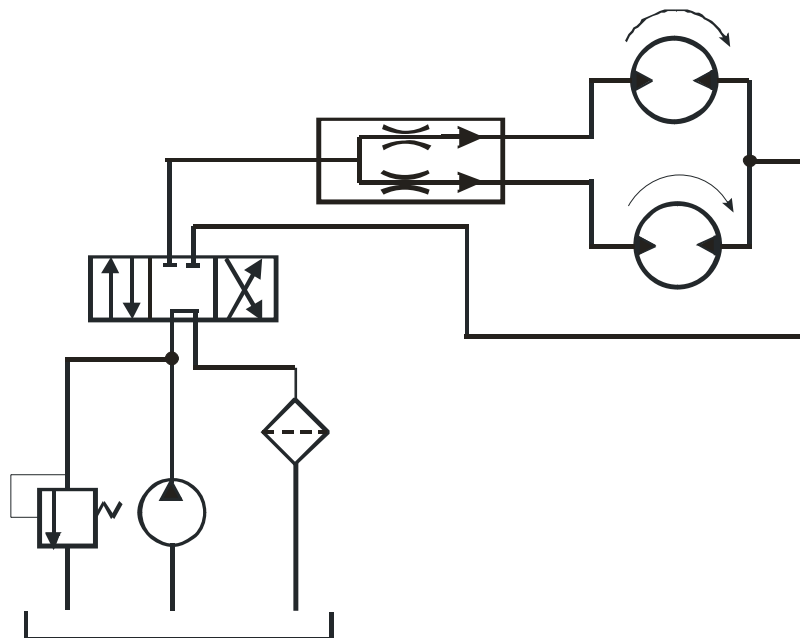
Вариант 20
Гидравлическая схема привода поворота платформы
валочно-пакетирующей машины



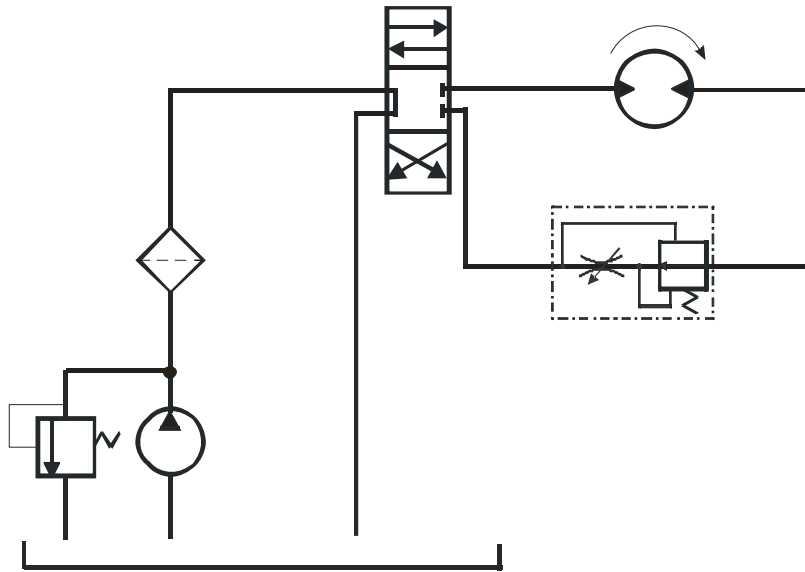
Вариант 21
Гидравлическая схема привода активного полуприцепа
к тракторам



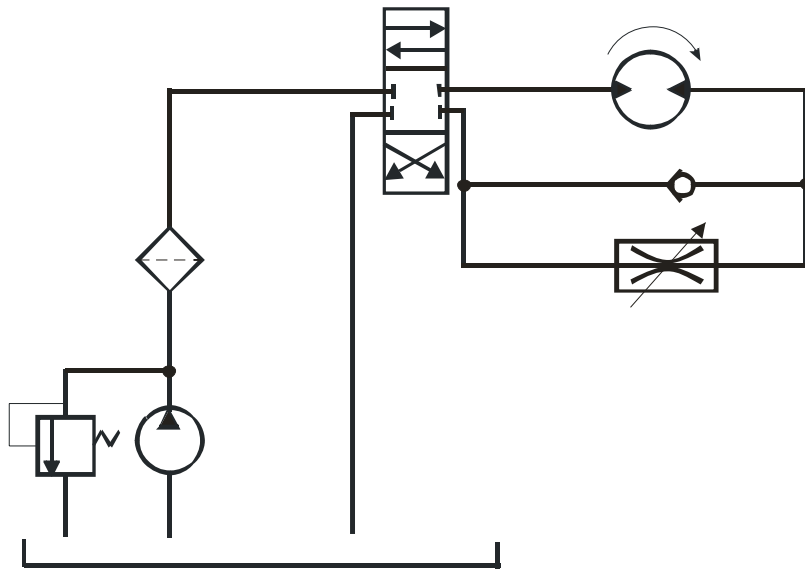
Вариант 22
Гидравлическая схема привода щеток оборудования
для бухтовки стальных канатов топякоукладчика



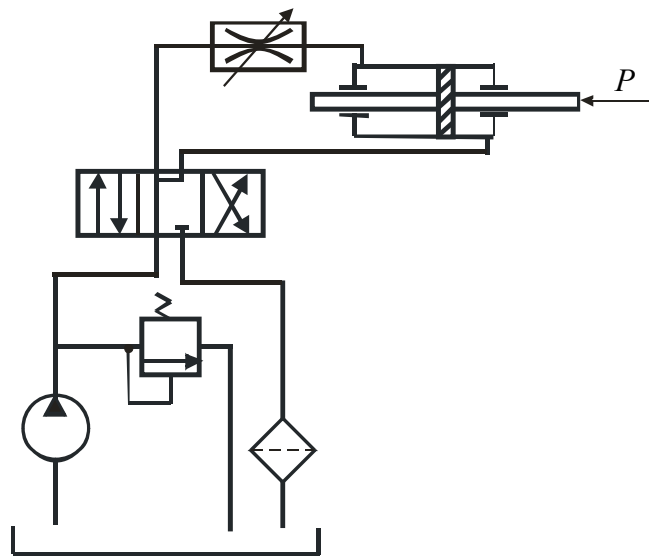
Вариант 23
Гидравлическая схема привода пильной цепи
валочно-пакетирующей машины



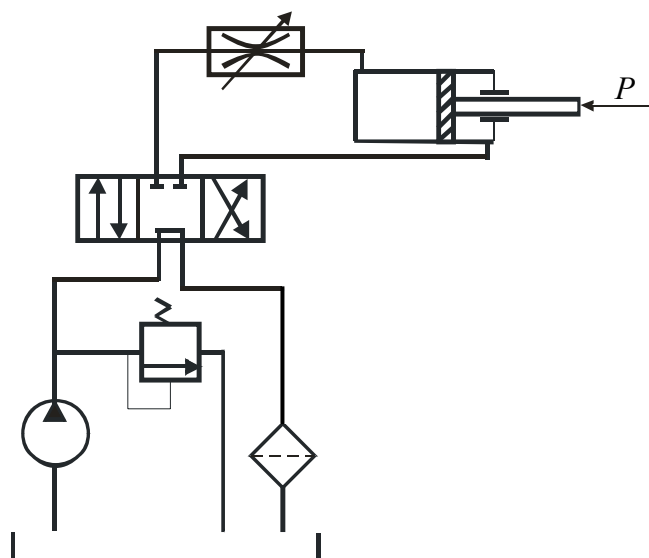
Вариант 24
Гидравлическая схема привода перемещения
валочно-пакетирующей машины



Вариант 25
Гидравлическая схема привода перемещения каретки погрузчика



Вариант 26
Гидравлическая схема привода подъема и опускания стрелы
валочно-пакетирующей машины



ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Кольца резиновые круглые для уплотнения подвижных и неподвижных соединений гидравлических систем

Диаметр уплотняемой детали		d_1 , мм	d_2 , мм
гидроцилиндр D , мм	шток d , мм		
10	6	5,7	2,4
12	8	7,6	2,4
14	10	9,6	2,4
16	12	11,5	2,4
18	14	13,5	2,4
20	16	15,5	2,4
22	18	17,5	2,4
25	20	19,5	3,0
28	22	21,2	3,6
32	25	24,2	4,1
40	32	31,2	4,7
45	38	37,2	4,1
50	42	40,8	4,7
65	55	53,5	5,8
70	60	58,5	5,8
80	70	68,5	5,8
90	80	78,5	5,8
100	90	88,5	5,8
110	100	97,5	5,8
125		112,5	5,8
140	130	127,5	5,8
160	150	146,5	5,8
180	170	166,5	5,8
200		180	8,6
220		200	8,6
250		230	8,6
320		299	8,6
360		338	8,6
400		378	8,6

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Уплотнение гидравлических систем металлическими кольцами

Рабочее давление p , МПа	Количество колец при диаметре поршня D , мм						
	40–50	50–90	100–130	140–180	200–260	280–360	380–500
До 6,3	2	3	3	3	3	3	3
10	3	3	3	3	4	4	4
20	3	3	4	4	4	5	6
32	3	4	4	5	6	7	8

Ширина колец b , мм, при диаметре поршня D , мм														
D	40	50	70	80	90	110	125	140	160	180	200	220	280	320
b	3	3	4	4	4	5	5	5	6	6	7	8	9	10

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Уплотнение гидравлических систем шевронными манжетами

Уплотняемый диаметр, мм	Ширина уплотняемой манжеты, мм	Количество манжет в комплекте при давлении, МПа, не более чем				
		6,3	10,0	20,0	30,2	40,0
30–60	6,0	4	4	5	6	6
	7,5	3	4	4	5	5
	10,0	3	3	3	4	4
	12,5	3	3	3	4	4
60–100	7,5	4	4	5	6	7
	10,0	3	4	4	5	6
	12,5	3	3	3	4	5
100–220	7,5	4	5	6	7	8
	10,0	4	4	5	6	7
	15,0	3	3	4	5	6
220–500	15,0	4	5	6	7	8
	20,0	3	4	5	6	7

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

Уплотнение гидравлических систем манжетами U-образной формы

Диаметр поршня D , мм	b , мм, для типов			Диаметр штока d , мм	b , мм, для типов		
	1	2	3		1	2	3
12	6		5	6	6	4	5
14	6	4	5	8	6	4	5
16	6	4	5	10	6	4	5
18	6	4	5	12	6	4	5
20	6	4	5	14	6	4	5
22	6	4	5	16	7	6	7,5
25	7			18	7	6	7,5
28	7	6	7,5	20	7	8	9,5
32	7	6	7,5	22	7		
40	7	8	9,5	25	7		
45	7	10	12	32	7		
50	7	10	12	38		10	
65	9	10	12	42		10	
70	9	10	12	55	9		
80	9	10	12	60		10	12
90	9	10	12	70	9		
100	10	12,5	14	80	10	10	12
110	10	12,5	14,5	90	10	15	17
125	10	15	17	100	10	15	17
140	10	15	17	130		15	17
160	10	15	17	150		15	17
180	10	15	17	170		15	17
200	10	15	17				
220	10	15	17				
250	10	20	23				
320	10	20	23				
360	12,5	20	23				
400	12,5		23				

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

Технические характеристики гидромоторов

Аксиально-поршневые нерегулируемые гидромоторы

Основные параметры	210.12	210.16	210.20	210.25	210.32
Рабочий объем V_0 , см ³	11,6	28,1	54,8	107	225
Давление на входе, МПа:					
номинальное	20	20	20	20	20
максимальное	35	35	25	25	25
Частота вращения вала n , об/мин:					
номинальная	2400	1920	1500	1400	1120
максимальная	5000	4000	2240	1800	2000
Крутящий момент не менее, Н · м	36,2	87,6	174	340	715
Полный КПД η	0,88	0,82	0,87	0,87	0,86

Гидромоторы аксиально-поршневые типа Г15-2

Основные параметры	Г15-21Н	Г15-22Н	Г15-22М	Г15-23Н	Г15-23М	Г15-24Н	Г15-24М	Г15-25Н
Рабочий объем V_0 , см ³	11,2	20	20	40	40	80	80	160
Номинальный расход масла, л/мин	10,8	19,2	19,2	38,4	38,4	76,8	76,8	154
Давление на входе, МПа:								
номинальное	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3
максимальное	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
минимальное	0,5	0,5	1	0,5	1	0,5	1	0,5
Частота вращения вала n , об/мин:								
номинальная	960	960	960	960	960	960	960	960
максимальная	2400	2100	2100	1800	1800	1500	1500	1300
минимальная	40	30	40	20	30	20	20	20
Крутящий момент не менее, Н · м	9,4	16,7	14,7	33,3	29,4	66,7	58,8	133
Полный КПД η	0,87	0,87	0,8	0,87	0,8	0,87	0,8	0,87

Гидромоторы шестеренные ГМШ

Основные параметры	ГМШ-10	ГМШ-32-3	ГМШ50У-3	ГМШ50-3	ГМШ-100
Рабочий объем V_o , см ³	12,5	32	49,1	50	100
Давление на входе, МПа:					
номинальное	10	16	14	16	16
максимальное	12,5	17,5	16	17,5	17,5
Частота вращения вала n , об/мин:					
номинальная	3780	1500	1500	1500	1500
максимальная	4800	1920	1920	1920	1920
минимальная	750	500	500	500	500
Крутящий момент не менее, Н · м:	13,53	69,79	93	108,11	213,85
Полный КПД η	0,78	0,8	0,78	0,8	0,8

Высокомоментные гидромоторы типа МР

Основные параметры	МР450	МР700	МР1100	МР1800	МР2800	МР4500	МР7000
Рабочий объем V_o , см ³	452	707	1 126	1 809	2 780	4 500	6 993
Номинальный расход масла, л/мин	62	90	119	153	176	192	222
Давление на входе, МПа:							
номинальное	21	21	21	21	21	21	21
максимальное	25	25	25	25	25	25	25
Частота вращения вала n , об/мин:							
минимальная	1,5	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
номинальная	140	120	100	80	60	40	30
максимальная	400	340	280	220	170	120	80
Крутящий момент не менее, Н · м:	1 650	2 570	4 160	6 700	10 300	15 480	25 600
Полный КПД η	0,84	0,85	0,8	0,85	0,85	0,85	0,85

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

Технические характеристики рабочих жидкостей (масел)

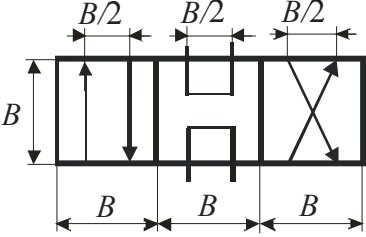
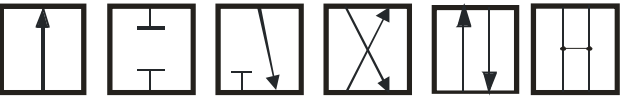
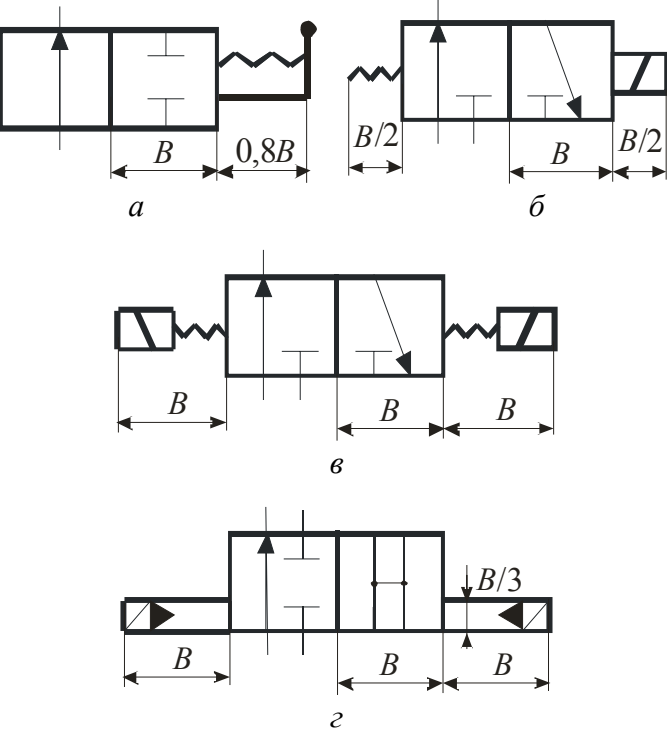
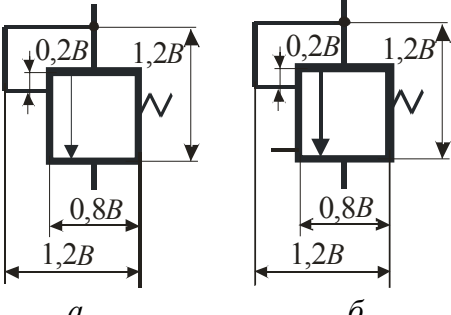
Марка масла	ГОСТ или ТУ	Плотность при $t = 50^{\circ}\text{C}$, кг/м^3	Кинематическая вязкость при $t = 50^{\circ}\text{C}$, $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	Температура, $^{\circ}\text{C}$		Диапазон применения t , $^{\circ}\text{C}$
				вспышки	застывания	
Индустриальное:						
И-20	ГОСТ 20799-75	885	20	180	-15	-5...85
И-25		890	25	180	-15	-5...85
И-30		890	30	2190	-15	-5...85
И-40		895	40	200	-15	-5...90
И-50		910	50	200	-20	-10...9
И-70		910	70	200	-10	0...90
И-100		920	100	210	-10	0...90
АМГ-10	ГОСТ 6794-75	870	10	90	-70	-50...60
ВМГЗ	ТУ 38-1196-68	860	10	135	-60	-40...65
МГ-30	ТУ 38-1-01-50-70	980	30	190	-35	-10...85
МГ-20		985	20	180	-40	-15...80
ИС-30	ГОСТ 8675-65	915	30	190	-15	-5...80
Турбинное:	ГОСТ 32-74					
22	ГОСТ 32-74		22	180	-15	-5...85
30		900	30	180	-10	0...90
46			46	195	-10	0...90
ДП-8	ГОСТ 5304-50	885	52	200	-25	-20...50
ДП-11		890	82	190	-15	-10...90

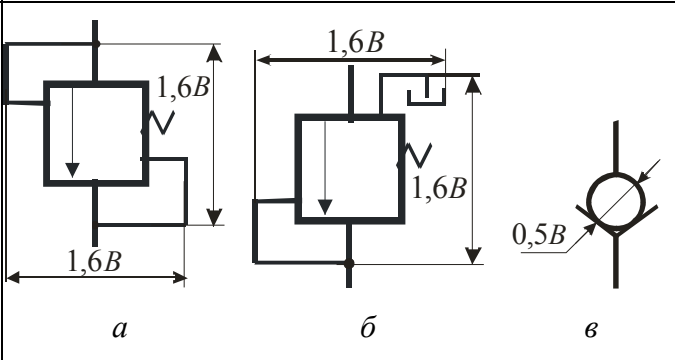
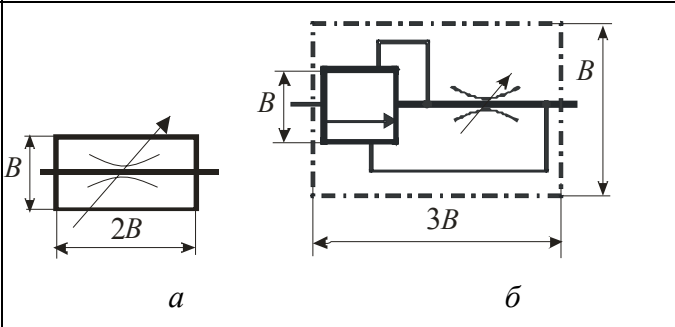
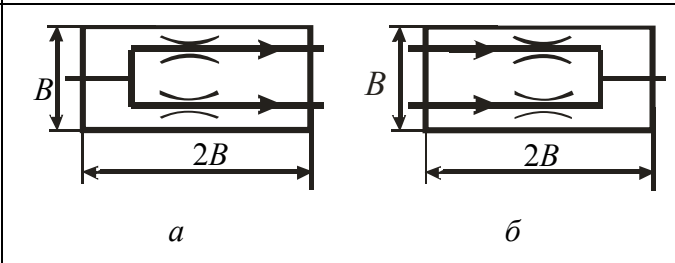
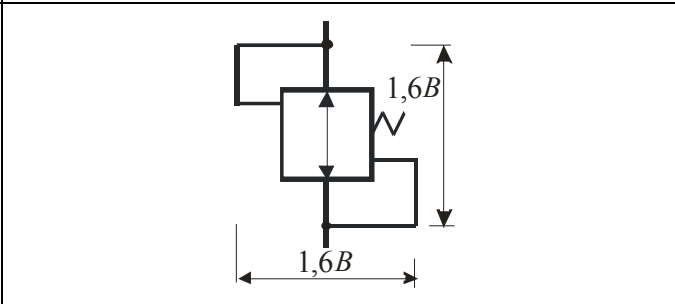
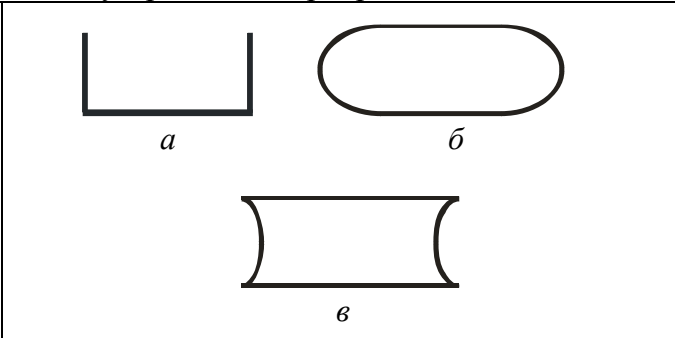
Условные графические обозначения

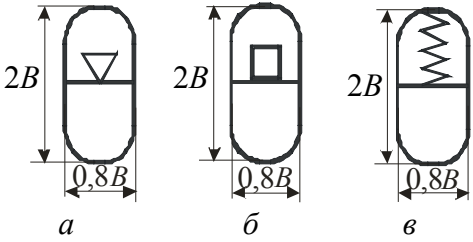
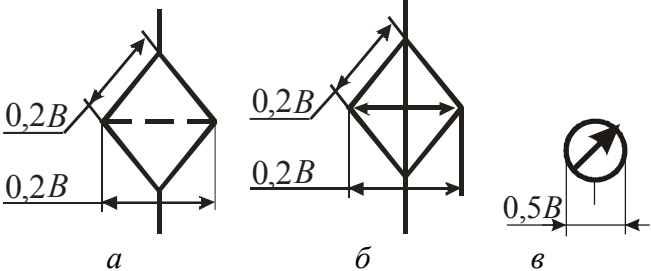
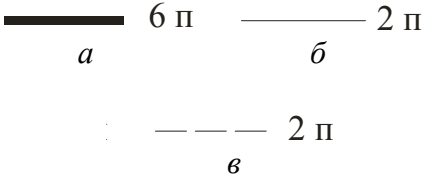


Условные графические обозначения насосов и двигателей на гидравлических схемах установлены ГОСТ 2.782-68, элементов гидравлических сетей – ГОСТ 2.780-68, распределительной и регулирующей гидравлической аппаратуры – ГОСТ 2.781-68, элементов трубопроводов – ГОСТ 2.784-70.

Наименование	Обозначения
Гидравлические насосы и двигатели	
Насос с постоянной подачей: <i>a</i> – с постоянным потоком; <i>б</i> – с реверсивным потоком	
Насос с регулируемой подачей: <i>a</i> – с постоянным потоком; <i>б</i> – с реверсивным потоком	
Гидромотор нерегулируемый: <i>a</i> – с постоянным потоком; <i>б</i> – с реверсивным потоком	
Гидромотор регулируемый: <i>a</i> – с постоянным потоком; <i>б</i> – с реверсивным потоком	
Насос-мотор: <i>a</i> – нерегулируемый; <i>б</i> – регулируемый	

Наименование	Обозначения
<p>Насос:</p> <p><i>a</i> – шестеренный; <i>б</i> – винтовой; <i>в</i> – пластинчатый; <i>г</i> – радиально-поршневой; <i>д</i> – аксиально-поршневой; <i>е</i> – центробежный</p>	
<p>Цилиндр:</p> <p><i>a</i> – одностороннего действия; <i>б</i> – двухстороннего действия; <i>в</i> – с односторонним торможением; <i>г</i> – с двухсторонним торможением; <i>д</i> – плунжерный; <i>е</i> – телескопический; <i>ж</i> – с двухсторонним штоком</p>	

Наименование	Обозначения
Направляющая гидроаппаратура	
<p>Распределитель четырехходовой трехпозиционный (4/3) без указания вида управления</p>	
<p>Изображение проходов в распределителе</p>	
<p>Распределитель двухпозиционный с управлением: <i>a</i> – от рукоятки; <i>б</i> – от электромагнита с пружинным возвратом; <i>в</i> – от двух электромагнитов; <i>г</i> – электрогидравлическим</p>	
Контрольно-регулирующая аппаратура	
<p>Клапан предохранительный: <i>a</i> – прямого действия; <i>б</i> – управляемый гидравлически</p>	

Наименование	Обозначения
<p>Клапан: <i>a</i> – дифференциальный или напорный золотник; <i>б</i> – редуционный; <i>в</i> – обратный</p>	
<p>Дроссель: <i>a</i> – регулируемый; <i>б</i> – с регулятором давления</p>	
<p>Делитель (<i>a</i>) и сумматор (<i>б</i>) потока</p>	
<p>Ограничитель расхода</p>	
<p>Вспомогательные устройства гидропривода</p>	
<p>Бак: <i>a</i> – под атмосферным давлением; <i>б</i> – под избыточным давлением; <i>в</i> – под вакуумным давлением</p>	

Наименование	Обозначения
Аккумулятор: <i>a</i> – газогидравлический; <i>б</i> – грузовой; <i>в</i> – пружинный	
Фильтр (<i>a</i>), теплообменник (<i>б</i>), манометр (<i>в</i>)	
Элементы трубопроводов	
Линии связи: <i>a</i> – всасывания, напора, слива; <i>б</i> – управления; <i>в</i> – дренажные	
Соединения линий связи	
Перекрещивание линий связи	

ПРИЛОЖЕНИЕ 12

Бланк задания на курсовую работу

Учреждение образования «БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет _____
Кафедра энергосбережения, гидравлики и теплотехники
Специальность _____
Специализация _____

«УТВЕРЖДАЮ»

Заведующий кафедрой

« » _____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ на курсовую работу

студенту(ке) _____

1. Тема «Расчет химического трубопровода и исследование режимов его работы»

2. Срок защиты _____

3. Исходные данные:

а) схема трубопроводной системы № _____;

б) длина всасывающего и нагнетательного трубопроводов $l_{вс} = \underline{\hspace{1cm}}$ м, $l_{н} = \underline{\hspace{1cm}}$ м;

в) давление на поверхности жидкости в нижнем (питающем) и верхнем (приемном) резервуарах $p_1 = \underline{\hspace{1cm}}$ МПа, $p_2 = \underline{\hspace{1cm}}$ МПа;

г) геодезическая отметка поверхности жидкости в нижнем (питающем) и верхнем (приемном) резервуарах $z_1 = \underline{\hspace{1cm}}$ м, $z_2 = \underline{\hspace{1cm}}$ м;

д) максимальный расход жидкости в трубопроводной системе $Q = \underline{\hspace{1cm}}$ м³/с;

е) перемещаемая жидкость и ее концентрация _____;

ж) температура перемещаемой жидкости $t = \underline{\hspace{1cm}}$ °С.

4. Содержание пояснительной записки курсовой работы (перечень вопросов, подлежащих разработке): выбрать материал труб; произвести расчет обоих трубопроводов; определить потребный напор; произвести проверочный расчет

толщины стенки нагнетательного трубопровода; подобрать центробежный насос и провести исследование режимов его работы на заданный один и два трубопровода; определить условия работы двух последовательно и двух параллельно соединенных насосов; провести анализ эффективности различных способов регулирования режима работы насоса; определить допустимую высоту всасывания.

5. Перечень графического (иллюстрационного) материала (с точным указанием обязательных чертежей, графиков и др.): чертеж трубопроводной системы с насосной подачей жидкости в соответствии с размерами трубопроводов и выбранного насоса. _____

6. Консультанты (с указанием разделов) _____

7. Календарный график выполнения работы _____

8. Дата выдачи задания _____

Руководитель _____
подпись _____ инициалы и фамилия _____

Задание принял(а) к исполнению _____
дата и подпись студента(ки)

Схемы трубопроводной системы

Схема № 1

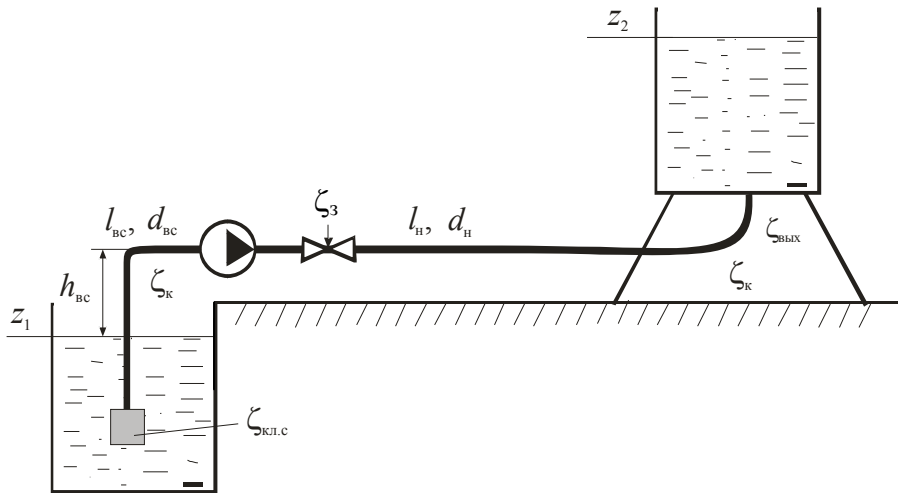


Схема № 2

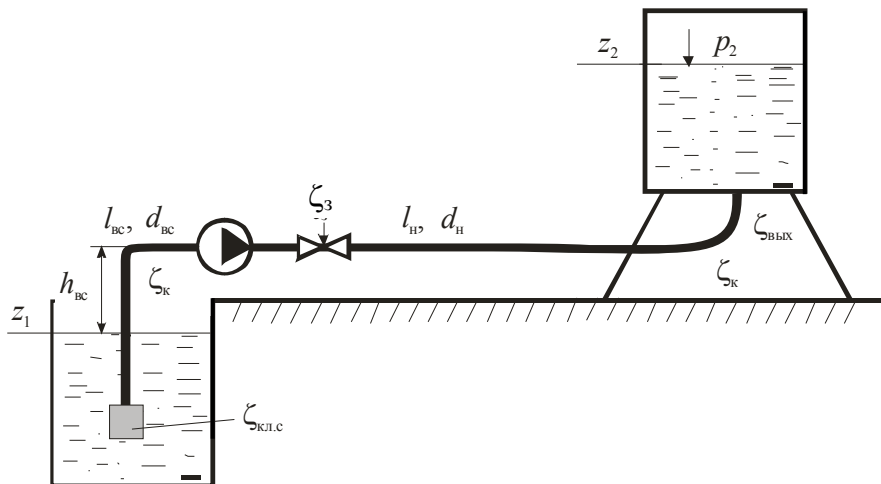


Схема № 3

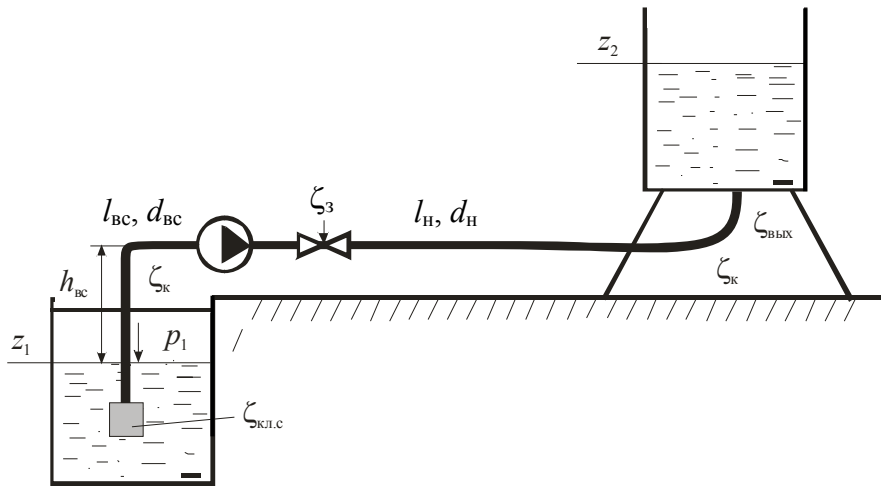
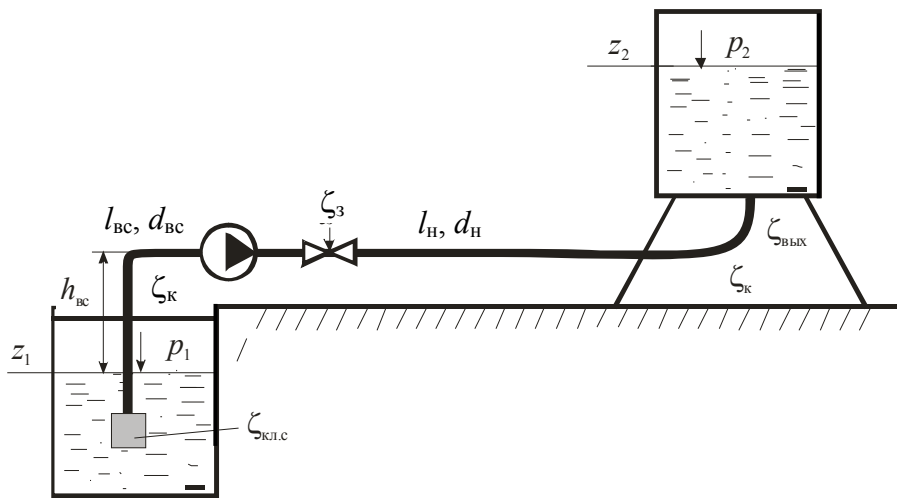


Схема № 4



ПРИЛОЖЕНИЕ 14

Коррозионная стойкость материалов

Таблица коррозионной стойкости материалов для различных жидкостей

Жидкость	Материал					
	алюми- ний	медь	чугун	сталь углеро- дистая	сталь хроми- стая	сталь хромо- никелевая
Вода техническая	3/с	4/у	6/у	6/у	5/с	2/с
Анилин	5/у	/н	6/с	5/с	/с	4/с
Бензол	5/с	3/с	6/с	5/с	2/с	2/с
Нитробензол	7/у	–	6/у	6/у	–	4/с
Метиловый спирт	1/с	3/с	4/с	4/с	/с	1/с
Этиловый спирт	/н	7/у	4/с	4/с	/с	1/с
Муравьиная кислота	/н	7/н	10/н	9/н	7/у	5/с
Толуол	/с	/с	6/с	5/с	/с	3/с
Уксусная кислота	5/с	7/у	9/н	9/н	7/у	5/с

Шкала коррозионной стойкости материалов

Группа стойкости	Бал стойкости	Скорость коррозии, мм/год
I – совсем стойкие	2	от 0,001 до 0,005
II – весьма стойкие	3	от 0,005 до 0,010
III – стойкие	4	от 0,01 до 0,05
	5	от 0,05 до 0,10
	6	от 0,1 до 0,5

ПРИЛОЖЕНИЕ 15

Динамическая вязкость жидкостей при различных температурах, мПа · с

Тем- пера- тура, °С	Жидкость									
	вода техническая	анилин	нитробензол	бензол	толуол	метиловый спирт 100%-ный	этиловый спирт 80%-ный	этиловый спирт 40%-ный	муравьиная кислота	уксусная кислота 50%-ная
0	1,79	10,20	3,09	0,91	0,77	0,82	3,69	7,14	–	4,35
10	1,31	6,50	2,46	0,76	0,67	0,68	2,71	4,39	2,25	3,03
20	1,00	4,40	2,01	0,65	0,59	0,58	2,01	2,91	1,78	2,21
30	0,80	3,12	1,69	0,56	0,52	0,51	1,53	2,02	1,46	1,70
40	0,66	2,30	1,44	0,49	0,47	0,45	1,20	1,48	1,22	1,35
50	0,55	1,80	1,24	0,44	0,42	0,40	0,97	1,13	1,03	1,11
60	0,47	1,50	1,09	0,39	0,38	0,35	0,79	0,89	0,89	0,92
80	0,36	1,10	0,87	0,32	0,32	0,29	0,57	0,60	0,68	0,65

ПРИЛОЖЕНИЕ 16

Плотность жидкостей при различных температурах, кг/м³

Температура, °С	Жидкость									
	вода техническая	анилин	нитробензол	бензол	толуол	метиловый спирт 100%-ный	этиловый спирт 80%-ный	этиловый спирт 40%-ный	муравьиная кислота	уксусная кислота 50%-ная
0	1000	1039	1223	900	884	810	857	947	1244	1074
10	999	1030	1213	890	875	801	850	941	1232	1066
20	998	1022	1203	879	866	792	843	935	1220	1058
30	995	1013	1193	869	857	783	836	929	1208	1050
40	992	1004	1183	858	847	774	828	923	1195	1042
50	988	996	1173	847	836	765	821	917	1183	1034
60	983	987	1163	836	828	756	813	910	1171	1026
80	972	969	1143	815	808	736	797	897	1147	1010

ПРИЛОЖЕНИЕ 17

Эквивалентная шероховатость стенок труб

Вид трубы	Состояние трубы	Δ_s , мм
Медная	Новая, технически гладкая	0,005
Алюминиевая	Новая, технически гладкая	0,035
Стальная бесшовная	Новая, чистая, тщательно уложенная	0,03
	После нескольких лет эксплуатации	0,2
Стальная сварная	Новая и чистая	0,05
	Умеренно заржавленная	0,50
	Старая заржавленная	1,0
Чугунная	Асфальтированная	0,18
	Новая	0,30
	Бывшая в употреблении	1,0
Рукава и шланги резиновые		0,03

ПРИЛОЖЕНИЕ 18

Значения коэффициентов местных сопротивлений

Вид местного сопротивления	ζ
Вход в трубу при острых кромках	0,5
Вход в трубу со скругленными кромками	0,05–0,2
Вход в трубу с приемной сеткой и клапаном	5–10
Внезапное расширение (вход в гидроаппарат)	0,8–0,9
Внезапное сужение (выход из гидроаппарата)	0,5–0,7
Выход из трубы под уровень	1,0
Резкий поворот трубы (колесо) на 90°	1,1
Плавный поворот трубы (отвод) на 90°	0,15
Задвижка при полном открытии	0,05–0,15
Вентиль	0,5–1,0
Обратный и предохранительный клапаны	2,0–3,0
Присоединительные штуцера и переходники	0,15
Распределительный золотник	2,0–4,0
Редукционный клапан	4,0–5,0
Прямоугольные тройники для разделения потоков	0,9–1,5
Прямоугольные тройники для объединения потоков	2,0–2,5

ПРИЛОЖЕНИЕ 19

Значения коэффициента местного сопротивления ζ_3 задвижки от степени ее открытия ε

ε	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ_3	200	77	33	11	4,70	2,35	1,23	0,67	0,31	0,11	0,05

ПРИЛОЖЕНИЕ 20

Давление насыщенных паров жидкостей при различных температурах, кПа

Темпе- ратура, °С	Жидкость								
	вода техническая	анилин	нитробензол	бензол	толуол	метилловый спирт	этиловый спирт	муравьиная кислота	уксусная кислота 50%-ная
0	0,61	–	6,66	14,66	0,20	4,00	0,53	2,67	0,40
10	1,23	–	5,06	11,33	1,60	6,66	3,20	4,00	0,80
20	2,34	0,07	3,86	10,00	2,97	12,00	5,85	5,34	1,47
30	4,24	0,15	3,07	7,60	4,80	20,00	10,00	8,00	2,66
40	7,37	0,27	2,47	6,53	7,33	30,66	16,00	12,00	4,26
50	12,33	0,51	2,00	5,33	10,66	61,32	26,67	20,00	6,67
60	19,91	0,93	1,60	4,53	16,00	66,65	40,00	28,00	10,66
80	47,33	2,27	1,13	3,33	32,00	–	86,65	58,65	24,00

ПРИЛОЖЕНИЕ 21

Рекомендуемые размеры жестких труб

Рекомендуемые размеры стальных водопроводных и электросварных труб

Трубы стальные водопроводные			Трубы стальные электросварные		
Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм	Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм
6	10,2	6,2	50	70	65
8	13,5	9,1	60	76	71
10	17,0	12,6	75	89	84
15	21,3	15,7	80	102	96
20	26,8	21,2	100	121	115
25	33,5	27,1	125	140	134
32	42,3	35,9	150	168	159
40	48,0	41,0	175	180	171
50	60,0	53,0	200	219	210
70	75,5	67,5	250	273	261
80	88,5	80,5	300	325	311
90	101,3	93,3	350	377	363
100	114,0	105,0	400	426	414
125	140,0	131,0	450	480	466
150	165,0	156,0	500	530	516
			600	630	616
			700	720	706
			800	820	804
			900	920	904
			1000	1020	1004
			1200	1220	1202
			1400	1420	1400
			1500	1520	1500
			1600	1620	1600

Рекомендуемые размеры стальных бесшовных труб при давлениях до 10 МПа ($d_{в}$ – внутренний диаметр, мм; δ – толщина стенки, мм)

$d_{в}$	δ		$d_{в}$	δ		$d_{в}$	δ		$d_{в}$	δ		$d_{в}$	δ	
	от	до		от	до		от	до		от	до		от	до
4	0,2	1,2	18	0,2	5,0	35	0,4	8,0	63	1,0	12,0	110	1,4	12
5	0,2	1,6	19	0,2	6,0	36	0,4	8,0	65	1,0	12,0	120	1,5	12
6	0,2	2,0	20	0,2	6,0	38	0,4	9,0	68	1,0	12,0	125	1,8	12
7	0,2	2,5	21	0,4	6,0	40	0,4	9,0	70	1,0	12,0	130	2,5	12
8	0,2	2,5	22	0,4	6,0	42	1,0	9,0	73	1,0	12,0	140	2,5	12
9	0,2	2,8	23	0,4	6,0	45	1,0	10,0	75	1,0	12,0	150	3,0	12
10	0,2	3,5	24	0,4	7,0	48	1,0	10,0	76	1,0	12,0	160	3,5	12
11	0,2	3,5	25	0,4	7,0	50	1,0	12,0	80	1,4	12,0	170	3,5	12
12	0,2	4,0	26	0,4	7,0	51	1,0	12,0	83	1,4	12,0	180	3,5	12
13	0,2	4,0	27	0,4	7,0	53	1,0	12,0	85	1,4	12,0	190	4,0	12
14	0,2	4,0	28	0,4	7,0	54	1,0	12,0	89	1,4	12,0	200	4,0	12
15	0,2	5,0	30	0,4	8,0	56	1,0	12,0	90	1,4	12,0			
16	0,2	5,0	32	0,4	8,0	57	1,0	12,0	95	1,4	12,0			
17	0,2	5,0	34	0,4	8,0	60	1,0	12,0	100	1,4	12,0			

Рекомендуемые размеры труб в зависимости от подачи при давлениях до 32 МПа

Подача, л/мин	Трубы напорные и сливные		
	внутренний диаметр, мм	толщина стенки, мм	масса 1 пог. м трубы, кг
До 5	8	2,0	0,49
5–10	12	3,0	1,11
10–30	16	3,0	1,41
30–60	20	4,0	2,37
60–100	23	4,5	3,05
100–140	25	5,0	3,70
140–200	28	5,0	4,07

ПРИЛОЖЕНИЕ 22

Шланги резиновые высокого давления с металлической оплеткой

Количество оплеток	Диаметр, мм		Максимальное рабочее давление, МПа	Масса 1 пог. м трубы, кг
	внутренний	наружный		
Одна	4	14,5	20,0	0,40
	6	16,5	19,0	0,45
	8	18,0	16,5	0,50
	10	20,5	14,0	0,55
	12	22,5	13,5	0,65
	14	24,5	10,5	0,75
	16	27,5	9,0	0,85
Две	4	17,0	30,0	0,50
	6	19,0	28,0	0,60
	8	21,0	25,0	0,70
	10	23,0	21,5	0,80
	12	25,0	21,0	0,90
	14	27,0	17,5	1,00
	16	29,0	16,5	1,10
	18	32,0	15,5	1,20
	20	34,0	15,0	1,35
Три	25	46,0	15,0	2,70
	27	48,0	14,0	3,00
	32	53,0	12,0	3,20
	38	60,0	10,5	3,55

ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедев, Н. И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности / Н. И. Лебедев. – М.: Лесная пром-сть, 1986. – 293 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник / Т. М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
3. Юшкин, В. В. Основы расчета объемного гидропривода / В. В. Юшкин. – Минск: Выш. шк., 1982. – 93 с.
4. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
5. Осипов, П. Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод: учеб. пособие / П. Е. Осипов – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Лесная пром-сть, 1981. – 424 с.
6. Гидравлика и гидропривод: учебник / В. Г. Гейер [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1991. – 330 с.
7. Медведев, В. Ф. Гидравлика и гидравлические машины: учеб. пособие / В. Ф. Медведев. – Минск: Выш. шк., 1998. – 311 с.
8. Калинушкин, М. П. Гидравлические машины и холодильные установки: учебник / М. П. Калинушкин. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1973. – 223 с.
9. Альтшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости): учеб. пособие / А. Д. Альтшуль, П. Г. Киселев – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1975. – 328 с.
10. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: учеб. пособие / Б. Б. Некрасов [и др.]; под ред. Б. Б. Некрасова. – М.: Высш. шк., 1989. – 192 с.
11. Сборник задач по гидравлике и гидрогазодинамике для нефтяных вузов: учеб. пособие / под ред. Г. Д. Розенберга. – М.: Недра, 1990. – 238 с.
12. Примеры расчетов по гидравлике: учеб. пособие / под ред. А. Д. Альтшуля. – М.: Стройиздат, 1977. – 255 с.
13. Щемелев, А. М. Проектирование гидропривода машин для земляных работ / А. М. Щемелев. – Могилев: ММИ, 1995 – 322 с.
14. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: учеб. пособие / А. Ф. Андреев [и др.]; под ред. В. В. Гуськова. – Минск: Выш. шк., 1987. – 310 с.

15. Санкович, Е. С. Гидравлика, гидравлические машины, гидроприводы: учеб.-метод. пособие / Е. С. Санкович, А. Б. Сухоцкий. – Минск: БГТУ, 2005. – 137 с.
16. Васильченко, В. А. Гидравлический привод строительных и дорожных машин / В. А. Васильченко, Ф. М. Беркович. – М.: Стройиздат, 1978. – 166 с.
17. Коваль, П. В. Гидропривод горных машин / П. В. Коваль. – М.: Недра, 1967. – 387 с.
18. Осипов, П. Е. Гидропривод машин лесной промышленности и лесного хозяйства / П. Е. Осипов, В. С. Муратов. – М.: Лесная пром-сть, 1970. – 312 с.
19. Марутов, В. А. Эксплуатация и ремонт гидроприводов горнорудных машин / В. А. Марутов, А. Н. Погорельый. – М.: Недра, 1976. – 192 с.
20. Ковалевский, В. Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В. Ф. Ковалевский, Н. Т. Железняков, Ю. Е. Бейлин. – М.: Недра, 1973. – 502 с.
21. Марутов, В. А. Гидроцилиндры. Конструкция и расчет / В. А. Марутов, С. А. Павловский. – М.: Машиностроение, 1966. – 172 с.
22. Центробежные насосы типа АХ: каталог / ЦИНТИхимнефтемаш. – 2-е изд. – М., 1976. – 16 с.
23. Центробежные насосы типа ХБ (ХМС): каталог / ЦИНТИхимнефтемаш. – М., 1976. – 22 с.
24. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / ред. И. Н. Жесткова. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 3 – 859 с.
25. Багин, Ю. И. Справочник по гидроприводу машин лесной промышленности / Ю. И. Багин. – М.: Экология, 1993. – 352 с.
26. Богдан, Н. В. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин: учеб. пособие / Н. В. Богдан. – Минск: Урожай, 2002. – 427 с.
27. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы: справочник / В. К. Свешников. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.
28. Кондаков, Л. А. Уплотнения гидравлических систем / Л. А. Кондаков. – М.: Машиностроение, 1972. – 240 с.
29. Бим-Бад, Б. М. Атлас конструкций гидромашин и гидропередат: учеб. пособие / Б. М. Бим-Бад, М. Г. Кабаков, С. П. Степин. – М.: ИНФРА-М, 2004. – 135 с.
30. Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 283 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
1. Курсовая работа на тему «Расчет объемного гидропривода с дроссельным регулированием»	7
1.1. Общие положения	7
1.1.1. Основные сведения о гидроприводах	7
1.1.2. Задание на проектирование для студентов очной формы обучения	9
1.1.3. Задание на проектирование для студентов заочной формы обучения	10
1.1.4. Анализ условий и режимов работы гидропривода	12
1.2. Расчет гидроцилиндра	12
1.2.1. Расчет конструктивных параметров гидроцилиндра	13
1.2.2. Расчет гидроцилиндра на прочность	16
1.2.3. Уплотнение поршня и штока	18
1.3. Расчет гидромотора	21
1.4. Выбор рабочей жидкости и основного оборудования гидропривода	24
1.4.1. Выбор рабочей жидкости	24
1.4.2. Выбор гидроаппаратуры	25
1.4.3. Определение утечек жидкости и рабочего расхода в напорной линии	29
1.4.4. Выбор трубопроводов	30
1.4.5. Расчет гидролиний	32
1.4.6. Определение давления на входе в напорную линию и предварительный выбор насоса	34
1.4.7. Обоснование способа регулирования скорости выходного звена гидропривода	36
1.4.8. Разработка принципиальной схемы гидропривода	39
1.5. Построение характеристики гидропривода	40
1.5.1. Характеристики насоса	40
1.5.2. Характеристики гидропривода и предохранительного клапана	42

1.5.3. Размещение дросселя (регулятора скорости) на напорной или сливной линии	44
1.5.4. Размещение дросселя (регулятора скорости) на ответвлении от напорной линии	46
1.5.5. Определение КПД гидропривода	48
1.5.6. Определение скорости поршня гидроцилиндра для нерабочего режима	48
1.6. Выбор вспомогательного оборудования	48
1.6.1. Гидробак	48
1.6.2. Теплообменник	50
1.7. Расчет металлоемкости гидропривода	52
1.8. Функциональный анализ гидропривода	52
1.8.1. Разработка графической модели	54
1.8.2. Разработка математической модели	55
1.8.3. Анализ эффективности гидропривода	59
2. Курсовая работа на тему «Расчет химического трубопровода, подбор насоса и исследование режимов его работы»	61
2.1. Задание на проектирование	62
2.2. Выбор материала трубопровода	64
2.3. Определение диаметра трубопровода	64
2.4. Расчет потребного напора	65
2.5. Проверочный расчет толщины стенок труб	66
2.6. Подбор центробежного насоса и исследование режимов его работы	67
2.6.1. Определение условий работы насоса на один нагнетательный трубопровод	69
2.6.2. Определение режима работы насоса на два нагнетательных трубопровода	70
2.6.3. Последовательное соединение двух насосов	72
2.6.4. Параллельное соединение двух насосов	74
2.7. Способы регулирования режимов работы насоса и их анализ	76
2.7.1. Регулирование дросселированием	76
2.7.2. Регулирование изменением частоты вращения насоса	78
2.8. Определение допустимой высоты всасывания насоса	80
	139

Приложение 1. Бланк задания на курсовую работу для студентов очной формы обучения	83
Приложение 2. Схемы гидроприводов в задание для студентов очной формы обучения	85
Приложение 3. Бланк задания на курсовую работу для студентов заочной формы обучения	98
Приложение 4. Схемы гидроприводов в задание для студентов заочной формы обучения	100
Приложение 5. Кольца резиновые круглые для уплотнения подвижных и неподвижных соединений гидравлических систем	113
Приложение 6. Уплотнение гидравлических систем металлическими кольцами	114
Приложение 7. Уплотнение гидравлических систем шевронными манжетами	114
Приложение 8. Уплотнение гидравлических систем манжетами U-образной формы	115
Приложение 9. Технические характеристики гидромоторов	116
Приложение 10. Технические характеристики рабочих жидкостей (масел)	118
Приложение 11. Условные графические обозначения	119
Приложение 12. Бланк задания на курсовую работу	124
Приложение 13. Схемы трубопроводной системы	126
Приложение 14. Коррозийная стойкость материалов	128
Приложение 15. Динамическая вязкость жидкостей при различных температурах, мПа · с	129
Приложение 16. Плотность жидкостей при различных температурах, кг/м ³	130
Приложение 17. Эквивалентная шероховатость стенок труб	130
Приложение 18. Значения коэффициентов местных сопротивлений	131
Приложение 19. Значения коэффициента местного сопротивления ζ задвижки от степени ее открытия ϵ	131
Приложение 20. Давление насыщенных паров жидкостей при различных температурах, кПа	132
Приложение 21. Рекомендуемые размеры жестких труб	133
Приложение 22. Шланги резиновые высокого давления с металлической оплеткой	135
Литература	136

Учебное издание

Санкович Евгений Савельевич
Сухоцкий Альберт Борисович

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД

Учебно-методическое пособие

Редактор *Р. М. Рябая*
Компьютерная верстка *Е. В. Ильченко*
Корректор *Р. М. Рябая*

Подписано в печать 07.09.2011. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 8,2. Уч.-изд. л. 8,5.
Тираж 300 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
ЛИ № 02330/0549423 от 08.04.2009.
ЛП № 02330/0150477 от 16.01.2009.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.