



РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Екатеринбург
УГЛТУ
2024

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
«Уральский государственный лесотехнический университет»
(УГЛТУ)

Кафедра транспортных систем (ТС)
Кафедра управления в технических системах и инновационных
технологиях (УТСиИТ)

РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Методические указания и контрольные задания для обучающихся по специальности «Наземные транспортно-технологические средства» и направлению «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», по дисциплинам «Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования», «Гидравлические и пневматические системы автомобилей и тракторов»
Для очной и заочной формы обучения

Печатается по рекомендации методической комиссии
Инженерно-технического института УГЛТУ.

Протокол № 2 от 5 октября 2023 г.

Авторы: В. М. Халтурин, С. В. Звягин, О. Б. Пушкарева, А. П. Пупышев,
Д. В. Родионов

Рецензент – доцент кафедры УТСиИТ УГЛТУ, канд. техн. наук
А. И. Сафронов

Предназначены для всех обучающихся, осваивающих образовательные программы всех направлений и специальностей высшего образования, реализуемых в УГЛТУ.

Редактор В. Д. Билык
Оператор компьютерной верстки Т. В. Упорова

Подписано в печать 04.12.2024

Плоская печать

Формат 60x84/16

Поз. 26

Заказ №

Печ. л. 2,79

Тираж 10 экз.

Редакционно-издательский сектор РИО УГЛТУ
Сектор оперативной полиграфии РИО УГЛТУ

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
1. Общие указания к выполнению контрольной работы	6
2. Задания для контрольной работы	8
Задание 1	8
Задание 2	10
Задание 3	12
Задание 4	14
Задание 5	16
Задание 6	18
Задание 7	20
Задание 8	22
Задание 9	24
Задание 10	26
3. Порядок расчета нерегулируемого объемного гидропривода возвратно- поступательного движения	28
3.1. Выбор рабочего давления в гидросистеме	28
3.2. Определение расчетного давления в гидроцилиндре, МПа:	28
3.3. Определение диаметра цилиндра D и штока d	28
3.4. Определение расхода рабочей жидкости в гидроцилиндре	30
3.5. Определение потребной подачи насоса, м ³ /с:	31
3.6. Определение наибольшего $Q_{наиб}$ и наименьшего $Q_{наим}$ расходов рабочей жидкости (для гидроцилиндров двухстороннего действия)..	31
3.7. Выбор диаметров трубопроводов.....	32
3.8. Выбор рабочей жидкости	33
3.9. Выбор гидроаппаратуры	33
3.9.1. Выбор реверсивного золотникового распределителя	33
3.9.2. Выбор дросселя	34
3.9.3. Выбор фильтра	34
3.9.4. Выбор предохранительного клапана	35
3.9.5. Выбор остальных гидроаппаратов, входящих в гидросистему	35
3.10. Определение потерь давления в гидролиниях	35
3.11. Определение усилий трения в гидродвигателе (один или два гидроцилиндра)	36
3.12. Определение величины давления нагнетания.....	37
3.13. Выбор насоса	39
3.14. Определение объемных потерь (утечек) жидкости.....	39
3.15. Определение гидравлических потерь в гидросистеме во время рабочего хода.....	40
3.16. Определение КПД гидропривода	40
4. Порядок расчета гидропривода	42

4.1. Выбор типа гидромотора.....	42
4.2. Определение расходов жидкости через гидромотор.....	42
4.3. Выбор диаметров трубопроводов, рабочей жидкости, гидроаппаратуры; определение потерь напора в гидролиниях; выбор насоса.....	43
4.4. Определение кпд гидропривода при максимальной частоте вращения гидромотора	43
5. Тепловой расчет гидросистемы	45
Библиографический список.....	47

ВВЕДЕНИЕ

Известно, что с помощью гидропривода проще, надежнее и эффективнее механизировать и автоматизировать многие технологические процессы, поэтому гидравлические системы широко используются в транспортно-технологических машинах и оборудовании. Так, например, гидроприводами снабжены лесозаготовительные машины ЛП-19, ЛТ-173, ЛТ-65Б и др.

Методические указания к выполнению контрольной работы направлены на изучение основных методов расчета гидросистем и их практическое применение.

Задания для контрольной работы составлены для самостоятельной работы обучающихся, с учетом будущей деятельности и базируются на гидросистемах реальных машин.

Полученные знания при выполнении контрольной работы являются основой для изучения гидроприводов машин любой отрасли.

1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Контрольная работа по объемному гидроприводу состоит из расчетной и графической частей. Расчетная часть содержит 8–10 листов и оформляется в виде расчетно-пояснительной записки в соответствии с требованиями стандартов Единой системы конструкторской документации по ГОСТ 2–102–68.

Контрольная работа должна иметь следующие разделы:

- оглавление;
- введение;
- исходные данные для расчета и рисунок схемы гидропривода;
- описание работы гидросистемы;
- проектировочный расчет с нахождением основных характеристик гидропривода;
- тепловой расчет гидросистемы;
- список использованных источников.

Контрольную работу каждый обучающийся выполняет по индивидуальному заданию. Номера заданий устанавливаются по данным из табл. 1 и 2.

Таблица 1

Номера заданий для специальности 23.05.01

Первые буквы фамилий обучающихся	А, Б, В, Г	Д, Е, Ж	З, И, К	Л, М, Н	О, П, Р, С	Т, У, Ф, Х, Ц	Ч, Ш, Щ, Э, Ю, Я
Номера заданий	1	2	3	4	5	6	7

Таблица 2

Номера заданий для направления 23.03.03

Первые буквы фамилий обучающихся	А,Б,В,Г,Д,Е,Ж,З,И	К,Л,М,Н,О,П,Р,С	Т,У,Ф,Х,Ц,Ч,Ш,Щ,Э,Ю,Я
Номера заданий	8	9	10

Номер варианта заданий устанавливается по последней цифре номера зачетной книжки студента. В задании даны основные величины, необходимые для расчета гидропривода.

Некоторыми величинами при расчете необходимо задаться самостоятельно, исходя из условий работы гидропривода и его функций в данном механизме.

Незаданными величинами могут быть:

- температурные условия, в которых работает гидропривод;
- длины участков трубопроводов от одного элемента гидросистемы до другого;
- вид рабочей жидкости;
- вид и материалы уплотнений и т. д.

В большинстве заданий предполагается, что гидропривод работает в условиях постоянной нагрузки на гидродвигатель, т. е. в заданиях даны простейшие случаи применения гидропривода, но они служат основой для других, более сложных.

2. ЗАДАНИЯ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Задание 1

Произвести расчет гидросистемы, приведенной на рис. 1, по исходным данным из табл. 3.

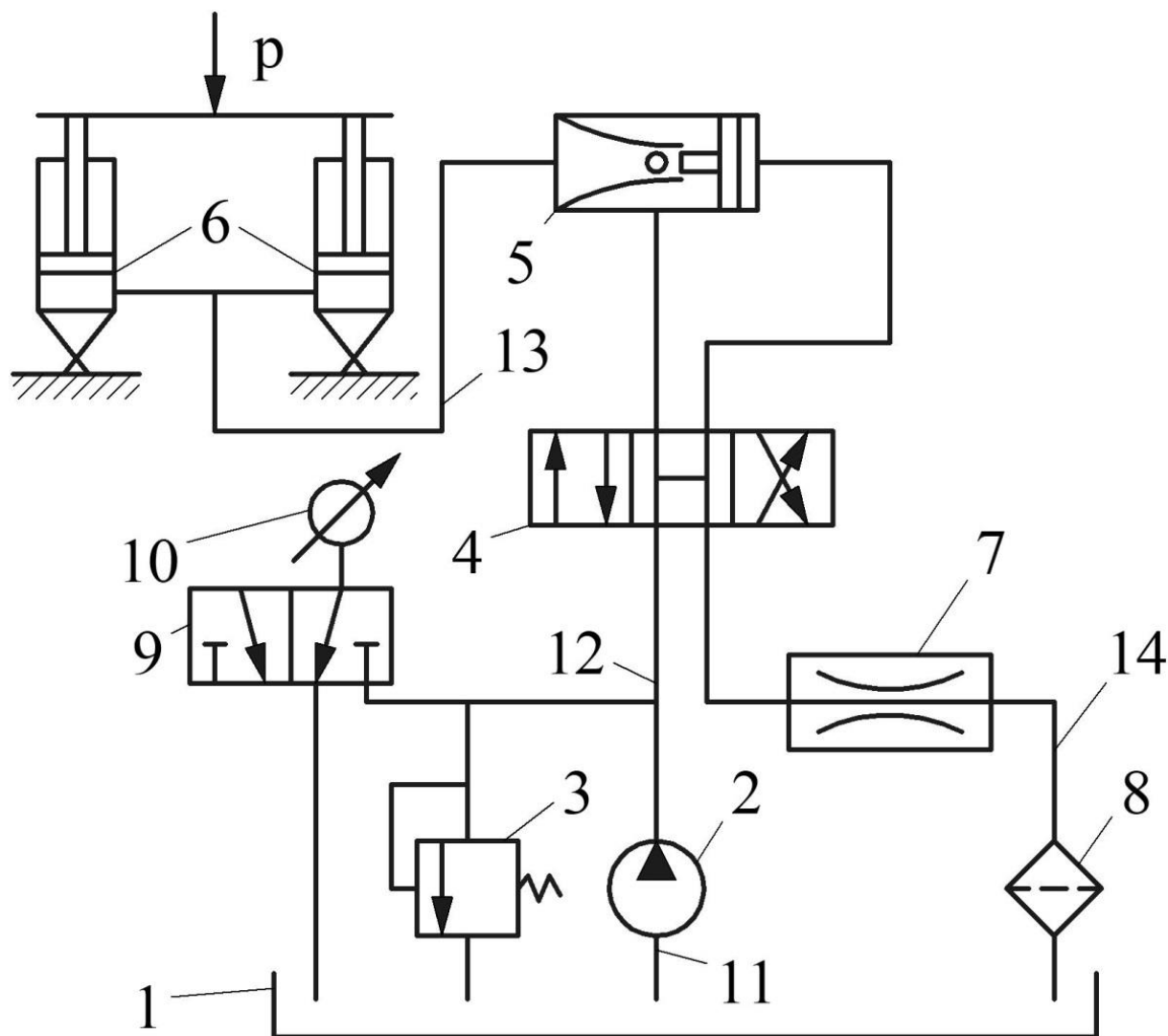


Рис. 1. Схема гидравлическая принципиальная подъема стола двумя гидроцилиндрами: 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – клапан предохранительный; 4 – гидрораспределитель; 5 – гидрозамок; 6 – гидроцилиндр; 7 – дроссель; 8 – фильтр; 9 – кран управления манометром; 10 – манометр; 11 – всасывающая линия; 12 – напорная линия; 13 – исполнительная линия; 14 – сливная линия

Таблица 3

Исходные данные к заданию 1

Параметры гидропривода	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P – полезное усилие, кН	10	15	20	25	30	35	40	12	27	18
$V_{р.х.}$ – скорость рабочего хода, м/с	0,08	0,05	0,1	0,2	0,03	0,05	0,04	0,15	0,1	0,06
$V_{х.х.}$ – скорость холостого хода, м/с	0,2	0,3	0,2	0,1	0,25	0,2	0,1	0,4	0,3	0,4
Напорная линия: длина l_H , м	6	4	6	8	2	3	5	4	2	3
количество прямых колен на угол 90°	4	3	2	5	4	6	2	4	2	5
количество тройников	2	3	1	2	3	1	1	2	3	2
Исполнительная линия: длина $l_{ис}$, м	2	1	2	1	3	2	1	3	4	2
количество плавных колен на угол 90°	3	2	4	2	2	3	4	1	2	3
количество штуцеров	2	3	3	2	1	2	3	2	1	2
Сливная линия: длина $l_{сл}$, м	5	4	5	7	4	2	3	4	2	4
количество прямых колен на угол 90°	1	3	4	5	3	2	3	2	4	3
Температура рабочей жидкости t , $^\circ\text{C}$	60	50	45	55	65	50	45	50	60	65
Температура воздуха t , $^\circ\text{C}$	-10	-5	5	5	10	-10	15	20	0	10

Задание 2

Произвести гидравлический расчет гидросистемы зажима бревна гидравлической тележкой ПРТ8-2 (рис. 2) по данным табл. 4.

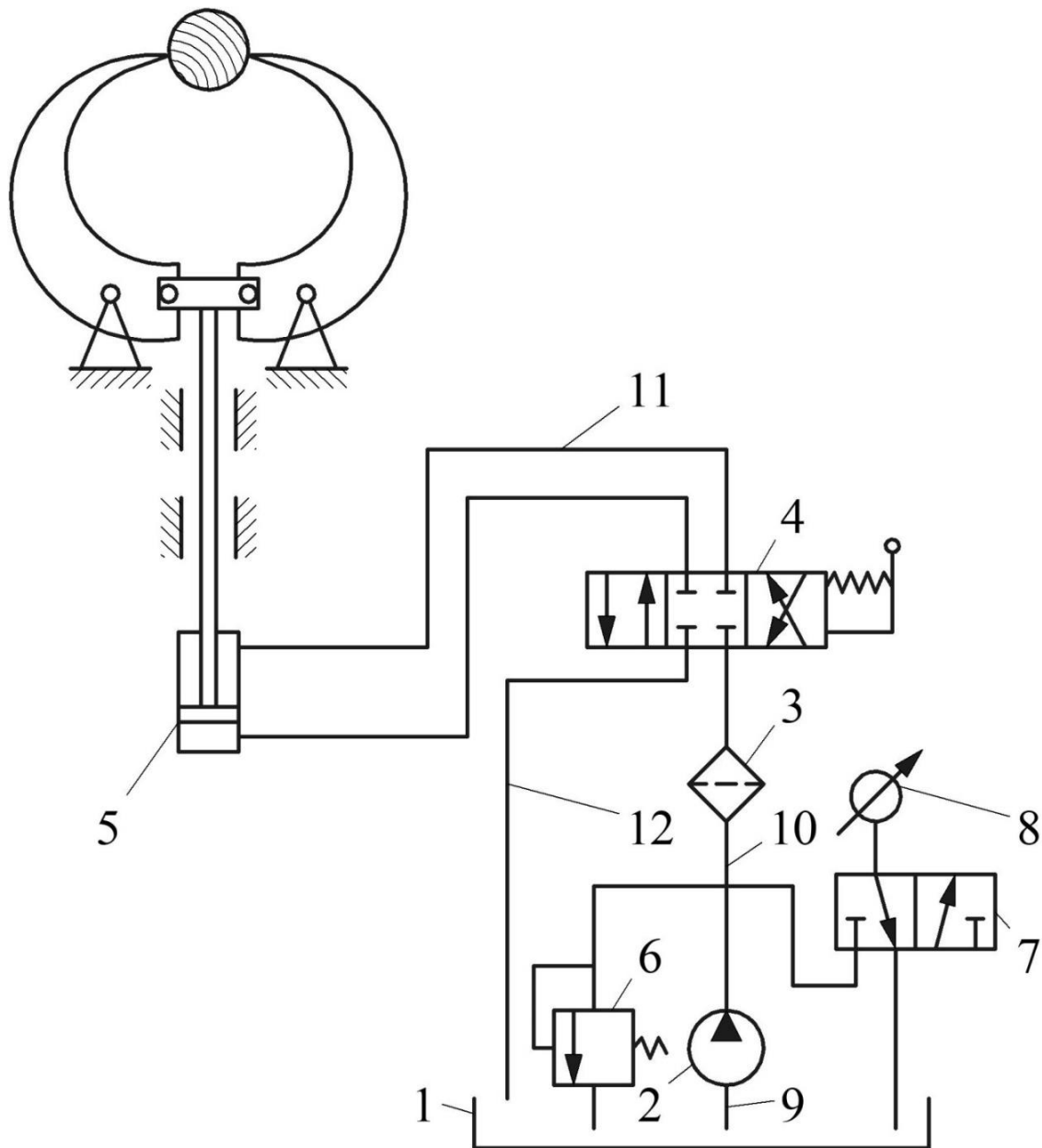


Рис. 2. Схема гидравлическая принципиальная механизма зажима бревна гидравлической тележке ПРТ8-2: 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – фильтр; 4 – гидрораспределитель; 5 – гидроцилиндр; 6 – клапан предохранительный; 7 – золотник включения манометра; 8 – манометр; 9 – всасывающая линия; 10 – напорная линия; 11 – исполнительная линия; 12 – сливная линия

Таблица 4

Исходные данные к заданию 2

Параметры гидропривода	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P – полезное усилие, кН	10	15	20	25	30	40	18	35	8	12
$V_{p.x.}$ – скорость рабочего хода, м/с	0,05	0,08	0,06	0,03	0,1	0,04	0,15	0,02	0,2	0,25
$V_{x.x.}$ – скорость холостого хода, м/с	0,08	0,05	0,05	0,06	0,2	0,06	0,03	0,07	0,25	0,04
Длина напорной линии l_H , м	5	7	6	8	4	6	8	5	3	8
Длина исполнительной линии $l_{ис}$, м	4	3	4	4	5	4	3	3	2	4
Длина сливной линии $l_{сл}$, м	6	5	4	6	4	5	4	4	3	6
Местные потери напора в процентах от линейных	30	40	50	40	55	50	40	60	35	45
Температурные условия	Задаться самостоятельно									

Задание 3

Произвести гидравлический расчет гидросистемы с дроссельным регулированием скорости (рис. 3) по данным табл. 5.

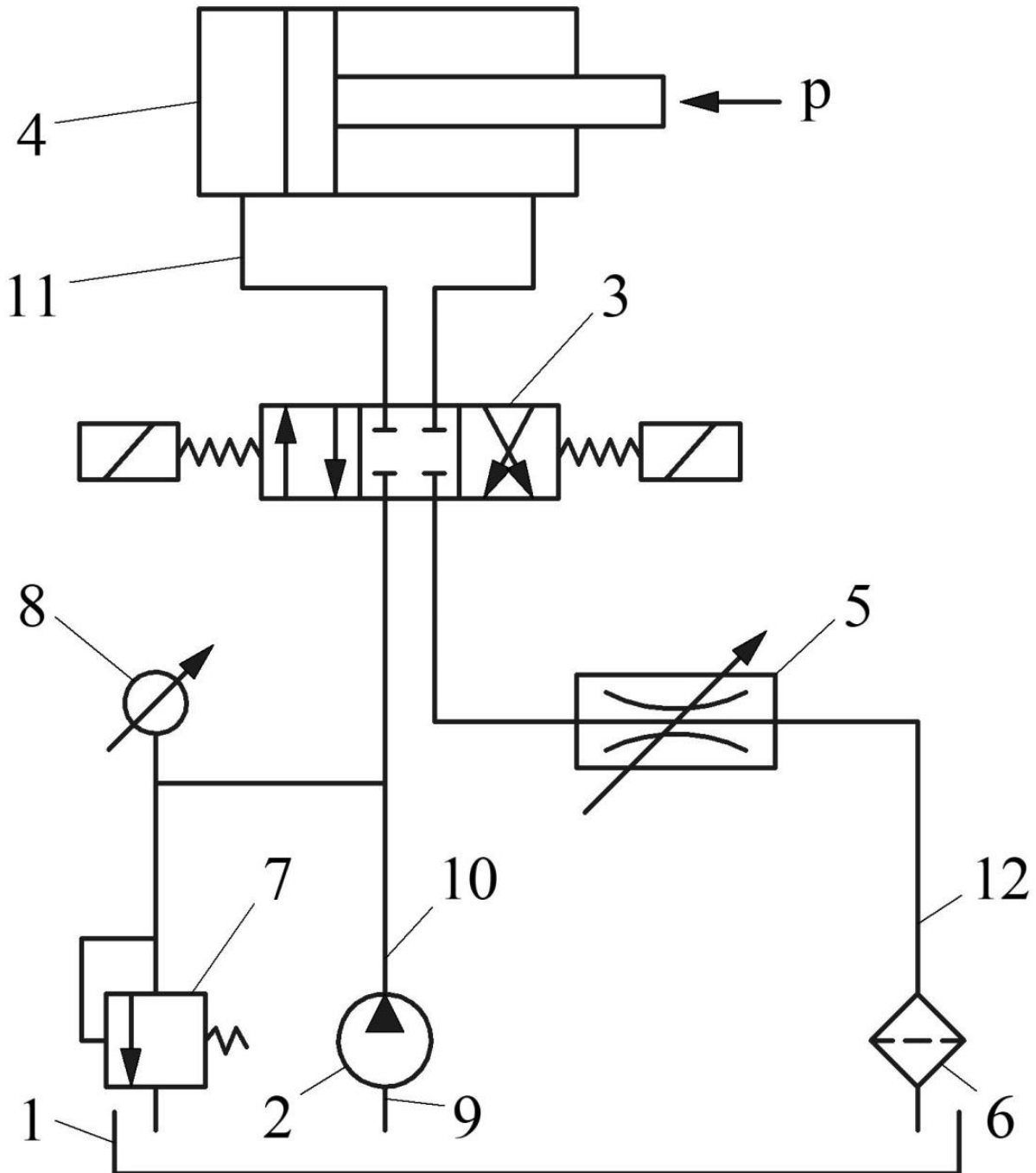


Рис. 3. Схема гидравлическая принципиальная дроссельного регулирования скорости рабочего и холостого хода поршня гидроцилиндра:

- 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – гидрораспределитель; 4 – гидроцилиндр;
- 5 – дроссель; 6 – фильтр; 7 – клапан предохранительный; 8 – манометр;
- 9 – всасывающая линия; 10 – напорная линия; 11 – исполнительная линия;
- 12 – сливная линия

Таблица 5

Исходные данные к заданию 3

Параметры гидропривода	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P – усилие на штоке гидроцилиндра, кН	10	15	20	25	8	30	35	28	38	12
Число рабочих циклов в секунду	0,01	0,02	0,03	0,01	0,03	0,04	0,01	0,015	0,02	0,08
S_n – ход поршня, м/с	0,4	0,8	0,6	0,5	0,7	0,6	0,8	0,4	1,0	0,25
Длина напорной линии l_n , м	6	4	3	2	5	8	6	4	5	3
Длина исполнительной линии $l_{ис}$, м	3	2	3	1	4	3	2	2	1,5	2,5
Длина сливной линии $l_{сл}$, м	6	5	4	3	6	5	4	5	4	3
Местные потери напора в процентах от линейных	40	50	35	45	50	30	35	40	30	50
Температура рабочей жидкости t, °C	50	60	65	70	45	50	55	40	45	50
Температура воздуха t, °C	-10	10	-5	15	-15	-20	10	15	-20	20

Задание 4

Произвести гидравлический расчет объемного гидропривода механизма подачи круглопильного станка (рис. 4) по данным табл. 6.

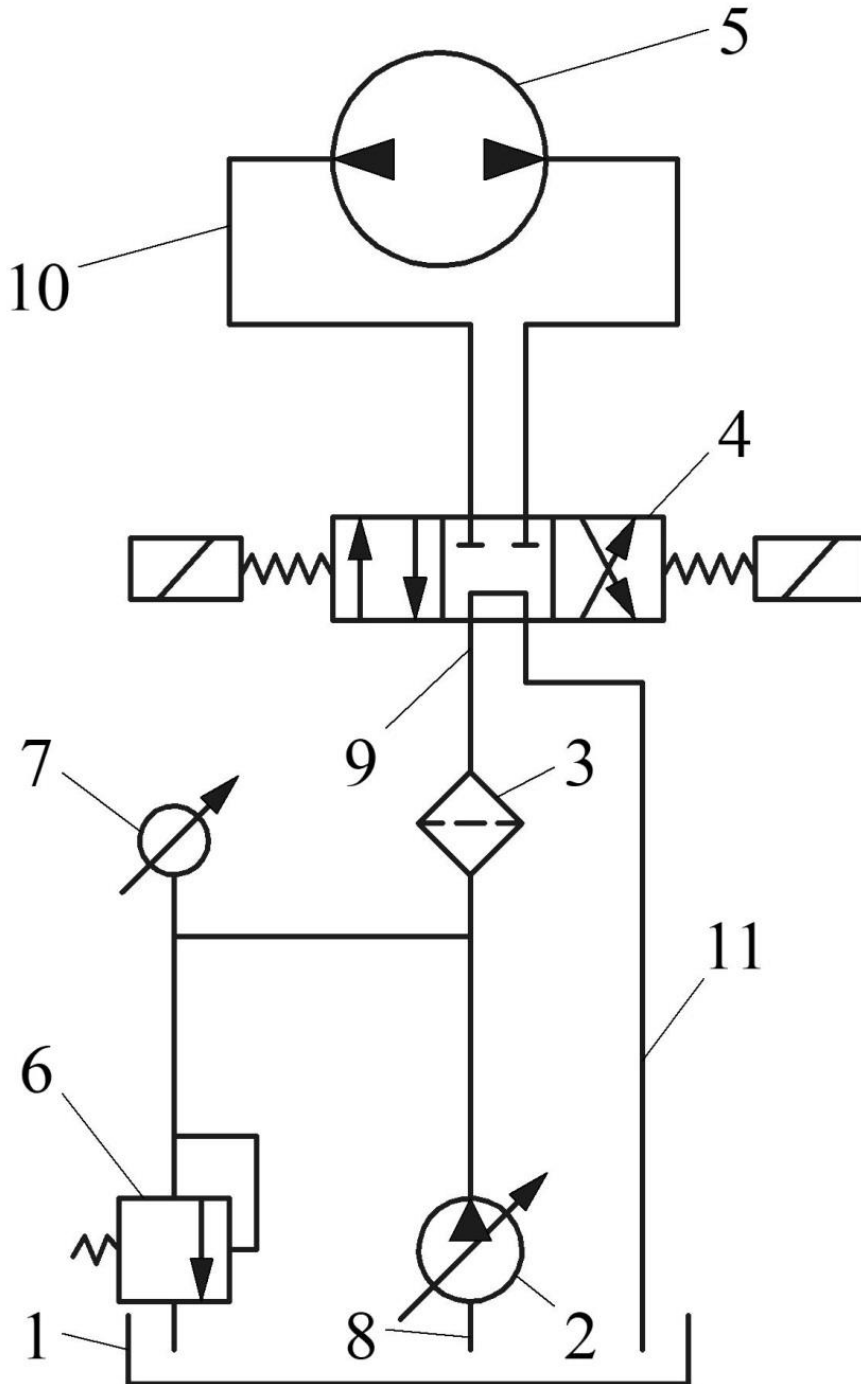


Рис. 4. Схема гидравлическая принципиальная привода механизма подачи круглопильного станка: 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – фильтр; 4 – гидрораспределитель; 5 – гидромотор; 6 – клапан предохранительный; 7 – манометр; 8 – всасывающая линия; 9 – напорная линия; 10 – исполнительная линия; 11 – сливная линия

Таблица 6

Исходные данные к заданию 4

Параметры гидропривода	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$M_{кр}$ – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м	150	140	130	120	110	200	100	120	130	140
n_{max} – максимальное число оборотов гидромотора, об/мин	800	900	850	1000	950	800	1000	900	950	1000
Напорная линия: длина l_H , м	8	6	5	4	7	6	4	5	6	8
количество плавных колен на угол 90°	4	3	2	4	3	5	4	2	5	4
количество штуцеров	2	1	1	2	1	2	1	2	1	1
Исполнительная линия: длина $l_{ис}$, м	2	1,5	2	3	1,5	3	2	2	3	1,5
количество прямых колен на угол 90°	1	2	3	2	1	2	1	3	4	2
Сливная линия: длина $l_{сл}$, м	6	4	5	4	6	3	4	5	3	6
количество прямых колен на угол 90°	1	2	3	2	3	3	3	1	1	2
Температурные условия	Задаться самостоятельно									

Задание 5

Произвести гидравлический расчет объемного гидропривода (рис. 5) по данным табл. 7.

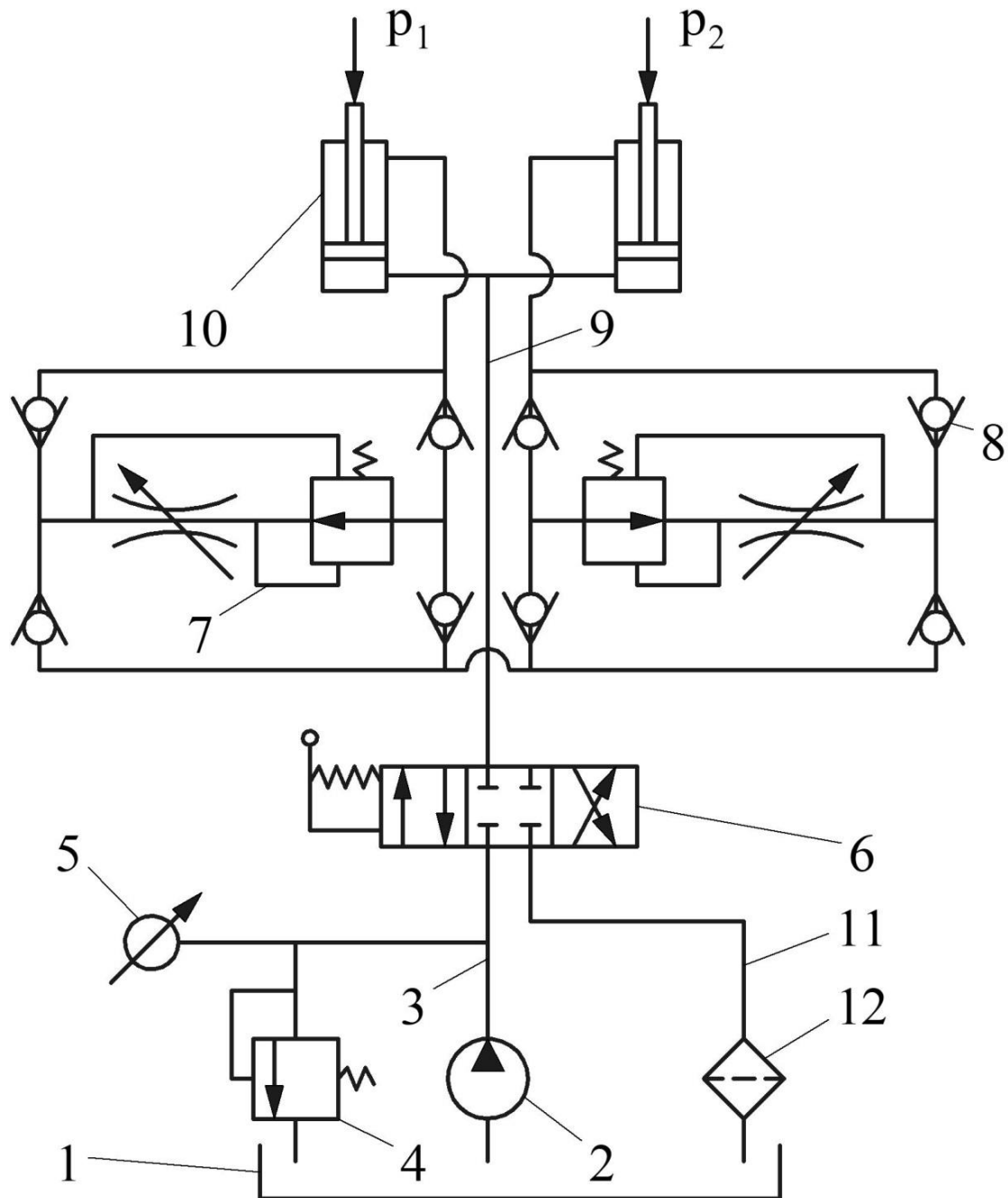


Рис. 5. Схема гидравлическая принципиальная синхронизации работы двух гидроцилиндров: 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – напорная линия; 4 – клапан предохранительный; 5 – манометр; 6 – гидрорапредельный; 7 – регулятор потока; 8 – клапан обратный; 9 – исполнительная линия; 10 – гидроцилиндр; 11 – сливная линия; 12 – фильтр

Таблица 7

Исходные данные к заданию 5

Параметры гидропривода	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P – полезное усилие, кН	15	8	30	11	20	80	60	40	50	75
$V_{p.x.}$ – скорость рабочего хода, м/с	0,1	0,02	0,05	0,03	0,15	0,01	0,03	0,04	0,06	0,01
$V_{x.x.}$ – скорость холостого хода, м/с	0,02	0,025	0,08	0,04	0,2	0,05	0,04	0,07	0,08	0,02
Напорная линия: длина l_n , м	5	4	3	5	4	8	5	4	6	7
количество прямых колен	1	2	3	1	2	1	1	3	2	1
количество штуцеров	2	1	2	2	2	1	2	1	2	1
количество тройников	1	2	1	1	1	2	1	2	1	2
Исполнительная линия: длина $l_{ис}$, м	6	8	4	5	8	10	4	6	4	3
количество плавных колен	1	2	3	2	3	4	1	3	2	2
количество прямых колен	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2
количество тройников	1	2	1	2	1	1	1	1	2	1
Сливная линия: длина $l_{сл}$, м	10	8	10	15	8	10	6	8	6	10
количество прямых колен	1	1	2	1	2	1	1	1	2	1
количество тройников	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Температура рабочей жидкости t, °C	40	50	40	40	50	60	40	50	40	60
Температура воздуха t, °C	20	30	20	515	30	40	20	30	40	30

Задание 6

Произвести гидравлический расчет объемного гидропривода (рис. 6) по данным табл. 8.

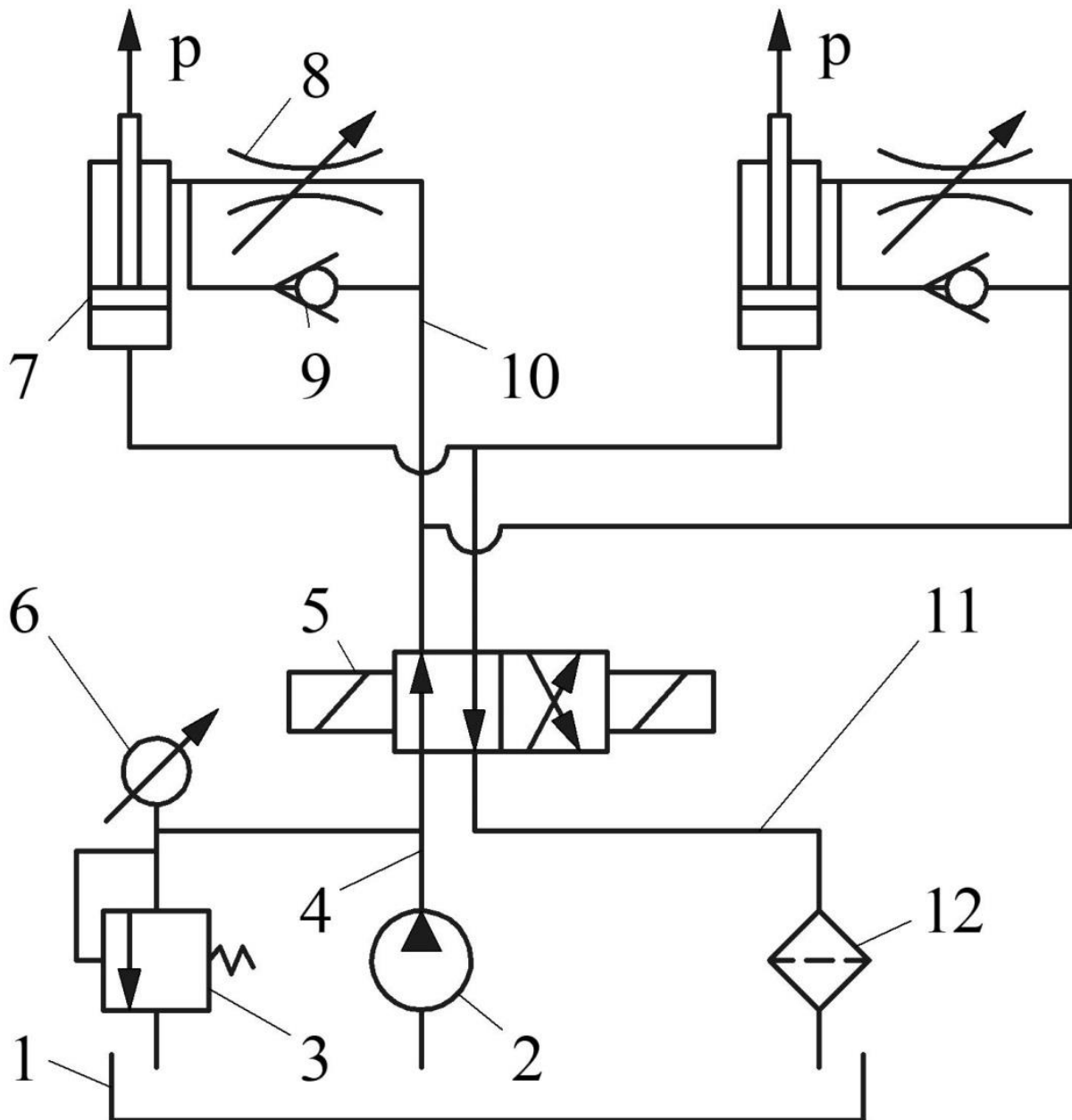


Рис. 6. Схема гидравлическая принципиальная синхронизации работы гидроцилиндров с применением дросселей: 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – клапан предохранительный; 4 –напорная линия; 5 –гидрораспределитель; 6 – манометр; 7 – гидроцилиндр; 8 – дроссель; 9 – клапан обратный; 10 – исполнительная линия; 11 – сливная линия; 12 – фильтр

Таблица 8

Исходные данные к заданию 6

Параметры гидропривода	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P – полезное усилие, кН	15	8	30	12	20	30	40	10	40	50
$V_{p.x.}$ – скорость рабочего хода, м/с	0,02	0,1	0,15	0,1	0,02	0,1	0,15	0,03	0,02	0,1
$V_{x.x.}$ – скорость холостого хода, м/с	0,03	0,2	0,15	0,2	0,03	0,15	0,2	0,04	0,03	0,2
Напорная линия: длина l_H , м	4	3	2	4	5	2	2,5	4	5	3
количество прямых колен	2	3	1	1	1	2	1	2	1	1
количество тройников	1	2	2	2	2	1	2	1	2	1
количество штуцеров	1	2	1	1	1	2	1	1	2	1
Исполнительная линия: длина $l_{ис}$, м	5	4	4	5	6	4	4	3	6	5
количество плавных колен	2	2	3	2	1	2	1	3	2	1
количество прямых колен	1	1	1	2	1	1	2	1	1	1
количество тройников	2	1	2	3	2	2	1	2	3	1
Сливная линия: длина $l_{сл}$, м	6	5	5	6	5	5	6	6	5	4
количество прямых колен	1	2	1	2	1	1	2	1	1	2
количество тройников	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1
Температура рабочей жидкости t , °C	50	60	50	60	40	60	60	50	40	50
Температура воздуха t , °C	20	15	20	30	30	20	20	30	15	20

Задание 7

Произвести гидравлический расчет гидросистемы (рис. 7) по данным табл. 9.

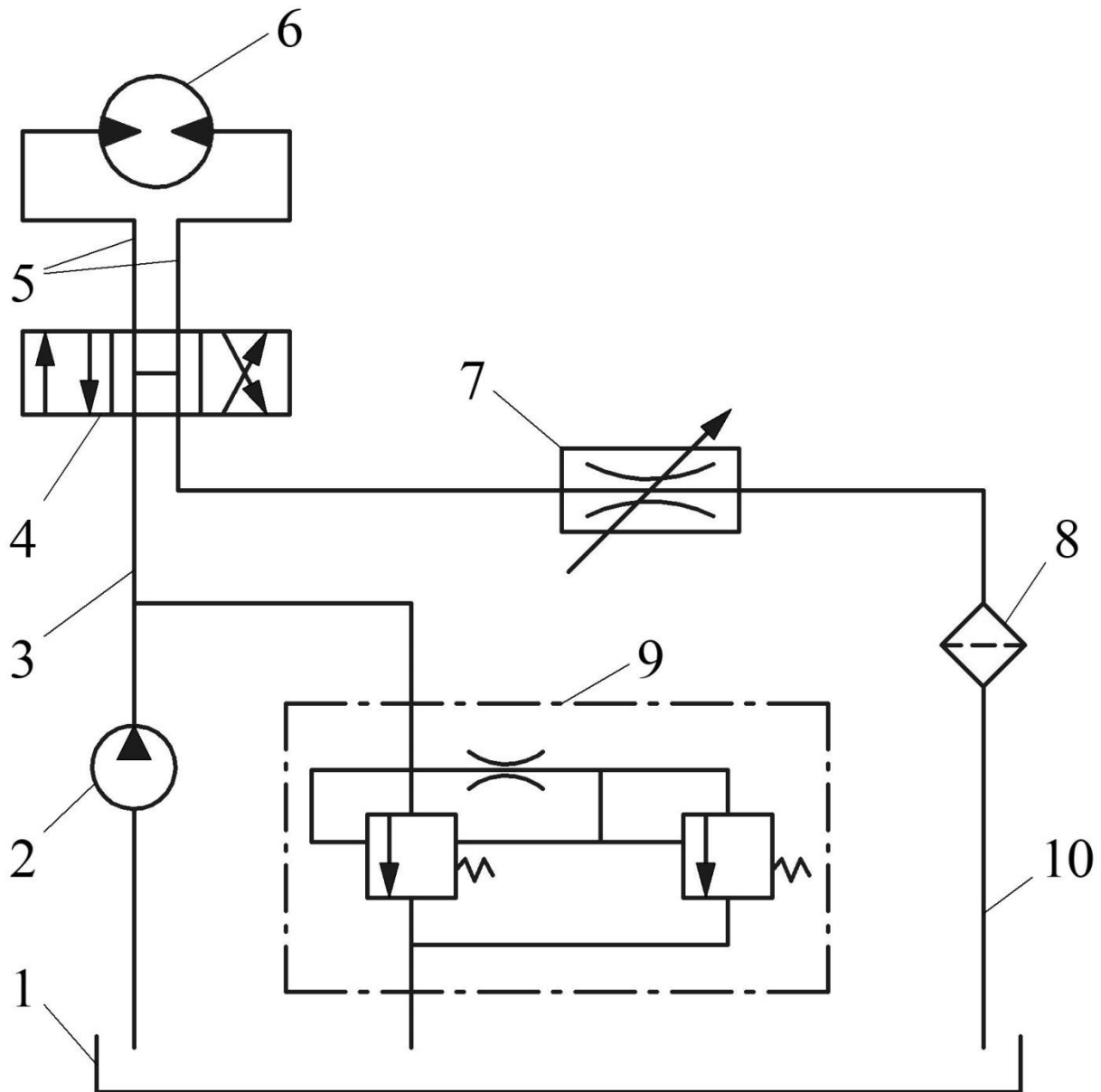


Рис. 7. Схема гидравлическая принципиальная объемного гидропривода вращательного движения с дроссельным регулированием: 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – напорная линия; 4 – гидрораспределитель; 5 – исполнительная линия; 6 – гидромотор; 7 – дроссель; 8 – фильтр; 9 – клапан предохранительный; 10 – сливная линия

Таблица 9

Исходные данные к заданию 7

Параметры гидропривода	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$M_{кр}$ – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м	100	60	50	90	70	100	110	60	75	80
n_{max} – максимальное число оборотов, об./мин	800	900	830	1000	950	800	1200	1000	950	1000
Напорная линия: длина $l_{н}$, м	10	8	6	7	9	12	10	8	4	6
количество прямых колен	1	1	2	1	1	1	2	1	2	1
количество плавных колен	2	2	1	2	2	2	1	2	1	2
количество тройников	2	2	3	2	2	2	3	2	3	2
Исполнительная линия: длина $l_{ис}$, м	8	6	6	4	6	4	8	10	4	6
количество плавных колен	1	2	2	1	2	3	2	3	2	3
количество штуцеров	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
количество тройников	2	2	1	2	2	2	2	1	1	1
Сливная линия: длина $l_{сл}$, м	8	8	6	8	4	6	4	4	6	8
количество прямых колен	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1
количество тройников	2	2	2	2	1	2	2	2	2	2
Температура рабочей жидкости t , °С	60	50	40	60	80	70	60	70	60	50
Температура воздуха t , °С	30	30	40	20	20	20	30	30	30	20

Задание 8

Произвести расчет объемного гидропривода механизма подъема рулонов продольно-резательного станка (рис. 8) по данным табл. 10.

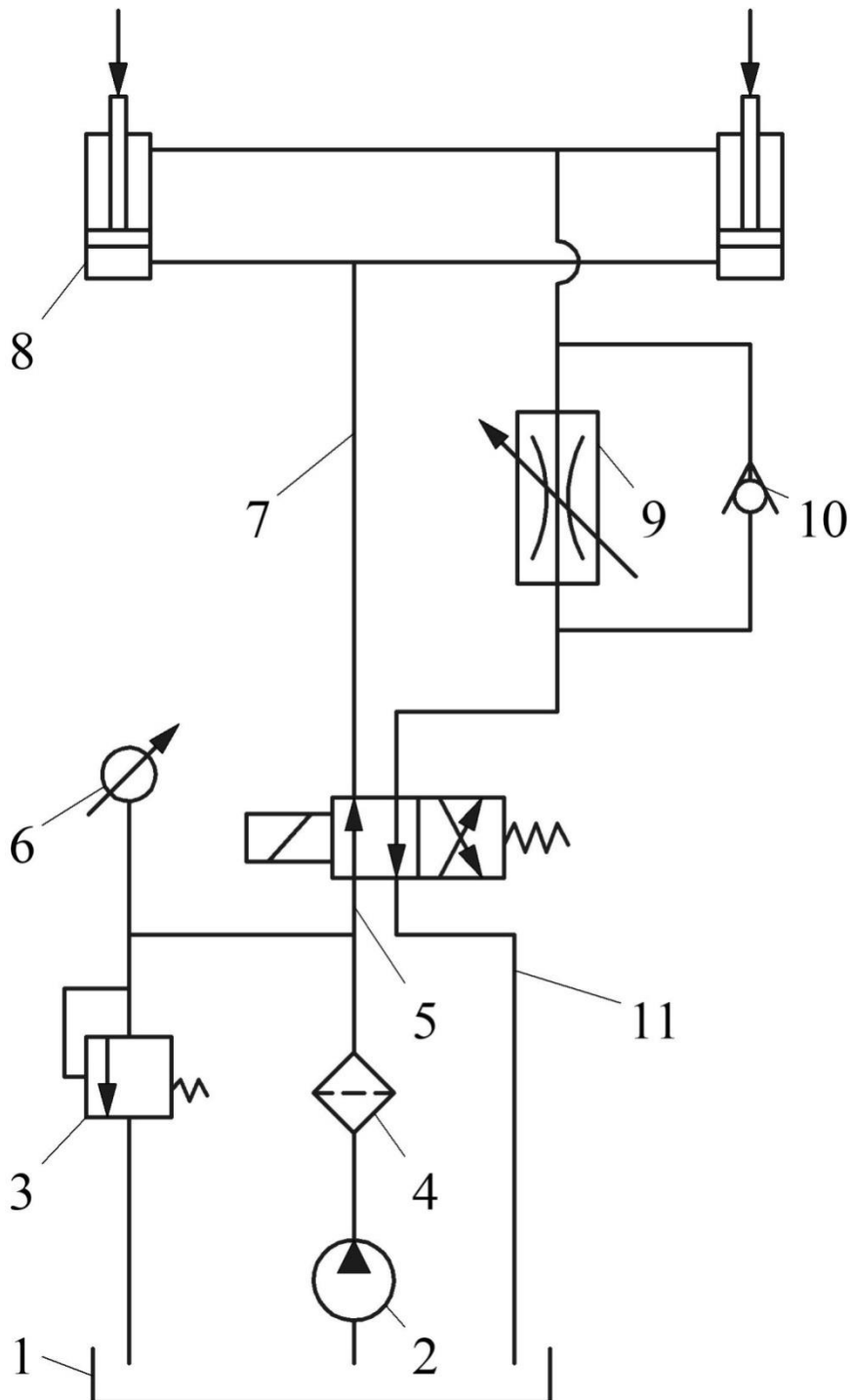


Рис. 8. Схема гидравлическая принципиальная механизма подъема рулонов:

- 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – клапан предохранительный;
- 4 – фильтр; 5 –напорная линия; 6 – манометр; 7 – исполнительная линия;
- 8 – гидроцилиндр; 9 – дроссель; 10 – клапан обратный; 11 – сливная линия

Таблица 10

Исходные данные к заданию 8

Параметры гидропривода	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вес рулона, кН	35	30	50	40	60	25	35	55	70	65
$V_{р.х.}$ – скорость рабочего хода, м/с	0,1	0,02	0,03	0,025	0,04	0,03	0,025	0,035	0,02	0,035
$V_{х.х.}$ – скорость холостого хода, м/с	0,2	0,03	0,35	0,03	0,05	0,05	0,03	0,04	0,025	0,04
Напорная линия: длина l_n , м	12	13	10	15	14	10	15	8	9	15
количество прямых колен	1	2	1	2	1	2	1	3	2	1
количество штуцеров	2	1	2	1	2	1	2	1	1	2
Исполнительная линия: длина $l_{ис}$, м	10	8	6	10	11	12	10	14	10	12
количество плавных колен	1	2	1	2	1	2	1	3	2	1
количество прямых колен	2	3	2	1	2	2	3	1	2	3
количество штуцеров	1	2	1	2	1	1	1	2	1	1
количество тройников	1	1	1	1	2	1	2	1	2	2
Сливная линия: длина $l_{сл}$, м	5	6	8	7	5	10	8	10	8	9
Температура рабочей жидкости t , °С	70	60	70	40	50	40	60	70	40	50
Температура воздуха t , °С	20	30	20	30	25	30	20	30	25	20

Задание 9

Произвести гидравлический расчет механизма прижима валов промывного пресса (рис. 9) по данным табл. 11.

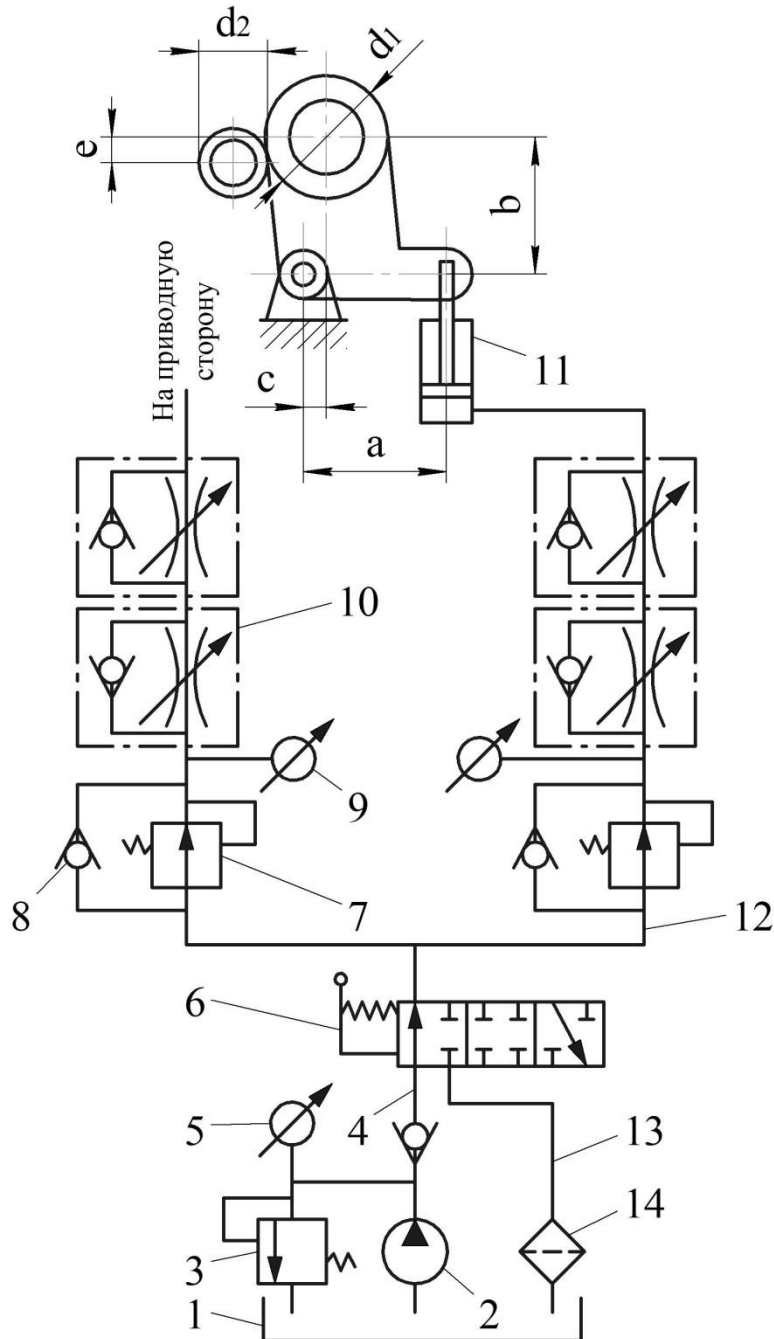


Рис. 9. Схема гидравлическая принципиальная механизма прижима валов промывного пресса: 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – клапан предохранительный; 4 – напорная линия; 5 – манометр; 6 – гидрораспределитель; 7 – клапан редукционный; 8 – клапан обратный; 9 – манометр; 10 – дроссель; 11 – гидроцилиндр; 12 – исполнительная линия; 13 – сливная линия; 14 – фильтр

Таблица 11

Исходные данные к заданию 9

Параметры гидропривода	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вес верхнего вала, кН	50	60	80	70	90	75	85	65	40	100
Линейное давление между валами, кН/м	15	22	18	22	25	20	18	25	20	15
Длина рабочей части вала, L	2,0	2,9	1,67	2,9	4,7	6,5	4,5	4,7	6,2	2,9
i – число рабочих циклов в секунду	0,015	0,01	0,02	0,01	0,009	0,008	0,03	0,01	0,006	0,008
d ₁ , м	0,5	0,6	0,7	0,55	0,75	0,8	0,6	0,55	0,7	0,75
d ₂ , м	0,45	0,55	0,5	0,5	0,6	0,7	0,5	0,5	0,6	0,5
a, м	0,6	0,8	0,8	0,6	0,6	0,7	0,8	0,5	0,6	0,8
b, м	0,4	0,6	0,4	0,7	0,5	0,6	0,4	0,5	0,7	0,6
c, м	0,04	0,05	0,07	0,04	0,05	0,08	0,1	0,05	0,06	0,03
l, м	0,05	0,08	0,12	0,065	0,09	0,07	0,08	0,06	0,08	0,05
Напорная линия: длина l _н , м	10	12	12	10	14	15	8	10	12	14
количество прямых колен	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
количество штуцеров	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1
Исполнительная линия: длина l _{ис} , м	8	8	10	10	12	8	10	12	14	15
количество плавных колен	2	1	3	2	2	1	2	3	2	1
количество штуцеров	1	2	1	1	1	2	1	1	1	2
количество тройников	2	1	2	2	2	1	2	2	2	1
Сливная линия: длина l _{сл} , м	8	8	6	6	8	10	12	9	10	15
количество прямых колен на угол 90°	1	2	1	2	1	1	2	1	2	1
количество плавных колен	2	1	2	1	2	2	1	2	1	2
количество тройников	1	2	1	2	1	1	2	1	2	1
Температурные условия	Задаться самостоятельно									

Задание 10

Произвести гидравлический расчет гидропривода ограждения продольно-резательного станка (рис. 10) по данным табл. 12.

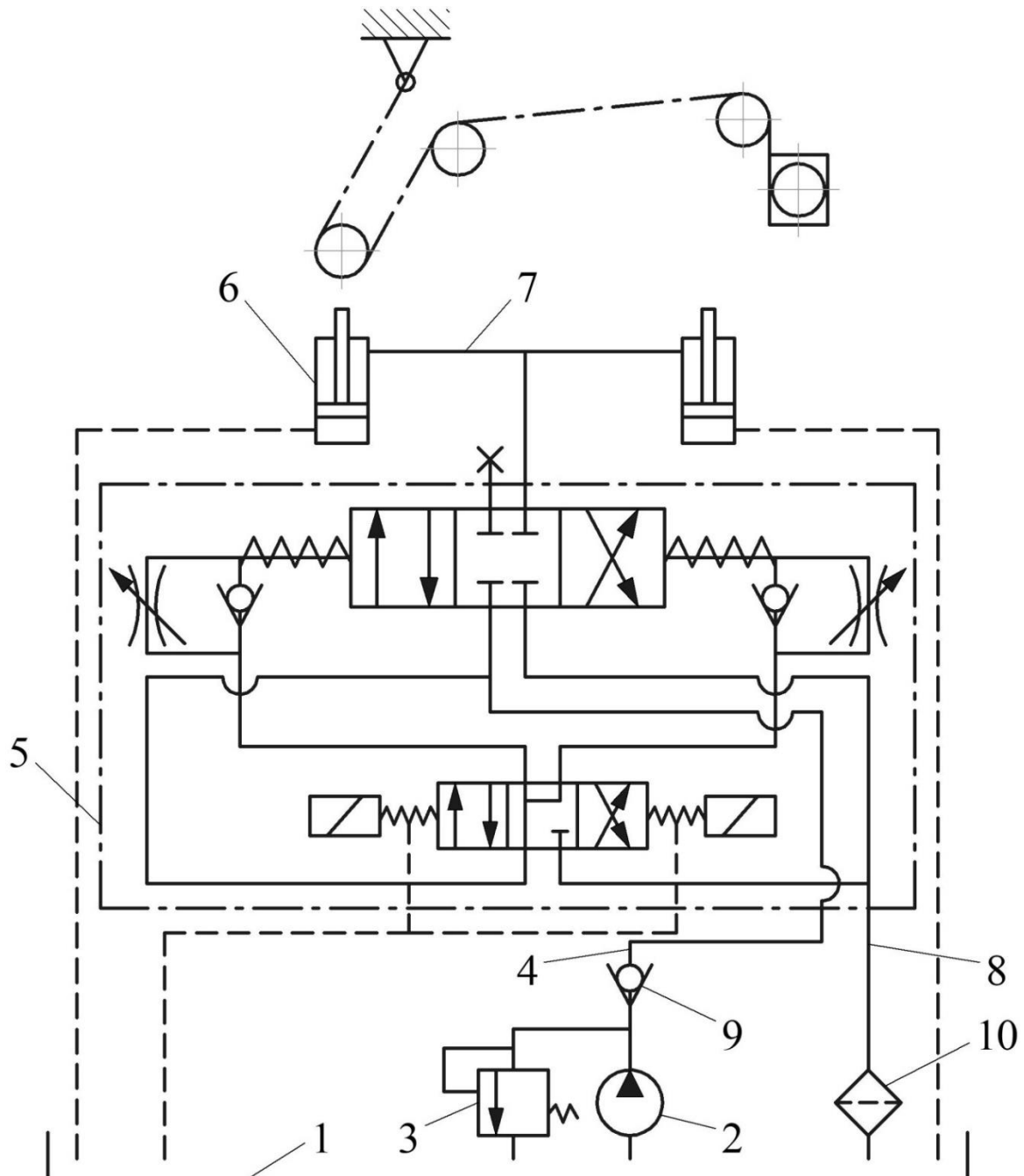


Рис. 10. Схема гидравлическая принципиальная ограждения продольно-резательного станка: 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – клапан предохранительный; 4 – напорная линия; 5 – гидрораспределитель; 6 – гидроцилиндр; 7 – исполнительная линия; 8 – сливная линия; 9 – клапан обратный; 10 – фильтр

Таблица 12

Исходные данные к заданию 10

Параметры гидропривода	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вес ограждения, кН	20	15	10	8	12	5,0	5,5	6,5	7,5	7
S_n – ход поршня, м	1,2	1,0	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	0,85	1,2	0,8
i – число рабочих циклов в секунду	0,01	0,015	0,008	0,009	0,0015	0,009	0,008	0,01	0,01	0,02
Напорная линия: длина l_n , м	10	8	6	12	10	11	9	8	6	8
количество прямых колен	1	1	2	1	1	1	2	2	2	2
количество штуцеров	2	2	1	2	2	2	1	1	1	1
количество тройников	1	1	2	1	1	1	2	2	2	2
Исполнительная линия: длина $l_{ис}$, м	8	6	8	4	5	6	8	9	10	6
количество плавных колен	2	1	2	1	2	1	1	2	1	1
количество тройников	1	2	1	2	1	2	2	1	2	2
Сливная линия: длина $l_{сл}$, м	10	8	6	4	5	6	8	9	7	6
количество прямых колен	1	2	2	2	2	1	1	1	1	1
количество плавных колен	2	1	1	1	1	2	2	2	2	2
количество тройников	1	2	2	2	2	1	1	1	1	1
Температура рабочей жидкости t , °С	60	70	40	50	50	70	40	50	60	50
Температура воздуха t , °С	20	20	30	30	20	30	20	20	25	20

3. ПОРЯДОК РАСЧЕТА НЕРЕГУЛИРУЕМОГО ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

3.1. Выбор рабочего давления в гидросистеме

Выбор рабочего давления в гидросистеме производится в соответствии с табл. 13. При усилиях на штоке гидроцилиндра $P \leq 10$ кН необходимо задаваться минимальным рекомендуемым давлением на выходе из насоса.

Таблица 13

Рекомендуемые рабочие давления в зависимости от усилия на штоке гидроцилиндра

Усилие на штоке гидроцилиндра P , кН	p_p – давление, МПа	
	для стационарных машин	для мобильных машин
10–30	1,6–3,2	5,0–7,0
30–50	3,2–5,0	8,0–10,0
50–100	5,0–10,0	10,0–15,0

Принятое в соответствии с данными табл. 13 рабочее давление в насосе p_p следует откорректировать в соответствии с данными ряда номинальных давлений $p_{ном}$ по ГОСТ 6540–68: 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50.

Если в гидроприводе предполагается использование стандартных насосов, то при выборе рабочего давления в гидроцилиндрах необходимо учитывать давление на выходе насосов, серийно выпускаемых отечественной промышленностью. Потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений, сопротивления в уплотнениях и направляющих, а также динамические нагрузки при предварительном определении рабочего давления учитываются коэффициентом запаса: $K_p = 1,15–1,3$ [1].

3.2. Определение расчетного давления в гидроцилиндре, МПа:

$$p_p = \frac{P_{ном}}{K_p}. \quad (1)$$

3.3. Определение диаметра цилиндра D и штока d

По величине расчетного давления в гидроцилиндре p_p определяем отношение D/d . Рациональное соотношение между p_p и d/D следующее:

P_p , МПа	1,5	1,5–5,0	5,0–10
d/D	0,3–0,35	0,5	0,7–0,75

Для случая, когда рабочий ход поршня совершается при выходе из цилиндра:

$$P = \frac{\pi D^2}{4} p_p \quad (2)$$

или

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_p}}; \quad (3)$$

диаметр штока, м, будет:

$$d = D \frac{d}{D}. \quad (4)$$

Получение величины D или d округляем до ближайших значений по ГОСТ 6540–68 (табл. 14, 15).

Таблица 14

Ряд внутренних диаметров D гидроцилиндров по ГОСТ 6540–68

Основной ряд, мм	10	12	16	20	25	32	40	50	62	80
Дополнительный ряд, мм	36	45	56	70	90	110	140	180	–	–

Таблица 15

Ряд рекомендуемых диаметров штока d по ГОСТ 6540-68

Основной ряд, мм	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100
Дополнительный ряд, мм	14	18	22	28	36	45	56	70	90	110

В машинах лесной промышленности широко используются одноштоковые гидроцилиндры двухстороннего действия с демпфированием в конце хода поршня.

Для случая, когда рабочий ход поршня совершается при входе в гидроцилиндр:

$$P = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p_p, \quad (5)$$

или

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_p \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]}}, \quad (6)$$

задавшись соотношением d/D , определяем d .

3.4. Определение расхода рабочей жидкости в гидроцилиндре

Прежде чем приступить к определению расхода рабочей жидкости, необходимо определить тип, конструкцию и схему включения гидроцилиндра, а также количество гидроцилиндров, питаемых одним насосом.

Если задана скорость входа и выхода поршня (штока) и режим работы гидросистемы, то расход рабочей жидкости определяется в соответствии с конструкцией гидроцилиндра по формулам из табл. 16. Объемным КПД при предварительных расчетах принимаем равным единице ($\eta_o = 1$).

При заданном числе рабочих циклов в секунду i , ходе поршня S_{Π} и числе гидроцилиндров Z , питаемых одним насосом, расчетные формулы для определения расхода рабочей жидкости в гидроцилиндрах приведены в табл. 17.

Таблица 16

Расчетные формулы для определения расхода рабочей жидкости в гидроцилиндрах

Тип гидроцилиндра	Расчетная формула для определения расхода рабочей жидкости в гидроцилиндрах Q_u (м ³ /с) при	
	выходе штока из гидроцилиндра	входе штока в цилиндр
Одностороннего действия с односторонним штоком	$Q_{\text{нш}} = \frac{\pi D^2 V}{4 \eta_o}$	$Q_u = \frac{\pi (D^2 - d^2) V}{4 \eta_o}$
Двухстороннего действия с односторонним штоком	$Q_{\text{нш}} = \frac{\pi D^2 V}{4 \eta_o}$	$Q_u = \frac{\pi (D^2 - d^2) V}{4 \eta_o}$
Двухстороннего действия с двухсторонним штоком	$Q_u = \frac{\pi (D^2 - d^2) V}{4 \eta_o}$	$Q_u = \frac{\pi (D^2 - d^2) V}{4 \eta_o}$

Связь между i , S_n , Z , $Q_{ц}$ для различных типов гидроцилиндра

Тип гидроцилиндра	Расход масла в гидроцилиндре, м ³ /с
Одностороннего действия с односторонним штоком	$Q_{ц} = F_{ниш} S_n Z i$ – при подаче жидкости в нештоковую полость
Двухстороннего действия с односторонним штоком	$Q_{ц} = \left[1 + \left(1 - \frac{F_{ш}}{F_{ниш}} \right) \right] F_{ниш} S_n Z i$
Двухстороннего действия с двухсторонним штоком	$Q_{ц} = Z (F_{ниш} - F_{ш}) S_n Z i$

Примечание. $F_{ниш}$ – площадь сечения нештоковой полости цилиндра;

$F_{ш}$ – площадь сечение штока.

3.5. Определение потребной подачи насоса, м³/с:

$$Q_n = Z Q_{ц} K_y, \tag{7}$$

где K_y – 1,1–1,3 – коэффициент утечек, учитывающий суммарно все утечки в элементах гидросистемы от насосов до гидроцилиндра;

Z – количество гидроцилиндров в гидросистеме.

3.6. Определение наибольшего $Q_{наиб}$ и наименьшего $Q_{наим}$ расходов рабочей жидкости (для гидроцилиндров двухстороннего действия)

Выражения $Q_{наиб}$ и $Q_{наим}$ определяются из расходной характеристики гидроцилиндра, т. е. в зависимости от расходов рабочей жидкости в магистралях, присоединенных к нештоковой полости ($Q_{ниш}$) и к штоковой полости ($Q_{ш}$):

$$\frac{Q_{ниш}}{F_{ц}} = \frac{Q_{ш}}{F_{ц} - F_{ш}}, \tag{8}$$

где $F_{ц}$ – площадь поперечного сечения цилиндра.

Так, например, расходная характеристика гидроцилиндра двойного действия с односторонним штоком (рис. 11) имеет вид:

$$\frac{Q_{ш}}{Q_{ниш}} = 1 - \frac{F_{ш}}{F_{ц}}, \tag{9}$$

где $Q_{ниш}$ и $Q_{ш}$ – расход рабочей жидкости в магистралях, присоединенных соответственно к штоковой и нештоковой полости гидроцилиндра.

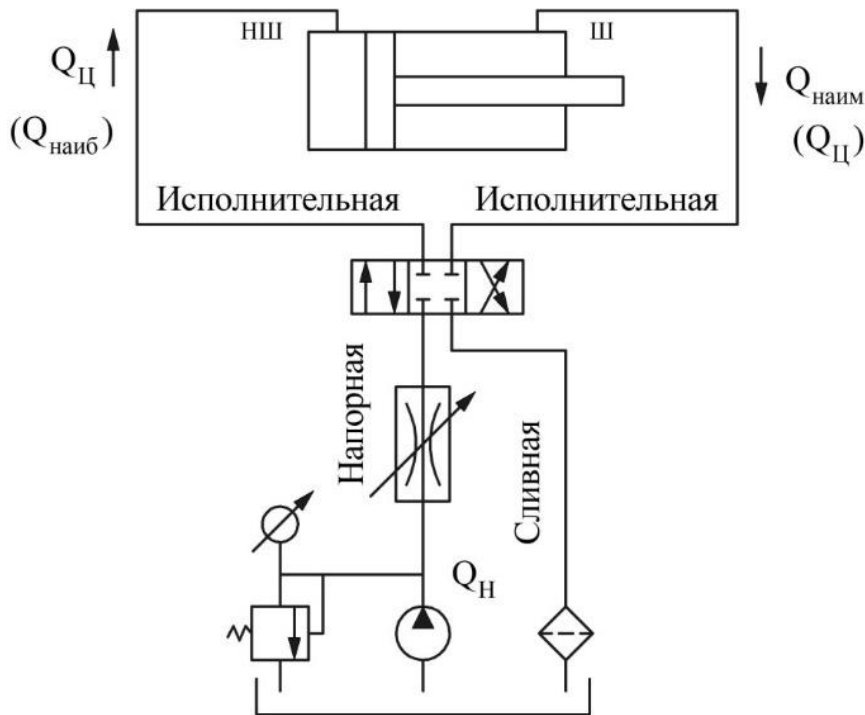


Рис. 11. Распределение расхода жидкости в магистралях гидросистемы с гидроцилиндром двухстороннего действия с односторонним штоком

Из формулы (9) следует, что:

$$Q_{\text{наим}} = \frac{F_{\text{ц}} - F_{\text{ш}}}{F_{\text{ц}}} \frac{Q_{\text{н}}}{Z}, \quad (10)$$

$$Q_{\text{наиб}} = \frac{F_{\text{ц}}}{F_{\text{ц}} - F_{\text{ш}}} \frac{Q_{\text{н}}}{Z}. \quad (11)$$

Значения $Q_{\text{наим}}$ и $Q_{\text{наиб}}$ для всех гидролиний свести в таблицу.

3.7. Выбор диаметров трубопроводов

Внутренний диаметр трубопровода определяют по формуле

$$d_m = \sqrt{\frac{4Q}{V\pi}}, \quad (12)$$

где Q – наибольший расход на расчетном участке гидролинии, м³/с;

V – допускаемая скорость движения жидкости, м/с.

Допускаемую скорость движения жидкости подбирают так, чтобы суммарные потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений

в магистрали не превышали 5–10 %, а в отдельных случаях – 20–30 % рабочего давления в гидросистеме. Рекомендуемые скорости движения жидкости в напорной и исполнительной гидролинии при рабочем давлении до 2,5 Мпа – 3 м/с; до 5,0 Мпа – 4 м/с; до 10 Мпа – 5–6 м/с; свыше 15 МПа – 8–10 м/с.

Рекомендуемая скорость движения жидкости в силовой линии – 2 м/с.

Вычисленные значения диаметров трубопроводов необходимо округлить до ближайшей большей величины по ГОСТ 16516–70. Нормальный ряд диаметров труб, применяемых в гидросистемах, приведен в табл. П.1 и П.2.

3.8. Выбор рабочей жидкости

Рабочая жидкость для гидросистемы выбирается исходя из заданных температурных условий [2] по табл. П.3.

3.9. Выбор гидроаппаратуры

Типоразмеры гидроаппаратуры, входящей в гидросистему, выбирают по максимальному расходу, проходящему через данный гидроаппарат, и по максимальному давлению рабочей жидкости.

Для выбранного гидроаппарата необходимо выписать его техническую характеристику.

3.9.1. Выбор реверсивного золотникового распределителя

Типоразмер реверсивного золотникового распределителя определяется из условия

$$Q_{\text{наиб}} \leq Q_{\text{max}}, \quad (13)$$

где $Q_{\text{наиб}}$ – наибольший фактический расход через распределитель;

Q_{max} – рекомендуемый максимальный расход через распределитель (берется из паспорта золотника).

Выбрав распределитель (табл. П.4–П.6), необходимо определить действительные потери давления Δp_p в гидрораспределителе при конкретных расходах через него. Здесь необходимо помнить, что расходы через распределитель могут быть различны при движении рабочей жидкости от насоса к гидродвигателю (гидроцилиндру) и движении рабочей жидкости от гидроцилиндра к баку при входе штока в гидроцилиндр и при выходе штока из гидроцилиндра.

Считая, что при Q_{\max} имеет место квадратичный режим движения рабочей жидкости при относительно небольшом отклонении Q_g от Q_{\max} , для определения действительных потерь можно пользоваться соотношением

$$\Delta p_p = \Delta p \left(\frac{Q_g}{Q_{\max}} \right)^2, \quad (14)$$

где Δp_p и Δp – соответственно действительные и паспортные значения потерь набора в распределителе.

3.9.2. Выбор дросселя

Для выбранного дросселя (табл. П.7, П.8) также необходимо определить действительные потери напора в нем при действительных расходах через него:

$$\Delta p_{op} = \Delta p \left(\frac{Q_{op}}{Q_{ном}} \right)^2, \quad (15)$$

где Δp_{op} и Δp – соответственно действительные и паспортные значения потерь набора в дросселе.

3.9.3. Выбор фильтра

Фильтр выбираем по наибольшему расходу через него и по давлению, при котором работает фильтр (табл. П.9–П.11).

Движение рабочей жидкости через фильтр можно принять ламинарным, поэтому фактические потери в фильтре при паспортной вязкости рабочей жидкости ν_0 можно найти из соотношения:

$$\Delta p_\phi = \frac{\Delta p}{Q_{\max}} Q_\phi, \quad (16)$$

где Δp – перепад давления на фильтре при максимальном расходе;

Q_{\max} – пропускная способность фильтра при перепаде Δp и определенной вязкости жидкости;

Q_ϕ – фактический расход через фильтр.

Потери напора в фильтре при выбранной вязкости масла можно определить по формуле

$$(\Delta p_\phi)_\nu = \frac{\nu}{\nu_0} (\Delta p_\phi)_{\nu_0}, \quad (17)$$

где $(\Delta p_\phi)_v$ и $(\Delta p_\phi)_{v_0}$ – потери давления в фильтре при движении через него рабочей жидкости, имеющей коэффициент вязкости соответственно v и v_0 .

3.9.4. Выбор предохранительного клапана

Предохранительный клапан выбирают по расходу насоса (табл. П.12, П.13).

3.9.5. Выбор остальных гидроаппаратов, входящих в гидросистему

Технические характеристики гидроаппаратов приведены в приложении (табл. П.14 – П.19) [1–3].

3.10. Определение потерь давления в гидрелиниях

Потери напора на каждом участке гидрелинии определяем при рабочем ходе как сумму линейных и местных сопротивлений.

Линейные потери напора определяем по формуле

$$\Delta p_n = \gamma \lambda \frac{l}{d_m} \frac{Q^2}{2gS^2}, \quad (18)$$

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

λ – коэффициент сопротивления трения по длине;

l – длина магистрали, м;

d_m – диаметр трубопровода, м;

S – площадь сечения потока в трубопроводе, м²;

Q – расход рабочей жидкости через магистраль, м³/с.

Расчет коэффициента λ при $Re \leq 2300$ производится по формуле

$$\lambda = \frac{75}{Re}. \quad (19)$$

В диапазоне $Re = 2000 - 4000$ рекомендуется принимать $\lambda = 0,04$. При $Re > 4000$ коэффициент λ определяют по формуле

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (20)$$

Для определения числа Re необходимо для каждого участка трубопровода по выбранному диаметру d_y определить площадь сечения потока и скорость движения жидкости.

Местные потери напора Δp_m определяем по формуле

$$\Delta p_m = \xi \frac{Q^2}{2gS^2} \gamma, \quad (21)$$

где ξ – коэффициент местных сопротивлений (берется из справочной литературы [4]).

Определив линейные и местные потери на данном участке трубопровода, находим (суммированием) общие потери на участке магистрали.

3.11. Определение усилий трения в гидродвигателе (один или два гидроцилиндра)

Усилие трения в гидроцилиндре равно:

$$R_{mp} = R_n + R_{ш}, \quad (22)$$

где, R_n и $R_{ш}$ – усилия трения соответственно в уплотнениях поршня и штока.

Расчет сил трения в уплотнениях поршня или штока ведут по приближенным формулам.

Для U-образных манжет усиление трения определяют по формуле

$$R_{mp} = \mu p_{ном} \pi d h, \quad (23)$$

где μ – коэффициент трения ($\mu = 0,1$ – резиновые манжеты; $\mu = 0,06$ – кожаные манжеты и манжеты из полихлорвинила; $\mu = 0,03$ – манжеты из фторопласта; $\mu = 0,02$ – капроновые манжеты).

$p_{ном}$ – номинальное давление жидкости в гидроцилиндре, МПа;

d – диаметр гидроцилиндра (штока), м;

h – высота активной части манжеты, м.

Для резиновых колец круглого сечения:

$$R_{тр} = q_p \pi d, \quad (24)$$

где q_p – сила трения на 1 м длины уплотнения, МН/м;

d – диаметр уплотняемой поверхности, м.

Значения q_p , в зависимости от диаметра сечения резинового кольца d и давления рабочей жидкости при предварительном (монтажном) сжатии, определяется по номограмме (рис. 12).

Выбор резиновых манжет для уплотнений гидроцилиндров производят по ГОСТ 6969–54, а резиновых колец – по ГОСТ 9833–61.

3.12. Определение величины давления нагнетания

Величину давления нагнетания определяют по силовой характеристике гидроцилиндра.

Силовой характеристикой гидроцилиндра является зависимость между давлениями в полостях цилиндра, усилием трения поршня и штока и усилием на штоке.

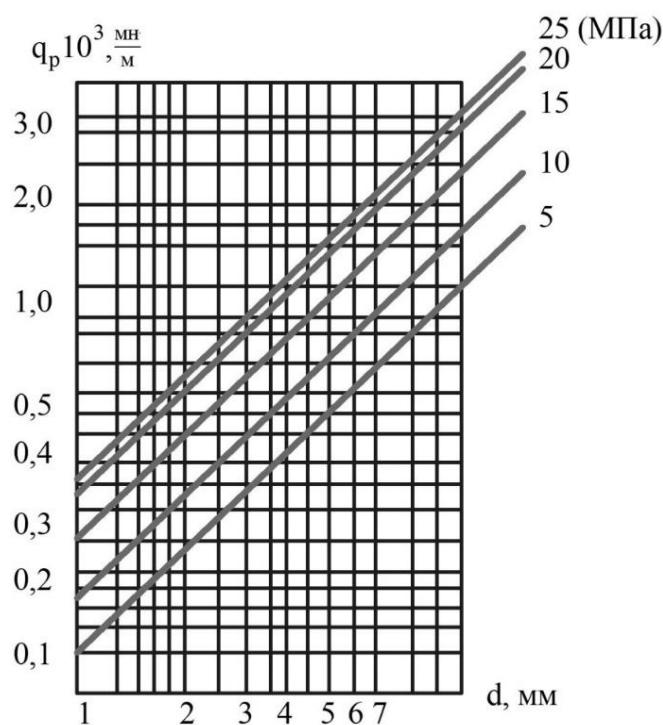


Рис. 12. Номограмма для определения q_p

Силовые характеристики, например гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком (рис. 13), имеют вид:

- при выходе штока из цилиндра:

$$p_{\text{нш}} F_{\text{нш}} - p_{\text{ш}} (F_{\text{нш}} - F_{\text{ш}}) - R_{\text{тр}} = P_{\text{вых}}, \quad (25)$$

- при входе штока в цилиндр:

$$p_{\text{ш}} (F_{\text{нш}} - F_{\text{ш}}) - p_{\text{нш}} F_{\text{нш}} - R_{\text{тр}} = P_{\text{вх}}, \quad (26)$$

где $p_{нш}$ и $p_{ш}$ – давление в нештоковой и штоковой полостях цилиндра;
 $F_{нш}$ и $F_{ш}$ – площади поперечных сечений цилиндра и штока;
 $R_{тр}$ – сила трения в уплотнениях поршня и штока;
 $P_{вых}$ и $P_{вх}$ – полезные усилия на штоке при выходе штока из гидроцилиндра или входе в него.

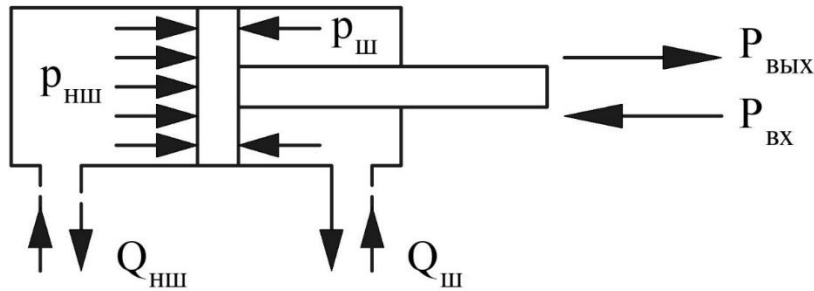


Рис. 13. Схема силового гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком

При расчете конкретных гидросистем с конкретным гидроцилиндром, например, двухстороннего действия с односторонним штоком (см. рис. 11 и 13), когда рабочий ход совершается при выходе штока из гидроцилиндра, давления $p_{нш}$ и $p_{ш}$ будут равны:

$$p_{нш} = p_n - \Delta p_{n-p} - \Delta p_{op} - \Delta p_p - \Delta p_{p-нш}, \quad (27)$$

$$p_{ш} = p_{p-ш} + \Delta p_p + \Delta p_\phi + \Delta p_{p-\delta}. \quad (28)$$

Если рабочий ход совершается при входе штока, то давление $p_{нш}$ и $p_{ш}$ будут равны:

$$p_{ш} = p_n - \Delta p_{n-p} - \Delta p_{op} - \Delta p_{p-\delta} - \Delta p_\phi, \quad (29)$$

$$p_{нш} = \Delta p_{p-нш} + \Delta p_p + \Delta p_\phi + \Delta p_{p-\delta}. \quad (30)$$

В формулах (27), (30) p_{n-p} , $p_{p-нш}$, $p_{p-\delta}$ – потери давления в магистралях: соответственно насос – распределитель; распределитель – нештоковая полость; распределитель – бак. Δp_{op} , Δp_p , Δp_ϕ – потери давления соответственно в дросселе, распределителе, фильтре при соответствующих расходах рабочей жидкости.

Подставляя выражение (27), (28), а также значение $R_{тр}$ и заданную величину $P_{вых}$ в уравнение (25) и решая последнее относительно p_n , найдем давление насоса, когда рабочий ход совершается при выходе штока из гидроцилиндра:

$$p_n = p_{n-p} + \Delta p_{dp} + \Delta p_{\phi} + \Delta p_{p-ни} + (\Delta p_{p-ни} + \Delta p_p + \Delta p_{\phi} + \Delta p_{p-\sigma}) \left(1 - \frac{F_{ш}}{F_{ни}} \right) + \frac{P_{вых} + R_{mp}}{F_{ни}}. \quad (31)$$

Аналогично находится из выражений (29), (30) и выражения (26) давление насоса p_n при входе штока в гидроцилиндр.

3.13. Выбор насоса

По найденной величине давления нагнетания p_n и потребной подаче насоса выбираем насоса (табл. П.20–П.27).

3.14. Определение объемных потерь (утечек) жидкости

Общие потери жидкости в гидросистеме складываются из потерь в насосе $\Delta Q_{ym,n}$, гидрораспределителе $\Delta Q_{ym,p}$, дросселе $\Delta Q_{ym,dp}$ и потерь в гидроцилиндре $\Delta Q_{ym,ц}$ (см. рис. 11), т. е.:

$$\Delta Q_{ym} = \Delta Q_{ym,n} + \Delta Q_{ym,p} + \Delta Q_{ym,dp} + \Delta Q_{ym,ц}. \quad (32)$$

Каждый из перечисленных видов потерь можно выразить через удельную утечку, которая представляет собой величину утечки (m^3/c), отнесенную к единице давления. В паспортах на гидравлическое оборудование приводятся утечки ΔQ_{ym} при номинальном (или максимальном) давлении, поэтому удельные утечки будут равны:

$$\sigma_i = \frac{\Delta Q_{ym,i}}{p_{ном,i}}. \quad (33)$$

Удельные утечки в насосе определяются по формуле

$$\sigma_n = \frac{\frac{qn}{\eta_o} - Q_{max}}{(p_n)_{max}}, \quad (34)$$

где q – рабочий объем насоса (удельная подача насоса за один оборот), $m^3/об$;

n – число оборотов насоса, об/с;

η_o – объемный КПД насоса;

Q_{max} и $(p_n)_{max}$ – соответственно максимальная подача и максимальное давление насоса.

В случае, если в паспортных данных насос не указан рабочий объем q , то удельные утечки можно определить по объемному КПД:

$$\sigma_n = \frac{Q_{\max} - Q_{\max}}{(P_n)_{\max}}, \quad (35)$$

В гидроцилиндрах, поршни которых уплотнены резиновыми, кожаными манжетами или резиновыми кольцами, утечки жидкости практически отсутствуют, а объемный КПД близок к единице.

Общие потери жидкости в гидросистеме (см. рис. 11) будут:

$$\Delta Q_{ym} = \sigma_n P_p + \sigma_p P_p + \sigma_{др} P_{др}, \quad (36)$$

где $P_p = P_n - \Delta p_{n-p} - \Delta p_{др}$;

$$P_{др} = P_n - \Delta p_{n-др}.$$

3.15. Определение гидравлических потерь в гидросистеме во время рабочего хода

Определим гидравлические потери для гидросистемы, приведенной на рис. 11:

$$\Delta p = \Delta p_{n-p} + \Delta p_{др} + \Delta p_p + \Delta p_{p-ши} + \Delta p_{ши-p} + \Delta p_{p.сл} + \Delta p_{ф} + \Delta p_{n-б}. \quad (37)$$

3.16. Определение КПД гидропривода

Гидравлический КПД гидропривода (см. рис. 11):

$$\eta_r = \frac{P_n - \Delta p}{P_n}. \quad (38)$$

Объемный КПД гидропривода:

$$\eta_o = \frac{Q - \Delta Q_{ym}}{Q}. \quad (39)$$

Механический КПД гидропривода учитывает механические потери в насосе и гидроцилиндрах. Механический КПД насоса $\eta_{мн}$ равен 0,99. Механический КПД гидроцилиндра:

$$\eta_{мц} = \frac{P_n - R_{мп}}{P_n}, \quad (40)$$

где P_n – полезное усилие, создаваемое поршнем от давления в полости цилиндра, оно равно:

$$P_n = p_{ши} F_p, \quad (41)$$

где $p_{ниш} = p_n - \Delta p_{н-р} - \Delta p_{\partial p} - \Delta p_p - \Delta p_{р-ниш}$.

Механический КПД гидропривода будет:

$$\eta_M = \eta_{MH} \eta_{MC}. \quad (42)$$

Общий КПД гидропривода:

$$\eta = \eta_r \eta_o \eta_M. \quad (43)$$

Для проверки КПД гидропривода можно определить исходя из полезной мощности, подводимой к рабочему органу.

Полезная мощность насоса:

$$N_n = pQ, \quad (44)$$

где p – наибольшее рабочее давление в насосе, Па;

Q – производительность насоса, м³/с.

Полезная мощность одного цилиндра:

$$N_u = P_n V_n, \quad (45)$$

где P_n – усилие, передаваемое поршнем цилиндра рабочему органу, Н;

V_n – скорость перемещения поршня, м/с.

$$P_n = p'_{ниш} \eta_M F_{ниш}, \quad (46)$$

где $p'_{ниш} = p_n - \Delta p$;

$F_{ниш}$ – площадь поршня цилиндра, м².

$$V_n = \frac{Q_n - Q_{ym}}{F_{ниш}}. \quad (47)$$

Подставляя найденные величины в уравнение (45), получим полезную мощность цилиндра.

Поскольку $N_n = N_u$, то:

$$\eta = \frac{N_u}{N_n}, \quad (48)$$

т. е. приблизительно получится тот же общий КПД гидропривода, что и рассчитанный по соотношению (43).

4. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ГИДРОПРИВОДА

4.1. Выбор типа гидромотора

Из таблиц технических характеристик гидромоторов (табл. П.27– П.29) выбираем тип гидромотора по крутящему моменту $M_{кр}$ с учетом числа оборотов n_m .

Выписываем его технические данные и определяем по заданной величине $M_{кр}$ и паспортным значениями рабочего объема гидромотора q_m и гидромеханического КПД $\eta_{гм}$ перепад давления на гидромоторе

$$\Delta p_m = \frac{2\pi M_{кр} 10^{-6}}{q_{мгм}}. \quad (49)$$

4.2. Определение расходов жидкости через гидромотор

Для заданной частоты вращения гидромотора $n_{m \max}$ определяем величину потребного расхода жидкости

$$Q_m = q_m n_{m \max} + \sigma_m \Delta p_m, \quad (50)$$

где σ_m – коэффициент пропорциональности утечек рабочей жидкости в гидромоторе, м³/(с·МПа):

$$\sigma_m = \frac{\left(\frac{1}{\eta_o^*} - 1 \right) q_m n^*}{\Delta p_m}, \quad (51)$$

где n^* – частота вращения гидромотора, об./с;

η_o^* –объемный КПД гидромотора;

n^* , η_o^* – выбираются по данным табл. П.10–П.12.

4.3. Выбор диаметров трубопроводов, рабочей жидкости, гидроаппаратуры; определение потерь напора в гидролиниях; выбор насоса

При выполнении п. 4.3 следует пользоваться рекомендациями главы 3 (п. 3.7–3.10, п. 3.13).

Для выбора типа насоса необходимо знать величину давления нагнетания, которая определяется как сумма потерь давления в напорной, исполнительной и сливной линиях, а также действительные потери напора в гидроаппаратах, установленных на данных линиях, включая и гидромотор, т. е.:

$$p_m = \Delta p_n + \Delta p_{ис} + \Delta p_{сл} + \sum \Delta p_{г.а} + \Delta p_m. \quad (52)$$

Определение объемных потерь (утечек) жидкости см. в п. 3.14, гл. 3.

4.4. Определение КПД гидропривода при максимальной частоте вращения гидромотора

Гидравлический КПД гидропривода:

$$\eta_{г} = \frac{p_n - \Delta p}{p_n}, \quad (53)$$

где $\Delta p = \sum p_{г.а} + \sum p_{тр}$;

$\sum p_{г.а}$ – сумма потерь в гидроаппаратах;

$\sum p_{тр}$ – сумма потерь в трубопроводах.

Объемный КПД гидропривода:

$$\eta_o = \frac{Q_n - \Delta Q_{ут}}{Q_n}, \quad (54)$$

где $Q_n = qn_{\max}$ – максимальная подача насоса;

$\Delta Q_{ут}$ – общие утечки жидкости в гидросистеме.

Механический КПД гидропривода:

$$\eta_{мех} = \eta_{мех.н} \eta_{мех.м}. \quad (55)$$

Если в технической характеристике не указан механический КПД насоса и гидромотора, то его можно принять равным 0,9–0,99 как для насоса, так и для гидромотора. Он зависит от величины конструкции насоса и гидромотора. Общий КПД гидропривода определяется по формуле (43).

Мощность, отбираемая насосом из сети:

$$N_n = p_n Q_n, \quad (56)$$

где p_n – потребное давление, развиваемое насосом;

Q_n – потребная подача насоса.

Эффективная мощность гидромотора:

$$N_{m.эфф} = \Delta p_m Q_{m.эфф}, \quad (57)$$

где $Q_{m.эфф} = q_m n_{m.мах}$ – расход через гидромотор без учета утечек;

Δp_m – действительный перепад давления на гидромоторе.

Общий КПД гидропривода будет:

$$\eta = \frac{N_{m.эфф}}{N_H}. \quad (58)$$

5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГИДРОСИСТЕМЫ

Тепловой расчет гидросистемы производится для уточнения теплового режима рабочей жидкости в необходимости установки в гидросистеме теплообменника (холодильника). Мощность, Вт, превращаемая в тепло:

$$N_{\text{ном}} = N_n (1 - \eta), \quad (59)$$

где $N_n = p_n Q_n$ – мощность насоса, Вт;

p_n – давление насоса, Н/м²;

Q_n – подача насоса, м³/с;

η – общий КПД гидропривода.

Потери мощности в гидросистеме и есть количество выделенного тепла, т. е.:

$$N_{\text{ном}} = Q_{\text{выд}}. \quad (60)$$

Суммарная поверхность теплообменника (или бака), необходимая для поддержания заданной температуры рабочей жидкости, при известной температуре окружающей среды будет:

$$S_m = \frac{Q_{\text{выд}} K_{pz}}{K (t_{\text{жс}} - t_{\text{в}})}, \quad (61)$$

где $K_{pz} = \tau_{\text{пр}} / \tau_{\text{с}}$ – коэффициент продолжительности работы гидропривода под нагрузкой;

$\tau_{\text{пр}}$ – время работы гидропривода под нагрузкой, ч;

$\tau_{\text{с}}$ – полное время смены, ч;

K – коэффициент теплопередачи от жидкости к воздуху через наружную поверхность гидробака;

$K = 10 - 15 \text{ Ккал} / \text{м}^2 \cdot \text{°C} = (10 - 15) 1,163 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{°C}$ – для гидробаков с естественным воздушным охлаждением (открытая вентилируемая поверхность);

$t_{\text{жс}}, t_{\text{в}}$ – температура соответственно масла и окружающего воздуха, °C

Чтобы установить необходимость принудительного охлаждения, сначала нужно сконструировать бак.

Если поверхность наружных стенок бака $S_{\text{в}}$ окажется меньше вычисленной по формуле (61), то необходимо установка холодильника.

Объем бака V_6 принимают равным двух – трехминутной производительности насоса Q_n , т. е.:

$$V_6 = (2-3)Q_n. \quad (62)$$

Задаемся соотношением ширины, высоты и длины бака в виде прямоугольного параллелепипеда, как 1:2:3. Обычно бак заполняется рабочей жидкостью на 0,8 высоты. Если обозначить ширину бака через x , объем жидкости в баке $V_6 = x^2(0,8x)3x = 4,8x^3$.

Определяем размеры бака: ширина $x = \sqrt[3]{\frac{V_6}{4,8}}$, высота $2x$, длина $3x$.

Находим площадь поверхности бака, участвующую в охлаждении рабочей жидкости:

$$S_6 = S_1 + \frac{S_2}{2}, \quad (63)$$

где S_1 – суммарная площадь поверхностей бака, омываемых жидкостью;

S_2 – суммарная площадь боковых поверхностей, не омываемых жидкостью. У этих поверхностей эффект охлаждения в два раза меньше.

$$S_1 = 15,8x^2; S_2 = 3,2x^2. \quad (64)$$

Из сравнения поверхностей S_m и S_6 делается заключение о необходимости установки холодильника.

Холодильником может быть типовой заданный охладитель (например, радиатор) или простейший водомасляный теплообменник (змеевик, помещенный в водяной бак).

Количество отбираемого тепла для обеспечения принятого перепада температур составит:

$$Q_{мен} = Q_{выд} - S_6 K (t_{ж} - t_6). \quad (65)$$

С учетом отвода такого количества избыточного тепла и выбирается теплообменник. Уменьшать габариты бака не следует, т. к. масло не будет успевать отделяться от пузырьков воздуха (пена), а загрязнение – оседать на дно бака.

Библиографический список

1. Лебедев, Н. И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности : [учеб. пособие для вузов по спец. «Машины и механизмы лесн. и деревообраб. пром-сти и лесн. хоз-ва»]. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Лесн. пром-сть, 1986. 293 с.
2. Халтурин В. М., Мамаев В. В., Пушкарева О. Б. Гидрооборудование машин лесной промышленности : учеб. пособие. Екатеринбург, 2001.
3. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : В 3 т. Т. 1. 8-е изд., М. : Машиностроение, 2001. 920 с.
4. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов [и др.]. Минск : Вышшая школа, 1976. 416 с.

Для заметок