

**Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
Мытищинский филиал
«Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)»
(МФ-МГТУ им. Н.Э.Баумана)**

ФАКУЛЬТЕТ лесного хозяйства, лесопромышленных технологий и садово-паркового
строительства

КАФЕДРА ЛТ-4

С. П. Карпачев

РАЗРАБОТКА ГИДРОПРИВОДА ЛЕСНОЙ МАШИНЫ

Методические указания для студентов по выполнению
курсовой работы

2019 г.

ВВЕДЕНИЕ

Учебным планом по дисциплине "Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования" направление подготовки 23.03.03 и по дисциплине «Пнеumo и гидропривод» направление подготовки 15.03.02 предусмотрено выполнение студентами соответственно расчетно-графическая и курсовая работы на тему "Разработка объемного гидропривода лесной машины".

Целью этих работ является закрепление у студентов теоретического материала, излагаемого на лекциях и лабораторно-практических занятиях, привитие им навыков самостоятельной разработки принципиальных схем гидроприводов лесных машин, овладение методами расчета гидросистем и выбора комплектующего гидрооборудования.

Работа должна состоять из следующих разделов:

1. Выбор насоса и разработка схемы насосной установки;
2. Разработка структурной и принципиальной схемы гидропривода с предварительным выбором гидрооборудования;
3. Расчет гидросистемы;
4. Окончательный выбор комплектующего гидрооборудования;
5. Тепловой расчет гидросистемы;
6. Описание работы гидрофицированной машины.

Методические указания даны в той последовательности, в которой должно идти выполнение работы.

В каждом разделе методических указаний даются ссылки на литературу, использование которой необходимо при выполнении работы.

Указания по оформлению пояснительной записки и графической части работы даны по тексту методических указаний и в ПРИЛОЖЕНИИ 1.

Настоящие методические указания могут быть использованы студентами при дипломном проектировании машин и оборудования, оснащенных объемным гидроприводом. Эти же методические указания

рекомендуется применять и при выполнении студентами курсовой работы направления подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» по дисциплине «Пневмо- и гидропривод» и расчетно-графической работы направления подготовки 23.03.03 "Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования". В последнем случае объем расчетно-графической работ и глубину проработки отдельных ее разделов определяет руководитель проектирования.

1. ВЫБОР НАСОСА И РАЗРАБОТКА СХЕМЫ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

1.1. Предварительное определение параметров работы гидропривода

Основными параметрами, характеризующими работу объемного гидропривода машин и оборудования, являются давление насоса и расходы гидродвигателей и гидросистемы в целом.

Давление насоса определяется величиной преодолеваемых гидродвигателями нагрузок (усилий P и крутящих моментов $M_{кр}$) и сопротивлением отдельных участков гидросистемы.

При определении давления для гидроприводов конкретных машин возможны два случая:

1. Геометрические размеры гидродвигателей ограничены условиями их компоновки на машине и, таким образом, давление определено исходными данными проектирования.

2. Компоновочные ограничения на гидродвигатели отсутствуют и давлением насоса задаются.

Если в качестве гидродвигателей применены гидроцилиндры, то в первом случае предварительное давление насоса определяется по формуле:

$$p = \frac{P}{S} \cdot K_p, \quad (1)$$

где S - эффективная площадь гидроцилиндра, m^2 ;

K_p - коэффициент, учитывающий потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений гидросистемы, сопротивлений в уплотнениях гидроцилиндра, а также динамические нагрузки.

Эти потери определяются в результате последующих расчетов гидропривода. При предварительном определении давления насоса $K_p = 1,15-1,3$, при этом меньшие значения K_p соответствуют более высоким, а большие - более низким давлениям.

Пример. Штоком гидроцилиндра преодолевается нагрузка $P = 100$ кН ($P = 10$ тс), диаметр гидроцилиндра $D = 0,11$ м (110 мм).

Требуется установить предварительное давление насоса.

Предварительное давление насоса определяется по формуле (1).

Примем $K_p = 1,2$, тогда:

$$p = \frac{P}{S} \cdot K_p = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot D^2} \cdot K_p = \frac{4 \cdot 10^5}{3,14 \cdot 0,11^2} \cdot 1,2 = 1,26 \cdot 10^7 \text{ Па} = 12,6 \text{ МПа}$$

Как было сказано выше, во втором случае компоновочных ограничений на гидродвигатели нет, и поэтому давлением насоса задаются. При этом для конкретных типов машин и оборудования, для которых разрабатывается гидропривод, можно руководствоваться рекомендациями в литературе [1], которые являются обобщением многолетнего опыта проектирования объемных гидроприводов в разных отраслях народного хозяйства.

Выбор номинального давления, МПа, можно осуществить из ряда нормативных, установленных ГОСТ 12445—80 (табл. 1):

Таблица 1

0,10	1,0	10,0	100
-	-	12,5	125
0,16	1,6	16,0	160
-	-	20,0	200
0,25	2,5	25,0	250
-	-	32,0	-
0,40	4,0	40,0	-
-	-	50,0	-
0,63	6,3	63,0	-
-	-	80,0	-

Для гидроприводов машин и оборудования лесной промышленности можно рекомендовать следующие типы объемных насосов и давлений.

Для стационарных, машин и оборудования - пластинчатые насосы типа П2-2 и Г12-3 с $p_{ном} = 6,3$ МПа, типа БГ-12-4 с $p_{ном} = 10$ МПа или типа БГ12-2 с $p_{ном} = 12,5$ МПа, а также шестеренные насосы типа НШ и НШ-У с $p_{ном} = 10$ МПа.

Для мобильных машин и оборудования - шестеренные насосы НШ, НШ-У и НШ-к с $p_{ном} = 16$ Мпа (рис. 1, рис. 2), а также аксиально-поршневые насосы серии 200 (207, 210, 223) с $p_{ном} = 16$ МПа и серии 300 (311, 323, 333); с $p_{ном} = 20$ Мпа (рис. 3, рис. 4).

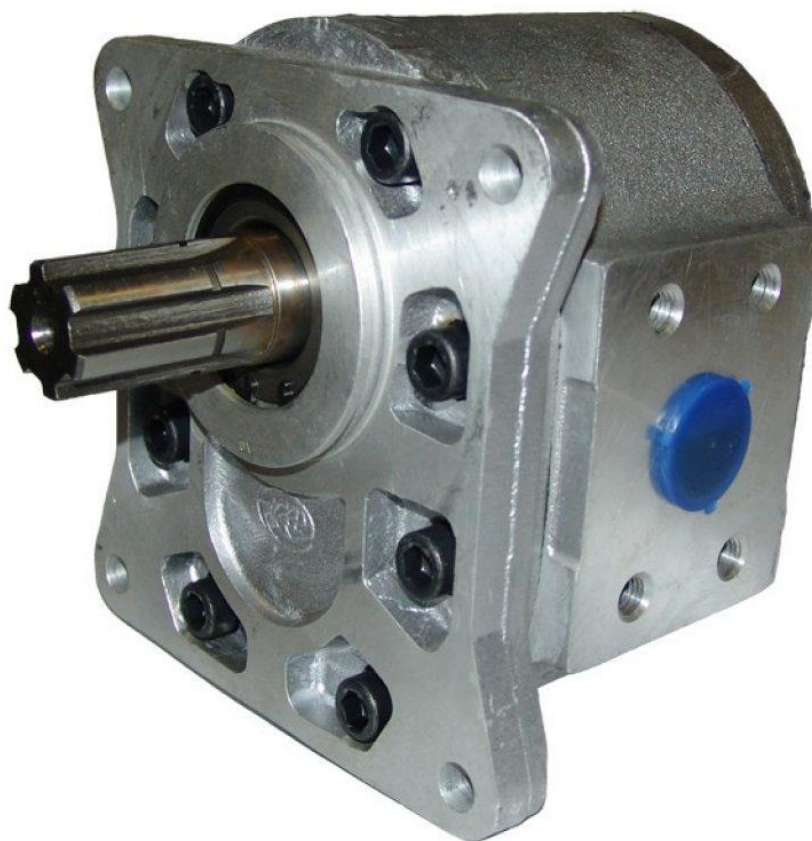


Рис. 1. Общий вид насоса шестеренного типа НШ

Источник: byreniepro.ru/nasosy/nsh.html

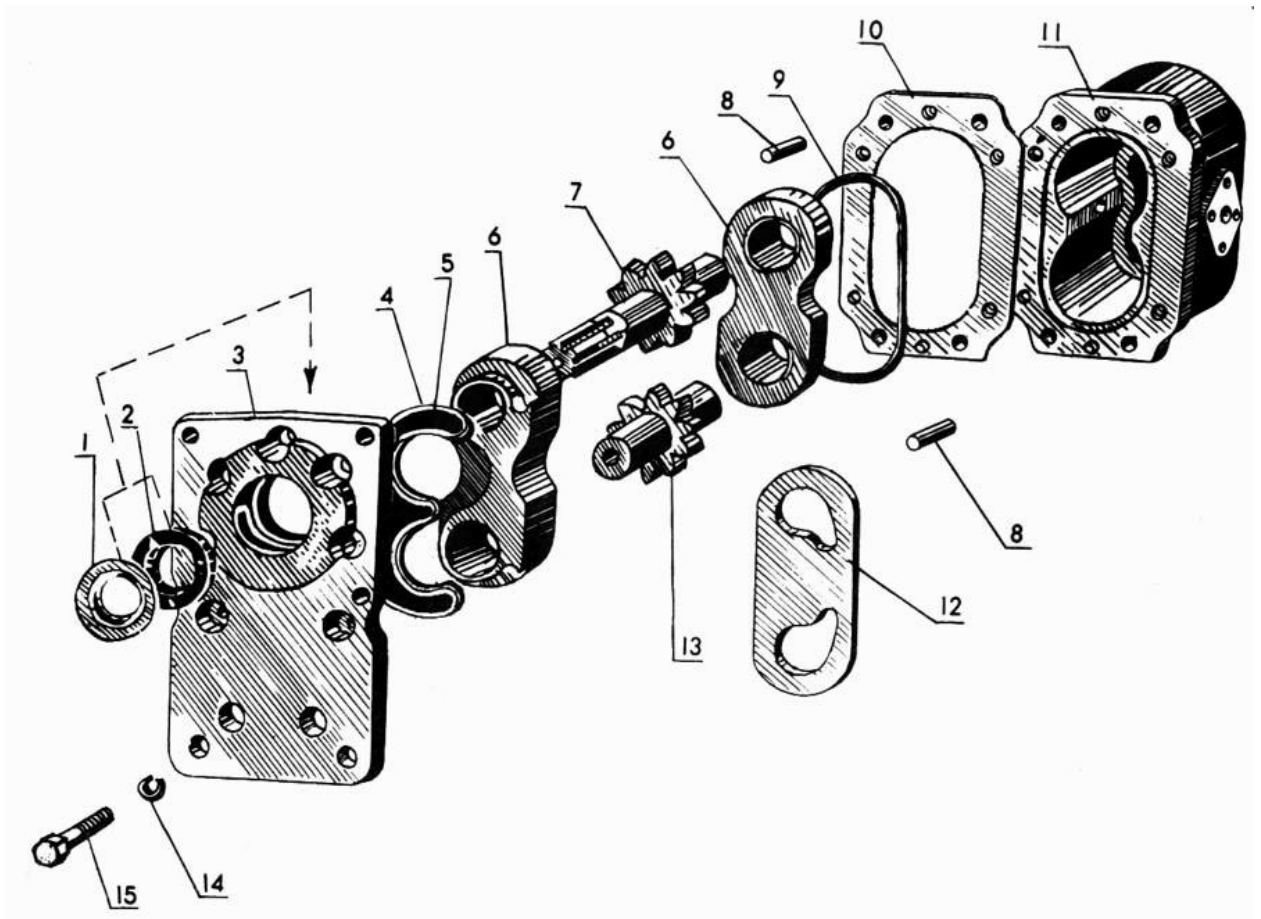


Рис. 2. Конструкция насоса шестеренного НШ10

Источник: new.zao-ks.ru

1. Кольцо опорное НШ10Е-08-А – 1шт.
2. Манжета 1-16x30-1 ГОСТ 8752-70 – 2шт.
3. Крышка НШ10-3-05 – 1шт.
4. Пластина защитная НШ10В-3-09 – 1шт.
5. Манжета НШ10Е-02 – 2шт.
6. Подшипник НШ10-3-03 – 2шт.
7. Шестерня ведущая НШ10Е-04 – 1шт.
8. Штифт 6h18x16 ГОСТ 3128-70 – 2шт.
9. Кольцо 070-015-30-2-2 ГОСТ 9833-73 – 1шт.
10. Прокладка НШ10В-3-10 – 1шт.
11. Корпус НШ10-3-01 – 1шт.
12. Пластина НШ10-3-06 – 1шт.
13. Шестерня ведомая НШ10Е-07 – 1шт.

14. Шайба 80Т 65Г ГОСТ 6402-70 – 8шт.

15. Болт М8-6gx25.88.35.019 ГОСТ 7795-70 – 8шт.



Рис. 3. Общий вид насоса аксиально-поршневого насоса

Источник: yarmarka.uzex.uz/files/offers/pic180109144940208.jpg

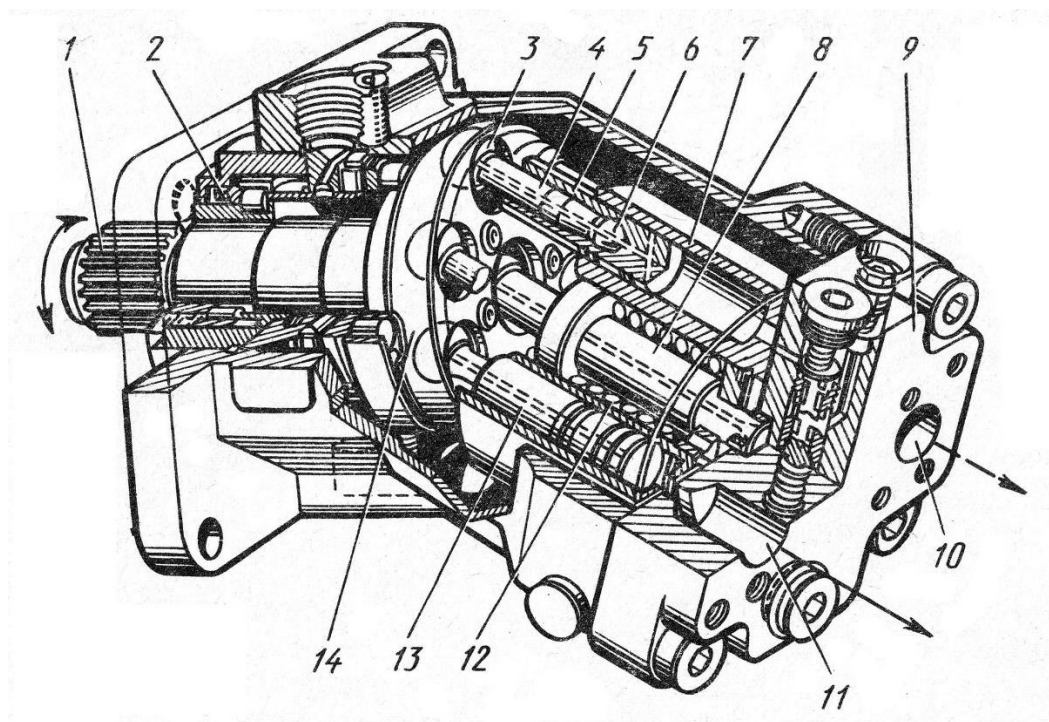


Рис. 4. Конструкция насоса аксиально-поршневого насоса с реверсивным потоком и наклонным блоком. Источник: geom.ru/aksialno-porshnevyye-nasosy/printsip-raboty-aksialno-porshneвого-nasosa

1 – вал, 2 – уплотнение, 3 – сферическая головка, 4 – шатун, 5 – юбка поршня, 6 – шарнир, 7 – блок цилиндров, 8 – шип, 9 – крышка, 10, 11 – окно, 12 – пружина, 13 – поршень, 14 – диск.

Задаваясь давлением, следует учитывать, что оно на гидропривод оказывает двойное влияние: с одной стороны, с увеличением давления уменьшаются габарит и масса гидрооборудования, а также расход рабочей жидкости, а с другой - увеличение давления усложняет конструкцию уплотнительных устройств, ужесточает требования к фильтрации рабочей жидкости, приводит к увеличению стоимости комплектуемого гидрооборудования, вызывает увеличение шума при работе насосов.

С учетом сказанного, не всегда следует стремиться принимать повышенное давление. Следует согласовать его предварительно с руководителем проектирования.

Если в состав проектируемого гидропривода входят несколько объемных гидродвигателей, то давление на отдельных участках гидросистемы следует принять одинаковым. Однако это не исключает случаев, когда давления на различных участках гидросистемы могут быть приняты различными (например, когда нагрузки, преодолеваемые гидродвигателями, резко отличаются).

Выбрав тип насоса и установив давление, определяют диаметр гидроцилиндра по формуле:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot p} \cdot K_p}, \quad (2)$$

Для машин лесной промышленности конструкции гидроцилиндра выбирают по РТМ ЦНИИМЭ [9] или по нормальям, разработанным Минстройдормашем. Однако при выполнении курсовой работы выбирать конструкцию гидроцилиндра не требуется. Необходимо только по ГОСТ 12447-80 «Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Нормальные диаметры» [1], с учетом формулы (2), установить внутренний

диаметр цилиндра. Диаметр штока d в общем случае устанавливают по результатам прочностных расчетов [1].

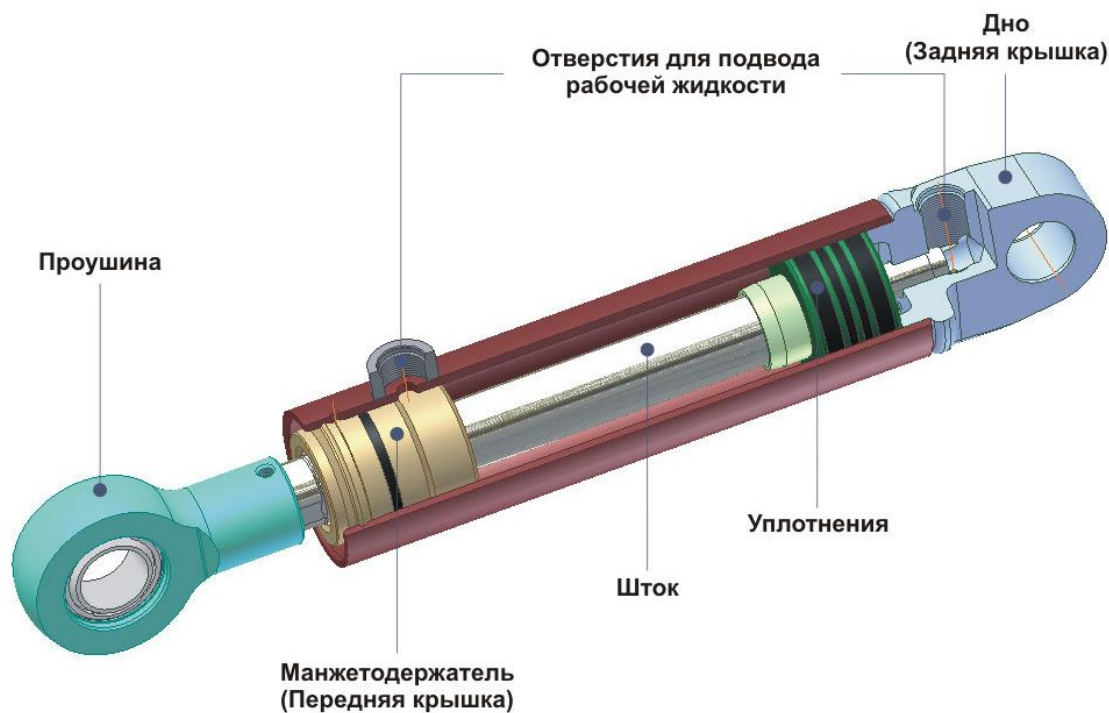


Рис. 5. Гидроцилиндр. Источник: ukragronet.com.ua

Диаметры по ГОСТ 12447-80 должны выбираться из ряда (мм):

Таблица 2

Основной	Основной	Дополнительный	Основной	Дополнительный	Основной
1,0	-	-	20	45	-
-	5,0	-	-	-	100
-	-	-	25	56	-
-	6,0	14	-	-	125
-	-	-	32	70	-
-	8,0	18	-	-	160
2,0	-	-	40	90	-
-	10	22	-	-	200
2,5	-	-	50	110	-
-	12	28	-	-	250
3,0	-	-	63	140	-
-	16	36	-	-	320
4,0	-	-	80	180	-

Основной	Основной	Дополнительный	Основной	Дополнительный	Основной
400	-	-	-	450	-
-	1000	220	-	-	-
500	-	-	-	560	-
-	-	280	-	-	-
630	-	-	-	710	-
-	-	360	-	-	-
800	-	-	-	900	-

Примечание. При выборе значений диаметров основной ряд следует предпочитать дополнительному.

В курсовой работе, при отсутствии каких-либо компоновочных ограничений, диаметр штока следует определить по величине давления и диаметру поршня D , руководствуясь табл.3.

Таблица 3

p , МПа	до 2	2-5	5-8	более 8
d	$(0,2-0,3) D$	$0,5 D$	$0,6 D$	$0,6 D$

Окончательно диаметр штока уточняется по ГОСТ 12447-80.

Примечание. При отсутствии компоновочных ограничений можно, варьируя диаметром штока, изменить расход гидроцилиндра при холостом ходе и тем самым улучшить использование насоса.

Если в качестве гидродвигателей в объемном гидроприводе применены гидромоторы, их выбор производят по величине крутящего момента $M_{кр}$, создаваемого внешней нагрузкой, и по скорости вращения вала. У правильно выбранного гидромотора значение $M_{крн}$, приведенное в технической характеристике гидромашины, должно превышать значение крутящего момента $M_{кр}$, создаваемого внешней нагрузкой. Выбор гидромоторов производят по [1, 5, 8].

Если давление в проектируемой гидросистеме отличается от давления, для которого определен $M_{крн}$, приведенный в технической характеристике гидромотора, то его необходимо пересчитать по формуле:

$$M'_{крн} = \frac{M_{крн} \cdot \Delta p}{\Delta p_n} \quad (3)$$

где $M_{крн}$ - крутящий момент, развиваемый на валу гидромотора при паспортном значении перепада давлений Δp_n ;

Δp - фактический перепад давлений в гидросистеме.

Диапазон изменения частоты вращения вала, приведенный в технической характеристике выбранного гидромотора, должен соответствовать диапазону изменения частоты вращения вала, указанному в исходных данных на проектирование.

При выборе гидромотора нужно стремиться к тому, чтобы его конструкция была однотипна с принятой конструкцией, например, насос пластинчатый насос и пластинчатый гидромотор, аксиально-поршневой насос и аксиально-поршневой гидромотор и т.д.). Однако это требование не безусловное.

При применении в проектируемом гидроприводе поворотных гидродагателей нужно учесть, что такие гидродвигатели серийно не выпускаются. Поэтому конструктивными размерами поворотного гидродвигателя (числом пластин n , шириной b , диаметров вала d и диаметром двигателя D) нужно задаться с таким расчетом, чтобы крутящий момент, развиваемый на валу гидродвигателя рабочей жидкостью, был не менее крутящего момента, создаваемого внешней нагрузкой:

$$M_{крн} = n \cdot b \cdot \Delta p \cdot \frac{D^2 \cdot d^2}{8}, \quad (4)$$

Принятые конструктивные параметры поворотного гидродвигателя необходимо согласовать с руководителем проектирования.

Пример. Требуется установить диаметр гидроцилиндра мобильной машины. Преодолеваемая гидродвигателем нагрузка $P = 60$ кН (6 тс). В соответствии с рекомендациями [1] принимается $p = 10$ МПа (100 ат), а в качестве насоса - шестеренный насос НШ. Тогда, согласно формуле (2), имеем:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot p} \cdot K_p} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 1 \cdot 10^7} \cdot 1,3} = 0,1 \text{ м} = 100 \text{ мм}$$

По ГОСТ 12447-80 [1] принимается $D = 100$ мм.

Расходы гидродвигателей определяют с учетом скоростей движения их выходных звеньев и конструктивных размеров:

для гидроцилиндров:

$$\begin{aligned} Q_p &= v_p \cdot S \\ Q_x &= v_x \cdot s \end{aligned} \tag{5}$$

для гидромоторов:

$$\begin{aligned} Q_p &= n_p \cdot q_\partial \\ Q_x &= n_x \cdot q_\partial \end{aligned} \tag{6}$$

для поворотного гидродвигателя

$$Q = n \cdot b \cdot \frac{D^2 - d^2}{8} \cdot \omega \tag{7}$$

В приведенных формулах (5-7):

S и s - эффективные площади гидроцилиндра;

q_∂ - рабочий объем гидромотора;

v_p, v_x - скорости движения выходного звена гидроцилиндра при рабочем и холостом ходах;

n_p, n_x - частота вращения вала гидромотора при рабочем и холостом ходах;

ω - угловая скорость вращения вала поворотного гидродвигателя.

Определенные по формулам (5), (6) и (7) расходы гидродвигателей нужно увеличить на 5-10% для учета утечек рабочей жидкости. После определения расходов гидродвигателей строится циклограмма расходов рабочей жидкости в гидросистеме за один цикл работы машины и определяется потребная эффективная мощность насосов.

Примечание. При установлении конструктивных размеров гидродвигателей может возникнуть потребность повторения расчетов по формулам 2 и 3, с тем, чтобы за окончательные были приняты оптимальные размеры гидродвигателей.

1.2. Разработка структурной схемы

Структурная схема гидропривода устанавливает состав гидрооборудования, его взаимосвязь и взаимное расположение в гидросистеме. Структурную схему разрабатывают с использованием исходных данных о характере и последовательности операций, выполняемых машиной. При этом учитывают условия работы гидропривода, обусловленные конструкцией машины, условиями ее применения или оговоренные в задании на проектирование (необходимость блокировки движения выходных звеньев гидродвигателей, требования к синхронизации движения рабочих органов машины и др.).

При разработке структурной схемы гидропривода необходимо выбрать схему циркуляции рабочей жидкости (с разомкнутым или замкнутым потоком), установить, дав соответствующее обоснование, способ управления (регулирования) скорости движения выходных звеньев гидродвигателей. Для этого нужно воспользоваться рекомендациями, имеющимися в литературе [1, 3].

Гидрооборудование на структурной схеме изображается квадратиками и прямоугольниками, а гидролинии - прямыми линиями. Внутри квадратиков и прямоугольников дается условное обозначение гидрооборудования (рис. 6: Н - насос нерегулируемый, Гд – гидродвигатель, Гр - гидрораспределитель,

Ф – фильтр, Н – насос, НК – напорный клапан). По структурной схеме разрабатывают принципиальную гидравлическую схему гидропривода машины.

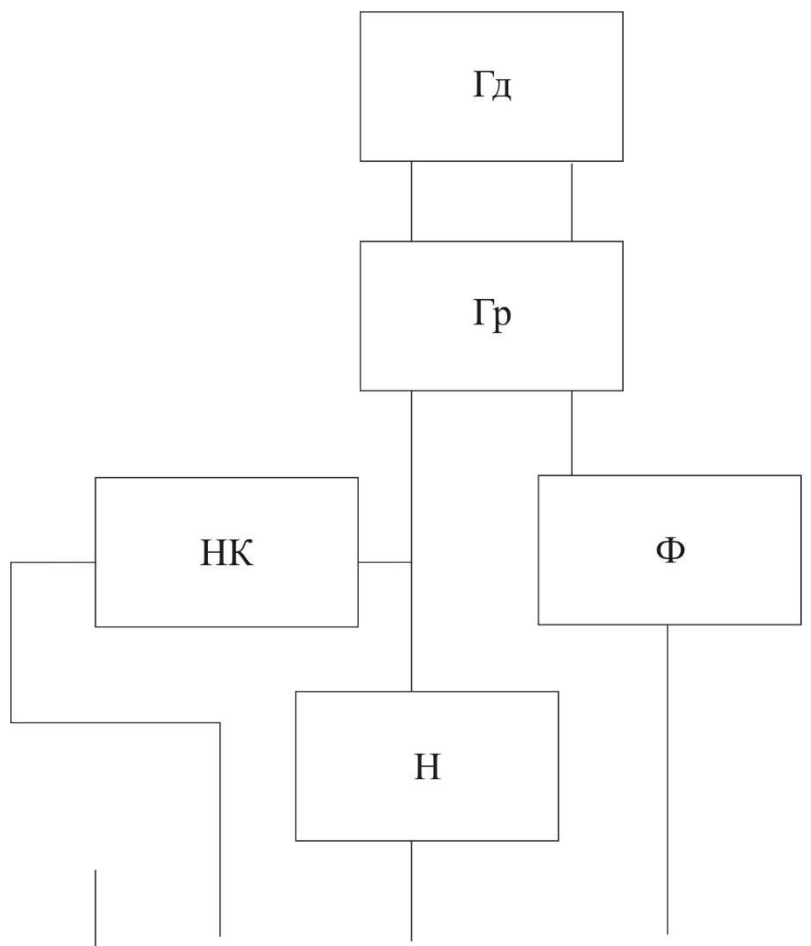


Рис. 6. Структурная схема гидропривода

1.3. Выбор насоса и разработка схемы насосной установки

Выбор насоса производят по расходу и давлению в гидросистеме. Как указывалось выше, в гидроприводах машин лесной промышленности преимущественное применение получили пластинчатые, шестеренные и аксиально-поршневые насосы. Этим насосам и нужно отдавать предпочтение.

В тех случаях, когда насос обеспечивает работу нескольких гидродвигателей, его подача устанавливается по той группе одновременно

работающих гидродвигателей, для которых требуется максимальный расход рабочей жидкости. Если расходы в гидросистеме при выполнении отдельных операций рабочего цикла машины, а такие расходы рабочих и холостых ходов гидродвигателей отличаются друг от друга незначительно, подбирается один насос. При существенном различии этих расходов в гидроприводе могут быть применены насос с гидроаккумулятором или два, а в отдельных случаях - три насоса. В последнем случае суммарная подача всех насосов должна соответствовать максимальному расходу в гидросистеме, подача отдельно взятых насосов - расходам при выполнении машиной соответствующих операций рабочего цикла. Сами насосы желательно принять однотипными.

При выборе насоса следует учитывать, что при отсутствии компоновочных ограничений расход гидроцилиндра при холостом ходе можно изменить, изменив соответствующим образом диаметр его штока.

Если для регулирования скорости движения выходных звеньев гидродвигателей применены дроссельные или объемно-дроссельный способы управления, то нужно подобрать такие типоразмеры насосов, чтобы при работе гидропривода через переливные клапаны в гидробак сливалось минимальное количество рабочей жидкости. В этом случае теряемая мощность и нагрев рабочей жидкости будут минимальными.

Рабочее давление в гидросистема должно возможно меньше отличаться от номинального давления подобранного насоса. Только в этом случае обеспечивается работа насоса с наивысшим коэффициентом полезного действия.

Выбор насосов производят по справочникам или по руководящим материалам [8]. Характеристики некоторых насосов приведены в табл. 4

Таблица 4

Технические характеристики некоторых роторных насосов

Тип	№ типо-размера	Рабочий объем, см ³	Давление, МПа	Частота вращения, мин ⁻¹	КПД	
					объемный	общий
<i>Шестеренные</i>						
НШ	10	10	10/13,5	1100/1650	0,92	0,80
	32	32,6	10/13,5	1100/1650	0,92	0,80
	46	47,3	10/13,5	1100/1650	0,92	0,80
	50	48,8	10/13,5	1100/2000	0,94	0,85
	67	67	10/13,5	1100/2000	0,94	0,85
	98	98	10/13,5	1100/2000	0,94	0,85
	140	140	10/13,5	1100/2000	0,94	0,85
<i>Пластинчатые</i>						
Г12-21А Двойного действия	21А	8	6,3	950/1450	0,62	0,50
	21	5,2	6,3	950/1450	0,71	0,55/0,66
	22	12	6,3	950/1450	0,77	0,65/0,72
	22А	19	6,3	950/1450	0,77	0,65/0,72
	23А	25	6,3	950/1450	0,85	0,75/0,81
<i>Аксиально-поршневые</i>						
210 Нерегулируемые	12	11,6	16/25	2800/5000	0,96	0,38
	16	28,1	16/25	2240/4000	0,96	0,83
	20	54,8	16/25	1800/3150	0,95	0,87
	25	107	16/25	1400/2500	0,95	0,87
	32	225	16/25	1120/2000	0,94	0,86
207 Регулируемые	20	54,8	16/25	1800/3200	0,965	0,900
	25	107	16/25	1400/2500	0,970	0,905
	32	225	16/25	1120/2000	0,975	0,910

Пример. В результате предварительных расчетов определены расходы двух гидродвигателей:

$$Q_{p1} = 20 \text{ л/мин};$$

$$Q_{p2} = 25 \text{ л/мин};$$

$$Q_{x1} = Q_{x2} = 40 \text{ л/мин};$$

$$p_1 = p_2 = 5,8 \text{ МПа.}$$

При работе станка рабочие ходы двигателей совершаются одновременно, а холостые - раздельно. Требуется подобрать насос.

Расход рабочей жидкости при рабочем ходе гидродвигателей составляет:

$$Q_{p1} + Q_{p2} = 20 + 25 = 45 \text{ л/мин},$$

при холостом ходе:

$$Q_{x1} = Q_{x2} = 40 \text{ л/мин.}$$

Условиям задачи удовлетворяет пластинчатый нерегулируемый насос Г12-24АМ [5], со следующими характеристиками:

$$q = 63 \text{ см}^3;$$

$$Q = 50 \text{ л/мин при } n = 900 \text{ об/мин};$$

$$\eta_0 = 0,89;$$

$$\eta_{\text{эф}} = 0,8;$$

$$p_n = 6,3 \text{ МПа.}$$

В состав насосной установки, кроме насосов, входят:

- приводящие двигатели,
- напорные клапаны,
- ограничивающие давление в гидросистеме,
- манометры,
- устройства, обеспечивающие дистанционную разгрузку насосов от давления,
- гидробак и некоторое другое гидрооборудование.

Примеры схем насосных установок с одним и тремя нерегулируемыми насосами показаны на рис. 7.

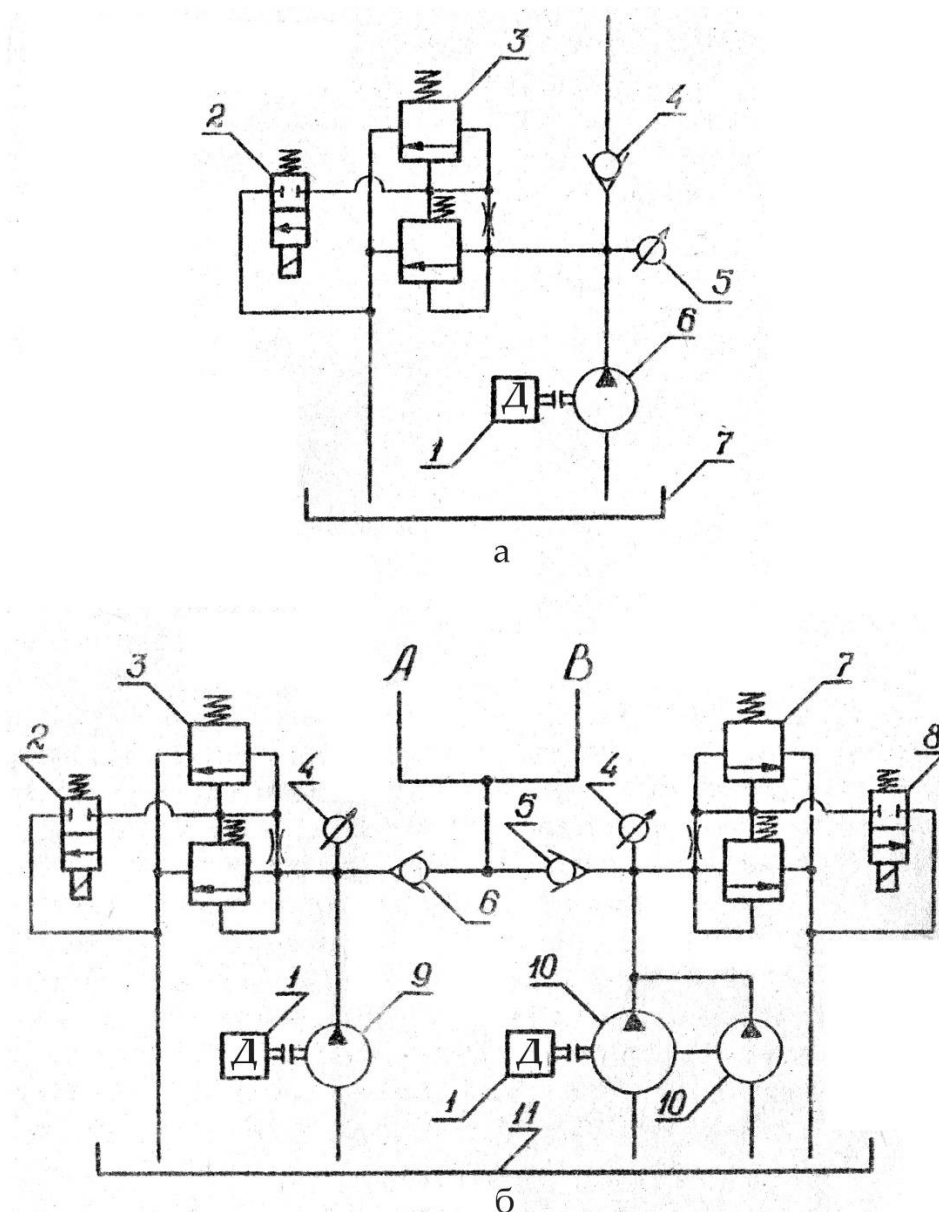


Рис. 7. Примеры насосных установок гидропривода

На рис.7,а обратный клапан 4 блокирует поток жидкости от гидробака 7 при выключенном двигателе 1 насоса 6, напорный клапан 3 непрямого действия ограничивает давление в гидросистеме, а гидрораспределителем 2 осуществляется разгрузка насоса от давления.

На рис. 7,б обратный клапан 5 блокирует поток жидкости, поступающей от насоса 9, от гидробака при разгруженном двухпоточном

насосе 10, а обратный клапан 6 - от двухпоточного насоса 10 при разгруженном насосе 9.

Дистанционная разгрузка насосов от давления осуществляется включением электромагнитов гидрораспределителей 2 и 8, давление насосов ограничивается напорными клапанами 3 и 7 непрямого действия. Настройка напорных клапанов на нужное давление осуществляется по манометрам 5 (рис.7,а) и 4 (рис.7,б).

2. РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ГИДРОСХЕМЫ

Принципиальной гидравлической схемой называется схема, определяющая полный состав элементов гидропривода и связей между ними. По принципиальной гидросхеме устанавливают взаимосвязь и последовательность работы механизмов машины. От того, насколько удачно разработана принципиальная гидросхема, во многом зависит надежная работа гидрофицированной машины.

Приступая к разработке принципиальной схемы, студентам рекомендуются предварительно изучить известные принципиальные гидросхемы аналогичных машин. С описанием гидросхем некоторых лесных машин серийного производства можно ознакомиться в литературе [4, 10].

При разработке новой гидросхемы проектировщик упрощает известные схемы путем исключения отдельных участков гидросистемы или заменяет отдельные устройства новыми, более простыми и совершенными, производит дополнение схемы новыми участками, объединяет отдельные простые гидросхемы в одну более сложную и т.п.

При отсутствии известных машин-аналогов принципиальную гидросхему разрабатывают, основываясь на опыте проектировщиков.

При разработке принципиальной схемы:

- выбирают тип и конструкцию гидрооборудования, которые соответствуют их функциональному назначению и условиям, при которых эксплуатируется машина;

- определяют места установки контролирующей и регулирующей гидроаппаратуры;

- предусматривают меры, обеспечивающие дистанционную разгрузку гидросистемы от давления, блокировку самопроизвольного движения выходных звеньев гидродвигателей при аварийной разгерметизации гидросистемы, торможение выходных звеньев гидродвигателей, преодолевающих попутную нагрузку, очистку рабочих жидкостей от загрязнителей;

- предусматривают разгрузку насосов от давления на время, технологических пауз в работе машины;

- определяют необходимые переключения гидроаппаратуры и характер команд для этих переключений (по пути, по давлению, электрические, ручные и т.д.);

- используют типовые функциональные гидросхемы, с которыми студента должны ознакомиться по литературе [1].

Разработанную принципиальную гидросхему нужно согласовать с руководителем проектирования.

Вычерчивают принципиальную гидросхему без соблюдения масштаба, с условными обозначениями гидрооборудования по ГОСТ 2.780-68, ГОСТ 2.781-68 и ГОСТ 2.782-68. Графические обозначения элементов на гидросхеме располагают так, чтобы соединяющие их гидролинии были наименьшей длины, с наименьшим числом изломов и пересечений. Пространственно элементы на гидросхеме нужно расположить с учетом их фактического размещения на проектируемой машине.

Гидролинии выполняются сплошными линиями толщиной 0,2-1 мм. Все повороты гидролиний должны изображаться под углом 90°, элементы гидропривода (гидрораспределители, клапана, регулятора и т.д.) - в исходном положении, а электромагниты - обесточенными.

Каждый элемент (или устройство) на гидросхеме должен иметь цифровое (1,2,3 и т.д.) или буквенно-цифровое (P1, НК2, P3 и т.д.)

позиционное обозначение. Порядковые номера элементам следует присваивать в соответствии с последовательностью их расположения на схеме сверху вниз и слева направо. Линиям связи допускается присваивать порядковые номера, начиная с единицы, по направлению движений потока рабочей жидкости.

На чертеже, кроме самой принципиальной схемы, нужно поместить: перечень окончательно выбранного гидрооборудования, изображенного на гидросхеме (спецификацию, где в графе "Примечание" указать основные технические параметры: давление, подача, расход, потери давления, тонкость фильтрации и т.п.), таблицу со сведениями о командах на включение и выключение гидрооборудования, циклограммы расходов и давлений за время цикла работы машины.

3. РАСЧЕТ ГИДРОСИСТЕМЫ

Целью расчета является уточнение основных параметров, по которым производится выбор комплектующего гидрооборудования. В результате расчета должны быть определены: расходы и условные проходы труб, суммарные потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений на отдельных участках гидросистемы, сопротивление трения в уплотнениях гидродвигателей, рабочее давление для каждой операции рабочего цикла машины, давление настройки напорных клапанов.

3.1. Выбор рабочей жидкости

Рабочие жидкости выбирают по вязкости и прежде всего исходя из условий работы насосов - наиболее ответственных и дорогостоящих элементов гидропривода.

В Российской Федерации действует ГОСТ 17479.3-85 «Масла гидравлические. Классификация и обозначение», в целом имеющий соответствие международному стандарту ISO 3448. По этому стандарту обозначение гидравлических масел состоит из трех групп знаков:

Первая - буквы «МГ» (масло гидравлическое);

Вторая - цифры, соответствующие определенному классу вязкости при 40°C;

Третья - буквы, указывающие на определенный уровень эксплуатационных свойств, то есть принадлежность к определенной эксплуатационной группе.

Группа А (НН по стандарту ISO) - масла для малонагруженных гидросистем с шестереночными или поршневыми насосами, работающих под давлением до 15 МПа и при максимальной температуре масла в объеме до 80 °С.

Группа Б (НЛ по стандарту ISO) - масла для средненагруженных гидросистем с насосами различных типов, работающих под давлением до 25 МПа и при температуре масла в объеме до 80-90 °С.

Группа В (НМ по стандарту ISO) - масла для гидросистем, работающих под давлением выше 25 МПа и при температуре масла в объеме выше 90 °С.

В соответствии с ГОСТ, широко известное товарное масло веретенное АУ, часто применяемое в гидравлических системах, может быть обозначено МГ-22-А. Это означает, что вязкость масла при 40 °С находится в пределах 19,8-24,2 мм²/с, а его уровень эксплуатационных свойств при работе в гидравлических системах относится к низшей группе (группе А).

Однако на практике масла по-прежнему поставляются на рынок под старыми наименованиями. В гидравлических системах строительной и дорожной техники, помимо масла АУ (веретенного), чаще всего используются масло ВМГЗ (МГ-15-В) и масло МГЕ-46В (МГ46-В). Менее распространены масло «ЭШ» (МГ-32-А) - для гидросистем шагающих экскаваторов, и масло «Р» (МГ-22-В) - для гидроусилителей рулевого управления.

Вязкость рабочих жидкостей на работу насосов и всего гидропривода в целом оказывает двоякое влияние. С одной стороны, снижение вязкости приводит к уменьшению потерь давления на преодоление гидравлических

сопротивлений и к увеличению механического к.п.д. насосов и гидродвигателей, а с другой, - к увеличению утечек и перетечек рабочей жидкости в гидроагрегатах и к снижению объемного к.п.д. гидромашин.

Решающее значение при установлении вязкости рабочей жидкости имеет обеспечение работоспособности наиболее нагруженного элемента гидропривода при его функционировании при максимально возможной температуре, а также обеспечение пуска гидропривода при предельно низкой температуре окружающего воздуха.

Рекомендации относительно допустимых значений максимальной, минимальной и оптимальной вязкости рабочих жидкостей для различных типов насосов приведены в [1].

Установив для конкретных условий (для принятого типа насосов и известных температур, при которых производится запуск насосов и их работа) значения максимальной, минимальной и оптимальной вязкости, подбирают соответствующую марку рабочей жидкости. При этом учитывают и рекомендации заводов изготовителей насосов и гидродвигателей, касающиеся применения рабочих жидкостей.

Выбор рабочих жидкостей производят по вязкостно-температурным кривым [1, 5].

Если условиям задачи удовлетворяют несколько марок рабочих жидкостей, принимают более дешевую, менее дефицитную и имеющую более пологую вязкостно-температурную кривую.

Выбранная рабочая жидкость должна быть совместимой с конструкционными материалами, из которых изготовлены гидрооборудование и трубопроводы, а также уплотнительные устройства.

Масло ВМГЗ (всесезонное масло гидравлическое загущенное) нашло широкое применение в системах гидроуправления и гидропривода лесозаготовительных, строительных, подъемно-транспортных, дорожных и многих других машин, эксплуатирующихся как в помещениях, так и вне при

широком диапазоне температур в рабочем объеме (от -40 до +50 С в зависимости от типа гидронасоса).

ВМГЗ-45 - это одно из самых универсальных и простых гидравлических масел, разработанных при СССР, причем в разы дешевле импортных аналогов. Гидравлическое масло ВМГЗ разработано на низкозастывающей маловязкой минеральной основе. В его составе содержатся следующие присадки: противоизносная, антиокислительная, антипенная.

По ГОСТ 17479.3-85 масло ВМГЗ следует обозначать следующим образом «МГ-15-В», где:

МГ – масло гидравлическое;

15 – класс кинематической вязкости при 40 °С (13,50-16,50 мм²/с – маловязкие масла);

В - принадлежность масла к одной из трех групп, характеризующих эксплуатационные свойства (масла высокого качества с присадками для гидросистем, работающих под давлением выше 25 МПа и при температуре масла в объеме выше 90 °С).

Основные достоинства ВГМЗ:

1. Относительно высокий индекс вязкости сводит к минимуму изменение вязкости при изменениях температуры.

2. Широкий температурный диапазон эксплуатации за счет низкой температуры застывания масла. Для регионов крайнего севера может использоваться как всесезонное, для средней полосы – как зимнее.

3. ВГМЗ отличаются достойной термической и окислительной стабильностью, что гарантирует продолжительную бесшумную работу масла в гидросистеме.

4. Хорошие антикоррозионные свойства способствуют защите поверхности всех металлических частей, находящихся в системе.

ВМГЗ производится в трех вариациях, различающихся температурой застывания, и вязкостью (чем ниже температура застывания, тем меньше вязкость):

ВМГЗ-45°С,

ВМГЗ-55°С,

ВМГЗ-60°С.

Некоторые показатели гидравлического масла ВМГЗ (значения по ТУ 0253-001-81683819-2007):

Температура застывания, - 45°С

Плотность при 15 °С, не более 865 кг/см³

Кинематическая вязкость, при 40°С, не менее 11,5-22 мм²/с

Кинематическая вязкость при -40 °С, не более 1500 мм²/с

Пример. Требуется подобрать рабочую жидкость для гидропривода машины, работающей на открытом воздухе при температуре -15°С. В гидроприводе применен аксиально-поршневой насос типа 210.

Хранение машины безгаражное, запуск гидропривода в работу производится без предварительного подогрева рабочей жидкости.

Рабочая температура жидкости +60°С.

1. Максимальная вязкость рабочей жидкости, при которой обеспечивается прокачиваемость аксиально-поршневого насоса равна $1800 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (1800 сСт) [1].

2. По вязкостно-температурным кривым [1] устанавливаем, что заданным условиям ($T_{\text{мин}} = -15^\circ\text{С}$ и $T_{\text{макс}} = +60^\circ\text{С}$) удовлетворяют рабочие жидкости МГ-20, ВМГЗ и АМГ-10, а также минеральное масло АУ.

3. Завод-изготовитель аксиально-поршневых насосов типа 210 рекомендует применять рабочие жидкости ВМГЗ и МГ-30, а в качестве их заменителей - минеральные масла АУ и И-30А.

4. Исходя из вышеизложенного, для гидропривода должна быть принята рабочая жидкость ВМГЗ. Заменителями этой жидкости могут служить рабочая жидкость МГ-20 или минеральное масло АУ.

5. При применении в качестве рабочей жидкости ВМГЗ рабочая температура, при которой должен эксплуатироваться гидропривод, должна быть не более 65°C.

3.2. Определение условного прохода трубопроводов

Условные проходы d (диаметры трубопроводов) на отдельных участках гидросистемы устанавливают из условия, чтобы при пропуске расчетного расхода фактическая скорость v в трубопроводах не превосходила допускаемую v_0 .

Условный проход трубопроводов определяют по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_0}}, \text{ м} \quad (8)$$

где Q - максимальный расход жидкости на расчетном участке гидросистемы, м³/с;

v_0 - допускаемая скорость, м/с, принимаемая согласно рекомендациям в литературе [1].

Ориентировочные значения максимальных скоростей течения масла в гидролиниях [6]:

Всасывающая – 1,2 м/с,

Сливная – 2 м/с.

Нагнетающая при давлениях, МПа:

< 2,5 – 3 м/с,

< 5,0 – 4 м/с,

< 10,0 – 5 м/с,

> 150 – 8...10 м/с.

Найденное по формуле (8) значение диаметра округляем до ближайшего стандартного в большую сторону согласно ГОСТ 16516-80.

Стандартные значения внутреннего диаметра труб (мм): 1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

В гидроприводе применяются стальные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ 8734-75, горячедеформированные по ГОСТ 8732-78, медные трубы по ГОСТ 617-72, алюминиевые трубы по ГОСТ 18475-82, латунные трубы по ГОСТ 494-76 и рукава высокого давления по ГОСТ 6286-73.

После выбора диаметра труб, вычисляют фактические скорости течения жидкости на участках гидросистемы. В дальнейшем по этим скоростям определяют потери давления не преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводах.

При выборе трубопроводов рекомендуется по возможности принимать жесткие стальные трубы, избегая применения гибких трубопроводов. Однако, если по конструктивным соображениям или по условию монтажа гидропривода на машине применение жестких труб невозможно, в качестве трубопроводов могут быть применены гибкие шланги (рис. 8) [2, 6]. Выписки для труб стальных приведены в табл. 4 и табл. 5.

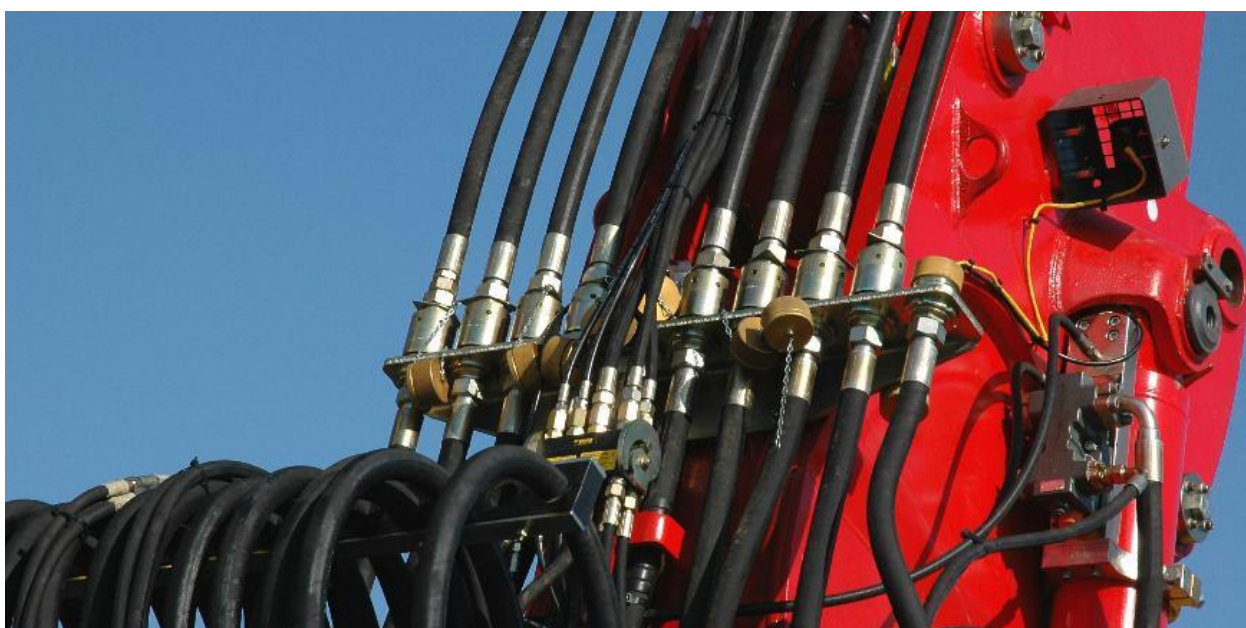


Рис. 8. Гибкие шланги гидролиний манипулятора

Источник: <https://www.mirsmazok.ru>

Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные
по ГОСТ 8734-75

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм
5	0,3...1,5	25...28	0,4...7,0	140	1,6...22
6	0,3...2,0	30...36	0,4...8,0	150	1,8...22
7...9	0,3...2,5	38, 40	0,4...9,0	160	2,0...22
10...12	0,3...3,5	42	1,0...9,0	170	2,0...24
13...15	0,3...4,0	45, 48	1,0...10	180	2,0...24
16...19	0,3...5,0	50...76	1,0...12	190	2,8...24
20	0,3...6,0	80...95	1,2...12	200—220	3,0...24
21...23	0,4...6,0	100...108	1,5...18	240	4,5...24
24	0,4...6,5	110...130	1,5...22	250	4,5...24

В указанных пределах диаметр брать из ряда: 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 21; 22; 23; 25; 26; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 38; 40; 50; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 95; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 200; 210; 220 мм;

Толщину стенки — из ряда: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10,0; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24 мм.

Трубы стальные бесшовные горячедеформированные
по ГОСТ 8732-78

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Наружный диаметр, мм	Толщина, стенки, мм
25...42	2,5...4,0	127	4...30
45	2,5...5,0	133	4...32
50	2,5...5,5	140... 159	4,5...36
54	3...11	168...194	5...45
57	3...12	203; 219	6...50
60; 63,5	3...14	245; 273	7...50
68; 70	3...16	299...351	8...75
73; 76	3...18	377...426	9...75
83	3,5...18	450	16...75
89... 102	3,5...22	480... 530	25...75
108...121	4...28	-	-

В указанных пределах диаметр брать из ряда: 25; 28; 32; 38; 42; 89; 95; 102; 108; 114; 121; 140; 146; 152; 159; 168; 180; 194; 299; 325; 351; 377; 402; 426; 480; 500; 530 мм.

Толщину стенки — из ряда: 2,5; 2,8; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 60; 63; 65; 70; 75 мм.

При выборе трубопроводов нужно учитывать еще и следующее обстоятельство: если условные проходы на различных участках гидросистемы мало отличаются друг от друга (например, $d_1 = 4$ мм и $d_2 =$

5мм), за расчетный для всех участков нужно принять больший. Это позволит исключить возможные ошибки при комплектации труб во время монтажа гидросистемы.

3.3. Определение потерь давления на преодоление гидравлических сопротивлений гидросистемы

Потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений подсчитываются отдельно для напорных и сливных гидролиний каждого участка гидросистемы. Методика определения потерь давления общепринятая в гидравлике. Согласно этой методике [1], суммарные потери давления Δp складываются из потерь по длине $\Delta p_{\text{дл}}$ потерь на преодоление местных сопротивлений $\Delta p_{\text{м}}$ и потерь в гидроаппаратуре $\Delta p_{\text{а}}$.

Для каждого участка гидросистемы суммарные потери будут равны:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^{i=k} \Delta p_{\text{дл}i} + \sum_{i=1}^{i=m} \Delta p_{\text{м}i} + \sum_{i=1}^{i=n} \Delta p_{\text{а}i} \quad (9)$$

где k - количество прямолинейных или близких к прямолинейным участкам трубопроводов;

m - количество местных сопротивлений на расчетном участке гидросистемы;

n - количество гидроаппаратов, установленных на расчетном участке гидросистемы.

При определении потерь давления длины отдельных участков гидросистемы, вид и число местных сопротивлений устанавливаются по монтажной схеме гидропривода. При выполнении курсового проекта в качестве монтажной схемы принять принципиальную гидравлическую схему.

Потери по длине каждого участка трубопровода определяют по формуле А. Дарси:

$$\Delta p_{\text{дл}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (10)$$

где v - фактическая скорость течения жидкости на расчетном участке гидросистемы;

λ - коэффициент сопротивления трения, определяемый по методике, излагаемой в гидравлике. В соответствии с этой методикой необходимо предварительно установить режим движения жидкости на расчетном участке гидросистемы.

При определении числа Re кинематический коэффициент вязкости принятой рабочей жидкости устанавливаются по вязкостно-температурной кривой для температуры, при которой эта жидкость эксплуатируется. Для рабочих жидкостей на минеральной основе максимальная температура, при которой они эксплуатируются, устанавливается с учетом следующих соображений. Для гидроприводов стационарных машин, работающих в сравнительно тяжелых условиях (плохие условия охлаждения, дроссельное управление, ограничения размеров гидробака, непрерывная работа машины и др.), максимальная температура принимается равной 55-60°C.

Если стационарная машина работает в отапливаемых помещениях, при положительных температурах окружающего воздуха и в легком режиме, за расчетную можно принимать температуру рабочей жидкости, превышающую температуру воздуха на 10-15°C.

Для гидроприводов мобильных машин максимальная температура рабочей жидкости не должна превышать 80°C.

Примечание. Окончательно температура, при которой эксплуатируется рабочая жидкость, устанавливается по итогам теплового расчета гидропривода.

При установлении режима движения жидкости в трубопроводах принимают следующие значения Re :

- | | | |
|--------------------------------|---|--------------|
| для круглых металлических труб | - | 2100 - 2300; |
| для гибких шлангов | - | 1600. |

С учетом специфичных условий эксплуатации труб в гидроприводах коэффициент сопротивления трения при ламинарном режиме определяют по формулам:

Для металлических труб без вмятин, сужений и изгибов для резиновых шлангов:

$$\lambda = \frac{(75 \dots 85)}{Re} \quad (11)$$

При турбулентном режиме коэффициент сопротивления трения определяется по формуле А. Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{1/4} \quad (12)$$

Для определения коэффициента сопротивлений трения труб при турбулентном режиме в зоне гидравлически гладких поверхностей можно воспользоваться и формулой Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (13)$$

Значения абсолютной шероховатости устанавливают по рекомендациям [1].

Потери давления на преодоление местных сопротивлений определяют по формуле Вейсбаха:

$$\Delta p_m = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (14)$$

где ζ - коэффициент местного сопротивления. Значения ζ для наиболее характерных видов местных сопротивлений приведены в литературе [1, 6].

Потери давления в гидроаппаратах (гидрораспределителях, клапанах, фильтрах и т.д.) устанавливают по их техническим характеристикам. Для этого нужно сделать предварительный выбор гидрооборудования. Предварительный выбор производят по литературе [5, 7, 8] по расходу и

давлению, определенным в разделе 1 настоящих методических указаний, и с учетом тех функций, которые должен выполнять тот или иной гидроаппарат при работе гидропривода.

Предварительный выбор гидрооборудования производят в процессе разработки принципиальной гидросистемы гидропривода, согласовав этот выбор с руководителем курсового проектирования.

Суммарные потери давления в гидроаппаратуре и на преодоление местных сопротивлений для каждого участка гидросистемы нужно определить в табличной форме (таблица 6).

Таблице 6

Определение Δp_m и Δp_m по участкам

Вид сопротивлений	Число сопротивлений, n	Коэффициент ζ	Потери давления $\Delta p_m = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$	Примечание
Напорная гидролиния				
Поворот трубы на 90°				
Гидрораспределитель				
Вход в гидроцилиндр				
и т.д.				
Сливная гидролиния				
Выход из гидроцилиндра				
Гидрораспределитель				
Поворот трубы на 90°				
и т.д.				

Если суммарные потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений в сливной гидролинии окажутся менее 0,2-0,3 МПа, то для обеспечения равномерного срабатывания с места гидродвигателей при пуске машины в работу на сливе нужно установить подпорный клапан, отрегулировав его на давление 0,2-0,3 МПа.

3.4. Определение сопротивлений в уплотнениях гидродвигателей

Для известных конструкций уплотнительных устройств гидродвигателей силу трения определяют по формулам, приведенным в литературе [1, 6]. Если исходными данными на курсовое проектирование конструкция уплотнительных устройств не оговорена, их нужно принять, руководствуясь рекомендациями в [6].

3.5. Определение рабочего давления

Рабочее давление на отдельных участках гидросистемы, расходуемое на преодоление полезной нагрузки и сил сопротивлений, определяется следующими уравнениями:

- для гидроцилиндров с односторонним штоком:

$$p_n = \frac{\Delta p_{сл} \cdot S_{шт} + P + R_{шт} + R_{уп}}{S_n} + \Delta p_n \quad (15)$$

- для гидромоторов и поворотных гидродвигателей:

$$p_n = \Delta p_{сл} + \Delta p_{дв} + \frac{R_y}{S_{пов}} + \Delta p_n \quad (16)$$

где $\Delta p_{сл}, \Delta p_{дв}$ - потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводах и гидроаппаратуре, принимаются по результатам расчетов в 2.3;

$S_{шт}, S_n, S_{пов}$ - эффективные площади штоковой, поршневой полостей гидроцилиндров и площади поворотного гидродвигателя;

P - преодолеваемая гидродвигателем нагрузка (включая сопротивление в направляющих станка или машины и динамическую нагрузку);

$R_{уш}$, $R_{уп}$ - сопротивление трения в уплотнениях штока и поршня гидроцилиндра;

R_y - сопротивление трения в уплотнениях поворотного гидродвигателя.

3.6. Давление настройки напорных клапанов

Напорные клапаны настраивают по максимальному рабочему давлению. Для обеспечения устойчивого движения рабочего органа машины при преодолении им максимальной полезной нагрузки необходимо, чтобы $p_{кл} = (1,05 \dots 1,20) \cdot p_n$, где $(1,05 \dots 1,20)$ - коэффициент запаса, обеспечивающий устойчивое движение рабочего органа машины. При этом, меньшие значения этого коэффициента принимаются для высоких, а большие - для небольших рабочих давлений.

Если в составе насосной установки два и более объемных насоса, напорные клапаны этих насосов настраивают на рабочие давления соответствующих участков гидросистемы.

Так, например (рис. 7.б), если насос 9 обеспечивает рабочей жидкостью участок А гидросистемы, а двухпоточный насос - участок В, то в этом случае напорный клапан 3 нужно настраивать по рабочему давлению на участке А, а напорный клапан 7 - по рабочему давлению на участке В гидросистемы.

Определив рабочие давления и давления настройки напорных, клапанов, строят циклограмму давлений для цикла работы машины и уточняют мощность насосов.

4. ВЫБОР КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ГИДРООБОРУДОВАНИЯ

Предварительный выбор комплектующего гидрооборудования производят при разработке принципиальной схемы гидропривода, а окончательный - по результатам расчета гидросистемы. При окончательном выборе уточняют тип, типоразмер, техническую характеристику, условия применения и размещения на машине комплектующего гидрооборудования.

5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГИДРОСИСТЕМЫ

Целью теплового расчета является:

а) определение установившейся температуры рабочей жидкости для гидросистем, в которых габариты резервуаров для рабочей жидкости ограничены. При превышении допустимого значения установившейся температуры в гидросистеме предусматривается применение холодильников. Холодильники применяют также в гидросистемах большой мощности (более 20-30 кВт.);

б) определение минимальной емкости гидробака, при которой установившаяся температура нагрева масла не превышала бы допустимую в гидросистемах, в которых габариты резервуаров для рабочей жидкости не имеет строгих ограничений.

При выполнении теплового расчета принимают, что гидросистема работает непрерывно и достаточно длительно, т.е. имеет место тепловой баланс. Теплоотдача происходит только через металлические поверхности резервуара для рабочей жидкости. В этом случае перепад температур ΔT между рабочей жидкостью и окружающим пространством определяется по формуле

$$\Delta T = T_0 - T = \frac{W}{k \cdot S_{\text{сб}}} \quad (17)$$

где T - допустимая установившаяся температура рабочей жидкости.
Для минерального масла $T = (50 - 60)^\circ\text{C}$;

$S_{\text{сб}}$ - температура окружающего воздуха;

W - среднее количество тепла выделяемое гидросистемой в единицу времени;

$S_{\text{сб}}$ - расчетная площадь поверхности гидробака;

k - коэффициент теплоотдачи, который ориентировочно принимается: для гидроприводов, расположенных в ниве или вблизи стен в отапливаемом помещении, $k = 4 \dots 6$ ккал/м²час·град.

Для гидроприводов стационарных машин, расположенных на открытых местах: $k = 10 \dots 15$ ккал/м²час·град.

Для гидроприводов, расположенных на передвижных машинах снаружи и обдуваемых ветром: $k = 15 \dots 20$ ккал/м²час·град.

Задавшись допустимым перепадом температур рабочей жидкости и окружающего воздуха, по вышеприведенной формуле можно определить расчетную поверхность теплопередачи резервуара. В свою очередь при соотношении сторон прямоугольного резервуара в пределах от 1:1:1 до 1:2:3 его расчетная поверхность (в м²) связана с объемом рабочей жидкости V (в литрах) следующим соотношением:

$$V = \sqrt{\left(\frac{S_{\text{зб}}}{0,065}\right)^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{W}{0,065 \cdot k \cdot \Delta T}\right)^3}, \text{ л} \quad (18)$$

Таким образом, при известных значениях ΔT и k тепловой расчет гидросистемы и определение емкости гидробака сводится к определению среднего количества тепла W выделяемого в гидросистеме в единицу времени.

Определение W производится по следующей методике:

- весь рабочий цикл машины разбивает на элементы цикла, на протяжении которых давление и расход через гидродвигатель остаются постоянными. Время каждого элемента цикла t_i , относительное время

каждого элемента цикла $\tau_i = \frac{t_i}{t}$, где t - время всего цикла;

- для каждого элемента цикла определяются производительность насоса Q_n , расход гидродвигателя $Q_{\text{зд}}$, давление p_n , развиваемое насосом, перепад, давления на гидродвигателе $\Delta p_{\text{зд}}$ и эффективный коэффициент полезного действия насоса $\eta_{\text{эф.н}}$ и гидродвигателя $\eta_{\text{эф.зд}}$. Величины $(Q_n, Q_{\text{зд}}, p_n, \Delta p_{\text{зд}})$ определяются в процессе расчета гидросистемы. Величины $\eta_{\text{эф.н}}$ и $\eta_{\text{эф.зд}}$ определяются в зависимости от p_n по соответствующим характеристикам $\eta_{\text{эф.н}} = f(p)$ и $\eta_{\text{эф.зд}} = f(p)$, которые приведены в руководящих

материалах по гидрооборудованию (Л-15, Л-16, Л-19) или получаются в результате стендовое испытаний насосов и гидродвигателей;

Для каждого элемента цикла определяется следующие величины.

Мощность, подведенная к насосу:

$$N_{\text{под}} = \frac{P_n \cdot Q_n}{\eta_{\text{эф.н}}}, \text{ Вт} \quad (19)$$

Полезная мощность, снятая с гидродвигателя:

$$N_{\text{пол}} = \frac{P_{\text{гд}} \cdot Q_{\text{гд}}}{\eta_{\text{эф.гд}}}, \text{ Вт} \quad (20)$$

Теряемая мощность, переходящая в тепло:

$$N_{\text{тер}} = N_{\text{под}} - N_{\text{пол}}, \text{ Вт} \quad (21)$$

Количество тепла, которое выделяется в гидросистеме в единицу времени, определяется по формуле:

$$W = \sum N_{\text{тер}} \cdot \tau_i, \quad (22)$$

Расчет по определению W удобно вести в табличной форме (табл.6).

С примером теплового расчета гидросистемы студенты могут ознакомиться в [1].

На практике при выборе объема бака руководствуются следующими правилами:

1. Для стационарных машин, работающих в помещении без искусственного охлаждения, емкость бака принимается равной 2-8 минутной производительности насоса.

2. Для стационарных машин, работающих на открытом воздухе, емкость бака принимается не менее минутной производительности насоса.

Эти нормы могут служить некоторой оценкой результатов теплового расчета. При значительном превышении, этих норм необходимо предусматривать искусственное охлаждение.

Отметим, что в гидроприводах дроссельного регулирования большое количество тепла выделяется при сливе

6. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ ГИДРОФИЦИРОВАННОЙ МАШИНЫ

Дается с учетом задания на проектирование и результатом проектирования. В описании нужно указать очередность работы гидродвигателей и гидроаппаратуры, характер команд, подаваемых на включение и переключение гидрооборудования; обосновать принятую схему фильтрации рабочей жидкости, способ регулирования скорости и способ синхронизация движения выходных звеньев двигателей и привести другие сведения о работе гидрофицированной машины.

7. УКАЗАНИЯ ПО ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Пояснительная записка выполняется на листах бумаги стандартных размеров А4 и должна иметь титульный лист установленного образца. По тексту пояснительной записки должны быть выделены разделы и подразделы работы. Разделы должны иметь общую порядковую нумерацию, а подразделы - в пределах каждого раздела. Сокращение слов в тексте не допускается.

Все расчетные формулы должны быть записаны четкими символами; каждый из этих символов должен иметь исчерпывающее объяснение. Если по тексту пояснительной записки приводятся численные значения тех или иных физических величин, то нужно указать, из какого литературного источника они заимствованы. Например: ζ - коэффициент местного сопротивления присоединения; $\zeta = 0,15$ [1].

Все схемы и рисунки, помещенные по тексту пояснительной записки, должны иметь подрисовочные надписи и выполняться с соблюдением соответствующих ГОСТов на условные обозначения. Сами схемы и рисунки могут быть выполнены карандашом или на компьютере в какой-нибудь графической программе.

В конце пояснительной записки дается перечень использованной литературы.

Все страницы пояснительной записки должны быть пронумерованы и сброшюрована в файл. К пояснительной записке прикладывается задание на курсовое проектирование.

Графическая часть пояснительной записки выполняется карандашом на листе ватманской бумаги формата А4.

Графическая часть должна содержать:

1 – принципиальную гидравлическую схему, выполненную в условных обозначениях гидрооборудования;

2 – циклограммы расходов и давлений;

3 – таблицу с указанием включения и выключения гидроаппаратуры;

4 – спецификацию примененного комплектующего гидрооборудования.

8. ВАРИАНТЫ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

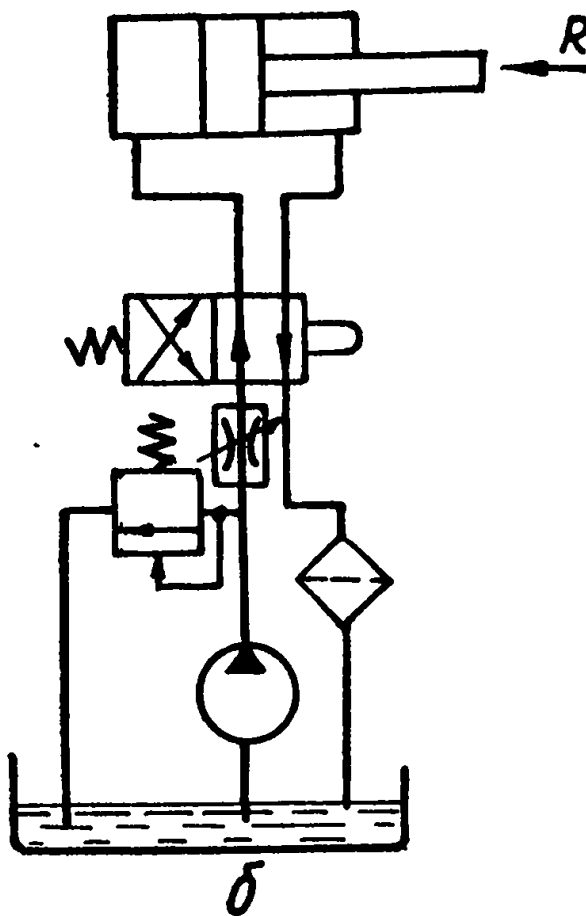


Рис. 9. Схема гидропривода

Варианты:

Последняя цифра Зачетной книжки	R , кН	Скорость поршня, v , см/с	Ход поршня, h , мм
1	300	2,0	500
2	280	2,2	490
3	260	2,4	480
4	240	2,6	470
5	220	2,8	460
6	200	3,0	450
7	180	3,2	440
8	160	3,4	430
9	140	3,6	420
10	120	3,8	410

Предпоследняя цифра Зачетной книжки	l_n , м/число углов $\zeta = 1,25$	l_c , м/число углов $\zeta = 1,15$
1	3,0/2	6,0/11
2	3,2/3	6,1/10
3	3,4/4	6,2/9
4	3,6/5	6,3/8
5	3,8/6	6,4/7
6	4,0/7	6,5/6
7	4,2/8	6,6/5
8	4,4/9	6,7/4
9	4,6/10	6,8/3
10	4,8/11	6,9/2

Примечание: l_n – длина напорной гидролинии, l_c – длина сливной гидролинии.

Рекомендуемая литература

1. Лебедев Н.И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности. М. Лесная промышленность, 1986, 292 с.
2. Прогрессивные элементы гидроприводов лесных машин. Сборник лекций. М. Лесная промышленность, 1985, 133 с.
3. Устройство и эксплуатация гидросистем лесозаготовительных машин. Сборник лекций, М: Лесная промышленность, 1986, 134 с.
4. Багин Ю.И., Ерахтин Д.Д. Гидросистемы лесозаготовительных машин. М: Лесная промышленность, 1983, 227 с.
5. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. Машиностроение, 1982, 462 с.
6. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. Справочник. Техника, 1977, 319 с.
7. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник. Машиностроение, 1983, 300 с.
8. ЭНИМС. Инструкции по применению насосов, регулирующей гидравлической аппаратуры, гидрораспределителей.
9. РТМ ЦНИИМЭ. Гидроцилиндры
10. Шелгунов Ю.Б., Кутуков Г.М., Ильин Г.П. Машины и оборудование лесозаготовок, лесосплава и лесного хозяйства. М: Лесная промышленность, 1982, 519 с.