

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное
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
расчетно-графической работы

2025 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-графической работы (РГР) 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. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА

1.1. Разработка структурной схемы

1.2. Разработка принципиальной схемы

2. РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА

2.1. Определение номинального давления

2.2. Подбор гидродвигателей

2.3. Предварительные рекомендации по подбору гидронасоса

2.4. Подбор гидронасоса

3. ВЫБОР КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ГИДРООБОРУДОВАНИЯ

3.1. Предварительные рекомендации

3.2. Выбор гидрораспределителя

3.3. Предохранительный клапан

3.4. Гидродроссель

4. РАСЧЕТ ГИДРОСИСТЕМЫ

4.1. Выбор рабочей жидкости

4.2. Определение условного прохода трубопроводов

- 4.3. Определение потерь давления на преодоление
гидравлических сопротивлений гидросистемы
5. ОКОНЧАТЕЛЬНЫЙ ВЫБОР КОМПЛЕКТУЮЩЕГО
ГИДРООБОРУДОВАНИЯ
6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГИДРОСИСТЕМЫ
7. 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.

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 РГР направления подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» по дисциплине «Пнеumo- 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 работы и глубину проработки отдельных ее разделов определяет руководитель проектирования.

1. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА

1.1. 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 выполнение РГР (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. 1: Н - насос нерегулируемый, Гд – гидродвигатель, Гр - гидрораспределитель, Ф – фильтр, Н – насос, НК – напорный клапан). По структурной схеме разрабатывают принципиальную гидравлическую схему гидропривода машины.

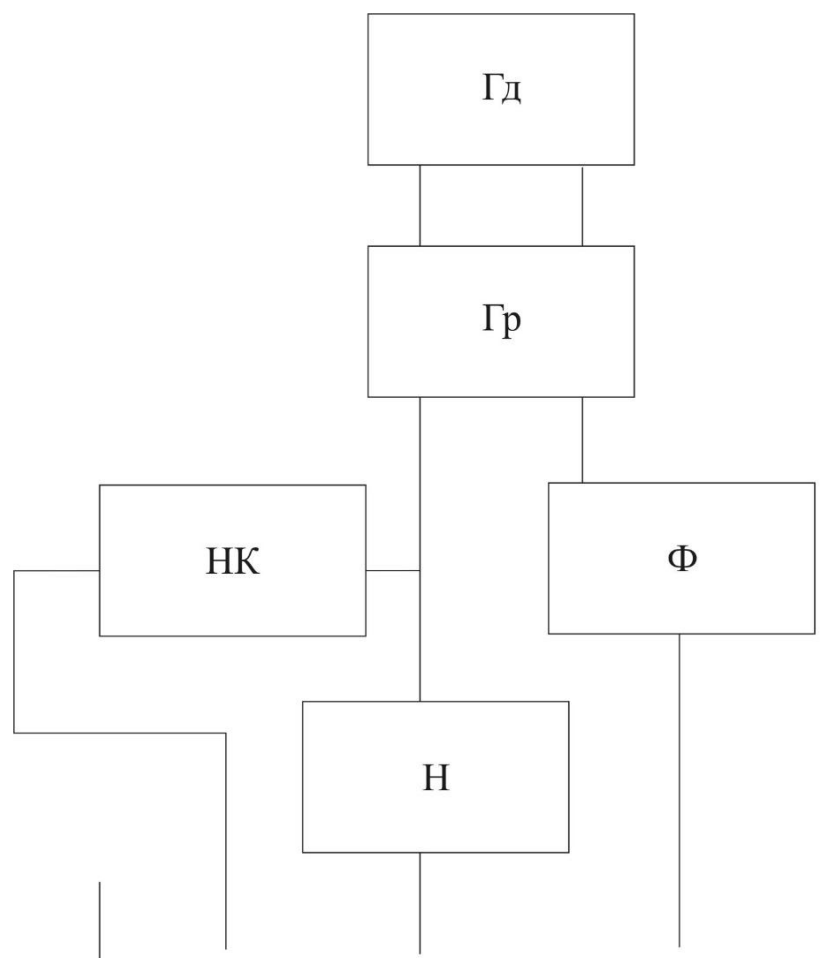


Рис. 1. Структурная схема гидропривода

1.2. Разработка принципиальной схемы

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 (Р1, НК2, Р3 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.

В РГР для расчетов предлагается одна из двух принципиальных схем гидропривода (рис. 2).

В состав гидропривода на схеме рис. 2 входят:

- 1) насос,
- 2) приводящие двигатели (гидромотор, гидроцилиндр),
- 3) предохранительный клапан, ограничивающий давление в гидросистеме,

- 4) дроссель,
- 5) распределитель,
- 6) фильтр,
- 7) гидробак.

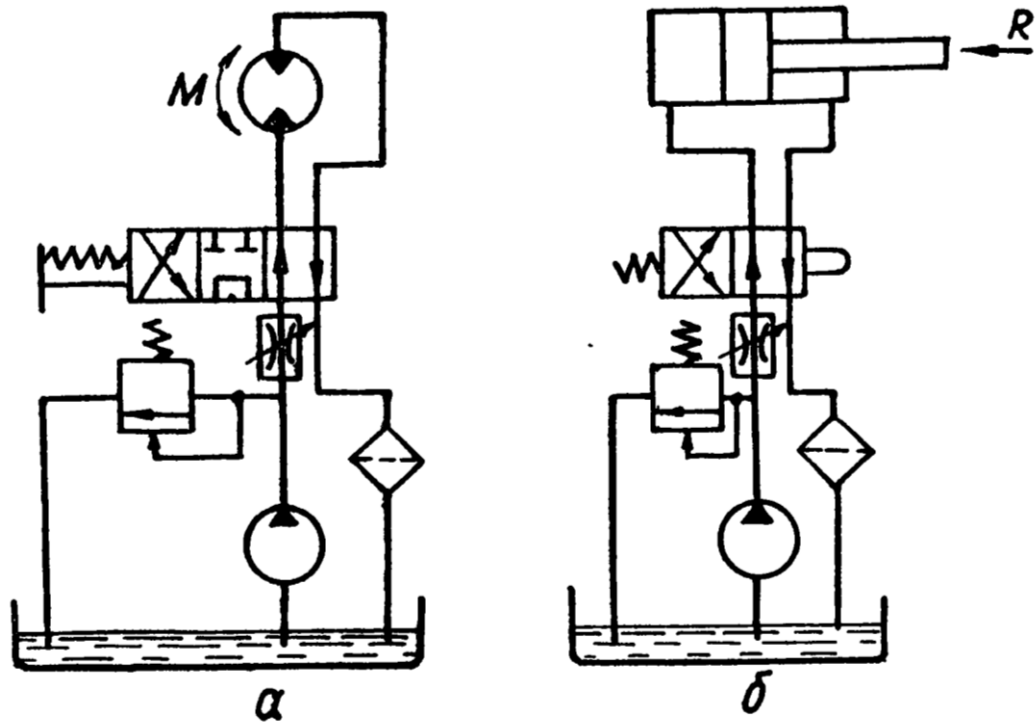


Рис. 2. Принципиальная схема гидропривода
а) – с гидромотором, б) – с гидроцилиндром

2. РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА

2.1. Определение номинального давления

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, м^2 ;
 K_p - коэффициент, учитывающий потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений гидросистемы, сопротивлений в уплотнениях гидроцилиндра, а также динамические нагрузки.

Потери давления 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:

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

В РГР компоновочных ограничений на гидродвигатели нет, и поэтому давлением насоса задаются.

При этом можно руководствоваться рекомендациями, приведенными в литературе [1], которые являются обобщением многолетнего опыта проектирования объемных гидроприводов в разных отраслях народного хозяйства.

Для гидроприводов машин и оборудования лесной промышленности можно рекомендовать следующие давления:

- Для стационарных, машин и оборудования - 6,3; 10; 12,5 МПа.
- Для мобильных машин и оборудования – 16; 20 МПа.

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	-

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 комплектующего гидрооборудования, вызывает увеличение шума при работе насосов.

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

2.2. Подбор гидродвигателей

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). В РГР принят один объемный гидродвигатель: гидромотор или гидроцилиндр. Общий вид гидроцилиндра показан на рис. 3.

Установив номинальное 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 нормам, разработанным Минстройдормашем. В РГР предварительно необходимо 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].

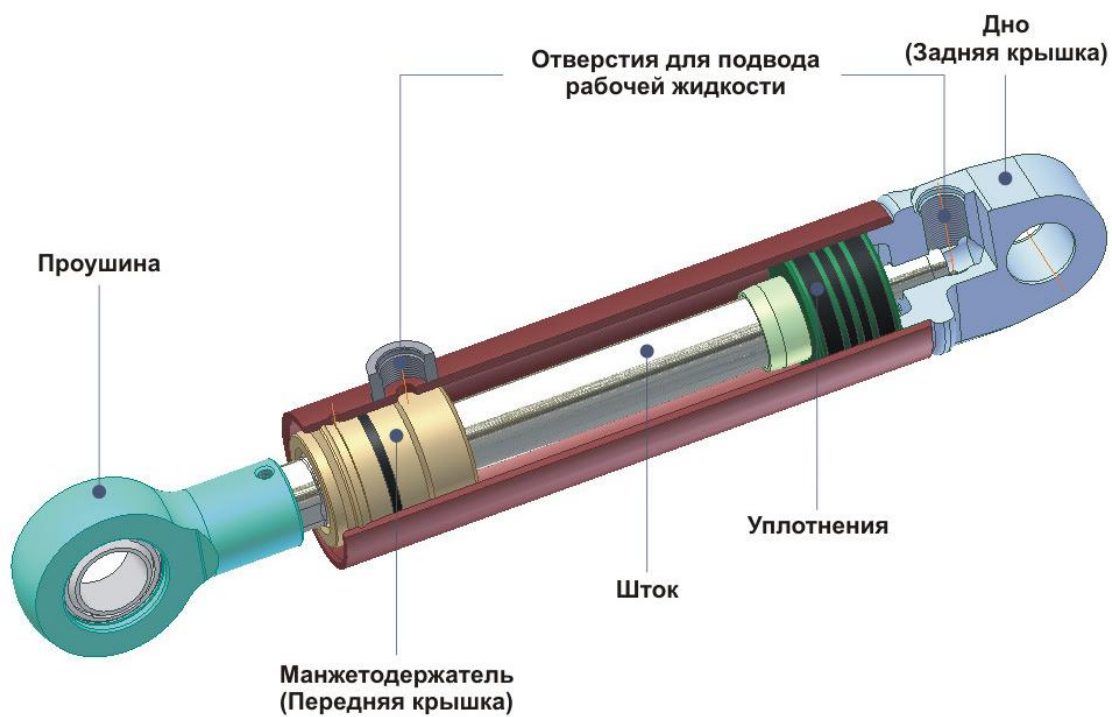


Рис. 3. Общий вид гидроцилиндра

Диаметры по ГОСТ 12447-80 должны выбираться из ряда (мм) по табл. 2.

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	-

Продолжение табл. 2

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 РГР, 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	$(0,2-0,3) D$	$0,5 D$	$0,6 D$	$0,6 D$

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:

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

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_o - 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.

2.3. Предварительные рекомендации по подбору гидронасоса

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-дроссельные 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 выбранного насоса. Только в этом случае обеспечивается работа насоса с наивысшим коэффициентом полезного действия.

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. 4, рис. 5), 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. 6, рис. 7).

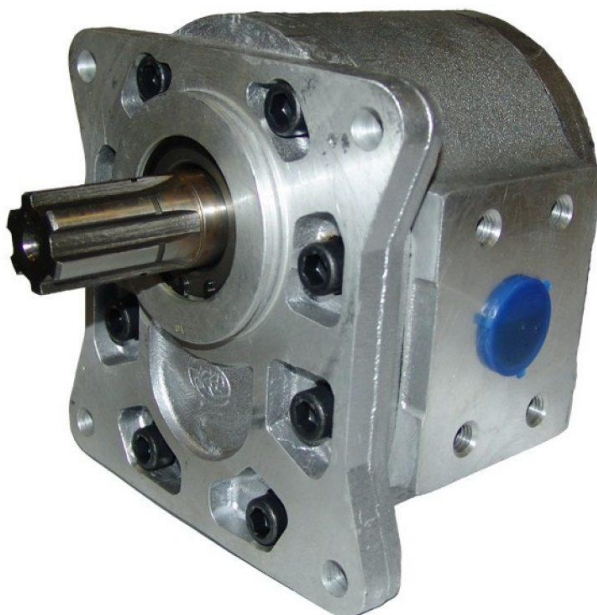


Рис. 4. Общий вид насоса шестеренного типа НШ

Источник: byreniepro.ru/nasosy/nsh.html

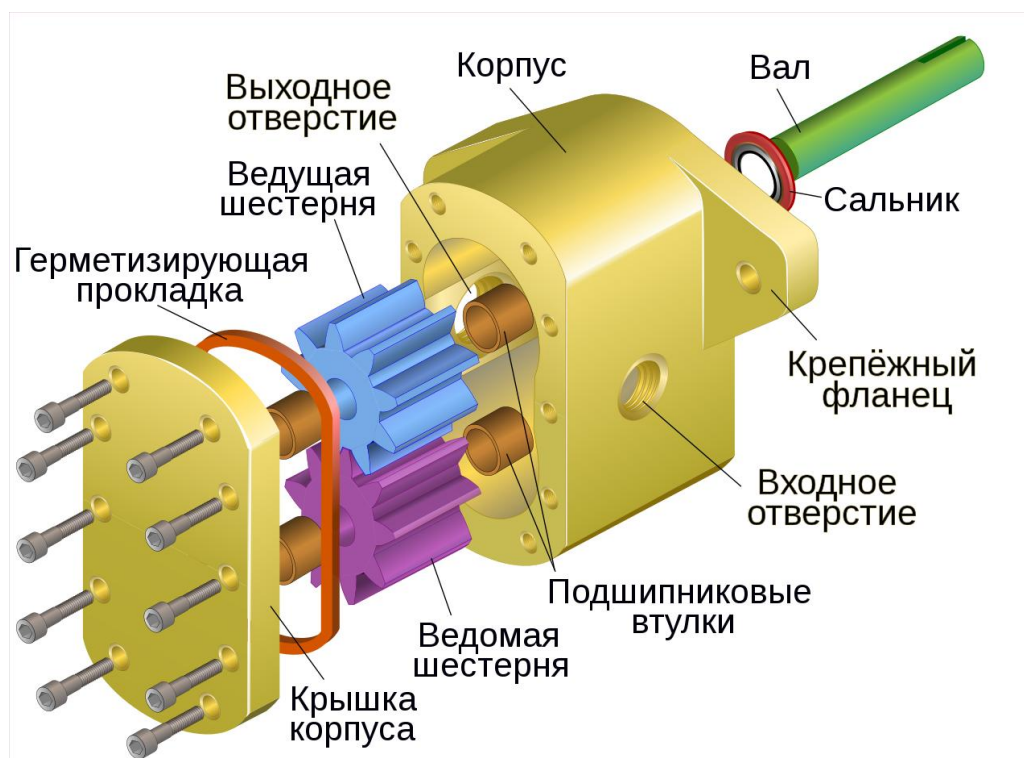


Рис. 5. Конструкция шестеренного насоса
(<https://ru.wikipedia.org/wiki/>)



Рис. 6. Аксиально-поршневой насос 210 серии в разрезе
(изготовитель ПАО «ПНЕВМОСТРОЙМАШИНА»)

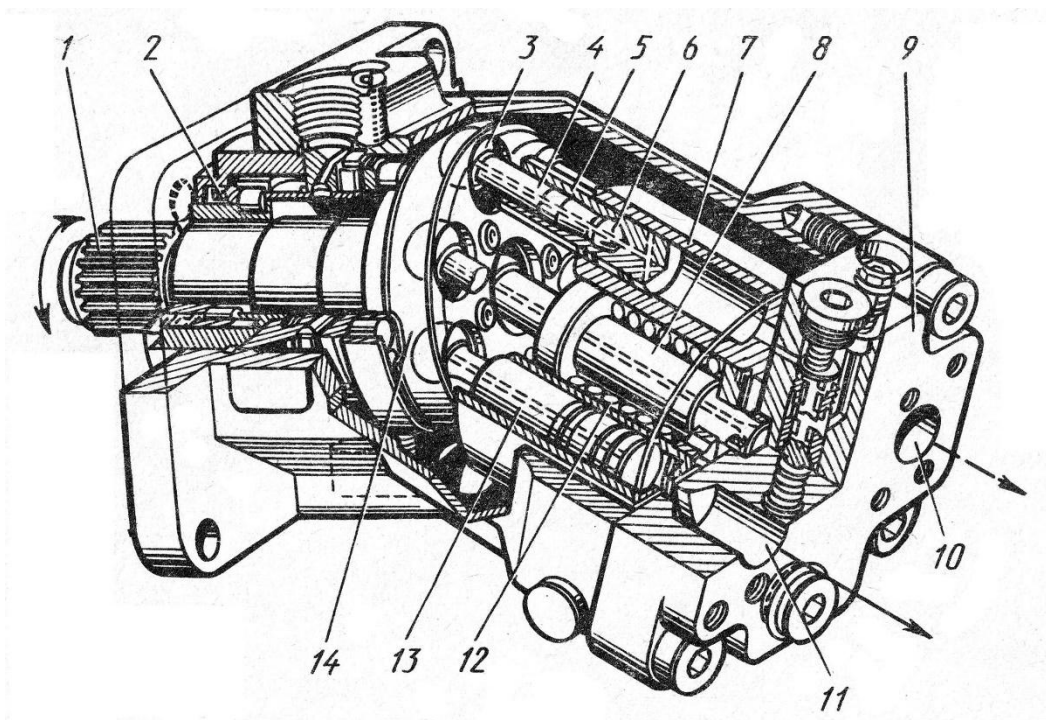


Рис. 7. Конструкция аксиально-поршневого насоса с реверсивным потоком и наклонным блоком. Источник: geom.ru/aksialno-porshnevye-nasosy/printsip-raboty-aksialno-porshnevogo-nasosa

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.

2.4. Подбор гидронасоса

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.

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

Пример. Пусть шток гидроцилиндра выдвигается со скоростью $v = 4,0$ см/с, преодолевая внешнюю нагрузку $R = 100$ кН, КПД гидроцилиндра $\eta_{ц} = 0,95$.

Мощность гидроцилиндра находим по формуле:

$$N_{ц} = \frac{R \cdot v}{\eta_{ц}} = \frac{100000 \cdot 0,04}{0,95} \approx 4211 \text{ Вт} \quad (8)$$

Мощность насоса находим с учетом коэффициентов запаса по скорости $k_c=1,1$ и по усилию $k_y=1,1$:

$$N_n = N_{ц} \cdot k_c \cdot k_y = 4211 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 5095 \text{ Вт} \quad (9)$$

Подачу насоса найдем по формуле

$$Q_n = \frac{N_n}{p} = \frac{5095}{10^7} \approx 0,00051 \text{ м}^3 / \text{с} = 510 \text{ см}^3 / \text{с} \quad (10)$$

Условиям задачи удовлетворяют шестеренные насосы. Предварительно из табл. 4 выбираем насос НШ-10, со следующими характеристиками:

$$V_0 = 10 \text{ см}^3;$$

$$\eta_0 = 0,92;$$

$$\eta_n = 0,8;$$

$$p_n = 10 \text{ МПа}.$$

Частоту вращения насоса, обеспечивающую необходимую подачу $Q_n = 510 \text{ см}^3/\text{с}$, находим по формуле:

$$n_n = \frac{Q_n}{V_0 \cdot \eta_n} = \frac{510}{10 \cdot 0,80} \approx 63,75 \text{ с}^{-1} = 3825 \text{ мин}^{-1} \quad (11)$$

Расчетная частота вращения насоса НШ-10 выходит за пределы допустимого диапазона ($1100/1650 \text{ мин}^{-1}$), поэтому выбираем насос НШ-32, со следующими характеристиками:

$$V_0 = 32,6 \text{ см}^3;$$

$$\eta_0 = 0,92;$$

$$\eta_n = 0,8;$$

$$p_n = 10 \text{ МПа}.$$

Частоту вращения насоса находим по формуле (9):

$$n_n = \frac{510}{32,6 \cdot 0,80} \approx 19,56 \text{с}^{-1} = 1173 \text{мин}^{-1}$$

Расчетная частота вращения насоса НШ-32 не выходит за пределы допустимого диапазона (1100/1650 мин⁻¹), поэтому окончательно выбираем насос НШ-32 с числом оборотов $n_n = 1173 \text{мин}^{-1}$.

3. ВЫБОР КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ГИДРООБОРУДОВАНИЯ

3.1. Предварительные рекомендации

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.

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

В соответствие с принятой в РГР схеме гидропривода (рис. 2) в состав комплектующего гидрооборудования входят:

- 1) гидрораспределитель,
- 2) предохранительный клапан,
- 3) гидродроссель,
- 4) фильтр,
- 5) гидробак.

В РГР студентам предлагается использовать гидрооборудование (гидрораспределитель, предохранительный клапан и гидродроссель), которое установлено на лабораторных стендах и с которым студенты проводят лабораторные работы, предусмотренные рабочей программой. Фильтр и гидробак студент выбирает самостоятельно по каталогам предприятий.

Технические характеристики некоторых роторных насосов

Таблица 4

Тип	№ типо-размера	Рабочий объем, см ³	Давление, МПа	Частота вращения, мин ⁻¹	КПД	
					объемный	общий
	Шестеренные					
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
	Пластинчатые					
Г12 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
	Аксиально- поршневые					
210 Нерегулируе- мые	12	11,6	16/25	2800/5000	0,96	038
	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

3.2. Выбор гидрораспределителя

Гидравлический распределитель - это гидравлический аппарат, который служит для направления потоков рабочей жидкости (и изменения этих направлений) в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия.

В РГР предлагается в гидросхеме использовать трехпозиционный четырехлинейный распределитель серии DMG-02 с ручным управлением (рис. 8-9).



Рис. 8. Общий вид трехпозиционного четырехлинейного распределителя серии DMG-02 с ручным управлением

Гидравлический распределитель с ручным управлением серии DMG предназначен для изменения, пуска или останова потока рабочей жидкости в соответствии со схемой распределения жидкости. Модульное исполнение гидрораспределителя серии DMG позволяет устанавливать их на

гидравлическую плиту с несколькими компонентами (редукционные клапана, предохранительные клапана, гидрозамки и др.). Возможность комбинировать распределитель с другими элементами позволяет изготавливать управляющие панели для различного вида промышленного оборудования, гидравлических систем автотранспортной техники и механизмов.

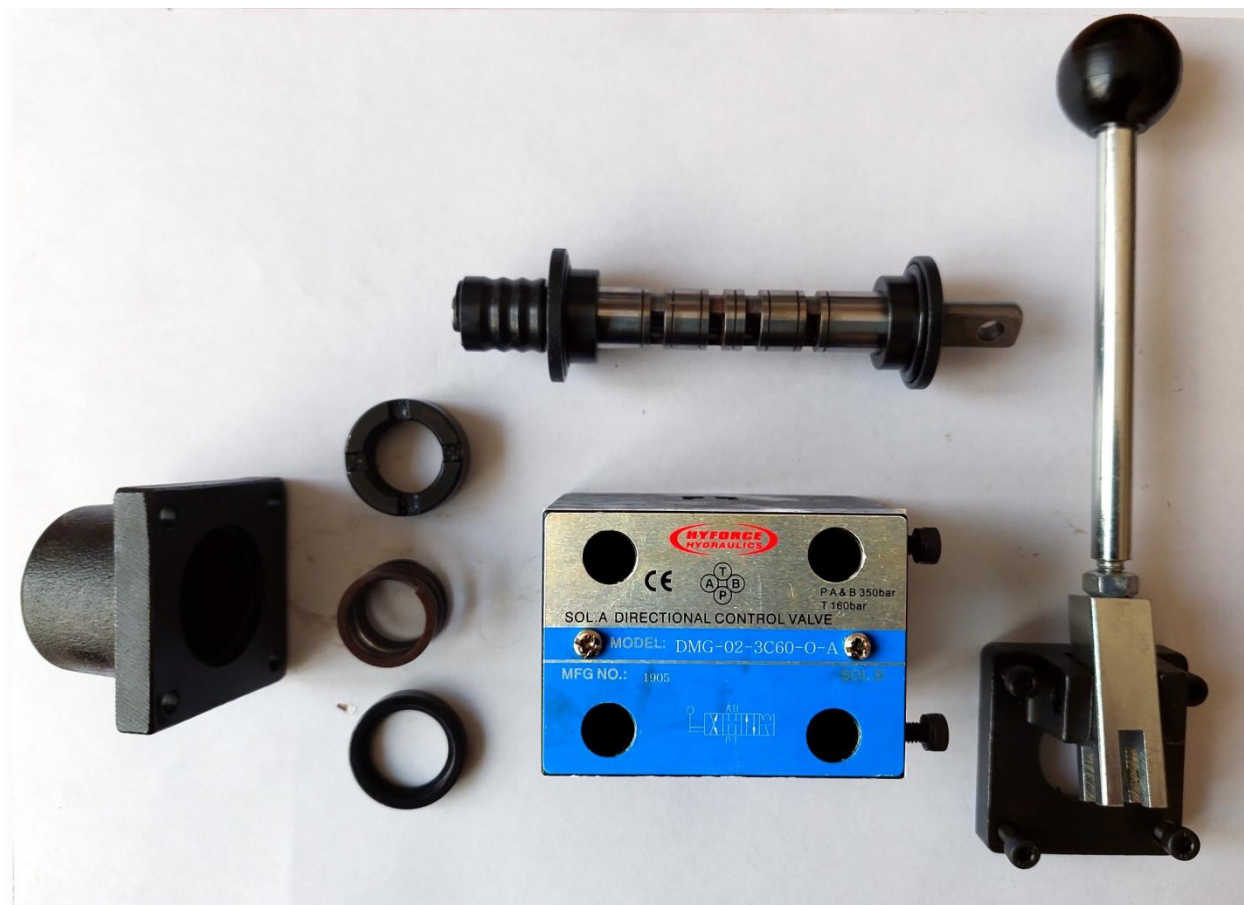


Рис. 9. Трехпозиционный четырехлинейный распределитель DMG-02-3C60-O-A с ручным управлением в разобранном виде

Структура условного обозначения гидрораспределителя серии DMG-02

Таблица 5

Обозначения					
DM	G	02	3C60	O	A
Модель	Тип монтажа	Типо-размер	Гидравлическая схема	Тип возврата золотника	Позиция рукояти
Гидрораспределитель с ручным управлением	Монтаж на плите	02:NG6	Тип золотника (Другие схемы смотри ниже)	О: С фиксацией золотника (W: Пружинный возврат)	А: Ручка со стороны канала А (В: Ручка со стороны канала В)

Гидравлические схемы гидрораспределителей серии DMG-02:

2B2BL		3C2		2B2B		2B2A		2B2AL	
2B3BL		3C3		2B3B		2B3A		2B3AL	
2B4BL		3C4		2B4B		2B4A		2B4AL	
2B5BL		3C5		2B5B		2B8A		2B8AL	
2B60BL		3C60		2B60B		2B2		2B2L	
2B8BL		3C8		2B8B		2B3		2B3L	
2B9BL		3C9		2B9B		2B8		2B8L	
2B10BL		3C10		2B10B		2L2		2L2L	
2B11BL		3C11		2B11B		2D2			
2B12BL		3C12		2B12B					
2B25BL		3C25		2B25B					
2B29BL		3C29		2B29B					

Таблица 6

Модель гидрораспределителя		DMG-02
Расход жидкости, л/мин		60
Рабочее давление, МПа	A, B, P port	31,5
	T port	16
Масса кг		1,5
Рабочая жидкость		Минеральное масло
Диапазон температур, °C		-30 to +80
Диапазон вязкости, сСт		2,8 to 500
Степень защиты		NBR seals
Требование к чистоте рабочей жидкости ISO4406		Class 20/18/15

Трехпозиционный четырехлинейный гидрораспределитель DMG-02-3C60-O-A с ручным управлением имеет четыре порта:

- P – вход напорной линии от насоса;
- T – выход сливной линии;
- A – линия выхода (входа) от распределителя к гидродвигателю;
- B – линия входа (выхода) в распределитель от гидродвигателя.

3.3. Предохранительный клапан

Предохранительный гидроклапан VMDR40380V2-19N (рис. 10) обеспечивает защиту от перегрузки гидросистемы. Когда давление в системе достигает давления настройки, гидравлический клапан открывается, направляя поток рабочей жидкости на слив в маслобак.

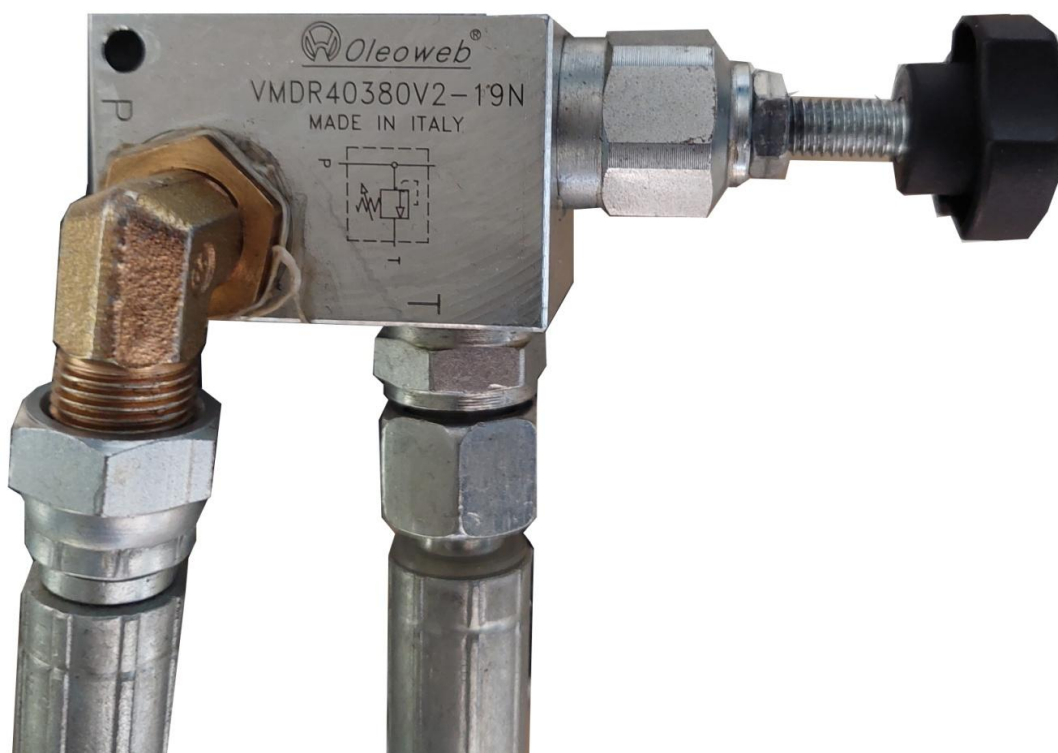


Рис. 10. Предохранительный гидроклапан VMD40380V2-19N

Технические характеристики предохранительного гидроклапана VMD40380V2

Таблица 7

Макс. рабочее давление:	350 бар
Пропускная способность:	40 л/мин
Диапазон регулировки:	20-210 бар
Резьба:	3/8" BSP
Тип монтажа:	Трубный монтаж
Материал корпуса:	Сталь
Тип регулировки:	Барашек
Масса:	0,64 кг
Особенности:	3 порта

3.4. Гидродроссель

В РГР рассматриваются гидродроссели серии STUF. Эти гидродроссели используются в лабораторном стенде.

Гидродроссели с обратным клапаном STUF регулируют поток рабочей жидкости в одном направлении. Дроссели STUF не являются компенсированным по давлению, т.е. поток жидкости, проходящий через них, зависит от давления и вязкости масла. Общий вид дросселя STUF380-20Z показан на рис. 11.

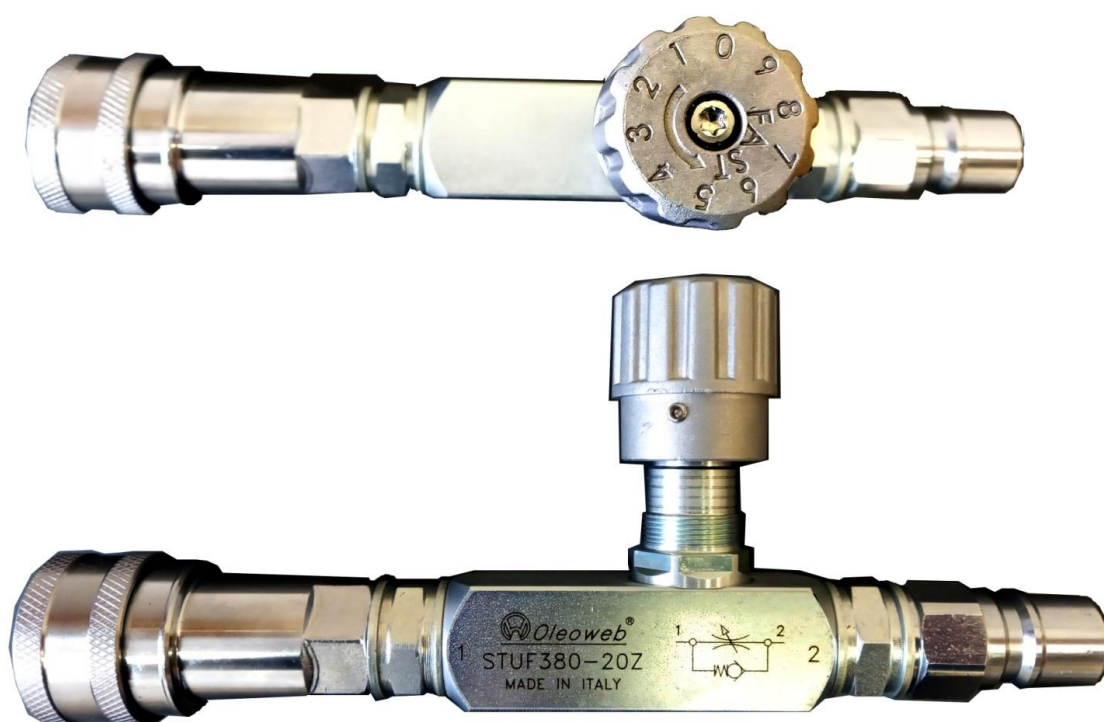


Рис. 11. Общий вид дросселя STUF380-20Z

Регулирование расхода с помощью дросселей STUF осуществляется за счет установленной в цилиндрическом седле конической иглы, конструкция которой обеспечивает хорошую линейность регулирования.

Данные дроссели можно использовать также в качестве односторонних отсечных клапанов, поскольку они обеспечивают хорошую изоляцию потока при полном закрытии.

Дроссели в обязательном порядке оснащаются регулировочной ручкой с возможностью фиксации в любом положении по мере необходимости при помощи поперечного стопорного винта. Монтажный тип присоединения дросселя – резьбовой, с установкой непосредственно в магистраль. Технические характеристики гидродросселей типа STUF приведены в табл.8.

Технические характеристики гидродросселей типа STUF

Таблица 8

Название	Описание гидродросселя
STUF100	STUF100 Дроссель односторонний гидравлический (гидродроссель) с обратным клапаном 90°, 1" BSP, 150 л/мин, 400 бар, давление открытия 0,5 бар
STUF112	STUF112 Дроссель односторонний гидравлический (гидродроссель) с обратным клапаном 90°, 1 1/2" BSP, 300 л/мин, 350 бар, давление открытия 0,5 бар
STUF114	STUF114 Дроссель односторонний гидравлический (гидродроссель) с обратным клапаном 90°, 1 1/4" BSP, 200 л/мин, 350 бар, давление открытия 0,5 бар
STUF120	STUF120 Дроссель односторонний гидравлический (гидродроссель) с обратным клапаном 90°, 1/2" BSP, 50 л/мин, 400 бар, давление открытия 0,5 бар
STUF140	STUF140 Дроссель односторонний гидравлический (гидродроссель) с обратным клапаном 90°, 1/4" BSP, 15 л/мин, 400 бар, давление открытия 0,5 бар
STUF180	STUF180 Дроссель односторонний гидравлический (гидродроссель) с обратным клапаном 90°, 1/8" BSP, 10 л/мин, 400 бар, давление открытия 0,5 бар
STUF340	STUF340 Дроссель односторонний гидравлический (гидродроссель) с обратным клапаном 90°, 3/4" BSP, 80 л/мин, 400 бар, давление открытия 0,5 бар
STUF380	STUF380 Дроссель односторонний гидравлический (гидродроссель) с обратным клапаном 90°, 3/8" BSP, 30 л/мин, 400 бар, давление открытия 0,5 бар

4. РАСЧЕТ ГИДРОСИСТЕМЫ

Целью расчета является уточнение основных параметров, по которым производился 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.

4.1. 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°C.

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°C.

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°C).

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 беспрерывную 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°C,

ВМГЗ-55°C,

ВМГЗ-60°C.

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

Температура застывания, - 45°C

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

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

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

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

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

Рабочая температура жидкости $+60^{\circ}\text{C}$.

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 ($T_{\min} = -15^{\circ}\text{C}$ и $T_{\max} = +60^{\circ}\text{C}$) 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 .

4.2. 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_{∂} .

Условный проход трубопроводов определяют по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{\partial}}} , \text{ м} \quad (12)$$

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 на 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. 12) [2, 6].
Выписки для труб стальных приведены в табл. 9 и табл. 10.

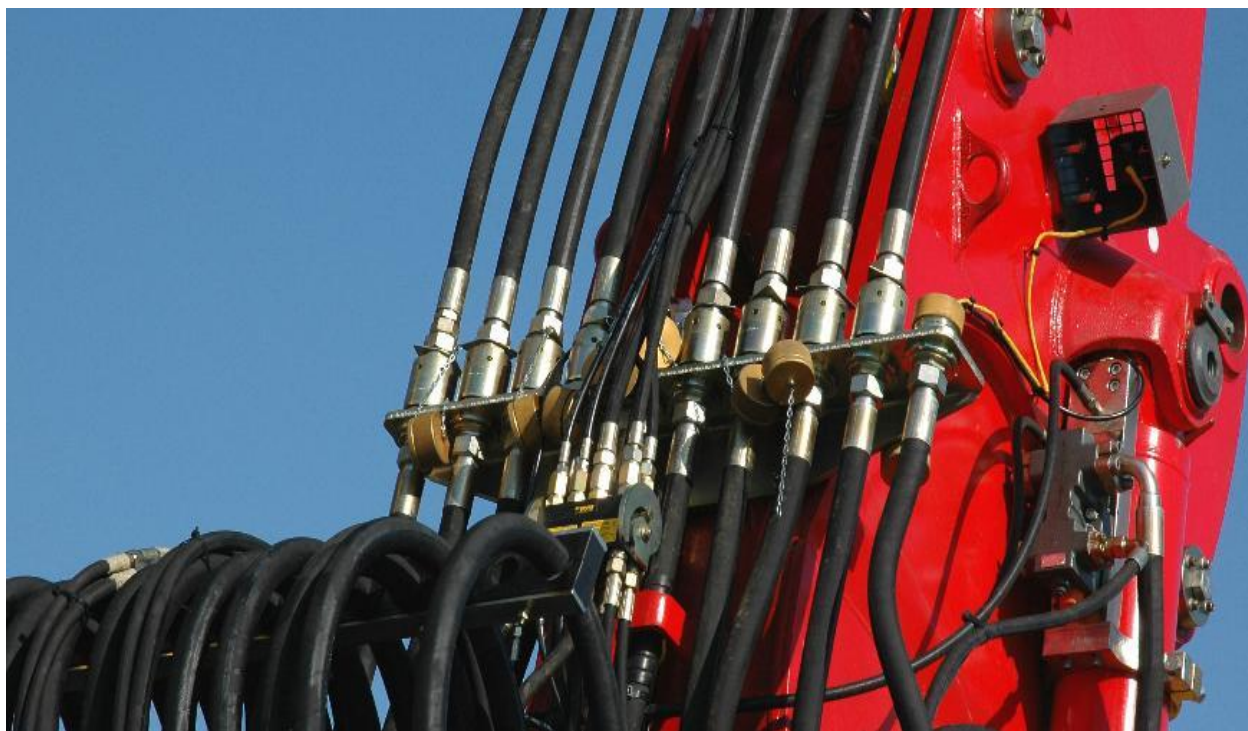


Рис. 12. Гибкие шланги гидролиний манипулятора

Источник: <https://www.mirsmazok.ru>

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 $d_2 = 5$ мм), за расчетный для всех участков нужно принять больший. Это позволит исключить возможные ошибки при комплектации труб во время монтажа гидросистемы.

Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные
по ГОСТ 8734-75

Таблица 9

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

Таблица 10

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.

4.3. 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:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^{i=k} \Delta p_{\text{дл}i} + \sum_{i=1}^{i=m} \Delta p_{\text{м}i} + \sum_{i=1}^{i=n} \Delta p_{\text{а}i} \quad (13)$$

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 РГР в качестве монтажной схемы принять принципиальную гидравлическую схему.

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

$$\Delta p_{\text{дл}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (14)$$

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 Рейнольдса Re кинематический коэффициент вязкости принятой рабочей жидкости устанавливают 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 критических чисел Рейнольдса $Re_{кр}$:

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:

$$\lambda = \frac{(75...85)}{Re} \quad (15)$$

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

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{1/4} \quad (16)$$

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

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (17)$$

Значения абсолютной шероховатости устанавливают по рекомендациям [1].

Потери давления на преодоление местных сопротивлений определяют по формуле Вейсбаха:

$$\Delta p_m = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (18)$$

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.

Суммарные потери давления в гидроаппаратуре и на преодоление местных сопротивлений для каждого участка гидросистемы нужно определить в табличной форме (таблица 11).

Определение Δp_m и Δp_m по участкам

Таблице 11

Вид сопротивлений	Число сопротивлений, n	Коэф-фициент 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 страгивания с места гидродвигателей при пуске машины в работу на сливе нужно установить подпорный клапан, отрегулировав его на давление 0,2-0,3 МПа.

4.4. 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 РГР конструкция уплотнительных устройств не оговорена, их нужно принять, руководствуясь рекомендациями в [6].

4.5. 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:

$$p_n = \frac{\Delta p_{cl} \cdot S_{шт} + P + R_{шт} + R_{yn}}{S_n} + \Delta p_n \quad (19)$$

- для гидромоторов и поворотных гидродвигателей:

$$p_n = \Delta p_{cl} + \Delta p_{ов} + \frac{R_y}{S_{пов}} + \Delta p_n \quad (20)$$

где $\Delta p_{cl}, \Delta p_{ов}$ - потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводах и гидроаппаратуре, принимаются по результатам расчетов в п. 4.3;

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

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

$R_{шт}, R_{yn}$ - сопротивление трения в уплотнениях штока и поршня гидроцилиндра;

R_y - сопротивление трения в уплотнениях поворотного гидродвигателя.

4.6. 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.

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

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

$$\Delta T = T_0 - T = \frac{W}{k \cdot S_{\text{сб}}} \quad (21)$$

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:

$$V = \sqrt{\left(\frac{S_{\text{сб}}}{0,065}\right)^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{W}{0,065 \cdot k \cdot \Delta T}\right)^3}, \text{ л} \quad (22)$$

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 $Q_{гд}$, давление p_n , развиваемое насосом, перепад, давления на гидродвигателе $\Delta p_{гд}$ и эффективный коэффициент полезного действия насоса $\eta_{эф.н}$ и гидродвигателя $\eta_{эф.гд}$. Величины (Q_n , $Q_{гд}$, p_n , $\Delta p_{гд}$) определяются в процессе расчета гидросистемы. Величины $\eta_{эф.н}$ и $\eta_{эф.гд}$ определяются в зависимости от p_n по соответствующим характеристикам $\eta_{эф.н} = f(p)$ и $\eta_{эф.гд} = f(p)$, 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:

$$N_{под} = \frac{p_n \cdot Q_n}{\eta_{эф.н}}, \text{ Вт} \quad (23)$$

Полезная мощность, снятая с гидродвигателя:

$$N_{пол} = \frac{p_{гд} \cdot Q_{гд}}{\eta_{эф.гд}}, \text{ Вт} \quad (24)$$

Теряемая мощность, переходящая в тепло:

$$N_{тер} = N_{под} - N_{пол}, \text{ Вт} \quad (25)$$

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

$$W = \sum N_{тер} \cdot \tau_i, \quad (26)$$

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

Описание дается с учетом задания на проектирование и результатом РГР. 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 РГР

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 подрисуночные 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 РГР.

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 РГР

8.1. Схемы гидроприводов приведены на рис. 2 и задаются преподавателем.

8.2. Варианты исходных данных приведены ниже:

Последняя цифра Зачетной книжки	R , кН нагрузка шток	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
0	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
0	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.