



МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ

Кафедра автомобилей и тракторов

**РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания для лабораторно- практических занятий по дисциплине «Гидравлическая и пневматическая системы автомобилей и тракторов»

Санкт-Петербург-Пушкин
2011

Методические указания для проведения лабораторно-практических занятий по дисциплине «Гидравлическая и пневматическая системы автомобилей и тракторов» для студентов специальностей 190601.65 «Автомобили и автомобильное хозяйство», 110301.65 «Механизация сельского хозяйства».

Составил доцент М.А.Смирнов

Рецензент: Санкт-Петербургский государственный аграрный университет, профессор А.В.Соминич

Методические указания рассмотрены и рекомендованы к изданию учебно-методической комиссией инженерно-технологического факультета 21 декабря 2010г., протокол № 3.

Содержание

Введение.....	4
1. Общие сведения.....	4
2. Принципиальные гидравлические схемы передач.....	6
2.1 Схема нерегулируемой открытой гидравлической передачи с гидродвигателем возвратно-поступательного движения.....	6
2.2 Схема регулируемой закрытой гидравлической передачи вращательного движения.....	8
2.3 Схема гидравлического манипулятора автомобиля.....	10
3. Задание по контрольной работе	
3.1 Вариант 1.....	14
3.2 Вариант 2.....	15
4. Рекомендации по оформлению контрольной работы.....	15
5. Последовательность выполнения расчетов по выбору Гидроагрегатов	
5.1 Вариант 1.....	16
5.2 Вариант 2.....	17
Приложение 1	
Параметры гидравлических машин и гидроаппаратуры.....	19
Приложение 2	
Условные графические обозначения элементов гидравлического привода.....	21
Приложение 3	
Единицы измерения величин, используемых в гидравлических расчетах.....	23
Литература.....	25

Введение

Объемные гидравлические машины широко применяются в различных областях машиностроения. Например, гидравлические силовые цилиндры используются в качестве исполнительных механизмов для осуществления возвратно-поступательного движения на шлифовальных станках (изучаются в дисциплине «Материалы и технологии машиностроения»); гидравлические двигатели вращательного движения (гидромоторы) применяются в трансмиссиях мобильных машин (тракторов, автомобилей, дорожных машин, комбайнов, изучение которых ведется в спецкурсах). Таким образом, рассматриваемая дисциплина создаёт необходимую базу для освоения последующих технических предметов.

Контрольная работа служит для закрепления знаний, полученных в результате изучения теоретического курса по основам гидравлики и приобретения навыков расчета основных параметров гидравлических передач.

В рассматриваемой работе ставится задача выбора параметров основных агрегатов объёмного гидравлического привода на основании расчета режимов их работы. Предлагаются два типа приводов: открытый - с двигателем возвратно-поступательного движения (ВПД) и закрытый - с гидромотором.

1. Общие сведения.

Под объёмным гидроприводом понимается совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин с помощью рабочей жидкости. К основному гидрооборудованию объёмного гидропривода относятся гидромашины (насосы, моторы, цилиндры), распределительные гидроаппараты (распределители, клапаны, регуляторы, делители и сумматоры потоков), трубопроводы и соединительная арматура. Источником гидравлической энергии потока является насос. Он преобразует подведённую к нему механическую энергию в гидравлическую.

Теоретическая подача насоса объёмного типа рассчитывается по его геометрической постоянной величине q_n , которая рассматривается как подача за один оборот вала, $\text{см}^3/\text{об}$:

$$Q_{TH} = q_n \cdot n_n \cdot \frac{1}{10^3}, \text{ л/мин} \quad (1)$$

Марка насоса выбирается из каталога (смотри приложение I) по его геометрической постоянной.

Действительная (фактическая) подача насоса Q_H меньше теоретической из-за перетечек масла внутри насоса:

$$Q_n = Q_{TH} \cdot \eta_{он} = q_n \cdot \eta_n \cdot \eta_{он} \cdot 10^{-3}, \text{ л/мин} \quad (2)$$

где:

$\eta_{он}$ - объёмный коэффициент полезного действия (к.п.д) насоса, значение которого принимается по данным его технической характеристики (Приложение 1)

Объёмный к.п.д насоса является одной из двух составляющих его полного К.П.Д (η_n):

$$\eta_n = \eta_{он} \cdot \eta_{мн} \quad (3)$$

где:

$\eta_{мн}$ - механический КПД насоса, учитывающий потери на трение.

Формула (3) справедлива для любой гидромашины объёмного типа.

Гидравлическую мощность потока жидкости в трубопроводе рекомендуется рассчитывать по формуле:

$$N_r = \frac{p \cdot Q_{\phi}}{61,2}, \text{ кВт} \quad (4)$$

где:

p - гидростатическое давление, МПа;

Q_{ϕ} - расход жидкости, л/мин

Чтобы создать в трубопроводе требуемую гидравлическую мощность потока, нужно подвести к валу насоса следующую приводную мощность:

$$N_n = \frac{N_r}{\eta_n} = \frac{\Delta p_n \cdot Q_{TH}}{61,2 \cdot \eta_n} \quad (5)$$

где:

$\Delta p_n = p_2 - p_1$, т.е. перепад давления для каналов выхода (p_2) и входа (p_1) насоса.

В дальнейших расчётах принимаем:

$$\Delta p_n = p_2 - p_1 = p_2 = p_n$$

Чтобы создать на валу гидромашины требуемую приводную мощность, необходимо вращать вал с определённым крутящим моментом:

$$M = 9551 \cdot \frac{N}{n}, H \cdot M \quad (6)$$

Указанная формула справедлива как для насоса, так и для гидромотора. Применительно к насосу:

$$M = 9551 \cdot p_n \cdot \frac{q_n}{\eta_{MH}}, H \cdot M \quad (7)$$

Применительно к гидромотору:

$$M = 9551 \cdot \Delta p_m \cdot q_m \cdot \eta_{MM}, H \cdot M \quad (8)$$

где:

Δp_m - перепад давления на входе и выходе гидромотора, МПа;

q_m - геометрическая постоянная гидромотора, см³/об.;

η_{MM} - механический к.п.д.

Предложенные формулы 1-8 используются в расчетах параметров гидроагрегатов (Раздел 5).

2. Принципиальные гидравлические схемы передач.

2.1 Схема нерегулируемой открытой гидравлической передачи с гидродвигателем возвратно-поступательного движения (гидроцилиндром).

Гидропередача применяется в тракторах для управления навесной сельскохозяйственной машиной.

Принципиальная гидравлическая схема передачи показана на рисунке 1 с использованием символики Приложения 2.

В состав передачи входят следующие гидравлические машины: насос 1 (нерегулируемый нереверсивный) и гидравлический цилиндр 5 двухстороннего действия. Насос преобразует механическую энергию, подведенную к валу, в гидравлическую энергию потока жидкости.

Гидроцилиндр, получая гидравлическую энергию потока, преобразует её в механическую, поднимая груз силой веса G на высоту H . Отработав, жидкость сливается в гидробак 2 через фильтр 3. Между насосом и цилиндром устанавливается гидравлический распределитель, в состав которого входят: золотник 6, перепускной клапан 10 и предохранительные клапаны 8 и 11 максимального и номинального рабочих давлений. Золотник имеет четыре положения (четырёхпозиционный) и управляет тремя гидролиниями одновременно (трехлинейный). Каждое положение золотника на схеме показано прямоугольником. Каналы, пропускающие жидкость через

следующие условные названия (перечисляются по направлению на схеме сверху вниз):

подъём, нейтральное положение, принудительное опускание и плавающее. Гидравлические линии, которыми управляет золотник называются: напорная П, сливная Сл и линия У₁, управляющая потоком дросселя 9.

Гидравлическая схема на рисунке 1 показана при нейтральном положении золотника. При этом напорная и сливная линии золотника закрыты, а линия управления направляет поток жидкости от дросселя в бак. Давление на входе в дроссель больше, чем давление на выходе из него. Под действием перепада давления перепускной клапан открывается, и основной поток жидкости от насоса направляется через фильтр в бак. Силовой цилиндр при нейтральном положении золотника запирается, фиксируя поднятый груз. Золотник в нейтральном положении удерживается при помощи пружин, действующих на его торцы.

При положении золотника «подъём» жидкость от насоса поступает в бесштоковую полость цилиндра, и груз поднимается. При положение «принудительное опускание» груз (или сельскохозяйственная машина) прижимается к опоре (заглубляется). При плавающем положении золотника груз опускается только под действием собственного веса. Гидравлический цилиндр не препятствует этому, т.к. его полости соединены как между собой, так и со сливом в бак.

Если удерживать золотник за рукоятку при положении «подъём», защита, устанавливающая давление на уровне номинального, отключается. Давление поднимается и достигает максимального значения. При максимальном значении открывается предохранительный клапан 8, направляя поток жидкости от дросселя на слив. На дросселе устанавливается перепад давления (как и при нейтральном положении золотника), что приводит к открытию перепускного клапана 10.

Название позиций на рис. 1

1 – насос; 2 – гидробак; 3 – фильтр; 4 – предохранительный клапан фильтра; 5 – цилиндр силовой; 6 – гидрораспределитель; 7 – бустер автовозврата золотника; 8 – предохранительный клапан; 9 – дроссель; 10 – перепускной клапан; П, С_л – гидролинии нагнетания и слива; У₁ – управляющая гидрочерта; G – вес груза; H – высота подъема груза; P_{min}, P_{max} – минимальное и максимальное давления.

2.2 Схема регулируемой закрытой гидравлической передачи вращательного движения.

Гидропередача применяется на самоходных сельскохозяйственных и дорожных машинах для привода ведущих колёс.

Принципиальная гидравлическая схема передачи показана на рисунке 2 с использованием символов Приложения 2.

Передача состоит из регулируемого и реверсивного по потоку насоса 1

и нерегулируемого, но реверсивного по направлению вращения вала

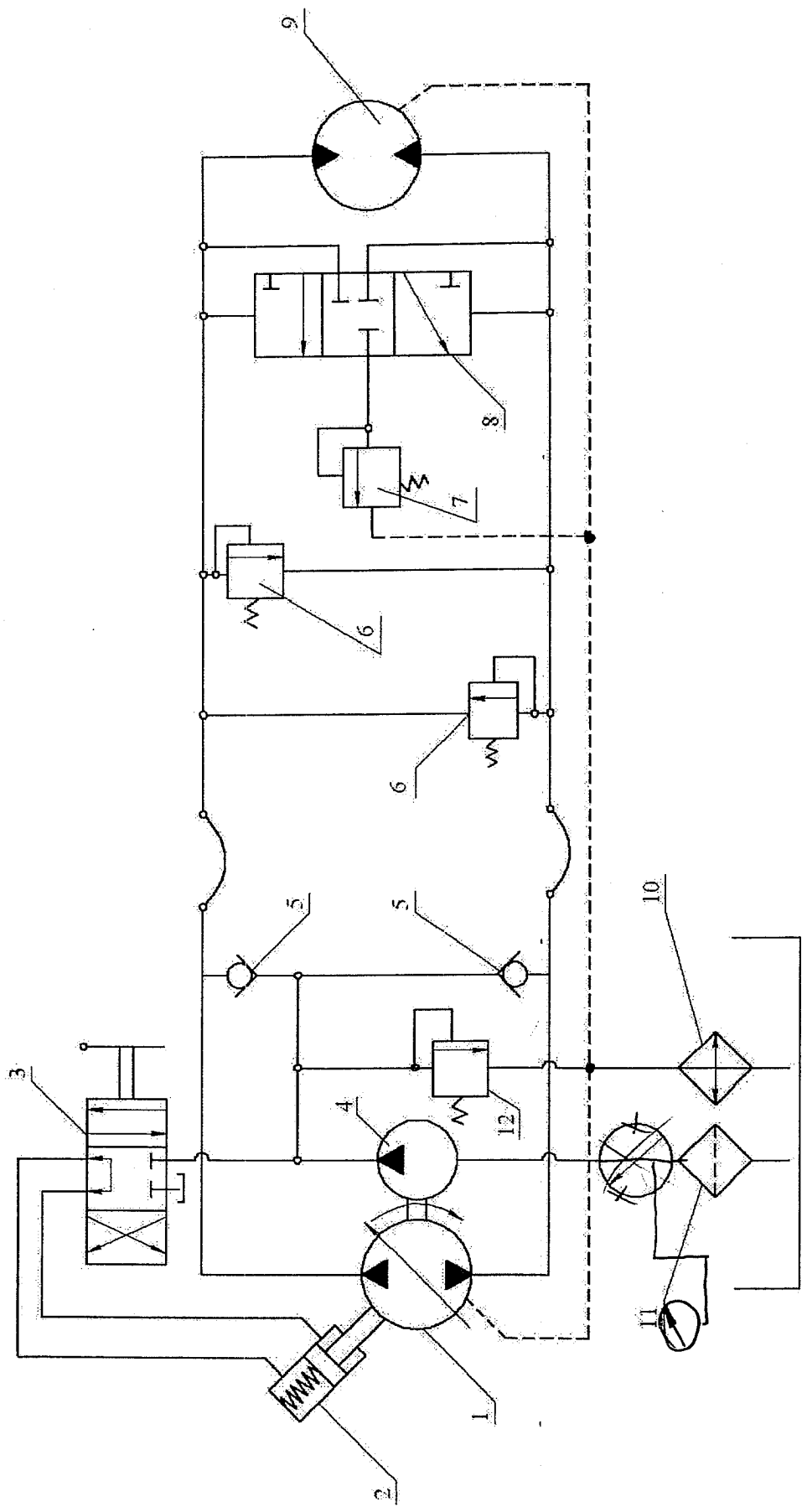


Рис.2 Принципиальная гидравлическая схема регулируемой закрытой передачи вращательного движения.

гидромотора 9. Вал насоса получает механическую энергию от двигателя внутреннего сгорания, к валу гидромотора через трансмиссию присоединяется ведущее колесо самоходной машины. Насос и гидромотор соединены трубопроводами, по которым движется рабочая жидкость. Максимальное давление в трубопроводах ограничивается предохранительными клапанами 6.

Регулирование подачи насоса осуществляется поворотом его наклонной шайбы при помощи гидроцилиндра 2. Управляет гидроцилиндром водитель машины с помощью золотника 3 гидрораспределителя. Подача насоса изменяется от нулевой до максимальной с изменением направления движения. При этом скорость движения самоходной машины изменяется. Она может двигаться вперед и назад.

Для охлаждения рабочей жидкости используется радиатор 10, который подключён на сливе в бак к дренажной системе (каналы показаны пунктирной линией). В дренажную систему жидкость поступает через перепускной золотник 8 и переливной клапан 7. При помощи золотника клапан подключается только к трубопроводу с низким давлением. В дренажную систему также сливается жидкость, вытекающая через зазоры качающих узлов насоса и гидромотора.

Чтобы сохранить постоянное количество рабочей жидкости, циркулирующей между насосом и гидромотором, применяется система подпитки. Она включает в себя насос подпитки 4 и два обратных клапана 5. Давление насоса ограничивается клапаном 12. Насос забирает жидкость из гидробака через фильтр 11 и подаёт её в тот трубопровод, где давление понижается вследствие утечки ниже допустимого уровня.

Название позиций на рис. 2

1 – рабочий насос; 2 – бустер поворота люльки; 3 – золотник управления бустером; 4 – вспомогательный подпиточный насос; 5 – обратный клапан; 6 – предохранительный клапан; 7 – переливной клапан; 8 – перепускной золотник; 9 – гидромотор; 10 – радиатор; 11 – фильтр; 12 – предохранительный клапан насоса подпитки.

2.3 Схема гидравлического манипулятора автомобиля

На опорной раме, неподвижно закрепленной на шасси 1 автомобиля МАЗ-6303-40, шарнирно установлен кузов с пресс - камерой и манипулятором.

Загрузка твердых бытовых отходов из контейнеров в пресс- камеру производится при помощи манипулятора через приемный бункер. С помощью манипулятора осуществляется захват, подъем, опрокидывание и установка контейнера на место.

Толкающая плита пресс - камеры уплотняет мусор, перемещая его в кузов, где происходит дальнейшее прессование.

Гидросистема обеспечивает привод рабочих органов машины. Схема гидропневматическая принципиальная системы показана на рис. 3.

Гидросистема машины состоит из маслобака 13 ёмкостью 110 литров, гидромонтажного распределительного ящика, двухкаскадного шестеренного насоса, фильтров, трубопроводов и рукавов высокого давления.

Гидромонтажный распределительный ящик имеет панель, на которой установлена основная гидроаппаратура.

Пятисекционный распределитель 1 с электроуправлением предназначен для управления приводом рабочих органов машины. Пять секций распределителя соединены последовательно с напорной линией двухкаскадного шестеренного насоса 10. Подвод гидравлического масла к распределителю осуществляется от насоса производительностью 41 л/мин. При закрытых (нейтральных) положениях плунжеров распределителя в рабочих линиях гидросистемы отсутствует давление и масло, поступающее от гидронасоса, идет на слив через односекционный распределитель 6.

Пятисекционный распределитель 1 управляет работой следующих органов машины:

гидроцилиндра 15 подъема стрелы манипулятора;

гидроцилиндра 16 опрокидывания контейнера;

гидроцилиндра 17 захватной головки манипулятора;

гидроцилиндрами 18 подъема задней крышки;

гидроцилиндра 19 подъема рамки, открывающей крышку контейнера,

При включении одной из секций распределителя в рабочее положение линия слива закрывается, переброс гидравлического масла от гидронасоса в маслобак прекращается и масло под давлением начинает поступать к соответствующему рабочему органу.

С помощью регуляторов потока 9 отрегулированы скорости подъема стрелы манипулятора и опрокидывания контейнера

Односекционный распределитель 6 с электропневмоуправлением предназначен для управления подъёмом и опусканием кузова машины.

Поток гидравлического масла на односекционный распределитель 6, в связи с требуемым большим расходом, подаётся от гидронасоса 10 производительностью 73 л/мин через управляющий клапан 5 и одновременно через пятисекционный распределитель 1 с которым управляющий клапан 5 соединен последовательно.

Для регулировки скорости опускания кузова использован регулятор потока 7.

Управление толкающей плитой пресс - камеры осуществляется через управляющий клапан 5, моноблок 2 со встроенным предохранительным клапаном на 210 кг/см², соленоидный клапан 4 и клапан автоматического управления 3.

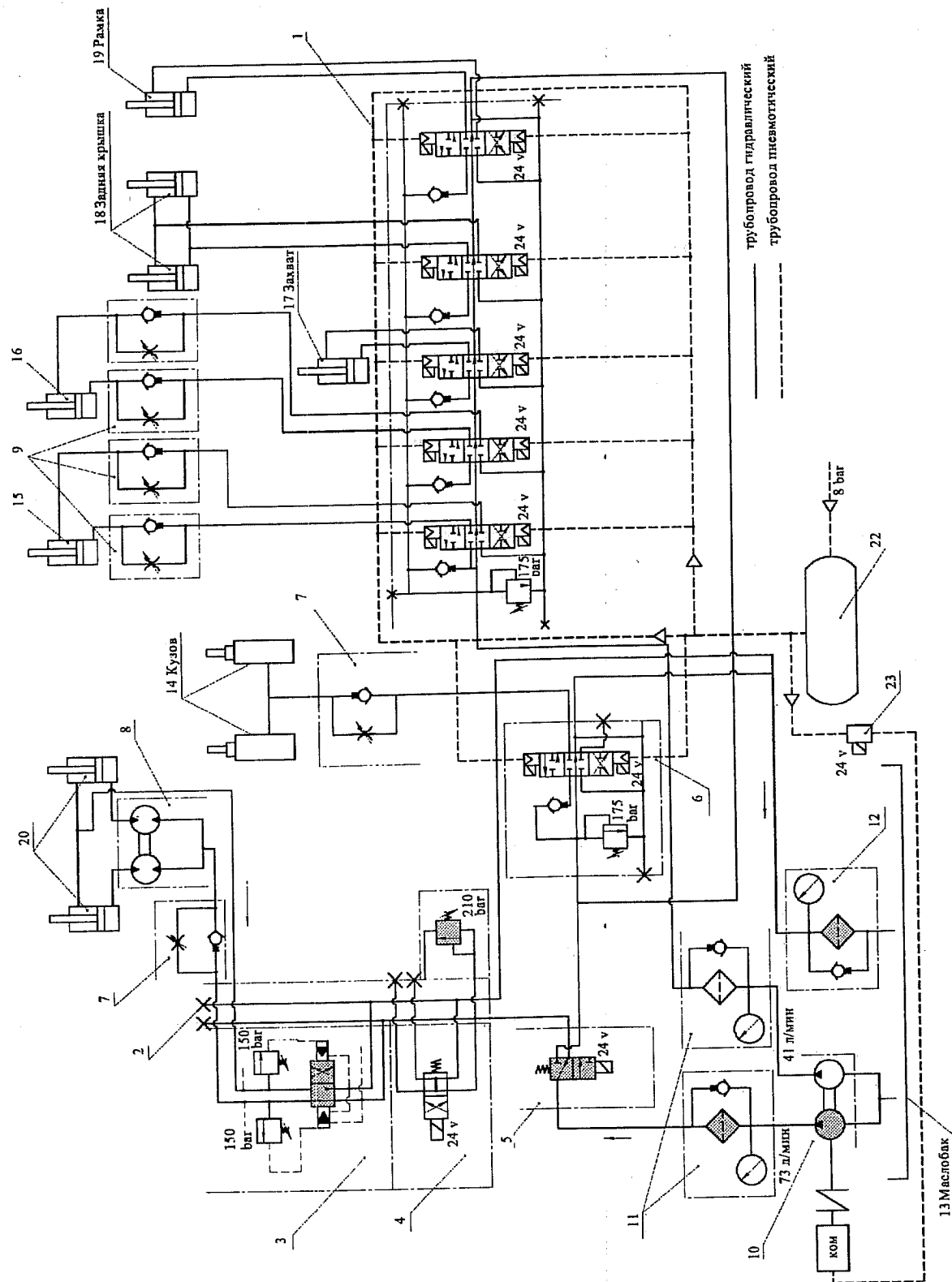


Рис. 3 Схема гидропневматическая принципиальная.

Название позиций на рис. 3

1 – распределитель; 2 – моноблок (плита); 3 – клапан автоматического управления; 4 – клапан соленоидный; 5 – кран распределительный; 6 – распределитель; 7 – регулятор потока; 8 – делитель потока; 9 – регулятор потока; 10 – гидронасос двухкаскадный; 11 – фильтр напорный; 12 – Фильтр возвратный; 13 – бак для гидравлического масла; 14 – гидроцилиндр подъема кузова; 15 – гидроцилиндр подъема стрелы; 16 – гидроцилиндр опрокидывания контейнера; 17 – гидроцилиндр захватного устройства; 18 – гидроцилиндр подъема задней крышки; 19 – гидроцилиндр подъема рамки; 20 – гидроцилиндр пресса; 22 – ресивер; 23 – клапан пневматический.

Поток гидравлического масла от управляющего клапана 5 через моноблок 2 поступает соленоидный клапан 4 и идет на слив через моноблок 2.

При подаче напряжения на катушку клапана 4 гидравлическое масло через клапан управления 3 поступает к гидроцилиндрам 20 пресс-камера. Для регулировки скорости рабочего хода гидроцилиндров 20 установлен регулятор потока 7.

Делитель потока 8 обеспечивает одинаковые потоки гидравлического масла в поршневые полости гидроцилиндров 20.

Трубопроводы и рукава высокого давления гидросистемы служат для подвода рабочей жидкости к рабочим органам машины, а так же для слива гидравлического масла в маслобак через фильтр возвратный 12.

На напорных линиях трубопроводов установлены фильтры напорные 11, служащие для очистки гидравлического масла.

Таким образом, в автомобильном гидроманипуляторе в отличие от тракторного гидроподъемника имеются следующие особенности:

1. Управление золотниками гидрораспределителей осуществляется электропневматической системой.
2. Обеспечивается двойная фильтрация масла: на сливе и в напорных магистралях насосов. Каждый фильтр имеет защитный клапан и сигнализатор степени засоренности (манометр).
3. На основных гидроцилиндрах установлены регуляторы скорости потоков.
4. В приводе двух цилиндров пресса установлен делитель потока. Это двухсекционный шестеренный гидромотор, обеспечивающий поступление в гидроцилиндры пресса одинакового количества жидкости. При этом обеспечиваются синхронное движение штоков обоих гидроцилиндров вне зависимости от влияния сопротивления на каждый из них.
5. Основные гидравлические магистрали имеют выходы (отмеченные крестиком) для подключения диагностического оборудования.

3. Задание по контрольной работе

Задание предлагается в двух вариантах: 1 - гидравлическая передача возвратно-поступательного движения, 2 - гидравлическая передача вращательного движения. Номер варианта выбирается студентом самостоятельно по предпоследней цифре своего шифра (номера зачётной книжки). Студенты, у которых предпоследняя цифра шифра чётная (0,2,4.и.т.п), выполняют вариант - 1, нечётная(1,3,5.и.т.п) -вариант 2.

Все расчеты выполняются в единицах измерения системы СИ (Приложение 3).

3.1 Вариант 1

Для открытой гидрообъёмной передачи с двигателем возвратно-поступательного движения на основании исходных данных рассчитать параметры основных гидроагрегатов и по каталогу (Приложение 1) выбрать тип и марку насоса, гидравлического цилиндра и распределителя, определить ёмкость гидробака и внутренние диаметры соединительных трубопроводов.

Передача предназначена для подъёма и опускания груза. Числовые значения исходных параметров выбираются из таблицы 1 в соответствии с последней цифрой шифра.

Исходные данные

Таблица 1.

Последняя цифра шифра Заданные параметры	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила веса груза G, кН,	10	10	10	20	20	20	20	30	30	30
Высота подъёма H, м	2.5	2.5	2.5	2.0	2.0	2.0	2.0	1.5	1.5	1.5
Время подъёма t, с	2	4	6	2	4	6	8	2	4	6

Постоянные величины:

1. Номинальное давление, создаваемое насосом $p_n = 14$ МПа,
2. Ход штока поршня силового цилиндра $L_{ш} = 200$ мм
3. Частота вращения вала насоса $n_n - 1200$ об/мин
4. Скорости рабочей жидкости в трубопроводах $V_{жс}$, м/с:
на входе в насос - 0.3...0.5;
от насоса к гидравлическому распределителю и на слив - 0.5...0.7;

3.2 Вариант 2.

Для закрытой регулируемой передачи вращательного движения в соответствии с числовыми значениями исходных данных рассчитать параметры насоса и гидромотора, выбрать по каталогу (Приложение 1) тип и марку гидромашины, построить скоростную характеристику гидромотора.

Передача предназначена для привода ведущих колёс самоходной машины.

Исходные данные

Таблица 2.

Заданные параметры	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Максимальная частота вращения вала гидромотора $n_{M_{MAX}}$, об/мин	500	500	500	500	1500	1500	1500	1500	2500	2500
Крутящий момент гидромотора M_m , Н·м	400	600	800	1000	100	200	300	400	150	250
Тип гидромотора	Планетарный				Шестеренный				Аксиально-поршневой	

Постоянные величины:

1. Номинальное давление, создаваемое насосом $p_n = 20$ МПа.
2. Коэффициент полезного действия гидромашины не зависит от расхода рабочей жидкости и выбирается по табл. 2 Приложения 1.

4. Рекомендации к оформлению контрольной работы

Контрольная работа выполняется в виде расчетно-пояснительной записки на гладких листах стандартного формата (297×210).

На титульном листе указывается название учебного заведения, факультета, кафедры и дисциплины. Далее пишется номер варианта, фамилия исполнителя (студента) и преподавателя, который проверяет и принимает работу. Рядом с фамилией студента указывается его шифр (номер

зачетной книжки). На титульном листе преподаватель проставляет оценку по результатам защиты контрольной работы.

Графическая часть работы состоит из принципиальной схемы гидравлической системы и графика регулировки (вариант 2). Схема выполняется в соответствии с требованиями ГОСТ 17752-81 и ГОСТ 2.721-74.

Примеры построения гидросхем показаны на рисунке 1 и 2. К чертежу гидравлической схемы прикладывается спецификация выбранной аппаратуры, в которой указывается название и марка аппарата.

Все расчёты должны выполняться в системе СИ. Каждая расчетная формула первоначально приводится в буквенном выражении с расшифровкой символов и указанием единиц измерения. Затем выполняется числовой расчет и представляются его результаты. Результаты однотипных расчетов могут быть сведены в таблицу.

Контрольная работа должна содержать заключение, в котором студент самостоятельно обосновывает результат своих расчетов.

В конце расчётно-пояснительной записки даётся перечень литературных источников, использованных при выполнении работы.

5. Последовательность выполнения расчётов для выбора гидроагрегатов.

5.1 Вариант 1: расчёт технических параметров и выбор агрегатов для гидропередачи возвратно-поступательного движения.

Первоначально рассчитывается диаметр поршня силового цилиндра $d_ц$ и по каталогу (Приложение 1) выбирается его марка. Величина $d_ц$ получается из уравнения равенства сил, приложенных к штоку со стороны груза и поршня (рис.1.):

$$G \cdot \frac{i_p}{\eta_p} = \pi \frac{d_ц^2}{4} \cdot p, \text{ Н};$$

где $i_p = \frac{H}{L_ш}$ - кинематическое передаточное число рычажной системы;

$p = p_n$, Па - давление в бесштоковой полости цилиндра принимаемое равным номинальному давлению насоса.

$\eta_p = 0.75$ - коэффициент полезного действия рычажной системы.

Следовательно:

$$d_ц = 2 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot H}{\pi \cdot p_n \cdot L_ш \cdot \eta_p}}, \text{ м} \quad (9)$$

Выбирается цилиндр, диаметр которого равен или несколько больше расчетного. В спецификацию к схеме записывается его марка (например, ЦС-75).

После выбора силового цилиндра рассчитываются параметры насоса.

Рекомендуется использовать шестеренный насос.

Приводная мощность на валу насоса N_n рассчитывается по величине мощности, затрачиваемой на подъем груза.

$$N_n = G \cdot \frac{H}{t} \cdot \eta_{\Sigma}, \text{ кВт} \quad (10)$$

где:

$\eta_{\Sigma} = 0.6$ – ориентировочное полное значение к.п.д гидравлической передачи и рычажной системы.

Затем из формулы (5) выводится выражение и рассчитывается гидравлическая мощность потока N_r , а из формул (4),(2),(1), соответственно, фактическая подача насоса Q_n , его теоретическая подача $Q_{тн}$ и геометрическая постоянная q_n .

По величине q_n из каталога выбирается марка насоса (ближайшее большее значение) и заносится в спецификацию к гидросхеме (например, НШ-32-2)

Распределитель выбирается по пропускной способности Q_p : величина Q_p должна быть равна или больше теоретической подачи насоса $Q_{тн}$

Чтобы обеспечить достаточный запас рабочей жидкости и её охлаждение, ёмкость гидравлического бака должна составлять 50... 70% от теоретической подачи насоса.

Диаметр трубопроводов $d_{тр}$ рассчитывается по фактической подаче насоса и рекомендуемой скорости рабочей жидкости $V_{жс}$ в трубопроводе

$$d_{тр} = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q_n}{\pi \cdot V_{жс}}}, \text{ м}, \quad (11)$$

где $V_{жс}$ – скорость рабочей жидкости, м/с.

5.2 Вариант 2: расчёт технических параметров, выбор гидромашин и построение графика регулирования для гидропередачи вращательного движения.

Из формулы (8) извлекается и рассчитывается геометрическая постоянная гидромотора q_m . Численное значение механического кпд

выбирается из таблицы 2 приложения в соответствии с заданным типом гидромотора . Перепад давления $\Delta p_m = p_H$. По величине q_m из таблицы 1 выбирается марка насоса (по ближайшему большему значению) и заносится в спецификацию к гидросхеме (например, МПА-90).

Для выбранного гидромотора по формуле (8) рассчитывается фактическое значение крутящего момента $M_m(\phi)$.

Крутящий момент гидромотора при заданном значении Δp_m не зависит от частоты вращения его вала.

Из формулы (6) извлекается и рассчитывается мощность N_m на валу гидромотора при различном значении его частоты вращения. Поскольку зависимость линейная, достаточно рассчитать мощность при $n_m = 0$ и

$$n_m = n_{m(max)} .$$

Зависимость крутящего момента и мощности на валу гидромотора от частоты вращения называется скоростной характеристикой гидромотора и представляет собой график регулирования гидропередачи (рис.4).

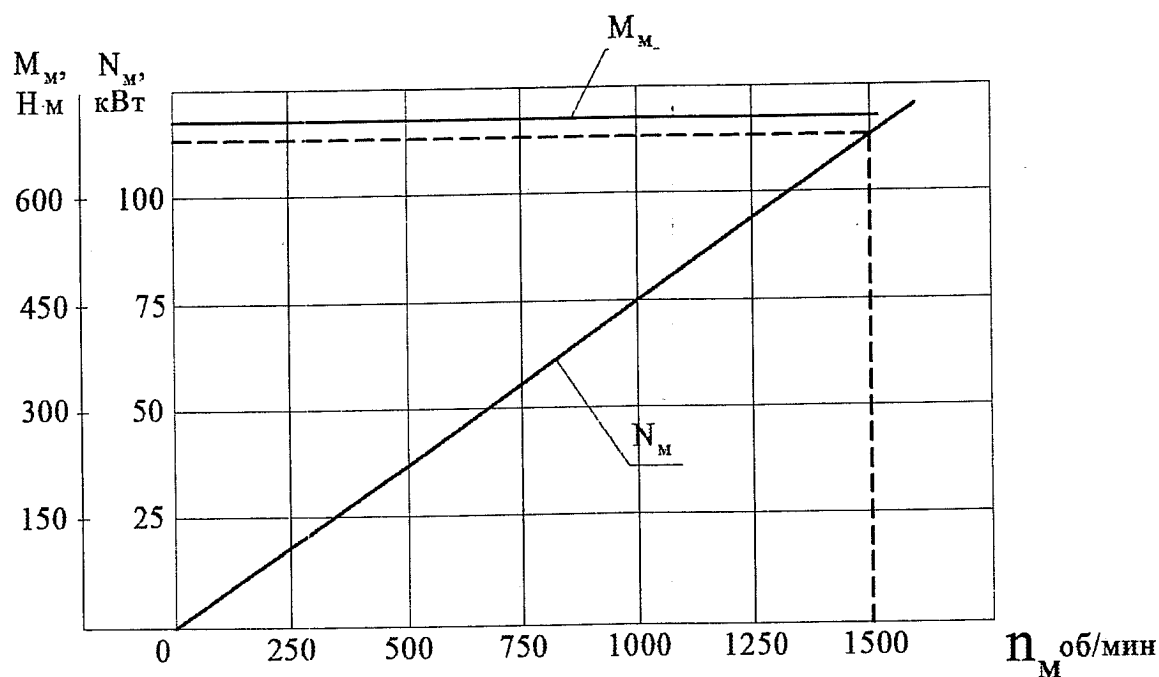


Рис.4 Скоростная характеристика планетарного гидромотора ГПР-Ф-320

Мощность N_m на валу гидромотора рассчитывается через гидравлические параметры потока жидкости:

$$N_m = \Delta p_m \cdot \frac{Q_m}{61,2} \cdot \eta_m, \text{ кВт} \quad (12)$$

где:

η_M - полный к.п.д. гидромотора.

Из формулы (12) извлекаем и рассчитываем при максимальной мощности расход $Q_{M,max}$ жидкости через гидромотор.

Расход жидкости через гидромотор равен фактической максимальной подаче $Q_{n,max}$ насоса. Следовательно, используя формулу 2, можно определить наибольшее значение теоретической подачи $q_{n,max}$ насоса. По величине $q_{n,max}$ выбирается регулируемый насос (Приложение 1).

Если значение $q_{n,max}$, полученное в результате расчёта, больше максимального табличного значения, можно насосную установку комплектовать из нескольких насосов.

Приложение 1

Параметры гидравлических машин и гидроаппаратуры.

Таблица 1

Рекомендуется геометрических постоянных q_n и q_m для гидравлических машин

Тип гидромашины Исполнение	Насос q_n см ³ /об	Гидромотор q_m см ³ /об
Шестеренное (НШ и ГМШ)	6,10,32,46,50,67,100,250	32,46,50,100
Планетарное (ПМ и ГПР-Ф)	-----	64,82,102,126,160,203, 250,320,630
Аксиально-поршневое (НПА и МПА)	12,28,55,90,107,112,225	12,28,56,90,112,224

Таблица 2

Рекомендуемые параметры гидроаппаратуры.


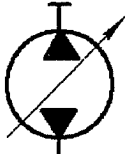
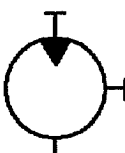
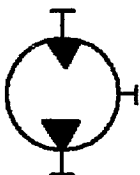
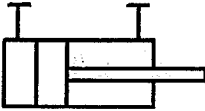
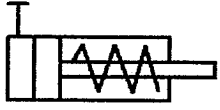

Гидроаппаратура	Параметры		Пример маркировки
	Внутренний диаметр, мм	Номинальная величина протока, л/мин	
Цилиндр поршневой	40,50,75,80,90, 100,125,140,180	-----	ЦС-90
Распределители	-----	50,75,80,90,100, 150,500	P-150
Трубопроводы высокого давления	10,12,16,20	-----	T-16

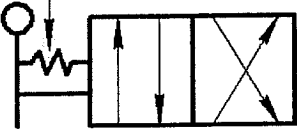
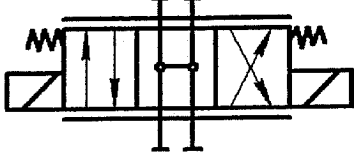
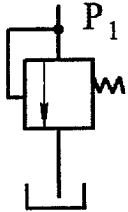
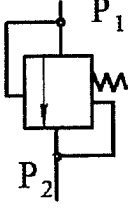
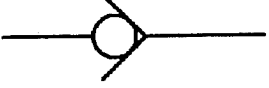

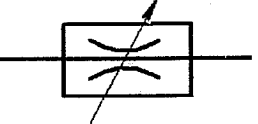
Таблица 3

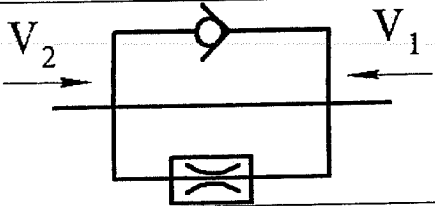
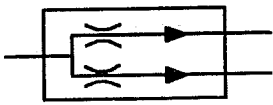
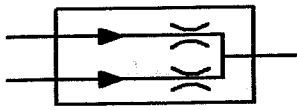
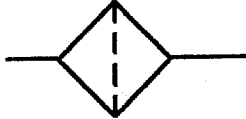
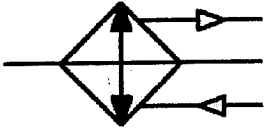
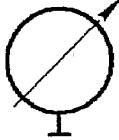
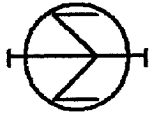
Коэффициент полезного действия гидромашин

Тип гидромашин	исполнение	Коэффициент полезного действия		
		Полный η_{Σ}	Объёмный η_o	Механический η_m
Насос	НШ	0.82...0.85	0.9...0.94	Рассчитать
	НПА	0.89	0%	0.93
Гидромотор	ГМШ	0.75...0.78	Рассчитать	0.8...0.85
	ГМ	0.8...0.83	Рассчитать	0.91...0.94
	ГТР-Ф	0.85	0.95	0.89
	МПА	0.9	0.98	0.92

Условные графические обозначения элементов гидравлического привода

Наименования	Обозначение
I. Гидравлические машины.	
1. Насосы:	
а) С постоянным направлением потока и нерегулируемой подачи	
б) с реверсным потоком и регулируемой подачей	
2. Гидромоторы:	
а) с постоянным направлением потока	
б) с реверсивным потоком	
3. Цилиндры:	
а) силовой двухстороннего действия с односторонним штоком	
б) одностороннего действия с пружинным возвратом (бустер)	
4. Аккумулятор	
гидравлический пружинный	

<p>II. Аппаратура распределительная и регулирующая.</p>	
<p>1. Распределители:</p>	
<p>а) четырёхлинейный двухпозиционный (4/2) дискретный с управлением от рукоятки с фиксатором.</p>	
<p>б) четырёхлинейный трёхпозиционный (4/3) непрерывного действия с электромагнитным управлением.</p>	
<p>2. Клапаны:</p>	
<p>а) предохранительный нормально закрытый прямого действия ($p \leq p_{max}$)</p>	
<p>б) гидродифференциальный нормально закрытый ($p_1 - p_2 \leq \Delta p_{max}$)</p>	
<p>в) обратный</p>	
<p>3. Регуляторы потока</p>	
<p>а) дроссель нерегулируемый (жиклёр)</p>	
<p>б) дроссель регулируемый</p>	

в) ограничитель скорости потока	
г) делитель потока	
д) сумматор потока	
III. Аппаратура вспомогательная	
а) фильтр	
б) охладитель жидкости при помощи воздуха (радиатор)	
в) манометр	
г) расходомер	

Приложение 3

Единицы измерения величин, используемых в гидравлических расчетах.

Сила:

$$1H = 1кг \cdot 1 \frac{M}{c^2} = 1 \frac{кг \cdot M}{c^2} = \frac{1}{9,81} кгс = 0,102кгс$$

$$1кгс = 1кг \cdot 9,81 \frac{M}{c^2} = 9,81 \frac{кг \cdot M}{c^2} = 9,81H$$

$$1кН = 10^3 H = 102кгс$$

$$1тс = 10^3 кгс = 9810H = 9,81кН$$

Давление:

$$1 \frac{H}{m^2} = 1 Pa$$

$$1 МПа = 10^6 Pa$$

$$1 \frac{кгс}{см^2} = 1 бар = 9,81 \cdot 10^4 Pa = 0,098 Мпа$$

$$1 МПа = 10,2 \frac{кгс}{см^2}$$

$$1 \text{ м водяного столба} = \frac{1}{9,81} МПа$$

$$1 МПа = 9,81 \text{ м вод. ст.}$$

Объем жидкости:

$$1 м^3 = 10^6 см^3 = 10^3 л$$

$$1 л = 1000 см^3$$

Подача жидкости:

$$1 \frac{м^3}{с} = 60 \cdot 10^3 \frac{л}{мин}$$

$$1 \frac{л}{мин} = \frac{1}{60 \cdot 10^3} \frac{м^3}{с}$$

Работа, теплота:

$$1 Дж = 1 Н \cdot 1 м = 1 Н \cdot м$$

$$1 кДж = 10^3 Н \cdot м$$

$$1 кал = 4,19 Дж$$

Мощность:

$$1Вт = 1 \frac{Дж}{с}$$

$$1кВт = 10^3 Вт$$

$$1л.с = 75 \frac{кгс \cdot м}{с} = 735,5Вт$$

$$1кВт = 1,36л.с.$$

Угол поворота:

$$1\text{ радиан} = \frac{360}{2\pi} = 57,3\text{ градуса}$$

Литература

1. Богдан Н. В. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. М.: Урожай, 2001. – 502 с.
2. Богатырев А. В. и др. Автомобили. М.: Машиностроение, 2000. – 704 с.
3. Смирнов М. А. Контрольные задания и методические указания для расчета гидроприводов. Издание 1-е. СПбГАУ, 2000. – 25 с.
4. Смирнов М. А. Методические указания для выполнения лабораторных работ по испытанию гидроприводов. СПбГАУ, 2000. – 25 с.

Подписано в печать 31.01.2011
Формат 60×90 ¹/₁₆
Печать трафаретная. 0,7 усл. печ. л.
Тираж 100 экз.
Заказ № 11/01/29

Отпечатано с оригинал-макета заказчика
в НП «Институт техники и технологий»
Санкт-Петербург – Пушкин, Академический пр., д.31, ауд. 715