ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ

И Н Ж Е Н Е Р Н Ы Й И Н С Т И Т У Т

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Задания и методические указания
по выполнению контрольной работы

Новосибирск 2021

Кафедра механизации животноводства и переработки
сельскохозяйственной продукции

УДК 532.5(075.8):622.5
ББК 30.123

Гидравлические и пневматические системы пищевых производств: задания и методические указания по выполнению контрольной работы / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т; сост. А.А. Диденко. – Новосибирск, 2021. – 15 с.

Задания и методические указания к контрольной работе предназначены для студентов очной формы обучения по направлению подготовки Агроинженерия (профили Технические системы и роботизация пищевых производств; Машины и оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции).

Утверждены и рекомендованы к изданию методическим советом Инженерного института (протокол №3 от 26 октября 2021 г.).

© Новосибирский государственный аграрный университет, 2021
© Инженерный институт, 2021

СОДЕРЖАНИЕ

Введение……..…..…….4
Требования к выполнению и оформлению контрольной работы..……...……..4
1. Расчет мощности и подачи насоса. Выбор насоса……...…….6
2. Расчет трубопроводов……...……7
3. Расчет потерь давления в гидросистеме……..…..……7
4. Расчет к.п.д. гидропривода……...……..8
5. Расчет и выбор силовых механизмов……..……...9
5.1 Расчет и выбор гидроцилиндров……..……...9
5.2 Расчет и выбор гидромотора……..…….……9
6. Определение объема масляного бака……..…….……...10
7. Тепловой расчет гидросистемы……..……..10
Список литературы……11
Приложения……12

ВВЕДЕНИЕ

Цель изучения дисциплины – заключается в ознакомлении с основными понятиями о гидравлических и пневматических системах пищевых производств, их назначение, методах проектирования и расчета гидравлических и пневматических приводов исполнительных механизмов пищевого оборудования.

Задачами дисциплины являются:

- изучение основополагающих понятий у гидравлических и пневматических систем и машин пищевых производств;
- изучение устройства и принципа действия гидравлических и пневматических систем и машин пищевых производств;
- освоение методов расчета гидравлических и пневматических систем и машин пищевых производств.

Требования к выполнению и оформлению контрольной работы

В соответствии с учебным планом по направлению подготовки 35.03.06 – «Агроинженерия» студенты выполняют письменную контрольную работу по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы пищевых производств». Номера вариантов выбираются в соответствии с порядковым номер по списку группы.

Контрольная работа выполняются с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ. Шрифт Times New Roman, размер шрифта 14, межстрочный интервал 1,5 строки, выравнивание основного текста по ширине, заголовков по центру.

Каждый лист оформляется рамкой и основной надписью по форме 2 (высотой 40 мм) для первого или заглавного листа и форме 2а (высотой 15 мм) для последующих листов. Расстояние по бокам от рамки формы до границ текста в начале и в конце строк – не менее 3 мм. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки должно быть не менее 10 мм. Абзацы в тексте начинают отступом, равным 15-17 мм.

Опечатки, описки и графические неточности, обнаруженные в процессе выполнения документа, допускается исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской и нанесением на том же месте исправленного текста (графики) машинописным или рукописным способом.

Решение задач проводится в единой системе единиц СИ. В конце работы необходимо представить перечень использованной литературы с указанием фамилии и инициалов автора, полного названия источника, места издания, издательства и года издания.

Таблица 1 – Номера вариантов контрольной работы

№ вар	Наименование оборудования	Давление в системе, МПа	Усилие на штоке $P_ш$, кН	Скорость штока $V_ш$, м/с	Крутящий момент на валу, Н·м	Угловая скорость, $с^{-1}$	Длина линий, м		
							Вс.	Нап.	Сл.
1	Тестоделительная машина	0,5	7	0,09	-	-	0,5	1	0,4
2	Тестомесильная машина	0,8	-	-	75	20	1	2,5	0,5
3	Шпигорезка	0,2	15	0,07	-	-	0,8	3,2	0,8
4	Котлетный автомат	0,7	-	-	40	8	0,4	1,5	0,3
5	Клипсатор	0,7	4	0,2			0,2	3,1	0,4
6	Закаточная машина для стеклянных банок	0,2	-	-	45	10	0,5	1,2	0,7
7	Наполнитель (аппикатор)	0,2	2,5	0,05	-	-	0,7	1,9	0,9
8	Мясомассажер	0,5	-	-	50	30	0,5	2,8	0,6
9	Шприц колбасный	0,5	5	0,04	-	-	0,9	1,4	1,2
10	Фаршесмеситель	1	-	-	80	12	0,4	2,9	0,7
11	Блокорезка	1	17	0,08	-	-	0,8	3	0,6
12	Мясорубка	1	-	-	120	8	0,8	2,2	1
13	Машина для нарезания монолита масла	0,3	12	0,03	-	-	0,5	1,4	0,4
14	Пресс для ягод	0,8	10	0,06	-	-	0,6	2,2	0,6
15	Тестоокруглительная машина	0,3	-	-	15	40	1	1,5	0,8
16	Машина для обжарки семян	0,2	-	-	10	8	0,4	1,2	0,4
17	Шелушильная машина	0,7	-	-	20	30	0,8	2,0	1,2
18	Маслопресс	1,2	-	-	100	10	0,8	3,6	0,5
19	Овощеочистительная машина	0,3	-	-	20	25	0,6	2,0	0,9
20	Шкуросъемная машина	0,6	-	-	60	6	0,3	3	2,9

Гидравлический привод технологического оборудования пищевых производств

В таблице 1 приведены исходные данные для расчета. В начале необходимо составить структурную схему гидравлического привода, которая должна включать следующие элементы: насос, силовой механизм (гидроцилиндр, гидромотор), распределитель, гидробак, предохранительный клапан, фильтр, соединительные трубопроводы. В качестве рабочей жидкости принять масло МГ-30, кинематическая вязкость $\nu = 0{,}00003$ м^2/с при t = 50°С, плотность $\rho = 900$ кг/м^3.

1. Расчет мощности и подачи насоса. Выбор насоса

Мощность, подводимая к гидроцилиндру $N_{п.ц.}$, Вт, равна:

$$N_{П.Ц.} = \frac{P \cdot V_{ш}}{\eta_{общ.ц.}}, \quad (1)$$

где: P – усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

$V_{ш}$ – скорость перемещения штока, м/с;

$\eta_{общ.ц}$ – общий к.п.д. гидроцилиндра.

Величина $\eta_{общ.ц.}$ колеблется в пределах 0,92 – 0,94.

Мощность, подводимая к гидромотору $N_{п.м.}$, Вт, определяется по следующему выражению:

$$N_{П.М.} = \frac{M \cdot \omega}{\eta_{общ.м.}}, \quad (2)$$

где: M – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м;

ω – угловая скорость вращения вала, $с^{-1}$;

$\eta_{общ.м.}$ – общий к.п.д. гидромотора.

Величину к.п.д. можно выбрать по таблице 10 приложения.

При расчете мощности насоса необходимо учесть возможные потери давления и расхода в гидросистеме коэффициентами запаса по усилию и по скорости.

Мощность насоса с учетом потерь давления и расхода $N_{н}$, Вт, определяется по формуле:

$$N_{н} = K_{з.у.} K_{з.с.} N_{п}, \quad (3)$$

где: $K_{з.у.}$ – коэффициент запаса по усилию, $K_{з.у.}$ = 1,1-1,2;

$K_{з.с.}$ – коэффициент запаса по скорости, $K_{з.с.}$ = 1,1-1,3.

Подачу насоса $Q_{н}$, $м^3/с$, определим по формуле:

$$Q_{H} = \frac{N_{H}}{P}, \quad (4)$$

где: P – номинальное давление в гидросистеме, Па;

$N_{н}$ – мощность насоса, Вт.

Зная P и $Q_{н}$ по таблицам 11 и 12 приложения выбираем насос. Для насосов (например, шестеренных), где указаны допустимые пределы частоты вращения, следует определить частоту вращения выбранного насоса, которая должна попасть в эти пределы. Частота вращения n, об/мин, определяется по следующей формуле:

$$n = \frac{60 \cdot Q_{H}}{q_{H} \cdot \eta_{О.Н.}}, \quad (5)$$

где: $q_{н}$ – рабочий объем насоса, то есть величина подачи насоса за один оборот его вала, $м^3$/об;

$\eta_{о.н.}$ – объемный к.п.д. насоса (обычно приводится в таблицах).

Если в результате расчета частота вращения вала оказалась выше или ниже рекомендованных в таблице, то необходимо повторить расчет, изменив рабочий объем в ту или иную сторону.

В гидросистемах легкого и среднего режимов работы целесообразно применить шестеренные насосы, как более простые по устройству, обслуживанию и стоимости, а для весьма тяжелого и тяжелого – роторно-поршневые насосы.

2. Расчет трубопроводов

По известному расходу $Q_н$ и средней скорости V движения жидкости в трубопроводе вычисляем диаметры d и округляем их до стандартных значений (таблицы 13 приложения).

Внутренний диаметр трубы находим, используя следующую формулу:

$$d = \sqrt{\frac{Q_H}{0{,}785 \cdot V}}; \tag{6}$$

В зависимости от назначения трубопровода, давления в гидросистеме и условий эксплуатации выбираем скорость V потока рабочей жидкости. Ниже приведены разработанные практикой рекомендации по выбору скорости V:

- для всасывающего трубопровода – 1,0-2,0 м/с;
- для сливного трубопровода – 1,5-2,0 м/с;
- для напорного трубопровода – 4-10 м/с.

Кроме того, при выборе скорости V для напорного трубопровода следует учитывать рекомендации по соотношению рабочего давления P и скорости V приведенные в таблице 2.

Таблица 2 – Соотношение рабочего давления и скорости

Рабочее давление P, МПа	2,5-5,0	10,0	15,0	20,0	30,0
Скорость потока V, м/с	4,0	5,0	6,0	7,0	10,0

Толщину стенки металлического трубопровода δ, м, определяем по следующей формуле:

$$\delta = \frac{P \cdot d}{2 \cdot \sigma_p}, \tag{7}$$

где: $\sigma_р$ – допускаемое напряжение на растяжение. Н/м^2 (для стали $\sigma_р$ =20 - 140 МН/м^2 , для меди $\sigma_р$ = 55 МН/м^2);

d – внутренний диаметр трубопровода, м;

P – рабочее давление, Н/м^2.

3. Расчет потерь давления в гидросистеме

При проектировании системы гидропровода необходимо определить величину потерь давления рабочей жидкости, что позволит определить полный к.п.д системы, подобрать гидродвигатели, при необходимости установить пределы работоспособности гидропривода при низких температурах. Гидросистема считается оптимально спроектированной, если потери давления в ней не превышают 6% от номинального давления насоса.

Для начала расчета потерь давления на трение по длине следует определить длины и диаметры напорных, всасывающих и сливных трубопроводов.

Диаметры труб были найдены по формуле (6), а длины даны в задании и распределяются на три следующие группы:

- всасывающий трубопровод – участок трубы между масляным баком и насосом. Если длина этого участка очень мала или он вообще отсутствует (например, насос располагается в масляном баке), то потери давления по длине равны нулю;
- напорный трубопровод – сумма участков трубы между насосом и распределителем; распределителем и гидродвигателем; гидродвигателем и распределителем;
- сливной трубопровод – участок между распределителем и масляным баком.

Таким образом, для каждой группы трубопроводов будут одинаковыми диаметры и скорости движения жидкости и тогда расчет всех потерь давления будет осуществляться по трем группам.

Расчет потерь давления на трение по длине трубы h_l, Па, проводим по формуле:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2}, \quad (8)$$

где: λ – коэффициент гидравлического трения (λ=0,02);

l – сумма длин трубопроводов, м;

d – диаметр трубопроводов, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м^3;

V – средняя скорость движения жидкости, м/с.

Зная среднюю скорость V, кинематический коэффициент вязкости ν и диаметр d трубопроводов, найдем критерий Рейнольдса по формуле:

$$\mathrm{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (9)$$

Если Re≤2300, то коэффициент гидравлического трения определяем по формуле для ламинарного режима:

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}} \quad (10)$$

Если 2300<Re<6·10^4, то коэффициент λ определяем по формуле для турбулентного режима (область гидравлических гладких труб):

$$\lambda = 0{,}3164 \cdot \mathrm{Re}^{-0{,}25} \quad (11)$$

Определив потери давления на трение по длине трубы во всасывающих ($h_{lвс}$), в напорных ($h_{lн}$) и сливных ($h_{lс}$) трубопроводах, суммируем их и получаем сумму потерь давления на трение по длине трубы в гидросистеме

$$\Sigma h_l = h_{lвс} + h_{lн} + h_{lс}. \quad (12)$$

Расчет местных потерь давления проводим по формуле:

$$h_i = \frac{\sum \zeta \cdot \rho \cdot V^2}{2}, \quad (13)$$

где: ∑ξ – сумма коэффициентов местного сопротивления, величины которых можно найти в таблице 14 приложения.

Полные потери давления в гидросистеме найдем, как сумму величин из формул (12) и (13):

$$\Sigma h = \Sigma h_l + \Sigma h_м \quad (14)$$

4. Расчет к.п.д. гидропривода

Величина коэффициента полезного действия гидропривода позволяет установить эффективность спроектированного устройства. Причем для оптимально разработанной гидросистемы общий (полный) к.п.д. должен находиться в пределах от 0,6 до 0,8.

Общий кпд гидропривода определяем произведением гидравлического, механического и объемного к.п.д.:

$$\eta_{общ} = \eta_г \cdot \eta_м \cdot \eta_о, \quad (15)$$

где $\eta_г$ – гидравлический к.п.д.;

$\eta_м$ – механический к.п.д.;

$\eta_о$ – объемный к.п.д.

$$\eta_г = (P - \Sigma h)/P \quad (16)$$

Механический к.п.д. определяем как произведение механических к.п.д. всех последовательно соединенных агрегатов, в которых происходит потеря энергии на трение (насос, распределитель, двигатель):

$$\eta_м = \eta_{м.н} \cdot \eta_{м.р} \cdot \eta_{м.д}, \quad (17)$$

где: $\eta_{м.н}$ – механический кпд насоса, который или задан в таблицах характеристик насосов, или выбирается по таблице 10 приложения;

$\eta_{м.р}$ – механический кпд распределителя, выбирается по таблице 10 приложения;

$\eta_{м.д}$ – механический кпд двигателя, который или задан в таблицах характеристики, или выбирается по таблице 10 приложения.

Объемный к.п.д. гидропривода $\eta_о$ определяем как произведение объемных к.п.д. насоса, распределителя и двигателя.

$$\eta_о = \eta_{о.н} \cdot \eta_{о.р} \cdot \eta_{о.д}, \quad (18)$$

где: $\eta_{о.р}$ – объемный к.п.д. распределителя, выбираем по таблице 10 приложения;

$\eta_{о.д}$ – объемный к.п.д. двигателя (или задан, или по таблице 10 приложения).

5. Расчет и выбор силовых механизмов

5.1 Расчет и выбор гидроцилиндров

При проектировании гидропривода силовые гидроцилиндры выбираем по ГОСТ 6540 – 68, или по ОСТ 12.44.099 – 78 (таблица 15 приложения).

Выбор гидроцилиндров осуществляем по двум параметрам – величине хода поршня, которая выбирается конструктивно в соответствии с кинематической схемой, и внутреннему диаметру, который определяется расчетом.

Если при рабочем ходе поршня жидкость подается в поршневую полость цилиндра, то внутренний диаметр найдем по формуле:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot (P - \sum h) \cdot \eta_{м.ц.}}}, \quad (19)$$

где: P – усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

p – рабочее давление, Н/м.;

Σh – суммарные потери давления, Н/м.;

$\eta_{м.ц}$ – механический кпд гидроцилиндра.

Далее выбираем гидроцилиндр (таблицы 15 приложения).

5.2 Расчет и выбор гидромотора

В зависимости от назначения гидропривода в нем применяются гидромоторы низкомоментные, имеющие большую частоту вращения и небольшой крутящий момент на выходном валу, либо высокомоментные гидромоторы, которые имеют низкую частоту вращения вала, но большой крутящий момент. В качестве низкомоментных применяют шестеренные и роторно-поршневые аксиальные гидромоторы. В качестве высокомоментных – радиальные роторно-поршневые гидромоторы.

Все типы гидромоторов позволяют регулировать частоту вращения выходного вала за счет изменения расхода рабочей жидкости, подаваемой в систему насосом. Максимальная частота вращения вала гидромотора обычно определяется по паспортным данным, а минимальную частоту вращения можно выбрать из следующих рекомендаций:

1) роторно-поршневые аксиальные – 50 об/мин;

2) шестеренные – 100об/мин;

3) роторно-поршневые радиальные – 60 об/мин.

Крутящий момент на валу гидромотора М, Н·м, равен

$$M=0{,}159\cdot q_м\cdot(P-\Sigma\Delta P)\cdot\eta_{м.м}, \quad (20)$$

где: $q_м$ – рабочий объем гидромотора, м./об;

P – рабочее давление, Н/м.;

Σh – полные потери давления в гидросистеме, Н/м.;

$\eta_{м.м}$ – механический кпд гидромотора.

Из формулы (21) можно определить величину $q_м$, а затем по величине $q_м$ и P выбираем гидромотор по таблицам 16 и 17 приложения.

По известной подаче $Q_н$ насоса и рабочему объему $q_м$ гидромотора определяем частоту вращения вала гидромотора $n_м$, об/мин:

$$n_м=\frac{60}{Q_н}\cdot\eta_{о.м.} \quad (21)$$

Расчетная величина гидромотора $n_м$ сравнивается с табличной и должна быть выше ее номинального значения.

6. Определение объема масляного бака

Выбор емкости масляного бака осуществляется конструктивно в зависимости от назначения и режима работы гидропривода.

Практикой выработаны рекомендации выбора объема бака в зависимости от назначения машины и ее температурного режима.

Для ориентировочного расчета можно принять емкость бака $V_б$ по формуле:

$$V_б=2\cdot60\cdot Q_н \quad (22)$$

Объем $V_б$ округляем до стандартного значения (см. таблицу 13 приложения).

7. Тепловой расчет гидросистемы

Тепловой расчет гидросистемы выполняется для выяснения условий работы гидропривода, уточнения объема масляного бака, а также выяснения необходимости применения теплообменников.

Минимальная температура рабочей жидкости равна температуре воздуха окружающей среды. Максимальная температура определяется в результате теплового расчета.

Повышение температуры рабочей жидкости, прежде всего, связано с внутренним трением. Все потери мощности в гидросистеме в конечном счете превращаются в тепло, которое аккумулируется в жидкости.

Количество тепла, получаемое гидросистемой в единицу времени $Q_т$, Дж/с, соответствует потерянной в гидроприводе мощности и может быть определено по формуле:

$$Q_т=(1-\eta_{общ.})\cdot N_н\cdot K_п, \quad (23)$$

где: $N_н$ – мощность, подводимая к насосу, Вт;

$\eta_{общ.}$ – общий к.п.д. гидропривода;

$K_п$ – коэффициент продолжительности работы гидропривода под нагрузкой (для ориентировочного расчета можно принять Кп=0,7).

Максимальная температура рабочей жидкости, которая достигается через один час после начала работы и не зависит от времени $t_ж$, °С, определяется по следующей формуле:

$$t_{ж} = t_{в.макс} + \frac{Q_T}{K \cdot F}, \quad (24)$$

где: $t_{в.макс}$ – максимальная температура окружающего воздуха, °С;

К – коэффициент теплоотдачи поверхностей гидроагрегатов (К=0,04 кДж/(м.·°С));

F – суммарная площадь теплоизлучающих поверхностей гидропривода, м..

Суммарную площадь теплоизлучающих поверхностей гидропривода F, м., можно найти по следующей эмпирической формуле:

$$F = 0{,}14 \cdot \sqrt[3]{V_б^2} \quad (25)$$

Зная минимальную температуру той климатической зоны, для которой проектируется машина, и определив максимальную температуру $t_ж$, можно установить диапазон температуры рабочей жидкости в гидросистеме.

Если в результате теплового расчета окажется, что максимальная установившееся температура превышает 70 °С, то необходимо увеличить объем масляного бака или предусмотреть в гидросистеме теплообменное устройство.

Список литературы

1. Гидравлические машины. Насосы, вентиляторы, компрессоры и гидропривод: Учебное пособие / Б.В. Ухин. - М.: ИД ФОРУМ: НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 320 с.

2. Романович, Ж. А. Надежность функционирования гидравлических и пневматических систем в машинах и аппаратах бытового назначения [Электронный ресурс] : Учебник / Ж. А. Романович, В. А. Высоцкий. - Под общей ред. проф. Ж. А. Романовича. - М. : Издательско-торговая корпорация «Дашков и К°», 2012. - 272 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1 – Значения коэффициентов полезного действия

Тип гидромашины, гидроустройства	Механический кпд, $\eta_м$	Объемный кпд, $\eta_о$	Общий кпд, η
Роторно — пластинчатые насосы	0,70 - 0,90	0,60 - 0,95	0,60 - 0,85
Роторно - поршневые радиальные насосы	0,8 - 0,95	0,85 - 0,98	0,76 - 0,93
Роторно - поршневые аксиальные насосы	0,82 – 0,90	0,88 - 0,98	0,82 - 0,96
Шестеренные насосы	0,70 - 0,85	0,75 - 0,92	0,54 - 0,80
Роторно - пластинчатые гидромоторы	0,70 - 0,90	0,60 - 0,95	0,50 - 0,85
Роторно — поршневые радиальные гидромоторы	0,85 - 0,95	0,95 - 0,98	0,90 - 0,94
Роторно — поршневые аксиальные гидромоторы	0,82 - 0,90	0,97 - 0,98	0,80 - 0,87
Шестеренные гидромоторы	0,70 - 0,85	0,95 - 0,96	0,87 - 0,90
Гидрораспределители золотниковые	1	0,97 - 0,99	0,92 - 0,98
Гидроцилиндры	0,85 - 0,97	0,98 - 0,99	0,92 - 0,94

Таблица 2 – Шестеренные нерегулируемые насосы

Тип	Номинальное (максимальное) давление. МПа	Рабочий объем, $см^3$	Номинальная частота вращения, об/мин
НШ4-4;НШ6-4	2 (2,5)	4,0;6,3	2400
НШ 6Т-1	2,5 (4,0)	6,3	2000
НШ6Е-3:НШ10-3	16(21)	6,3;10,0	2400
НШ 50-УЗ	16(21)	49,1	1920
НШ 32У-2	14(17,5)	31,7	1920
НШ 40А-3	16(21)	32;48,8;69,7;98,8	1920
НШ 250-3	16(21)	250	1500
НШ 32-4:НШ50-4	20 (25)	31,5;48,8	2400
НШ71-4:НШ 100-4	20 (25)	69,7;98,8	1920
НШ 250-4	20 (25)	250	1500
НМШ 25;НМШ50; НМШ 125	1,6(2,5)	25;50;125	1500
НМШ 25 Р	0,25 (1)	25	1200
НМШ 80 - 1	1 (1-2)	80	2400
НШ 32У - 3	16(21)	32	2400

Таблица 3 – Аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком

Тип	Номинальное (максимальное) давление, МПа	Рабочий объем, $см^3$	Число оборотов. об/мин	Примечание
210	20 (35)	11,6	2400	Нерегулируемые
210	20 (35)	28,1	1920	Нерегулируемые
207	20 (32)	94,8	1500	Регулируемые (нереверсивный или ревер-
313	16(25)	28	1920	Регулируемый нереверсивный с регулятором давления
224	20(32)	54,8	1500	Регулируемый нереверсивный с регулятором мощности и двумя секциями
333	20(32)	56	1500	Регулируемый нереверсивный с регулятором мощности, двумя секциями и дополнительным нерегулируемым насосом рабочим объемом 11,6
311	20(35)	112;224	1200	Регулируемый (реверсивный или нереверсивный)
321	20(35)	112+112	1200	Регулируемый нереверсивный с регулятором мощности и двумя секциями
310	20(35)	56;112	1500	Нерегулируемый

Таблица 4 – Величины основных параметров гидроприводов

Параметр	Величина
Номинальное давление. МПа	0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50: 63; 80; 100; 125; 160;200;250
Номинальный расход жидкости л/мин	1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6.3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600;2000;2500
Условные проходы, 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
Номинальная вместимость гидробаков, гидро- и пневмоаккумуляторов, л.	0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800;1000; 1250;1600; 2000; 2500; 3200; 4000; 5000; 6300; 8000;10000;12500; 16000; 20000; 25000

Таблица 14 – Значения коэффициентов местных сопротивлений

Тип сопротивления	Значение коэффициентов
Распределитель золотниковый	3 – 5
Клапан предохранительный или обратный	2 – 3
Дроссель	2 – 2,2
Фильтр	2 – 3
Внезапное расширение	0,8 – 0,9
Внезапное сужение	0,5 – 0,7
Штуцер, переходник	0,1 – 0,15
Прямое колено	1,3 – 1,5
Тройник	1 – 2,5

Таблица 5 – Гидроцилиндры поршневые двустороннего действия

Тип	Номинальное (максимальное) давление МПа	Диаметр поршня. мм	Ход поршня. мм	Максимальная скорость. м/с	Примечание
ГЦ 10.16.200.01	16(20)	10	200	0.5	На проушинах
ГЦ 15.16.200.01	16(20)	15	200	0.5	На проушинах
ГЦ 25.16.200.01	16(20)	25	200	0.5	На проушинах
Ц 40-200-11	16(20)	40	200	0.5	На проушинах
Ц 40-250 -11	16(20)	40	250	0.5	На проушинах
ГА-93000	16(20)	40	63	0.5	На проушинах
ГА-93000-02	16(20)	40	160	0.5	На проушинах
ГА-80000	16(20)	40	360	0.5	На проушинах
Ц 63-800160.001	16(20)	63	800	0.5	На проушинах
Ц 55 -1010001	14(17.5)	55	200	0.3	На валах
ГС 70-290.20.001	16(20)	70	290	1	На проушинах
ГС 70-400.20.001	16 (20)	70	395	1	На проушинах

Таблица 6 – Гидромоторы шестеренные

Тип	Номинальное давление. МПа	Рабочий объем. $см^3$	Частота вращения. об/мин	Примечание
ГПР-Ф	16	160	60...600	Нерегулируемые
ГПР-Ф	16	200	60...486	Нерегулируемые
ГПР-Ф	16	250	56...378	Нерегулируемые
ГПР-Ф	16	320	45...300	Нерегулируемые
ГПР-Ф	16	400	45...240	Нерегулируемые
ГПР-Ф	16	500	35...190	Нерегулируемые
ГПР-Ф	16	630	25...150	Нерегулируемые
МГП80	14	80	10...810	Нерегулируемые
МГП 100	14	100	10...650	Нерегулируемые
МГП 125	14	125	10...520	Нерегулируемые
МГП 160	14	160	10...400	Нерегулируемые
МГП 200	11	200	10...325	Нерегулируемые
МГП 315	7	315	10...210	Нерегулируемые
ГМШ 10-М	10	10	75...4800	Нерегулируемые
ГМШ 504-2	14	49,1	500...1920	Нерегулируемые
ГМШ50У-3	16	50	270...2400	Нерегулируемые

Таблица 7 – Гидромоторы аксиально-поршневые с наклонным блоком

Тип	Номинальное давление. МПа	Рабочий объем, $см^3$	Частота вращения. об/ мин	Примечание
210	20	11,6	50/6000	Нерегулируемые
210	20	28,1	50/5000	Нерегулируемые
310	25	224	50/2000	Нерегулируемые
310	20	56	50/3750	Нерегулируемые
310	20	112	50/3000	Нерегулируемые
303	20	112	50/4000	Регулируемые

Диденко Александр Александрович

Задания и методические указания по выполнению контрольной работы для студентов заочной формы обучения направления подготовки – 35.03.06 «Агроинженерия»

Компьютерная верстка А.А. Диденко

Подписано к печати …

Объем Формат 60х841/16 Изд. №

Тираж экз. Заказ

Отпечатано в мини – типографии Инженерного института НГАУ

630039, Новосибирск, ул. Добролюбова, 160.