

Министерство образования Российской Федерации

Владимирский государственный университет

Кафедра автоматизации технологических процессов

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К КУРСОВОЙ РАБОТЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, НАЛАДКА
И ЭКСПЛУАТАЦИЯ»**

Составители:

С. Н. СЫСОЕВ

Ю. В. ЧЕРКАСОВ

Е. В. ЕРОПОВА

А. А. ГЛУШКОВ

Владимир 2003

УДК 62-85.002.72

Рецензент

Главный энергетик ОАО «Владимирский тракторный завод»

А.В. Бесшапошников

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Владимирского государственного университета

Методические указания к курсовой работе по дисциплине
«Производственное оборудование, наладка и эксплуатация» / Владим. гос.
ун-т.; Сост.: С.Н. Сысоев, Ю.В. Черкасов, Е.В. Еропова и др. Владимир,
2003. 24 с.

Предназначены для студентов специальностей 210200 и 210300 дневной и
заочной форм обучения при выполнении курсовых работ по дисциплине
«Производственное оборудование, наладка и эксплуатация». Содержит методические
указания к курсовой работе.

Табл. 8. Ил. 26. Библиогр.: 8 назв.

УДК 62-85.002.72

ВВЕДЕНИЕ

Гидропневмоэлементы и приводы промышленных роботов являются одной из профилирующих дисциплин при подготовке инженеров специальностей 210200, 210300.

Цель курсовой работы – закрепление и расширение знаний, полученных при изучении курсов «Гидропневмоэлементы и системы автоматических комплексов», «Гидравлика, гидропневмопривод и гидропневмоавтоматика станочного оборудования», а также развитие навыка самостоятельного анализа, технического обслуживания и разработки конструкций и систем управления, контроля с использованием в качестве рабочей среды устройств жидкости и воздуха.

При выполнении курсовой работы студенты приобретают умение работать с патентно-информационной литературой, каталогами, ГОСТами, стандартами, справочниками и специальной технической литературой.

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Задания на курсовую работу студенты выбирают по порядковому номеру журнала группы. Кроме этого студент по желанию может взять специальное задание по курсовой работе. Оно оформляется на специальном бланке задания на курсовой проект и утверждается заведующим кафедрой. Это темы, связанные с научно-исследовательской работой студентов в области гидропневмоэлементов, гидропневмоавтоматики. В задании указывается тема, технические параметры разрабатываемого оборудования, объем работы, а также может быть рекомендована техническая литература и другие необходимые справочные материалы.

В процессе выполнения работы руководитель проверяет правильность выполнения задания, проводит консультации, рекомендует литературу, справочные материалы и может корректировать задание студенту.

За принятые в работе решения и за правильность всех расчетов и данных отвечает студент – автор курсовой работы.

По окончании работы студент должен представить весь материал руководителю для проверки, подписи и допуска к защите.

ТЕМАТИКА И ОБЪЕМ РАБОТЫ

Тематикой курсовой работы обычно являются разработка и исследование эксплуатационной базы автоматизированных производств, включая анализ гидропневмоэлементов, гидропневмоприводов, систем управления пневматических, гидравлических, электрогидравлических, электропневматических, смешанных.

Предпочтение отдается темам, при разработке которых используются опыт и навыки, приобретенные студентами в процессе их производственной деятельности. Если тему, представляющую практический интерес, предлагает студент, то она предварительно согласуется с руководителем. При выборе тем студенты могут широко использовать технику рационализаторских предложений предприятий.

Допускается выполнение реальных тем по научному направлению кафедры одним или несколькими студентами. В этом случае тема должна быть утверждена на заседании кафедры.

ТЕМАТИКА КУРСОВОЙ РАБОТЫ ПО ГИДРОПНЕВМОЭЛЕМЕНТАМ.

Тема курсовой работы выбирается по табл. 1 согласно порядковому номеру журнала группы.

Таблица 1.

Номер варианта	Тема работы
	<i>1. Гидропневмонасосы</i>
1	1) радиально-поршневые;
2	2) шестеренчатого типа;
3	3) аксиально-поршневые;
4	4) возвратно-поступательные;
5	5) угловые;
6	6) высокомоментные.

Номер варианта	Тема работы
	2. Гидродвигатели
7	1) гидроцилиндры;
8	2) гидромоторы;
9	3) поворотные гидродвигатели;
10	4) шаговые линейные гидродвигатели.
	3. Управляющее, предохранительное гидравлическое оборудование
11	1) демпфирование в гидроприводах;
12	2) предохранительные клапаны прямого действия;
13	3) предохранительные клапаны непрямого действия;
14	4) гидрораспределители золотникового типа;
15	5) гидрораспределители с пропорциональным управлением;
16	6) двухкаскадные гидроусилители;
17	7) гидроусилители типа сопло – заслонка;
18	8) преобразователи гидравлической энергии в механическую.
	4. Датчики
19	1) датчики давления рабочей среды;
20	2) датчики расхода рабочей среды;
21	3) датчики линейного перемещения (цифровые);
22	4) датчики углового перемещения (цифровые);
23	5) индуктивные;
24	6) емкостные;
25	7) магнитострикционные;
26	8) классификация датчиков;
27	10) способы преобразования неэлектрических величин в
28	электрические.

Номер варианта	Тема работы
	5. <i>Вспомогательные гидравлические устройства</i>
29	1) гидроочистители;
30	2) теплообменники, сопуны
31	3) гидроемкости;
32	4) гидроаккумуляторы;
33	5) гидрролинии;
34	6) трубопроводные соединения;
35	7) уплотнения;
36	стабилизаторы давления.
	6. <i>Захватные устройства</i>
37	1) классификация устройств;
38	2) механические;
	3) пневматические
39	- вакуумные;
40	- с программируемым профилем губок;
41	- струйные захваты.
42	7. <i>Пневмодвигатели</i>
43	1) силовые цилиндры штоковые;
	2) силовые цилиндры бесштоковые;
	8. <i>Вспомогательные устройства пневматические</i>
44	1) пневмолинии;
45	2) предохранительные клапаны;
46	3) тормозные устройства;
47	4) влагоотделители системы подготовки воздуха;
48	5) фильтры;
49	6) маслораспылители;

Номер варианта	Тема работы
50	7) уплотнения подвижных соединений;
51	уплотнения неподвижных соединений;
52	9. Пневматические преобразователи типа сопло – заслонка
53	10. Пневматические регулируемые дроссели
54	11. Преобразователи золотникового типа
	12. Электрические двигатели
55	1) классификация;
56	2) шаговые;
57	3) постоянного тока.
58	13. Программируемые контроллеры. Классификация

В курсовой работе необходимо описать назначение, области применения, сущность, принцип действия рассматриваемого устройства. Проводится патентно-информационный обзор по отечественной и зарубежной литературе, авторским свидетельствам, патентам с приведением 2-3 номеров аналогов с указанием МКИ, УДК.

Приводятся методика расчета, выбора устройств, расчет устройства, принципиальная схема или чертеж в графической части, а также гидро-, пневмосхема, содержащая данное устройство.

ТЕМАТИКА КУРСОВОЙ РАБОТЫ ПО ГИДРОПНЕВМОПРИВОДУ

Тематика курсовой работы по гидропневмоприводу выбирается по порядковому номеру журнала группы согласно табл. 2, 3 и рис. 1.

В курсовой работе дают условную схему промышленного робота с установкой разрабатываемого привода, выбирают и приводят принципиальную схему привода (пневматическую (ПЗ), гидравлическую

(ГЗ) или комбинированную (СЗ)) с предварительным выбором функциональных элементов. Рассчитывают элементы приводов.

Таблица 2

Параметры механизма	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Линейное перемещение, м	0,2	0,3	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2
Нагрузка на привод, кг	50	80	100	120	200	250	400	500	600	700
Усилие зажима, кг	5	8	10	12	20	25	40	50	60	70
Скорость перемещения исполнительного органа, м/с; град/мин	0,1 10	0,15 15	0,2 20	0,25 25	0,3 30	0,35 40	0,4 45	0,5 50	0,6 55	0,7 60
Регулирование:										
- объемное	+		+		+		+		+	+
- дроссельное		+	+	+	+	+		+	+	+

Таблица 3.

Номер варианта	Кинематические схемы гидроприводов
Четный	Гидроцилиндр одноштоковый двухсторонний, два гидроцилиндра шестерня-рейка
Нечетный	Гидроцилиндр одноштоковый односторонний, один гидромотор

Последовательность расчета:

1. Предварительно рассчитывают силовую часть (по нагрузке, скоростям и перемещениям определяется требуемый расход и рабочее давление).
2. По имеющимся расходу и давлению подбирают насос.
3. По расходу и давлению насоса выбирают элементы регулирования, управления, трубопроводы и т. д.
4. Рассчитывают потери давления в системе.
5. Проводят проверочный расчёт привода

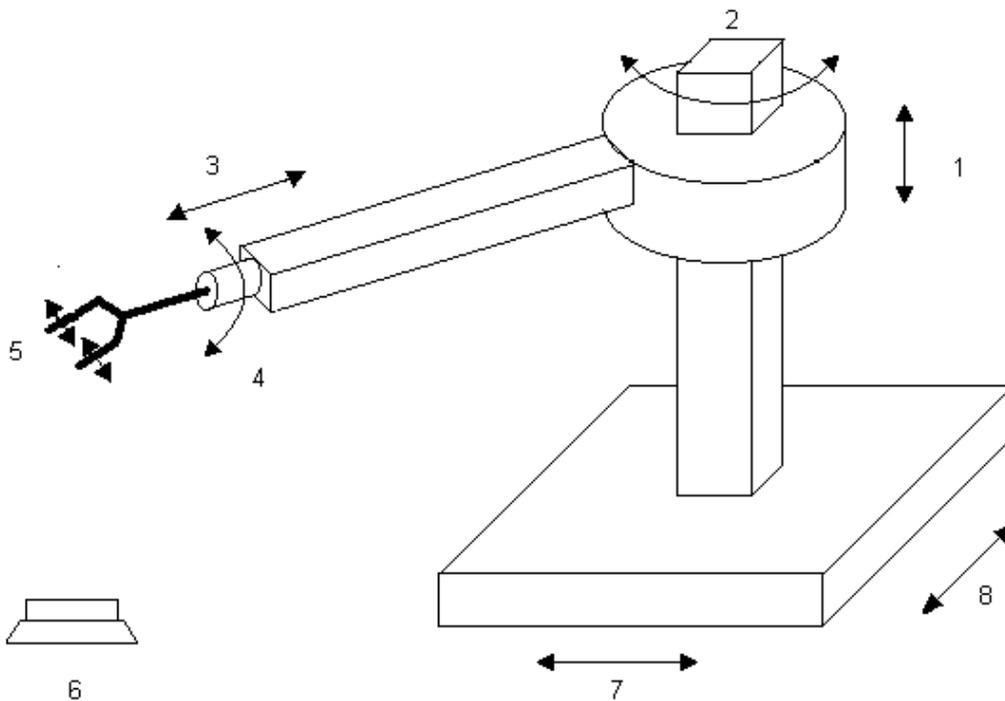


Рис.1. Кинематическая схема промышленного робота:

1 – привод вертикального перемещения руки; 2- привод ротации руки; 3 – привод линейного перемещения схвата; 4 – привод ротации схвата; 5 – привод звеньев схвата в схвата; 6 – перемещаемый объект; 7, 8 – привода линейного перемещения корпуса.

В графической части приводят принципиальную схему привода (гидравлическая, пневматическая или комбинированная), чертеж силового элемента привода.

Объем работы должен составлять 1 – 2 листа формата А1 графической части и 15-20 листов (формат А4) пояснительной записки.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Задание: Разработать привод ротации схвата 4 и привод линейного перемещения схвата 3 ПР (см. рис. 1). Привод пневмогидравлический, параметры механизмов (см. табл.2), исполнительные механизмы гидромотор и гидроцилиндр двухсторонний по варианту взять из табл. 3.

Технические характеристики привода линейного перемещения:
линейное перемещение 0,9 м; нагрузка на привод 400 кг; скорость перемещения 0,4 м/с; регулирование объемное; привод – двухсторонний гидроцилиндр.

Технические характеристики привода ротации:
скорость перемещения 45 об/мин; момент сопротивления 400 кг·м; регулирование объемное.

Выбор кинематической схемы

Наиболее близкие кинематические схемы [2]:

1. Узел ротации закреплен на штоке гидроцилиндра;
2. Узел ротации вращает шток гидроцилиндра.

Схема 1 (рис. 2) имеет следующий недостаток.

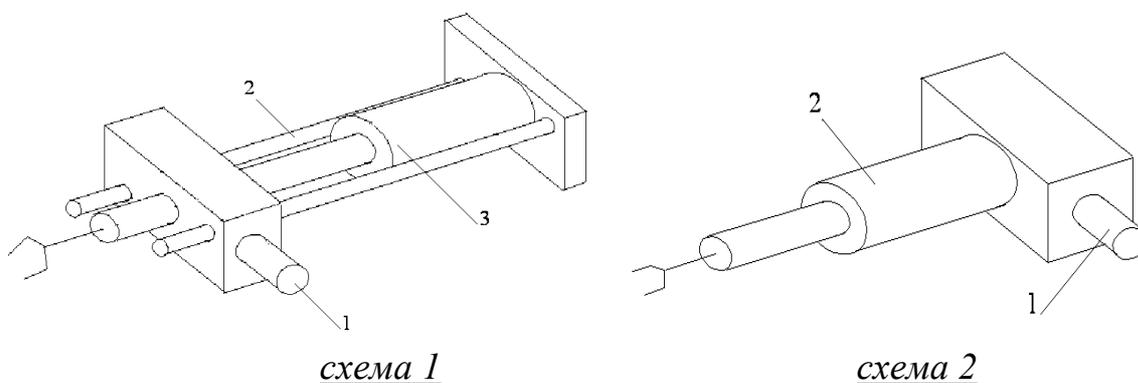


Рис. 2. Кинематические схемы гидроприводов:
1 – гидромотор; 2 – гидроцилиндр; 3 – направляющие.

На штоке расположен привод, к которому необходимо подводить силовые и контрольные магистрали. Преимущество схемы 1 – возможность реализации из стандартных приводов. Недостаток схемы 2 (см. рис. 2) – необходимость проектирования нестандартного гидроцилиндра.

Проанализировав схемы 1 и 2, принимаем схему 2.

Составление расчетной схемы

На основании чертежа, представленного на рис 3, составляем расчетную схему для определения усилий в механизме (рис.4).

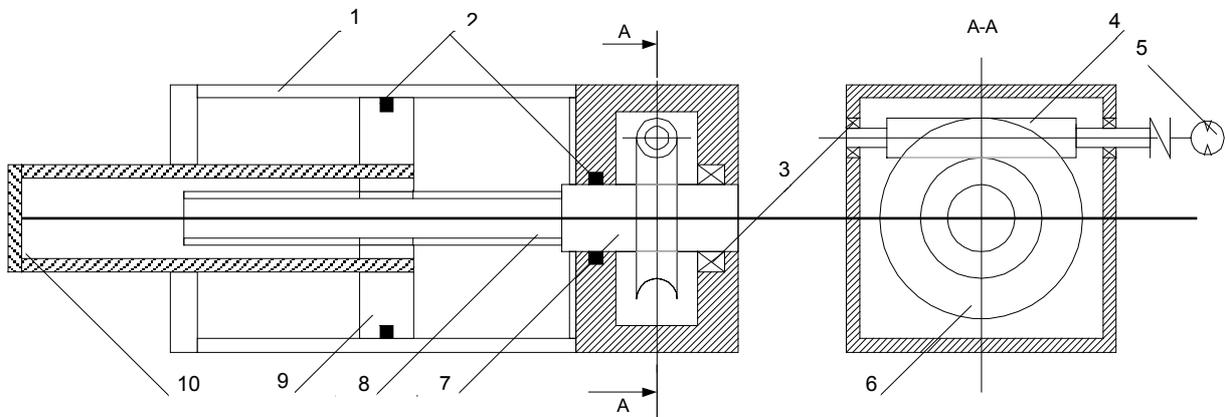


Рис. 3. Механизм поворота:

1 – корпус; 2 – уплотнения; 3 – подшипники; 4 – червяк; 5 – гидромотор;
6 – червячное колесо; 7 – шлицевая муфта; 8 – шлицевой вал;
9 – поршень; 10 – шток.

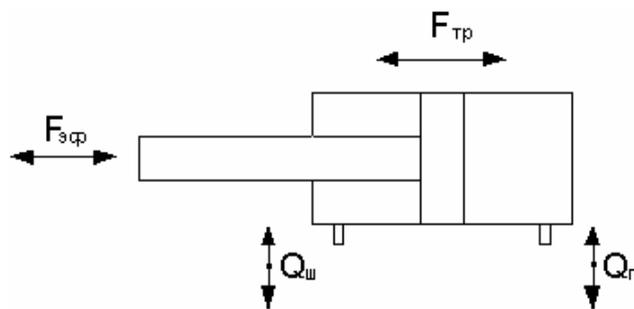


Рис. 4. Расчетная схема для определения усилий в механизме:

F – усилие на штоке ($F=400$ кг); P – давление в поршневой полости;
 P_1 – давление в штоковой полости; $F_{тр}$ – сила трения.

Расчет параметров привода

1. Составляем уравнение равновесия в гидроцилиндре.

$$F_{эф. поршня} = F_{тр} + F + F_{P1},$$

где $F_{тр}$ – сила трения, Н; F – усилие на штоке, Н; F_{P1} – усилие, развиваемое цилиндром под действием давления, Н.

Так как сила трения ориентировочно равна 15% от эффективной силы цилиндра [2], принимаем $F_{тр}=0,15F_{эф}$. Пренебрегая для начала расчетом давлением в штоковой полости, которое возникает только во время движения цилиндра, можно записать условие равновесия в следующем виде:

$$F_{эф}=F+0,15 \cdot F_{эф} \quad \text{или} \quad 0,75 \cdot F_{эф}=F.$$

Отсюда находим эффективную силу поршня цилиндра.

$$F_{эф}=5333 \text{ Н.}$$

По эффективной силе поршня находим диаметр поршня цилиндра.

$$F_{эф} = \frac{\pi D^2}{4} P,$$

где D – диаметр цилиндра, мм; P – рабочее давление в системе, МПа.

2. Выбираем диаметр цилиндра из конструктивных соображений и, принимая рабочее давление в пневмогидравлической системе не более 0,63 МПа (ГОСТ 12445-67), находим:

$$D = \sqrt{\frac{5333}{3,14 \cdot 0,6}} \approx 110 \text{ мм}.$$

Выбираем из ряда диаметров по ГОСТ 12447-67 ближайший диаметр $D=125$ мм.

3. Принимаем диаметр штока $d = 0,2 \cdot D = 25$ мм.

4. Определяем параметры гидроцилиндра.

4.1. Эффективная площадь поршня, см^2 .

$$S_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4},$$

где D – диаметр поршня, см^2 ,

$$S_{\text{п}} = \frac{3,14 \cdot 12,5^2}{4} = 122.$$

4.2. Площадь штока, см^2 .

$$S_{\text{ш}} = \frac{3,14 \cdot 2,5^2}{4} = 4,9.$$

4.3. Эффективная площадь штоковой полости, см^2 ,

$$S_{\text{ш.п}} = S_{\text{п}} - S_{\text{ш}},$$

где $S_{\text{п}}$ – эффективная площадь поршня, см^2 , $S_{\text{ш}}$ – эффективная площадь штока, см^2 .

$$S_{\text{ш.и}} = 122 - 4,9 = 117,1.$$

4.4. Рабочий объем штоковой полости, см^3 ,

$$V_{\text{ш}} = S_{\text{ш.и}} \cdot x,$$

где x – ход поршня, см ($x = 0,9 \text{ м}$).

$$V_{\text{ш}} = 117 \cdot 90 = 10539,$$

4.5. Рабочий объем поршневой полости, см^3 ,

$$V_{\text{п}} = S_{\text{п}} \cdot x,$$

$$V_{\text{п}} = 122 \cdot 90 = 10980,$$

4.6. По скорости поршня $U = 0,4 \text{ м/с}$ определяем расход рабочей жидкости, л/мин ,

$$Q = U \cdot S,$$

- в штоковой полости

$$Q_{\text{ш}} = 40 \cdot 117,1 = 4684 \text{ л/мин} = 15,8 \text{ л/с};$$

- в поршневой полости

$$Q_{\text{п}} = 40 \cdot 122 = 4880 \text{ л/мин} = 16,4 \text{ л/с}.$$

Расчет гидросистемы

Из литературы известно, что скорость движения рабочей жидкости в трубопроводах гидросистемы не должна превышать 17 м/с . Выбираем скорость $U_{\text{ж}} = 10 \text{ м/с}$. Далее можно определить параметры трубопровода.

1. По максимальному расходу $Q = 16,4 \text{ л/мин}$ диаметр трубопровода, мм ,

$$S = \frac{Q}{U_{\text{ж}}} \text{ или } d = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot U_{\text{ж}}}},$$

где Q – максимальный расход, $\text{см}^3/\text{с}$; $U_{\text{ж}}$ – скорость жидкости в трубопроводе, см/с .

$$d = 0,274 \text{ м} = 27,4 \text{ мм}.$$

Принимаем наибольший ближайший диаметр из ряда по ГОСТ 12445-67

$$d_{\text{н}} = 32 \text{ мм}.$$

2. Определяем действительную скорость рабочей жидкости в трубопроводе, м/с,

$$U_{\text{æ1}} = \frac{Q}{S_{\text{óñë}}},$$

где Q – расход жидкости м³/с; $S_{\text{усл}}$ – условная площадь трубопровода (условный проход), м²,

$$S_{\text{óñë}} = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4},$$

$$S_{\text{óñë}} = \frac{3,14 \cdot (32 \cdot 10^{-4})^2}{4} = 0,000803 \text{ м}^2;$$

$$U_{\text{æ1}} = \frac{274 \cdot 10^{-6}}{8,03 \cdot 10^{-4}} = 0,34 \text{ м/с}.$$

3. Принимаем начальную длину трубопровода от гидростанции до гидроцилиндра $L = 5$ м.

4. Определяем параметры давления в трубопроводе, принимая, что рабочая жидкость гидросистемы – масло промышленное марки И–5А с кинематический вязкостью 5 сСт при 50°С, плотность минерального масла $\rho = 880$ кг/м³.

$$\Delta P = 7,2 \lambda L \frac{Q^2}{d^5},$$

где ΔP – потери давления, кг/см²; λ – коэффициент сопротивления трубопровода; L – длина трубопровода, м; Q – расход жидкости, см³/с; d – диаметр, мм.

4.1. Число Рейнольдса для круглой трубы [43]

$$Re = 21200 \cdot \frac{Q}{d \cdot \nu},$$

где Q – расход, л/мин; d – диаметр трубопровода, мм; ν – кинематическая вязкость, сСт.

$$Re = 21200 \cdot \frac{274}{5 \cdot 32} = 2173.$$

По номограмме [1, рис.16] определяем $\lambda = 0,03$, тогда

$$\Delta P_i = \frac{7,2 \cdot 0,03 \cdot 3 \cdot 274^2}{32^5} = 14 \text{ Па} = 0,0014 \text{ атм};$$

$$\Delta P_{\text{н}} = \frac{7,2 \cdot 0,03 \cdot 3 \cdot 263^2}{32^5} = 13 \text{ Па} = 0,0013 \text{ кг/см}^2.$$

4.2. По справочным данным [43] выбираем гидрораспределитель так, чтобы запас по расходу был равен 2. Имеющимся параметрам соответствует распределитель с электроуправлением типоразмера В10.

Номинальный расход – 33 л/мин, потери давления при прохождении масла через золотник – 2 кг/см² [43, рис. 4.3].

4.3. Полные потери давления при подаче масла через распределитель, кг/см² [43],

$$\Delta P_1 = \frac{\Delta P}{2} \left[1 + \left(\frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{ш}}} \right)^2 \right],$$

где $S_{\text{п}}$ – площадь поршневой полости, см²; $S_{\text{ш}}$ – площадь штоковой полости, см²; ΔP – потери давления при прохождении масла через золотник, кг/см².

$$\Delta P_1 = \frac{2}{2} \left[1 + \left(\frac{117}{122} \right)^2 \right] = 1,91 \text{ кг/см}^2.$$

4.4. Суммарные потери давления в нагнетающей магистрали будут равны потерям давления в трубопроводе и распределителе

$$\sum \Delta P_i = \Delta P_1 + \Delta P_i,$$

$$\sum \Delta P_i = 1,91014 \text{ кг/см}^2.$$

При этом потери на сливе будут равны

$$\sum \Delta P_i = \Delta P_1 + \Delta P_c$$

$$\sum \Delta P_{\text{н}} = 1,91013 \text{ кг/см}^2.$$

4.5. Подставляем значения потерь на сливе и на нагнетании в схему расчета усилий гидроцилиндра, получим следующее уравнение равновесия:

$$F_{\text{уд}} = S_{\text{п}} \cdot P_{\text{п}} - S_{\text{ш}} \cdot P_{\text{ш}} - F_{\text{тр}},$$

где $P_{\text{п}}$, $P_{\text{ш}}$ – давление в поршневой и в штоковой полостях, кг/см²; $S_{\text{п}}$, $S_{\text{ш}}$ – площади поршневой и штоковой полости соответственно, см²; $F_{\text{тр}}$ – сила трения в цилиндре, кг.

$$P_{\text{п}} = P - \sum \Delta P_i,$$

$$P_{\text{п}} = 6,3 - 1,91014 = 4,38986 \text{ кг/см}^2;$$

$$P_{\sigma} = \sum \Delta P_{\bar{n}},$$

$$P_{\sigma} = 1,91013 \text{ еã/ñì }^2.$$

Тогда получим

$$F_{\acute{y}\delta 1} = 122 \cdot 4,38986 - 117 \cdot 1,91013 - 133,3 = 178,77 \text{ еã} = 1787,7 \text{ Í}.$$

4.6. Видно, что при таких давлениях гидроцилиндр не обеспечивает необходимое усилие на штоке в 400 кг.

Необходимо увеличить рабочее давление в гидросистеме на величину суммарных потерь давления в линии нагнетания и слива с целью получения запаса на динамику, т.е. на разгон и торможение

$$P_{\delta\acute{a}\acute{a}} = P + \sum \Delta P_i + \sum \Delta P_{\bar{n}},$$

$$P_{\delta\acute{a}\acute{a}} = 6,3 + 1,91013 + 1,91014 = 10,12027 \text{ еã/ñì }^2.$$

Выбираем рабочее давление по ГОСТ 12445-67

$$P_{\delta\acute{a}\acute{a}} = 10 \text{ еã/ñì }^2.$$

4.7. Проверяем эффективную силу гидроцилиндра

$$F_{\acute{y}\delta} = 122 \cdot 8,08986 - 117 \cdot 1,91013 - 133,3 = 630,17 \text{ еã} = 6301,7 \text{ Í}.$$

4.8. Коэффициент запаса на динамику

$$n = \frac{F_{\acute{y}\delta}}{F},$$

где n – коэффициент запаса; $F_{\text{эф}}$ – эффективное усилие на штоке гидроцилиндра, Н; F – усилие необходимое для осуществления работы по заданию, Н.

$$n = \frac{6301,7}{4000} = 1,57.$$

Выбор расчетной схемы

На основании рис. 2 принимаем расчетную схему для определения усилий в механизме ротации схвата работа.

На основании рис. 5 составляем уравнение равновесия, Н·м.

$$M_i = M_{\delta\delta} + M_{\delta} + M_{\bar{a}}.$$

1. Примем, что момент редуктора на величину КПД редуктора меньше произведения момента гидромотора на величину передаточного отношения редуктора, т.е.

$$M_{\delta} = \frac{M_{\tilde{a}} \cdot i}{\eta_{\delta}},$$

где i – передаточное отношение редуктора; η_{δ} - КПД редуктора.

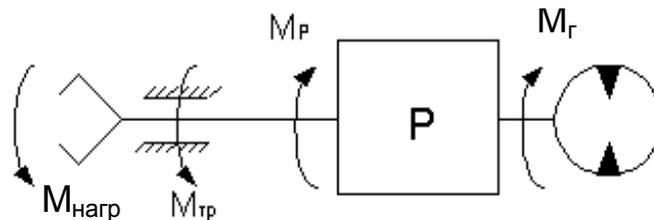


Рис. 5. Расчетная схема для определения усилий в механизме ротации схвата работа:

$M_{нагр}$ – момент от нагрузки на схват,

$M_{нагр}=50$ кг·м; $M_{тр}$ – момент трения в механизме; $M_{р}$ – момент на выходном валу редуктора; $M_{г}$ – момент гидромотора.

уравнение равновесия можно записать в следующем виде

$$M_i = M_{\delta\delta} + \frac{M_{\tilde{a}} \cdot i}{\eta_{\delta}}$$

или

$$M_i = \frac{(M_i - M_{\delta\delta}) \eta_{\delta}}{i}.$$

2. Принимая, что потери в механизме руки не превышают 15% от передаваемого момента, имеем:

$$M_{\delta\delta} = 0,15 \cdot M_i,$$

$$M_{\delta\delta} = 7,5 \cdot \tilde{a} \cdot i.$$

3. Определим коэффициент передачи редуктора i исходя из того, что высокомоментные гидромоторы имеют количество оборотов n от 6 до 300 об/мин, а заданная номинальная скорость перемещения $\omega=50$ об/мин.

$$i = \frac{n}{\omega},$$

$$i = \frac{300}{50} = 6.$$

Таким образом, необходим редуктор с передаточным отношением $i=6$.

4. Определим момент на валу гидромотора, учитывая, что КПД редуктора $\eta_p=0,85$.

$$M_{\text{в}} = \frac{(M_i - M_{\text{дд}}) \eta_{\text{д}}}{i},$$

$$M_{\text{в}} = \frac{(50 - 7,5) 0,85}{6} = 6 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

5. По табл. 3.5. [43] подбираем гидродвигатель типа ДПГ.

Тип ДПГ63 имеет следующие параметры:

- рабочий объем 200 см³ при угле поворота 270°;
- расход при максимальной скорости поворота – 6,3 л/мин;
- давление срагивания без нагрузки 0,03 МПа;
- номинальный крутящий момент 630 Н·м;
- максимальная скорость поворота 180°/с.

Нам необходима частота поворота $n_{\text{зад}} = 45$ об/мин. С учетом передаточного отношения редуктора частота вращения гидромотора должна быть

$$n = n_{\text{зад}} \cdot i,$$

$$n = 45 \cdot 6 = 270 \text{ мин}^{-1} = 4,5 \text{ с}^{-1}.$$

Гидромотор ДПГ обеспечивает 0,5 с⁻¹, т.е. он не подходит по скоростным характеристикам.

По табл. 3.7 [43] гидромоторы типа Г15-24М имеют момент 66,7 Н·м при перепаде давления 2,5 МПа. Номинальная частота вращения при номинальном моменте – 960 мин⁻¹, а минимальная 20 мин⁻¹.

Таким образом, для получения стабильного движения частота вращения гидромотора должна быть не менее 20 мин⁻¹. Чтобы обеспечить необходимые нам параметры, мы должны изменить передаточное отношение редуктора.

Принимаем номинальную частоту вращения гидромотора 960 мин⁻¹. Чтобы получить на выходе 4,5 мин⁻¹, редуктор должен иметь передаточное отношение

$$i = \frac{960}{4,5} = 213.$$

При этом передаточном отношении редуктор будет двухступенчатым. Тогда крутящий момент на входном валу редуктора должен быть

$$i_a = \frac{60}{213} = 0,28 \quad i \cdot i .$$

По табл. 3.7 [15] этот момент обеспечит гидромотор Г15-21Н. $M_{кр} = 9,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

6. Рабочий объем гидромотора $G = 11,2 \text{ см}^3/\text{об}$ при $n = 960 \text{ мин}^{-1}$.

Расход масла

$$Q = n \cdot G ,$$

где Q – расход масла, $\text{см}^3/\text{мин}$; n – частота вращения гидромотора, мин^{-1} ; G – рабочий объем гидромотора, $\text{см}^3/\text{об}$.

$$Q = 11,2 \cdot 960 = 10752 \quad \text{см}^3/\text{мин} = 179 \quad \text{л}/\text{мин} .$$

Рабочий перепад давлений $\Delta P_i = 2,5 \quad \text{МПа} = 25 \quad \text{кг}/\text{см}^2$.

7. Подбираем сечение трубопровода исходя из скорости потока масла в трубопроводе – $3,0 \text{ м}/\text{с}$ [1, табл. 17].

Площадь сечения трубопровода, см^2 ,

$$S = \frac{Q}{U_{ж}} ,$$

где Q – расход в трубопроводе, $\text{см}^3/\text{с}$; $U_{ж}$ – скорость движения рабочей жидкости, $\text{см}/\text{с}$;

$$S = \frac{179}{300} = 0,597 \quad \text{см}^2 ,$$

тогда условный диаметр трубопровода будет равен

$$d_y = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} ,$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,597}{\pi}} = 0,87 \quad \text{см} .$$

Принимаем ближайший по ГОСТ 16516-70 $d_y = 10 \text{ мм}$.

8. Потери давления для минерального масла с параметрами $\nu = 5 \text{ сСт}$, $\rho = 880 \text{ кг}/\text{м}^3$ и длине трубопровода, равной 3 м , находят по номограмме рис.20 [1]. Потери давления составят $0,15 \text{ кг}/\text{см}^2$.

9. Подбираем по расходу и давлению гидроаппаратуру по табл. 4.4 [43]. Наиболее подходящие гидрораспределители – ВЕ6 с электромагнитным управлением на рабочем давлении 32 МПа и номинальным расходом $16 \text{ л}/\text{мин}$.

10. При расходе 10,75 л/мин потери давления в распределителе не превышают 0,2 МПа. Таким образом, суммарные потери давления в линии нагнетания от насоса до гидромотора будут $\sum \Delta P_i = 0,15 + 2 = 2,15 \text{ кг/см}^2$.

Потери давления в сливной линии аналогичны и равны $\sum \Delta P_n = 2,15 \text{ кг/см}^2$ (см. номограмму [1]).

11. Определим необходимое давление насоса, кг/см²,

$$P = \Delta P_{\text{г}} + \sum \Delta P_i + \sum \Delta P_n,$$

где $\Delta P_{\text{г}}$ – перепад давления на гидромоторе при номинальном моменте, кг/см²; $\sum \Delta P_n$ – суммарные потери давления в линии нагнетания, кг/см²; $\sum \Delta P_c$ – суммарные потери давления в линии слива, кг/см².

$$P = 25 + 2,15 + 2,15 = 29,3 \text{ кг/см}^2.$$

Выбор гидронасоса

1. Зная рабочее давление для гидроцилиндра $P_{\text{раб}} = 10 \text{ кг/см}^2$ и для гидромотора $P_n = 29,3 \text{ кг/см}^2$, принимаем, что рабочее давление гидронасоса должно обеспечить оба гидродвигателя. Тогда $P_n \geq 29,3 \text{ кг/см}^2$ принимаем по ГОСТ 12445-67, номинальное давление в гидросистеме $P_n = 40 \text{ кг/см}^2$. Нужный уровень давления на каждом гидродвигателе будем обеспечивать редукционными клапанами. По расходу $Q_{\text{ц}} = 16,45 \text{ л/мин}$ и $Q_{\text{г}} = 10,75 \text{ л/мин}$ получаем, что подача насоса при одновременной работе гидродвигателей должна быть не менее $Q_i = Q_{\text{г}} + Q_{\text{ц}}$

$$Q_n = 27,2 \text{ л/мин.}$$

Принимаем по ГОСТ 12445-67 $Q_n = 32 \text{ л/мин}$. Так как регулирование скорости задано объемное, выбираем регулируемый гидронасос по табл. 2.7, [43] типа НПЛР 50/16 с параметрами:

- рабочий объем 10 – 15 см³/об;
- рабочее давление 16 МПа;
- номинальная частота вращения 1450 мин⁻¹;
- КПД – $\eta_n = 0,7$.

2. Подбираем электродвигатель по формуле

$$N_y = \frac{P \cdot Q_i}{612 \cdot \eta},$$

где N_y – мощность электродвигателя, кВт; P – рабочее давление, МПа; Q_n – рабочая подача, л/мин; η_n – полный КПД насоса.

$$N_{\dot{y}} = \frac{40 \cdot 32}{612 \cdot 0,7} = 2,98 \text{ л/с}.$$

Выбираем электродвигатель серии 4А, $n=1450 \text{ мин}^{-1}$, $N=3 \text{ кВт}$ по ГОСТ 12139-84.

3. Составляем принципиальную гидросхему системы (рис. 6).

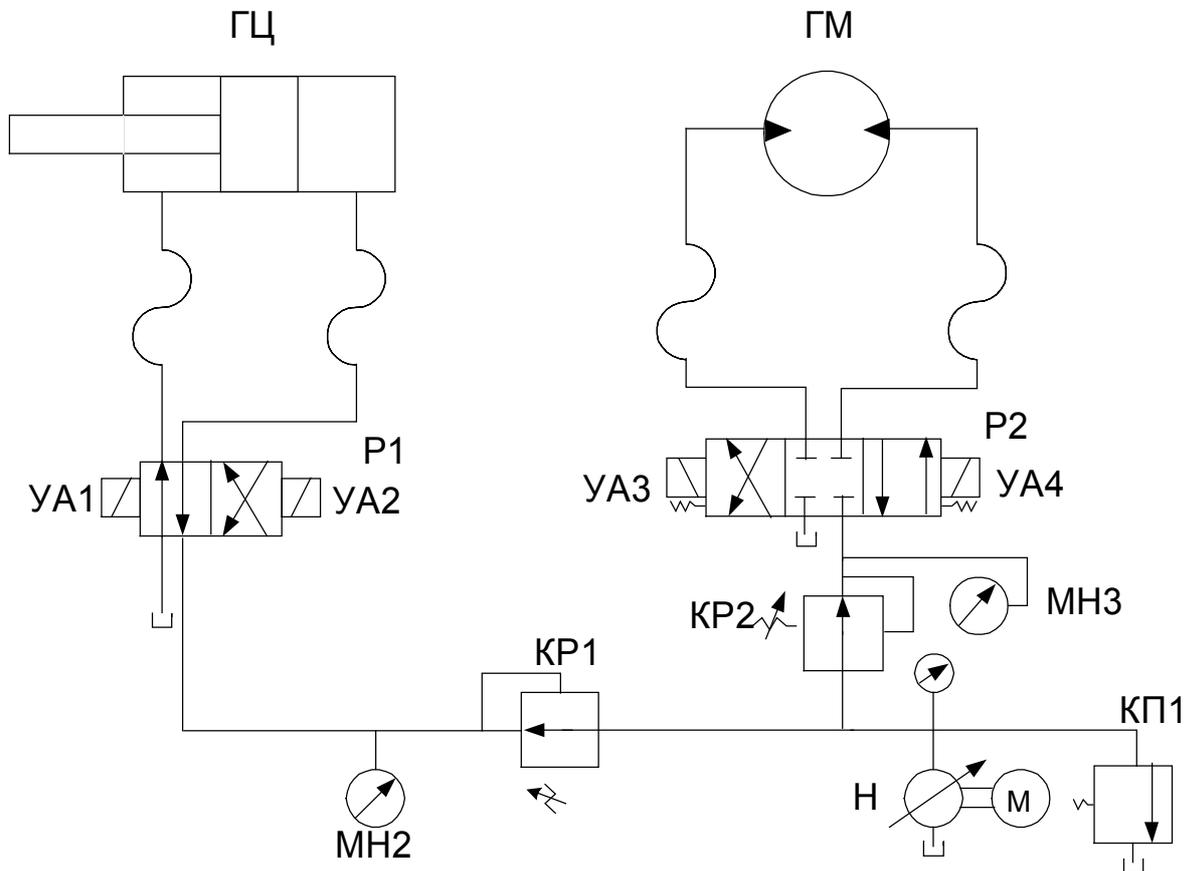


Рис.6. Принципиальная гидросхема системы.

В данной схеме управляемыми объектами являются гидроцилиндр (ГЦ), и гидромотор (ГМ). Изменение направления движения рабочего органа ГЦ производится с помощью двухпозиционного четырёхлинейного распределителя P1, управление гидромотором – с помощью трехпозиционного четырёхлинейного распределителя P2. В схеме предусмотрено объёмное регулирование при помощи регулируемого гидронасоса Н, так же в схеме представлены два манометра (МН2, МН3) и предохранительный клапан КП1.

БИБЛЕОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. – Киев.: Техника, 1977. – 320 с.
2. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
3. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1975. – 275 с.
4. ГОСТ 123001-85, ГОСТ 122072-82. Техника безопасности. Пневмоприводы. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 5 с.
5. ГОСТ 12445-80. Номинальное давление (гидро-ряд). – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 2 с.
6. ГОСТ 12447-80, ГОСТ 26058-85. Гидроцилиндры. Нормализованный ряд. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 6 с.
7. ГОСТ 13977-74. Соединение по наружному конусу. – М.: Изд-во стандартов, 1975. – 5 с.
8. ГОСТ 14896-84, ГОСТ 9833-73. Уплотнения. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 84 с.
9. ГОСТ 14896-84. Уплотнения. Манжетные. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 84 с.
10. ГОСТ 15514-87, СТ СЭВ 5832-86. Гидроцилиндры. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 3 с.
11. ГОСТ 1568-81. Пневмоцилиндры. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 10 с.
12. ГОСТ 16078-70. Соединение трубопроводов. Шаровые. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 3 с.
13. ГОСТ 16514-87. Устройство торможения (демпфирование). – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 5 с.
14. ГОСТ 16887-71. Вспомогательная аппаратура. – М.: Изд-во стандартов, 1972. – 5 с.
15. ГОСТ 17437-81. Влагоотделители. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 6 с.
16. ГОСТ 18468-79Е. Редукционные пневмоклапаны. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 12 с.

17. ГОСТ 18589-83. Трубопроводы из полиэтилена. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 8 с.
18. ГОСТ 22704-77. Уплотнения. Шевронные. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 59 с.
19. ГОСТ 24074-80. Соединение с накидной гайкой. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 2 с.
20. ГОСТ 25144-82. Глушители. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 10 с.
21. ГОСТ 2781-68. Распределители (гидравлические). – М.: Изд-во стандартов, 1970. – 7 с.
22. ГОСТ 3262-75. Трубопроводы стальные. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 6 с.
23. ГОСТ 617-90. Трубопроводы медные. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 23 с.
24. ГОСТ 6286-73. Рукава высокого давления. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 20 с.
25. ГОСТ 6678-72. Резиновые манжеты. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 23 с.
26. ГОСТ 8625-77Е. Манометры. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 18 с.
27. ГОСТ 8732-78. Трубопроводы стальные горячедеформированные. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 10 с.
28. ГОСТ 8734-75. Трубопроводы холоднодеформированные. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 17 с.
29. ГОСТ 8734-75. Трубопроводы. Бесшовные холоднодеформированные. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 17 с.
30. ГОСТ 9833-73, ГОСТ 18829-73. Уплотнения. – М.: Изд-во стандартов, 1975. – 59 с.
31. ГОСТ 9833-73. Уплотнения. Комбинированные. – М.: Изд-во стандартов, 1975. – 59 с.
32. ГОСТ 9833-73. Уплотнения. Резиновые кольца. – М.: Изд-во стандартов, 1975. – 59 с.
33. ГОСТ 2.700-68. Схема гидропривода (графическое обозначение). – М.: Изд-во стандартов, 1970. – 3 с.
34. Денисов А.А., Нагорный В.С. Пневматические и гидравлические устройства автоматики. – М.: Высш. шк., 1997. – 214 с.

35. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. Основы пневматики. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.
36. Ефремов Т.К., Тогаевская А.А., Шубин А.Н. Пневматические комплексы технических средств автоматизации. – М.: Машиностроение, 1987. – 280 с.
37. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: Учеб. пособие по машиностроительным специальностям ВУЗов / Б.В. Некрасов, И.В.Фатеев, Ю.А. Беленков и др. / Под ред. Б.В. Некрасова. – М.: Высш.шк. 1989 – 181 с.
38. Ибрагимов М.А. и др. Элементы и системы пневмоавтоматики. – М.: Высш.шк.,1975. – 220 с.
39. Колчинский Ю.Л., Дудко Г.Д. Устройство и монтаж смазочных гидравлических и пневматических систем общемашиностроительного назначения: Учеб. пособие для подготовки рабочих на производстве. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш.шк.1988. – 239 с.
40. Кузнецов Б.Г. Приводы станков с программным управлением. Учеб. пособие для машиностроительных техникумов. – М.: Машиностроение,1983. – 280 с.
41. Левин В.И. Пневматические элементы и устройства релейной автоматики. – М.: Машиностроение, 1983. – 215 с.
42. Левицкий Н.И., Цуханов Е.А. Расчет управляющих устройств для торможения гидропривода. – М.: Машиностроение, 1970. – 150 с.
43. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы.: Справ. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
44. Холин К.М., Никитин О.Ф. Основы гидравлики и объемные гидроприводы. – М.: Машиностроение,1989. – 263 с.
45. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение,1979. – 232 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Общие положения	3
Тематика и объем работы	4
Тематика курсовой работы по гидропневмоэлементам	5
Тематика курсовой работы по гидропневмоприводу	7
Пример выполнения курсовой работы	10
Библиографический список.	22

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, НАЛАДКА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ»

Составители

Сысоев Сергей Николаевич

Черкасов Юрий Владимирович

Еропова Елена Валерьевна

Глушков Андрей Алексеевич

Ответственный за выпуск – зав. кафедрой В.Ф. Коростелев

Редактор А.П. Володина

ЛР № 020275. Подписано в печать

Формат 60x84/16. Бумага для множит. техники. Гарнитура Таймс.

Печать на ризографе. Усл. печ. л. 1.63 Уч.-изд. л. 1.85 Тираж 100 экз.

Заказ

Редакционно-издательский комплекс

Владимирского государственного университета.

600000, Владимир, ул. Горького, 87.