

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ВОСТОЧНОУКРАИНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени ВЛАДИМИРА ДАЛЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к самостоятельной работе
по дисциплине
«ГИДРАВЛИКА И ГИДРО- ПНЕВМОПРИВОД»
для студентов, обучающихся по направлению
«Инженерная механика» дневной и заочной форм обучения

Луганск 2007

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ВОСТОЧНОУКРАИНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени ВЛАДИМИРА ДАЛЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к самостоятельной работе
по дисциплине
«ГИДРАВЛИКА И ГИДРО- ПНЕВМОПРИВОД»
для студентов, обучающихся по направлению
«Инженерная механика» дневной и заочной форм обучения

УТВЕРЖДЕНО

на заседании кафедры
«Гидрогазодинамика»
Протокол № 7 от 30.01.2007 г.

Луганск 2007

УДК.62.85

Методические указания к самостоятельной работе по дисциплине «Гидравлика и гидро- пневмопривод» для студентов, обучающихся по направлению «Инженерная механика» дневной и заочной форм обучения / Сост: Г.А. Бажанов, А.В. Вялых, И.И. Соснов. - Луганск, Изд-во Восточноукр. Нац. Ун-та, 2007 г.- с. 28.

Содержат общие сведения по объемным гидроприводам, математические зависимости и последовательность расчетов основных параметров на заданном этапе работы объемного гидропривода в соответствии с исходными данными, приведенными в заданиях. Конкретные узлы гидропривода выбираются с использованием сведений, приведенных в приложениях.

Составители:

Г.А. Бажанов, к.т.н., доц.
А.В. Вялых, доц.
И.И. Соснов, к.т.н., доц.

Отв. за выпуск

Ю.И. Осенин, д.т.н., проф.

Рецензент

В.А. Витренко, д.т.н., проф.

1. Общие сведения

Объемный гидропривод (ОГП) предназначен для передачи энергии и преобразования движения посредством жидкости. В ОГП входят: гидромашины (насосы, гидродвигатели), гидроаппаратура (клапаны, распределители, регуляторы расхода и др.), вспомогательные устройства (гидробаки, фильтры, гидроаккумуляторы и др), гидрролинии.

В ОГП поступательного движения используются в качестве гидродвигателей силовые гидроцилиндры, в ОГП вращательного движения применяются гидромоторы.

ОГП бывают: регулируемые и нерегулируемые, могут иметь схему циркуляции рабочей жидкости открытую, закрытую и полузакрытую. Наиболее часто применяется открытая схема циркуляции рабочей жидкости, характерная тем, что в основной контур циркуляции жидкости включен бак системы..

Основными особенностями ОГП являются:

- простое и надежное предохранения от перегрузок;
- простота преобразования вращательного движения в поступательное;
- бесступенчатое регулирование скорости (в т.ч. и на ходу) в широких пределах;
- свобода компоновки узлов
- возможность получения больших усилий длительное время при скорости близкой или равной нулю.

ОГП широко применяются в станках, прессах, строительных и дорожных машинах, транспортных и сельхозмашинах, самолетах, и т.д. Основная рабочая жидкость - минеральное масло.

Основными параметрами ОГП являются:

мощность, крутящий момент, частота вращения валов насосов (входные параметры), мощность, нагрузка и скорость выходных звеньев ОГП (выходные параметры), коэффициент полезного действия.

Некоторые основные соотношения:

Входная мощность (на валу насоса)

$$N_{\text{вх}} = M_1 \cdot \omega_1 = \frac{P_H \cdot Q_H}{\eta_H}.$$

Выходная мощность:

- на валу гидромотора:

$$N_{\text{ВЫХ}} = M_1 \cdot \omega_2 .$$

- на штоке силового гидроцилиндра:

$$N_{\text{ВЫХ}} = G_2 \cdot V_2 .$$

Коэффициент полезного действия ОГП (КПД):

$$\eta = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{N_{\text{ВХ}}} ,$$

где M_1 и M_2 - крутящие моменты на валах насоса и гидромотора соответственно;

G_2 и V_2 - нагрузка (усилие) и скорость штока силового гидроцилиндра соответственно;

ω_1 и ω_2 - угловые скорости вращения валов насоса и гидромотора соответственно.

При оценке (исследованиях) ОГП используются следующие основные его характеристики:

- нагрузочная: $\omega_2 = f(M_2)$ или $V_2 = f(G_2)$;
- регулировочная: $\omega_2 = f(x)$ или $V_2 = f(x)$,

где x - параметр регулирования;

- мощностная: $N_{\text{ВХ}} = f(M_2)$ или $N_{\text{ВХ}} = f(G_2)$;
- экономическая (КПД): $\eta = f(M_2)$ или $\eta = f(G_2)$;

Важными параметрами ОГП являются также потери энергии и тепловыделение системы.

Контрольное задание выполняется на листах формата А4 и должно содержать:

- титульный лист (пример оформления титульного листа приведен в конце методических указаний.), реферат, содержание, исходные данные, гидравлическую схему, расчет параметров, в котором должны быть приведены формулы, числовые значения, входящие в них, результаты расчета;

- перечень выбранных узлов гидропривода с указанием значений их основных параметров;

- выводы по результатам, полученным при выполнении контрольного задания;

- в конце работы приводится список использованной литературы.

2. Исходные данные к заданиям

Рассчитываются основные параметры работы гидропривода, гидравлическая схема которого показана на рис. 1.

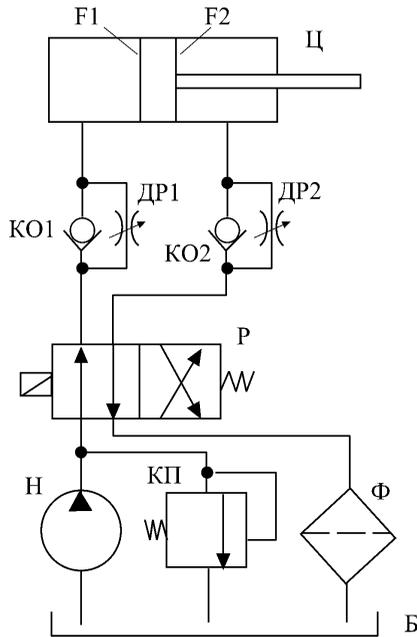


Рис. 1. Схема ОГП гидравлическая

ОГП работает следующим образом. Насос Н нагнетает рабочую жидкость через распределитель Р и обратный клапан КО1 или КО2 в рабочую полость гидроцилиндра Ц (поршневую или штоковую).

Из не рабочей полости поршень вытесняет жидкость через дроссель ДР2 или ДР1, распределитель Р и фильтр Ф на слив в бак Б.

В зависимости от положения распределителя, рабочей полостью гидроцилиндра становится то поршневая, то штоковая и соответственно поршень со штоком движутся вправо или влево (см. рис.1).

Часть жидкости, подаваемой насосом Н, может переливаться в

бак Б через клапан предохранительный КП.

Таблица 1

Варианты исходных данных

Вариант (две последние цифры номера зачетной книжки)		Усилие на штоке			Скорость штока V, м/с	Приведенная длина трубопровода, м	
		Тол- кающее	Тяну- щее	G ₂ , Н		L _н	L _{сл}
01	51	+		1260	0,50	12	10
02	52	+		4550	0,40	10	9
03	53	+		6160	0,37	14	8
04	54		+	4480	0,50	11	7
05	55		+	6160	0,36	13	11
06	56		+	7280	0,44	12	10
07	57	+		7700	0,25	12	12
08	58	+		12600	0,18	10	8
09	59	+		16660	0,22	9	13
10	60		+	14700	0,24	10	12
11	61		+	25060	0,29	11	6
12	62		+	44030	0,17	9	11
13	63	+		31500	0,12	8	10
14	64	+		51100	0,14	7	6
15	65	+		84000	0,09	10	12
16	66		+	16800	0,34	9	10
17	67		+	21000	0,56	10	8
18	68		+	31080	0,38	8	8
19	69	+		33600	0,17	9	13
20	70	+		41300	0,28	10	9
21	71	+		81200	0,14	7	6
22	72		+	4410	0,30	13	12
23	73		+	7000	0,47	12	11
24	74		+	9100	0,48	11	10
25	75	+		5740	0,22	13	9
26	76	+		9100	0,36	12	8
27	77	+		12600	0,35	10	11
28	78		+	17500	0,29	10	12

Продолжение таб. 1

1	2	3	4	5	6	7	
29	79		+	28000	0,24	9	8
30	80		+	31150	0,29	10	9
31	81	+		23800	0,22	8	7
32	82	+		36400	0,18	8	10
33	83	+		42350	0,22	7	8
34	84		+	49000	0,23	8	8
35	85		+	60200	0,30	7	5
36	86		+	17500	0,37	10	11
37	87	+		64400	0,17	8	9
38	88	+		102200	0,18	7	10
39	89	+		84000	0,09	9	8
40	90		+	25900	0,36	11	10
41	91		+	4550	0,40	14	13
42	92		+	6160	0,37	13	12
43	93	+		23800	0,28	12	11
44	94	+		42350	0,22	10	11
45	95	+		64400	0,17	9	8
46	96		+	1260	0,50	13	12
47	97		+	14700	0,24	10	11
48	98		+	25060	0,28	9	10
49	99	+		31500	0,12	10	8
50	00	+		51100	0,14	8	7

3. Расчет основных параметров ОГП

Цель: в результате расчета параметров заданного этапа цикла работы ОГП определяются: давление и расходы рабочей жидкости в системе, выбираются узлы ОГП (используя материалы приложений), рассчитываются мощность и КПД гидропривода, схема которого показана на рис. 1.

3.1. По заданной величине и характеру усилия на штоке выбирается гидроцилиндр (см. приложения). Рассчитываются максимальная площадь поршня F_1 и площадь поршня в штоковой полости F_2 :

$$F_1 = \pi \cdot D^2 / 4; \quad F_2 = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4,$$

где D и d - диаметр поршня и диаметр штока соответственно.

В заданном режиме работы активная площадь поршня, на которую воздействует давление нагнетания:

$F_{\text{акт}} = F_1$ - при толкающем усилии в гидроцилиндре с односторонним штоком.

$F_{\text{акт}} = F_2$ - при тянущем усилии в гидроцилиндре любой конструкции или при толкающем усилии в гидроцилиндре с двухсторонним штоком одинакового диаметра.

Площадь поршня в сливной полости, из которой рабочая жидкость вытесняется в линию низкого давления:

$F_{\text{сл}} = F_1$ - при тянущем усилии в гидроцилиндре с односторонним штоком.

$F_{\text{сл}} = F_2$ - в гидроцилиндре с двухсторонним штоком одинакового диаметра.

3.2. Ориентировочное давление на выходе насоса, необходимое для создания заданного усилия G_2 и преодоления сопротивления гидросистемы:

$$p'_n = K_p \frac{G_2}{F_{\text{акт}}},$$

где $K_p = 1,2 \dots 2,0$ для несложных систем.

3.3. Ориентировочная подача насоса:

$$Q'_n = Q_{\text{акт}} = K_Q \cdot F_{\text{акт}} \cdot V,$$

где V - скорость штока гидроцилиндра (см. исходные данные);

$K_Q = 1,1 \dots 1,2$.

Используя полученное значение подачи $Q_{\text{акт}}$, из приложения выбирается насос (шестеренный, пластинчатый или аксиально-поршневой), имеющий номинальную подачу $Q_n \geq Q_{\text{акт}}$ и номинальное давление $p_n \geq p'_n$.

Определяется расход жидкости в сливной гидросистеме при

использовании гидроцилиндра с односторонним штоком:

$$Q_{\text{сл}} = Q_{\text{акт}} \cdot K_{\text{ц}},$$

$$\text{где } K_{\text{ц}} = \begin{cases} \frac{D^2 - d^2}{D^2} & \text{— при толкающем усилии,} \\ \frac{D^2}{D^2 - d^2} & \text{— при тянущем усилии.} \end{cases}$$

Затем выбирается гидроаппаратура (также из приложения) для системы ОГП, гидросхема которого показана на рис. 1. При этом:

- клапан предохранительный должен иметь номинальное давление и расход не менее номинального давления p_n и номинальной подачи Q_n выбранного насоса;
- фильтр выбирается с учетом величины давления в сливной линии и среднего расхода, равного: $0,5 \cdot (Q_{\text{акт}} + Q_{\text{сл}})$;
- клапаны обратные, распределитель и дроссели должны иметь номинальное давление не менее p'_n и расход около: $0,5 \cdot (Q_{\text{акт}} + Q_{\text{сл}})$;

3.4. Определяется расчетное значение диаметра трубопроводов системы:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{тр}}}{\pi \cdot V_{\text{тр}}}},$$

где $Q_{\text{тр}} = 0,5 \cdot (Q_{\text{акт}} + Q_{\text{сл}})$ - расчетный расход жидкости в трубопроводе;

$V_{\text{тр}}$ - скорость жидкости в трубопроводе, которая выбирается из таблицы приложения, в зависимости от величины давления p'_n .

Выбирается трубопровод со стандартным условным проходом $D_y \geq d_{\text{тр}}$ (см. таблицу в приложении).

3.5. Рассчитываются скорости жидкости в нагнетательном ($V_{\text{тр акт}}$) и сливном трубопроводах ($V_{\text{тр сл}}$):

$$V_{\text{тр акт}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{акт}}}{\pi \cdot D_y^2}; \quad V_{\text{тр сл}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{сл}}}{\pi \cdot D_y^2}.$$

3.6. Рассчитываются числа Рейнольдса для потоков в нагнетательном и сливном трубопроводах соответственно:

$$\text{Re}_{\text{акт}} = \frac{V_{\text{тр акт}} \cdot D_y}{\nu}; \quad \text{Re}_{\text{сл}} = \frac{V_{\text{тр сл}} \cdot D_y}{\nu},$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости. Его можно принять равным $20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

3.7. Определяются коэффициенты гидравлического трения в нагнетательном и сливном трубопроводах:

$$\lambda = \begin{cases} \frac{75}{\text{Re}}, & \text{— при } \text{Re} < 2320, \\ \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} & \text{— при } 2320 \leq \text{Re} < 1 \cdot 10^5. \end{cases}$$

3.8. Потери давления на трение в нагнетательном и сливном трубопроводах соответственно:

$$\Delta p_{\text{акт}} = \rho \cdot \lambda_{\text{акт}} \cdot \frac{L_{\text{н}}}{D_y} \cdot \frac{V_{\text{тр акт}}^2}{2},$$

$$\Delta p_{\text{сл}} = \rho \cdot \lambda_{\text{сл}} \cdot \frac{L_{\text{сл}}}{D_y} \cdot \frac{V_{\text{тр сл}}^2}{2},$$

где ρ - плотность рабочей жидкости, ее можно принять равной $890 \text{ кг}/\text{м}^3$;

$L_{\text{н}}$, $L_{\text{сл}}$ - приведенные длины трубопроводов нагнетания и слива (см. таблицу с исходными данными).

3.9. Определяем коэффициенты сопротивления каждого узла гидроаппаратуры:

$$K_{\text{ап}} = \frac{\Delta p_{\text{н ап}}}{Q_{\text{н ап}}^2},$$

где $\Delta p_{н ап}$ - номинальный перепад давления на гидроаппарате при номинальном расходе гидроаппарата $Q_{н ап}$ (см. приложение).

Возникающий на гидроаппарате перепад давления (потери давления):

$$\Delta p_{ап} = K_{ап} \cdot Q_{акт}^2 - \text{при установке гидроаппарата в линии нагнетания,}$$

$$\Delta p_{ап} = K_{ап} \cdot Q_{сл}^2 - \text{при установке гидроаппарата в линии слива.}$$

3.10. Суммарные потери давления в нагнетательной и сливной системах:

$$\Delta p_{сист} = \Delta p_{акт} + \sum \Delta p_{ап акт} + K_{ц} \cdot (\Delta p_{сл} + \sum \Delta p_{ап сл}),$$

где $\sum \Delta p_{ап акт}$ и $\sum \Delta p_{ап сл}$ - суммарные потери давления на гидроаппаратах в нагнетательном и сливном трубопроводах соответственно.

3.11. Давление нагнетания на выходе из насоса на заданном этапе цикла работы ОГП:

$$p_{н}'' = \frac{G_2}{F_{акт} \cdot \eta_{м}} + \Delta p_{сист},$$

где $\eta_{м}$ - механический КПД гидроцилиндра, его можно принять равным 0,95.

При условии $p_{н} < p_{н}''$ необходимо выбрать другой насос, а возможно другой гидроцилиндр и гидроаппаратуру и повторить расчет.

3.12. Мощность ОГП на заданном этапе цикла его работы (входная мощность):

$$N_{вх} = \frac{p_{н}'' \cdot Q_{н}}{\eta_{н}},$$

где Q_n и η_n - подача насоса и его КПД (см. приложение).

Полезная (выходная) мощность ОГП ($N_{\text{вых}}$) и КПД (η) на заданном этапе цикла его работы:

$$N_{\text{вых}} = G_2 \cdot V; \quad \eta = N_{\text{вых}} / N_{\text{вх}} .$$

4. Пример расчета ОГП

Таблица 2

Исходные данные

Усилие на штоке			Скорость штока V , м/с	Приведенная длина трубопровода, м	
Толкающее	Тянущее	G_2 , Н		L_n	$L_{сл}$
	+	32900	0,38	10	8

4.1. По заданной величине и характеру усилия на штоке выбирается гидроцилиндр (см. приложения) ОН 22-176-69 1.2-80 со следующими характеристиками:

$$D = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м}; \quad d = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м};$$

номинальное давление: $P_n = 16 \text{ МПа}$;
 максимальное давление: $P_{\text{max}} = 20 \text{ МПа}$;
 номинальное тянущее усилие: $G_2 = 33,6 \text{ кН}$.

Максимальная площадь поршня F_1 и площадь поршня в штоковой полости F_2 :

$$F_1 = \pi \cdot D^2 / 4 = \pi \cdot 0,08^2 / 4 = 5,02 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4 = \pi \cdot (0,08^2 - 0,05^2) / 4 = 3,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

В заданном режиме работы активная площадь поршня, на которую воздействует давление нагнетания:

$$F_{\text{акт}} = F_2 = 3,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Площадь поршня в сливной полости, из которой рабочая жидкость вытесняется в полость низкого давления:

$$F_{\text{сл}} = F_1 = 5,02 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

4.2. Ориентировочное давление на выходе насоса, необходимое для создания заданного усилия G_2 и преодоления сопротивления гидросистемы:

$$p'_n = K_p \frac{G_2}{F_{\text{акт}}} = 1,4 \cdot \frac{32900}{3,06 \cdot 10^{-3}} = 15,5 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где принимаем $K_p = 1,4$.

4.3. Ориентировочная подача насоса:

$$Q'_n = Q_{\text{акт}} = K_Q \cdot F_{\text{акт}} \cdot V = 1,1 \cdot 3,06 \cdot 10^{-3} \cdot 0,38 = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 77,4 \text{ л/мин},$$

где принимаем $K_Q = 1,1$.

Используя полученное значение подачи $Q_{\text{акт}}$, из приложения выбирается насос имеющий номинальную подачу $Q_n \geq Q_{\text{акт}}$ и номинальное давление $p_n \geq p'_n$. Этим требованиям удовлетворяет аксиально-поршневой насос - НАР 63/200, со следующими характеристиками:

номинальная подача: $Q_n = 89 \text{ л/мин} = 1,48 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;

номинальное давление нагнетания: $p_n = 20 \text{ МПа}$;

КПД насоса: $\eta_n = 0,89$.

Определяем расход жидкости в сливной гидросистеме при тянущем усилии на гидроцилиндре:

$$Q_{\text{сл}} = Q_{\text{акт}} \cdot K_{\text{ц}} = Q_{\text{акт}} \cdot \frac{D^2}{D^2 - d^2} = 0,00129 \cdot \frac{0,08^2}{0,08^2 - 0,05^2} = 2,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Здесь $K_{\text{ц}} = 1,64$.

Расчетный расход жидкости в трубопроводе:

$$Q_{\text{тр}} = 0,5 \cdot (Q_{\text{акт}} + Q_{\text{сл}}) = 0,5 \cdot (1,29 + 2,12) \cdot 10^{-3} = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 102 \text{ л/мин}.$$

Используя полученные выше значения, выбираем гидроаппаратуру для системы ОГП, гидросхема которого показана на рис. 1.:

Распределитель (Р): Р203,
номинальный расход: $Q_n = 160 \text{ л/мин} = 0,00267 \text{ м}^3/\text{с}$;
номинальное рабочее давление: $p_n = 20 \text{ МПа}$;
перепад давления $\Delta p = 0,3 \text{ МПа}$.

Фильтр (Ф): 0,16 С42 - 54,
номинальный расход: $Q_n = 100 \text{ л/мин} = 0,0017 \text{ м}^3/\text{с}$;
перепад давления $\Delta p = 0,1 \text{ МПа}$;
номинальное рабочее давление: $p_n = 0,63 \text{ МПа}$;
тонкость фильтрации $\delta = 160 \text{ мкм}$.

Дроссели (ДР1, 2): Г77 - 16,
номинальный расход: $Q_n = 110 \text{ л/мин} = 0,0018 \text{ м}^3/\text{с}$;;
номинальное рабочее давление: $p_n = 20 \text{ МПа}$;
перепад давления $\Delta p = 0,6 \text{ МПа}$.

Клапаны обратные (КО1, 2): Г 51 - 34,
номинальный расход: $Q_n = 125 \text{ л/мин} = 0,0021 \text{ м}^3/\text{с}$;;
номинальное рабочее давление: $p_n = 20 \text{ МПа}$;
перепад давления $\Delta p = 0,25 \text{ МПа}$.

Клапан предохранительный (КП): 20-200-2-2,
номинальный расход: $Q_n = 100 \text{ л/мин}$;
номинальное давление настройки: $p_n = 1 \dots 20 \text{ МПа}$.

4.4. Определяем расчетное значение диаметра трубопроводов системы:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{тр}}}{\pi \cdot V_{\text{тр}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,7 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 5}} = 0,0208 \text{ м},$$

где $V_{\text{тр}} = 5 \text{ м/с}$ - скорость жидкости в трубопроводе (см. приложение).

Выбираем трубопровод со стандартным значением условного прохода при условии: $D_y \geq d_{тр}$. В нашем случае $D_y = 0,02$ м.

4.5. Рассчитываем скорости жидкости в нагнетательном ($V_{тр\ акт}$) и сливном трубопроводах ($V_{тр\ сл}$):

$$V_{тр\ акт} = \frac{4 \cdot Q_{акт}}{\pi \cdot D_y^2} = \frac{4 \cdot 1,29 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,02^2} = 4,1 \text{ м/с};$$

$$V_{тр\ сл} = \frac{4 \cdot Q_{сл}}{\pi \cdot D_y^2} = \frac{4 \cdot 2,19 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,02^2} = 6,75 \text{ м/с}.$$

4.6. Рассчитываем числа Рейнольдса для потоков в нагнетательном и сливном трубопроводах соответственно:

$$Re_{акт} = \frac{V_{тр\ акт} \cdot D_y}{\nu} = \frac{4,1 \cdot 0,02}{20 \cdot 10^{-6}} = 4100;$$

$$Re_{сл} = \frac{V_{тр\ сл} \cdot D_y}{\nu} = \frac{6,75 \cdot 0,02}{20 \cdot 10^{-6}} = 6750,$$

где $\nu = 20 \cdot 10^{-6}$ м²/с - коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости.

4.7. Определяем коэффициенты гидравлического трения в нагнетательном ($\lambda_{акт}$) и сливном ($\lambda_{сл}$) трубопроводах, для случая, когда $2320 < Re < 1 \cdot 10^5$:

$$\lambda_{акт} = \frac{0,316}{Re^{0,25}} = \frac{0,316}{4100^{0,25}} = 0,0395;$$

$$\lambda_{сл} = \frac{0,316}{Re^{0,25}} = \frac{0,316}{6750^{0,25}} = 0,0349.$$

4.8. Потери давления на трение в нагнетательном и сливном трубопроводах соответственно:

$$\Delta p_{\text{акт}} = \rho \cdot \lambda_{\text{акт}} \cdot \frac{L_{\text{н}}}{D_{\text{y}}} \cdot \frac{V_{\text{тр акт}}^2}{2} = 890 \cdot 0,0395 \cdot \frac{10}{0,02} \cdot \frac{4,1^2}{2} = 0,148 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$\Delta p_{\text{сл}} = \rho \cdot \lambda_{\text{сл}} \cdot \frac{L_{\text{сл}}}{D_{\text{y}}} \cdot \frac{V_{\text{тр акт}}^2}{2} = 890 \cdot 0,0349 \cdot \frac{8}{0,02} \cdot \frac{6,75^2}{2} = 0,283 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ - плотность рабочей жидкости;

$L_{\text{н}} = 10 \text{ м}$, $L_{\text{сл}} = 8 \text{ м}$ - приведенные длины трубопроводов нагнетания и слива (см. таблицу с исходными данными).

4.9. Определяем коэффициенты сопротивления каждого узла гидроаппаратуры, используя значения номинального расхода и перепада давления для выбранной в п. 4.3. аппаратуры.

$$\text{Распределитель: } K_{\text{ап р}} = \frac{\Delta p_{\text{н р}}}{Q_{\text{н р}}^2} = \frac{0,3 \cdot 10^6}{0,00267^2} = 0,42 \cdot 10^{11} \text{ кг/м}^7,$$

$$\text{Фильтр: } K_{\text{ап ф}} = \frac{\Delta p_{\text{н ф}}}{Q_{\text{н ф}}^2} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{0,0017^2} = 3,46 \cdot 10^{10} \text{ кг/м}^7,$$

$$\text{Дроссель: } K_{\text{ап д}} = \frac{\Delta p_{\text{н д}}}{Q_{\text{н д}}^2} = \frac{0,6 \cdot 10^6}{0,0018^2} = 1,85 \cdot 10^{11} \text{ кг/м}^7,$$

$$\text{Обратный клапан: } K_{\text{ап ко}} = \frac{\Delta p_{\text{н ко}}}{Q_{\text{н ко}}^2} = \frac{0,25 \cdot 10^6}{0,0021^2} = 0,57 \cdot 10^{11} \text{ кг/м}^7.$$

Определяем возникающий на гидроаппарате перепад давления (потери давления).

Для линии нагнетания.

$$\text{Распределитель: } \Delta p_{\text{ап р}} = K_{\text{ап р}} \cdot Q_{\text{акт}}^2 = 0,42 \cdot 10^{11} \cdot (1,29 \cdot 10^{-3})^2 = 0,7 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

$$\text{Обратный клапан (КО2): } \Delta p_{\text{ап ко}} = K_{\text{ап ко}} \cdot Q_{\text{акт}}^2 = 0,57 \cdot 10^{11} \cdot (1,29 \cdot 10^{-3})^2 = 0,95 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Для линии слива.

$$\text{Распределитель: } \Delta p_{\text{ап р}} = K_{\text{ап р}} \cdot Q_{\text{сл}}^2 = 0,42 \cdot 10^{11} \cdot (2,12 \cdot 10^{-3})^2 = 1,89 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

$$\text{Дроссель (ДР1): } \Delta p_{\text{ап д}} = K_{\text{ап д}} \cdot Q_{\text{сл}}^2 = 1,85 \cdot 10^{11} \cdot (2,12 \cdot 10^{-3})^2 = 8,31 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

$$\text{Фильтр: } \Delta p_{\text{ап ф}} = K_{\text{ап ф}} \cdot Q_{\text{сл}}^2 = 3,46 \cdot 10^{10} \cdot (2,12 \cdot 10^{-3})^2 = 1,56 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

4.10. Суммарные потери давления в нагнетательной и сливной системах.

Суммарные потери давления на гидроаппаратах в нагнетательном трубопроводе (см. п. 4.9):

$$\sum \Delta p_{\text{ап акт}} = 0,7 \cdot 10^5 + 0,95 \cdot 10^5 = 1,65 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления на гидроаппаратах в сливном трубопроводе:

$$\sum \Delta p_{\text{ап сл}} = 1,89 \cdot 10^5 + 8,31 \cdot 10^5 + 1,56 \cdot 10^5 = 11,76 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Тогда суммарные потери давления в нагнетательной и сливной системах:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{сист}} &= \Delta p_{\text{акт}} + \sum \Delta p_{\text{ап акт}} + K_{\text{ц}} \cdot (\Delta p_{\text{сл}} + \sum \Delta p_{\text{ап сл}}) = \\ &= 1,48 \cdot 10^5 + 1,65 \cdot 10^5 + 1,64 \cdot (2,83 \cdot 10^5 + 11,76 \cdot 10^5) = 2,71 \cdot 10^6 \text{ Па.} \end{aligned}$$

4.11. Давление нагнетания на выходе из насоса на заданном этапе цикла работы ОГП:

$$p_{\text{н}}'' = \frac{G_2}{F_{\text{акт}} \cdot \eta_{\text{м}}} + \Delta p_{\text{сист}} = \frac{32900}{3,06 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95} + 2,71 \cdot 10^6 = 14,03 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Поскольку $p_{\text{н}} = 16 \text{ МПа} > p_{\text{н}}'' = 14,03 \text{ МПа}$, то насос и другие узлы гидроаппаратуры выбраны правильно. Следовательно, расчет можно продолжить.

4.12. Мощность ОГП на заданном этапе цикла его работы (входная мощность):

$$N_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{14,03 \cdot 10^6 \cdot 1,48 \cdot 10^{-3}}{0,89} = 23,33 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Полезная (выходная) мощность ОГП ($N_{\text{вых}}$) и КПД (η) на заданном этапе цикла его работы:

$$N_{\text{вых}} = G_2 \cdot V = 32900 \cdot 0,38 = 12,5 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

$$\eta = N_{\text{вых}} / N_{\text{вх}} = 12,5 / 23,33 = 0,54.$$

Приложения

Таблица 3

Силловые гидроцилиндры (с односторонним штоком)

Типоразмер	Параметры					
	P_H , МПа	P_{max} , МПа	D, мм	d, мм	G_2 тян., Н	G_2 тол., Н
	Поддачи силовых столов агрегатных станков					
УН47-12-04	6,3	8,0	55	36	5810	10220
УН47-13-04	6,3	8,0	70	50	8085	16590
УН47-14-03	6,3	8,0	80	60	9450	21700
УН47-15-04	6,3	8,0	110	80	19320	41160
УН47-16-05	6,3	8,0	140	100	32550	66500
УН47-17-05	6,3	8,0	180	125	57260	109760
	Поршневые с подводом жидкости через крышки ОСТ2 121-2-73					
142-90x63	10	15	90	63	22638	43631
142-100x70	10	15	100	70	27440	53851
222-140x110	10	15	140	110	40404	105630
	Поршневые ОН 22-176-69					
1.2-80	16	20	80	50	33600	55566
2.1-80	16	20	80	40	41160	55566
2.1-100	16	20	100	50	64470	86436
2.2-125	16	20	125	80	78890	134456

Обозначения:

P_H и P_{max} - номинальное и максимальное рабочее давление соответственно;

D и d - диаметры поршня и штока соответственно;

G_2 тол., и G_2 тян., - усилия на штоке толкающее и тянущее соответственно.

Таблица 4

Насосы

Типоразмер	Параметры		
	Q _н , л/мин	P _н , МПа	η
Шестеренные			
Г11-23А	26	2,5	0,64
Г11-23	38	2,5	0,68
Г11-24А	50	2,5	0,72
Г11-24	72	2,5	0,74
Г11-25А	104	2,5	0,76
Г11-25	133	2,5	0,77
Пластинчатые			
Г12-24АМ	5	6,3	0,8
Г12-24М	70	6,3	0,82
Г12-25АМ	100	6,3	0,85
Г12-25М	140	6,3	0,86
Г12-26АМ	200	6,3	0,87
БГ12-23АМ	25,5	12,5	0,75
БГ12-23М	33	12,5	0,80
БГ12-24АМ	56	12,5	0,76
БГ12-25АМ	102	12,5	0,85
Аксиально-поршневые			
НАР18/200	25	20	0,87
НАР40/200	56,5	20	0,88
НАР63/200	89	20	0,89
НАР71/200	100	20	0,89
НАР125/200	178	20	0,9
НАР140/200	200	20	0,9
МНА 40/250	55	25	0,92
МН 250/100	245	10	0,92
Г13-35А	100	16	0,88
2Г13-36А	200	16	0,88

Обозначения:

Q_н и P_н - номинальные подача и давление насоса соответственно;

η_н - КПД насоса.

Таблица 5

Распределители золотниковые
(Номинальное рабочее давление $P_H = 20$ МПа)

Типоразмер	Q_H , л/мин	ΔP_H , МПа
ПГ 73 - 11	8	0,2
В6	20	0,2
P102	40	0,3
ПГ 73 - 24	80	0,4
ПГ 73 - 25	160	0,4
P203	160	0,5

Обозначения:

ΔP_H - перепад давления на аппарате при номинальном расходе Q_H .

Таблица 6

Клапаны предохранительные (переливные)

Типоразмер		Параметры	
		Q_H , л/мин	P_H , МПа
АГ 52-22		20	1-10
Г 52-23		40	0,3-6,3
Г 52-24		80	0,3-6,3
АГ 52-24		80	1-10
БГ 52-24		80	2-20
Г 52-25		160	0,3-6,3
АГ 52-25		160	1-10
БГ 52-25		160	2-20
ГОСТ 21148-75	10-100-2-2	40	0,3-10
	10-200-2-2	40	1-20
	20-100-2-2	100	0,3-10
	20-200-2-2	100	1-20
	32-100-2-2	250	0,3-10
	32-200-2-2	250	1-20

Обозначения:

Q_H и P_H - номинальные расход и давление настройки соответственно.

Таблица 7

Параметры фильтров

Типоразмер	Параметры			
	Q_H , л/мин	P_H , МПа	δ , мкм	ΔP_H , МПа
Фильтры щелевые по ГОСТ 21329-75				
0,08 Г41-11-3	16	6,3	80	0,1
0,08 Г41-11-4	32	6,3	80	0,1
0,08 Г41-12-3	25	6,3	80	0,1
0,08 Г41-12-4	50	6,3	80	0,1
Фильтры сливных линий				
ФС 50-25	50	0,63	25	0,1
ФС 50-40	50	0,63	40	0,1
ФС 200-25	200	0,63	25	0,1
ФС 200-40	200	0,63	40	0,1
Фильтры сетчатые С42-5				
0,16 С42-52	32	0,63	160	0,1
0,16 С42-53	63	0,63	160	0,1
0,08 С42-53	32	0,63	80	0,1
0,16 С42-54	100	0,63	160	0,1
0,08 С42-54	63	0,63	80	0,1
0,04 С42-54	32	0,63	40	0,1

Обозначения:

ΔP_H - перепад давления на аппарате при номинальном расходе Q_H ;

P_H - номинальное рабочее давление;

δ - номинальная тонкость фильтрации.

Таблица 8

Дроссели

Типоразмер	Параметры			
	Q_n , л/мин	Q_{max} , л/мин	P_n , МПа	Δp_n , МПа
Г 77 - 12	15	20	20	0,5
Г 77 - 13	30	40		0,5
Г 77 - 14	50	80		0,5
Г 77 - 15	80	120		0,6
Г 77 - 16	110	160		0,6

Обозначения:

Δp_n - перепад давления на аппарате при номинальном расходе Q_n ;

P_n - номинальное рабочее давление;

Q_{max} - максимальный расход.

Таблица 9

Клапаны обратные

Типоразмер	Параметры		
	Q_n , л/мин	Δp_n , МПа	P_n , МПа
Г 51 - 31	16	0,25	20
Г 51 - 32	32	0,25	
ПГ 51 - 22	20	0,3	
Г 51 - 33	53	0,25	
Г 51 - 34	125	0,25	
ПГ 51 - 24	80	0,3	
Г 51 - 35	250	0,25	

Обозначения:

Δp_n - перепад давления на аппарате при номинальном расходе Q_n ;

P_n - номинальное рабочее давление;

Таблица 10

Рекомендуемые скорости потоков рабочей жидкости в трубопроводах
(рекомендации СЭВ РС 3644-72)

Номинальное давление, МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
Скорость, м/с не более	2	3,2	4	5	6,3	10

Таблица 11

Условные проходы Ду (мм) (ГОСТ I65I6-80)

3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80
---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Министерство образования и науки Украины
Восточноевропейский национальный университет
имени Владимира Даля

кафедра “Гидрогазодинамика”

Расчетно–пояснительная записка
к индивидуальному заданию по дисциплине
“Гидравлика и гидро- пневмопривод”
на тему: “Расчет гидропривода”

Выполнил студент: № группы, (Подпись) (Ф.И.О.)

Принял преподаватель: (Ф.И.О.)

Луганск 200_

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федорец В. А. и др. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков: Учеб. пособие для ВУЗов / Под ред. В. А. Федорец. – К.: Виц. школа. Головное изд-во, 1987. – 376 с.
2. Свешников В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.
3. Вакина В. В. и др. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов: Учеб. пособие для ВТУЗов. – К.: Виц. школа. Головное изд-во, 1987. – 208 с.
4. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики.: Учеб. пособие для ВТУЗов. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
5. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро – и пневмосистем: Учеб. пособие для ВУЗов. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.

Учебное издание

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к самостоятельной работе
по дисциплине
«ГИДРАВЛИКА И ГИДРО- ПНЕВМОПРИВОД»
для студентов, обучающихся по направлению
«Инженерная механика» дневной и заочной форм обучения

Составители:

Бажанов Глеб Ананьевич
Вялых Александр Васильевич
Соснов Игорь Игоревич

Редактор

Техн. редактор

Оригинал-макет

Подписано в печать

Формат $60 \times 84 \frac{1}{16}$. Бумага типогр. Гарнитура Times.

Печать офсетная. Усл. печ. л. 2.1. Уч.-изд. л. 2.5.

Тираж экз. Издат. № . Заказ № Цена договорная.

Издательство Восточноукраинского национального
университета им. Владимира Даля

91034, г. Луганск, кв. Молодежный, 20а

Адрес издательства: 91034, г. Луганск, кв. Молодежный, 20а

Телефон: 8 (0642) 41-34-12. Факс: 8 (0642) 41-31-60

E-mail: uni@snu.edu.ua