

**Автономная некоммерческая организация высшего образования
«СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ ОТКРЫТЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ
РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

**«Гидравлические и пневматические системы транспортных и
транспортно-технологических машин и оборудования (ТиТТМО)»**

Санкт-Петербург

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Контрольная работа по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования (ТиТТМО)» - вид промежуточного контроля, который **является обязательным** при освоении дисциплины. По рабочему учебному плану по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования (ТиТТМО)» предусмотрено выполнение одной контрольной работы.

Контрольная работа ставит целью выяснить уровень знаний студента по данной дисциплине и состоит из двух задач:

№ п/п	Наименование тем
1	Расчет объемного гидропривода в лебёдке крана
2	Определение величины зажимного усилия сварочного аппарата для точечной сварки кузова автомобиля

Контрольная работа выполняется в письменном виде по представленным темам и оформляется по общим требованиям.

Задания на контрольную работу

Задача № 1

Рассчитать регулируемый объемный гидропривод лебедки крана, имеющий замкнутую систему циркуляции рабочей жидкости.

Гидропривод состоит из регулируемого насоса 7, работающего от первичного двигателя 8, гидромотора 11, соединенного с валом лебедки, тормозного блока 17, управляемого через гидрораспределители 16, системы предохранительных 10 и обратных клапанов 15 и гидростанции подпитки системы, состоящей из подпиточного насоса 2, гидробака 1, фильтра 3 с перепускным клапаном 4 и редукционного клапана 5.

Включением подпиточного насоса 2 осуществляется подача рабочей жидкости из гидробака 1 через фильтр 3 и редукционный клапан 5 в напорный трубопровод 6.

Из трубопровода 6 производится подпитка (восполнение утечек жидкости поддержание заданного давления) в трубопроводе 9 или 14, (основной системы гидропривода), соединяющий насос 7 с гидромотором 11, а также подача рабочей жидкости в тормозной гидроцилиндр 17.1 через управляющий гидрораспределитель 16.

В системе подпитки поддерживается редукционным клапаном 5 постоянное давление.

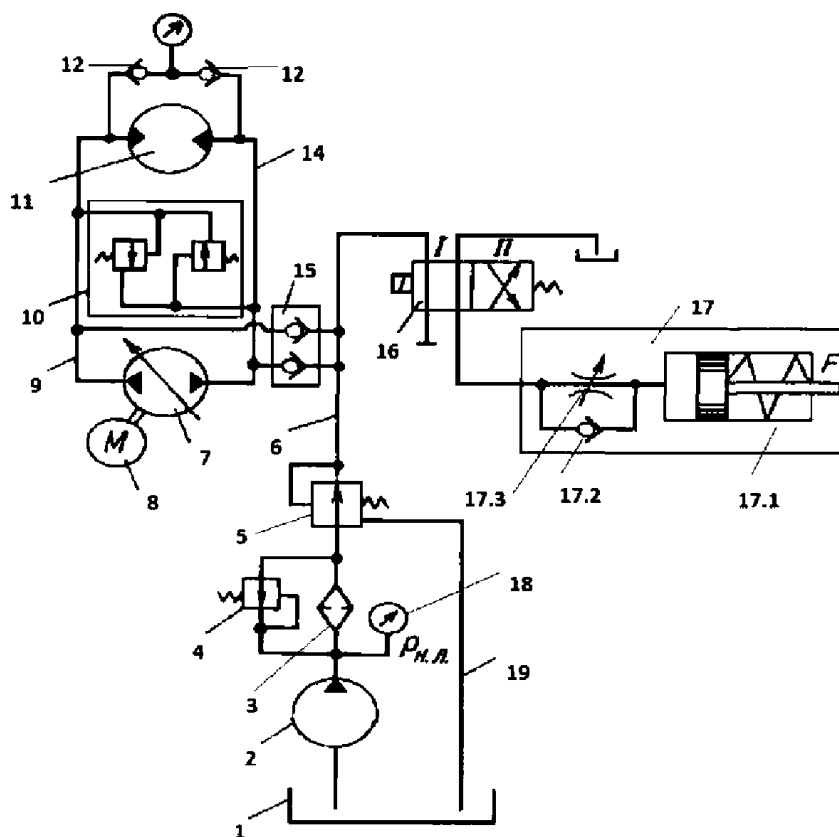


Рис. 11. Схема гидропривода лебедки крана

Пуск лебедки для перемещения груза производится одновременно включением насоса 7 при минимальной подаче и растормаживанием лебедки гидроцилиндром 17.1 путем включения электромагнитов, управляющих, работой гидрораспределителя 16 и установки его в позицию II.

Согласование по времени обеих операций выполняется настройкой гидродросселя 17.3.

Регулированием подачи насоса устанавливается определенная частота вращения гидромотора 11 и заданная скорость перемещения груза.

При торможении лебедки производится уменьшение подачи насоса и накладывание с заданной скоростью v тормоза.

При этом гидрораспределитель переставляется в позицию I и поршень гидроцилиндра 17.1 под действием возвратной пружины перемещается влево, вытесняя жидкость из поршневой полости через обратный клапан 17.2 на слив. В это время подпиточный насос направляет жидкость через редукционный клапан 5 по трубопроводу 19 в бак 1.

При изменении знака исходного положения регулирующего органа насоса осуществляется реверс гидромотора и обратное вращение вала лебедки. Манометры 13 и 18 контролируют давление в гидросистеме, причем манометр 13, благодаря наличию обратных клапанов 12, позволяет измерять давление в напорной гидролинии 9 или 14, независимо от реверса гидромотора.

Заданы:

- номинальное давление P_0 , определяющее тип гидрооборудования,
- номинальная n и минимальная $n_{\min} = 0,2n$ частоты вращения
- крутящий момент M на валу гидромотора,
- скорость торможения v , ход штока l и

- тормозное усилие F , приложенное к штоку тормозного гидроцилиндра.
 Требуется рассчитать рабочие параметры гидропривода, необходимые для выбора типоразмеров гидрооборудования.

Таблица 1

Параметры	Варианты и исходные данные									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
P_0 , МПа	5,5	6,0	5,8	6,1	5,7	5,5	6,1	6,0	5,8	5,6
n , об/с	0,4	0,3	0,4	0,5	0,6	0,3	0,4	0,5	0,3	0,4
M , Н·м	150	16	18	12	13	16	12	14	17	16
Предпоследняя цифра шифра										
F , кН	1,0	1,2	1,4	1,1	1,3	1,1	1,0	1,2	1,4	1,3
v , м/с	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
l , мм	60									

Методические указания к выполнению задачи

Расчет гидропривода начинается с определения параметров, по которым производится выбор основного гидрооборудования: насоса 7 и гидромотора 11.

Гидромотор выбирается по величине расчетного рабочего объема V_0 по формуле:

$$V_0 = \frac{2\pi M}{P_0 \eta_{ГМ}}, \text{ м}^3, \quad (1)$$

где $\eta_{ГМ}$ — гидромеханический КПД гидромотора (по паспорту $\eta_{ГМ} = 0,85$).

Полезная мощность гидромотора определяется по формуле:

$$N = M \cdot \omega, \text{ Вт} \quad (2)$$

где ω — угловая скорость вращения вала при номинальной частоте вращения n .

Выбор насоса производится по расчетной величине давления P_H , подаче Q_H , ее минимального значения $Q_{H \min}$ и мощности N_H .

Давление P_H определяется по **номинальному** значению P_0 с учетом гидравлических и механических потерь в системе, характеризуемых гидромеханическим КПД ($\eta_{гм} = 0,80$)

$$P_H = \frac{P_0}{\eta_{ГМ}}, \text{ МПа.} \quad (3)$$

Расчетная подача насоса Q_H с учетом объемных потерь в системе, характеризуемых объемным КПД ($\eta_{об} = 0,95$) составляет:

$$Q_H = \frac{V_0 \cdot n}{\eta_{об}}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (4)$$

Минимальная регулируемая подача насоса $Q_{H \min}$

$$Q_{H \min} = \frac{V_0 \cdot n_{\min}}{\eta_{об}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5)$$

Мощность насоса N_n , по величине которой рассчитывается мощность приводного двигателя 8, составляет:

$$N_n = P_n Q_n, \text{ Вт}. \quad (6)$$

Коэффициент полезного действия гидропривода (без учета КПД приводного двигателя)

$$\eta = \frac{N}{N_n}. \quad (7)$$

При расчете тормозного гидроцилиндра определяется внутренний диаметр гильзы D_1 (диаметр поршня). Диаметр штока D_2 , толщина стенки δ , жесткость возвратной пружины c .

Диаметр гильзы определяется исходя из площади поршня $S_1 = \frac{F}{P_0}$ с учетом КПД:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot P_0 \cdot \eta_{ГМ}}}, \text{ м} \quad (8)$$

где $\eta_{ГМ}$ — гидромеханический КПД гидроцилиндра, среднее значение которого составляет $\eta_{ГМ} = 0,90$

Диаметр штока D_2 принимается равным $0,45 \cdot D_1$.

В качестве уплотнителей поршня и штока рекомендуются резино-тканевые шевронные манжеты, количество которых назначается в зависимости от размера уплотняемого диаметра и давления.

Сила трения T в манжетных уплотнениях поршня и штока составляет:

$$T = \pi \cdot (D_1 + D_2) \cdot n \cdot h \cdot \tau, \quad (9)$$

где n — количество манжет ($n = 4$); h — высота манжеты ($h = 5$ мм); τ — напряжение силы трения ($\tau = 0,22$ МПа).

Давление жидкости в гидроцилиндре при растормаживании лебедки определяется из условия статического равновесия поршня

$$P \cdot S_1 - T - F_{пр} = 0, \quad (10)$$

где S_1 — площадь поршня, $F_{пр}$ — усилие, создаваемое возвратной пружиной,

$$F_{пр} = c \cdot h, \text{ Н}, \quad (11)$$

где c — жесткость пружины, Н/мм;

$h = l$ — ход пружины.

Принимая значение $F_{пр} = F$, определяется жесткость c .

По величинам давления P и диаметра D_1 рассчитывается толщина стенки гильзы:

$$\delta = \frac{PD_1}{2[\sigma]}, \text{ м,} \quad (12)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение (для стали $[\sigma] = 90$ МПа).

Выбор подпиточного насоса 2 производится по расчетным параметрам давления $P_{\text{нп}}$, подачи $Q_{\text{нп}}$ и мощности $N_{\text{нп}}$.

Для определения давления $P_{\text{нп}}$ находится давление P_1 в гидролинии 6 за редуционным клапаном. Без учета потерь давления в самой гидролинии давление P_1 составляет:

$$P_1 = P + \Delta P_p + P_{\text{кл}}, \quad (13)$$

где ΔP_p и $\Delta P_{\text{кл}}$ — потери давления в гидрораспределителе 16 и обратном клапане 17.2 ($\Delta P_p = \Delta P_{\text{кл}} = 0,2$ МПа).

Давление P_1 настраиваемое редуционным клапаном 5, меньше давления перед клапаном в среднем на 20%. Учитывая потери давления в фильтре ($\Delta P_{\text{ф}} = 0,1$ МПа), давление $P_{\text{нп}}$ составляет:

$$P_{\text{нп}} = 1,2P_1 + \Delta P_{\text{ф}}, \text{ МПа.} \quad (14)$$

При определении подачи $Q_{\text{нп}}$ следует исходить из величины расхода жидкости, направляемой в тормозной гидроцилиндр с учетом общих объемных потерь в системе, характеризуемых объемным КПД ($\eta_{\text{об}} = 0,90$):

$$Q_{\text{нп}} = \frac{v \cdot S_1}{\eta_{\text{об}}}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (15)$$

По каталогам гидроаппаратуры управления, приведенным в приложении (гидрораспределитель 16, гидродроссель 17.3, гидроклапаны предохранительные 4 и 10, обратные 12, 13, 17.2, редуционный 5) выбирается, исходя из расчетных значений расхода Q и давления P , типоразмер фильтра 3 по требуемой тонкости фильтрации соответствующего класса чистоты.

Для аксиально-поршневых регулируемых насосов с гидросилителем типа 456 тонкость фильтрации жидкости не должна превышать 40 мкм.

Внутренний диаметр гидролиний 6, 9, 14 рассчитывается по расходу Q (можно принять $Q = Q_{\text{н}}$) и допустимой средней скорости v , значение которой составляет $\sim 4,5$ м/с:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}, \text{ м.} \quad (16)$$

Толщина стенки труб определяется по наибольшей величине давления

$$\delta = \frac{PD_1}{2[\sigma]}, \text{ м.} \quad (17)$$

Приложение 1

Основные технические характеристики элементов гидросистемы

Элементы гидросистемы в позиции, представленной на рисунке задачи №1

1) Гидромотор	11
2) Аксиально-поршневой регулируемый насос	7
3) Пластинчатый насос подпитки	2
4) Тормозной гидроцилиндр	17,1
5) Гидрораспределитель	16
6) Редукционный гидроклапан	5
7) Предохранительные клапаны	4,10
8) Обратные клапаны	12, 15, 17,2
9) Гидродроссель	17,3
10) Линейный фильтр	3
11) Трубы гидролиний	6,9,14

Наружный диаметр (D_h) и толщина стенок (δ) стальных бесшовных труб, рекомендуемых в качестве гидролиний (ГОСТ 873458), мм.

А. Сортамент труб.

Таблица 10

D_h	δ	D_h	δ	D_h	δ	D_h	δ	D_h	δ	D_h	δ
4	0,2-1,2	10	0,2-3,5	16	0,2-5	22	0,2-6	28	0,2-7	34	0,2-9
5	0,2-1,6	11	0,2-3,5	17	0,2-5	23	0,2-6	29	0,2-8	35	0,2-9
6	0,2-2,5	12	0,2-4	18	0,2-5	24	0,2-7	30	0,2-8	36	0,2-9
7	0,2-2,5	13	0,2-4	19	0,2-6	25	0,2-7	31	0,2-8	37	0,2-10
8	0,2-2,5	14	0,2-4	20	0,2-6	26	0,2-7	32	0,2-8	38	0,2-10
9	0,2-2,8	15	0,2-5	21	0,2-6	27	0,2-7	33	0,2-8	39	0,2-12

Б. Толщина стенок труб.

0,1; 0,16; /0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 8; 1,0; /1,5/; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,08,0; 9,0; 10,0; 11,0; 12,0.

Техническая характеристика пластичных насосов типа Г 12-2

Таблица 11

Параметр	Типоразмер						
	Г12-22А	Г12-22	Г12-23А	Г12-23	Г12-24А	Г12-24	Г12-25А
Рабочий объем, см ³	16,2	23,7	30,6	41,3	61-2	84,7	118
Давление нагнетания, МПа							
Номинальное			6,3				
Максимальное			6,3				
Номинальное			960				

Минимальное			600				
Максимальное	1450	1450	1450	1450	1450	960	960
Номинальная подача л/мин	12	18	25	32	50	70	100
КПД объемный	0,77	0,79	0,85	0,88	0,85	0,86	0,88
Полный	0,61	0,66	0,71	0,77	0,70	0,75	0,88

Техническая характеристика высокомоментных гидромоторов типа МР

Таблица 12

Параметр	Типоразмер						
	МР-450	МР-700	МР-1100	МР-1800	МР-2800	МР-4500	МР-7000
Рабочий объем, см ³	462	707	1126	1809	2780	4503	6995
Давление нагнетания, МПа							
Номинальное				25			
Макс. пиковое припуск. тормож.				32			
Номинальное перепад. Давл, МПа				21			
Макс. давл. В				0,15			
Частота вращения, об/мин.							
Номинальная	1,5	1	1	1	1	1	1
Минимальная	140	120	120	80	60	40	30
Максимальная	400	340	280	220	220	120	80
Номинальный расход, л/мин.	62	90	119	153	176	192	222
Номинальная эффективная мощность, кВт	19,3	26,17	34,74	44,65	51,46	55,57	64,74

Параметр	Типоразмер						
	MP-450	MP-700	MP-1100	MP-1800	MP-2800	MP-4500	MP-7000
КПД при номинальных параметрах	0,89	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Гидромеханический	0,84	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Оптимальная вязкость рабочей жидкости, м ² /с				/30+4 0/10 ⁻⁶			

Техническая характеристика аксиально-поршневых регулируемых реверсивных насосов типа 20... с гидроусилителем типа 456...

Таблица 13

Параметр	Типоразмер		
	207.20.11.02	207.25.11.02	207.32.11.02
	452.20.07.04	452.25.07.04	452.32.07.04
Максимальный рабочий объем, см ³	54,8	107	225
Давление на выходе, МПа			
Минимальное		0,1	
Номинальное		1,6	
Максимальное		25	
Минимальное		0,2	
Номинальное		1,6	
Максимальное		1,6	
Частота вращения, об/мин			
Минимальное	400	400	400
Номинальное	1500	1200	960
Максимальное	2850	2200	1750
Номинальная подача при максимальном рабочем объеме, л/мин	79,3	123,9	208,4
Коэффициент полезного действия объемный		0,988	

Техническая характеристика редуцированных гидроклапанов типа Г57-2

Таблица 14

Параметр	Типоразмер			
	Г57-22	Г57-23	Г57-24	Г57-25
Условный проход, мм	10	16	20	32
Подводимое давление, МПа				
Номинальное		20		
Минимальное		0,8		
Редукционное давление, МПа				
Номинальное		6,3		
Минимальное		0,3		
Номинальный расход, л/мин	16	32	63	160
Максимальный расход через вспомогательный клапан, л/мин		0,8		

Техническая характеристика гидрораспределителей типа PI02... -P322...

Таблица 15

Параметр	Типоразмер		
	PI02-ЕЛ574А-Т-А220 50	P202-АИ(I)565-Т	P322-АИ(I)565-Т
Основной проход, мм	10	20	32
Давление нагнетания, МПа			
Номинальное		20	
Максимальное		21	
Давление управления, МПа			
Максимальное		20	20
Минимальное		0,5	0,5
Поток рабочей жидкости, л/мин	40	160	400
Максимальный	75	170	500
Потери давления при номинальном потоке жидкости рабочей и при ее движении в прямом направлении, МПа	0,23	0,2	0,2
в обратном направлении, МПа	0,28	0,3	0,3
Время срабатывания, с	0,03	0,15-2,0	0,2-3,0
Внутренние утечки, см ³ /мин	100	200	300
Номинальная тонкость фильтрации, км		25	25

Техническая характеристика предохранительных клапанов типа Г54-2 (напорных золотников).

Таблица 16

Параметр	Типоразмер			
	Г54-	Г54-	Г54-	Г54-

	21	22	23	24
Условный проход, мм	10	16	20	32
Номинальное давление, МПа	6,3 10	6,3 10	6,3 10	6,3 10
Минимальное давление, МПа	0,6 1,2	0,6 1,2	0,6 1,2	0,6 1,2
Номинальный расход, л/мин	20	40	80	160
Минимальный расход, л/мин	1	3		5
Внутренние утечки рабочей жидкости, см ³ /мин	30 50	60 80	60 80	90 120
Условное обозначение				

Техническая характеристика обратных (подпиточных)
гидроклапанов типа К-I

Таблица 17

Параметр	Типоразмер			
	КП00 2	КП00 I КП00 4	КП60 I	КП200 I
Условный проход, мм	10	10	16	20
Максимальное давление, МПа	32	32	32	32
Номинальный расход, л/мин	25	25	63	100
Давление открытия клапана, МПа	0,038-0,087			

Техническая характеристика гидродросселей типа ДР и ДК

Таблица 18

Параметр	Типоразмер				
	ДР- 12	ДК- 10	ДК- 12	ДК- 16	ДК- 20
Условный проход, мм	12	10	12	16	20
Номинальное давление, МПа	32	32			
Номинальный расход, л/мин	25	16	25	40	63
Потеря давления при открытом дросселе и номинальном потоке, МПа	0,2				

Техническая характеристика линейных фильтров (ОТС 22-883-75)

Таблица 19

Параметр	Типоразмер					
	I-I	32- I	25- I	32- I	40- I	50- I
Условный проход, мм	25		32	40	50	
Номинальное давление, МПа	0,63					
Номинальный расход, л/мин	63	100		160	250	

л/мин					
Тонкость фильтрации, мкм	25	40	25	40	25
Номинальный перепад давления, МПа	0,08				

Геометрические характеристики гидроцилиндров общего назначения (ГОСТ 12447-80, основной ряд), ММ.

Таблица 20

Внутренний диаметр цилиндра	Диаметр штока	Ход поршня
10,12,16,20,25,32,40,50,63,80,	5,6,8,10,12,16,20,25,32,40,	4,6,8,10,12,16,20,25,32,40,50,
100,125,160,200,250	50,63,80,100,125	60,80,100,125,160

ЗАДАЧА №2

Определение величины зажимного усилия сварочного аппарата для точечной сварки кузова автомобиля

В гидравлическом зажимном устройстве сварочного аппарата для точечной сварки кузова автомобиля рабочая жидкость (минеральное масло плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; вязкостью $\nu = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$) из бака 1 подается насосом 2 в линию нагнетания 4, по которой она направляется через золотниковый гидрораспределитель 5 в мультипликатор (усилитель давления) 6.

Из мультипликатора жидкость (с повышенным давлением) по трубопроводу 7 поступает в поршневую полость рабочего цилиндра зажимного устройства 9. Под давлением жидкости поршень 10 со штоком 11, уплотненные шевронными манжетами, перемещается вверх со скоростью v_p , преодолевая силы трения в уплотнениях поршня T_p и штока $T_{ш}$ и развивая зажимное усилие F .

Из штоковой полости гидроцилиндра жидкость по трубопроводам 12 и 13 через распределитель 5 и фильтр 14 сливается в бак 1.

Для возврата поршня со штоком в исходное положение жидкость подается в штоковую полость гидроцилиндра. Для этого производится перестановка гидрораспределителя в правую позицию, при которой поток жидкости от насоса направляется по трубопроводу 12 в штоковую полость гидроцилиндра, и через обратный клапан 8 – в нижнюю полость мультипликатора. Туда же будет поступать рабочая жидкость из нижней полости гидроцилиндра.

Поршень мультипликатора переместится вверх, а поршень гидроцилиндра вниз, и оба займут исходное положение.

Заданы значения следующих величин:

D_p ;- диаметр поршня гидроцилиндра;

$D_{ш} = 0,45D_p$ - диаметр штока гидроцилиндра;

b - ширина манжетного уплотнения поршня и штока;

v_p ;- скорость рабочего хода поршня;

D_1 - больший диаметр мультипликатора;

$D_2 = 0,4D_1$ - меньший диаметр мультипликатора;

d_1 - давление, развиваемое насосом при рабочем ходе поршня, настраиваемого предохранительным клапаном 3Рн; диаметра линии нагнетания 4,

d_2 - диаметр линии слива 13 (табл.1).

Требуется определить:

- величину зажимного усилия F , с учетом сил трения в уплотнениях поршня и штока и потерь давления в гидроаппаратуре системы (золотниковом распределителе и пластинчатом фильтре).

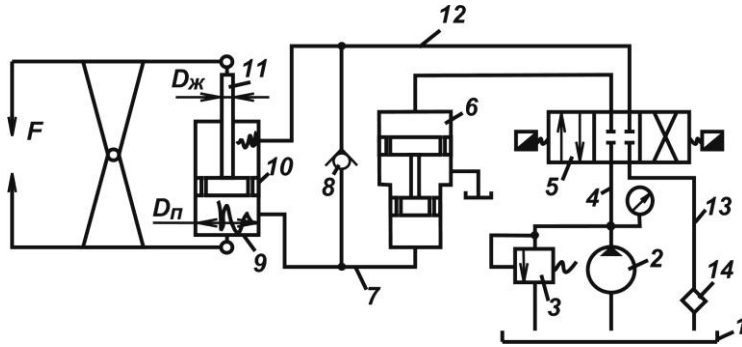


Рис 3. Схема гидравлического зажимного устройства сварочного аппарата

Таблица 1

Параметры	Варианты и исходные данные									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Последняя цифра шифра										
$D_п, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	105	125	150	105	125	150	105	125	150	180
$b, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	20	24	28	20	24	28	20	24	28	28
$v_п, \text{ м/с}$	0,10	0,11	0,12	0,11	0,12	0,13	0,10	0,11	0,12	0,13
$D_1, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	85	95	105	90	100	105	85	95	100	105
Предпоследняя цифра шифра										
$p_н, \text{ МПа}$	1,1	1,2	1,4	1,1	1,3	1,5	1,3	1,6	1,8	2,0
$d_1, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	14	16	18	14	16	18	16	18	20	22
$d_2, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	20	22	24	20	22	24	22	24	26	28

Методические указания к решению задачи

Решение задачи основывается на рассмотрении статического равновесия сил, приложенных к подвижным элементам силового гидроцилиндра.

В число сил входят:

- определяемое зажимное усилие F ,
- силы трения $T_п$ и $T_ш$,
- силы давления жидкости внутри гидроцилиндра на поршень:
- со стороны поршневой полости $-P_н \cdot S_п$
- со стороны штоковой полости $-P_ш (S_п - S_ш)$,

где:

$P_н$ и $P_ш$ – давления жидкости в соответствующих полостях гидроцилиндра,

S_n и $S_{ш}$ – площади сечений поршня и штока соответственно, определяемые по диаметрам D_n и $D_{ш}$.

Уравнение равновесия сил в проекции на горизонтальную ось гидроцилиндра имеет следующий вид:

$$P_n \cdot S_n - P_{ш}(S_n - S_{ш}) - T_n - T_{ш} - F = 0 \quad (1)$$

Уравнение (2) содержит все пять неизвестных сил, четыре из которых должны быть определены предварительно.

Для определения сил трения в уплотнениях с манжетами шевронного типа рекомендуется формула:

$$T = \pi D b k \quad (2)$$

(3)

где: D – уплотняемый диаметр;

b – ширина манжетного уплотнения;

k – коэффициент удельного трения, среднее значение которого равно 0,22 МПа .

Давление штоковой полости гидроцилиндра при движении поршня вверх (рабочий ход) должно быть таким, чтобы создать движение жидкости из этой полости по всей линии слива до бака 1. Гидравлическое сопротивление всей линии $\Delta P_{сл}$ следует вычислять только с учетом потерь в золотниковом гидрораспределителе $\Delta P_{зол}$ и потерь в пластинчатом фильтре $\Delta P_{ф}$.

поэтому:

$$\Delta P_{ш} = \Delta P_{сл} = \Delta P_{зол} + \Delta P_{ф}, \quad (3)$$

Данные гидравлические потери являются местными потерями, которые рассчитываются по формуле Вейсбаха:

$$\Delta p = \zeta \left(\frac{\rho v^2}{2} \right), \quad (4)$$

где:

- ζ – коэффициент местного сопротивления, в среднем можно принять:

- для золотникового гидрораспределителя $\zeta_{зол} = 20 \dots 25$,

- для пластинчатого фильтра $\zeta_{ф} = 10 \dots 15$;

- ρ – плотность жидкости,

- v – средняя скорость движения жидкости в трубопроводе, на котором установлен соответствующий гидроаппарат.

Средняя скорость в сечении трубопровода $\frac{\pi d_1^2}{4}$ на линии нагнетания определяется по расходу Q_1 и площади сечения потока, равной $\frac{\pi d_1^2}{4}$, а в сечении трубопровода на линии слива – по расходу Q_2 и площади сечения потока, равной $\frac{\pi d_2^2}{4}$.

Расходы Q_1 и Q_2 определяются по условию неразрывности течения жидкости в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра:

$$Q_1 = v_n \cdot S_n; \quad Q_2 = v_{ш}(S_n - S_{ш}). \quad (5)$$

Давление в поршневой полости гидроцилиндра в течение рабочего хода равно давлению P_2 , развиваемому мультипликатором в нижней полости диаметром D_2 .

Зная давление P_1 в верхней полости диаметром D_1 , определяем давление P_2 (без учета потерь на основании гидростатического закона Паскаля):

$$p_2 = p_1 \left(\frac{S_1}{S_2} \right) \quad (6)$$

где S_1 и S_2 – площади сечения поршней, определяемых по диаметра D_1 и D_2 соответственно.

Давление p_1 равно давлению, развиваемому в линии нагнетания за вычетом потери давления в золотниковом гидрораспределителе $\Delta p_{\text{зол}}$:

$$p_1 = p_n - p_{\text{зол}} \quad (7)$$

Определив все необходимые величины, по уравнению (1) вычисляется величина зажимного усилия F .