

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

**ЗАДАНИЯ
ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА
ПО КУРСУ
„ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ“**

Выпуск 6

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

З А Д А Н И Я
ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО КУРСУ
"ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ"

Выпуск 6

Под редакцией В.А.Никонорова

Москва

Задания для курсового проекта издаются в соответствии с учебными планами специальностей факультетов АМ, К, М, Э и вечернего отделения.

Рассмотрены и одобрены кафедрой теории механизмов 25/II-75 г., Методической комиссией факультета ОТ и Учебно-методическим управлением.

Задания составили преподаватели: И.В.Лаонов (задание № 79), Ю.И.Семин (задание № 80), Н.И.Колосова (задание № 81), Н.А.Глухов (задание № 82), С.А.Попов (задание № 83), А.С.Немкевич (задание № 84), В.А.Никоноров (задание № 85), К.П.Щербакова (задание № 86), Э.В.Петров (задание № 87), А.А.Саведова, Б.А.Новосельский (задание № 88). Рисунки подготовлены Е.М.Жуковой.

Сборник заданий подготовлен к печати комиссией в составе Т.А.Архангельской, Э.С.Мальшевой, А.С.Мастрковой, В.А.Никонорова, С.А.Попова, Н.А.Скворцова.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ МОТОРОЛЛЕРА

Механизмы движения мотороллера объединяют одноцилиндровый двухтактный двигатель внутреннего сгорания и вспомогательные устройства: механизм газораспределения и механизм привода вентилятора (рис. 79).

Основным механизмом двигателя является кривошипно-ползунный (рис. 79а), который состоит из кривошипа 1, шатуна 2 и поршня 3. Диаграмма изменения давления в цилиндре 4 двигателя (рис. 79б) строится по данным табл. 79-2. Рабочий цикл двухтактного двигателя осуществляется за один оборот кривошипа.

Управление газораспределением д.в.с. осуществляется кулачковым механизмом, состоящим из кулачка 5 и толкателя 6 с роликом 7, воздействующим на выпускной клапан 8. Для прижима ролика к кулачку используется цилиндрическая пружина 9. Движение распределительного вала обеспечивается парой зубчатых колес 10 и 11, передаточное отношение которой $i_{10-11} = 1$. Закон изменения угловой скорости толкателя в пределах рабочего угла поворота δ_p кулачка показан на рис. 79в.

Для привода вентилятора 15 охлаждения д.в.с. использован планетарный редуктор 12-13-14 (рис. 79г) с числом сателлитов $K = 3$.

Запуск двигателя начинается с нижней мертвой точки $\varphi_1 = 0$ с начала участка сжатия при начальной угловой скорости вращения $\omega_{1,нач} = 0$ и производится вручную моментом запуска M_z . Можно считать, что необходимый для запуска крутящий момент M_z не зависит от угла поворота кривошипа и равен максимальному значению приведенного момента силы давления сжатия.

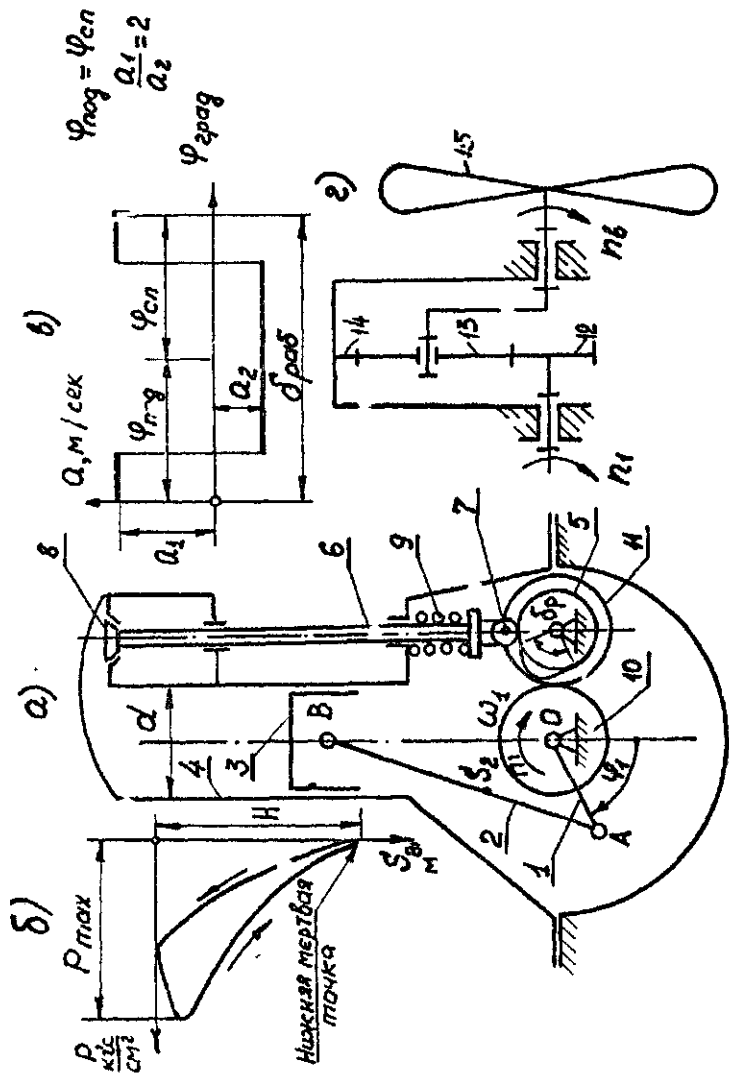


Рис. 79

Таблица 79-I

Исходные данные

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	числовое значение для вариантов										
				A	B	В	Г	Д	Е	Ж	З	И		
1	Средняя скорость поршня	V_B м/сек	м/сек	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
2	Число оборотов коленчатого вала на номинальном режиме	$n, \text{об.мин}^{-1}$	об.мин ⁻¹	4000	4200	4000	4200	4000	4200	4000	4200	4000	4200	4000
3	Диаметр цилиндра	d м	м	0,082	0,082	0,082	0,085	0,085	0,085	0,085	0,085	0,085	0,085	0,085
4	Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{L_{ш}}{L_{кр}}$	-	3,7	3,75	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
5	Отношение расстояния от точки A до центра тяжести шатуна к общей длине	$\frac{P_{A32}}{L_{ш}}$	-	0,3	0,3	0,3	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32
6	Сила тяжести шатуна	G_2 кгс	кгс	0,4	0,4	0,4	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42
7	Сила тяжести поршня	G_3 кгс	кгс	0,42	0,42	0,42	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,46
8	Момент инерции шатуна относительно центра тяжести	J_{S2}	кгс.м.сек ²	0,000250	0,000270	0,000270	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,00026
9	Момент инерции коленчатого вала с захватом	J_{10}	кгс.м.сек ²	0,01	0,0105	0,0115	0,0115	0,0115	0,0115	0,0115	0,0115	0,0115	0,0115	0,012
10	Угловое координата кривошипа для силового расчета (от нижней мертвой точки такта сжатия)	φ_1	град	190	200	220	200	220	220	220	220	210	210	210
11	Максимальное давление в цилиндре	P_{max} кгс.см ²	кгс.см ²	27	27	29	27	29	29	29	29	26	26	26
12	Число зубьев колеса I0	Z_{10}	-	20	16	18	18	18	18	18	18	18	18	18
13	Межцентровое расстояние	A м	м	0,101	0,081	0,091	0,081	0,091	0,081	0,091	0,081	0,081	0,081	0,073

Продолжение табл. 79-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
14	Модуль зубчатых колес II и IO	m	мм	5	5	5	4	4
15	Передачное отношение планетарного редуктора	i ₁₆	-	6	7	8	6,5	7,5
16	Ход толкателя кулачкового механизма	h	мм	0,009	0,0085	0,0096	0,010	0,008
17	Угол рабочего профиля кулачка	φ _p	град	70	65	60	70	65
18	Максимально допустимый угол давления кулачка	α _{доп}	град	28	30	28	30	35

Таблица 79-2

Давление в цилиндре двигателя (в долях максимального давления) в зависимости от положения поршня

Путь поршня (в долях хода H)	$\frac{S_p}{H}$	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Сжатие P/P_{max}	P/P_{max}	0,29	0,23	0,20	0,16	0,1	0,08	0,04	0,03	0,0150	0,009	0,0070	0,0060	0,005
Расширение P/P_{max}	P/P_{max}	0,29	1,0	0,9	0,71	0,50	0,36	0,29	0,24	0,19	0,1650	0,150	0,1350	0,005

Задача № 80

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ДВУХЦИЛИНДРОВОГО ВОЗДУШНОГО КОМПРЕССОРА

Механизмы компрессора приводятся в движение от электродвигателя I4 (рис. 80а). Через муфту I8 и планетарный редуктор (I0, II, I2 и водило 6) приводится во вращение коленчатый вал I, шатуны 2 и 4 и гонимы 3 и 5. При движении поршня 3 первой ступени вниз в цилиндре образуется разрежение и воздух заполняет цилиндр. При движении поршня 3 вверх всасывающий клапан закрыт и воздух в цилиндре сжимается до давления P_{1max} . При этом давлении автоматически открывается выпускной клапан и сжатый воздух поступает в промежуточный ресивер-холодильник I5. После холодильника воздух с давлением P_{1max} поступает в цилиндр второй ступени, где аналогичным образом сжимается до давления P_{2max} и затем поступает потребителю. Характер изменения давления в цилиндрах I и II ступеней в зависимости от хода поршня показан на индикаторных диаграммах (рис. 80б), данные для построения которых приведены в табл. 80-2. Для обеспечения движения машинного агрегата с заданной неравномерностью на коленчатом валу установлен маховик 9. Смазка механизма осуществляется с помощью плунжерного масляного насоса 8, толкатель I7 которого с роликом I8 приводится в движение от кулачка I6 (рис. 80в), закрепленного на оси зубчатого колеса 7. Закон изменения ускорения толкателя приведен на рис. 80г.

После выключения электродвигателя при положении кривошипа φ_0 компрессор, продолжая нагнетание воздуха, постепенно останавливается. Требуется определить закон движения кривошипа и время первого оборота его после выключения электродвигателя, а также число оборотов до полной остановки компрессора, условно считая при этом, что индикаторная диаграмма сохраняется той же.

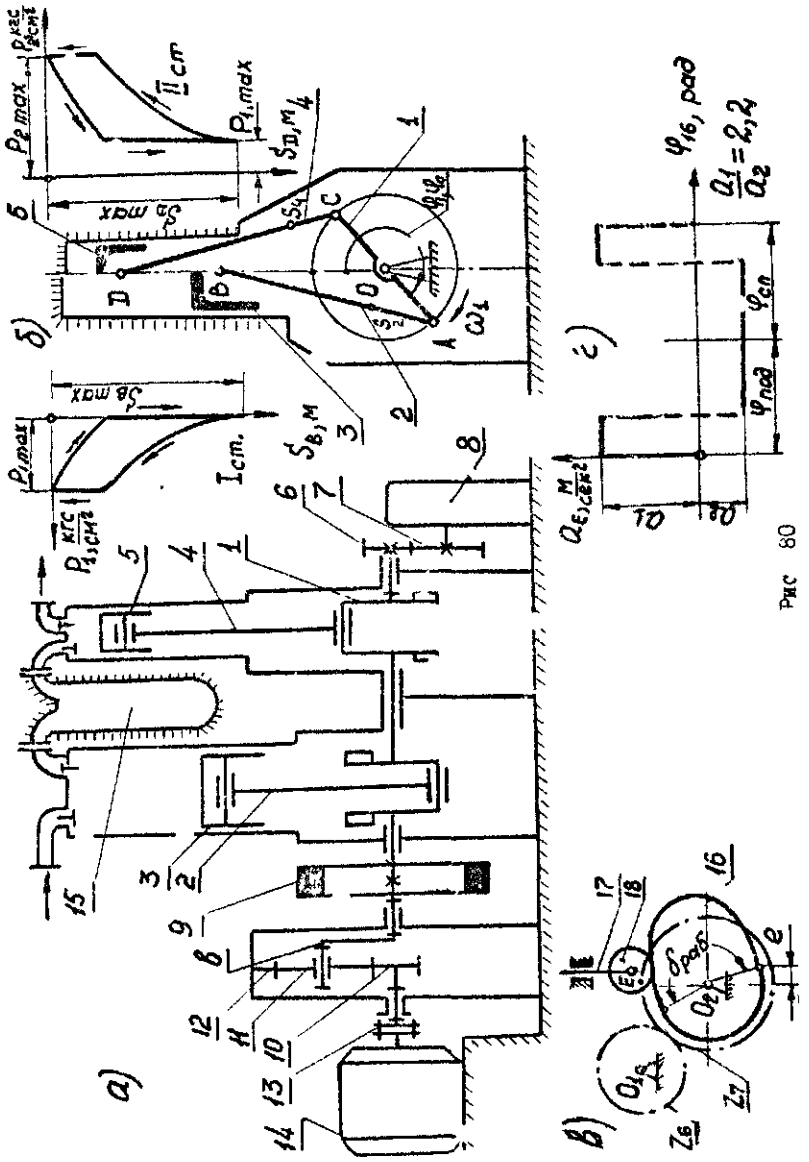


РИС 80

Таблица 80-1

Исходные данные

№ по под.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов									
				А	Б	В	Г	Д					
1	2	3	4	5	6	7	8	9					
1	Средняя скорость поршня	V_{cp}	м/сек	5,2	5,0	4,8	5,0	5,1					
2	Скорость вращения коленчатого вала	n_1	об/мин	780	660	655	700	680					
3	Отношение длин шатунов к длинам кривошипов	$\frac{L_{AB}}{L_{CA}} = \frac{L_{CD}}{L_{CA}}$	-	4,0	4,2	4,2	4,1	4,2					
4	Положение центров тяжести шатунов	$\frac{L_{AS2}}{L_{AB}} = \frac{L_{OS2}}{L_{AB}}$	-	0,25	0,28	0,29	0,31	0,3					
5	Скорость вращения вала электродвигателя	$n_{эв}$	об/мин	3000	2950	2940	2980	2990					
6	Диаметр цилиндра I ступени	d_1	мм	0,35	0,38	0,31	0,4	0,36					
7	Диаметр цилиндра II ступени	d_2	мм	0,2	0,215	0,18	0,23	0,205					
8	Максимальное давление в цилиндре I ступени	$P_{1,max}$	кгс/см ²	2,4	2,6	3	2,5	2,8					
9	Максимальное давление в цилиндре II ступени	$P_{2,max}$	кгс/см ²	8	8,7	10	8,4	9,4					
10	Вес поршня I ступени	G_3	кгс	4	50	40	51	42					
11	Вес поршня II ступени	G_5	кгс	26	32	21	36	29					
12	Вес шатунов	$G_2 = G_4$	кгс	22	26	19	23	22					
13	Момент инерции шатунов относительно осей, проходящих через центр тяжести	$J_{2S} = J_{AS}$	кгс·м·с ²	0,05	0,06	0,05	0,05	0,06					
14	Моховой момент ротора электродвигателя	CO^2	кгс·м ²	0,85	0,42	0,46	0,56	0,36					

$\delta = \frac{1}{50}$

	2	3	4	5	6	7	8	9
15	Сумма моментов инерции звеньев редуктора, приведенных к колесному валу	$\Sigma J_{\text{ред}}$	кгс.м.сек. ²	0,08	0,082	0,073	0,084	0,078
16	Момент инерции шатуна	$J_{\text{ш}}$	кгс.м.сек. ²	1,5	1,8	2,0	2,0	1,9
17	Угловая координата кривой в момент включения электродвигателя	φ_1	град	0	180	0	180	0
18	Угловое уравнение кривой в момент включения электродвигателя	φ_1	град	150	120	60	60	120
19	Число сателлитов планетарного редуктора	K	-	3	4	4	4	3
20	Число зубьев к лес	Z_6/Z_7	-	14/20	12/24	14/21	13/24	13/24
21	Модуль зубьев колес 6 и 7	m	мм	2,5	2,5	3,0	3,0	2,5
22	Угол наклона зубьев колес 6 и 7	β	град	25	30	32	32	30
23	Максимальная толкатель кулачкового механизма	h	мм	0,02	0,025	0,018	0,02	0,022
24	Угол наклона профиля кулачка	$\alpha_{\text{кул}}$	град	180	220	285	200	210
25	Вероятность толкания	e	мм	0,008	0	0,01	0,01	0
26	Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{\text{доп}}$	град	20	21	22	24	25

Таблица 80-2

Давление воздуха в долях от $P_{1\text{max}}$ и $P_{2\text{max}}$ в зависимости от положения поршня

Относительное перемещение поршня	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
I Поршень вверх	I 1,0	I 0,9	I 0	I 0,55	I 0,38	I 0,27	I 0,18	I 0,12	I 0,05	I 0,04	I 0
II Поршень вниз	I 1	I 1	I 0,3	I 0,2	I 0,59	I 0,3	I 0,42	I 0,27	I 0,34	I 0,32	I 0,3
	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I

З а д а н и е № 81

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ОДНОЦИЛИНДРОВОЙ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ

Компрессорная установка предназначена для получения сжатого воздуха. Коленчатый вал I компрессора (рис. 81а) получает вращение от электродвигателя 8 через планетарный редуктор 9-13, муфту 14 и приводит в движение поршень 2 через шатун 1. Для обеспечения заданной равномерности движения на валу I установлен маховик 10.

Поршень 3 и цилиндр 4 образуют две рабочие полости: камеру I ступени (полость низкого давления) и камеру II ступени (полость высокого давления). При движении поршня вниз воздух из атмосферы через клапан 5 поступает в камеру I ступени (линия $a-b$ индикаторной диаграммы на рис. 81б). При обратном движении поршня (вверх) клапан 5 закрывается и воздух, заполнивший камеру I ступени, сжимается до давления $P_{I\max}$ (линия $b-c$). В это же время в камере II ступени происходит расширение остатков сжатого воздуха (линия $f-c$). Когда давление в камере I ступениравнивается с давлением в камере II ступени, открывается клапан 6 и воздух начнет перетекать из первой во вторую камеру. При дальнейшем движении поршня вверх давление воздуха в обеих камерах остается постоянным (линия $c-d$) $P_{I\max} = 5$ кгс/см². При движении поршня вновь вниз в камере I ступени будет происходить сначала расширение остаточного воздуха (линия $d-a$), а затем всасывание воздуха из атмосферы через клапан 5. В это же время во второй камере воздух сжимается от давления $P_{II\min} = 5$ кгс/см² до давления $P_{II\max} = 50$ кгс/см² (линия $d-e$) и через клапан 7 нагнетается в резервуар.

Индикаторные диаграммы строятся по данным табл. 81-2. Смазка подвижных соединений осуществляется плунжерным насосом 18 кулачкового типа (рис. 81в), который приводится в движение от вала I через зубчатую передачу Z_{16} и Z_{17} .

Схема кулачкового механизма 18-19 и закон изменения ускорений плунжера 19 в пределах угла рабочего профиля кулачка

$\delta_{\text{раб}} = \varphi_{\text{раб}}$ показаны на рис. 81в и рис. 81г.

Примечания: 1. Диаграмма угловой скорости $\omega_1 = f(\varphi_1)$ строится на третьем обороте кривошипа с момента запуска. Угол φ_1 откладывается по направлению ω_1 от верхнего вертикального положения. При этом надо считать, что $\omega_{\text{нач}}$ третьего оборота равна угловой скорости в конце второго оборота ($\omega_1/2$), а движущий момент $M_d^{\text{пр}}$ постоянен.

2. Число сателлитов планетарного механизма $K = 3$.

3. Радиус скругления толкателя плунжера $\rho_E = 0,25 \rho_0$ (ρ_0 - начальный радиус кулачка).

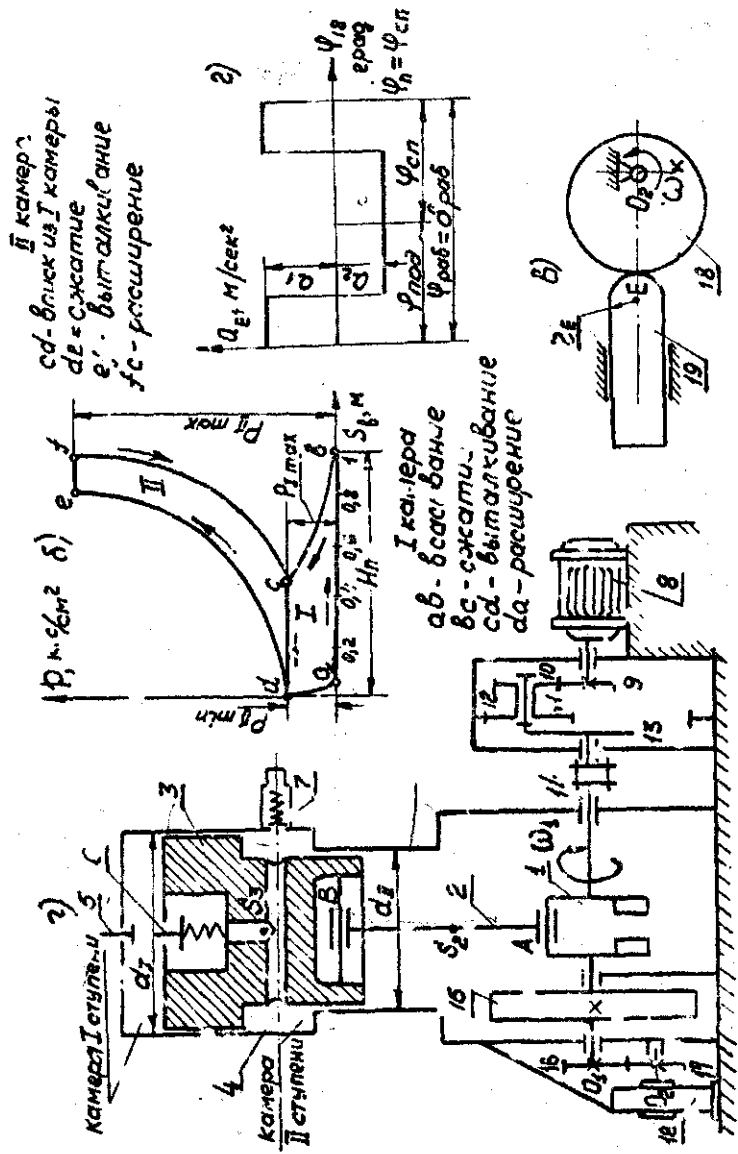


Рис. 80

Таблица 81-I

Исходные данные

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначение	Разм. р-ность	Числовые значения для вариантов				
				A	B	В	Г	Д
1	1	3	4	5	6	7	8	9
1	Скорость вращения коленчатого вала	n_1	об/мин	300	360	400	440	420
2	Средняя скорость поршня 3	$V_{ср}$	м/сек	1,0	1,2	1,9	1,4	1,5
3	Отношение длины шатуна 2 к длине кривошипа коленчатого вала 1	$L_{ш}/L_{ав}$	-	3,6	3,8	4,0	3,9	4,4
4	Положение центра тяжести шатуна	$L_{сз}/L_{ав}$	-	0,33	0,25	0,5	0,25	0,33
5	Диаметр поршня	d_1	мм	8,18	8,12	8,16	8,16	8,18
6	Момент движущих сил, приведенных к коленчатому валу 1	M_d	кгс.м	15,25	14,30	14,00	13,80	13,50
7	Сила тяжести поршня	G_1	кгс	5,0	5,5	6,0	6,2	7,0
8	Сила тяжести шатуна	G_2	кгс	9,0	8,5	8,0	7,5	7,0
9	Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр тяжести	$J_{сз}$	кгс.м.сек ²	0,0033	0,0044	0,0044	0,0044	0,0033
10	Скорость вращения электро-двигателя	n_d	об/мин	2700	2680	3000	2600	2200
11	Момент инерции коленчатого вала и маховика	$J_{в1}$	кгс.м.сек ²	0,01	0,66	0,71	0,77	0,67
12	Момент инерции планетарного редуктора, приведенный к коленчатому валу	$J_{пр}$	кгс.м.сек ²	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12
13	Моховой момент ротора электро-двигателя с муфтой, приведенный к коленчатому валу	$(GD)^2_{рп}$	кгс.к2	0,2	0,23	0,3	0,25	0,3

$\delta = \frac{1}{50}$

1	2	3	4	5	6	7	8	9
14	Угловая скорость кривошипа в конце второго оборота	$\omega/\text{сек}$	$1/\text{сек}$	22,0	47,7	40,8	41,0	44,0
15	Угловая координата для сложного рывка и для построения диаграммы угловой скорости кривошипа	γ	град	150	120	105	90	135
16	Число зубьев колеса	Z_1	-	12	15	14	15	12
17	Модуль колеса	Z_2	-	18	20	22	18	20
18	Рабочий угол профиля кулачка	m	мм	4	4	5	5	4
19	Максимальный ход плунжера (толкателя)	d_p	град	340	320	300	280	360
20	Отклонение между величинами ускорения к ренки	h_{19}	м	0,014	0,016	0,018	0,02	0,02
21	Допустимый угол давления в кулачке эом механизма	α_1/α_2	-	2,5	2,4	2,2	2,0	1,5
		$\alpha_{доп}$	град	20,0	25,0	15,0	30,0	20,0

Таблица 81-2
Давление на поршень в долях P_{max} в зависимости от положения поршня S_p

Путь поршня	S_p/H_p	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Камера I ступени	вниз	1,0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	вверх	1,0	1,0	1,0	1,0	0,5	0,3	0,2	0,15	0,10	0,05	0
Камера II ступени	вниз	0,1	0,11	0,12	0,15	0,18	0,22	0,28	0,36	0,51	1,0	1,0
	вверх	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,17	0,22	0,3	0,5	1,0

Задание № 82

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ МЕМБРАННОГО НАСОСА

Мембранный насос предназначен для откачки жидкости с небольших глубин. Мембрана 14 насоса (рис. 82а, в) приводится в движение от электродвигателя I через зубчатую передачу 2-3, планетарный редуктор 4-5-6-7-8 и шестизвенный рычажно-плунжерный механизм 9-10-11-12-13.

Характер изменения давления в цилиндре насоса представлен индикаторной диаграммой (рис. 82б). Приведенный момент двигателя при запуске $M_g^{пр}$ можно принять постоянным. Для смазки подвижных соединений механизма используется плунжерный насос с кулачковым приводом 15-16 (рис. 82в, д). Закон изменения ускорения толкателя 16 в пределах угла поворота $\delta_{рад}$ кулачка 5 представлен на рис. 82г.

Примечания: 1. Шестизвенный механизм проектируется по заданному коэффициенту изменения скорости K_v , углу β , углам размаха δ_1 и δ_2 , длинам звеньев l_{ac} , l_{ca} , l_{ae} и размерам a и b .

2. Давление всасывания принять равным атмосферному
3. Запуск установки осуществляется с позиции кривошипа OA_0 при $\omega_1 = 0$.
4. Центры масс звеньев расположены: для звена 9 - в точке O ; для звена 11 - в точке C ; для звеньев 10 и 12 - посередине их длин.
5. Геометрический расчет зубчатой передачи произвести для зубчатых колес 2-3.

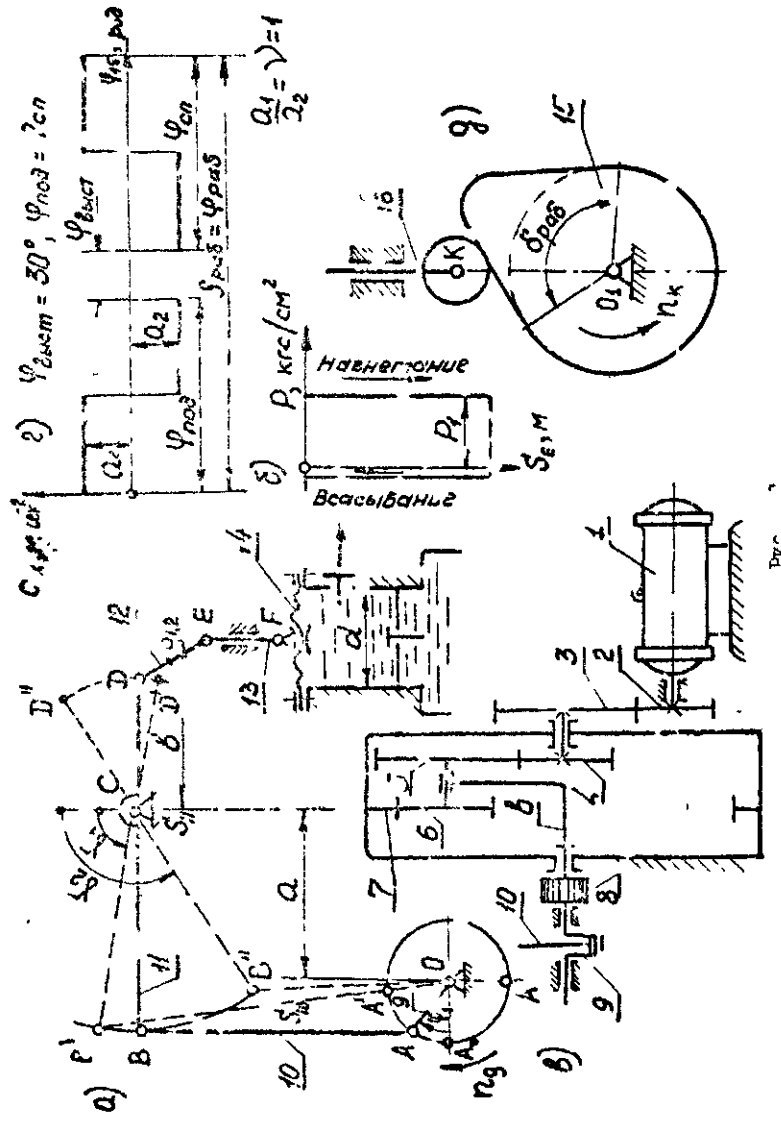


Таблица 82-I

Исходные данные

№ по пор.	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов										
				А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И		
1	2	3	4	5	6	7	8	9						
I	Коэффициент изменения скорости звена 18	K_v	-	1,2	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,25
2	Углы крайних положений звена 6D	δ_1	град	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
3	Расстояния	d_2	мм	110	105	100	95	90	85	80	75	70	65	60
4	Расстояния	a	мм	0,09	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,10
5	Длина коромысла BC	b	мм	0,38	0,12	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,22
6	Длина звена CD	c_{bc}	мм	0,34	0,40	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	0,38
7	Длина звена DE	c_{cd}	мм	0,10	0,13	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,21
8	Скорость вращения электро-двигателя	c_{dc}	об/мин	0,25	0,24	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,18
9	Скорость вращения кривошипа при установившемся движении	$n_{дв}$	об/мин	1440	1440	1440	1440	1440	1440	1440	1440	1440	1440	975
10	Сила тяжести кривошипного звена с механизмом	G_9	кгс	60	65	40	45	45	45	45	45	45	45	35
11	Сила тяжести звена BC	G_{10}	кгс	10	12	15	15	15	15	15	15	15	15	12
12	Сила тяжести звена DE	G_{11}	кгс	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	4
13	Сила тяжести звена DE	G_{12}	кгс	10	11	12	12	12	12	12	12	12	12	10
14	Сила тяжести звена DE	G_{13}	кгс	6	6	4	4	4	4	4	4	4	4	4
15	Сила тяжести звена DE	G_{14}	кгс	3	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
16	Сила тяжести звена DE	G_{15}	кгс	0,020	0,012	0,028	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,012

1	2	3	4	5	6	7	8	9
16	Момент инерции J_{Σ} и центр масс звена AB	$J_{\Sigma 10}$	кгс.м.сек ²	0,04	0,02	0,02	0,05	0,03
	звена BD	J_5	кгс.м.сек ²	0,010	0,013	0,012	0,007	0,013
	звена DE	$J_{\Sigma 12}$	кгс.м.сек ²	0,003	0,004	0,013	0,003	0,004
17	Максимальный момент ротора электродвигателя	CD	кгс.м.сек ²	1,2	1,2	1,1	1,3	1,1
18	Сумма моментов инерции планетарного редуктора и колес 2, 3, при вращении к валу 9	$J_{\Sigma 9}$	кгс.м.сек ²	0,195	0,207	0,210	0,194	0,210
19	Давление в цилиндре (при вращении)	P_1	кгс/см ²	1	1,2	1	1,1	1,2
20	Диаметр цилиндра	d	мм	0,25	0,24	0,30	0,26	0,25
21	Максимально допустимый угол давления в кулачковых механизмах	$\alpha_{доп}$	град	30	35	30	35	30
22	Угловая координата для силового расчёта	φ_1	град	10	15	20	5	20
23	Ход толкателя кулачкового механизма	h	мм	0,03	0,03	0,09	0,03	0,09
24	Число оборотов кулачка	n_k	об/мин	120	110	140	100	120
25	Угол разбоя профиля кулачка	$\beta_{разб}$	град	140	150	160	170	180
26	Модуль колеса 2, 3	m	мм	3	5	4	6	5
27	Число зубьев колес 2, 3	Z_2, Z_3	-	11/21	12/18	13/19	11/22	13/22
28	Число саттелитов в редукторе	K	-	3	3	4	3	4
29	Движущий момент электродвигателя	M_{Σ}	кгс.м	25	25	30	25	30

Задание № 83

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОДАЧИ
ДЕТАЛЕЙ НА ТРАНСПОРТЕР

Устройство предназначено для подачи деталей из накопителя деталей (магазина) на транспортер прерывистого действия с шагом

H . Подача деталей 7 из магазина 6 на транспортное устройство 8 осуществляется рычажно-шарнирным механизмом $ABCDEF$ (рис. 83а), состоящим из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, имеющего паз, в котором скользит ролик 4, связанный шарниром с ползуном 5. В ползуне 5 имеется отверстие для приема одной детали и перемещения ее на транспортер. Механизм прерывистой подачи работает согласованно с другими технологическими машинами. После подачи каждой детали, производимой за время поворота кривошипа 1 на угол 330° , положение кривошипа 1 фиксируется в нижнем крайнем положении AB' . При вращении фиксатора кривошипа 1 вращается на угол 330° под действием предварительно заведенной пружины Π и поворачивает коромысло 3 на заданный угол γ_3 . Словесная характеристика пружины, жесткость которой $C_2 = \frac{M_{п max}}{l_0 \beta} = 10,5$ приведена на рис. 83б. Максимальный момент пружины $M_{п max} = C_2 (M_{F5}^{пр})_{max}$, где C_2 — коэффициент увеличения максимального момента при заводе, а $(M_{F5}^{пр})_{max}$ — максимальный момент сил трения F_3 в направляющих ползунка 5, приведенный к звену 1.

Завод пружины Π осуществляется поворотом корпуса K кривошипа 1 на угол 360° периодически за счет углового хода толкателя 12 кулачкового механизма 11-12 через зубчатую передачу 13-14-15-16. Когда крутящий момент на корпусе пружины достигает величины $M_{п max}$, выключается муфта предельного момента, установленная на валу колес 14-15.

Кулачок 11, установленный на выходном валу O планетарного редуктора 17-18-19-20-21, получает движение от электродвигателя ЭД, который вращается непрерывно со скоростью $n_{ЭД}$. Закон изменения ускорения толкателя 12 приведен на рис. 83в, г. Время полного оборота кривошипа 1, соответствующее подаче и возврату звена 5 на шаг H , определяется при динамическом исследовании механизма подачи.

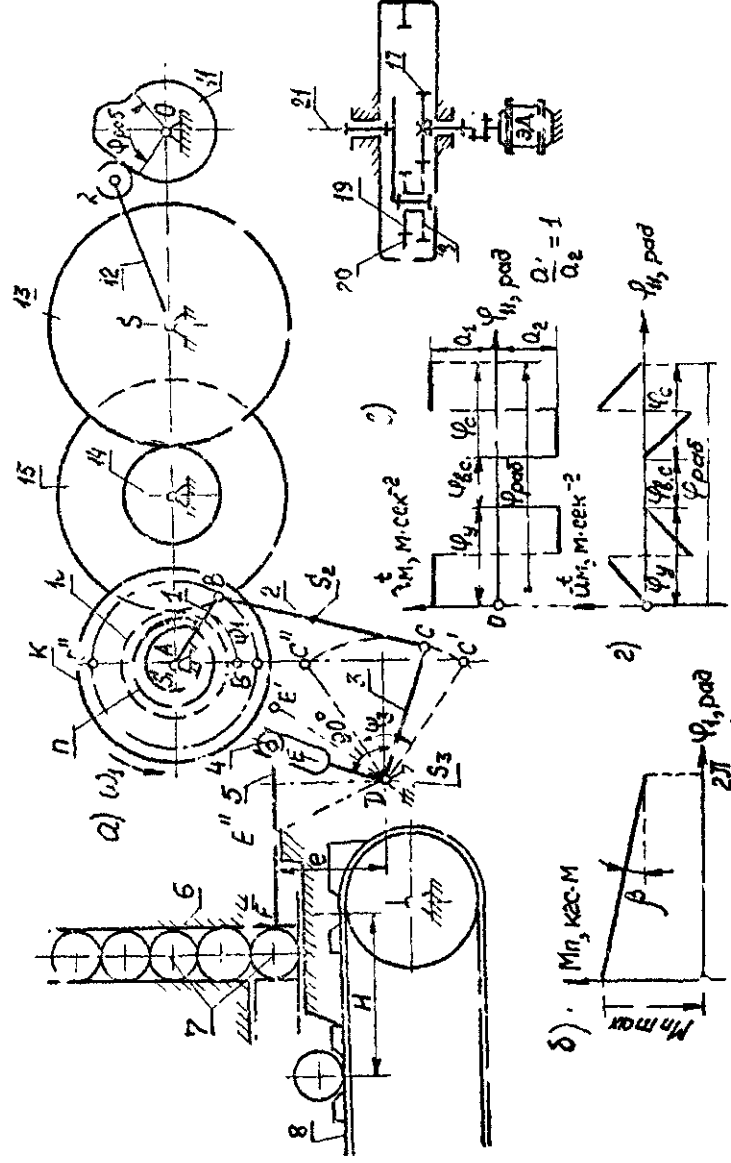


Рис. 26

Таблица 83-I

Исходные данные

№ по под.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Условные значения для вариантов																	
				A	B	Г	Д	Е	Ж	З	И	К									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
1	Шаг транспортерной ленты	H	м	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12													
2	Угол качения коромысла CD	ψ_3	град	60	65	70	75	80													
3	Длина коромысла CD	$\rho = \frac{r_2}{r_1}$	м	0,25	0,28	0,20	0,18	0,16													
4	Относительная длина шатуна CB	$\lambda_1 = \frac{r_{AB}}{r_1}$	-	3,2	3,3	3,8	3,0	3,1													
5	Относительная длина поперечины EF	$\lambda_2 = \frac{r_{EF}}{r_1}$	-	2,5	2	2,5	2,5	2,5													
6	Рас I и длины звена CB	$q = \frac{G_2}{r_1}$	кгс·м	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4													
7	Сила трения при движении ползунка 3	F_5	кгс	4	3	3,5	3,2	3,0													
8	Угловая координата для силового расчета	φ_1	град	30	60	120	150	180													
9	Коэффициент увеличения изгибающего момента по венту $M_{пл}$ при венте при заводе	$C_2 = \frac{M_{пл}}{M_2}$	-	3,0	4,0	3,5	3,0	4,5													
10	Число зубьев колес механизма завода пружины	$Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5, Z_6$	-	55	51	43	51	54													
11	Длина толкателя кулачкового механизма	$\rho_{ск}$	м	0,10	0,0	0,11	0,12	0,13													

1	2	3	4	5	6	7	8	9
12	Максимально допустимые углы зацепления в кулачковом механизме: при удалении толкателя при сближении толкателя	$1,5^\circ$ $0,5^\circ$	град	20	25	22	20	24
13	Фасонные углы поворота кулачка: при удалении толкателя при сближении толкателя при вернем состоянии при сближении толкателя	$4,5^\circ$ $4,5^\circ$ $4,5^\circ$	град	30	80	65	35	80
14	Передаточное отношение планетарного редуктора	$1,59$	град	75	80	70	50	50
15	Скорость вращения электроподъемника	$1,59$	-	120	80	100	35	120
16	Момент зубчатых колес	$1,59$	об/мин	7,2	8,2	10,2	15	19
17	Число сателлитов в редукторе	$1,59$	мм	1440	1500	1450	1480	1450
18	Закон движения толкателя 12	$1,59$	-	3	3	4	3	2,5
		$1,59$		3	3	4	3	3

Рис. 83

Примечания: 1. При проектировании механизма определяются ρ_{12} , ρ_{23} , ρ_{34} (внеоснось).
 2. Силы тягести и моменты инерции звездочек, тягосилел, о осей, проходящих через центры тягосилел, подсчитываются по соотношениям: для шатуна $2 \cdot \gamma_2 = 9,6 \text{ в.с. кгс}$; $\gamma_2 = 0,162 \text{ в.с. кгс} \cdot \text{сек}^2$; для коромысла $3 \text{ с противовесом } \gamma_{35} = 2,30 \text{ кгс} \cdot \text{сек}^2$; для ползуна $5 \text{ с противовесом } \gamma_{15} = 2,11 = 0,7 \gamma_{25}$; для ползуна $5 \text{ с противовесом } \gamma_{55} = 5,9 \text{ в.с. кгс}$.
 3. Механическая характеристика пружины (рис. 62) строится по $M_{\text{пр}} \text{ и } \gamma_{\text{пр}}$
 $\beta = a \cdot \cos^2 \phi_1$.
 4. Центр масс звезды 2 находится посредине его дуги.

Задание № 84

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО ПРЕССА

Вертикальный кривошипно-ползунный пресс (рис. 84а) предназначен для холодной штамповки (вырубки, гибки, вытяжки и др.).

Движение от электродвигателя I через зубчатую пару колес 2, 3 и планетарный редуктор 3-4-5-6 и водило 7 передается кривошипу 8 и далее через шатун 9 ползуну 10, производящую штамповку деталей в матрице II.

Характер изменения силы вытяжки P_{max} представлен на рис. 84б. Изменение движущего момента M_d на валу кривошипа 8 в зависимости от угла поворота кривошипа показан на рис. 84в.

Справа (рис. 84а) на ось кривошипа находится маховик 12, маховой момент которого помогает выполнению работ по прессованию, а с левой стороны расположен масляный насос 13 кулачкового типа (рис. 84г). Закон изменения ускорения толкателя 15 в пределах угла рабочего хода ϕ_p кулачка 14 представлен в виде косинусоиды на рис. 84д.

Примечания: 1. Модули зубчатых колес 2 и 3 принять равными 5 мм.
 2. Число сателлитов планетарного редуктора $K = 3$.
 3. Диаграмма угловой скорости $\omega = f(\phi)$ строится в пределах первого оборота кривошипа 8, считая $\omega_{\text{нач}} = 0$.

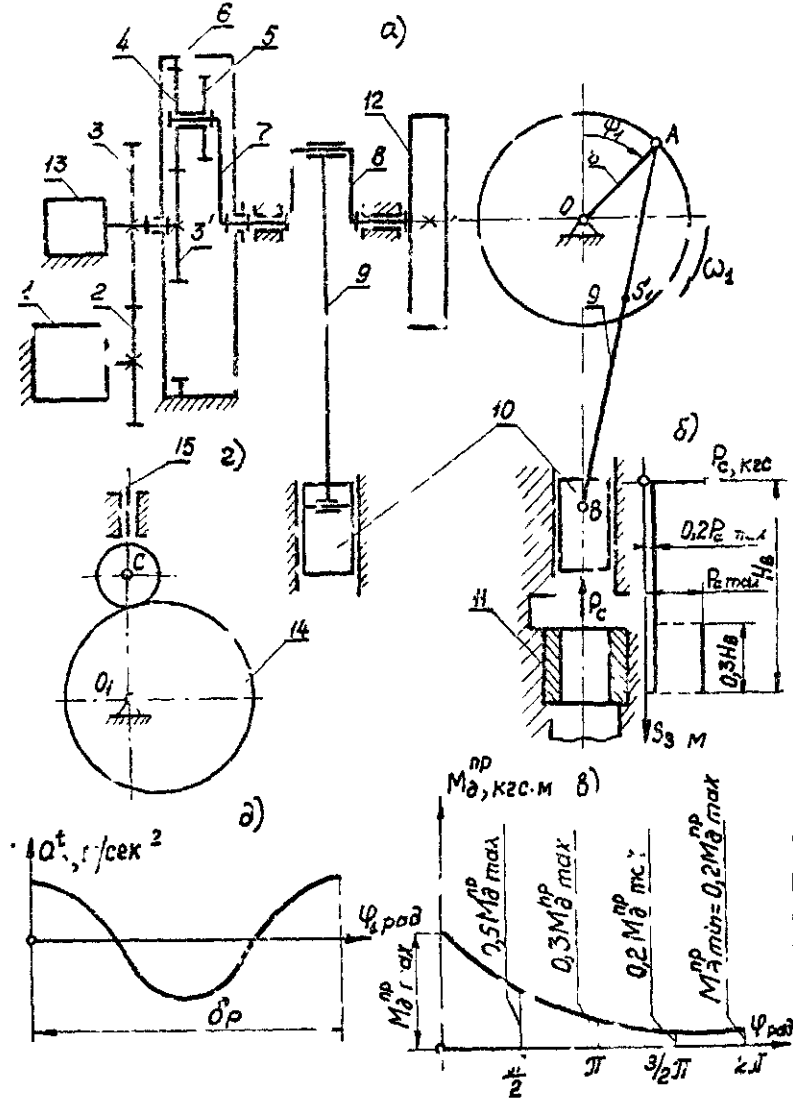


Рис. 84

Таблица 84-I

Исходные данные

№ по порядку	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов			
				А	Б	В	Г
1	Средняя скорость ползуна	V_{cp}	м/сек	0,5	0,52	0,55	0,58
2	Отношение длины шатуна к длине кр. оси	$\frac{r_{AB}}{r_{OA}}$	-	4,0	3,5	,0	3,5
3	Отношение расстояния центра тяжести шатуна от точки А к длине шатуна	$\frac{r_{CA}}{r_{AB}}$	-	0,50	0,45	0,40	0,35
4	Скорость вращения электродынталя без нагрузки	n	об/мин	1420	1440	1420	1440
5	Сила тяжести шатуна	G_2	кг	40	45	50	60
6	Сила тяжести ползуна	G_3	кгс	60	65	70	80
7	Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	J_{25}	кгс.м.сек ²	1,0	0,9	0,8	0,7
8	Усилие выталки	$P_{с.гир}$	кгс	300	350	400	350
9	Движущий момент на валу кривошипа	$M_{дв.а}$	кгс.м	20	25	30	25
10	Сумма моментов инерции вращающихся элементов ротора, зубчатых колес, на-соса, маховика, приведенных к валу кривошипа	J_{Σ}	кгс.м.сек ²	1,5	2	2,2	1,8
11	Угловая координата кривошипа для среднего расчета (от вертикали)	φ_1	град	30	60	30	30
12	Число зубьев колес 2 и 5	z_2/z_5	-	10/16	11/18	12/20	8/14
13	Угол дольготы кулачка	α	град	170	180	190	200
14	Ход толкателя кулачка	h	мм	0,07	0,075	0,08	0,085
15	Максимальный допустимый угол тыльной	$\alpha_{доп}$	град	35	30	35	30
16	Скорость вращения кривошипа	ω	об/мин	48	50	52	50

З а д а н и е № 85
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДА
КОВША ЭСКАВАТОРА

Одноковшовый экскаватор с гидроприводом, размещающийся на пневмоколенном тракторе, предназначается для механизации земляных работ.

Механизм движения ковша I экскаватора с гидроприводом (рис. 85а) состоит из стрелы 2, качающихся цилиндров 3, 5, 6', поршней со штоками 4, 6, 6', рамы 7, шестеренчатого насоса 8, коробки отбора мощности 9, получающей движение от д.в.с. 10 пневмоколенного трактора II.

Заполнение ковша I землей совершается при неподвижной опущенной стреле 2 (рис. 85б) за счет поворота рукоятки I ковша вокруг оси A на угол β_{max} при перемещении двух поршней со штоками 6 и 6' под действием давления P_5 в цилиндре 5. Диаграмма изменения этого давления в цилиндрах 5 и 5' приведена на рис. 85в. Изменение момента M_c сил сопротивления грунта при заполнении ковша представлено на рис. 85г. Конечное давление $(P_0)_5$ определяется из условия равенства работ в конце поворота ковша движущей силы A_{g5} и работы момента сил сопротивления A_{c1} . Подъем ковша с землей осуществляется стрелой 2, совершающей поворот вокруг оси O на угол β_{max} за счет пережатия штока 4 усилием, развиваемым под действием давления P_3 в цилиндре 3. Характер изменения P_3 такой же, как и в цилиндре 5 (рис. 85в). При подъеме преодолевается сопротивление, обусловленное силой тяжести ковша с грузом G_1 (точка приложения S_1) и звеньев 2-3-4-5-6. Величина давления $(P_0)_3$ определяется из условия равенства работ в конце подъема стрелы 2 от движущей силы A_{g3} и работы сил сопротивления A_{c2} .

Давление в гидросистеме обеспечивается масляным насосом 8, получающим движение от коробки отбора мощности 9, состоящей из зубчатой передачи 12-13 (рис. 85д) с неподвижными осями и зубчатого планетарного редуктора 14-15-16-17-18, валом 18 которого связано с валом насоса 8.

Управление газораспределением д.в.с. осуществляется кулачковым механизмом (рис. 85е), закон движения толкателя 19 которого в пределах рабочего угла поворота δ_p кулачка 20 представлен на рис. 85ж.

Примечания: I. Синтез рычажного механизма включает: определение размеров звеньев двух механизмов с качающимися цилиндрами $PF-AP-AF$ и $OB-OC-BC$ по заданным ходам поршней H_6 и H_4 , длинам стойки l_{oc} и l_{ap} , углам поворота β_{max} звена OA и γ_{max} звена AF при полном ходе поршней H_4 и H_6 . Длина звеньев принимается в пределах:

$l_{oa} = (1,22 \pm 1,24) l_{ob}$; $l_{ap} = (0,82 \pm 0,8) l_{ob}$, $l_{ak} = (3,1 \pm 4,0) l_{af}$, $l_{rk} = (0,5 \pm 0,4) l_{af}$. Размеры ковша находятся из соотношения $l_{rk} : l_{kt} : l_{tr} = 1,0 : 1,3 : 1,6$.

2. Центры масс звеньев 2, 3, 4, 5, 6 принять по середине звеньев а ковша с грузом - в центре тяжести ковша (треугольник KTR на рис. 85б).

3. В качестве звена приведения рекомендуется брать звено AF при повороте ковша вокруг оси A и звено OA - при подъеме стрелы 2.

4. Силами тяжести звеньев 2, 3, 4, 5, 6 при приведении сил можно пренебречь из-за незначительности их по сравнению с силой тяжести ковша I с грузом.

5. Работа сил сопротивления A_c (или движущих сил A_d) определяется как площадь под кривой соответствующих сил за рассматриваемый интервал пути звена приведения.

6. Полное время работы экскаватора $t_{общ}$ складывается из времени заполнения ковша t_1 при повороте рычага AF на угол β_{max} и времени подъема t_2 стрелы 2 в крайнее верхнее положение.

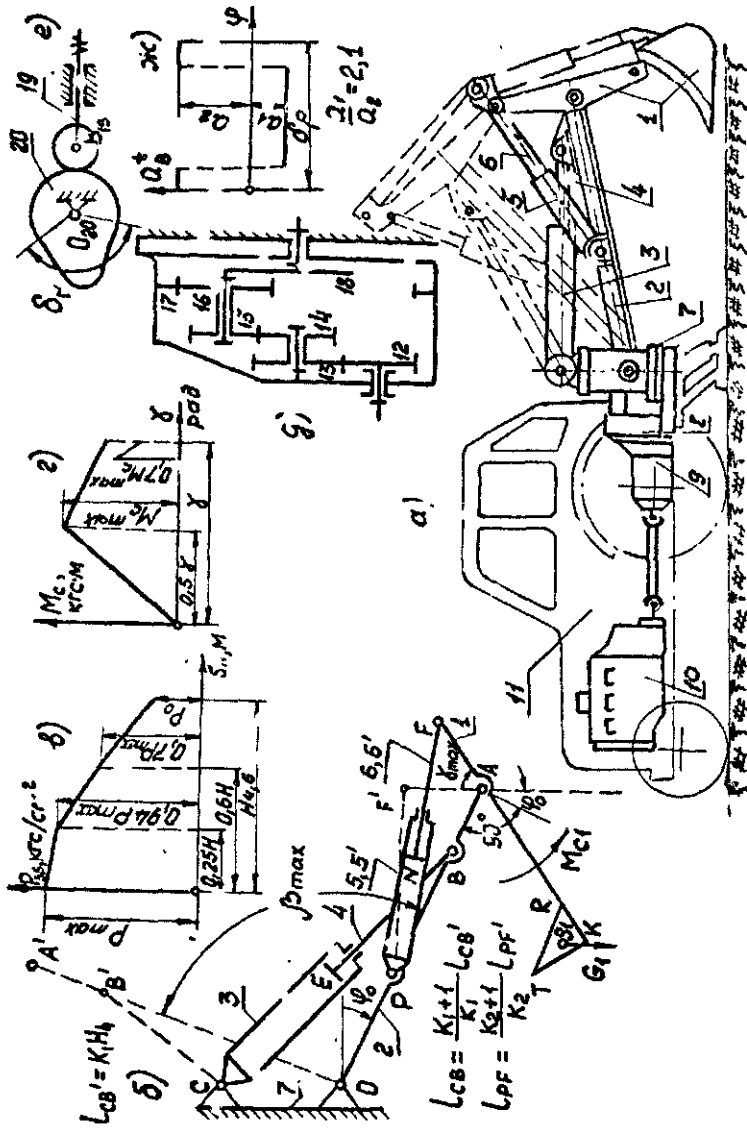


Рис. 85

Таблица 85-1

Исходные данные

№ попор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерности	Числовые значения для вариантов								
				А	Б	В	Г	Д				
1	2	3	4	5	6	7	8	9				
1	Ход поршня 4 стрелы 2	H_4	м	1,06	1,02	1,15	0,90	0,87				
2	Отношение длины звена СВ' к ход. поршня	$K_1 = \frac{L_{cb'}}{L_{cb}}$	-	1,3	1,22	1,26	1,25	1,07				
3	Длина стойки	L_{cb}	м	0,7	0,72	0,8	0,66	0,7				
4	Г пустякий угол давления	α_4	град	76	7с	75	73	70				
5	Максимальный угол поворота стрелы 2	β_{max}	град	100	99	96	88	85				
6	Ход поршня 6 рукоятки. I	H_6	м	0,53	0,52	0,56	0,56	0,47				
7	Угол поворота для звена РР' к ходу поршня С (при вертикальном положении АР')	$K_2 = \frac{L_{pf'}}{H_6}$	-	2,5	2,0	2,3	2,5	2,3				
8	Наибольший угол поворота рукоятки I	β_{max}	град	76	70	72	76	70				
9	Максимальная момент сопротивления грунта на ковш	$M_{с.м}$	кгс·м	775	935	910	930	800				
10	Диаметр цилиндра 3.	d_3	мм	80	75	70	72	70				
11	Диаметр каждого из двух цилиндров 3 и 5	d_5	мм	56	50	52	54	52				
11	Максимальное давление в цилиндре 3 к 5	P_3	кгс/см ²	54	60	58	56	58				
11	Максимальное давление в цилиндре 5 к 3	P_5	кгс/см ²	34	46	42	38	41				
12	Сила тяги катков 3 с грузом.	G_1	кгс	500	550	450	550	400				

I	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Сила тяжести единицы длины звеньев 1, 2 звеньев 3, 5 звеньев 4, 6	Q_{11}, Q_2 Q_{31}, Q_5 Q_{41}, Q_6	кгс/см кгс/см кгс/см	0,45 0,25 0,35	0,50 0,3 0,4	0,5 0,3 0,35	0,5 0,3 0,4	0,45 0,25 0,3
14	Момент инерции кривая с грузом относительно оси, проходящей через точку	J_1	кгс.м.сек ²	7,2	7,4	6,3	7,0	6,4
15	Момент инерции звена 2 относительно O центра тяжести	J_{52}	кгс.м.сек ²	0,5	0,45	0,45	0,5	0,5
16	Момент инерции звеньев 3, 5 и 4, 6 относительно центра тяжести	J_{53}, J_{55} J_{54}, J_{56}	кгс.м.сек ²	0,12	0,15	0,09	0,14	0,1
17	Масса насоса 8, редуктора у кардана, колес трактора, приведенных к точке B звена 2	m, m_p	кгс.сек ² /м	5,6	5,4	5,5	5,4	5,6
18	Угловая координата звена 2 для силового расчета	φ_2	град	35	40	36	60	70
19	Число зубьев колес зубчатой передачи 12-13	Z_{12} Z_{13}	-	11 24	12 25	13 27	11 25	12 25
20	Модуль зубчатых колес 12-13	m	мм	3,0	3,5	3,0	3,5	3,0
21	Передаточное отношение планетарного редуктора	i_{14-13}	-	11	13	10	15	13
22	Скорость вращения кулачкового вала	n_K	об/мин	1000	1200	1100	1200	1100
23	Угол толкателя кулачкового механизма	α	м	0,038	0,008	0,037	0,007	0,006
24	Максимально допустимый угол давления кулачка	$\alpha_{доп}$	град	30	32	28	32	30
25	Угол рабочего профиля кулачка	$\alpha_{р}$	град	140	150	180	160	180

Примечания: 1. Планетарный редуктор имеет три сателлита ($\lambda = 3$).
2. Радиус ролика $r_B = 0,25 r_{20}$.

В а д е н и е № 86

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КРЫШКИ ЛЮКА

Механизм перемещения крышки люка (рис. 86а, в), состоит из гидроцилиндра 1, штока с поршнем 2 и плиты 3, закрывающей люк 4. Плита, вращаясь вокруг оси O , перемещается строго горизонтально под действием силы со стороны гидроцилиндра, характер изменения давления в котором представлен на рис. 86в. При этом преодолевается момент трения $M_{тр}$ (рис. 86г), появляющийся в стыках плиты и опоры, диаграмма изменения которого строится по данным табл. 86-2.

Нагнетание масла в полость цилиндра осуществляет шестеренчатый насос 7 (с шестернями 8, 9), приводимый во вращение планетарным редуктором 10-11-12-13-14, соединенным муфтой 15 с электродвигателем 16.

Изменение давления в цилиндре 1 обеспечивается регулятором 5, 6 кулачкового типа (рис. 86д).

Закон изменения ускорения толкателя 6 в пределах рабочего угла $\varphi = \varphi_{доп}$ поворота кулачка 5 представлен косинусоидой (рис. 86е).

Примечания: 1. Центры масс звеньев при расчетах приняты по середине звеньев. Моменты инерции звеньев 1, 2 определяются по формуле $J_{si} = 0,12 m_i l_i^2$, где m_i — масса, l_i — длина звена.

2. Число сателлитов планетарного редуктора $K = 3$.

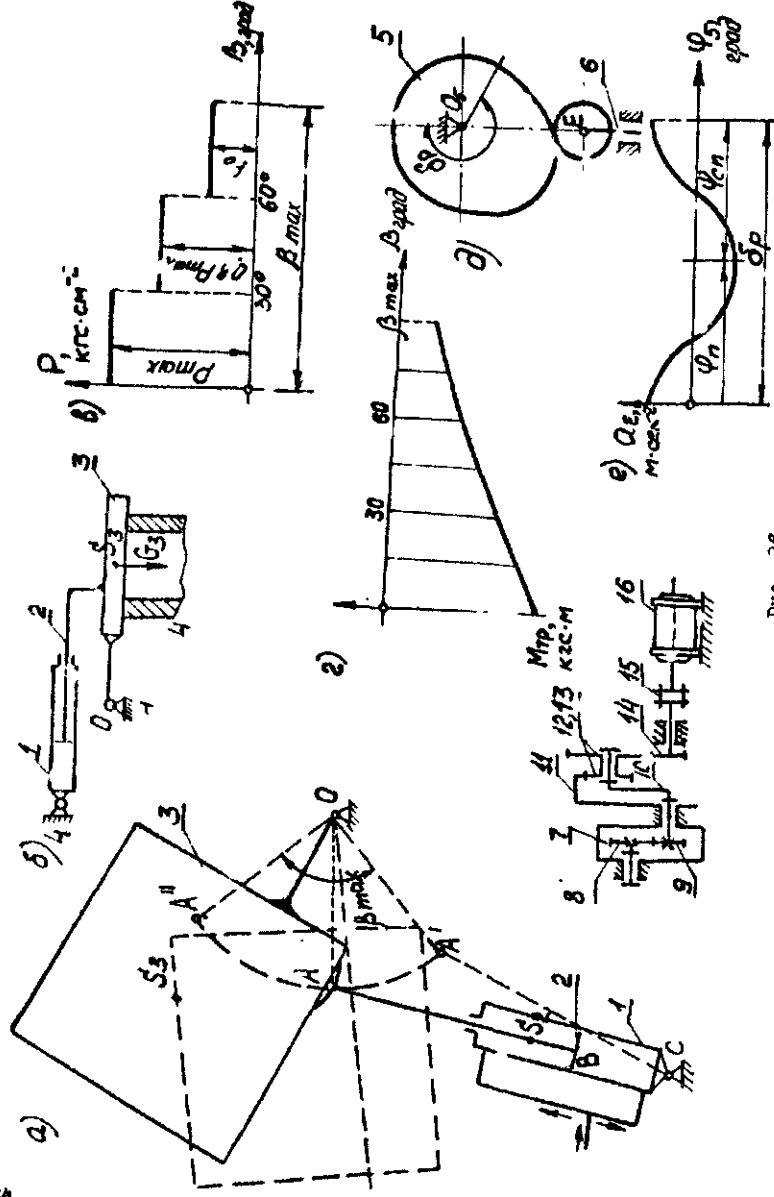


Рис. 86

Таблица 86-1

Исходные данные

№ по под.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Чис. обр. в значении				Ил. вариант	Г	Д
				А	Б	В	Г			
1	2	3	4	5	6	7	8	9		
1	Устройство между осью поворота плит O и шарнира крепления штока гидроцилиндра C	ρ - ос	м	1,5	1,2	1,3	1,4	1,5		
2	Угол поворота плиты при открьтии	β_{max}	град	90	95	100	95	90		
3	Ход поршня 2	H_8	см	75	80	65	70	75		
4	Угол схождения между ходом поршня с минимальным расстоянием между осями качения гидроцилиндра и шарнира крепления штока	$K_1 = \frac{S_{A1C}}{H_8}$	-	1,1	1,2	1,15	1,2	1,16		
5	Максимально допустимый угол давления штока в меха: змея с качением гидроцилиндром	α	град	60	65	70	75	80		
6	Максимальный момент трения	$M_{тр max}$	кгс.м	800	860	840	820	880		
7	Сила тяжести поршня и штока 2	G_2	кгс	45	50	45	40	60		
8	Сила тяжести цилиндра 1	G_1	кгс	30	35	30	28	40		
9	Диаметр цилиндра	d	м	0,07	0,08	0,085	0,075	0,09		
9	Максимальное давление в цилиндре	P_{max}	кгс/см ²	40	30	25	35	30		
10	Момент инерции плиты γ относительно оси поворота плиты	J_s	кгс.м.сек ²	6,0	5,3	6,2	5,3	6		
11	Число оборотов электродвигателя	$n_{эв}$	об/мин	10000	10000	10000	10000	10000		
12	Число i - шев колес насоса	Z_8 / Z_9	-	20/10	18/12	26/13	22/11	18/12		

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Модуль зубчатых колес 8,9	m	мм	4,5	3,5	4	5	4,5
14	Модуль толкателя кулачкового механизма	h	м	0,012	0,013	0,014	0,015	0,015
15	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	20	22	24	20	22
16	Рабочий угол поворота кулачка	$\varphi_{раб}$	град	240	260	280	260	240
17	Угловая координата для силового расчета	β	град	15	20	10	30	15
18	Скорость вращения кулачка	n_k	об/мин	50	60	70	60	50

Таблица 86-2

Зависимость момента $M_{тр}$ от угла поворота плиты β

β	град	0	15	30	45	60	75	β_{max}
$\frac{M_{тр}}{M_{тр\max}}$	-	1	0,9	0,72	0,6	0,5	0,43	0,35

Задание № 97

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА ПОРТАЛЬНОГО КРАНА

Портальные краны применяются для механизации погрузочно-разгрузочных работ в морских и речных портах. Стреловое устройство крана (рис. 37а) выполнено по схеме механизма Чебышева ("тримало Чебышева") и состоит из стрелы 3, хобота 5, укосины 6 и стойки 4. Размеры звеньев этого механизма подобраны так, что при изменении угла ψ от его наименьшего значения $\psi_1 = 55^\circ$ (наибольший вылет крана) до его наибольшего значения $\psi_2 = 95^\circ$ (наименьший вылет) крюковая обойма (точка E) перемещается на рабочей части траектории практически по горизонтальной прямой. Изменение наклона стрелы 3 осуществляется с помощью четырехзвенного механизма $OABF$, одним из звеньев которого является стрела 3, а остальные - кривошип I, педаль 2, стойка 4. (Коэффициент изменения средней угловой скорости $K_{\omega} = 1$)

Вращение кривошипа I от электродвигателя 7 (рис. 87б) осуществляется через зубчатую передачу 9,10 (модуль $m = 5$ мм), планетарный редуктор II и зубчатую передачу 15, 16. Планетарный редуктор II представляет собой сдвоенную последовательно расположенную планетарную передачу, состоящую из одноplanetных колес 12, 17, 14; число сателлитов $K = 3$ в каждом ряду.

На валу электродвигателя насажен тормозной шкив тормоза 8 механизма. Колесо 10 выполнено заодно с кулачком 17, перемещающим толкатель 18, масляного насоса (рис. 87в).

Закон изменения ускорения толкателя 18 кулачкового механизма в пределах рабочего угла кулачка 17 показан на рис. 87г. Внеосность толкателя $e = 0,005$ м, максимально допустимый угол давления $\alpha_{доп} = 30^\circ$. Крутящий момент M асинхронного электродвигателя 7 трехфазного тока задан в функции скорости (рис. 87д). На этом графике $n_{кр}$ - число оборотов, соответствующее критическому моменту $M_{кр}$ на валу электродвигателя; $n_{хх}$ - то же на холостом ходу электродвигателя; $n_{кр} = 0,8 n_{хх}$. Если угловую скорость электродвигателя выразить в долях от угловой скорости холостого хода $x = \frac{\omega}{\omega_x}$, то функция $M = f(x)$ на рабочем участке характеристики электродвигателя $0,85 < x < 1$ (линия cd в рис. 87д) может быть аппроксимирована линейной зависимостью $M = 16M_H(1-x)$.

где M_H - момент электродвигателя при номинальной нагрузке.

Примечания: 1. Потери на трение в кинематических парах механизма не зависят от положения механизма и их приведенный к валу электродвигателя момент составляет $M_{тр}^{пр} = 0,4 M_H$.

2. При заданных условиях в процессе работы механизма можно выделить две стадии. Во время первой стадии электродвигатель после включения практически мгновенно набирает скорость от 0 до значения ω_1^* , соответствующего $M_{тр}^{пр}$. Поэтому первая стадия протекает чрезвычайно быстро, так что стрела практически не успевает переместиться. Во время второй стадии стрела поворачивается из одного крайнего положения в другое. При этом работа электродвигателя происходит на рабочем участке его характеристики (рис. 87д, участок dc). Динамический анализ этой второй стадии и надлежит сделать, приняв $\varphi_{нач} = 0$; $\dot{\varphi}_{нач} = 0$;

$$(\omega_1)_{нач} = \frac{\omega_1^*}{i_{общ}}$$

3. Центр масс звеньев 3 и 6 находится посередине этих звеньев, звена 5 - в точке C . Массами звеньев 1 и 2 можно пренебречь.

4. Угловую скорость кулачка считать постоянной и равной скорости, соответствующей работе механизма при M_H .

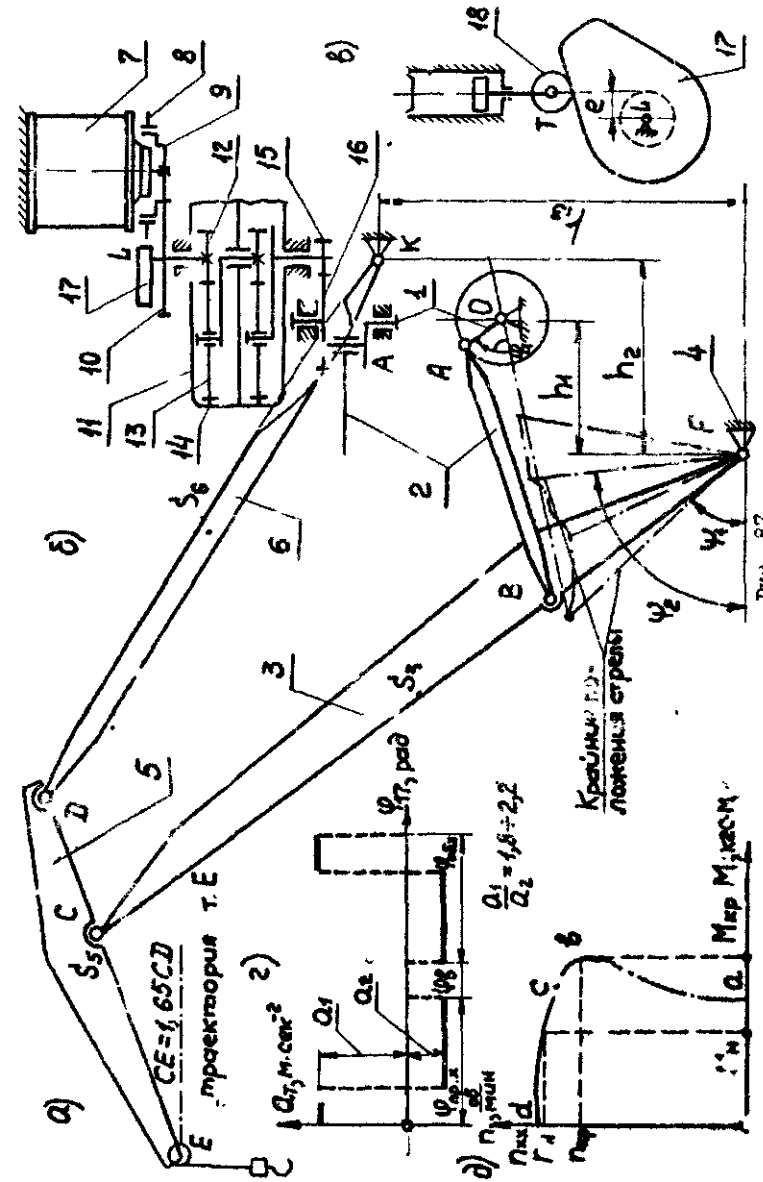


Рис. 87

Исходные данные

№ по порядку	Наименование параметра:	Обозначение	Размерности	Числовые значения для всех вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Конструктивные размеры	l_{pc} l_{co} l_{ax} h_1 h_2 h_3 l_{FB} G_3 G_6 G_6	м м м м м м м тс тс тс	17 3 13,5 3,5 4,5 8 5 10 3,5 1,5	20 4 16 3,5 4,5 8 5 12 4,2 2	23 5 18 4 5 9 5 15 5 3	17 3 13,5 3,0 4,0 7 4 12 4 1,7	21 4 17 3,5 4,0 7,5 4,5 14 5 2
2	Силы тягести	G_3 G_6	тс	10 3,5	12 4,2	15 5	12 4	14 4,5
3	Момент инерции: а) стрелы 3 б) хобота 5 в) укосины 6 г) вращающиеся детали (зубчатые колеса, кривошип и т.д.), приведенный к валу электро-двигателя	J_{3F} J_{3c} J_{6K} J_{0P}	кгс.м.сек ² кгс.м.сек ² кгс.м.сек ² кгс.м.сек ²	120000 340 11500 0,005	150000 400 14000 0,007	200000 500 16000 0,01	190000 400 12000 0,005	150000 450 15000 0,007
4	Маховой момент ротора электро-двигателя	$G \cdot D^2$	тс.м ²	1,1	1,2	1,4	1,0	1,2
5	Угловая скорость электродвигателя на холостом ходу	n_{xx}	об/мин	750	750	1000	1000	750
6	Критический момент на валу электро-двигателя	$M_{кр}$	кгс.м	27	30	34	27	32

Продолжение табл. 87-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
7	Номинальный момент на валу электродвигателя	M_H	тс.м	13,5	15	17	13,5	16
8	Передающее отношение механизма привода от 3-го до 16-го звена	$i_{мех}$	-	1100	1150	1250	1250	1200
9	Число зубьев колес	Z_9/Z_{10} Z_{15}/Z_{16} q_1^*	- град м	10/28 12/80	10/29 11/85	11/28 12/90	10/31 12/88	10/28 11/87
10	Угловая координата звена I для силового расчета	h	град	60	90	120	90	60
11	Угол поворота куличника, соответствующий: а) прямому ходу б) встав	$\varphi_{пх}$ $\varphi_{вс}$	град	0,025	0,03	0,025	0,03	0,025
12	Угол поворота куличника, соответствующий: а) прямому ходу б) обратному ходу толкателя	$\varphi_{пх}$ $\varphi_{обх}$	град	60	70	80	60	80
13	Соотношение между величинами ускорений толкателя	$\nu = \frac{a_1}{a_2}$	-	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОПЕРЕЧНОГО
СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА С ДВОЙНЫМ ЧИСЛОМ РАБОЧИХ
ХОДОВ

Поперечно-строгальный станок предназначен для строгания плоских поверхностей. Резание металла осуществляется резцом, закрепленным в резцовой головке 5 (рис. 88а) при ее возвратно-поступательном движении в горизонтальном направлении (вылет резца $l_p = 0,18$ м). Для движения ползуна с резцовой головкой используется шестизвенный рычажный механизм, состоящий из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, шатуна 4, ползуна 5 и стойки 6.

Кривошип 1 приводится в движение электродвигателем 16 (рис. 88б), который муфтой 15 соединяется с планетарным редуктором (зубчатые колеса 12-13-14, число сателлитов $K = 3$). Выходной вал редуктора через открытую зубчатую передачу, состоящую из колес 10 и 11, связан с валом кривошипа. На этом валу установлены также шкивы 17 и два кулачка 8 и 9 для осуществления перемещения стола 7 (подача детали).

Ориентация звеньев 3, 4, 5 и их размеры позволяют получить удвоенное число рабочих и холостых ходов резцовой головки за один оборот кривошипа, что ведет к повышению производительности станка. При этом из-за неравенства $\varphi_1 \text{ рад}$ и $\varphi_2 \text{ рад}$ (угловые перемещения кривошипа, соответствующие первому и второму рабочим ходам) средние скорости резца в пределах рабочих ходов будут незначительно (примерно 10-20%) отличаться друг от друга, что вызывается соответствующей подачей детали, а следовательно, и значениями сил резания (рис. 88в). В направляющих ползуна 5 постоянно действует сила трения F . Ход H ползуна выбирается в зависимости от длины l_d обрабатываемой детали с учетом длины перебегов l_n в начале и в конце рабочих ходов. Длина хода H ползуна 5 не может изменяться при наладке станка. Во время перебегов и холостых ходов осуществляется перемещение стола 7 на величину подачи и обрабатываемой детали с помощью особого устройства, приводимого в движение кулачковым механизмом с коромысловым толкателем (рис. 88г), состоящим из кулачка 3, толкателя 18 и ролика 19. Так как за один оборот кривошипа резец имеет два рабочих хода (и два холостых), то подача стола 7 осуществляется двумя ку-

лачками, закрепленными на валу 1 друг относительно друга на требуемый угол (170°).

Закон изменения тангенциальной составляющей ускорения точки E толкателя 18 представлен на рис. 88д.

Примечания: 1. Длины ходов H ползуна 5 в пределах рабочих ходов будут равны при условии, что звено 3 имеет симметричное отклонение от начального положения (положения, когда звенья 3, 4, 5 расположены по одной горизонтальной прямой). Отношение расстояний от точки A до центра тяжести S_2 шатуна 2 к длине шатуна . . .

$$AS_2 : AB = 1 : 3.$$

2. Станок приводится в движение асинхронным электродвигателем трехфазного тока, зависимость крутящего момента M от числа оборотов (угловой скорости, изображена на рис. 88е, где $M_{кр}$ - критический момент на валу электродвигателя; $n_{кр} = 1150$ - число оборотов, соответствующее $M_{кр}$, $n_{хх} = 1500$ - число оборотов холостого хода, $n_{ном} = 1410$ - номинальное число оборотов электродвигателя).

Если угловую скорость электродвигателя выразить в долях от угловой скорости его холостого хода $\lambda = \frac{\omega}{\omega_{хх}}$, то заданная механическая характеристика электродвигателя может быть аппроксимирована на участке ac функцией $M = M_{кр} \frac{6}{17} (4x^2 - \frac{1}{6} + 1)$, а на участке cd функцией $M = M_{кр} \frac{4}{5} (24x^2 - 37x + 13)$.

3. При пуске станка механизм подачи отключен и мощность двигателя на его работу не расходуется. Начальная угловая скорость при пуске $\omega_{нач} = 0$.

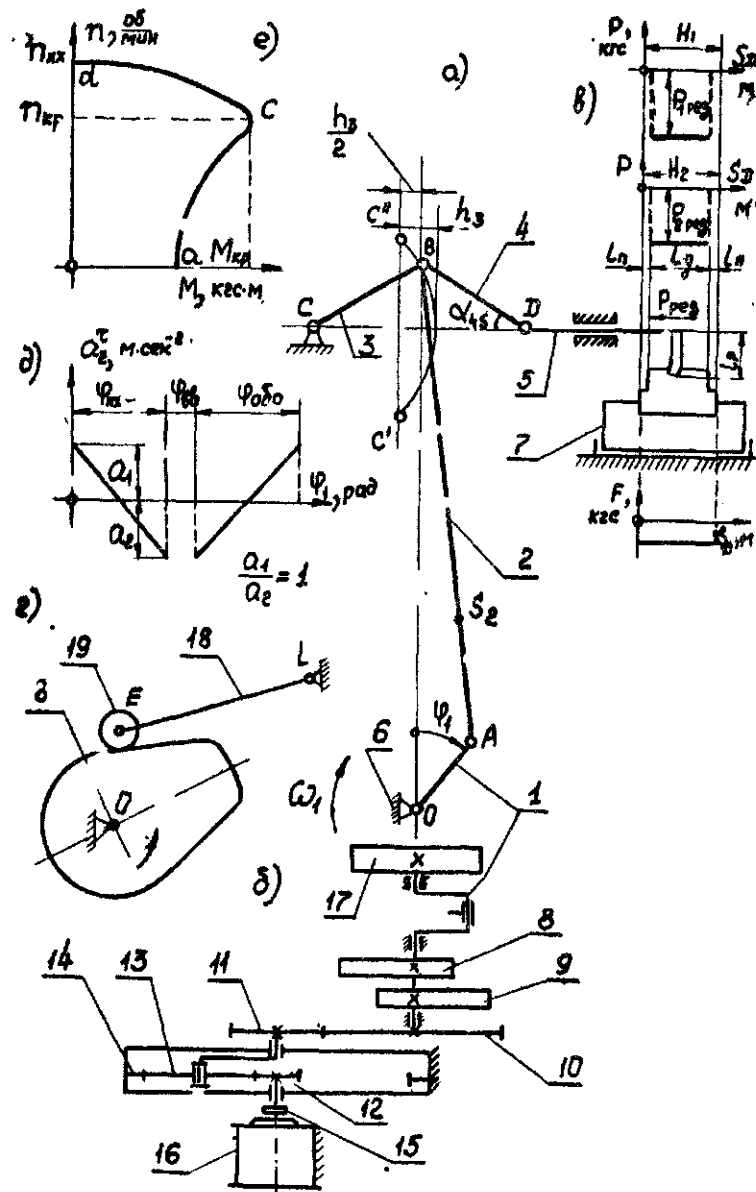


Рис. 88

Таблица 88-1

Исходные данные

№ по под.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов								
				A	B	В	Г	И				
I		3	4	5	6	7	8	9				
I	Длина детали	l_2	м	0,07	0,06	0,09	0,07	0,09				
2	Длина перебега реза	l_3	м	0,015	0,012	0,02	0,018	0,02				
3	Максимально допустимый угол деления звеньев 4-5	α_{45}	град	45	40	45	40	45				
4	Отношение длин кривошипа I к длине шатуна 2	l_{01}/l_{02}	-	1/5	1/6	1/6	1/5	1/6				
5	Длина резца	$F_{рез}$	кгс	12	100	140	120	150				
6	Сила резания	$P_{рез}$	кгс	80	70	100	80	125				
7	Сила трения	F	кгс	15	12	20	20	25				
8	Сила тяжести шатуна 2	G_2	кгс	24	22	30	28	32				
9	Сил тяжести ползуна 5	G_5	кгс	70	60	90	80	90				
10	Момент трения в кинематическом паре механизма	$M_{тр}$	кгс·м	1,2	1,2	1,0	1,3	1,7				
11	Угловая координата коленчатого вала для силового расчета	φ_1	град	210	240	270	210	240				
12	Константа электродвигателя	$N_{эл}$	кВт	1,5	1,0	1,0	1,0	1,0				
13	Критический момент электродвигателя	$M_{крит}$	кгс·м	14	14	20	14	17				
14	Граничные отклонения от электродвигателя IO до кривошипа I	δ	-	1,5	1,0	1,0	1,0	1,7				

1	2	3	4	5	6	7	8	9
15	Момент инерции ротора электродвигателя, приведенный к валу кривошипа I	$J_{дв}$	кгс.м.сек ²	0,12	0,12	0,18	0,13	0,18
16	Сумма моментов инерции редуктора, зубчатых колес I0 и I1, приведенных к валу кривошипа I	$J_{ред}$	кгс.м.сек ²	0,28	0,25	0,32	0,30	0,34
17	Момент инерции маховика I7	$J_{м}$	кгс.м.сек ²	3,5	3,2	3,5	3,6	3,6
18	Момент инерции вала 2 относительно оси, проходящей через центр S_2 его масс	J_2	кгс.м.сек ²	0,12	0,12	0,18	0,14	0,18
19	Число зубьев колес I0, II, с модулем $m = 5$ мм	$Z_{0/II}$	-	10/12	11/24	11/26	11/27	12/28
20	Длина коромысла I8	$l_{ЕК}$	м	0,18	0,20	0,22	0,22	0,20
21	Угловой ход коромысла I8	β	град	15	20	18	15	20
22	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	40	30	35	30	40
23	Углы поворота кулачков (и звена I), соответствующие: а) прямому ходу толкателя I8 б) верхнему выстулу толкателя I8 в) обратному ходу толкателя I8	$\varphi_{пр}$ $\varphi_{вв}$ $\varphi_{обр}$	град	40 15 40	35 20 35	40 20 40	30 15 30	45 20 45
24	Начальное положение звена I при разгоне	$\varphi_{н}$	град	180	90	180	90	180

ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект включает графическую часть (четыре листа формата 24) и расчетно-пояснительную записку (ее ориентиры, олочны объем 30-35 страниц формата II).

Лист 1. Проектирование основного механизма и определение закона его движения

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям.
2. Определение закона движения механизма при неустановившемся режиме (построение диаграммы изменения угловой скорости и углового ускорения звена привода за время работы механизма).
3. Построение диаграммы времени движения.

Лист 2. Силевой расчет основного механизма

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме в заданном положении механизма. Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.
2. Построение картины силового нагружения механизма.
3. Определение сил в кинематических парах механизма.
4. Оценка точности расчетов, выполненных на 1-м и 2-м листах.

Лист 3. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи при нарезании колес инструментом со стандартным рабочим исходным контуром ($\alpha = 20^\circ$; $A^* = 1,0$; $C^* = 0,25$).
2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая переходный контур) методом обкатки.
3. Построение схемы зацепления двух колес с указанием основных размеров и элементов колес и передаточного отношения.
4. Проектирование планетарного редуктора (подбор чисел зубьев по заданной схеме, передаточному отношению и известному числу

сателлитов. Зубчатые колеса редуктора нулевые, имеющие модуль, равный единице.

5. Построение треугольников линейных скоростей (плана чисел оборотов) звеньев спроектированного редуктора и проверка передаточного отношения графическим способом.

Лист 4. Проектирование кулачкового механизма

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя по заданному закону изменения ускорения его.
2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов по заданному допустимому углу давления $\alpha_{доп}$.
3. Построение центрового и конструктивного профиля кулачка.
4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

СОДЕРЖАНИЕ

Задание № 79. Проектирование и исследование механизмов мотороллера	3
Задание № 80. Проектирование и исследование механизмов двухступенчатого двухцилиндрового воздушного компрессора	7
Задание № 81. Проектирование и исследование механизмов одноцилиндровой двухступенчатой компрессорной установки	12
Задание № 82. Проектирование и исследование механизмов мембранного насоса	17
Задание № 83. Проектирование и исследование механизмов подачи деталей на транспортер	21
Задание № 84. Проектирование и исследование механизмов кривошипно-ползунного пресса	25
Задание № 85. Проектирование и исследование механизмов привода ковша экскаватора	28
Задание № 86. Проектирование и исследование механизмов перемещения крышки люка	33
Задание № 87. Проектирование и исследование механизмов изменения вылета порталного крана	37
Задание № 88. Проектирование и исследование механизмов поперечно-строгального станка с двойным числом рабочих ходов	42
Объем и содержание курсового проекта	47