

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

---

СБОРНИК ЗАДАНИЙ ДЛЯ КУРСОВОГО  
ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ПО КУРСУ «ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ»

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

---

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

---

Утверждено  
редсоветом МВТУ  
как учебное пособие

СБОРНИК ЗАДАНИЙ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ПО КУРСУ "ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ"

Под редакцией И.Н.Ермаковой

Данное учебное пособие издается в соответствии с учебным планом. Рассмотрено и одобрено кафедрой теории механизмов 24.02.86 г., методической комиссией факультета 01 27.02.86 г. и учебно-методическим управлением 04.04.86 г.

Рецензенты: д.т.н. проф. Крайнев А.Ф.,  
к.т.н. доц. Мусатов А.К.

© Московское высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

АВТОРЫ:

В.М.Анопин (задания № 123, 124), И.Н.Ермакова (задания № 112, 113, 114, 116, 117, 121, 122), В.В.Каганова (задание № 120), Ю.В.Костиков (задание № 125), И.В.Леонин (задание № 115), С.А.Попов (задание № 126), В.Б.Тарабарин (задания № 111, 113, 114), Г.А.Тимофеев (задания № 118, 119), Ф.И.Фурсяк (задание № 125), С.И.Чебурной (задание № 117), И.Н.Чернышева (задание № 126), В.И.Бирюков (задание № 118), А.М.Ахтямов (задание № 119).

Сборник включает 16 новых заданий для курсового проектирования по теории машин и механизмов. Для проектирования и исследования предложены механизмы машинных агрегатов, работающих в переходном или в установившемся режимах. Нумерация заданий продолжает нумерацию предыдущих восьми выпусков сборников заданий для курсового проектирования. В приложении даны паспортные данные электродвигателей серии 4А.

Редактор О.М.Королева

Корректор Л.И.Малютина

Заказ 1247. Объем 4,25 п.л. (4 уч.-изд.л.)

Тираж 1000 экз.

Подписано в печать 02.09.86г. Цена 15 коп.

План 1986 г., № 33.

Типография МВТУ. 107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.

З а д а н и е № III

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВОГО МАНИПУЛЯТОРА

Манипулятор (рис. IIIа) выполняет следующие операции: захват заготовки, перемещение заготовки в вертикальной и горизонтальной плоскости, вращение заготовки вокруг ее оси. Манипулятор состоит из подвижного основания 6, хобота 5, схвата 5' и механизмов подъема хобота, его выравнивания (изображен штриховой линией), вращения схвата, а также гидравлических и электрических приводов.

Механизм подъема состоит из гидроцилиндра 3 со штоком 2, коромысла 1, шатуна 4 и коромысла (хобота) 5. Регулирование давления в гидроцилиндре осуществляется кулачковым механизмом, кулачок 15 которого установлен на звене 1, а толкатель 14 соединен с регулятором давления. График изменения силы  $F_2$ , действующей на поршень 2 при подъеме хобота с грузом, представлен на рис. IIIв.

Механизм вращения схвата приводится в движение от электродвигателя 7 через двухрядный планетарный редуктор 10-11-12 и зубчатую передачу 8-9 (см. рис. IIIа). Для предохранения механизма от перегрузок в редукторе установлена фрикционная муфта 13, которая обеспечивает два режима движения: с остановленным колесом 12 и с остановленным колесом 10.

Примечания. 1. Синтез кулисного механизма 1-2-3 производят по допустимому углу давления  $[\delta] - \beta/2$ , ходу поршня  $H_p$  и отношению  $(l_{AB})_{min} / H_p$ ; синтез четырехшарнирного механизма 1-4-5-6 производят по трем положениям звена 5 и соответствующим углам поворота коромысла 1 (рис. IIIб).

2. Силу  $F_{2H}$  (см. рис. IIIв) рассчитывают из условия возможности начала движения  $(M_{F2})_H = (1,6 + 1,8) \cdot (M_{0Г}^{np} + M_{05}^{np})_H$ ;

силу  $F_{2К}$  - из равенства  $(M_{F2})_K = (M_{0Г}^{np} + M_{05}^{np})_K$ ; силу  $F_2^*$  - из условия безударного останова:  $\omega_{1К} = 0$  при равенстве работ

$$A_{F2}^4 = |A_{05}^4 + A_{0Г}^4| \text{ за время поворота (цикл).}$$

3. Закон движения толкателя  $S_a = 0,5 h_a (1 - \cos 2\pi \frac{\varphi_{15}}{\varphi_p})$  дан на рис. IIIг.



Окончание табл. III.1

I	2	3	4	5	6	7	8	9
9	Угловые размеры	$\angle BCD$ $\angle EFK$	град град	180 90	90 90	180 90	90 90	180 90
10	Масса звеньев 4, 5 и груза и моменты инерции относительно их центров масс	$m_4$ $J_{45}$ $m_5$ $J_{55}$ $m_r$	кг кг·м <sup>2</sup> кг кг·м <sup>2</sup> кг	500 45 8000 16670 2000	450 40 7500 13250 2000	350 42 6000 14500 1500	600 50 9000 18750 2000	500 42 7000 10290 1500
11	Угловая координата звена I (для силового расчета механизма)	$\varphi_1$	град	10	20	35	10	20
12	Число зубьев колес 8 и 9	$z_8; z_9$	-	11; 18 12	13; 19 12	11; 21 12	11; 19 12	13; 21 12
13	Модуль колес	$m$	мм	12	12	12	12	12
14	Передающее отношение планетарного редуктора	$u_{14}$	-	14	16,5	17,5	12,0	13
15	Число блоков сателлитов	$k$	-	3	3	3	3	3
16	Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_p; \gamma_p$	град	90	90	90	90	90
17	Ход толкателя в кулачковом механизме	$h_e$	м	0,04	0,03	0,025	0,04	0,03
18	Внесность толкателя	$e$	м	0,02	0,01	0,01	0,02	0,01
19	Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$[\vartheta]$	град	30	35	30	35	30

## Задача № 112

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
ПОДЪЕМА И ПОВОРОТА СХВАТА МАНИПУЛЯТОРА

Манипулятор предназначен для загрузки и разгрузки нагревательных печей. Подъем заготовок (слитков) 9, захваченных схватом 8 манипулятора, на высоту  $H_9$  осуществляется рычажным механизмом с качающимся гидроцилиндром I (рис. 112а). Сила, действующая на звено 2 (поршень со штоком) и перемещающая его относительно цилиндра I, изменяется согласно графику ( $F_2, S_{21}$ ) на рис. 112б. Движение от штока 2 передается звеньям 3, 4, 5, 6 и хоботу 7 со схватом 8 (см. рис. 112а). Вращение (поворот) схвата 8 с заготовкой 9 относительно хобота 7 осуществляется от электродвигателя 13 через двухрядный планетарный редуктор 14 со смешанным зацеплением (число блоков сателлитов  $k = 3$ ) и зубчатую передачу с колесами  $z_8$  и  $z_9$  (модуль колес  $m = 10$  мм).

Давление в гидроцилиндре I устанавливается регулятором давления, золотник которого кинематически связан с толкателем 12 кулачкового механизма. Кулачок 11 жестко связан с коромыслом 5. Закон движения толкателя дан на рис. 112в. Допустимый угол давления  $[\vartheta] = 30^\circ$ . При удалении толкателя сила  $F_2$  изменяется от начального  $F_{2H}$  до конечного  $F_{2K}$  значения (рис. 112б), т.е. угол  $\varphi_{уд}$  соответствует перемещению  $S_{21} = 0,8H_{21}$ .

**Примечания.** 1. При проектировании рычажного механизма обеспечиваются равенство углов давления в шарнире B в его крайних положениях; принимают  $l_{AB_0} = 1,5H_{21}$ ,  $l_2 = 1,2H_{21}$ ,  $l_{BS2} = 0,6l_2$  ( $l_2$  - длина звена 2);  $l_{CD} = l_{OM}$ ;  $l_{CE} = l_{OK} = 0,8l_{CD}$ .

2. Силу  $F_{2H}$  рассчитывают из условия возможности начала движения ( $M_{F_2}^{np})_H = 1,3(M_{07}^{np} + M_{09}^{np})_H$ ; силу  $F_{2K}$  - из условия ( $M_{F_2}^{np})_K = (M_{07}^{np} + M_{09}^{np})_K$ ; силу  $F_2^*$  - из условия безударного останова:  $\omega_{2K} = 0$  при равенстве работ  $A_{F_2}^u = |A_{07}^u + A_{09}^u|$  за время подъема (цикл).

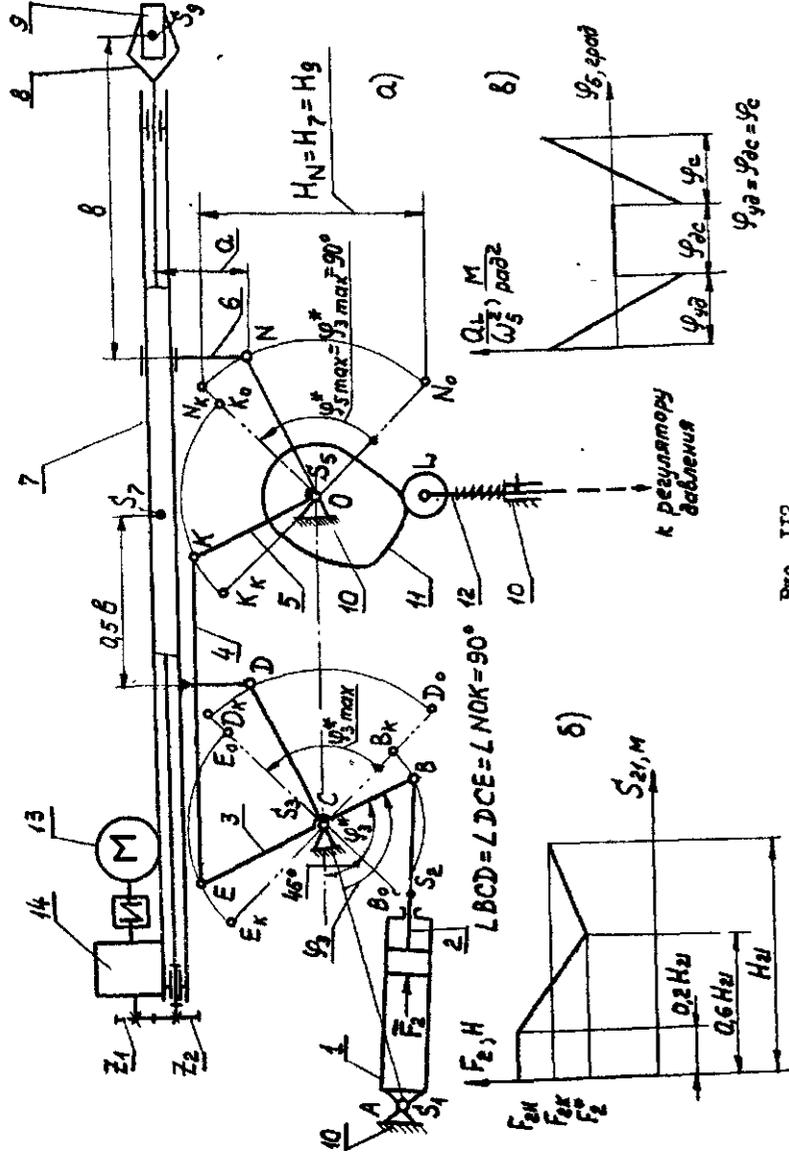


Рис. 112

Таблица II.2.1

Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				A	B	В	Г	Д
1	Высота подъема хобота 7 и заготовки 9	$H_7 = H_9$	м	0,7	0,72	0,74	0,78	0,8
2	Массовое расстояние	$\rho_{cc} = \rho_{EK}$	м	1,1	1,2	1,3	1,5	1,6
3	Расстояние от шарниров D и N до оси хобота 7 и слета 8	$a$	м	0,22	0,24	0,25	0,28	0,3
4	Координата центра масс $S_9$	$b$	м	1,0	1,1	1,2	1,4	1,5
5	Ход поршня 2 в цилиндре 1	$H_{21}$	м	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63
6	Массы звеньев 1, 2, 3 и 5	$m_1 = m_2$ $m_3 = m_5$	кг	30	30	30	30	30
7	Массы хобота 7 и слета 8 (с приводом)	$m_4 = m_5$	кг	100	110	120	140	150
8	Масса заготовки 9	$m_{45}$	кг	2000	2100	2200	2300	2500
9	Моменты инерции звеньев 1, 2, 3 и 5 относительно их центров масс	$J_{15} = J_{25}$ $J_{35} = J_{55}$	кг·м <sup>2</sup>	1,1	1,2	1,3	1,5	1,6
10	Угол поворота коромысла 3 (для силового расчета механизма)	$\varphi_3^*$	град	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0
11	Число зубьев колес	$z_1; z_2$	-	10	20	30	50	60
12	Передающее отношение редуктора	$u_{1h}$	-	11; 20	12; 20	14; 22	15; 25	14; 25
13	Ход толкателя 12 кулачкового механизма	$h_L$	м	16	18	20	22	23
				0,018	0,020	0,022	0,024	0,025

З а д а н и е № II3 ,

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
КОВОЧНОГО МАНИПУЛЯТОРА

Манипулятор предназначен для подачи нагретых заготовок (слитков) в рабочее пространство ковочного агрегата. Структурная схема механизмов манипулятора, осуществляющих подъем заготовки 9, захватой схватом, дана на рис. II3а.

С целью подъема хобота 6 (вместе со схватом и заготовкой 9) в гидроцилиндр I подается под давлением масло. При этом сила, действующая на звено 2 (поршень со штоком), изменяется согласно графику ( $F_2, S_{21}$ ) на рис. II3б. Движение от штока 2 передается коромыслам 3 и 5, шатуну 4, хоботу 6, а также цилиндру 8 со штоком 7, которые во время подъема хобота не имеют относительного перемещения (и рассматриваются как одно звено). Подъем хобота на максимальную высоту  $H_6$  соответствует повороту коромысел 3 и 5 на углы  $\varphi_{3max}^* = \varphi_{5max}^* = 90^\circ$ .

Давление в гидроцилиндре I изменяется с помощью регулятора давления, золотник которого кинематически связан с толкателем II кулачкового механизма (закон движения толкателя дан на рис. II3г). Кулачок II жестко связан с коромыслом 3. Угол поворота кулачка  $\varphi_{4d}$  при удалении толкателя соответствует перемещению штока  $S_{21} = 0,9 H_{21}$ , при котором движущая сила  $F_2$  изменяется от начального ( $F_{2H}$ ) до конечного ( $F_{2K}$ ) значения.

После подъема хобота осуществляется его поворот относительно теперь уже неподвижного шарнира N, при этом центр масс  $S_9$  заготовки 9 перемещается из нижнего положения  $S_9'$  в положение  $S_9''$ . Для поворота хобота 6 на угол  $\varphi_{6max}^*$  (и подъема заготовки 9 на высоту  $H_9$ ) подается масло в полость гидроцилиндра 8. При этом сила, действующая на звено 7 и вызывающая его перемещение  $S_{48}$  относительно цилиндра 8, изменяется согласно графику ( $F_4, S_{48}$ ) на рис. II3в.

На рис. II3 не показаны механизм поворота схвата относительно хобота 6: схват получает вращение от электродвигателя через двухрядный планетарный редуктор со смешанным зацеплением и зубчатую передачу (см. рис. IIIа и II2а).

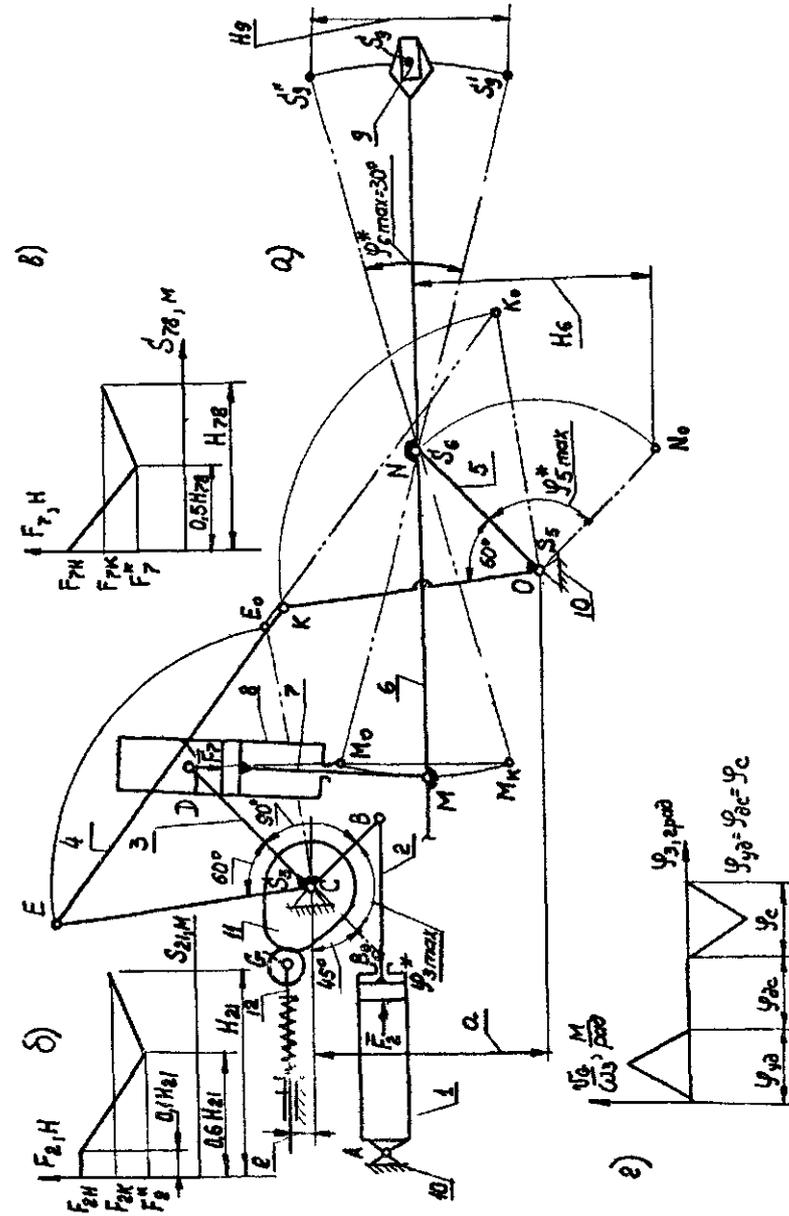


Рис. II3

**Примечания.** I. При проектировании рычажных механизмов обеспечивают равенство углов давления в шарнире В в его крайних ( $B_0, B_K$ ) положениях и аналогично в шарнире М в его крайних ( $M_0, M_K$ ) положениях. Принимают  $l_{AB_0} = 1,5 H_{21}$ ,  $l_2 = 1,2 H_{21}$  ( $l_2$  - длина звена 2);  $l_{CB} = l_{ON}$ ;  $l_{CE} = l_{OK} = 1,5 l_{CD}$ ;  $l_{EK} = l_{CO}$ .

2. Силу  $F_{2H}$  рассчитывают из условия возможности начала движения  $(M_{F2}^{np})_H = 1,5(M_{\theta\theta}^{np} + M_{\theta\theta}^{np})_H$ ; силу  $F_{2K}$  - из равенства  $(M_{F2}^{np})_K = (M_{\theta\theta}^{np} + M_{\theta\theta}^{np})_K$ ; силу  $F_2^*$  - из условия безударного останова механизма;  $\omega_{3K} = 0$  при равенстве работ  $A_{F2}^u = |A_{\theta\theta}^u + A_{\theta\theta}^u|$  за время подъема хобота (цикл).

3. Силу  $F_{\gamma H}$  рассчитывают, пользуясь одним из следующих условий:  $(M_{F\gamma}^{np})_H = 1,5(M_{\theta\theta}^{np})_H$  или  $F_{\gamma H}(h_{F\gamma})_H = 1,5 G_{\theta}(h_{\theta\theta})_H$  (эти условия обеспечивают возможность начала поворота хобота 6 относительно шарнира N и подъема заготовки 9). Силу  $F_{\gamma K}$  определяют из условия  $(M_{F\gamma}^{np})_K = (M_{\theta\theta}^{np})_K$  или из равенства  $F_{\gamma K}(h_{F\gamma})_K = G_{\theta}(h_{\theta\theta})_K$ ; силу  $F_{\gamma}^*$  - из условия безударного останова хобота в конечном положении, т.е. из равенства работ  $A_{F\gamma}^u = |A_{\theta\theta}^u|$  за время поворота хобота (цикл). Здесь  $(h_{F\gamma})_H, (h_{F\gamma})_K, (h_{\theta\theta})_H$  и  $(h_{\theta\theta})_K$  - плечи сил  $F_{\gamma}$  и  $G_{\theta}$  в начальном и конечном положениях звена 6.

4. Проектирование планетарного редуктора и зубчатой передачи проводят по исходным данным задания № III.

Таблица I13.1

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				A	B	B	Г	Д
I	Высота подъема хобота 6	H	м	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5
2	Максимальный угол поворота коромысел 3 и 5	$\gamma_{3max}^*$ , $\gamma_{5max}^*$	град	90	90	90	90	90
3	Координата оси O	a	м	0,56	0,52	0,48	0,44	0,4
4	Межосевое расстояние	$l_{CO}$	м	0,84	0,78	0,72	0,66	0,6
5	Ход поршня 2 в цилиндре I	$H_{21}$	м	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4
6	Высота подъема заготовки 9	$H_9$	м	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45
7	Масса коромысел 3 и 5	$m_3 = m_5$	кг	250	240	230	220	210
8	Масса хобота 6	$m_6$	кг	2500	2000	1500	1400	1200
9	Масса заготовки 9	$m_9$	кг	1200	1000	800	700	650
10	Моменты инерции звеньев 3, 5 и 6 относительно их центров масс	$J_{35} = J_{55}$	кг·м <sup>2</sup>	20	18	16	14	12
11	Угол поворота звена 3 (для силового расчета механизма)	$\gamma_{\theta 3}^*$	град	1000	800	700	600	500
12	Ход толкателя в кулачковом механизме	$h_{\theta}$	м	10	20	30	60	70
13	Внеосность толкателя	e	м	0,024	0,022	0,02	0,018	0,016
14	Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$[\gamma]$	град	0,012	0,01	0,01	0,01	0,008
				35	35	35	30	30

Таблица II.4.1

## Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов						
				А	Б	В	Г	Д		
1	Высота подъема заготовки 7	$H_7$	м	1,8	2,0	2,1	2,2	2,4		
2	Расстояние от оси $O$ поворота хобота 5 до центра масс $S_7$ заготовки	$\rho_{ост}$	м	3,5	3,6	4,0	4,1	4,5		
3	Координата оси $C$ коромысла 3	$a$	м	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4		
4	Ход поршня 2 в цилиндре I	$H_{21}$	м	0,63	0,63	0,71	0,71	0,8		
5	Максимальный угол поворота коромысла 3	$\varphi_{3max}^*$	град	90	90	90	90	90		
6	Масса коромысла 3	$m_3$	кг	220	220	230	230	240		
7	Масса хобота 5 и свата 6 (с приводом)	$m_{57}$	кг	2000	2200	2400	2500	2600		
8	Масса заготовки 7	$m_7$	кг	1000	1200	1400	1500	1600		
9	Моменты инерции звеньев 3 и 5 относительно их центров масс	$J_{35}$	кг·м <sup>2</sup>	12	14	15	16	18		
10	Угол поворота коромысла 3 (для силового расчета механизма)	$\varphi_3$	град	2200	2500	3400	3600	4500		
11	Число зубьев колес	$z_1; z_2$	-	10	20	30	60	70		
12	Передаточное отношение редуктора	$u_{1k}$	-	10;18	11;20	12;22	14;24	15;25		
13	Ход толкателя кулачкового механизма	$h_N$	м	15	17	19	21	26		
14	Внесность толкателя	$e$	м	0,026	0,028	0,03	0,032	0,034		
			м	0,012	0,014	0,015	0,016	0,016		

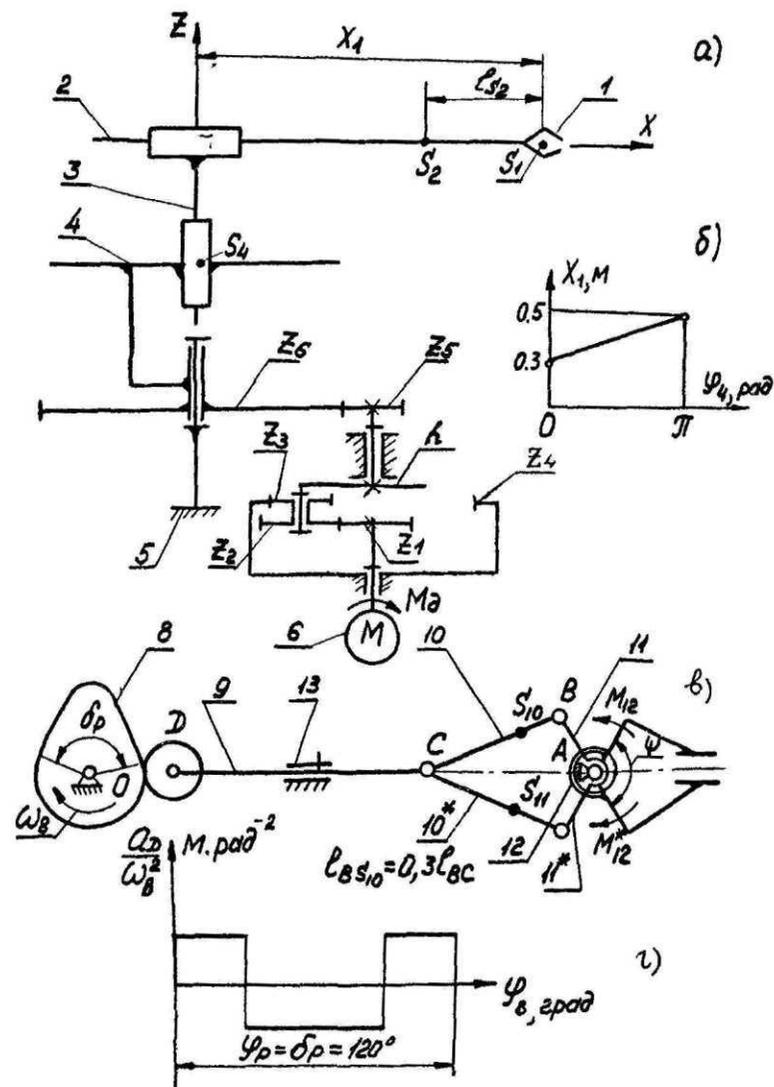


Рис. 115

Таблица 115.1

Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	Момент двигателя при резгоне	$M_D$	Н·м	6	7	7,5	6,5	8
2	Момент трения в кинематической паре штырь-стол 4	$M_T$	Н·м	0,5	0,5	1,0	0,5	1,0
3	Масса шкваты с грузом	$m_1$	кг	4	4,5	5	5,5	6
4	Масса руки 2	$m_2$	кг	30	30	30	30	30
5	Координата центра масс руки 2	$l_{S_2}$	м	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4
6	Момент инерции ротора двигателя	$J_{rot}$	кг·м <sup>2</sup>	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5
7	Момент инерции стола 4 относительно $S_4$	$J_{45}$	кг·м <sup>2</sup>	0,8	0,8	0,85	0,9	1
8	Ход толкателя-ползуна 9	$H$	м	0,008	0,007	0,006	0,006	0,0075
9	Отношение длин шатуна 10 к коромыслу 11	$\lambda = \frac{l_{AB}}{l_{AB}}$	-	2,5	2,4	2,5	2,4	3
10	Масса ползуна и шатуна	$m_9 = m_{1,10}$	кг	0,1	0,2	0,15	0,2	0,18
11	Момент инерции звеньев 10 и 11 относительно их центров масс $S_{10}$ и $S_{11}$	$J_{10S_{10}} = J_{11S_{11}}$	кг·м <sup>2</sup>	10 <sup>-5</sup>	10 <sup>-5</sup>	10 <sup>-5</sup>	10 <sup>-5</sup>	10 <sup>-5</sup>
12	Число зубьев колес	$z_5; z_6$	-	16; 21	15; 20	16; 22	12; 24	14; 20
13	Модуль колес	$m$	мм	5	5	5	5	5
14	Число блоков сателлитов планетарного редуктора	$K$	-	3	4	3	4	3
15	Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$[\varphi]$	град	30	35	30	35	30

**З а д а н и е № II6**  
**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ**  
**ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПОДЪЕМНИКА ПЛАТФОРМЫ САМОСВАЛА**

Механизм поворота платформы 3 (рис. II6а) грузового автомобиля-самосвала шарнирно установлен на кронштейнах рамы 5 и состоит из телескопического гидроцилиндра и поршня со штоком 2, соединенным с платформой 3 (шарнир В).

Гидроцилиндр имеет наружный цилиндр I и внутренний выдвижной цилиндр I'. При нагнетании масла в нижнюю полость гидроцилиндра сначала выдвигается внутренний цилиндр I' (вместе со звеном 2), а после упора его в уплотнительное кольцо начинает перемещаться относительно звеньев I и I' поршень со штоком 2.

Масло в полость гидроцилиндра нагнетается роторным зубчатым насосом 10, зубчатые колеса которого получают вращение от коробки передач автомобиля через двухрядный планетарный редуктор II с колесами  $z_1, z_2, z_3$  и  $z_4$  (число блоков сателлитов  $k = 3$ ). Давление в гидроцилиндре устанавливается регулятором давления, золотник которого кинематически связан с коромысловым толкателем 7 кулачкового механизма. Дисковый кулачок 6, установленный на оси D, получает вращение через зубчатые колеса 8 и 9 (модуль колес  $m = 8$  мм) от звена 3 и перемещает толкатель по закону  $(\alpha_F/\omega_6^2, \varphi_6)$ , показанному на рис. II6б (при этом  $\alpha_1 = \alpha_2, \varphi_{1d} = \varphi_{dc} = \varphi_c$ ). Удаление толкателя и перемещение золотника соответствует углу поворота платформы 3, при котором сила  $F_2$ , действующая на звено 2, изменяется от начального ( $F_{2H}$ ) до конечного ( $F_{2K}$ ) значения на участке  $(0, \theta H_{21} - S_{21}^*)$  согласно графику  $(F_2, S_{21})$  на рис. II6в.

В процессе поворота платформы половина массы  $m_4$  груза 4 ссыпается; при этом масса  $m_4$  изменяется от  $m_{4H}$  до  $m_{4K}$  по закону (рис. II6г)

$$m_4 = m_{4H} - (m_{4H} - m_{4K}) \left( \frac{\varphi_3^* - 25^\circ}{\varphi_3^* - 25^\circ} \right)^2$$

Для предупреждения самопрокидывания платформы на самосвале установлен ограничитель, состоящий из рычага 12, цепи 13 и пружины 14. При подъеме платформы на угол более  $40^\circ$  пружина растягивается, и при этом на платформу 3 действует момент  $M_{3n}$  сопротивления, график  $(M_{3n}, \varphi_3^*)$  изменения которого показан на рис. II6д.

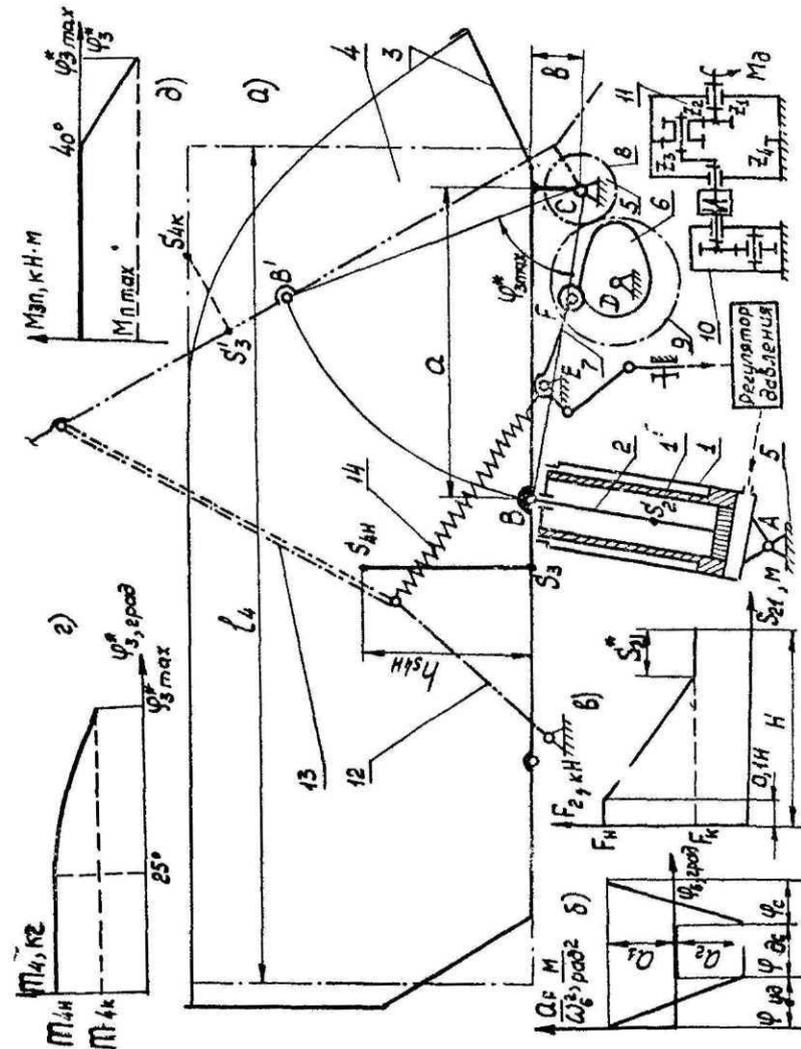


Рис. II6

Примечания. I. При проектировании рычажного механизма обеспечивают следующие углы давления в шарнире В: в начале подъема  $\varphi_{нач} = 0$ ; в остальных положениях механизма  $\varphi \leq 47^\circ$ . Принимают  $(\ell_{AB})_{min} = 0,8 \cdot H_{21}$ , где  $H_{21}$  - ход поршня;  $\ell_2 = 0,6 \cdot H_{21}$ ;  $\ell_{852} = 0,6 \ell_2$  ( $\ell_2$  - длина звена 2).

2. Силу  $F_{2H}$  определяют из условия возможности начала движения: момент силы  $F_{2H}$  относительно оси С в начальном положении механизма должен превышать в I, I-1, 2 раза суммарный момент сил тяжести  $G_3$  (платформы 3) и  $G_{4H}$  (груза 4) относительно той же оси или из равенства  $(M_{F2})_H = (1,1 + 1,2) \cdot (M_{G3}^{np} + M_{G4H}^{np})_H$ ; силу  $F_{2K}$  определяют из условия равенства момента силы  $F_{2K}$  и суммы моментов сопротивления пружины I3 и сил тяжести  $G_3$  (платформы) и  $G_{4K}$  (оставшегося груза) в верхнем положении платформы или из равенства  $(M_{F2})_K = (M_{G3}^{np} + M_{G4K}^{np})_K + M_{пmax}^{np}$ .

3. Перемещение  $S_{21}^*$  поршня, соответствующее действию силы  $F_{2K}$ , рассчитывают из условия безударного останова: в конце поворота угловая скорость платформы  $\omega_{3K} = 0$  при равенстве работ  $A_{F2}^u = |A_{G3}^u + A_{G4}^u + A_{п}^u|$  за время поворота (цикл).

4. При определении положения центра масс  $S_4$  груза 4 и расчете его момента инерции  $J_{4S}$  относительно  $S_4$  принимают, что форма груза соответствует прямоугольнику  $\ell_4 \times (2h_{G4})$ , очерченному на рис. II6а штрихпунктирной линией /центр масс  $S_4$  груза 4 в процессе его сыпания перемещается по прямой  $S_3S_{4H}$ , т.е. график  $(h_{G4}, \varphi_3^*)$  изменения положения  $S_4$  на платформе аналогичен графику  $(m_4, \varphi_3^*)$  на рис. II6г/.

5. Массой звеньев I и I' пренебрегают.

6. Момент инерции  $J_{4C}$  груза 4 относительно оси С рассчитывают по формуле  $J_{4C} = J_{4S} + m_4 \cdot \ell_{CS4}^2$ , где  $J_{4S} = m_4 \frac{\ell_4^2 + (2h_{G4})^2}{12}$  - момент инерции груза 4 относительно его центра масс  $S_4$  ( $2h_{G4}$  - высота груза).

7. Допустимый угол давления в кулачковом механизме  $[\varphi] = 30^\circ$ .

22

Таблица II6.1

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов					
				A	Б	В	Г	Д	
1	Максимальный угол поворота платформы 3	$\varphi_{3max}^*$	град	65	60	65	60	65	
2	Координаты шарнира В	$a$	м	1,35	1,4	1,3	1,45	1,5	
3	Расстояние от шарнира В до центра масс $S_3$ платформы 3	$b$	м	0,11	0,12	0,13	0,13	0,15	
4	Начальное расстояние от $S_3$ до $S_4$	$\ell_{a33}$	м	0,25	0,26	0,24	0,28	0,3	
5	Начальная масса груза 4	$m_{4H}$	кг	0,6	0,62	0,55	0,65	0,75	
6	Расчетная длина груза 4	$\ell_4$	м	20000	22000	20000	24000	25000	
7	Масса платформы 3	$m_3$	кг	3,8	4,0	3,7	4,2	4,4	
8	Момент инерции платформы 3	$J_{3S}$	кг·м <sup>2</sup>	3500	6000	5400	6200	6500	
9	Масса звена 2	$m_2$	кг	6900	8200	6500	9200	10600	
10	Момент инерции звена 2	$J_{2S}$	кг·м <sup>2</sup>	44	45	40	48	50	
11	Максимальный момент сил, действующий на платформу 3 от цепи I3	$M_{пmax}$	кН·м	4,3	4,4	4,2	4,5	4,6	
12	Угол поворота платформы (для силового расчета механизма)	$\varphi_3^*$	град	50	55	45	55	60	
13	Число зубьев колес 8 и 9	$z_8; z_9$	-	5	10	15	20	25	
14	Передающее отношение платформенного редуктора	$u_{пH}$	-	10;12	12;14	14;16	15;18	16;18	
15	Ход толкателя кулачкового механизма	$h_F$	м	10	12,5	14,5	15,5	13,5	
16	Длина коромысла 7	$\ell_{17}$	м	0,02	0,022	0,024	0,026	0,03	
				0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	

З а д а н и е № II7

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ НАВЕСНОЙ СИСТЕМЫ ТРАКТОРА

Гидравлическая навесная система трактора (рис. II7а) предназначена для подъема и опускания сельскохозяйственных орудий. Она состоит из гидроцилиндра I, поршня и штока 2, коромысла 3, шатунов 4 и 7, коромысел 5 и 6 и крепится на корпусе трактора (стойке) 8. Сельскохозяйственное орудие (плуг) 7 устанавливается жестко на шатуне 7. Подъем звена 7 осуществляется при нагнетании масла в гидроцилиндр I, что вызывает относительное перемещение  $S_{21}$  штока 2 и поворот коромысла 3 ( $\varphi_{3max}^* = 90^\circ$ ). Насос имеет привод от коленчатого вала трактора через двухрядный планетарный редуктор со смешанным зацеплением (число блоков сателлитов  $k = 3$ ).

Давление в гидроцилиндре устанавливается регулятором давления, золотник которого кинематически связан с толкателем IO кулачкового механизма. Кулачок 9 установлен на оси O и жестко связан с зубчатым колесом II, которое входит в зацепление с колесом I2 (модуль колес  $m = 5$  мм), жестко связанным с коромыслом 3. Закон движения толкателя дан на рис. II7б. Допустимый угол давления  $[\vartheta] = 30^\circ$ .

Удаление толкателя соответствует углу ( $30^\circ$ ) поворота звена 3 (из поз. 6 в поз. 9, см. рис. II7а), при котором сила  $F_2$ , действующая на поршень, изменяется (рис. I2Iв) от начальной ( $F_{2H}$ ) до конечной ( $F_{2K}$ ) величины (на перемещении  $S_{21}^*$ ).

Примечания. I. При проектировании рычажного механизма обеспечивают равенство углов давления в шарнире B в его крайних положениях; принимают  $l_{AB_0} = 1,5 H_{21}$ ;  $l_2 = 1,2 H_{21}$  ( $l_2$  - длина звена 2),  $l_{EM} = 0,5 l_{LM}$ .

2. Силу  $F_{2K}$  (поз. 9, рис. II7а,в) рассчитывают из условия  $(M_{F2})_K = (M_{G7})_K$ ; силу  $F_{2H}$  - из условия безударного останова  $A_{F2}^u = |A_{G7}^u|$ , при этом проверяют выполнение условия возможности начала движения  $(M_{F2})_H > (M_{G7})_H$ .

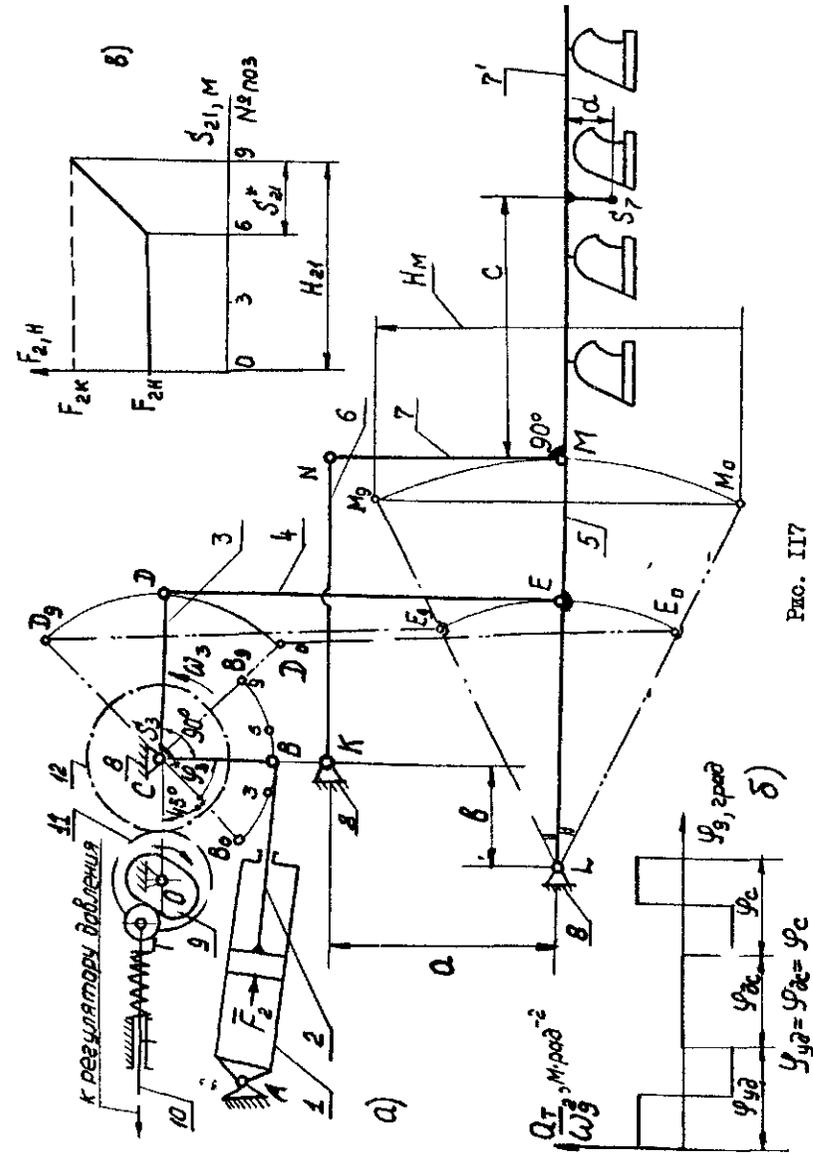


Рис. II7

Таблица II7.1

Исходные данные

# п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				A	B	B	Г	Д
1	Высота подъема шарнира М	$H_M$	м	0,78	0,8	0,76	0,86	0,7
2	Длина коромысла 5	$l_{CM}$	м	1,06	1,00	1,10	1,16	1,00
3	Координаты оси L коромысла 5	$a$	м	0,35	0,35	0,25	0,27	0,32
4	Расстояние между осями С и К	$b$	м	0,28	0,25	0,34	0,32	0,3
5	Ход штока 2 в цилиндре I	$l_{CK}$	м	0,25	0,3	0,33	0,28	0,28
6	Длина коромысла 6	$H_{21}$	м	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
7	Длина шатуна 7	$l_{KN}$	м	0,78	0,75	0,76	0,84	0,7
8	Координаты центра масс $S_4$ звена 7	$l_{MN}$	м	0,35	0,35	0,25	0,27	0,32
9	Массы звеньев 3 и 7	$c$	м	1,2	1,15	1,0	1,2	1,1
10	Момент инерции звеньев 3 и 7 относительно $S_3$ и $S_4$	$d$	кг	0,2	0,3	0,2	0,3	0,2
11	Угол поворота звена 3 (для силового расчета механизма)	$m_3$	кг	45	50	55	45	55
12	Число зубьев колес II и I2	$m_7$	кг	500	550	570	600	520
13	Передаточное отношение планетарного редуктора	$Z_{35}$	кг·м <sup>2</sup>	10	12	15	10	15
14	Ход толкателя	$Z_{45}$	кг·м <sup>2</sup>	190	200	195	210	215
15	Внесность толкателя	$\varphi_3^*$	град	40	50	60	70	80
		$\alpha_{41}; \alpha_{12}$	-	11,22	12,24	13,26	14,28	15,30
		$u_{4h}$	-	9	10	11	12	13
		$h_T$	м	0,015	0,013	0,014	0,015	0,015
		$e$	м	0,006	0,008	0,008	0,01	0,008

Задание № II8  
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
СУДОВОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С ДВИГАТЕЛЕМ СТИРЛИНГА

Судовая силовая установка с двигателем Стирлинга используется в качестве главной на речных катерах малой мощности. Установка располагается в кормовой части катера (рис. II8г) и состоит из следующих основных частей: одноцилиндрового двигателя II, реверс-редуктора I2, гребного вала I3 и гребного винта I4. Двигатель в установке - нереверсивный вертикальный с внешним подводом теплоты (рис. II8а). Он состоит из герметичного цилиндра 7, разделенного рабочим 3 и вытеснительным 5 поршнями на свободно сообщаемые между собой горячую "Г" и холодную "Х" полости. В обеих полостях под давлением до 12 МПа находится рабочее тело (водород, гелий или воздух). Температура горячей полости порядка 600°C, холодной - 20-25°C.

Двигатель с внешним подводом теплоты (двигатель Стирлинга) производит полезную работу путем сжатия рабочего тела при низкой температуре и расширения его при высокой. При движении вытеснительного поршня вверх рабочее тело по каналам нагревателя 8, генератора 9 и холодильника 10 перемещается из горячей полости в холодную, а при движении вниз оно возвращается тем же путем в горячую полость. Тепло рабочему телу передается через стенку нагревателя 8, выполненного из большого количества трубок, кольцеобразно размещенных вокруг цилиндра 7.

Цикл работы двигателя осуществляется за один оборот коленчатых валов I и I', кинематически связанных при помощи шатунов 2, 2' и 4, 4' с траверсами рабочего и вытеснительного поршней. Эти шатуны образуют форму ромба, причем шатуны рабочей группы снабжены дополнительными элементами, поэтому используемый в двигателе рычажный механизм получил название ромбического механизма с развитыми шатунами рабочей группы. Запуск двигателя начинается в верхней крайней точке (при  $\varphi_1 = \varphi_{1,нач}$ ). Закон изменения давления рабочего тела в цилиндре двигателя в зависимости от положения рабочего поршня показан на индикаторной диаграмме (рис. II8б), а данные для ее построения приведены в табл. II8.2. Участок a-b-c индикаторной диаграммы соответствует движению рабочего поршня вверх, т.е. фазе сжатия рабочего тела, участок c-d-a - движению рабочего поршня вниз, т.е. фазе расширения

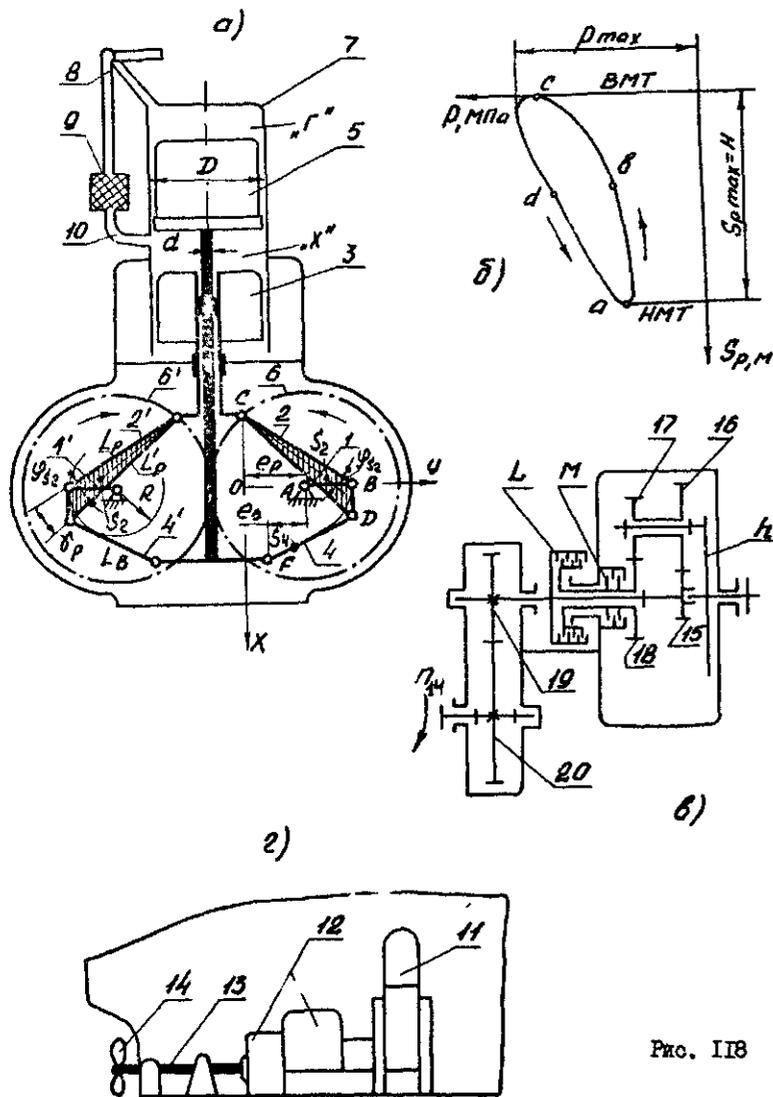


Рис. 118

рабочего тела. Перемещение рабочего тела в холодную полость при подготовке такта сжатия и в горячую полость при подготовке такта расширения обеспечивается вытеснительным поршнем, движение которого согласовано с движением рабочего поршня с помощью ромбического механизма. С целью исключения перекосов в цилиндре, т.е. обеспечения синхронного движения звеньев левой и правой половины "ромба", используется пара зубчатых (синхронизирующих) колес 6 и 6', жестко закрепленных на коленчатых валах двигателя.

Реверс-редуктор (рис. 118в) состоит из планетарного реверса и зубчатой передачи с колесами 19 и 20 (модуль колес  $m = 10$  мм). Планетарный реверс представляет собой дифференциал с прямоугольными колесами 15, 16, 17 и 18 (число блоков сателлитов  $k = 3$ ; модуль колес  $m' = 5$  мм). Вал водила  $h$  постоянно соединен с коленчатым валом I двигателя Стирлинга. Колесо 20 передает вращение гребному валу и винту.

Для движения катера вперед включается фрикционная муфта  $L$ , связывающая колеса 15 и 18, вследствие чего водило  $h$ , колеса 15, 16, 17 и 18 вращаются как одно целое вокруг геометрической оси колеса 15 и водила. При этом передаточное отношение планетарного реверса  $u_{h,19} = +1$ . При движении катера назад замыкается фрикционная муфта  $M$ , муфта  $L$  при этом выключается, вследствие чего колесо 18 останавливается, а колесо 15 получает вращение в обратную сторону. При этом передаточное отношение реверса  $u_{h,19} = -1$ . Для остановки гребного вала, а следовательно, и катера необходимо выключить обе фрикционные муфты.

Примечания. 1. Синтез механизма по заданным условиям является приближенным.

2. Давление рабочего тела в горячей "Г" и холодной "Х" полостях цилиндра считать одинаковыми.

3. На первом листе проекта необходимо построить графики изменения объемов холодной и горячей полостей двигателя Стирлинга.

4. Проектирование кулачкового механизма провести по заданию № 120.

Таблица И18.1

## Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				A	B	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Частота вращения коленчатого вала	$n_1$	1/с	16	17	18	19	20
2	Средняя скорость поршня 5	$v_{cp}$	м/с	1,28	1,36	1,44	1,52	1,60
3	Отношение длины кривошипа I к длине шатуна 4 вытеснительного поршня	$\lambda_5 = \frac{L_1}{L_4}$	-	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
4	Относительное смещение направляющей вытеснительного поршня	$\kappa_5 = \frac{e_5}{R}$	-	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
5	Отношение длины дополнительного элемента шатуна рабочего поршня к длине этого шатуна	$Q_{Lp} = \frac{L_p}{L_p}$ $Q_{L1} = \frac{L_p}{L_1}$	-	0,8	1,2	1,2	0,8	1,0
6	Отношение длин шатунов	$Q_{L1} = \frac{L_p}{L_1}$	-	1,0	1,0	1,0	1,0	0,8
7	Отношение смещений направляющих поршней	$Q_{L1} = \frac{e_5}{e_p}$	-	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
8	Угол разворота элементов шатуна рабочей группы	$\gamma_p$	град	0	0	15	15	15
9	Максимальное давление в цилиндре двигателя	$P_{max}$	МПа	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0
10	Расстояние до центра масс $S_2$ шатуна рабочего поршня	$\rho_{cs2}$	м	2- $L_p/3$	2- $L_p/3$	2- $L_p/3$	2- $L_p/3$	2- $L_p/3$
11	Расстояние до центра масс $S_4$ шатуна вытеснительного поршня	$\rho_{fs4}$	м	2- $L_8/3$	2- $L_8/3$	2- $L_8/3$	2- $L_8/3$	2- $L_8/3$

## Продолжение табл. И18.1

I	2	3	4	5	6	7	8	9
I2	Угол, характеризующий положение центра масс шатуна рабочего поршня	$\varphi_{s2}$	град	$\gamma_p \cdot Q_{Lp}/2$	$\gamma_p \cdot Q_{Lp}/2$	$\gamma_p \cdot a/2$	$\gamma_p \cdot a/2$	$\gamma_p \cdot a/2$
I3	Диаметр цилиндра	D	м	0,088	0,088	0,088	0,088	0,088
I4	Диаметр штока вытеснительного поршня	d	м	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014
I5	Масса звеньев двигателя Стрелка: вытеснительного поршня 5 со штоком и траверсой рабочего поршня со штоком и траверсой шатунов рабочей группы шатунов вытеснительной группы	$m_5$ $m_3 = m_1$ $m_4 = m_4$	кг	20 15 4,0 2,0	21 16 4,5 2,0	22 17 5,0 2,5	24 19 5,5 2,5	25 20 6,0 3
I6	Момент инерции шатунов 2 и 2' относительно их центров масс	$J_{2s} = J_{2s}$	кг·м <sup>2</sup>	0,02	0,022	0,025	0,028	0,03
I7	Момент инерции шатунов 4 и 4' относительно их центров масс	$J_{4s} = J_{4s}$	кг·м <sup>2</sup>	0,012	0,012	0,015	0,015	0,018
I8	Момент инерции коленчатых валов и синхронизирующих шестерен	$J_{кв}$	кг·м <sup>2</sup>	0,08	0,085	0,09	0,095	0,10
I9	Момент инерции движущихся частей реверс-редуктора (приведенный валу 1)	$J_{pp}$	кг·м <sup>2</sup>	0,85	0,9	0,92	0,97	1,00
20	Момент инерции гребного вала с винтом	$J_{гв}$	кг·м <sup>2</sup>	5,0	5,2	5,5	5,7	6,0

Сокращение табл. II8.1

I	2	3	4	5	6	7	8	9
21	Частота вращения гребного винта I4 при номинальной нагрузке	$n_{14}$	I/c	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0
22	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	$\delta$	-	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
23	Угол поворота кривошипа от верхнего крайнего положения (для силового расчета механизма)	$\varphi_1^*$	град	0	60	180	240	330
24	Число зубьев колеса I9	$z_{19}$	-	10	11	12	11	10

Таблица II8.2

Давление в цилиндре двигателя в долях максимального давления в зависимости от положения рабочего поршня

Перемещение поршня в долях его хода $\frac{S_p}{H}$	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	0,975	1,0
Сжатие $\frac{P}{P_{max}}$	0,88	0,79	0,76	0,68	0,6	0,54	0,5	0,46	0,44	0,41	0,4	0,39	0,39	0,4	0,43
Расширение $\frac{P}{P_{max}}$	0,88	0,97	0,98	1,0	0,98	0,95	0,9	0,85	0,79	0,73	0,66	0,58	0,53	0,50	0,43

Задание № II9

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ АВТОМОБИЛЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОМОЩИ С ДВИГАТЕЛЕМ СТИРЛИНГА

Малый автомобиль технической помощи (рис. II9г) и все его вспомогательные агрегаты приводятся в движение от двигателя Стирлинга I3. Через блок синхронизирующих колес I5, коробку перемены передач I6 и карданный вал вращение от двигателя передается на главную передачу моста. С зубчатого колеса II (рис. II9а,в) осуществляется отбор мощности к коробке отбора мощности I4 (рис. II9г), в которой через зубчатые колеса I8 и I9 с неподвижными осями вращения (рис. II9в), муфты и однорядный планетарный редуктор с колесами 20, 21, 22 и водилом h приводится в движение лебедка (число сателлитов редуктора K = 3).

Для снятия крутящего момента с одного вала и с целью исключения перекосов в цилиндре, т.е. обеспечения синхронного движения звеньев левой и правой половины "ромба", используются три синхронизирующих зубчатых колеса 6, II, I2 (рис. II9а). Передаточное отношение в каждой паре равно двум. При этом зубчатое колесо II, с которого осуществляется съём движения, выполняется с двумя зубчатыми венцами, один из которых имеет внутренние зубья, а другой внешние.

Примечания. I. Принцип работы двигателя Стирлинга, закон изменения давления в его цилиндре и примечания I-2 см. в задании № II8.

2. По исходным данным, приведенным в табл. II9.1, требуется спроектировать ромбический механизм, построить графики изменения объемов горячей и холодной полостей двигателя, определить закон движения кривошипа I и время разгона автомобиля для одного цикла работы двигателя. (Запуск двигателя начинается в верхней крайней точке при  $\varphi_1 = \varphi_{1,нач}$ .) Принять  $l_{CS2} = l_{FS4} = 2L/3$ .

3. Проектирование кулачкового механизма провести по заданию № I21.

4. Модуль зубчатых колес I8, I9 и планетарного редуктора  $m = 5$  мм.

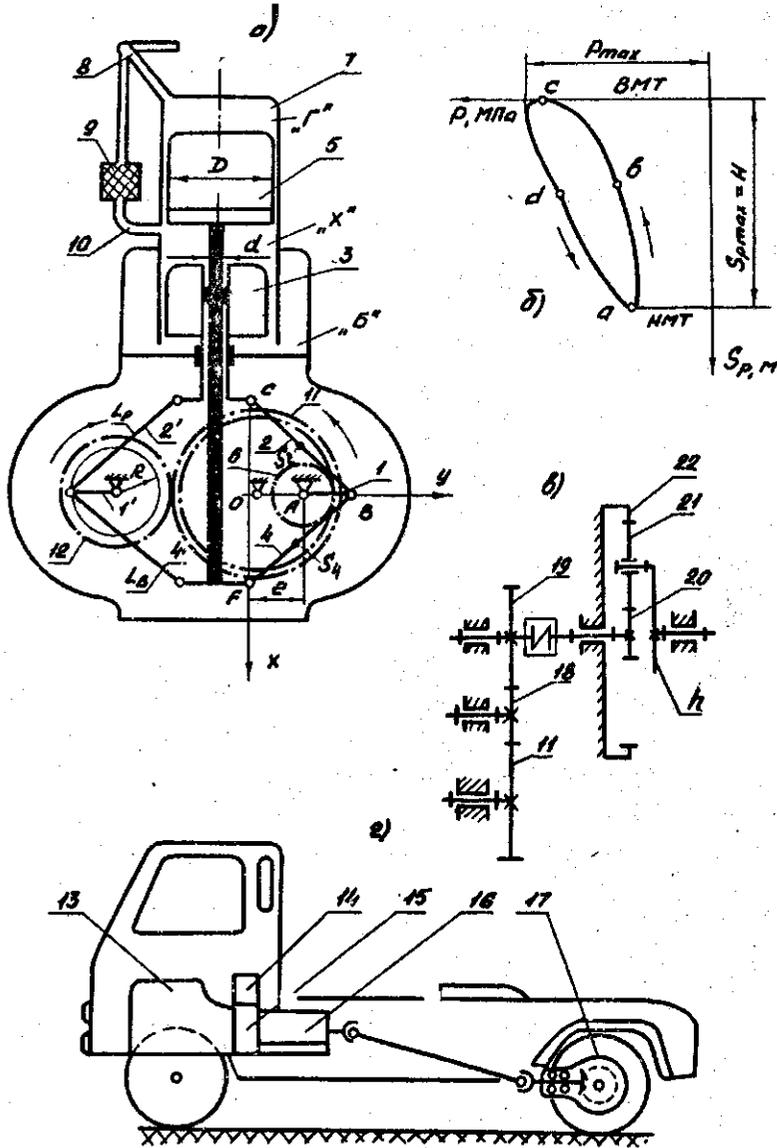


Рис. II9

Таблица II9.1

Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				A	B	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Частота вращения коленчатого вала	$n_1$	1/с	40	38	36	34	32
2	Средняя скорость поршня 5	$v_{cp}$	м/с	3,2	3,04	2,88	2,72	2,56
3	Отношение длины кривошипа к длине плечиков 2 и 4	$\lambda_p = \lambda_r = \frac{R}{L_p}$	-	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
4	Относительные смещения направляющих поршней 3 и 5	$K_p = K_3 = \frac{b}{R}$	-	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
5	Максимальное давление в цилиндре двигателя	$P_{max}$	МПа	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0
6	Максимальное давление в буферной полости	$P_{max}^b$	МПа	8,5	8,9	9,3	9,7	10,2
7	Минимальное давление в буферной полости	$P_{min}^b$	МПа	5,5	5,5	6,0	6,3	6,6
8	Диаметр цилиндра	D	м	0,088	0,088	0,088	0,088	0,088
9	Диаметр штока вытеснительного поршня	d	м	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014
10	Передающее отклонение планетарного редуктора коробки отбора мощности	$\omega_{20-4}$	-	3,5	4,0	4,5	5,0	5,0

I	2	3	4	5	6	7	8	9
II	Массы звеньев двигателя Стирлинга: внешнего поршня 5 со штоком и траверсой рабочего поршня со штоком и траверсой шатунной рабочей и вытеснительной групп	$m_5$ $m_3$ $m_2 = m_4$	кг кг кг	I7 I2 2,08	I8 I3 2,1	I9 I4 2,12	20 I5 2,15	21 I6 2,2
I2	Момент инерции шатунов 2 и 4 относительно их центров масс $s_2$ и $s_4$	$J_{1,5} = J_{4,5}$	кг·м <sup>2</sup>	0,012	0,014	0,015	0,017	0,018
I3	Момент инерции коленчатых валов и синхронизирующих зубчатых колес	$J_{кв}$	кг·м <sup>2</sup>	0,07	0,072	0,075	0,078	0,08
I4	Приведенный к валу I момент инерции вращающихся элементов коробки передач и коробки отбора мощности	$J_{кр}$	кг·м <sup>2</sup>	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
I5	Приведенный к валу I момент инерции вращающихся деталей нарядного вала, главной передачи и ведущего колеса	$J_{дет}$	кг·м <sup>2</sup>	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0
I6	Угол поворота кривошипа I от верхнего крайнего положения (для силового расчета механизма)	$\gamma_1^*$	град	300	60	90	120	150
I7	Число зубьев колес I8 и I9	$Z_8; Z_9$	мм	II:17	I2:18	I3:19	10:15	12:20

## Задание № I20

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
ПОРШНЕВОГО НАСОСА ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Горизонтальный одноцилиндровый поршневой насос двойного действия, применяемый в теплоэнергетике, служит для перекачки воды или тепловых нефтепродуктов. Коленчатый вал I насоса приводится в движение от электродвигателя I2 через муфту II, пару зубчатых колес с числами зубьев  $Z_5$  и  $Z_6$ , планетарный редуктор 6 и коническую зубчатую передачу 5 с передаточным отношением, равным единице (рис. I20а,б). На выходном валу редуктора установлен маховик 7. При вращении кривошипа I через шатун 2 поршневой шток 3 с поршнем 3\*, находящимся в цилиндре 4, получает возвратно-поступательное движение.

В процессе работы поршневого насоса двойного действия жидкость вытесняется при движении поршня в обе стороны. При ходе поршня вправо клапаны I и II открыты (рис. I20б). Через клапан I происходит всасывание, а через клапан II – вытеснение жидкости в напорную трубу. В это время клапаны III и IV закрыты. При обратном ходе поршня жидкость через клапан III поступает в рабочую камеру, а через клапан IV – в напорную трубу. Таким образом, всасывание и нагнетание жидкости происходят при каждом ходе поршня.

Изменение давления P жидкости в цилиндре от перемещения  $S_3$  поршня 3\* характеризуется индикаторной диаграммой (рис. I20в).

Смазка элементов кинематических пар механизма поршневого насоса осуществляется под давлением от масляного насоса I0, плунжер (толкатель) I3 которого перемещается от кулачка 9, установленного на коленчатом валу I (рис. I20а,г). Перемещение толкателя осуществляется по закону  $a_p = a_1 \cos(2\pi \cdot \varphi_9 / \varphi_p)$  (рис. I20д).

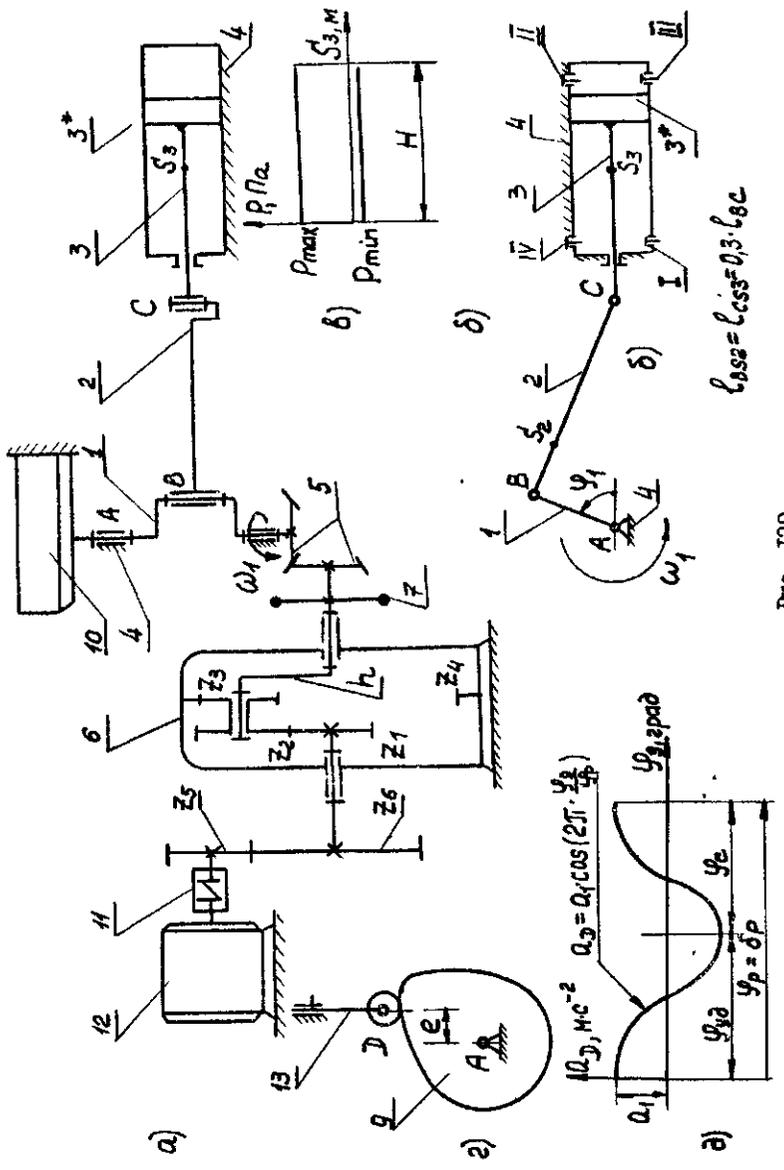


Рис. 120

$\omega_{\text{ср}} = \omega_{\text{ср}} = 0,3 \cdot \omega_{\text{ср}}$

Таблица 120.1

Исходные данные

# п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов										
				A	B	В	Г	Д	Е	Ж	З	И		
I	2	3	4	5	6	7	8	9						
1	Средняя скорость поршня	$v_{\text{ср}}$	м/с	0,6	0,065	0,55	0,60	0,62						
2	Частота двойных ходов поршня 3	$n_1$	1/с	1,6	1,6	1,5	1,7	1,6						
3	Отношение длины шатуна 2 к длине кривошипа 1	$\lambda = \frac{l_2}{l_1}$	-	4,5	4,6	4,8	5,0	5,2						
4	Длина штока 3 в доли от хода H	$\lambda_3 = \frac{l_3}{H}$	-	1,04	1,05	1,06	1,04	1,05						
5	Диаметр штока 3	$d_3$	м	0,018	0,020	0,04	0,03	0,018						
6	Диаметр цилиндра 4	$d_{c4}$	м	0,05	0,06	0,08	0,07	0,05						
7	Давление жидкости в шатуне:													
	максимальное	$P_{\text{max}}$	Па	$8,0 \cdot 10^5$	$8,8 \cdot 10^5$	$8,6 \cdot 10^5$	$8,7 \cdot 10^5$	$8,6 \cdot 10^5$						
	минимальное	$P_{\text{min}}$	Па	$-8,0 \cdot 10^4$	$-8,8 \cdot 10^4$	$-8,6 \cdot 10^4$	$-8,7 \cdot 10^4$	$-8,6 \cdot 10^4$						
8	Масса шатуна 2	$m_2$	кг	12	14	12	14	12						
9	Масса поршня 3 и штока 3*	$m_3$	кг	7,8	9,0	8,2	9,4	8,6						
10	Момент инерции коленчатого вала	$J_{\text{в}}$	кг.м <sup>2</sup>	0,025	0,020	0,024	0,022	0,025						
11	Момент инерции шатуна 2 относительно оси, проходящей через его центр масс $S_2$	$J_{\text{ш}}$	кг.м <sup>2</sup>	0,214	0,200	0,200	0,220	0,210						

I	2	3	4	5	6	7	8	9
I2	Момент инерции зубчатых колес передачи и редуктора, приведенный к валу двигателя	$J_{зк}^{пр}$	кг.м <sup>2</sup>	0,020	0,023	0,021	0,022	0,020
I3	Коэффициент неравномерности вращения колчатого вала	$\delta$	-	1/20	1/25	1/30	1/25	1/30
I4	Угловая координата кривошипа (для силового расчёта механизма)	$\varphi_1$	град	30	30	45	45	30
I5	Число зубьев колес зубчатой передачи	$z_6$ $z_5$	- -	21 18	23 20	21 18	26 20	21 18
I6	Передаточное отношение планетарного редуктора	$u_{1n}$	-	12	13	12	10	11
I7	Число блоков сателлитов	$k$	-	3	3	3	3	3
I8	Модуль зубчатых колес передачи и редуктора	$m$	мм	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
I9	КПД зубчатой передачи	$\eta_{зп}$	-	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
20	КПД редуктора	$\eta_p$	-	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
21	Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_p$	град	210	200	260	230	240
22	Максимальный ход толкателя	$h_p$	м	0,015	0,018	0,016	0,014	0,020
23	Внесосность толкателя	$e$	м	0,010	0,010	0,010	0,005	0,010
24	Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$[\vartheta]$	град	35	35	35	35	35

Задание № I2I  
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
ПРЕССА-АВТОМАТА

Пресс-автомат предназначен для одностороннего прессования порошков металлов и других материалов.

Механизм прессования получает движение от вала электродвигателя IO через планетарный редуктор II с колесами  $z_1, z_2, z_3, z_4$  (число блоков сателлитов  $k = 3$ ), зубчатую передачу (колеса  $z_6$  и  $z_5$ , модуль  $m = 6$  мм) и состоит из кривошипа I, кулисы 3, кулисного камня (шатуна) 2, кулисного камня (шатуна) 4, ползуна 5 и стойки 6 (рис. I2Ia). Вспомогательные механизмы приводятся в движение от распределительного вала (ось E), который связан с валом кривошипа через зубчатую передачу с колесами  $z_6$  и  $z_4$ . С целью обеспечения требуемого коэффициента неравномерности вращения кривошипа ( $\delta = 1/20$ ) на выходном валу редуктора II установлен маховик I3. Механизмы автомата осуществляют такую последовательность его работы.

Порошок твердого сплава из бункера поступает в шибер, шиберное устройство перемещает его в матрицу 9. Матрица опирается на гидропневматическую подушку (на рис. I2I не показана), которая применена для обеспечения постоянства усилия прессования. Прессование порошка в матрице происходит при движении ползуна 5 вниз; при этом усилие  $F_5$  прессования изменяется согласно графику ( $F_6, S_5$ ) на рис. I2Iб. Перемещение ползуна 5 вверх происходит с меньшей средней скоростью ( $K_v < 1$ ). В это время спрессованное изделие удаляется из матрицы 9 выталкивателем I2, кинематически связанным с толкателем 8 кулачкового механизма, кулачок 7 которого установлен на распределенном валу. Затем изделие сталкивается на ленточный транспортер. Одновременно новая порция порошка поступает из бункера в шибер и т.д.

Кулачковый механизм выталкивателя обеспечивает заданный на рис. I2Iв закон движения ( $\varepsilon_8, \varphi_4$ ) толкателя 8. Допустимый угол давления  $[\vartheta] = 35^\circ$ .

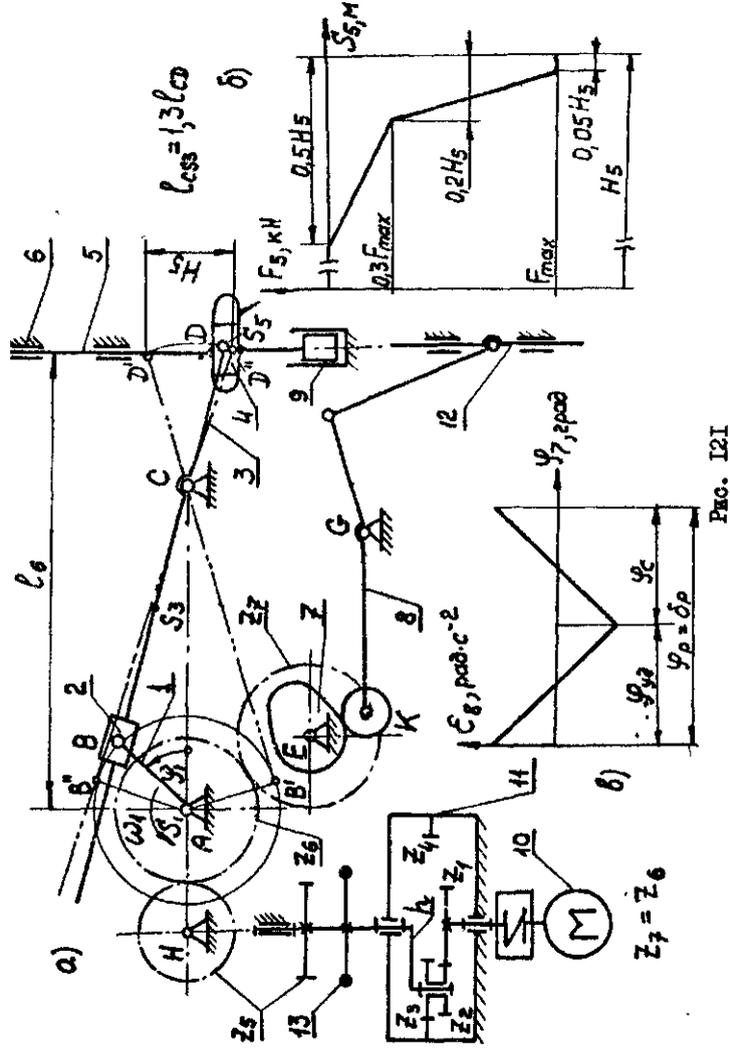


Рис. 121

Таблица 121.1

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	Ход ползуна 5	$H_5$	м	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
2	Коэффициент изменения средней скорости ползуна 5	$K_v$	-	0,62	0,6	0,58	0,56	0,54
3	Частота вращения кривошипа I	$n_1$	1/с	0,32	0,34	0,36	0,38	0,4
4	Длина стойки 6	$l_6$	м	0,3	0,32	0,34	0,35	0,36
5	Максимальное усилие пресования	$F_{max}$	кН	14,0	14,5	15,0	15,5	16,0
6	Коэффициент трения в кинематической паре 4-5	$f_{45}$	-	0,12	0,15	0,12	0,15	0,12
7	Масса кулисы 3	$m_3$	кг	32	35	38	40	42
8	Масса ползуна 5	$m_5$	кг	42	48	52	58	62
9	Момент инерции кулисы 3 относительно ее центра масс $S_3$	$J_{S_3}$	кг·м <sup>2</sup>	0,45	0,46	0,68	0,82	0,94
10	Момент инерции вращающихся деталей, приведенный к валу электродвигателя	$J_{\varphi}$	кг·м <sup>2</sup>	0,08	0,085	0,09	0,085	0,1
11	Угловая координата кривошипа (для силового расчета механизма)	$\varphi_1; \varphi_6$	град	40	50	40	50	40
12	Число зубьев колес	$Z_3; Z_6$	-	10; 19	11; 21	12; 23	13; 25	14; 27
13	Переломочное отношение планетарного редуктора	$\omega_4/\omega_7$	град	20	19	18	17	16
14	Угол рабочего профиля кулачка 7	$\delta_p$	град	90	100	110	120	130
15	Длина толкателя 8	$l_{\delta k}$	м	0,18	0,2	0,22	0,18	0,23
16	Угол поворота толкателя	$\varphi_8$	град	16	15	14	16	12



## Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				A	B	В	Г	Д
1	Ход ползуна 5	H	м	0,4	0,45	0,5	0,4	0,45
2	Длина обрабатываемой детали	$l_a$	м	0,36	0,4	0,45	0,36	0,4
3	Расстояние между осями А и С	$l_{AC}$	м	0,3	0,36	0,36	0,35	0,34
4	Расстояние от оси А до направляющей ползуна 5	$l_{AN}$	м	0,34	0,31	0,3	0,32	0,35
5	Сила резания	$F_{sp}$	кН	3,0	3,5	4,0	3,5	3,0
6	Сила трения между ползуном 5 и его направляющими	$F_{st}$	Н	300	350	400	350	300
7	Масса шатуна 3	$m_3$	кг	52	40	40	44	38
8	Масса ползуна 5	$m_5$	кг	145	150	140	160	146
9	Момент инерции шатуна 3 относительно $S_3$	$J_{S_3}$	кг·м <sup>2</sup>	5,0	4,4	4,4	4,2	3,6
10	Частота вращения кривошипа I	$n_1$	1/с	0,61	0,87	1,22	0,87	1,22
11	Приведенный к звену I момент инерции зубчатых механизмов	$J_{3M}^{пр}$	кг·м <sup>2</sup>	150	110	60	100	140
12	Угловая координата кривошипа I (для силового расчета механизма)	$\varphi_1$	град	120	150	210	240	150
13	Число зубьев колес	$Z_5; Z_6; Z_7$	-	12; 24	13; 20	14; 18	15; 28	16; 30
14	Передаточное отношение редуктора	$u_{1k}$	-	13	12	11	10	9
15	Ход толкателя IO	$h_k$	м	0,018	0,02	0,022	0,016	0,015

## Задание № I23

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОДАЧИ ДЕТАЛЕЙ В ТЕРМИЧЕСКУЮ ПЕЧЬ

Установка предназначена для перемещения (сталкивания) деталей с рольганга в термическую печь. Основным механизмом установки является шестизвенный рычажный механизм, состоящий из кривошипа I, шатунов 2 и 4, коромысла 3, ползуна (сталкивателя) 5 и стойки 6 (рис. I23а). График изменения усилий, действующих на ползун 5 при рабочем (р.х.) и вспомогательном (в.х.) ходах, дан на рис. I23б.

Привод установки состоит из зубчатой передачи (колеса  $Z_5$  и  $Z_6$ , модуль  $m = 5$  мм), двухрядного планетарного редуктора 7 (число блоков сателлитов  $k = 3$ ) и электродвигателя 8 (рис. I23в). На выходном валу редуктора установлен маховик 9, обеспечивающий требуемый коэффициент неравномерности вращения кривошипа ( $\delta = 1/20$ ).

Подача деталей с конвейера на рольганг осуществляется толкателем II кулачкового механизма, кулачок IO которого установлен на валу кривошипа I. График изменения ускорения толкателя дан на рис. I23г. Допустимый угол деления в кулачковом механизме  $[\vartheta] = 25^\circ$ .

**Примечания.** I. Центры масс  $S_2, S_3$  и  $S_4$  звеньев 2, 3 и 4 находятся в середине их длин. Моменты инерции этих звеньев относительно их центров масс определяют по формуле  $J_{is} = m_i l_i^2 / 12$ .

2. Сила трения  $F_T$  в направляющих ползуна 5 составляет 10% от усилия сталкивания  $F_c$ .

3. Построение графика  $M_c^{пр}(\varphi_1)$  рекомендуется начать с положения АВ кривошипа I (начала рабочего хода механизма).





№ п/п	Наименование параметра	Обозначения	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				A	B	B	Г	Д
1	Ширина укладки проволоки	H	м	0,4	0,36	0,32	0,4	0,36
2	Угол поворота коромысла 3	$\beta$	град	60	56	52	60	56
3	Коэффициент изменения средней скорости коромысла	$k_{\omega}$	-	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
4	Средняя скорость укладки проволоки	$(V_{\text{ср}})_{\text{уп}}$	м/с	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6
5	Масса звеньев 3 и 2	$m_3 = 2m_2$	кг	10	9,6	9,2	9	9,4
6	Усилие, необходимое для укладки проволоки	F	H	500	480	450	490	470
7	Момент инерции зубчатых колес, приведенный к валу кривошипа I	$J_{\text{зк}}^{\text{пр}}$	кг.м <sup>2</sup>	4,0	4,2	3,8	4,4	4,5
8	Угловая координата кривошипа I (для силового расчета механизма)	$\varphi_1$	град	30	60	90	120	150
9	Передающее отношение планетарного редуктора	$u, n$	-	10	11	13	16	14
10	Число зубьев колес	$Z_5 = Z_4$ $Z_6 = Z_8$	-	12	10	13	11	14
11	Ход толкателя кулачкового механизма	$h_N$	м	24	20	26	22	28
12	Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_p$	град	0,02	0,015	0,018	0,014	0,016
13	Угол дальнего стояния толкателя	$\varphi_{ac}$	град	150	145	155	160	140
				0	15	15	10	10

## Задание № I25

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
ПРИВОДА АНТЕННЫ

Антенна (рис. I25а) предназначена для кругового обзора. От электродвигателя I4 (рис. I25б) через двухступенчатый планетарный редуктор I5 (в каждой ступени которого по 3 сателлита) и цилиндрическую зубчатую передачу с колесами  $Z_4$  и  $Z_5$  движение передается на кривошип I, шатун 2 и коромысло (рефлектор) 3. При этом происходит возвратно-вращательное движение рефлектора антенны в пределах угла качания  $\Psi$  от  $15^\circ$  ниже линии горизонта до  $30^\circ$  выше нее. Для обеспечения заданного коэффициента неравномерности вращения кривошипа I на его валу предусматривают установку маховика.

Для осуществления кругового обзора поворотная платформа 9 получает вращение от электродвигателя 6 через пару зубчатых цилиндрических колес  $Z_6, Z_7$  и волновую зубчатую передачу, состоящую из двух жестких колес  $Z_8$  и  $Z_9$ , гибкого колеса-кольца  $Z_{10}$  и трех деформирующихся дисков I6, установленных в подшипниках на эксцентричных шейках вала 7 (см. рис. I25а).

Кулачковый механизм (рис. I25в) обеспечивает подачу смазки в шарниры кривошипно-коромыслового механизма антенны. Вращение кулачка II осуществляется от электродвигателя I4 через планетарный редуктор I5 (рис. I25б) и преобразуется в возвратно-поступательное движение толкателя-плунжера I2. Замыкание высшей пары в кулачковом механизме осуществляется пружиной I3. Закон изменения ускорения толкателя приведен на рис. I25г.

**Примечания.** I. Давление ветрового потока на рефлектор антенны определяют по формуле  $P = P_0 \cdot K$ , где  $P_0 = 0,5$  кПа - давление ветрового потока на рефлектор при установке антенны на высоте 10 м; K - коэффициент, учитывающий изменение давления по высоте (K = 1,5 при высоте установки антенны до 50 м и K = 2 при высоте свыше 50 м).

2. При определении сил со стороны ветрового потока на рефлектор антенны вращение платформы 9 не учитывают.

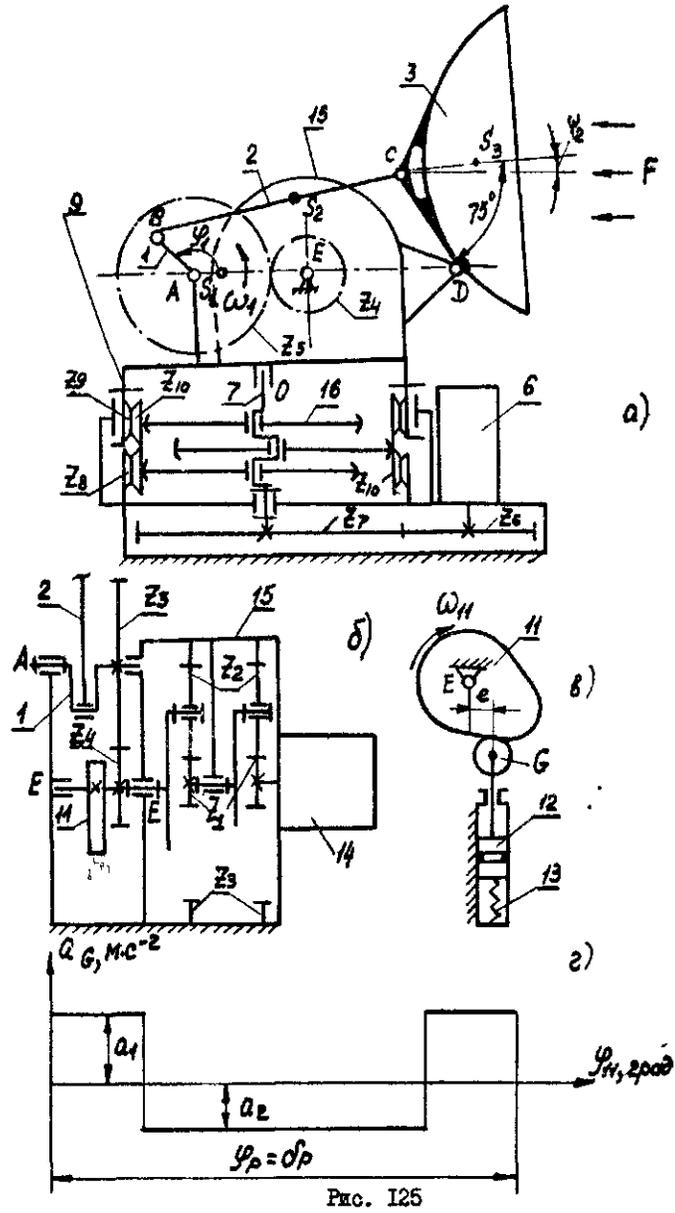


Рис. 125

Таблица 125.1

Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1				5	6	7	8	9
1	Расстояние между шарнирами С и D (длина коромысла $\delta$ )	$l_{CD}$	м	0,25	0,26	0,27	0,28	0,3
2	Коэффициент изменения средней скорости коромысла $\delta$	$k_{\omega}$	-	1,12	1,13	1,12	1,13	1,12
3	Относительное положение центра масс $S_2$ шатуна 2	$\lambda_2 = \frac{l_{ES_2}}{l_{EG}}$	-	0,35	0,32	0,32	0,35	0,36
4	Относительное положение центра масс $S_3$ рефлектора 3	$\lambda_3 = \frac{l_{ES_3}}{l_{CD}}$	-	0,32	0,3	0,28	0,32	0,28
5	Диаметр рефлектора	D	м	0,75	0,8	0,85	0,9	1,0
6	Частота вращения коромысла I	$n_1$	1/с	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
7	Коэффициент неравномерности вращения коромысла I	$\delta$	-	1/45	1/40	1/44	1/40	1/42
8	Высота установки антенны	H	м	75,0	60,0	50,0	50,0	40,0
9	Момент трения в шарнирах А, С и D	$M_{AT}$	Нм	5,6	6,5	7,3	8,4	9,5
		$M_{BT}$	Нм	8,8	9,3	10,2	11,8	12,3
		$m_1$	кг	10,6	11,7	12,8	13,7	14,2
		$m_2$	кг	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9
		$m_3$	кг	1,2	1,25	1,3	1,35	1,5
10	Масса коромысла I		кг	32,0	35,0	38,0	40,0	45,0
11	Масса шатуна 2							
12	Масса антенны 3							

I	2	3	4	5	6	7	8	9
I3	Момент инерции шатуна 2 относительно его центра масс $S_2$	$J_{I3}$	кг.м <sup>2</sup>	0,112	0,115	0,117	0,12	0,128
I4	Момент инерции вращенный 3 относительно $S_3$	$J_{I4}$	кг.м <sup>2</sup>	1,125	1,146	1,18	1,2	1,28
I5	Приведенный к валу кривошипа 1 момент инерции колес зубчатой передачи и планетарного редуктора	$J_{I5}^{пр}$	кг.м	1,15	1,18	1,195	1,25	1,36
I6	Угловая координата кривошипа 1 (для силового расчета механизма)	$\varphi_1$	град	100	105	100	105	100
I7	Число зубьев колес	$z_{i,j}; z_s$	-	10; 22	10; 17	10; 21	10; 23	11; 19
I8	Модуль колес	$m$	мм	8	8	10	8	10
I9	Передачное отношение планетарного редуктора I5	$i_{ред}$	-	36	49	49	36	49
20	Ход толкателя I2	$h_c$	м	0,03	0,032	0,035	0,03	0,035
21	Внесность толкателя	$\epsilon$	м	0,01	0,012	0,012	0,015	0,013
22	Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$[\alpha]$	град	20	22	25	20	25
23	Изменение углового толкателя	$\alpha_1/a_2$	-	2,0	1,5	2,0	1,6	1,5
24	Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_p$	град	300	340	300	320	330
25	Передачное число волновой зубчатой передачи	$i_{вп}$	-	100	110	120	130	140
26	Модуль зубчатых колес волновой передачи	$m_{вп}$	мм	1,5	1,5	2,0	2,5	2,5

## Задание # I26

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
УПАКОВОЧНОГО АВТОМАТА

Автомат предназначен для горизонтального и вертикального перемещений упакованных изделий в автоматизированном технологическом комплексе. Коленчатый вал I (рис. I26а, б) приводится в движение от электродвигателя I3 через муфту I4, планетарный редуктор I5, прямозубую зубчатую передачу (число зубьев колес  $z_{16}, z_{14}$ ) и цепную передачу 7, передаточное число которой равно единице. На коленчатом валу I установлен маховик I8. Рычажный шестизвенный кулисный механизм, предназначенный для горизонтального перемещения изделия И, состоит из кривошипа (коленчатого вала) I, шатуна (кулисного камня) 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна 5. При рабочем ходе механизма преодолевается сила трения  $F_{5T}$  между ползуном 5, перемещающим изделие И, и направляющими стойки 6. Во время вспомогательного хода (в.х.) ползуна 5 происходит вертикальное перемещение изделия И при помощи ползуна I2 на величину  $H_L$ . Ползун I2 через шатун II связан с толкателем IO кулачкового механизма, состоящего из кулачка 8 и роликового толкателя IO. Допустимый угол давления в кулачковом механизме  $[\alpha] = 30^\circ$ . Закон изменения ускорения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка показан на рис. I26в.

Примечания. I. Центр масс кулисы 3 расположен в середине ее длины.

2. Угол рабочего профиля кулачка  $\delta_p = \varphi_p < \varphi_{в.х.}$ .

3. Принять ход толкателя кулачкового механизма  $h_F = H_L$ , угол дальнего стояния коромысла  $\varphi_{дс} = 10^\circ$ .

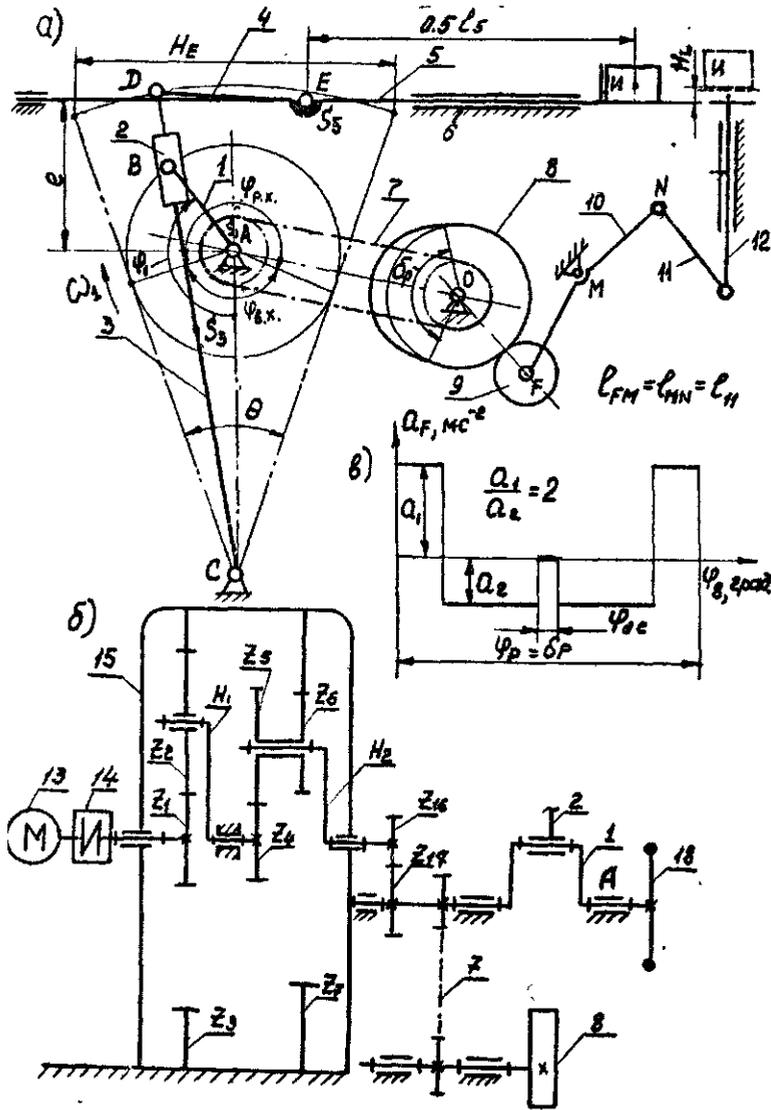


Рис. 126

Таблица 126.1

Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов																		
				A	B	Г	Д	Е	Ж	З	И	К										
1	Ход ползуна 5	$H_5$	м	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05	0,04	0,035	0,030	0,025	0,020	0,015	0,010	0,005
2	Ход ползуна 12	$H_{12}$	м	0,055	0,050	0,045	0,040	0,035	0,030	0,025	0,020	0,015	0,010	0,005	0,004	0,0035	0,0030	0,0025	0,0020	0,0015	0,0010	0,0005
3	Частота вращения кривошипа 1	$n_1$	1/с	0,25	0,30	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10
4	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа 1	$\delta$	-	1/25	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24
5	Коэффициент изменения средней скорости ползуна 5	$k_v$	-	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20	2,30	2,40	2,50	2,60	2,70	2,80	2,90	3,00	3,10	3,20	3,30
6	Отношение смещения $\epsilon$ вправо-влево ползуна 5 к длине кривошипа 1	$\lambda_e = e/l_1$	-	1,20	1,15	1,20	1,15	1,20	1,15	1,20	1,15	1,20	1,15	1,20	1,15	1,20	1,15	1,20	1,15	1,20	1,15	1,20
7	Отношение длины шатуна 4 к длине кулисы 3	$\lambda_{43} = l_4/l_3$	-	0,30	0,25	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05
8	Длина ползуна 5 в долях от его хода	$\lambda_5 = l_5/H_5$	-	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0
9	Длина ползуна 12 в долях от его хода	$\lambda_{12} = l_{12}/H_{12}$	-	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0
10	Масса единицы длины ползуна 5	$m_{l5}$	кг/м	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
11	Масса единицы длины кулисы 3	$m_{l3}$	кг/м	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
12	Масса единицы длины ползуна 12	$m_{l12}$	кг/м	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28

Окончание табл. I26.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
I3	Масса изделия И	$m_H$	кг	25	20	30	36	40
I4	Коэффициент трения в направляющих ползуна 5	$f_{T,56}$	-	0,25	0,24	0,23	0,22	0,20
I5	Момент инерции грунтошпа I (колебчатого вала)	$J_H$	кг·м <sup>2</sup>	0,060	0,060	0,061	0,061	0,060
I6	Угловая координата (или силового расчёта механизма)	$\varphi_I$	град	90	I20	I50	240	210
I7	Число зубьев зубчатых колес	$Z_{16}; Z_{17}$	-	I0; I5	I2; I8	I0; I5	I4; 21	I2; I8
I8	Модуль зубчатых колес	$m$	мм	5	4	5	3	4
I9	Передаточное отношение редуктора I7	$\omega$	-	66	55	55	48	42
20	Длина толкателя FM кулачкового механизма	$l_{FM}$	м	0,38	0,35	0,32	0,28	0,25

## СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Задания на курсовой проект являются комплексными и предусматривают проектирование и исследование рычажных, зубчатых и кулачковых механизмов машинных агрегатов, приборов, устройств.

При выполнении курсового проекта прорабатываются следующие вопросы.

1. Проектирование основного рычажного механизма и определение закона движения его начального звена [1, 2, 8, 9, II, I2]:

а) расчет размеров звеньев механизма по заданным условиям;  
б) анализ характера изменения внешних сил, действующих на звенья механизма;

в) выбор динамической модели машины и определение ее параметров – суммарного приведенного момента сил и суммарного приведенного момента инерции;

г) определение закона движения начального звена механизма;  
д) уточнение закона движения начального звена с учетом характеристики электродвигателя;

е) определение момента инерции маховика (для механизма, работающего в установившемся режиме);

ж) определение быстродействия механизма (при работе его в переходном режиме).

2. Силовой расчет рычажного механизма [1, 3, I0, I2]:

а) определение линейных ускорений центров масс и угловых ускорений звеньев;

б) определение главных векторов сил инерции и главных моментов сил инерции;

в) анализ силового нагружения входного, выходного и промежуточных звеньев механизма;

г) определение сил, действующих в кинематических парах механизма;

д) определение неизвестной внешней силы (или момента) и оценка погрешности расчета.

3. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора [1, 4, I2]:

а) выбор коэффициента смещения исходного производящего контура, обеспечивающего требуемые свойства передачи;

б) расчет геометрических параметров зубчатых колес и передачи;

в) исследование станочного зацепления исходного производя-

## ЛИТЕРАТУРА

щего контура с меньшим зубчатым колесом и профилирование зуба (включая переходную кривую) методом огибания (обкатки);

г) построение схемы зацепления зубчатых колес и обозначение основных элементов колес и передачи;

д) проектирование кинематической схемы зубчатого планетарного механизма (выбор числа зубьев колес) по заданному передаточному отношению с учетом условий соседства сателлитов, соосности входного и выходного валов и возможности сборки механизма в многосателлитном исполнении.

4. Проектирование кулачкового механизма [1, 5, 12]:

а) согласование движения основного и вспомогательных механизмов и определение фазовых углов кулачка;

б) построение графика передаточной функции скорости толкателя и графика перемещения толкателя по заданной форме графика его ускорения;

в) выбор оптимальных размеров кулачкового механизма с учетом допустимых углов давления;

г) построение профиля кулачка;

д) построение графика углов давления в функции угла поворота кулачка.

Курсовой проект включает графическую часть в объеме четырех листов формата А1 и расчетно-пояснительную записку на 30-40 страницах формата А4.

Требования к расчетно-пояснительной записке и графическим построениям даны в [6, 12].

1. Теория механизмов /Под ред. В.А.Гавриленко. - М.: Высшая школа, 1973. - 510 с.

2. Учебное пособие для курсового проектирования по теории механизмов /Под ред. Т.А.Архангельской. - М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1985. - Ч. I, 68 с.

3. Лукичев Д.М., Тимофеев Г.А. Определение усилий в кинематических парах рычажных механизмов с применением ЭВМ /Под ред. Фролова К.В. - М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1983. - 42 с.

4. Проектирование зубчатых зацеплений и передач с использованием ЭЦВМ: Учеб. пособие для курсового проектирования по теории механизмов /Под ред. Н.А.Скворцовой. - М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1983. - Ч. II, 68 с.

5. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Проектирование кулачковых механизмов с использованием ЭЦВМ /Под ред. Фролова К.В. - М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1982. - 48 с.

6. Сборник заданий для курсового проектирования по курсу "Теория механизмов" /Под ред. С.А.Попова. - М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1980. - Вып. 7, 72 с.

7. Использование ЭВМ в курсе "Теория механизмов и машин": Учебное пособие /Под ред. Крюкова Б.И., Леонова И.В. - М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1983. - 48 с.

8. Определение кинематических передаточных функций шестизвездных рычажных механизмов с использованием ЭВМ /Под ред. Попова С.А. - М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1984. - 56 с.

9. Использование ЭВМ в курсовом проектировании по теории механизмов /Под ред. И.В.Леонова. - М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1984. - 32 с.

10. Учебное пособие для выполнения домашних заданий по теории механизмов /Под ред. В.А.Никонорова. - М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1985. - 60 с.

11. Приводы машин: Справочник /Под ред. В.В.Длугого. - Л.: Машиностроение, 1982. - 384 с.

12. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Уч.пос.для вузов/Под ред. К.В. Фролова.- М.: Высшая школа, 1983.- 296 с.

Приложение I  
 Электродвигатели асинхронные трехфазные единой серии 4А  
 с повышенным скольжением [ II ]

Тип двигателя	Номинальная мощность $P_{\text{ном}}$ , кВт	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$ , об/мин	$\frac{M_{\text{пик}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{скл}}}{M_{\text{ном}}}$	Моховой момент ротора $m^2$ , кг.м <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6

Синхронная частота вращения 3000 об/мин

4AC7IA2Y3	1,0	2700	2,0	2,2	39,3.10 <sup>-4</sup>
4AC7IB2Y3	1,2	2700	2,0	2,2	42,2.10 <sup>-4</sup>
4AC80A2Y3	1,9	2745	2,0	2,2	73.10 <sup>-4</sup>
4AC80B2Y3	2,5	2745	2,0	2,2	85.10 <sup>-4</sup>
4AC90C2Y3	3,5	2775	2,0	2,2	1,41.10 <sup>-2</sup>
4AC100S2Y3	4,8	2805	2,0	2,2	2,37.10 <sup>-2</sup>
4AC100L2Y3	6,3	2805	2,0	2,2	3.10 <sup>-2</sup>
4AC112M2Y3	8,0	2850	2,0	2,4	4.10 <sup>-2</sup>
4AC132M2Y3	11,0	2840	2,0	2,4	9.10 <sup>-2</sup>

Синхронная частота вращения 1500 об/мин

4AC7IA4Y3	0,6	1350	2,0	2,2	52,1.10 <sup>-4</sup>
4AC7IB4Y3	0,8	1350	2,0	2,2	56,7.10 <sup>-4</sup>
4AC80A4Y3	1,3	1358	2,0	2,2	1,29.10 <sup>-2</sup>
4AC80B4Y3	1,7	1335	2,0	2,2	1,33.10 <sup>-2</sup>
4AC90L4Y3	2,4	1360	2,0	2,2	2,24.10 <sup>-2</sup>
4AC100S4Y3	3,2	1395	2,0	2,2	3,47.10 <sup>-2</sup>
4AC100L4Y3	4,25	1395	2,0	2,2	4,5.10 <sup>-2</sup>
4AC112M4Y3	5,6	1395	2,0	2,2	6,65.10 <sup>-2</sup>
4AC132M4Y3	8,5	1395	2,6	2,8	11,3.10 <sup>-2</sup>
4AC132M4Y3	11,8	1410	2,0	2,2	16.10 <sup>-2</sup>
4AC160S4Y3	17,0	1425	2,0	2,2	41.10 <sup>-2</sup>
4AC160M4Y3	20,0	1432	2,0	2,2	51.10 <sup>-2</sup>
4AC180S4Y3	21,0	1418	2,0	2,2	76.10 <sup>-2</sup>
4AC180M4Y3	26,5	1440	2,0	2,2	93.10 <sup>-2</sup>
4AC200M4Y3	31,5	1410	2,0	2,2	1,47
4AC200L4Y3	40,0	1410	2,0	2,2	1,78
4AC225M4Y3	50,0	1395	2,0	2,2	2,56
4AC250S4Y3	56,0	1380	2,0	2,2	4,08
4AC250M4Y3	63,0	1365	2,0	2,2	4,67

1	2	3	4	5	6
---	---	---	---	---	---

Синхронная частота вращения 1000 об/мин

4AC7IA6Y3	0,4	920	2,0	2,1	6,8.10 <sup>-4</sup>
4AC7IB6Y	0,63	920	2,0	2,1	81,3.10 <sup>-4</sup>
4AC80A6Y3	0,8	860	2,0	2,1	1,35.10 <sup>-2</sup>
4AC80B6Y3	1,2	860	2,0	2,1	1,38.10 <sup>-2</sup>
4AC90L6Y3	1,7	900	1,9	2,1	2,94.10 <sup>-2</sup>
4AC100L6Y3	2,6	920	1,9	2,1	5,24.10 <sup>-2</sup>
4AC112M6Y3	3,2	910	1,9	2,1	6,9.10 <sup>-2</sup>
4AC112M6Y3	4,2	910	1,9	2,1	8,46.10 <sup>-2</sup>
4AC132S6Y3	6,3	940	1,9	2,1	16.10 <sup>-2</sup>
4AC132M6Y3	8,5	940	1,9	2,1	23.10 <sup>-2</sup>
4AC160S6Y3	12,0	940	1,9	2,1	55.10 <sup>-2</sup>
4AC160M6Y3	16,0	940	1,9	2,1	73.10 <sup>-2</sup>
4AC180M6Y3	19,0	940	1,9	2,1	88.10 <sup>-2</sup>
4AC200M6Y3	22,0	910	1,9	2,1	1,6
4AC200L6Y3	28,0	920	1,9	2,1	1,81
4AC225M6Y3	33,5	880	1,9	2,1	2,95
4AC250S6Y3	40,0	950	1,9	2,1	4,62
4AC250M6Y3	45,0	950	1,9	2,1	5,04

Синхронная частота вращения 750 об/мин

4AC7IB8Y3	0,3	670	1,9	2,0	74.10 <sup>-4</sup>
4AC80A8Y3	0,45	660	1,9	2,0	1,35.10 <sup>-2</sup>
4AC80B8Y3	0,6	660	1,9	2,0	1,62.10 <sup>-2</sup>
4AC90L8Y3	0,9	660	1,8	2,0	2,7.10 <sup>-2</sup>
4AC90LB8Y3	1,2	660	1,8	2,0	3,45.10 <sup>-2</sup>
4AC100L8Y3	1,6	675	1,8	2,0	5,2.10 <sup>-2</sup>
4AC112M8Y3	2,2	670	1,8	2,0	7,0.10 <sup>-2</sup>
4AC112M8Y3	3,2	670	1,8	2,0	9,6.10 <sup>-2</sup>
4AC132S8Y3	4,5	690	1,8	2,0	17.10 <sup>-2</sup>
4AC132M8Y3	6,0	690	1,8	2,0	23,2.10 <sup>-2</sup>
4AC160S8Y3	9,0	690	1,8	2,0	55.10 <sup>-2</sup>
4AC160M8Y3	12,5	688	1,8	2,0	72.10 <sup>-2</sup>
4AC180M8Y3	15,0	700	1,8	2,0	1,0
4AC200M8Y3	20,0	690	1,8	2,0	1,6
4AC225M8Y3	26,5	675	1,8	2,0	2,95
4AC250S8Y3	36,0	694	1,8	2,0	4,62

Приложение 2

Электродвигатели асинхронные трехфазные единой  
серии 4А закрытые обдуваемые [II]

Тип двигателя	Номинальная мощность $P_{\text{дв}}$ , кВт	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$ , об/мин	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{тол}}}{M_{\text{ном}}}$	Маховой момент ротора $mD^2$ , кг.м <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6

Синхронная частота вращения 3000 об/мин

4A50A2Y3	0,09	2740	2,0	2,2	0,98.10 <sup>-4</sup>
4A50B2Y3	0,12	2710	2,0	2,2	1,07.10 <sup>-4</sup>
4A56A2Y3	0,18	2800	2,0	2,2	16,6.10 <sup>-4</sup>
4A56B2Y3	0,25	2770	2,0	2,2	18,6.10 <sup>-4</sup>
4A63A2Y3	0,37	2750	2,0	2,2	30,5.10 <sup>-4</sup>
4A63B2Y3	0,55	2740	2,0	2,2	36.10 <sup>-4</sup>
4A71A2Y3	0,75	2840	2,0	2,2	39.10 <sup>-4</sup>
4A160S2Y3	15,0	2940	1,4	2,2	0,19
4A160M2Y3	18,5	2940	1,4	2,2	0,21
4A180S2Y3	22,0	2945	1,4	2,5	0,28
4A180M2Y3	30,0	2945	1,4	2,5	0,34
4A200M2Y3	37,0	2945	1,4	2,5	0,58
4A200L2Y3	45,0	2945	1,4	2,5	0,67
4A225M2Y3	55,0	2945	1,4	2,5	1,0
4A250S2Y3	75,0	2960	1,2	2,5	1,86
4A250M2Y3	90,0	2960	1,2	2,5	2,08
4A280S2Y3	110	2970	1,2	2,2	4,36
4A280M2Y3	132	2970	1,2	2,2	4,76
4A315S2Y3	160	2970	1,2	2,2	5,6
4A315M2Y3	200	2970	1,2	2,2	6,5
4A355S2Y3	250	2970	1,0	1,9	11,4
4A355M2Y3	315	2970	1,0	1,9	12,9

Синхронная частота вращения 1500 об/мин

4A50A4Y3	0,06	1380	2,0	2,2	1,15.10 <sup>-4</sup>
4A50B4Y3	0,09	1370	2,0	2,2	1,3.10 <sup>-4</sup>
4A56A4Y3	0,12	1375	2,1	2,2	28.10 <sup>-4</sup>
4A56B4Y3	0,13	1365	2,1	2,2	31,5.10 <sup>-4</sup>
4A63A4Y3	0,25	1380	2,0	2,2	49,5.10 <sup>-4</sup>
4A63B4Y3	0,37	1365	2,0	2,2	55.10 <sup>-4</sup>

1	2	3	4	5	6
4A250S4Y3	75,0	1480	1,2	2,3	4,08
4A250M4Y3	90,0	1480	1,2	2,3	4,67
4A280S4Y3	110	1470	1,2	2,0	9,2
4A280M4Y3	132	1480	1,3	2,0	9,9
4A315S4Y3	160	1480	1,3	2,2	12,3
4A315M4Y3	200	1480	1,3	2,2	14,5
4A355S4Y3	250	1485	1,2	2,0	24,0
4A355M4Y3	315	1485	1,2	2,0	28,2

Синхронная частота вращения 1000 об/мин

4A63A6Y3	0,18	885	2,2	2,2	69,4.10 <sup>-4</sup>
4A63B6Y3	0,25	890	2,2	2,2	86.10 <sup>-4</sup>
4A250M6Y3	55,0	985	1,2	2,1	5,04
4A280S6Y3	75,0	985	1,4	2,2	11,7
4A280M6Y3	90,0	985	1,4	2,2	13,5
4A315S6Y3	110	985	1,4	2,2	16,0
4A315M6Y3	132	985	1,4	2,2	18,0
4A355S6Y3	160	985	1,4	2,2	29,3
4A355M6Y3	200	985	1,4	2,2	35,2

Синхронная частота вращения 750 об/мин

4A71B8Y3	0,25	680	1,6	1,7	74.10 <sup>-4</sup>
4A250M8Y3	45,0	740	1,2	2,0	5,45
4A280S8Y3	55,0	735	1,2	2,0	12,7
4A280M8Y3	75,0	735	1,2	2,0	16,5
4A315S8Y3	90,0	740	1,2	2,3	19,7
4A315M8Y3	110	740	1,2	2,3	23,4
4A355S8Y3	132	740	1,2	2,2	36,2
4A355M8Y3	160	740	1,2	2,2	40,8

## СОДЕРЖАНИЕ

Задание № III. Проектирование и исследование механизмов кузнечно-прессового манипулятора .....	3
Задание № II2. Проектирование и исследование механизмов подъема и поворота схвата манипулятора ....	7
Задание № II3. Проектирование и исследование механизмов ковочного манипулятора .....	10
Задание № II4. Проектирование и исследование механизмов поворота хобота и схвата манипулятора .....	13
Задание № II5. Проектирование и исследование механизмов манипулятора .....	16
Задание № II6. Проектирование и исследование механизмов гидравлического подъемника платформы самосвала .....	19
Задание № II7. Проектирование и исследование механизмов гидравлической навесной системы трактора	23
Задание № II8. Проектирование и исследование механизмов судовой силовой установки с двигателем Стирлинга .....	26
Задание № II9. Проектирование и исследование механизмов автомобиля технической помощи с двигателем Стирлинга .....	32
Задание № I20. Проектирование и исследование механизмов поршневого насоса двойного действия .....	37
Задание № I21. Проектирование и исследование механизмов прессы-автомата .....	41
Задание № I22. Проектирование и исследование механизмов поперечно-строгального станка .....	44
Задание № I23. Проектирование и исследование механизмов установки для подачи деталей в термическую печь .....	47
Задание № I24. Проектирование и исследование механизмов установки для укладки арматурной проволоки	50
Задание № I25. Проектирование и исследование механизмов привода антенны .....	53
Задание № I26. Проектирование и исследование механизмов упаковочного автомата .....	57
Содержание и объем курсового проекта .....	61
Литература .....	62
Приложения .....	64