

Сборник
заданий
для
курсового проекта
по ТММ

Вып. 4.

Задания для курсового проекта выдаются в соответствии с учебным планом.
 Рассмотрены и одобрены кафедрой теории машин и механизмов, Методической комиссией ф-та ОТ 15/ТУ-74 г. и Учебно-методическим управлением.

Задания для курсового проекта по теории механизмов, выполненные в данном выпуске, подготовили преподаватели кафедры с участием слушателей У и УІ выпусков факультета повышения квалификации преподавателей при кафедре ТМ МВТУ им. Н.В. Баумана:

- Задание № 59 - Петров Э.В.
- Задание № 60 - Дюнов И.В.
- Задание № 61 - Семин Ю.И.
- Задание № 62 - Бичук А.В., Колосова Н.И.
- Задание № 63 - Ремезова Н.Б.
- Задание № 64 - Никоноров В.А.
- Задание № 65 - Корягина В.В.
- Задание № 66 - Немкевич А.С.
- Задание № 67 - Никоноров В.А.
- Задание № 68 - Беспальцев И.И., Глухов Н.А.
- Задание № 69 - Перфильев П.Д., Акопян В.М.
- Задание № 70 - Изюмский В.П., Акопян В.М.
- Задание № 71 - Кочетков А.Ф., Акопян В.М.
- Задание № 72 - Перевьякин Ю.Д., Щербанова К.П.

Сборник подготовлен к печати комиссией по проектированию в составе:
 председателя комиссии Малышевой В.С.,
 членов комиссии: Архангельской Т.А., Матрющковой А.С.,
 Никонорова В.А., Попова С.А., Скворцовой Н.А.

Редактор Н.Г. Ковалевокая

Корректор Л.И. Малыгина

Заказ 1404

Объем 4 1/2 п.л.

Тираж 1000 экз

Д-71178 от 16/Х-74 г.

Цена 15 коп.

Печ. 1974 г.

Ротапринт МВТУ. 107005, Москва Б-6, 2-я Бауманская, 5.

ЗАДАНИЕ № 59

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДИВЕЛЬ-ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО КРАНА

Стреловой дивель-электрический кран (рис. 59) предназначен для механизации строительных, монтажных и подсобных работ. Силовая установка крана работает по системе генератор-электродвигатель. Генератор Г, приводящийся во вращение двухтактным двигателем внутреннего сгорания, питает ток электродвигателя всех основных механизмов крана: подъема, изменения вылета стрелы, поворота стрелы и вспомогательных механизмов.

В задании рассматривается только механизм подъема груза.

Основной механизм дивеля (рис. 59б) - кривошипно-ползуновый. Он состоит из звеньев: коленчатого вала 1, шатуна 2, поршня 3, стойки 4.

Коленчатый вал, на котором находится маховик 5, связан с валом электрогенератора Г муфтой 6. Изменение деления в цилиндре двигателя представлено индикаторной диаграммой (рис. 59в').

График изменения числа оборотов электродвигателя ЭДІ в зависимости от момента М на его валу (рис. 59г') (естественная характеристика электродвигателя ЭДІ) строится по формуле

$$M = \frac{2M_{кдб}}{\frac{S_k}{S} + \frac{S}{S_k}}$$

где $M_{кдб}$ - критический момент электродвигателя,

S_k - критическое скольжение (задается по каталогу),
 $S = \frac{D_1 - D_2}{D_2}$ - скольжение.

Величину $M_{кдб}$ электродвигателя подъема определить, полагая, что она составляет 80% величин установленного момента на валу электрогенератора, т.е.

$$M_{кдб} = 0,8 M_y.$$

M_u определяется по установившемуся режиму работы силовой установки.

Данные для построения индикаторной диаграммы (давление газа на поршень двигателя внутреннего сгорания) приводятся в табл. 59-2. Кроме электрогенератора от коленчатого вала дизеля через зубчатую передачу (колеса 7 и 8) осуществляется привод масляного насоса, от которого осуществляется смазка всех агрегатов крана.

Масляный насос (рис. 59в) состоит из кулачка 9 и толкателя 10.

Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма приводится на рис. 59 в'.

Механизм подъема крана (рис. 59а) работает следующим образом.

Груз G подвешен к крюковой обойме с кратностью полиспаста $P = 4$, в связи с чем натяжение троса уменьшается в четыре раза и становится равным $G/4$, а скорость наматывания троса увеличивается в 4 раза по сравнению со скоростью подъема груза. Трос с крюковой обоймой через концевые блоки II наматывается на барабан 12. Барабан муфтами 13 и 15 соединен через планетарный редуктор (число блоков сателлитов $K = 3$) с электродвигателем ВД1. Одна из полу муфт муфты 15 является тормозным шкивом.

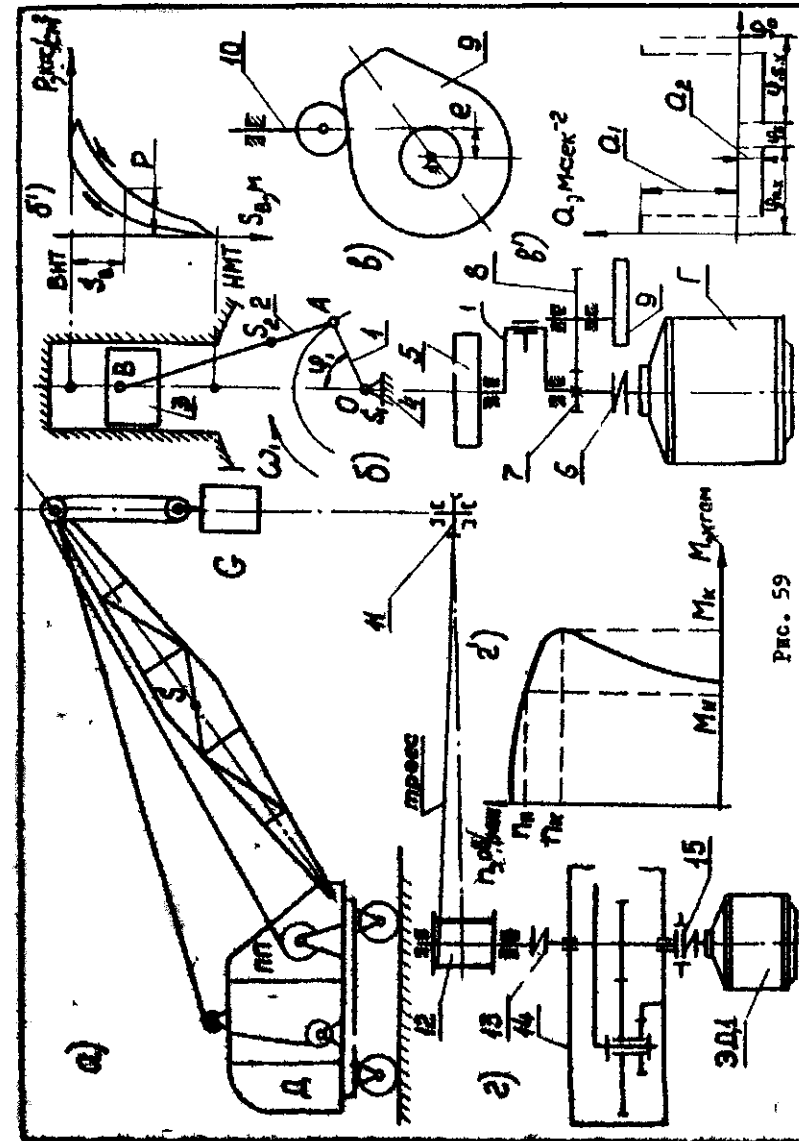


рис. 59

Таблица 59-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ попор.	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Средняя скорость поршня	\bar{v}_{cp}	м/сек	4,8	4,4	4,0	3,8	4,2
2	Отношение длины катушки к длине кривошипа	$\frac{L_{каб}}{L_{кр}}$	-	4,3	4,4	4,5	4,4	4,2
3	Отношение расстояния от точки А до центра тяжести катушки к длине катушки	$\frac{L_{АЦ}}{L_{каб}}$	-	0,32	0,34	0,35	0,3	0,31
4	Число оборотов коленчатого вала	n_1	об/мин	600	600	600	600	600
5	Максимальное давление в цилиндре двигателя	P_{max}	кгс/см ²	40	40	40	40	40
6	Диаметр цилиндра	d_1	м	0,2	0,19	0,21	0,24	0,23
7	Вес катушки	G_2	кгс	30	28	32	36	40
8	Вес поршня	G_3	кгс	40	36	41	45	50
9	Момент инерции катушки относительно оси, проходящей через его центр тяжести	J_{z_3}	кгс·м·сек ²	0,11	0,1	0,12	0,13	0,14
10	Грузоподъемность крана	$G_{кр}$	тс	15	12	10	10	7,5
11	Скорость подъема	V	м/мин	5	6,5	8	10	12
12	Диаметр барабана лебедки подъема	$D_б$	м	0,5	0,5	0,4	0,4	0,5

Продолжение табл. 59-1

№ попор.	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Моховой момент ротора электродвигателя	$G_{Дэс}^2$	кгс·м ²	22	20	20	18	16
14	Моховой момент ротора электродвигателя ЭД1	$G_{ДЭД1}^2$	кгс·м ²	8	7,5	7	8	7,5
15	Моховой момент барабана	$G_{ДБ}^2$	кгс·м ²	160	170	140	150	160
16	Суммарный моховой момент планетарного редуктора, соединительный муфт, тормозного колеса, привода цепи к валу электродвигателя	$G_{Д}^2$	кгс·м ²	1,8	1,9	2,0	1,9	1,8
17	Число оборотов холостого хода электродвигателя	n_0	об/мин	600	600	600	600	600
18	Критическое скольжение электродвигателя подъема	S_k	-	0,21	0,2	0,23	0,22	0,21
19	Угловая координата кривошипа для среднего расчёта	φ_1	град	30°	60°	90°	60°	30°
20	Угол поворота кулачка, соответствующий а) встав б) прямому ходу в) обратному ходу	$\varphi_{вкс}$ $\varphi_{пх}$ $\varphi_{обх}$	град	15 80 70	20 70 50	25 75 60	20 70 60	15 80 70
21	Максимально допустимый угол давления	$\alpha_{доп}$	град	25°	25°	25°	25°	25°

Продолжение табл. 59-1

I	2	3	4	5	6	7	8	9
22	Соотношение между величинами ускорения толкателя	$\gamma = \frac{a_1}{a_2}$						
23	Положен толкателя	β	и	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9
24	Внесность	e	и	0,018	0,016	0,014	0,012	0,01
25	Число зубьев колес	Z_6, Z_7		0	0,003	0,002	0,002	0
		$Z_6, Z_7 (m = 4 \text{ мм})$		13;21	14;20	12;19	15;22	13;17

Таблица 59-2

Значения давлений в цилиндре двигателя в долях максимального давления P_{max} в зависимости от положения поршня

Путь поршня (в долях хода H)	$\frac{S_0}{H}$	0	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Давление	$\frac{P}{P_{\text{max}}}$	0,86	0,50	0,32	0,20	0,11	0,07	0,05	0,03	0,01	0	0	0	0
Расширение	$\frac{P}{P_{\text{max}}}$	0,86	I	0,86	0,60	0,34	0,24	0,17	0,13	0,10	0,08	0,07	0,03	0

ЗАДАНИЕ № 60

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДА КОНВЕЙЕРА

Скреповый конвейер с индивидуальным приводом от четырехтактного одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания служит для перемещения сыпучих грузов. Схема механизмов конвейера представлена на рис. 60а (кривошип 1, шатун 2, поршень 3, маховик 4, клапан 5, редуктор 6, воздушный ролик 7).

Основным механизмом двигателя является кривошипно-ползунный механизм, маховик располагается на коленчатом валу двигателя. Индикаторная диаграмма представлена на рис. 60б, данные для построения индикаторной диаграммы приведены в табл. 60-2.

Механизм газораспределения двигателя состоит из кулачков (рис. 60 в) (кулачок 1, толкатель 2, ролик 3), закрепленных на распределительном валу, и толкателей, воздействующих на клапаны. Кулачковый механизм должен обеспечить заданный закон движения толкателя (рис. 60 г).

Вращение распределительному валу O_2 передается от коленчатого вала O_1 парой зубчатых колес (рис. 60д), передаточное отношение которой равно 2 ($i_{12} = 2$).

Коленчатый вал 1 двигателя соединен с планетарным редуктором. Перемещение груза осуществляется лентой конвейера с закрепленными на ней скребками, приводимыми в движение ведущим роликом от планетарного редуктора. Схема планетарного редуктора 6 приведена на рис. 60а.

Продолжение табл. 60-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	Момент ввертца коленчатого вала	J_{01}	кгс-м-сек ²	0,0006	0,0006	0,0005	0,0005	0,0004
11	Приведенные к коленчатому валу моменты ввертца деталей привода и ленты конвейера	J_0	кгс-м-сек ²	0,2	0,2	0,25	0,25	0,2
12	Начальные условия для разгона: начальная угловая скорость	ω_1 м/сек	1/сек	100	120	100	120	150
13	Угловая координата кривошипа (по ходу расширения)	φ_1 м/сек	град	0	0	0	0	0
13	Угловая координата кривошипа для среднего расчета (по ходу расширения)	φ_1	град	30°	30°	30°	30°	30°
14	Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,01	0,009	0,008	0,007	0,008
15	Максимально допустимый угол зацепления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	35	30	35	30	30
16	Угол рабочего профиля кулачка	α_p	град	120	115	120	115	120
17	Число зубьев шестерни зубчатой передачи с передаточным отношением $i = 2$	Z_1	-	12	13	14	15	16
18	Модуль зубчатых колес	m	мм	10	10	10	10	10
19	Передаточное отношение планетарного редуктора	$i_{зб}$	-	10	9	11	8	7
20	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3

Таблица 60-2
ЗНАЧЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ В ДОЛЯХ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ P_{max} В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПОЛОЖЕНИЯ ПОРШНЯ S_6

Путь поршня в долях хода H)	$\frac{S_6}{H}$	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	$\frac{P}{P_{max}}$	0,28	0,23	0,2	0,16	0,1	0,07	0,04	0,03	0,02	0,005	0	-0,005	-0,01
Расширение	$\frac{P}{P_{max}}$	0,28	1,0	0,9	0,71	0,51	0,41	0,26	0,22	0,19	0,16	0,16	0,13	0,05

Примечания. 1. При построении диаграммы силы давления газов, действующей на поршень, силой при всасывании и выхлопе можно пренебречь.
 2. Приведенный момент сил сопротивления при разгоне принять постоянным и равным 0,8 от среднего приведенного момента движущей силы.

ЗАДАНИЕ № 61

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ МТОРНОГО ПРИВОДА
ДОРОЖНОГО ВЕЛОСИПЕДА (МОПЕДА)

Механизм карбюраторного двухтактного двигателя привода (рис. 61а) состоит из кривошипа 1, шатуна 2 и поршня 3, который движется внутри цилиндра, имеющего наружные ребра для охлаждения. Сжатая смесь в цилиндре в верхней мертвой точке (ВМТ) поджигается электрической искрой от свечи 6. Под действием горячих газов, находящихся под большим давлением, поршень движется вниз; в конце хода поршня открывается выпускное окно 5, а затем продувочное окно 4; сжатая в карете двигателя рабочая смесь вновь наполняет цилиндр и сжимается при ходе поршня вверх.

Вращение от кривошипа 1 передается маховику 7 с муфтой сцепления и далее планетарному редуктору, состоящему из центрального колеса 10 с наружным зубом, трех сателлитов 11, центрального колеса 12 с внутренним зубом и водила 6. На оси водила установлена ведущая звездочка 13 цепной передачи; ведомая звездочка 14 установлена на ступице заднего колеса 15 велосипеда. От кривошипа приводится через зубчатую передачу (колеса 8 и 9) кулачок 16 с коромысловым толкателем 18 и роликом 17 механизма замыкания контактов цепи зажигания (рис. 61а, б).

Определить закон движения механизма и время первого оборота кривошипа при разгоне велосипеда от скорости $V_{нач.}$, приняв $\varphi_{нач.} = 0$ при полностью открытой заслонке карбюратора (т.е. при индикаторной диаграмме номинального режима) и выключенной муфте сцепления.

При проектировании и исследовании механизмов двигателя считать известными параметры, приведенные в табл. 61-1. Именные давления в цилиндре двигателя в зависимости от хода поршня (индикаторная диаграмма) при номинальном режиме показаны на рис. 61 б, построенном по данным из табл. 61-2; схема кулачкового механизма - на рис. 61в, закон изменения движения толкателя - на рис. 61г.

14

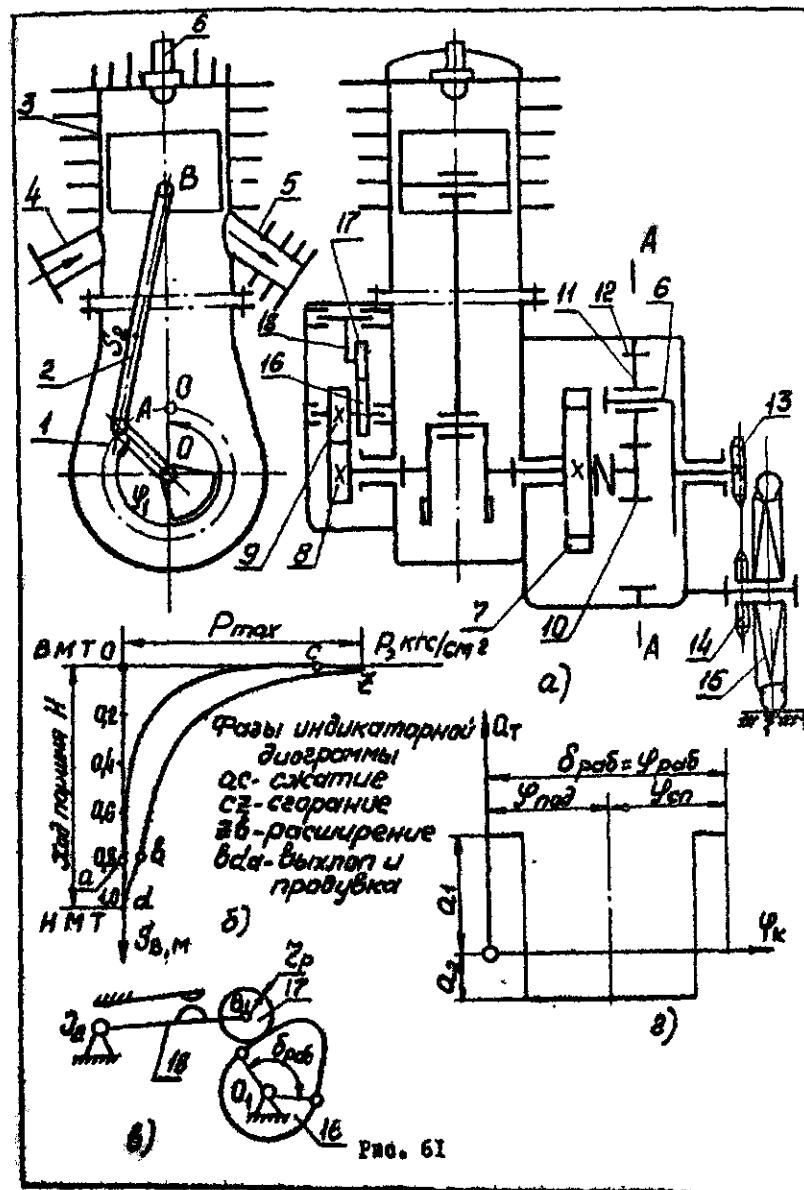


Рис. 61

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 61-1

№ попор	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов				
				A	B	V	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Средняя скорость поршня при номинальной нагрузке	V_{cp}	м/сек	6,15	6,0	6,56	6,56	6,4
2	Диаметр цилиндра	d	м	0,038	0,035	0,04	0,042	0,04
3	Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$L_{sh}/L_{кр}$	-	3,8	4	3,8	3,9	4
4	Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	L_{As}/L_{sh}	-	0,25	0,24	0,28	0,26	0,26
5	Вес шатуна	G_2	кгс	0,2	0,19	0,22	0,24	0,22
6	Вес поршня	G_3	кгс	0,10	0,095	0,11	0,115	0,11
7	Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	J_{10}	кгс·м·сек ²	$1,8 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^{-4}$	$2,2 \cdot 10^{-4}$	$2,4 \cdot 10^{-4}$	$1,9 \cdot 10^{-4}$
8	Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр тяжести шатуна	J_{sh}	кгс·м·сек ²	$4,2 \cdot 10^{-5}$	$4 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^{-5}$	$5,5 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^{-5}$
9	Максимальное давление в цилиндре при номинальной нагрузке	P_{max}	кгс·см ⁻²	22,5	28	25	22	24
10	Эффективная мощность двигателя при номинальной нагрузке	Ne	л.с.	1,2	1,33	1,41	1,35	1,4

Продолжение табл. 61-1

I	2	3	4	5	6	7	8	9
II	Механический к.п.д. привода	$\eta_{пр}$	-	0,75	0,72	0,70	0,72	0,70
12	Приведенный к кривошипу момент инерции вращающихся деталей привода велосипеда	$J_{10}^{пр}$	кгс·м·сек ²	0,007	0,008	0,008	0,007	0,007
13	Вес велосипедиста и велосипед	G_E	кгс	85	90	90	85	85
14	Число оборотов кривошипа при номинальной нагрузке	$n_{ном}$	об/мин	4600	5000	4700	4500	4800
15	Угловая координата кривошипа для силового расчета	φ_1	град	30°	60°	50°	30°	40°
16	Максимальная скорость велосипеда при диаметре наружной поверхности его колеса 0,686 м (28 дюймов)	V_{max}	км/час	30	40	34	36	36
17	Минимальная скорость, от которой начинается разгон велосипедиста после включения муфты сцепления	$V_{нач}$	км/час	8	10	10	10	10
18	Отношение момента сопротивления (на ведущем колесе велосипеда) в начале разгона к моменту сопротивления при номинальной нагрузке	$M_c / M_{с, ном}$	-	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$
19	Передаточное отношение цепной передачи	i_{12}	-	3	2,86	2,86	2,71	2,86
20	Число зубьев колес пилндрива с-кой промежутой передачи	Z_2 / Z_3	-	13/13	15/15	14/14	13/13	13/13
21	Модуль колес пилндрива с-кой промежутой передачи	m	мм	1	1	1	1	1

Продолжение табл. 61-1

I	2	3	4	5	6	7	8	9
22	Передачное отношение планетарного редуктора	$i_{пл} = \frac{\omega_2}{\omega_8}$	-	6,58	5,65	6,22	5,94	6,01
23	Ход толкателя в кулачковом механизме привода	h	м	0,005	0,006	0,006	0,008	0,008
24	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	40°	35°	35°	40°	35°
25	Соотношение между ускорениями толкателя	$\nu = \frac{a_1}{a_2}$	-	2,2	2,3	2,0	2,0	2,4
26	Длина коромысла толкателя	$l_{кр}$	м	0,0045	0,005	0,0048	0,0042	0,0042
27	Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	100	110	100	100	110

Таблица 61-2

ДААННЕ ДЛН ПОСТРОЕНИЯ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

Координата поршня (в долях $x = \frac{H}{H_{max}}$)	$\frac{H}{H_{max}}$												
	0	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Давление газа (в долях $P = \frac{P}{P_{max}}$)	Для движения поршня вниз												
	0,863	I	0,863	0,602	0,340	0,238	0,170	0,129	0,10	0,070	0,05	0,02	0
	Для движения поршня вверх												
	0,863	0,5	0,316	0,204	0,14	0,075	0,045	0,025	0,014	0,005	0,001	0	0

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ДВУХЦИЛИНДРОВОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Двухступенчатый двухцилиндровый компрессор предназначен для обеспечения пневматических инструментов и оборудования сжатым воздухом с избыточным давлением.

Основной механизм компрессора (рис. 62а) - кривошипно-ползунный. Механизм состоит из коленчатого вала I, кривошипы которого размещены под углом 180°, двух шатунов 2,3 и двух поршней 4,5.

Компрессор приводится в действие электродвигателем I4 с числом оборотов $n_d = 3000$ об/мин через муфту I3, пару цилиндрических зубчатых колес II, I2 (с неподвижными осями) и однорядный планетарный редуктор, состоящий из зубчатых колес 8,9,10 и водила 7. Маховик 6 закреплен на коленчатом валу.

В цилиндр I ступени (низкого давления) поступает из атмосферы воздух и после сжатия до $P_{I \max}$ кгс/см² нагнетается в цилиндр II ступени (высокого давления).

В цилиндре II ступени воздух сжимается от $P_{II \min} = P_{I \max}$ кгс/см² до $P_{II \max}$ кгс/см² и подается в соответствующую емкость или потребителя.

Изменение давлений в цилиндрах I и II ступеней по ходу поршня характеризуется индикаторными диаграммами (рис. 62б), а исходные данные для построения этих диаграмм берутся из табл. 62-2.

При построении индикаторной диаграммы для II ступени учесть, что давление

$$P_{II} = \frac{P}{\Delta P_{II}} + P_{II \min}$$

где $\Delta P_{II} = P_{II \max} - P_{II \min}$.

В связи с тем, что на цилиндрах установлены самодействующие всасывающие и нагнетательные клапаны пластинчатого типа, для выполнения работы по проектированию кулачкового механизма использовать схему и исходные данные по заданию № 63.

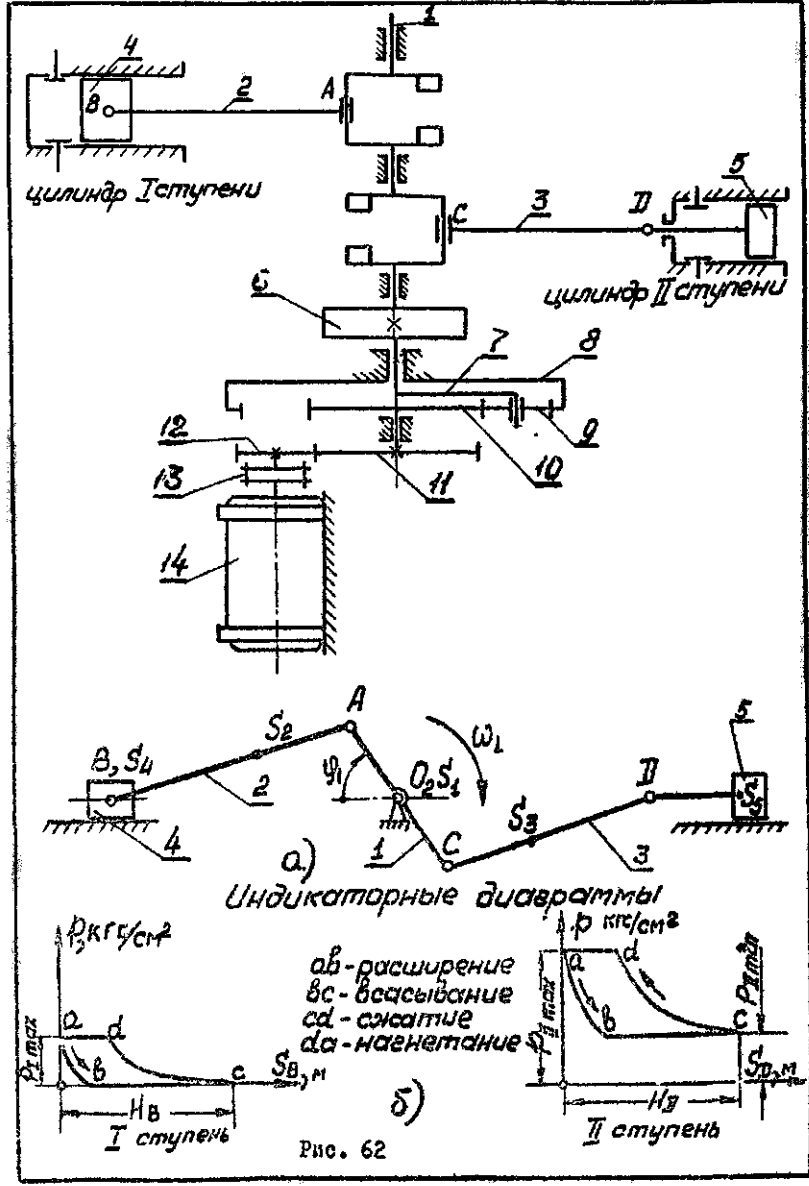


Рис. 62

Таблица 62-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по порядку	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов										
				A	B	В	Г	Д	Е	Ж	З	И		
1	Средняя скорость поршня II ступени	$U_{ср}$	м/сек	3,67	3,25	3,0	3,5	3,76						
2	Число оборотов коленчатого вала	n_1	об/мин	500	600	400	500	600						
3	Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{L_{ш}}{L_{кр}}$	-	5	5	4	4	5						
4	Положение центров тяжести шатунов	$\frac{L_{сш1}}{L_{ш}}$, $\frac{L_{сш2}}{L_{ш}}$	м	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3						
5	Диаметры цилиндров I ступени, II ступени	d_1 , d_2	м	0,62	0,6	0,53	0,6	0,65						
6	Диаметр штока	d_3	м	0,37	0,35	0,32	0,38	0,36						
7	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	м	0,06	0,06	0,05	0,06	0,07						
8	Максимальное давление в цилиндре I ступени	$P_{1\max}$	кгс/см ²	$\frac{1}{35}$	$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{45}$	$\frac{1}{50}$						
9	Максимальное давление в цилиндре II ступени	$P_{II\max}$	кгс/см ²	2,25	2,5	2,75	3,0	2,0						
10	Вес шатунов, поршней, штока цилиндра II ступени	G_2, G_3, G_4, G_5	кгс	33	24	27	25	28						
11	Вес поршня I ступени	G_1	кгс	186	180	159	180	195						
12	Вес поршня II ступени	G_6	кгс	75	75	63	75	87						

Продолжение табл. 62-1

I	2	3	4	5	6	7	8	9
9	Моменты инерции шатунов относительно осей, проходящих через центр тяжести	J_{x_2}, J_{y_2}	кгс·м·сек ²	0,11	0,05	0,06	0,065	0,07
10	Момент инерции коленчатого вала	J_k	кгс·м·сек ²	0,08	0,04	0,08	0,07	0,06
11	Момент инерции зубчатых колес, редуктора и других вращающихся деталей, приходящих к коленчатому валу	$J_{\text{пр}}$	кгс·м·сек ²	1,2	0,8	1,0	0,9	0,8
12	Меховый момент ротора электрогенератора	GD^2	кгс·м ²	9,0	8,0	9,0	8,0	7,0
13	Угловая координата коленчатого вала для силового расчёта	φ_1	град	330 18;12	300 20;14	90 19;13	120 20;12	150 18;14
14	Число зубьев колес $ZH = 11$	$ZH = 11$		3	3	3	3	3
15	Число сателлитов в редукторе	K		0	4	5	4	5
16	свободн. поршня	$M_{\text{порш}}$						

Таблица 62-2
СНЯТИЕ ДАВЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРАХ КОМПРЕССОРА В ДОЛЯХ ДАВЛЕНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПОЛОЖЕНИЯ ПОРШНЯ

I ступень

Путь поршня (в долях хода H)	$\frac{S_6}{H}$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Давление воздуха в долях P_{max}	P	I	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	P_{max}	I	I	I	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0

II ступень

Путь поршня (в долях хода H)	$\frac{S_6}{H}$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Давление воздуха в долях ΔP	P	I	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ΔP	I	I	I	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0

 $(\Delta P = P_{\text{max}} - P_{\text{min}})$

ЗАДАНИЕ № 63

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА

Вертикальный одноцилиндровый плунжерный насос простого действия (рис. 63а) предназначен для перекачки жидкостей. Основным механизмом насоса - кривошипно-ползунный 1,2,3.

Рабочий процесс в цилиндре совершается за один оборот кривошипа 1.

При движении плунжера вверх происходит всасывание жидкости в цилиндр при давлении P_{min} , близком к атмосферному ($P_{min} \approx 0$) при движении плунжера вниз - нагнетание жидкости в трубопровод 5 при давлении P_{max} (см. индикаторную диаграмму насоса (рис. 63б)).

Коленчатый вал 1 кривошипно-ползунного механизма приводится во вращение от электродвигателя 6 через зубчатую передачу 7,8 с неподвижными осями колес и планетарный редуктор 9,10,11,12 (рис. 63в).

Для обеспечения требуемой неравномерности движения на кривошипном валу 1 закреплен маховик 13 (см. рис. 63в).

Смазка механизма осуществляется от масляного насоса кулачкового типа.

Схема кулачкового механизма 14-15 представлена на рис. 63г. Схематичное изображение закона изменения ускорения толкателя 15 дано на рис. 63д.

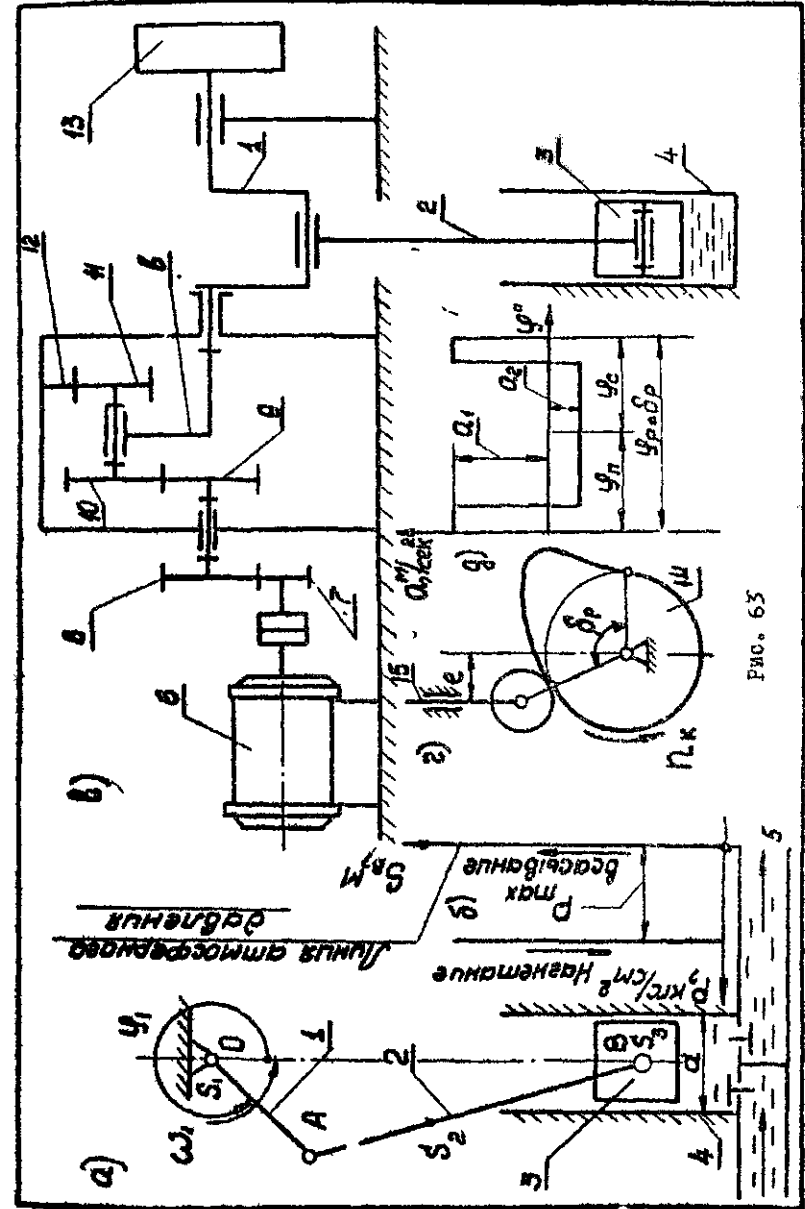


Рис. 63

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 63-1

№ по пор.	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов				
				A	B	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Средняя скорость шланжера насоса	$U_{ср}$	м/сек	0,4	0,5	0,6	0,55	0,67
2	Число оборотов коленчатого вала I	n_1	об/мин	103	104	120	110	90
3	Отношение длины шатуна 2 к длине кривошипа I	$L_{ш2}/L_{кр1}$	-	4,3	4,5	4,2	4,7	4,5
4	Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$L_{сж2}/L_{ш2}$	-	0,32	0,30	0,28	0,35	0,30
5	Максимальное давление жидкости в шланжере насоса	P_{max}	кгс/см ²	4,5	3,25	5,1	3,5	4,7
6	Диаметр цилиндра 4	d	мм	0,12	0,11	0,13	0,125	0,13
7	Вес шатуна 2	G_2	кгс	2,5	3	2	2,1	3
8	Вес шланжера 3	G_3	кгс	5	4,5	4	5,3	4,75
9	Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$J_{сж2}$	кгс·м·сек ²	0,006	0,006	0,005	0,005	0,007
10	Коэффициент неравномерности вращения вала I	δ	-	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{15}$
II	Момент инерции коленчатого вала без шланжера	$J_в$	кгс·м·сек ²	0,10	0,095	0,083	0,1	0,09

Продолжение табл. 63-1

I	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Число зубьев колес 7 и 8	Z_7 Z_8	-	12 20	14 18	13 16	12 18	14 18
14	Модуль зубчатых колес 7 и 8	m	мм	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
15	Число оборотов электродвигателя 6	$n_{эд}$	об/мин	1440	1350	970	1440	930
16	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3
17	Число оборотов кулачка	n_k	об/мин	100	95	110	105	120
18	Величина подъема толкателя кулачкового механизма	h	мм	0,005	0,0065	0,0075	0,0055	0,0060
19	Рабочий угол профиля кулачка	β_p	град	125	120	115	130	135
20	Максимальный допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	30°	35°	30°	35°	30°
21	Внеосность толкателя кулачкового механизма	e	мм	0,003	0,005	0,005	0,003	0,004
22	Соотношение между величинами скоростей толкателя	$v = \frac{a_1}{a_2}$	-	2	3	2,5	1	2,3

ЗАДАНИЕ № 64

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ НАСОСНОЙ
УСТАНОВКИ С ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

Установка для перекачки жидких нефтепродуктов представляет собой двухплунжерный насос простого действия с приводом от электродвигателя (рис. 64-1). Насос состоит из двух кривошипно-ползуновых механизмов 1,2,3 (и 1,5,6), плунжеры 3 и 3' которых совершают возвратно-поступательное движение в горизонтальных цилиндрах 4. При движении плунжеров 3 и 3' вправо происходит всасывание жидкости в цилиндры 4 и 4' при давлении ниже атмосферного P_{min} , а при движении плунжера влево - нагнетание жидкости при давлении P_{max} (см. индикаторную диаграмму рис. 64б). Рабочий цикл при этом совершается за один оборот кривошипа 1, который приводится во вращательное движение от электродвигателя 7 через планетарный редуктор с колесами 8,9,10,11 и водилом 12. Для обеспечения требуемой равномерности движения имеется меховик 13.

Смазка подвижных соединений механизмов установки осуществляется под давлением от масляного насоса 16 кулачкового типа (рис. 64в). Закон движения толкателя 16' в пределах рабочего угла поворота кулачка $\varphi_{раб}$ представлен на рисунках приложения 2.

Вращение кулачка 16' осуществляется от кривошипа 1 через зубчатые колеса 14 и 15.

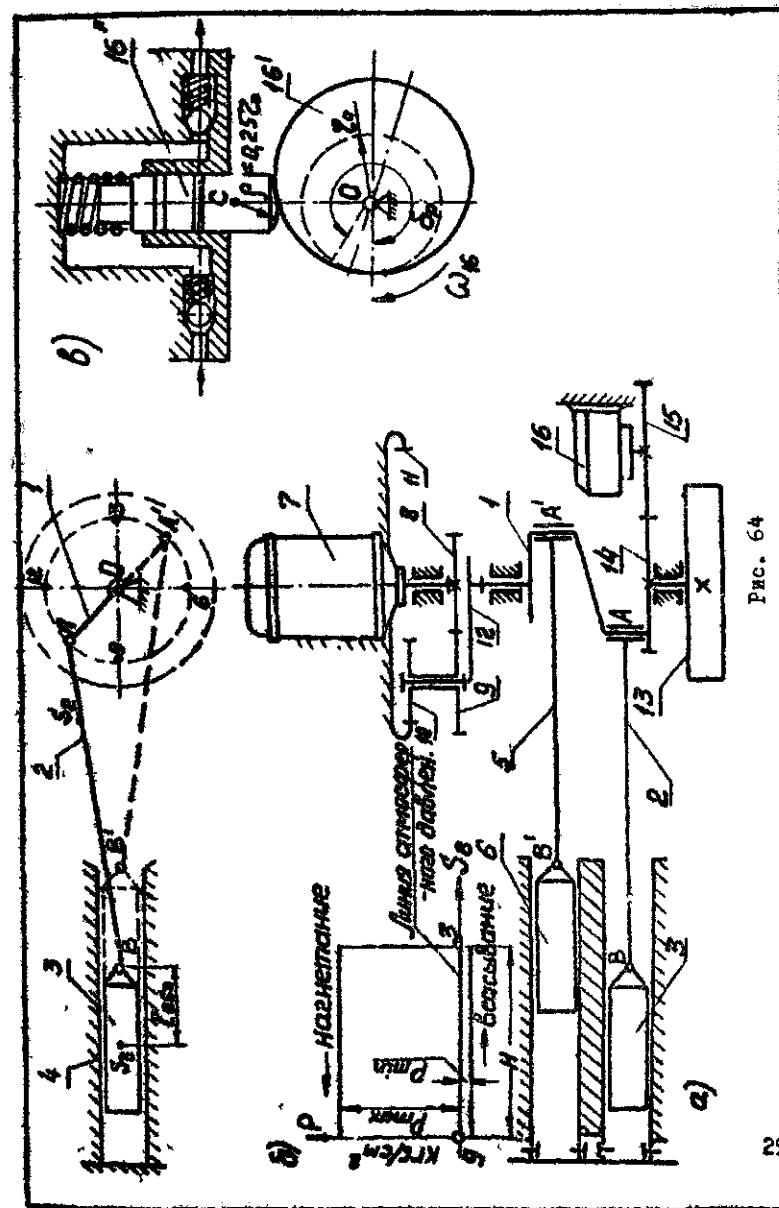


Рис. 64

Таблица 64-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ до пер.	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов								
				A	B	В	Г	Д				
1	2	3	4	5	6	7	8	9				
1	Средняя скорость плунжера	U_{cp}	м/сек	0,6	0,96	0,70	0,88	0,80				
2	Число оборотов коленчатого вала	n_1	об/мин	200	240	210	240	230				
3	Отношение длины втулки к диаметру на кривошипе	$l_{вс}/d_4$	-	4,25	4,5	4,2	4,5	4,6				
4	Положение ц.т. звена 2 и 2'	$l_{сз}/l_{сз'}$	-	0,25	0,3	0,25	0,3	0,2				
5	Диаметр цилиндра	$d_4 = d_4'$	мм	0,05	0,05	0,052	0,054	0,05				
6	Давление в цилиндре	P_{max}	кгс/см ²	45,0	48,0	48,0	46,0	44,0				
7	Вес втулки	$P_{втул}$	кгс/см ²	0,5	0,4	0,5	0,45	0,5				
8	Вес плунжера	$G_2 = G_2'$	кгс	6,4	6,8	6,5	6,8	6,9				
9	Положение ц.т. звена 3	$G_3 = G_3'$	кгс	12,0	14,0	16,0	15,0	13,0				
10	Момент инерции втулки относительно оси, проходящей через центр его тяжести	$J_{сз}$	кгс·м·сек ²	0,20	0,23	0,25	0,30	0,20				
11	Коэффициент неравномерности вращения вала I	$J_{сз}$		0,018	0,019	0,019	0,017	0,018				
12	Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	$J_{от}$	кгс·м·сек ²	1/21	1/25	1/30	1/35	1/20				
				0,006	0,008	0,009	0,008	0,007				

Продолжение табл. 64-1

№	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Маховой момент ротора электродвигателя	CD^2	кгс·м ²	0,07	0,09	0,08	0,07	0,09
14	Момент инерции редуктора, приведенный к среднему валу	$J_{ред}$	кгс·м·сек ²	0,044	0,048	0,050	0,052	0,055
15	Угловая координата кривошипа для силового расчета	φ_1	град	330	270	240	120	160
16	Число зубьев колес	Z_{14}	-	14	14	13	16	15
17	Модуль колес 14, 15	Z_{15}	-	27	28	30	32	29
18	Угол наклона зубьев	m	мм	4,5	4,5	4,0	4,0	4,5
19	Число сферидитов в планетарном редукторе	β	град	25	20	15	18	30
20	Передаточное отношение планетарного редуктора	K	шт	3	3	3	3	3
21	Угол плунжер 15' масляного насоса	i_{8-12}	-	8,9	9,2	10,9	11,5	12,0
22	Максимальный допустимый угол давления в кулачковом механизме	h	мм	0,014	0,016	0,015	0,012	0,015
23	Угол наклона кулачка	$\alpha_{доп}$	град	18	26	24	28	24
24	Зависимость толкателя	$\delta_{реб}$	град	360	330	320	360	340
		рис. 73		а	б	в	г	д

Таблица 64-2

ЗНАЧЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ В ДОЛЯХ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ P_{max} В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПОЛОЖЕНИЯ ПОРШНЯ S_B

Путь поршня (в долях хода H)	$\frac{S_B}{H}$	ММТ	ММТ												
			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	$\frac{P}{P_{max}}$	0,28	0,25	0,2	0,16	0,1	0,07	0,04	0,03	0,02	0,005	0	-0,005	-0,01	
Расширение	$\frac{P}{P_{max}}$	0,28	1,0	0,9	0,71	0,51	0,41	0,26	0,19	0,16	0,16	0,13	0,05		

на требуемых

Примечания. 1. При построении диаграммы силы давления газов, действующей на поршень, силой при всасывании и выхлопе можно пренебречь.
 2. Указанный момент сил сопротивления при разгоне привалки постоянен и равен 0,8 от среднего приведенного момента движущей силы. Рекомендуется начинать построение диаграммы моментов движущей силы от ММТ, соответствующей началу расширения.

*Изготовлено дано из заданной
 №60 Машина 60-2 emp 13*

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ЗУБОДОЛБЕЖНОГО ПОЛУАВТОМАТА

Зубодолбежный полуавтомат предназначен для нарезания прямо-зубых цилиндрических колес с наружными и внутренними зубьями. Основой полуавтомата является кривошипно-коромысловый механизм I, 2, 3 (рис. 65 а). На коромысле 3, совершающем возвратно-вращательное движение, закреплен зубчатый сектор 4, входящий в зацепление с кольцевой рейкой 5, нарезанной на штанге 6 и сообщаемой ей возвратно-поступательное движение.

Навезание колес осуществляется по методу огибания. Режущим инструментом является долбик 7 - зубчатое колесо с режущими кромками на зубьях. В процессе нарезания зубьев заготовка 8 и долбик 7 находятся в зацеплении и вращаются вокруг своих осей.

Заготовка и долбик приводятся во вращение от электродвигателя 9 через зубчатые передачи (на схеме не показаны). Долбик 7, закрепленный на штанге 6, совершает возвратно-поступательное движение при качании коромысла. Диаграмма силы сопротивления P_c , условно приложенной к точке К звена 3, представлена на рис. 65 в.

Кривошип I основного механизма приводится в движение от электродвигателя 9 через планетарный редуктор 10 и зубчатую передачу Z_5 и Z_6 . Маховик II размещен на валу кривошипа I.

После каждого оборота долбика стол 12 с установленной на нем заготовкой 8 перемещается на величину подачи стола.

Дисковый кулачок 13, закрепленный на валу кривошипа I, осуществляет с помощью коромыслового толкателя 14 поворот храпового колеса 15, приводящего в движение механизм подачи стола. Схематическое изображение закона изменения ускорения толкателя представлено на рис. 65 г.

Примечание. Определенные размеры l_{oc} , $l_{ав}$ следует произвести по заданным l_{oc} , K_{oc} , β , полагая, что одно из крайних положений звена 3 определяется заданным углом γ и линия стойки OC расположена горизонтально.

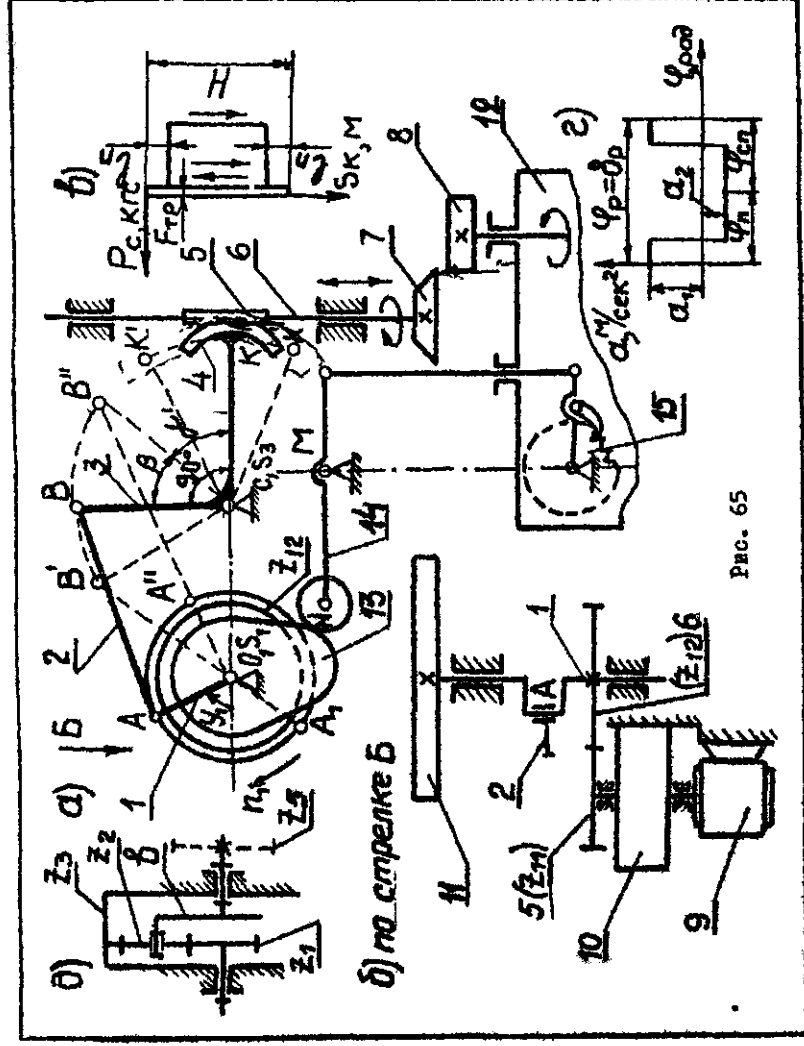


Рис. 65

Таблица 65-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметров	Обозначения	Размерности	Числовые значения вариантов									
				A	B	В	Г	Д					
I	2			5	6	7	8	9					
1	Максимальный ход долбяка	H	м	0,049	0,045	0,046	0,050	0,055					
2	Число двойных ходов долбяка (число оборотов кривошипа в мин)	Kx	-	190	200	220	182	150					
3	Число оборотов электродвигателя	n _{ном}	об/мин	1000	1400	1430	1000	1050					
4	Длина перебега реза в доходе от хода H	l _п	м	0,10	0,12	0,15	0,10	0,12					
5	Коэффициент изменения средней скорости	K _{ωз}	-	1,08	1,1	1,2	1,15	1,05					
6	Длина плеч звена 3	l _{вс}	м	0,150	0,165	0,180	0,165	0,180					
7	Координата крайнего положения звена 3	l _{сск}	м	0,05	0,055	0,06	0,055	0,06					
8	Угол качания звена 3	γ ₁	град	60	85	70	90	95					
9	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	β	град	45	35	40	45	35					
10	Сила резания, приведенная к точке K	δ	-	0,05	0,08	0,03	0,035	0,04					
II	Сила трения между штангой 6 и направляющими, приведенная к точке K звена 3	P _c	кгс	320	330	300	360	380					
		F _{тр}	кгс	32	33	30	36	38					

1	2	3	4	5	6	7	8	9
12	Координата центра тяжести звена 2	ρ_{AS_2}/L_{AB}	-	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3
13	Момент инерции: звена 2	J_{2S}	кгс·м·сек ²	0,001	0,002	0,0015	0,001	0,002
14	звена 3	J_{3S}	кгс·м·сек ²	0,001	0,001	0,0015	0,001	0,0015
14	Вес звена 2	G_2	кгс	1,458	2,916	2,18	1,458	2,916
15	Вес звена 6	G_6	кгс	40	45	42	48	50
16	Моховой момент ротора электродвигателя	$G \cdot D g$	кгс·м ²	0,2	0,4	0,25	0,3	0,35
17	Угловая координата кривошипа для силового расчета	φ_1	град	30	90	45	180	210
18	Соотношение между ускорениями толкателя (рис. 65б)	a_1/a_2	-	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5
19	Максимальный подъем толкателя	h	м	0,047	0,039	0,045	0,035	0,03
20	Длина толкателя	l_{NM}	м	0,060	0,08	0,09	0,07	0,06
21	Максимально допустимый угол давления толкателя	$\alpha_{доп}$	град	35	30	35	30	35
22	Число зубьев колес	Z_5 Z_6	-	14	12	15	14	16
23	Модуль зубчатых колес II, 12	m	-	20	25	20	22	24
24	Число сателлитов	K	мм	2,5	3,0	2,5	3,0	2,5
			-	3	3	3	3	3

ЗАДАНИЕ № 66

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПИТАТЕЛЯ

Питатели конструкции, представленной на рис. 66 а, широко применяются с МЗУ (магазинным загрузочным устройством) 5 в станках полуавтоматах и автоматах и отдельно для подачи деталей к различным устройствам с целью дальнейшей их обработки.

Питатель представляет собой рычажно-кулисный механизм. От электродвигателя 6 (рис. 66б), через пару зубчатых колес Z_1 и Z_2 , планетарный редуктор 7, вращательное движение через муфту 9 передается кривошипу I и далее через шатуны 2, кулисы 3, которая сообщает возвратно-поступательное движение шиберу 4, подающему детали из магазина 5.

Шаг работы соответствует повороту кривошипа OA на 360° . Продолжительность подачи детали до упора определяется числом оборотов кривошипа n_1 об/мин.

Для обеспечения заданного коэффициента неравномерности вращения кривошипного вала установлен маховик 8.

В этой кинематической схеме нет кулачкового механизма. Его проектирование следует провести по заданию 67.

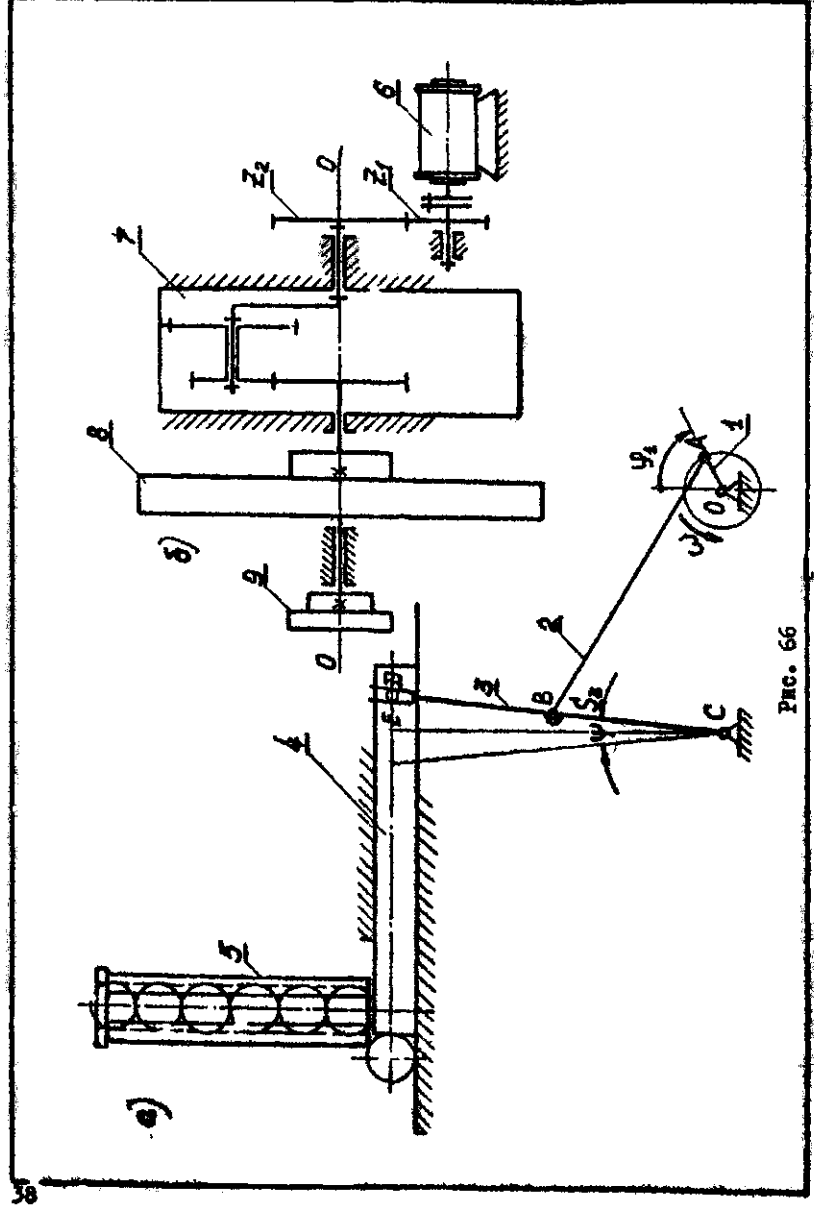


Рис. 66

Таблица 66-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по- пор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	УСЛОВНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ВАРИАНТОВ								
				А	Б	В	Г	Д				
1	Дол шибера	H	м	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20				
2	Угол качания кулисы 3	ψ	град	30	35	30	35	40				
3	Длина $L_{вс}$ кулисы задана от- носительно	$L_{вс}/L_{сп}$	м	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5				
4	Коэффициент изменения скорос- ти кулисы	K_v		1,16	1,17	1,18	1,19	1,2				
5	Число оборотов кривошипа	n_1	об/мин	60	65	70	75	80				
66	Число оборотов электродвигателя	n_2	об/мин	970	1440	970	1440	970				
7	Вес шибера	G_4	кгс	6	7	8	9	10				
8	Вес кулисы	G_3	кгс	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0				
9	Вес деталей ($G_{обд_2} = 6 G_d$) в МЗУ	G_d	кгс	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5				
10	Момент инерции кулисы относи- тельно осн, проходящей через ее центр тяжести	J_{k3}	кгс·м· сек ²	0,07	0,08	0,09	0,1	0,11				
11	Положение центра тяжести ку- лисы	$\frac{C S_2}{C D}$	-	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4				
12	Коэффициент трения между ши- бером и направляющими, шибе- ром и деталями	f	-	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11				

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	-	$\frac{1}{19}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{21}$	$\frac{1}{22}$	$\frac{1}{23}$
14	Момент инерции ротора электродвигателя редуктора и зубчатых колес Z_1 и Z_2 , приведенный к валу кривошипа	J_0	кгс·м·сек ²	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
15	Угол поворота кривошипа (угловая координата для силового рычага)	φ_1	град	20	25	30	35	40
16	Число зубьев колеса 1	Z_1	-	12	13	14	10	8
17	Число зубьев колеса 2	Z_2	-	20	21	22	18	20
18	Число зубчатых колес 1,2	Π	мм	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
19	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ МАШИНЫ ДЛЯ УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Для изучения способности материалов сопротивляться переменным нагрузкам нестационарного режима используются специальные машины, схема одной из которых для испытания плоских образцов чистым изгибом представлена на рис. 67в. В этой машине деформация образца I с заданной асимметрией прогиба воспроизводится двойным кулисным механизмом 8,9,10,11 с изменяемыми параметрами (ϵ_{BE}, ϵ). Кривошип II приводится в движение от реверсивного электродвигателя 15 постоянного тока через зубчатую передачу 14,13. Заданная неравномерность хода поддерживается лавховиком 12.

Частота приложения нагрузки регулируется за счет изменения скорости вращения вала электродвигателя. Число циклов нагружения образца измеряется счетчиком 22, который связан с электромотором через зубчатую передачу 13,16 и планетарный редуктор 17,18,19,20,21 (рис. 67б).

Чистый изгиб образца I воспроизводится при помощи специального устройства, состоящего из траверсы 7, звеньев 5,6 зажимов с рычагами 2 и 2' и касавшихся опор 3,4. Последние позволяют зажимам 2 - 2' вместе с рычагом большой жесткости свободно проворачиваться вокруг точки K при перемещении точки C кулисы. Величина этого перемещения при неизменном нагружении может меняться за счет перемещения опоры E; за счет вертикального смещения этой же опоры ($E \neq 0$) обеспечивается асимметрия цикла нагружения. Благодаря большой жесткости рычагов 5,6,7 перемещение точки B звена 7 соответствует деформации образца ϵ , величина которой пропорциональна действующей силе P (см. рис. 67в).

При установившемся режиме работы приведенный момент сил трения

$$M_{тр}^{пр} = (1 - \rho) M_c^{пр}$$

Смазка подвижных соединений осуществляется от масляного насоса 24 кулачкового типа, схема механизма которого представлена

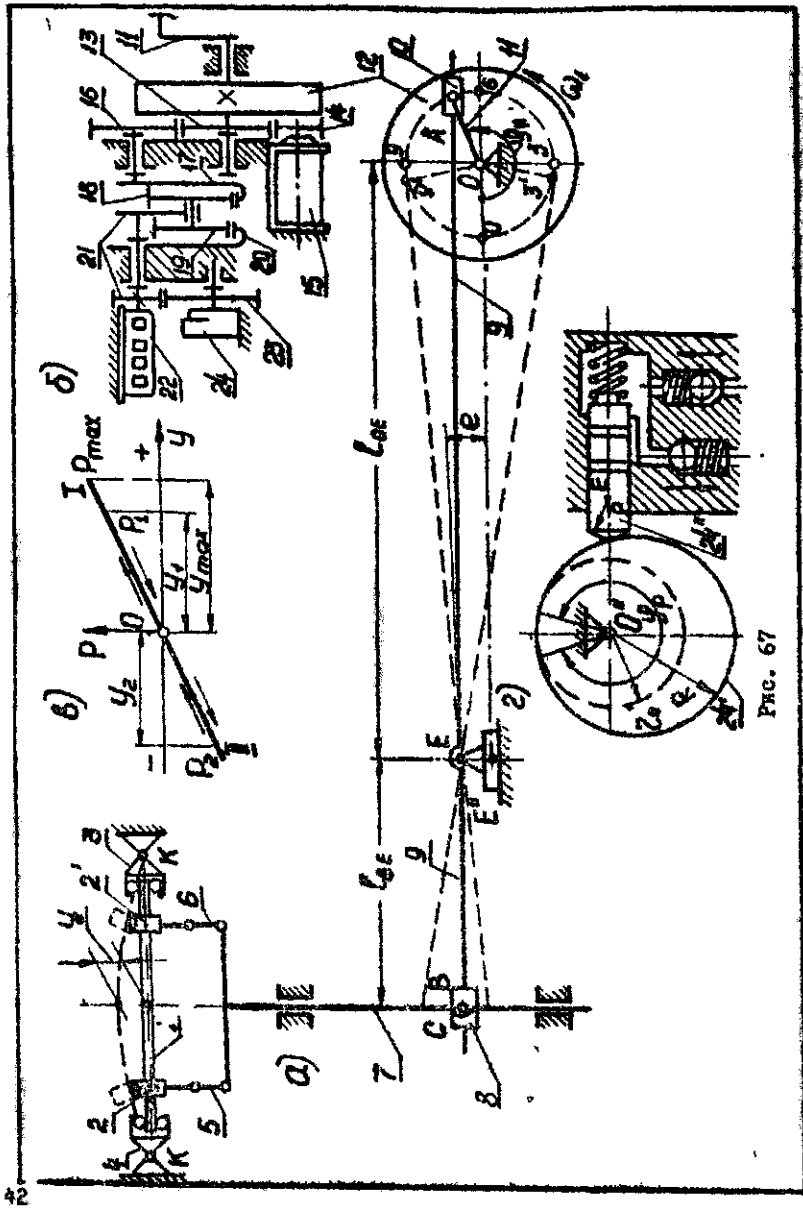


Рис. 67

на рис. 67г, а закон движения толкателя 24^н в пределах рабочего угла φ_p поворота кулачка 24^н изображен на рис. 73 (приложение II). Привод кулачка осуществляется через зубчатую передачу 21, 23 (рис. 67б).

Таблица 67-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметров	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения вариантов				
				A	B	B	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Длина кривошипа OA	l_{OA}	м	0,30	0,030	-	0,025	-
2	Длина стойки OE	l_{OE}	м	1,05	0,32	0,4	0,36	0,42
3	Коэффициент изменения угловой скорости кулисы	K_{ω}	-	0,002	-	0	-	1,1
4	Высокость	e	м	5,45	0,003	5,6	5,3	0,003
5	Отклонение длины l_{OE}/l_{OA}	-	-	360	5,5	380	350	5,4
6	Максимальная сила	P_{max}	кгс	0,006	370	0,007	0,0055	0,005
7	Максимальная деформация об-решечки	γ_{max}	м	100	0,0065	140	160	180
8	Число оборотов кривошипа	n_{II}	об/мин	0,16	120	0,18	0,14	0,15
9	Ориентировочный вес единицы длины звена 9	q_{G7}	кгс/см	3,8	4,8	5,6	5,4	3,2
10	Вес звена	δ	-	1/100	1/125	1/150	1/90	1/80
11	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	ν	-	0,82	0,83	0,84	0,82	0,80
12	Коэффициент полезного действия привода II	η	-	0,44	0,45	0,46	0,45	0,44
13	Моховой момент ротора электро-двигателя 15	GJ^2	кгс·м ²	0,44	0,45	0,46	0,45	0,44

Продолжение табл. 67-1

I	2	3	4	5	6	7	8	9
14	Принадлежит к валу II момент инерции счетчика несоса редуктора, колеса 16 и 14, 23-21	J_{II}	кгс·м·сек ²	0,148	0,149	0,150	0,148	0,152
15	Передаточное отношение колес 14-13	i_{14-13}	-	4,5	4,6	4,4	4,5	4,0
16	Передаточное отношение колес 16-13	i_{16-13}	-	1/2	1/2,05	1/2,2	1/2,2	1/2,1
17	Передаточное отношение планетарного редуктора 17-21	i_{17-21}	-	1/50	1/49	1/46	1/45	1/49
18	Число сателлитов	K	-	1	1	1	1	1
19	Угловая координата кривошипа для силового расчета	φ_{II}	град	60	120	150	210	240
20	Числа зубьев колес 21 и 23	Z_{21}	м	14	13	12	15	16
21	Модуль колес 21 и 23	Z_{23}	м	28	26	24	30	32
		m		3,0	3,0	3,5	2,5	3,0

ЗАДАНИЕ № 68

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ПРЕССОВАНИЯ

Представленная на рис. 68 схема установки служит для прессования различных материалов с предварительной механической загрузкой прессуемого материала в цилиндр.

Установка состоит из электродвигателя, планетарного редуктора, кривошипно-ползунного механизма и 4-шарнирного механизма.

Движение от электродвигателя через упругую муфту передается планетарному редуктору Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 и далее посредством зубчатой пары Z_5 и Z_6 на кривошипный вал 1 с прессуемому ползуну 3. С шатуном 2 кривошипно-ползунного механизма OAC при помощи подпружиненного звена 4 соединен 4-шарнирный механизм $MLKE$ (5,6,7), который служит для подачи материала в цилиндр прессования. Изменение усилия прессования по пути ползуна показано на рис. 68б, а диаграмма изменения усилий подачи материала по пути толкателя 7 N изображена на рис. 68в. Начало диаграммы (P_N, S_N) соответствует положению толкателя (точка N), когда угол поворота кривошипа $\varphi_1 = 0$, а значение усилия P_{Nmax} соответствует наименьшему положению толкателя 7 (точка M). На рис. 68г дана схема кулачкового механизма, а на рис. 68д - диаграмма ускорений толкателя.

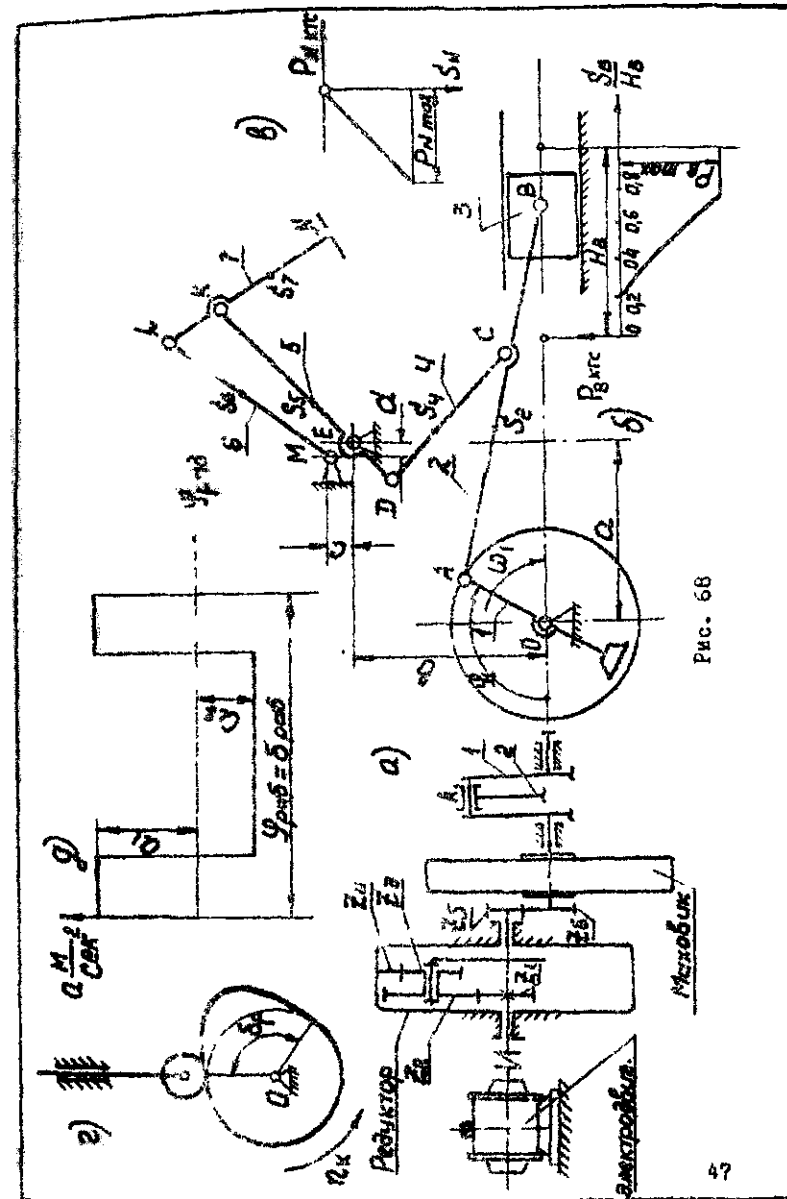


Рис. 68

Таблица 68-I

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов				
				A	B	В	Г	А
1	Средняя скорость ползуна	$(V_0)_{cp}$	м/сек	1,2	1,4	1,6	1,2	1,4
2	Число оборотов кривошипа	n_k	об/мин	60	70	80	60	70
3	Число оборотов электродвигателя	$n_{дв}$	об/мин	960	960	960	960	960
4	Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\lambda = \frac{L_2}{L_1}$		4	4	4	4	4
5	Подожение опорных точек M и E	Q, B, C, D, E, K, L, M	м	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575
				0,625	0,625	0,625	0,625	0,625
				0,080	0,080	0,080	0,080	0,080
				0,040	0,040	0,040	0,040	0,040
				0,700	0,700	0,700	0,700	0,700
				0,65	0,600	0,600	0,650	0,600
				0,175	0,450	0,275	0,175	0,450
				0,60	0,600	0,600	0,600	0,600
				0,625	0,625	0,625	0,625	0,625
				0,20	0,200	0,200	0,200	0,200
				0,225	0,500	0,600	0,225	0,500
7	Вес звеньев: звено 2	G_2	кгс	30	40	35	45	30
	звено 3	G_3	кгс	100	125	120	130	100
8	Вес звеньев 4, 5, 6, 7	$G_4 = G_5 = G_6 = G_7$	кгс	10	12	10	15	10

Продолжение табл. 68-I

1	Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс	$J_{z_1}, J_{z_2}, J_{z_3}, J_{z_4}$	кгс·м·сек ²	0,43	0,45	0,44	0,50	0,43
9	Момент инерции звена I	J_{z_1}	кгс·м·сек ²	0,07	0,08	0,07	0,10	0,07
10	Момент инерции ротора электродвигателя и зубчатых колес, привязанных к звену I	$J_{р}$	кгс·м·сек ²	0,1	0,2	0,25	0,2	0,12
11	Максимальное усилие прессования	P_{max}	кгс	0,4	0,42	0,43	0,45	0,4
12	Максимальное усилие подачи материала	P_{max}	кгс	2500	2300	2600	2400	2500
13	Коэффициент неравномерности вращения кривошипового вала (звено I)	δ		300	350	360	400	300
14	Координата для силового расчета (звено I)	y_1		1/20	1/25	1/24	1/26	1/20
15	Ход кулачка	h	град	150°	160°	140°	165°	150°
16	Угол рабочего профиля кулачка	α	м	0,020	0,025	0,030	0,040	0,020
17	Угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{дон}$	град	250	260	270	280	240
18	Соотношение между ускорениями толкателя	$\gamma = \frac{a_1}{a_2}$	град	30°	35°	25°	28°	30°
19	Число оборотов кулачка	n_k		3	3	3	3	3
20	Число зубьев колес Z_5 и Z_6	Z_5, Z_6	об/мин	20	25	30	28	20
				11	12	11	10	10
				15	16	16	17	15

Продолжение табл. 68-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
21	Модуль зубчатых колес	mm		5	5	5	5	5
22	Число сателлитов	K		3	3	3	3	3

Таблица 68-2

ЗНАЧЕНИЯ УСИЛИЯ ПРЕССОВАНИЯ В ДОЛЖИ ОТ P_0 max В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПОЛОЖЕНИЯ ПОЛУЗНА

S_2/H_2	0	0,2	0,4	0,6	0,8	I
$P_0/P_0 \text{ max}$	0	0	0,1	0,4	I	I

Примечание. Положение центров масс звеньев (S_2 ; S_4 ; S_5 ; S_6 ; S_7) принять по средним для звеньев.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ АВТОМАТА
ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОСТЫЛЕЙ

Данный автомат состоит из трех основных узлов (рис.69 а,б):
а) ковочного автомата, включающего кривошипно-коромысловый механизм Пуансона (звенья 1,2,3 и 4), который загибает головку костыля;

б) механизма выталкивателя (звенья 5,6,7,8,9,10), предназначенного для выталкивания готового костыля;

в) механизма 12 подачи прутка;

г) механизма автоматических клещей, не показанных на рисунках.

Работа по изготовлению железнодорожных костылей протекает в такой последовательности: нагретый прутки 17 квадратного сечения захватывается роликами 12 механизма подачи и подается ими в автомат. Одновременно на стержни заготовки образуется впадина с помощью обжимных дисковых штампов. Впадина подготавливает заострение костыля и определяет его длину. Острые заготовки от прутка производится с помощью автоматических клещей, которые переносят оторванную заготовку в нижний штамп 18. Здесь заготовка зажимается матрицей 19, и выступающая часть костыля загибается пуансоном 20, после чего матрица отводится вверх, пуансон - назад, а готовый костыль II выталкивается стержнем 10 и падает в приемный желоб.

Все описанные операции протекают за один оборот коленчатого вала, на котором закреплены два маховика 15,16.

Движение от электродвигателя 13 (рис.69 б) через редуктор 14 и зубчатые колеса Z_5 и Z_6 передается на коленчатый вал I кривошипно-коромыслового механизма Пуансона. С этого же вала посредством жестко сидящего на нем кулачка 5 движение передается на механизм выталкивателя и на механизм подачи.

Закон движения толкателя кулачкового механизма задан: для вариантов А,В и Д рис.73 г; Б и Г рис.73 в (см.приложение П).

На рис.69 в дается график изменения усилия P при загибе головки костыля.

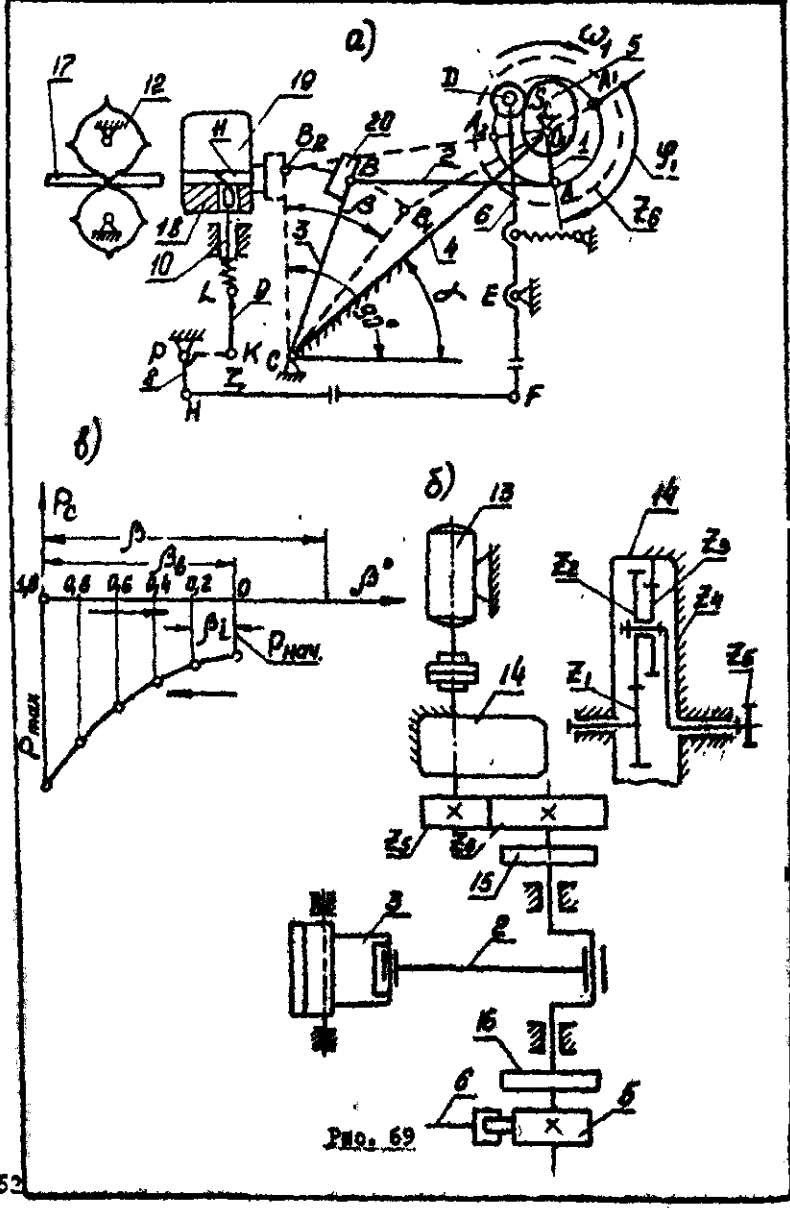


Таблица 69-1

ИСХОДИЩИЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Межосевое расстояние центров	$l_{ос}$	м	0,8	0,75	0,8	1,0	1,1
2	Угол наклона межосевой линии	δ	град	40	45	40	50	40
3	Длина коромысла	$l_{св}$	м	0,5	0,45	0,55	0,5	0,55
4	Полный угол размаха коромысла	β	град	30	35	28	30	30
5	Число оборотов кривошипа	n_1	об/мин	60	65	70	60	75
6	Число оборотов электродвигателя	n_2	об/мин	950	930	940	950	940
7	Сила в конце высадки	P_{max}	кгс	4750	4600	4800	4150	5000
8	Вес кривошипа	G_1	кгс	40	45	45	48	55
9	Вес шатуна	G_2	кгс	25	25	30	32	20
10	Вес коромысла	G_3	кгс	100	110	115	110	110
11	Момент инерции латуны относительно оси, проходящей через точку С, п.г.	J_{2S}	кгс·м·сек ²	0,14	0,16	0,17	0,18	0,12
12	Момент инерции коромысла относительно оси, проходящей через точку С	J_{3C}	кгс·м·сек ²	0,32	0,32	0,34	0,38	0,3
13	Момент инерции редуктора ротора, зубчатого колеса, приваденной к валу кривошипа	$(J_1)^{пр}$	кгс·м·сек ²	1,8	1,9	2,2	3,0	1,8
14	Коэффициент неравномерного вращения вака кривошипа	δ	-	0,05	0,04	0,05	0,05	0,05

Продолжение табл. 69-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
15	Максимальный момент ротора электродвигателя	GD^2	кгс-м ²	0,42	0,4	0,5	0,42	0,5
16	Угловая координата кривизны для силового расчета	φ_1	град	60	90	120	150	120
17	Угол изготовления	h	м	0,025	0,06	0,08	0,03	0,15
18	Длина толкателя	$l_{дт}$	м	0,14	0,18	0,16	0,25	0,16
19	Максимальный доп. угол дилем-ния толкателя	$\alpha_{доп}$	град	32	35	40	32	35
20	Угол расчетного профиля кулачка	$\varphi_{рас}$	град	120	115	110	115	100
	$\alpha_{рас} = \varphi_{рас} + \varphi_{высот} + \varphi_{от}$	$\varphi_{высот}$	град	10	10	10	10	10
		$\varphi_{от}$	град	80	75	70	75	65
21	Число зубьев колеса	Z_5	-	14	12	10	14	13
		Z_6	-	21	20	15	20	21
22	Модуль зубчатых колес	m	мм	8	10	12	8	10
23	Число сателлитов	K	-	3	3	3	3	3

Таблица 69-2

ЗНАЧЕНИЯ УГЛОВЫХ ВЫСОТЫ В ДОЛЯХ P_{max} В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПОДЪЕМНИКА ПУАНСОНА

β_4/β_8	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\frac{P_i}{P_{max}}$	0,3	0,35	0,42	0,57	0,8	1,0

Примечания. 1. Центр тяжести макушки 2 и коронисла 3 расположены в середине их длины.
2. Угол поворота коронисла 3 при высоте $\beta_8 = 0,66 \beta$.
3. Сила в начале высадки $P_H = 0,5 P_{max}$

ЗАДАНИЕ № 70

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ОТРЕЗНОГО НОЖОВОЧНОГО СТАНКА

Отрезной ножовочный станок предназначен для холодной резки металла различного профиля. Резка металла производится машинным ножовочным полотном.

Металл зажимается в тисках с V - образными или плоскими губками, для резки под углом применяются поворотные тиски.

Главный вал (рис. 70а) механизма приводится во вращение от асинхронного электродвигателя II через пару зубчатых колес 9, 10 и планетарный редуктор 8 (рис. 70б). От кривошипного диска 1, сидящего на главном валу, и шатуна 2 движение передается пильной раме 3, которая совершает возвратно-поступательное движение относительно рукава 4, с которым пильная рама образует поступательную кинематическую пару. Направляющие поступательной пары 3,4 выполнены в форме "ласточкина хвоста". Ход пильной рамы регулируется положением пальца кривошипа на кривошипном диске. Посредством тяги 5 и двух шарниров рукав соединен со штоком 5' поршня рабочего цилиндра гидропривода, управляющего движением рукава (поворот вокруг шарнира E). Гидропривод выполняет следующие операции: подъем и опускание пильной рамы; рабочая подача ножовочного полотна, закрепленного в пильной раме; обеспечение необходимой силы нажатия ($P_x = P_y$) ножовочного полотна на разрезаемый материал при рабочем ходе и снятие этого усилия на холостом ходу. Сила нажатия регулируется дросселированием масла. Нагнетание масла в рабочий цилиндр гидропривода производится посредством двух кулачковых механизмов (рис. 70а и 70б), кулачки 6 и 7 которых посажены на главный вал механизма. В процессе резки на ножовочное полотно подается охлаждающая жидкость, для чего станок оборудован электронасосом.

На рис. 70б показаны нормальная P_y и горизонтальная P_x составляющие силы, приложенные со стороны разрезаемого материала к ножовочному полотну, а на рис. 70в - графики зависимости

56

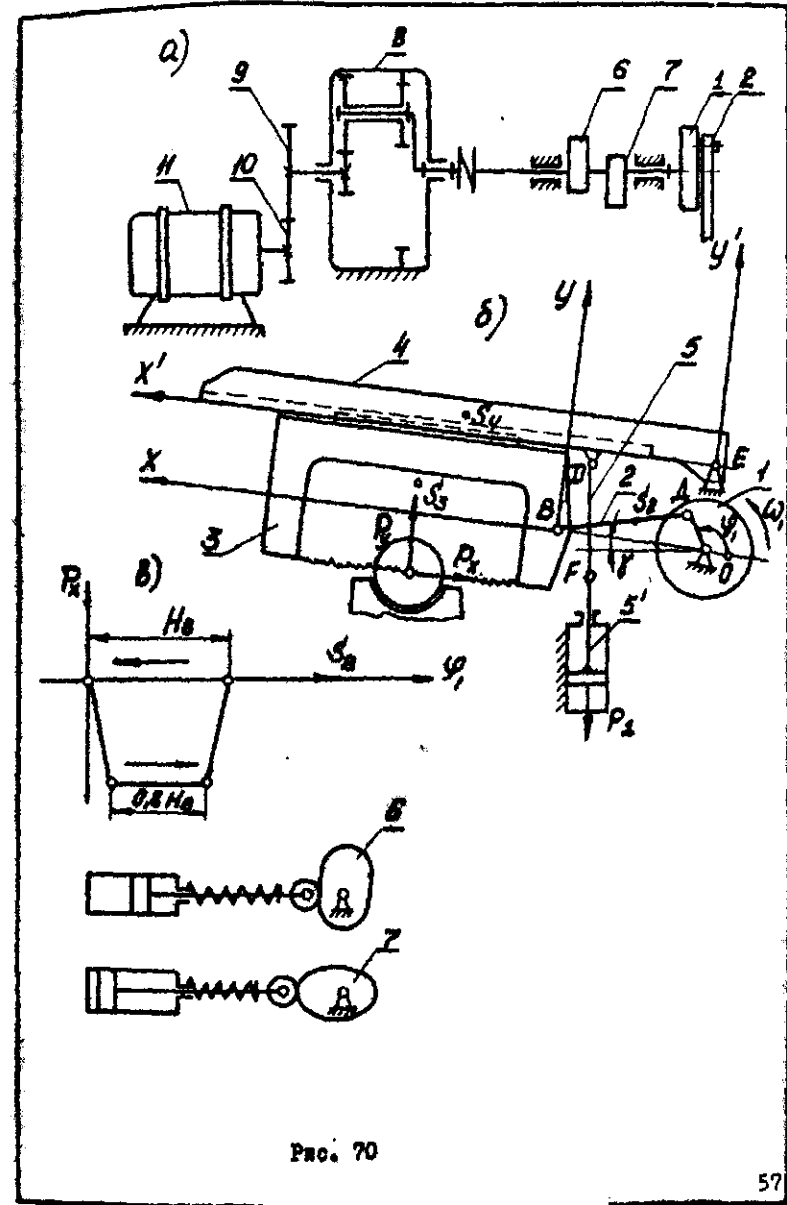


Рис. 70

силы P_x от угла поворота кривошипа φ_1 . Этот график в другом масштабе выражает в зависимости силы P_x от угла φ_1 , так как

$$P_x = k P_y.$$

При силовом расчете механизма следует учитывать результирующую силу резания $P = \sqrt{P_y^2 + P_z^2}$.

На рис. 73 иллюстрируется закон изменения ускорения для толкателей кулачковых механизмов. Для вариантов А, В, Д - рис. 73а; для вариантов Б и Г - рис. 73б.

Роль маховика выполняет кривошипный диск I.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 70-1

№ по пор.	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Ход пильной рамы	H	м	0,18	0,2	0,19	0,21	0,22
2	Отношение длины кривошипа к длине макула	$\lambda = \frac{L_{AB}}{L_{OC}}$	-	0,35	0,33	0,36	0,36	0,34
3	Угол наклона направляющей пильной рамы	γ	град	10	10	10	10	10
4	Число оборотов кривошипа	n_1	об/мин	110	75	110	115	110
5	Число оборотов электродвигателя	n_2	об/мин	1410	950	1410	1440	1470
6	Координаты центра тяжести пильной рамы	X_{C_1}, Y_{C_1}	м	0,314	0,32	0,316	0,317	0,319
7	Отношение, определяющее центр тяжести макула	$\lambda = \frac{L_{AC_1}}{L_{OC}}$	м	0,07	0,08	0,075	0,082	0,081
8	Координаты центра тяжести рукоявки	X_{C_2}, Y_{C_2}	-	0,42	0,4	0,45	0,4	0,3
9	Координаты оси шарнира	X_{C_3}, Y_{C_3}	м	0,40	0,42	0,43	0,44	0,43
10	Расстояние между осями шарниров А и Б	L_{AF}, L_{BF}	м	0,028	0,029	0,030	0,031	0,029
11	Координаты точки Д	X_D, Y_D	м	0,24	0,24	0,25	0,26	0,27
12	Вес макула	G	кгс	0,19	0,2	0,18	0,21	0,2
				0,372	0,38	0,39	0,4	0,4
				-0,128	-0,130	-0,132	-0,132	-0,133
				1,6	1,8	1,9	2,0	2,2

Продолжение табл. 70-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Вес пальной рамы	G_3	кгс	35	37	39	41	43
14	Вес рукоя	G_4	кгс	60	65	70	75	70
15	Момент в.ср. в катува	$J_{с2}$	кгс.м -сек ²	0,0015	0,009	0,0025	0,003	0,0031
16	Момент инерции вращения де-талей (зубчатые колеса, ротор электродвигателя, приводеиный к оси звена OA)	$J_{\text{нр}}$	-//-	0,81	0,85	0,87	0,89	0,9
17	Коэффициент неравномерного враще-ния	δ	-	0,07	0,06	0,07	0,06	0,06
18	Угловая координата для циклового расчёта	φ_1	град	60	90	120	150	60
19	Отношение сил P_x и P_y	$K = \frac{P_x}{P_y}$	-	0,55	0,55	0,50	0,55	0,6
20	Максимальное значение силы	G^a	кгс	200	230	245	200	260
21	Ход толкателя	h	м	0,03	0,032	0,031	0,034	0,035
22	Максимальное значение угла дви-жения толкателя	α	град	30	32	34	35	30
23	Угол выбочего профиля	δ	град	170	180	190	200	180
24	Число зубьев колес передачи	$Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5, Z_6, Z_7, Z_8, Z_9$	-	10	12	12	14	10
25	Модуль зубчатых колес Z_8, Z_9	m	-	18	20	16	22	18
26	Число сателлитов	K	м	4	5	6	8	10
			-	3	3	3	3	3

ЗАДАНИЕ № 71

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ГИЛЬОТИННЫХ
НОЖНИЦ

Гильотинные ножницы предназначены для резки листового металла. Они имеют следующие основные узлы (рис. 71а): кривошипно-ползуновый механизм 1,2,3 с двумя шатунами, станину 4, планетарный редуктор с числом зубьев колес Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 , зубчатую пару Z_5, Z_6 , клиноременную передачу 5, электродвигатель 6 и кулачковый механизм 8,9 для подачи листового металла (рис. 71б).

Листовой металл режут двумя ножами - лезвиями - в вертикальной плоскости. Нижний нож неподвижен, закреплен на столе станины, а верхний закреплен на ползуне 3.

Подача листового металла осуществляется во время обратного хода ползуна с помощью кулачкового механизма с храповым колесом 7. Кулачок 8 закреплен на кривошипном валу 1.

Диаграмма усилий резания показана на рис. 71в. Закон изменения ускорения толкателя представлен на рис. 71г.

Примечания.

1. Центр тяжести шатуна расположен в середине его длины.
2. Передаточное число ременной передачи равно двум.
3. Силовой расчет механизма следует произвести в позиции механизма, соответствующей моменту резания.

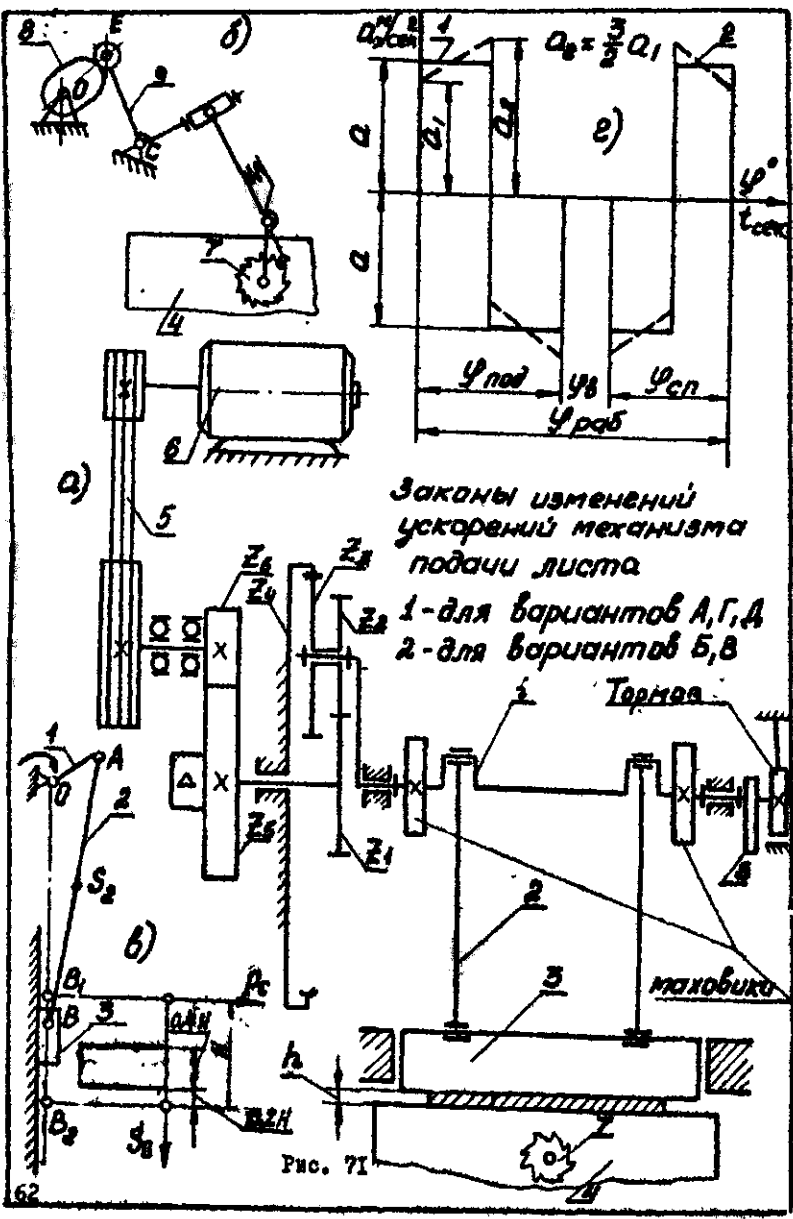


Таблица 71-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ попор.	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов									
				А	Б	В	Г	И	Л				
1	Лод вока	И	м	5	6	7	8	9					
2	Число двойных ходов ползуна (число оборотов кривошипа)	K ₁	ДВ.ХОД МИН	0,105 60	0,11 56	0,107 54	0,108 50	0,11 45	0,11 45				
3	Усилие резания	P _{рез.}	тс	50	55	60	65	70					
4	Толщина листа	t	мм	12,5	13,0	13,5	12,5	13,0					
5	Отношение длины катуны к длине кривошипа	l/l _к	-	5,7	5,65	5,45	5,7	5,65					
6	Вес каждого катуна	G ₂	кгс	50	55	58	60	63					
7	Вес ползуна	G ₃	кгс	120	130	132	135	138					
8	Коэффициент неравномерности хода машины	δ	-	0,12	0,1	0,13	0,09	0,067					
9	Момент инерции каждого катуна относительно оси, проходящей через центр тяжести	J _{с2}	кгс·м·сек ²	0,2	0,202	0,208	0,21	0,22					
10	Моховой момент ротора электродвигателя	GД2	кгс·м·сек ²	1,95	2,4	2,7	3,0	1,5					
11	Момент инерции зубчатых механизмов шкивов, привдеденный к валу кривошипа	J _{шп}	кгс·м·сек ²	7	6	8	5	6					
12	Число оборотов электродвигателя	N _{эд}	об/мин	1370	1440	1410	1370	1440					

Продолжение табл. 71-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Момент инерции кривошипного вала без маховика	J_{01}	кгс·м ²	0,2	0,3	0,2	0,3	0,6
14	Число зубьев зубчатой передачи Z_5, Z_6	Z_5, Z_6	-	15	12	13	14	12
15	Модуль зубчатой передачи	m	мм	41	34	36	40	32
16	Число сателлитов планетарного редуктора	K	-	10	15	10	15	15
17	Дополнительный угол движения в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	3	3	3	3	3
18	Угол рабочего профиля кулачка на ползунке толкателя	$\delta_{п}$	град	30	32	30	35	30
19	Верхнего толкателя	$\delta_{в}$	град	80	90	70	90	70
20	нижнего толкателя	$\delta_{н}$	град	20	30	30	20	30
21	Ход толкателя	h	мм	60	50	60	70	60
				0,2	0,18	0,19	0,2	0,18

ЗАДАНИЕ № 72

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ РАСПИЛОВОЧНОГО СТАНКА
(ТИПА РД 65-6)

Лесопильная рама предназначена для продольной распиловки бревен на доски и брусья.

Основной механизм лесопильной рамы - кривошипно-ползунный (рис. 72а). Он состоит из кривошипа 1, шатуна 2 и пильной рамы 3, перемещающейся по вертикали в направляющих 4 станины 5. Распиловка осуществляется пилами 6, закрепленными с некоторым наклоном в пильной раме.

Крутящий момент на кривошипе передается от электродвигателя 7 через планетарный редуктор 8 и открытую зубчатую передачу Z_4, Z_5 . Колесо Z_5 и маховик II закреплены на коленчатом валу. Рабочий ход рамы совершается при движении вала.

Подача бревна 9 происходит в направлении, перпендикулярном движению пильной рамы, и осуществляется индивидуальным приводом подающих рифленых валцов 10.

Сила полезного сопротивления при распиловке может регулироваться за счет изменения величины подачи бревна. Диаграмма изменения сил сопротивления представлена на рис. 72б.

Механизм выталкивания брусьев (на чертеже не показан) включает кулачок 12 с поступательно движущимся центральным роликовым толкателем 13 (рис. 72в). Кулачковый механизм должен обеспечить заданный закон движения толкателя (рис. 73б).

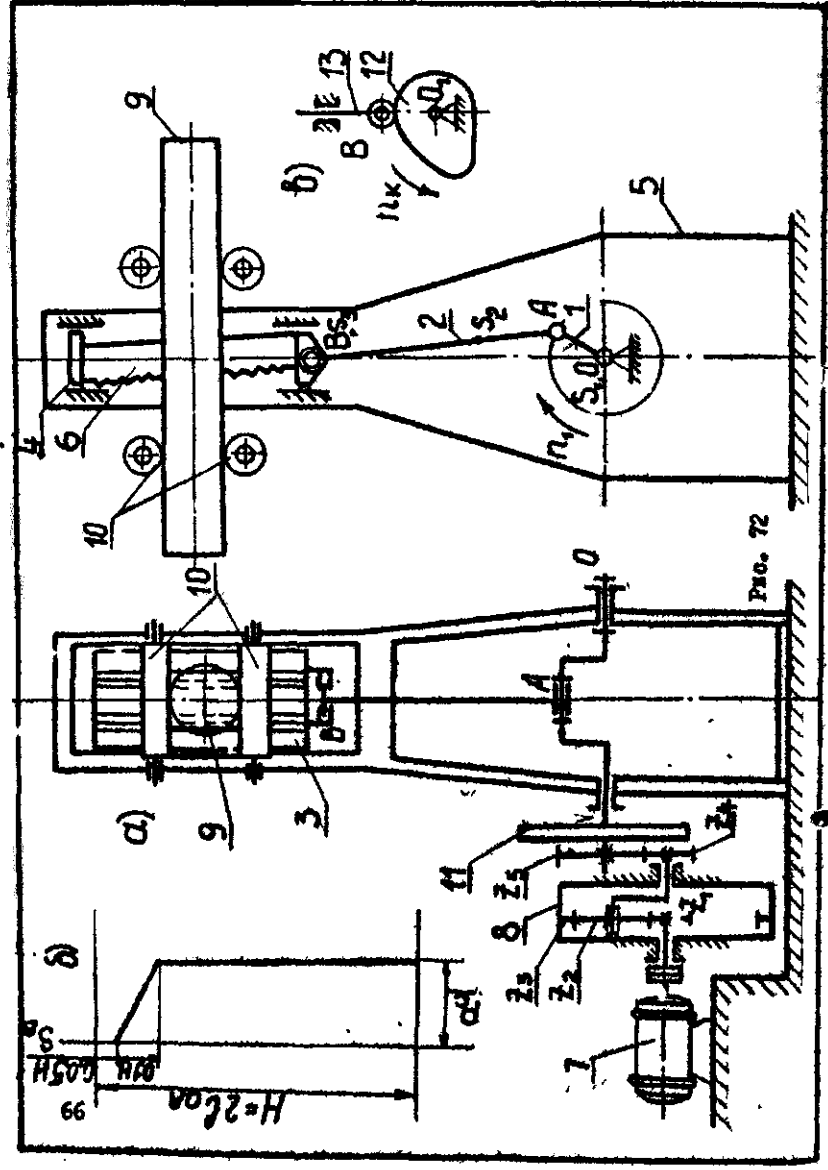


Таблица 72-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ попор	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов																	
				A	B	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З									
1	2	3	4	5	6	6	7	8	8	9											
1	Средняя скорость пильной рамы	$V_{ср}$	м/сек	6,4	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2	6,2
2	Отношение длины катушки к длине кривошипа	$L_{кат}/L_{кр}$	-	7	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9
3	Отношение расстояния от точки А до центра тяжести катушки к длине катушки	$L_{св}/L_{кат}$	-	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333
4	Вес катушки	G_2	кгс	260	265	265	265	265	265	265	265	265	265	265	265	265	265	265	265	265	265
5	Вес пильной рамы с пилами	G_3	кгс	500	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510
6	Момент инерции катушки относительно оси, проходящей через центр ц.т.	$J_{кат}$	кгс·м·сек ²	19,8	20	20	20,2	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4
7	Максимальная сила полезного сопротивления	P	кгс	860	870	870	860	880	880	880	880	880	880	880	880	880	880	880	880	880	880
8	Коэффициент неравномерности вращения вала брашования	δ	-	0,09	0,08	0,08	0,1	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
9	Приведенный к коленчатому валу момент инерции диаметрального регулятора в зубчатой передаче	$J_{рег}$	кгс·м·сек ²	0,15	0,25	0,25	0,2	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
10	Напорный момент ротора двигателя	GD^2	кгс·м ²	0,35	0,3	0,3	0,27	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32
II	Момент инерции коленчатого вала без маховика	J_{01}	кгс·м·сек ²	0,003	0,004	0,004	0,003	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005

Продолжение табл. 72-1

	2	3	4	5	6	7	8	9
12	Число оборотов вала кривошипа	n_1	об/мин	320	300	300	300	250
13	Число оборотов электродвигателя	n_2	об/мин	3000	2830	2920	2920	3100
14	Угловая координата для силового расчета	φ_1	град	60	150	120	150	60
15	Число зубьев колеса 4	Z_4	-	12	11	12	10	12
16	Число зубьев колеса 5	Z_5	-	18	19	20	18	24
17	Модуль зубчатых колес Z_4 и Z_5	m	мм	10	10	10	10	10
18	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3
19	Параметры исходного контура инструмента	d_o $d_{o'}$ $d_{e'}$	град	20	20	20	20	20
20	Максимальный подъем толкателя	h	мм	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
21	Максимально допустимый угол наклона толкателя	$\alpha_{доп}$	град	0,03	0,035	0,04	0,042	0,038
22	Угол рабочего профиля кулачка	$\alpha_{раб}$	град	26	25	24	26	24
23	Угол поворота кулачка, соответствующий дальнему стоянию толкателя	$\varphi_{\text{внеш}}$	град	190	200	180	210	220
24	Отношение величин ускорений толкателя	$\gamma = \frac{a_1}{a_2}$	град	10	10	10	10	10
				1,6	1,6	1,9	2	1,7

Приложение I
ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Лист 1. Проектирование основного механизма и определение закона его движения

Для заданий 62-72.

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям.
2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение звена, принятого за звено приведения, с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика).
3. Построение диаграммы изменения угловой скорости звена приведения за время одного цикла.

Для заданий 59-61.

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 приведения за время работы механизма).
3. Построение диаграммы времени движения.

Примечания. 1. Вес звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно.
2. Звенья, вес и моменты инерции которых не заданы, считать невесомыми.

Лист 2. Силовой расчет основного механизма

1. Определение углового ускорения звена приведения 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 проекта, по уравнению моментов, составленному для звена приведения.

Лист 3. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи при нарезании колес инструментом со стандартным реечным исходным контуром ($\alpha = 20^\circ$, $z_{и} = 1$, $z_{г} = 0,25$).
2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.
3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.
4. Проектирование планетарного редуктора (подбор числа зубьев) по заданному передаточному отношению его к числу сателлитов. Допустимое отклонение $i_{ред} \pm 5\%$. Колеса планетарного редуктора мулевые; модуль колес принять равным единице.
5. Построение треугольников линейных скоростей и плана чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора. Проверка передаточного отношения редуктора графическим способом.

Лист 4. Проектирование кулачкового механизма

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости, перемещения) по заданному закону назначения ускорения его.
2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления α .
3. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивного).
4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Приложение II
ГРАФИКИ ЗАКОНОВ ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

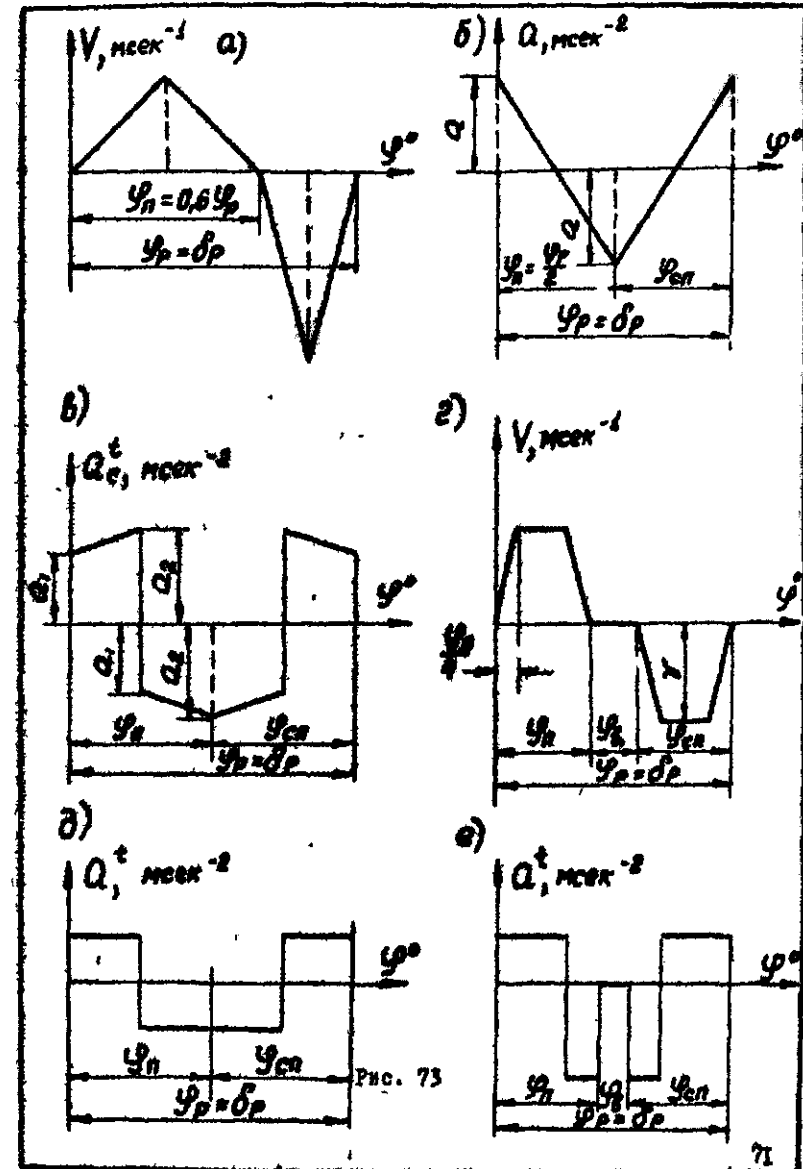


Рис. 73

СОДЕРЖАНИЕ

v

Задание № 59. Проектирование и исследование механизмов дизель-электрического крана	3
Задание № 60. Проектирование и исследование механизмов привода конвейера	9
Задание № 61. Проектирование и исследование механизмов моторного привода дорожного велосипеда (мопеда)	14
Задание № 62. Проектирование и исследование механизмов двухступенчатого двухцилиндрового поршневого компрессора	19
Задание № 63. Проектирование и исследование механизмов плунжерного насоса	24
Задание № 64. Проектирование и исследование механизмов насосной установки с электроприводом	28
Задание № 65. Проектирование и исследование механизмов зубодолбежного полуавтомата	51
Задание № 66. Проектирование и исследование механизмов питателя	37
Задание № 67. Проектирование и исследование механизмов машины для усталостных испытаний	41
Задание № 68. Проектирование и исследование механизмов для прессования	46
Задание № 69. Проектирование и исследование механизмов автомата для изготовления железнодорожных костылей	51
Задание № 70. Проектирование и исследование механизмов отрезного коловочного станика	56
Задание № 71. Проектирование и исследование механизмов гильотинных ножиц	61
Задание № 72. Проектирование и исследование механизмов распиловочного станка (типа РД 65-6)	65
Приложение I. Объем и содержание курсового проекта	69
Приложение II. Графики законов движения толкателя кулачкового механизма	71