

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

ЗАДАНИЯ И УКАЗАНИЯ
К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

для студентов специальностей 15.04, 15.05

Утверждено
методическим советом
института.
Протокол № 5 от 24.06.92.

Харьков ХАДИ 1993

Задания и указания к выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин для студентов специальностей И5.04, И5.05 / Сост. В.А.Перегон и др. - Харьков: ХАДИ, 1993. - 48 с.

Составители В.А.Перегон
В.В.Редько
В.А.Карпенко

Кафедра деталей машин и теории механизмов и машин

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В настоящем издании содержится II заданий к курсовому проекту по теории механизмов и машин. Численные значения параметров заданий (по 10 вариантов в каждом) приведены в табл.П.1-П.11.

Цель проекта - закрепление знаний по основным разделам курсов ТММ. Для студентов специальностей И5.04 и И5.05 это первый проект, который они выполняют в У семестре. Задание на проект студенты получают в IУ семестре при получении задания на РГР (расчетно-графическую работу), связанную с проектом и частично в него входящую (определение основных размеров звеньев механизма).

Проект выполняется по графику, утвержденному деканом факультета.

ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект состоит из 4-х листов формата А 1 и пояснительной записки, в которой приведены расчеты.

Л и с т I. Проектирование основного механизма и расчет момента инерции маховика.

1. Определение основных размеров механизма по заданным условиям.

2. Построение планов положений механизма (I2-I3 совмещенных положений) и планов скоростей (I2-I3 планов).

3. Приведение масс и сил. Построение графиков приведенного момента инерции звеньев механизма и приведенного момента сил.

4. Определение методом графического интегрирования избыточной работы внешних сил (с учетом сил веса звеньев).

5. Определение момента инерции:

звена приведения из условия обеспечения заданной равномерности движения;

маховика; расчет его основных размеров.
(Задачу решить с помощью метода Виттенбауэра или метода Мерцалова).

Примечание: Звенья, массы и моменты инерции которых не заданы, считать невесомыми.

Л и с т 2. Определение закона движения и силовой расчет основного механизма.

1. Определение действительной угловой скорости ведущего звена.

2. Определение углового ускорения ведущего звена по уравнению движения в дифференциальной форме в заданном положении. Определение линейных ускорений центров масс и угловых ускорений звеньев (методом планов).

3. Построение картины силового нагружения механизма с учетом сил инерции и моментов сил инерции.

4. Определение сил давления в кинематических парах механизма.

Л и с т 3. Проектирование зубчатой передачи.

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентного зацепления (колеса нарезаются стандартным реечным инструментом).

2. Вычерчивание в масштабе зубчатого зацепления с контактом в полюсе с указанием основных размеров и элементов колес и передачи. Выделение и обозначение теоретического и рабочего участков линии зацепления, активных участков профилей зубьев. Определение степени перекрытия.

Л и с т 4. Проектирование кулачкового и планетарного механизма.

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) по заданному закону изменения аналогов ускорения или скорости толкателя.

2. Определение основных размеров кулачкового механизма с учетом максимально допустимого угла давления.

3. Построение профиля кулачка (центрального и действительного).

4. Подбор чисел зубьев планетарного механизма по заданным условиям. Колеса редуктора нулевые, модуль колес принять равным

единице. При вычерчивании кинематической схемы механизма масштаб выбрать из условия рационального заполнения листа.

5. Построение картины линейных и угловых скоростей планетарного механизма. Привести таблицу параметров механизма.

ЗАДАНИЯ К ПРОЕКТУ

З а д а н и е I

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА
КАЧАЮЩЕГОСЯ КОНВЕЙЕРА

(табл. П. I)

Качающийся конвейер (рис. I. I) предназначен для перемещения сыпучего материала в горизонтальном направлении. В качестве привода использован электродвигатель IO и зубчатая передача, состоящая из планетарного редуктора II и простой зубчатой пары Z_5 и Z_6 . Подача материала на желоб 5 из бункера 9 осуществляется во время совместного движения желоба и материала механизмов подачи, состоящих из кулачка 7 с толкателем 8. Закон изменения ускорения толкателя представлен на рис. I. 2.

Механизм транспортировки материала состоит из желоба 5 на роликовых опорах 6, совершающего возвратно-поступательное движение за счет движения звеньев шарнирно-рычажного механизма I, 2, 3, 4. На валу O_1 кривошипа закреплен маховик. Желоб при движении увлекает за счет сил трения насыпанный на него материал. Движение материала совместно с желобом возможно при величине сил трения:

$$F_{\text{жм}} = m_m \cdot f \cdot g \geq m_m \cdot a_m$$

При этом $a_m = a_{\text{ж}}$ и $v_m = v_{\text{ж}}$.

Если ускорение желоба $a \geq a_{\text{кр}} = f_0 \cdot g$, имеет место относительное движение материала и желоба. В этот период между желобом и материалом существует сила трения $F_{\text{жм}} = m_m g \cdot f$, за счет которой обеспечивается равнозамедленное движение материала по желобу до момента выравнивания их скоростей. Материал передвигается по желобу со скоростью

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ
ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

(табл. П.3)

Поперечно-строгальный станок предназначен для строгания поверхностей. Основа его - шестизвенный кривошипно-коромысловый механизм (рис.3.1,а), состоящий из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, ползунов 4 и 5. Привод состоит из зубчатой передачи z_5, z_6 , планетарного редуктора 6 и электродвигателя 7. Диаграмма сил сопротивления движению ползуна 5 показана на рис.3.1,б.

Число двойных ходов ползуна 5 в минуту, равное числу оборотов кривошипа (n , об/мин), определяют по заданной скорости резания $V_{рез}$, коэффициенту изменения скорости $K_{v_5} = K_{v_3}$ и ходу ползуна H .

Перемещение стола на величину подачи производится с помощью ходового винта, поворачиваемого посредством коромыслового толкателя 9 (рис.3.1,а), с дисковым кулачком 8, который закреплен на валу O кривошипа. Подача стола регулируется путем изменения длины рычага ML .

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон движения толкателя (см. рис.3.2) и осуществить подачу стола во время перебегов резца в конце ходостого и в начале рабочего ходов в соответствии с циклограммой (рис.3.1,в).

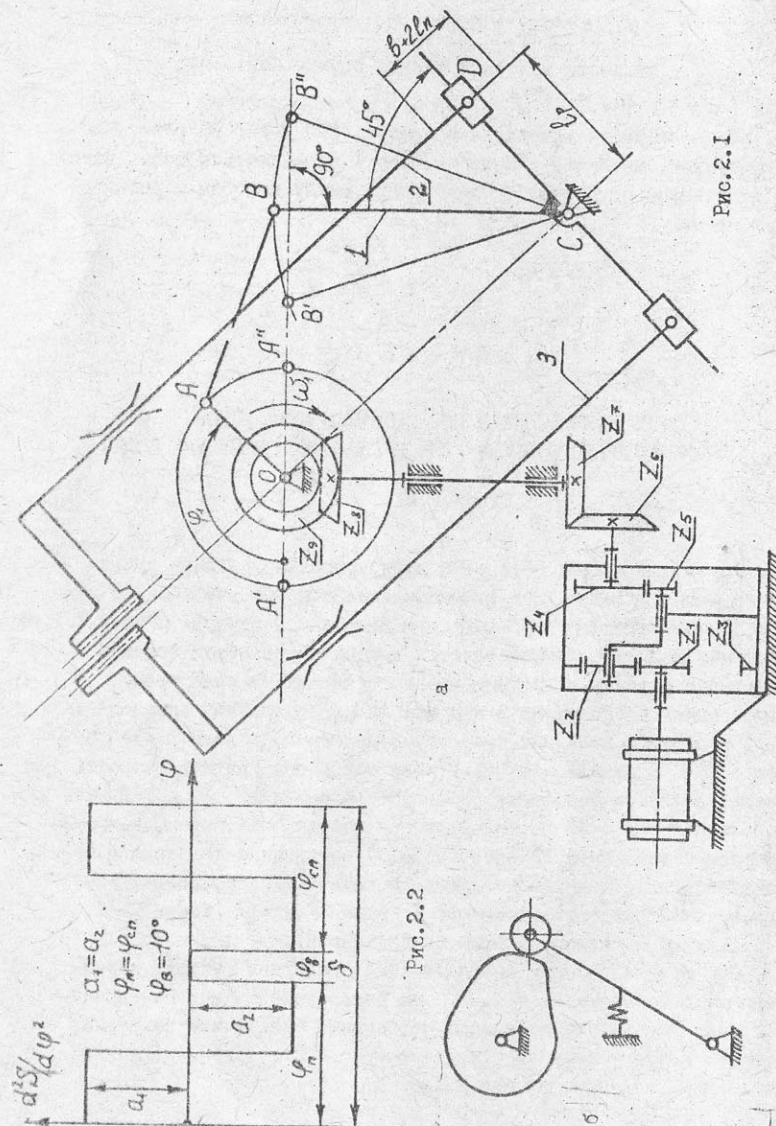


Рис.2.1

Рис.2.2

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ
БРИКЕТИРОВОЧНОГО АВТОМАТА

(табл. П.4)

Брикетировочный автомат предназначен для прессования брикетов из различных порошковых материалов.

Для возвратно-поступательного перемещения ползуна 5 используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм 1,2,3,4 с качающейся кулисой (рис.4.1). Привод состоит из зубчатой передачи Z_5, Z_6, Z_7 , планетарного редуктора 6 и электродвигателя 7. Маховик 8 установлен на выходном валу редуктора.

Прессование происходит при движении ползуна 5 слева направо.

Диаграмма сил сопротивления представлена на рис.4.2, а значения усилий прессования определяются из формулы

$$P = P_{\max} (S_D / H)^2$$

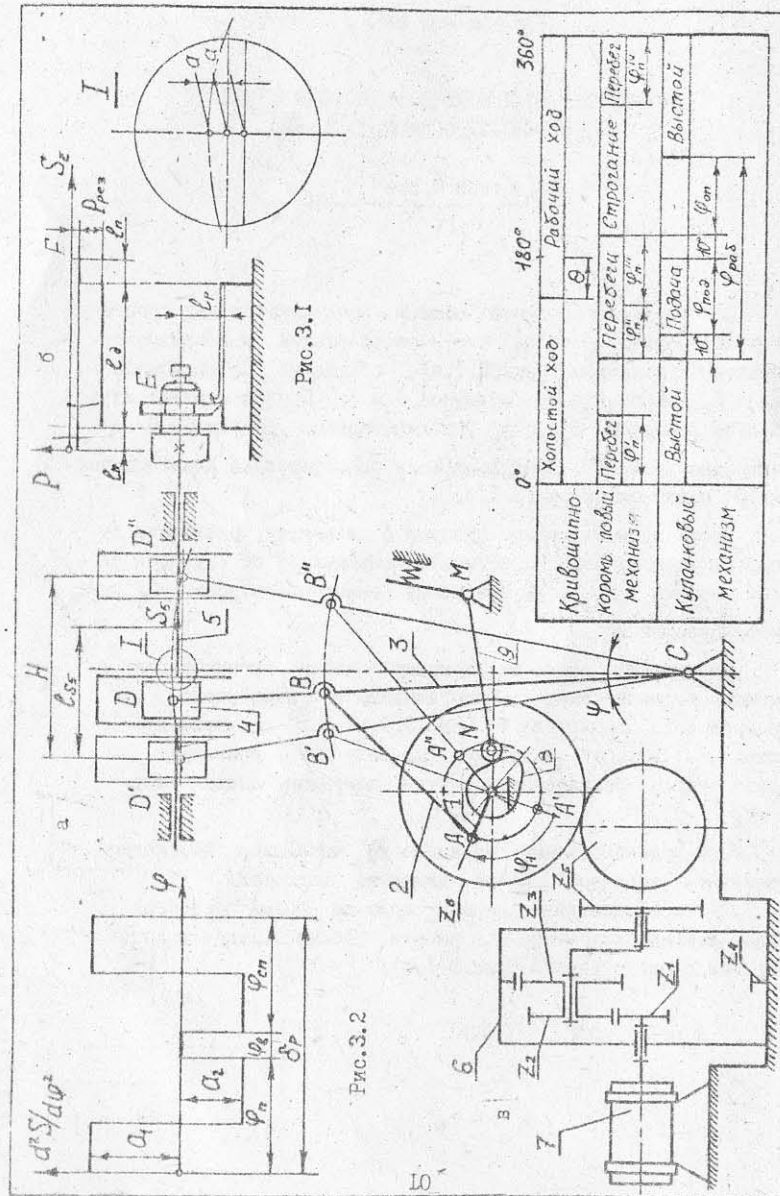
От главного вала через зубчатую передачу (на чертеже не показана) вращение передается на вал дискового кулачка, приводящего в движение механизм выталкивания брикета из форм.

Схема кулачкового механизма выталкивания брикета изображена на рис.4.3. Механизм выталкивания и подачи материала на чертежах не показан.

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорения толкателя (рис.4.4). Угол $\varphi_{\text{выст}}$ принять равным 10° .

Геометрический расчет эвольвентной зубчатой передачи выполнить для колес с числами зубьев Z_5 и Z_6 .

.II



ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА
КРИВОШИПНО-КОЛЕННОГО ПРЕССА

(табл. П.5)

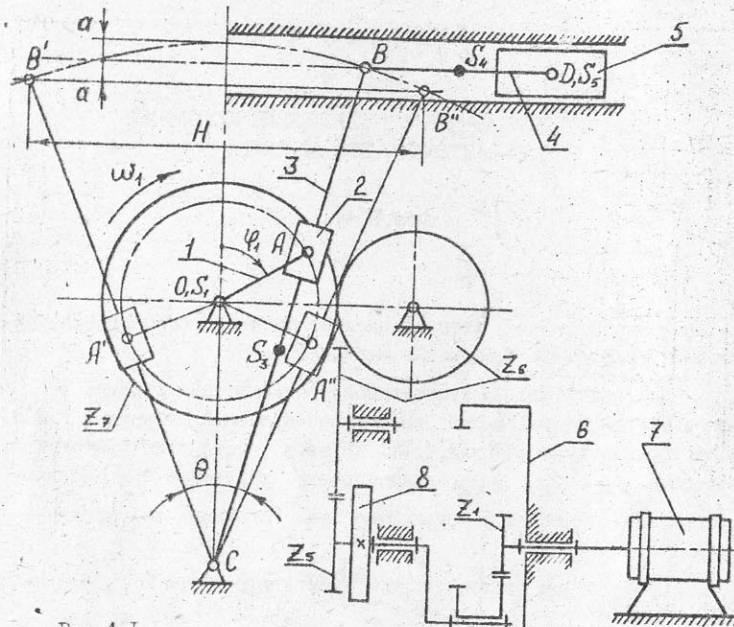


Рис. 4.1

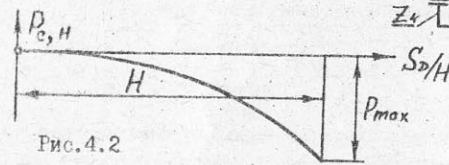


Рис. 4.2

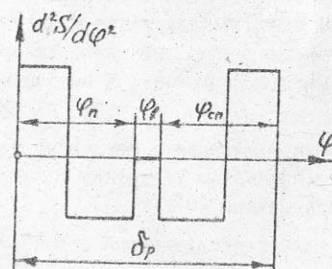


Рис. 4.4

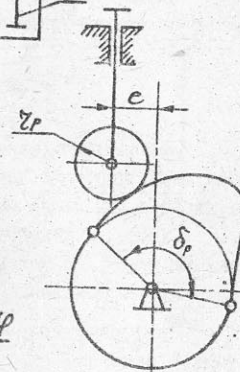


Рис. 4.3

Кривошипно-коленный пресс (рис. 5.1, а) предназначен для штамповки, холодной калибровки и чеканки. Высадочный (основной) механизм 1, 2, 3, 4, 5 является кривошипно-коромысловым. Коромысло 3 выполнено в виде шарнирного треугольника. Благодаря такой схеме рабочие скорости ползуна в конце хода малы, жесткость механизма пресса увеличивается. Коленчатый вал I высадочного механизма приводится в движение электродвигателем II при помощи планетарного редуктора I2 и зубчатой передачи Z_5, Z_6 . Маховик 10 размещен на валу I (рис. 5.1, б). Высадочный ползун 5 с закрепленным в нем пуансоном, совершающий по вертикали возвратно-поступательное движение, осуществляет деформацию заготовки. Диаграмма усилий высадки представлена на рис. 5.1, в. Значения усилия высадки приведены на рис. 5.1, г. Подача заготовки производится при холостом ходе (вверх) ползуна 5. Механизм подачи состоит из кулачка 6, закрепленного на коленчатом валу I, коромыслового толкателя 7 и тяги 8 с ползуном 9, снабженным приспособлением для подачи заготовки (см. рис. 5.1, а). Закон изменения ускорения толкателя см. рис. 5.1, г.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ
БРИКЕТИРОВОЧНОГО АВТОМАТА

(табл. П.6)

Брикетировочный автомат предназначен для прессования брикетов из различных материалов. Основа автомата – кулисный механизм (рис. 6.1). Движение от электродвигателя 13 через планетарный редуктор 12 передается кривошипу I. Связанный с ним шарнирно камень 2 скользит вдоль кулисы 3, заставляя ее совершать возвратно-вращательное движение вокруг опоры C. Через шатун 4 движение передается ползуну 5, производящему прессование (брикетирование) материала. Диаграмма сил сопротивления, действующих на ползун 5 при прессовании, представлена на рис. 6.2. Данные для построения указанной диаграммы рассчитывают по формуле

$$P_0 = P_{c \max} (S_E / H_E)^2.$$

Механизм выталкивателя готовых брикетов (на чертеже не показан) включает кулачок 9 с поступательно движущимся центральным роликовым толкателем 10. Кулачок приводится в движение от вала кривошипа через зубчатую передачу, состоящую из колес 6, 7, 8. Кулачковый механизм должен обеспечить заданный закон движения толкателя (рис. 6.3). Маховик II установлен на выходном валу редуктора 12.

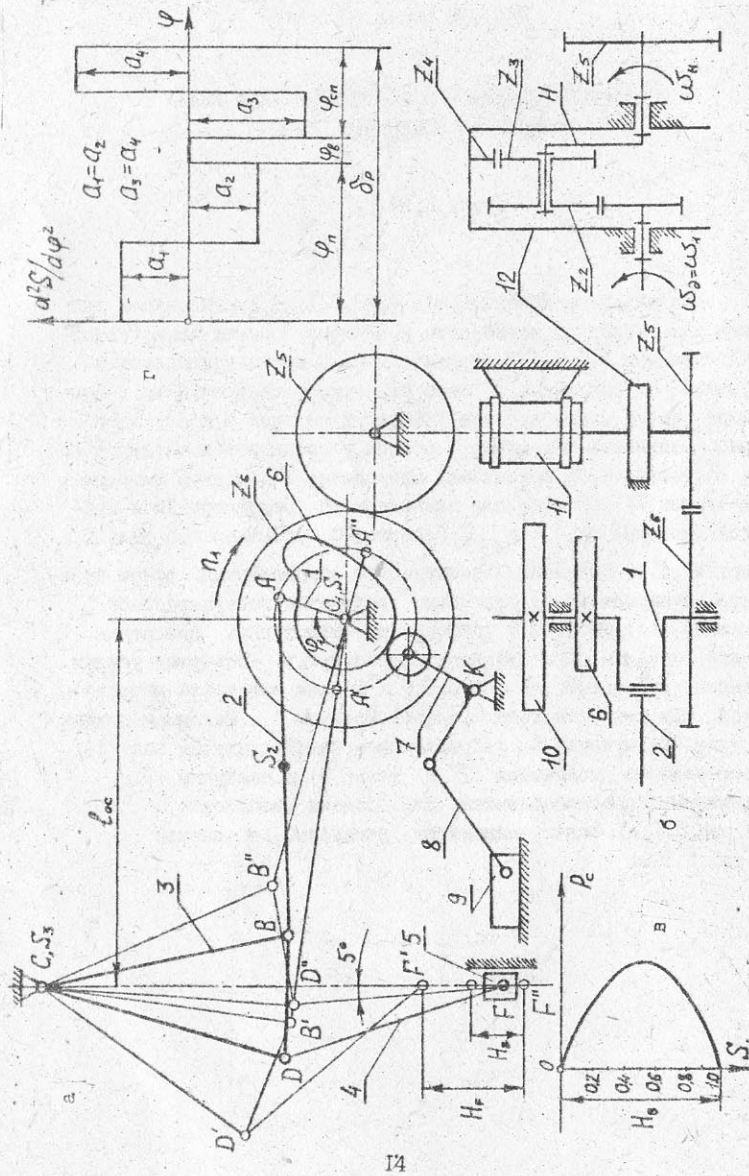


Рис. 5.1

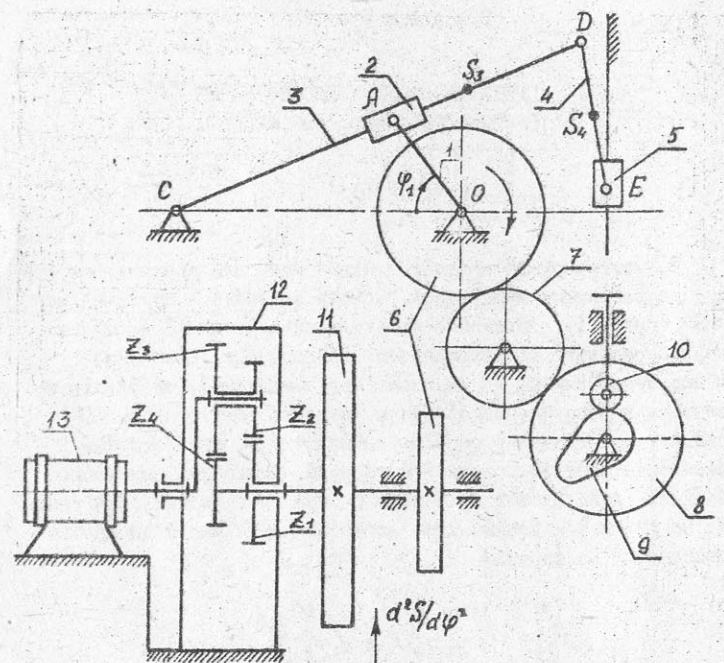


Рис. 6.1

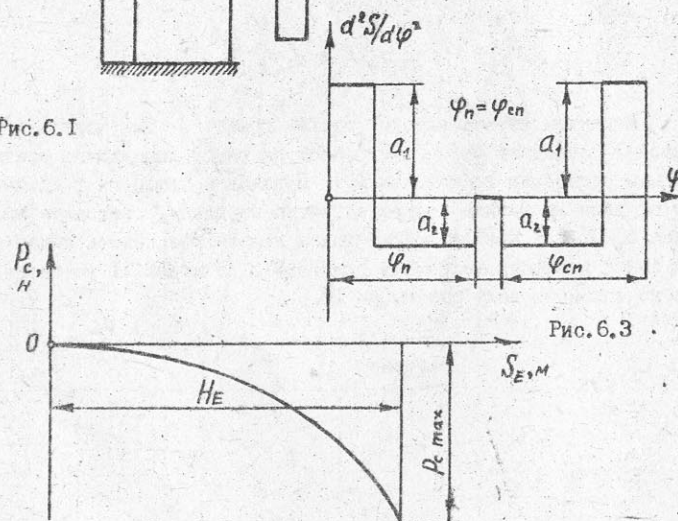


Рис. 6.2

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА
С ВРАЩАЮЩЕЙСЯ КУЛИСКОЙ

(табл. П. 7)

Строгальный станок предназначен для строгания плоских поверхностей. Привод станка состоит из электродвигателя, планетарного редуктора и зубчатой передачи (z_5, z_6) (рис. 7.1, а). Резание материала производится резцом, закрепленным в резцовой головке, совершающей возвратно-поступательное движение. Для движения резца, укрепленного в суппорте ползуна 5, используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм, состоящий из кривошипа 1, кулисного ползуна 2, вращающейся кулисы 3, шатуна 4, ползуна 5. Силы сопротивления, приложенные к звену 5, показаны в виде диаграммы ($P_{c_5}, S_{\mathcal{D}}$) на рис. 7.1, б. Ход H ползуна 5 выбирается в зависимости от длины обрабатываемой детали l_d с учетом длины перебегов резца l_n в начале и в конце рабочего хода. Во время перебегов в конце холостого хода и в начале рабочего хода осуществляется перемещение стола (на котором закрепляется обрабатываемая деталь) с помощью ходового винта на величину поперечной подачи (на рис. 7.1 не показано). Поворот этого винта производится кулачковым механизмом, состоящим из кулачка 6, закрепленного на одном валу с кривошипом 1, и коромыслового толкателя 7.

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорений точки B толкателя (рис. 7.1, в) и осуществить подачу резца во время его перебегов в соответствии с циклограммой работы механизмов строгального станка.

Задание 8

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХЦИЛИНДРОВОГО КОМПРЕССОРА

(табл. П.8.1, П.8.2)

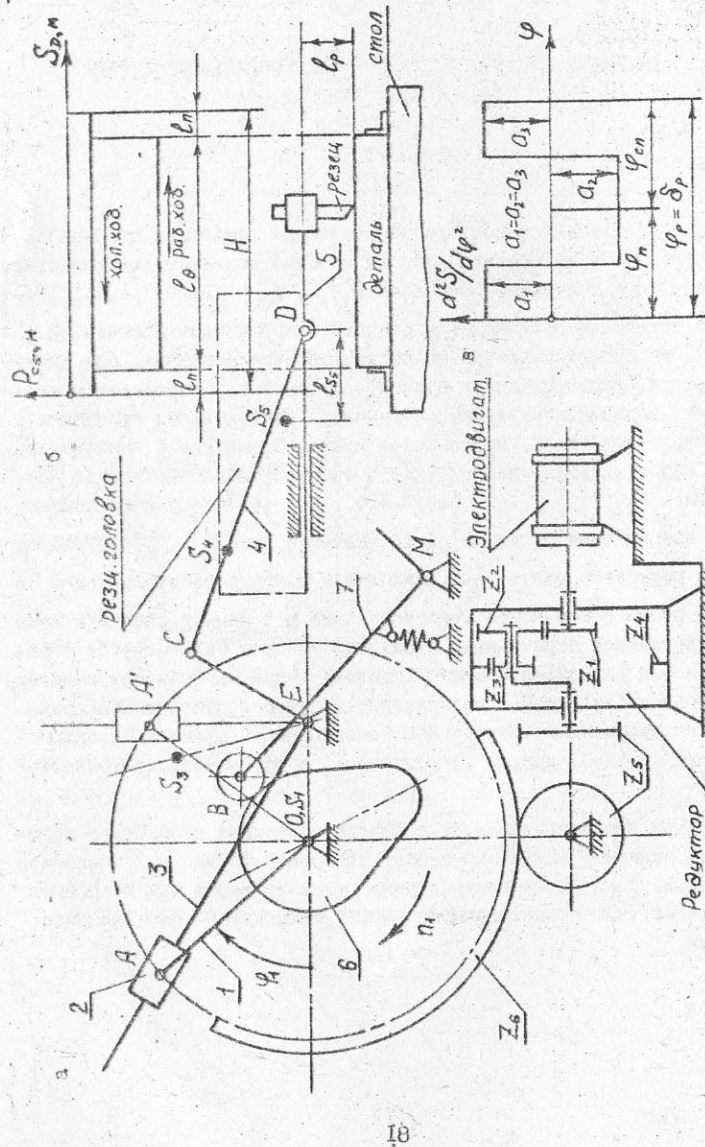


Рис. 7.1

Горизонтальный двухцилиндровый кислородный компрессор простого действия (рис. 8.1, а) предназначен для наполнения газообразным кислородом баллонов. Баллоны заряжаются кислородом до необходимого давления P_{max} МПа.

Основа компрессора – шестизвенный шарнирно-рычажный механизм, состоящий из коленчатого вала 1, шатуна 2, углового рычага 3, шатуна-серьги 4, плунжера 5 с двумя поршнями и двух цилиндров 6, 6'. Коленчатый вал 1 приводится в движение асинхронным электродвигателем 10 через упругую муфту 9, планетарный редуктор 8 и зубчатую передачу Z_5, Z_6 . Для обеспечения движения механизма с заданной неравномерностью на коленчатом валу компрессора помещен маховик 7. Смазка механизма осуществляется от масляного насоса, плунжер которого приводится в движение кулачком II, закрепленным на валу зубчатого колеса Z_5 . Схема кулачкового механизма II-12 масляного насоса 13 представлена на рис. 8.1, а, закон изменения ускорения плунжера насоса (толкателя) – на рис. 8.1, б. Изменение давления по перемещению поршней в цилиндрах 6, 6' компрессора характеризуется индикаторными диаграммами (рис. 8.1, в), данные для построения которых приведены в табл. П.8.2.

Задание 9

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

(табл. П. 9)

Вертикальный одноцилиндровый поршневой насос (рис. 9.1, а) предназначен для повышения давления жидкости в гидросистеме и подачи ее в напорный трубопровод. Насос приводится в движение асинхронным электродвигателем I. Вращательное движение от электродвигателя через зубчатую передачу 2-3 с неподвижными осями колес и однорядный планетарный редуктор 4-5-6-7 передается на вал 7 шестизвенного кривошипно-ползунного механизма 7-8-9-10-11. Всасывание жидкости в цилиндр 12 при ходе поршня II вверх осуществляется через выпускной клапан 13 при давлении жидкости, близком к атмосферному (в расчете принять $P_{min} = 0$). Жидкость нагнетается в напорный трубопровод 14 под давлением P_{max} через выпускной клапан 15. Изменение давления в цилиндре по пути поршня характеризуется индикаторной диаграммой, изображенной на рис. 9.1, б. Применение кривошипно-коромыслового механизма дает возможность обеспечить движение поршня (в период всасывания жидкости) с большей средней скоростью, чем при ходе поршня вниз (в период нагнетания), что увеличивает производительность насоса. Для обеспечения необходимой равномерности движения на кривошипном валу 7 закреплен маховик 16. В данной установке отсутствует кулачковый механизм. Проектирование кулачкового механизма провести по заданию 8.

Задание 10

ПЛУНЖЕРНЫЙ НАСОС

(табл. П. 10)

Плунжерные насосы (рис. 10.1, а) предназначены для перекачки различного рода жидкостей.

Привод насоса осуществляется от электродвигателя 10 через планетарный редуктор 9 и пару зубчатых колес Z_5 и Z_6 . С зубчатым колесом Z_6 жестко связан кривошипный вал I (ось O), движение от которого передается на шатун 2, который заставляет

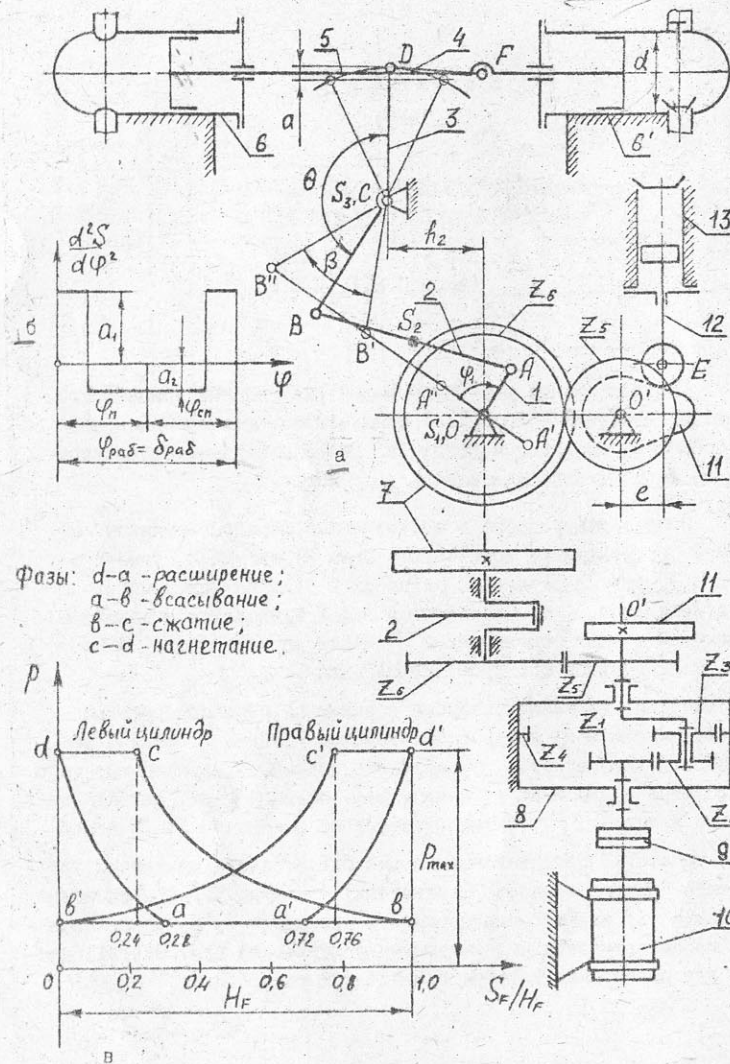


Рис. 8.1

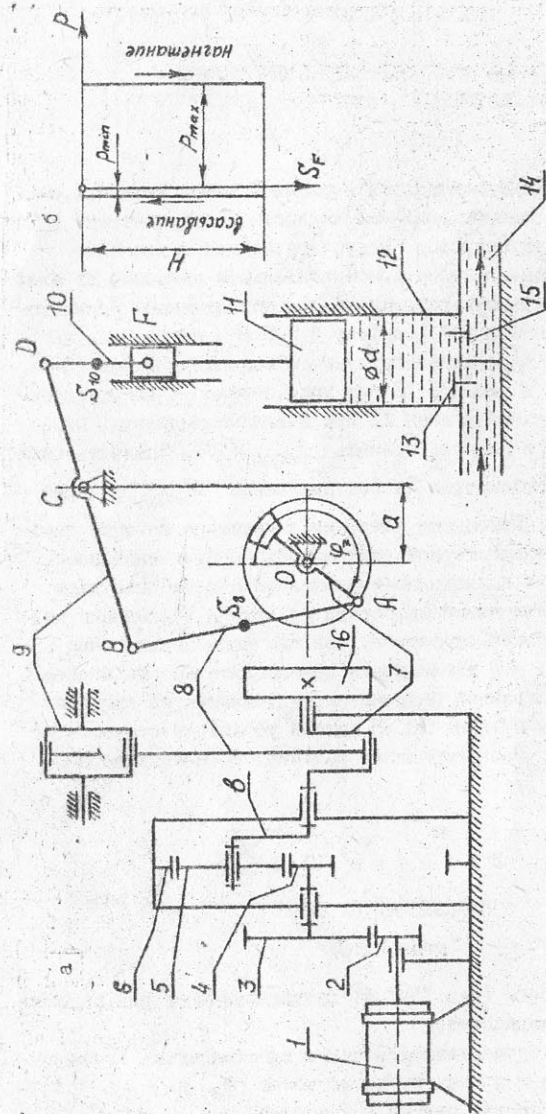


Рис. 9.1

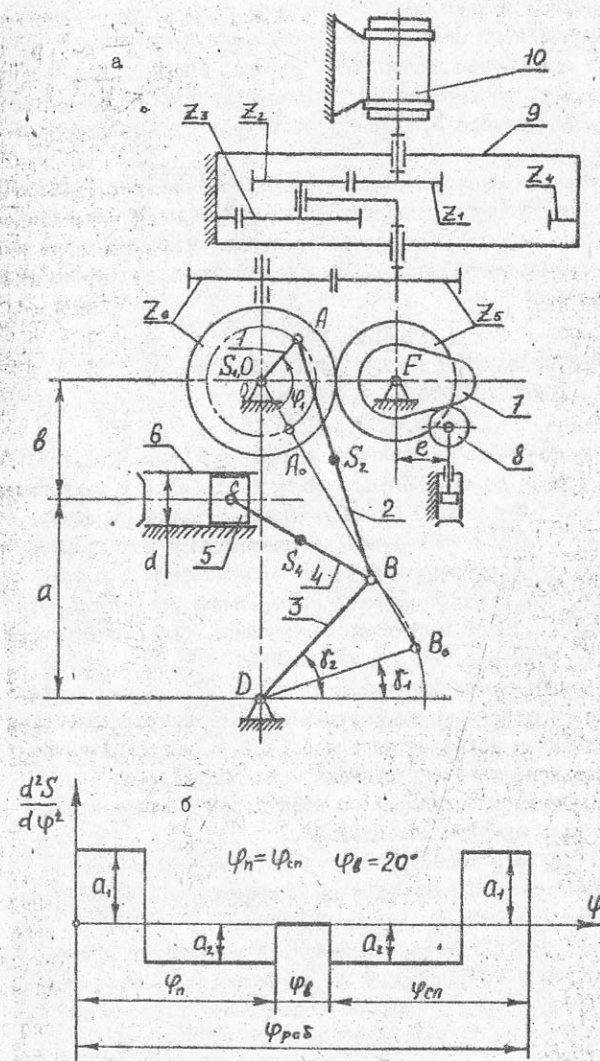


Рис. 10

колебаться коромысло 3 вокруг оси D . Шатун 4 передает движение плунжеру 5 гидравлического цилиндра 6. Шестизвенный механизм является основным механизмом плунжерного насоса. Рабочий процесс в цилиндре 6 насоса, т.е. всасывание и нагнетание жидкости осуществляется за двойной ход плунжера 5, чему соответствует один оборот кривошипа 1.

Смазка механизмов насоса выполняется плунжерным масляным насосом кулачкового типа. Кулачок 7 приводит в поступательное движение толкатель 8 (плунжер насоса). При проектировании кулачкового механизма необходимо осуществить заданный закон изменения ускорения толкателя (рис. 10.1, б).

Задание II

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА (табл. П. II. 1, П. II. 2)

Угловой двухступенчатый поршневой компрессор (рис. II.1, а, б) предназначен для сжатия воздуха. Его механизм приводится в движение электродвигателем 13 ($n_c = 3000$ об/мин) через зубчатую передачу, состоящую из колес 10 и 11 ($m = 4$ мм), и планетарный редуктор 9.

Воздух в цилиндр I ступени поступает из атмосферы и после сжатия до давления $P_{1, \max}$ нагнетается в специальный резервуар, откуда через клапаны поступает в цилиндр II ступени, где сжимается от давления $P_{1, \max}$ до давления $P_{2, \max} = 1,1$ МПа.

Управление всасывающими клапанами цилиндра II ступени осуществляется кулачком 8, насаженным на коленчатый вал компрессора. Схема кулачкового механизма показана на рис. II.1, в, а закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма — на рис. II.1, г.

Изменение давления в цилиндрах по пути поршней характеризуется индикаторной диаграммой (табл. П. II. 2).

Для сжатия воздуха в цилиндре первой ступени используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с вращающейся кулисой, состоящей из кривошипа 1, втулки 2, кулисы 3, шатуна 4 и поршня 5.

Поршень 7 цилиндра II ступени приводится в движение кривошипно-ползунным механизмом, состоящим из коленчатого вала 1, шатуна 6 и поршня 7. Ход поршня I ступени в два раза больше хода поршня II ступени. Маховик 12 закреплен на валу электродвигателя.

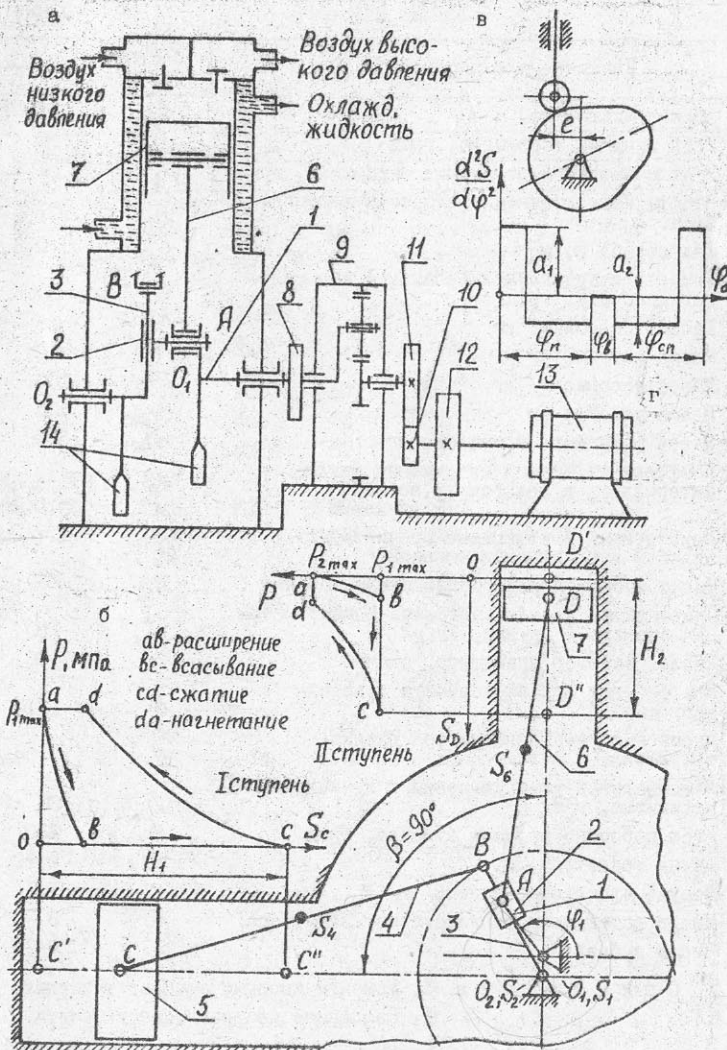


Рис. II

Исходные

Наименование параметра	Обозначение	I
1. Длина кривошипа, м	ℓ_1	0,07
2. Угол качания коромысла, град	β_3	78
3. Угол начального положения коромысла, град	ψ_3	51
4. Коэффициент изменения скорости ведомого звена 3	K_{ω}	1,4
5. Ход желоба Б, м	S_D	0,3
6. Угловая координата кривошипа I для силового расчета, град	φ_1	30
7. Масса кривошипа, кг	m_1	25
8. Масса шатуна, кг	m_2	40
9. Масса коромысла, кг	m_3	100
10. Масса желоба, кг	$m_{ж}$	400
11. Масса материала в желобе, кг	m_M	1500
12. Коэффициент трения скольжения между материалом и желобом: в покое в движении	f_0 f	0,46 0,26
13. Приведенный коэффициент трения между желобом и роликовыми опорами	f_1	0,1
14. Число оборотов электродвигателя, об/мин	n_d	880
15. Приведенный к валу кривошипа момент инерции звеньев I группы, кг/м ²	$J_{гр}$	150
16. Число оборотов кривошипа, об/мин	n_1	90
17. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	1/10
18. Дуговое перемещение центра ролика толкателя, м	H_F	0,04
19. Максимальный угол давления в кулачковом механизме, град	$\angle_{доп}$	30
20. Угол рабочего профиля кулачка, град	$\delta_{раб}$	130
21. Длина толкателя, м	ℓ_{FE}	0,10
22. Модуль зубчатой передачи z_5, z_6 , мм	m	5
23. Число сателлитов в планетарном редукторе	k	3
24. Числа зубьев	z_5, z_6	9; 10

Примечания. 1. Моменты инерции звеньев вычислить
2. Положение центров тяжести считать

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П.1

данные

Числовые значения для вариантов								
2	3	4	5	6	7	8	9	0
0,075	0,08	0,085	0,09	0,095	0,01	0,11	0,12	0,13
74	70	66	64	62	60	58	56	45
53	55	57	58	59	60	61	62	63
1,4	1,4	1,25	1,25	1,25	1,25	1,182	1,182	1,182
0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
60	90	120	150	30	60	90	120	150
27	30	35	40	45	50	55	60	65
45	50	55	60	65	70	75	80	85
110	120	130	140	150	160	170	180	190
500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
1600	1700	1800	1900	2000	2200	2400	2600	2800
0,48	0,5	0,52	0,53	0,54	0,56	0,56	0,58	0,58
0,28	0,3	0,32	0,33	0,34	0,36	0,38	0,38	0,4
0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
880	880	880	880	930	930	930	930	930
160	170	180	190	200	210	220	230	240
86	82	78	74	68	66	64	62	60
1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10
0,044	0,048	0,052	0,056	0,058	0,062	0,066	0,07	0,075
30	30	30	30	30	30	30	30	30
140	150	160	170	130	140	150	160	170
0,110	0,120	0,13	0,14	0,145	0,15	0,155	0,16	0,165
5	5	5	5	5	5	5	5	5
3	3	3	3	3	3	3	3	3
9;11	9;12	9;13	10;11	10;12	10;13	10;14	11;12	11;13

по формуле $J_S = m\ell^2/10$, где m - масса стержня, ℓ - длина звена.
посередине длин звеньев.

Исходные

Наименование параметра	Обозначение	I
1. Длина зуба нарезаемого колеса, м	δ	0,025
2. Длина перебега резца в долях от δ , м	ρ_n	0,05
3. Средняя скорость резания, м/мин	$v_{ср}$	40
4. Число оборотов электродвигателя, об/мин	n_d	2800
5. Межосевое расстояние между опорами кривошипа и кулисы, м	$\rho_{ос}$	0,1
6. Сила резания, Н	$P_{рез}$	600
7. Масса ползунов, кг	$m_{с.7}$	5
8. Масса кулисы, кг	m_3	3
9. Масса шатуна, кг	m_2	2
10. Отношение расстояния от точки A до центра тяжести шатуна к длине шатуна	AS_2/AB	0,5
11. Установочный размер для резца, м	ρ_p	0,07
12. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	1/25
13. Маховой момент ротора электродвигателя, кг.м ²	J_{np}^I	0,4
14. Угловая координата для силового расчета, град	φ_i	120
15. Максимальный подъем толкателя, м	h	0,02
16. Длина толкателя, м	ρ_r	0,13
17. Максимально допустимый угол давления толкателя, град	$\angle_{доп}$	35
18. Угол рабочего профиля кулачка, град	$\delta_{раб}$	120
19. Число зубьев колеса 5	z_5	9
20. Число зубьев колеса 4	z_4	13
21. Модуль зубчатых колес z_4 и z_5 и колес планетарного редуктора, мм	m	10

- Примечания. 1. Размеры звеньев механизма определить
 2. Число оборотов кривошипа (n_1 об/мин)
 3. Числа зубьев $z_6 = z_7 = 34$, $z_8 = z_9 = 42$.
 4. Число сателлитов в планетарном
 5. Момент инерции звеньев 2 и 3
 6. Положение центров тяжести считать

Таблица П.2

данные

Числовые значения для вариантов								
2	3	4	5	6	7	8	9	0
0,03	0,035	0,04	0,045	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
40	40	35	35	35	35	30	30	30
2800	2800	2800	2800	1440	1440	1440	1440	1440
0,1	0,12	0,12	0,14	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22
1000	1300	2000	3200	900	950	2000	2500	3000
7	10	15	20	6	6	15	18	20
5	7	10	12	4	5	10	10	11
2,5	4	5	8	2,4	3	4,5	5	7
0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
0,10	0,11	0,12	0,12	0,10	0,10	0,11	0,11	0,12
1/33	1/30	1/30	1/25	1/25	1/25	1/25	1/25	1/25
0,55	0,55	0,66	0,7	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
90	90	90	120	60	60	120	60	120
0,02	0,025	0,03	0,03	0,025	0,030	0,035	0,04	0,045
0,12	0,12	0,14	0,14	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16
35	35	35	35	35	35	35	30	30
100	140	180	140	180	160	120	160	140
10	11	10	10	9	10	11	12	13
14	15	12	12	12	13	14	15	16
10	10	10	5	5	5	5	5	5

по заданным условиям ($H = \delta + 2\rho_n, \rho_p, k_w = 1$).
 определить по заданным $\delta, \rho_n > v_{ср}$.

редукторе равно 3.
 определить по зависимости $J_3 = m\rho^2/\delta$.
 посредине длин звеньев.

Наименование параметра	Обозначение	Исходные
		I
1. Ход ползуна 5, м	H	0,3
2. Длина перебега резца, м	l_n	0,1H
3. Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{дв}$	950
4. Коэффициент изменения скорости	$K_{v5} = K_{v3}$	1,4
5. Скорость резания, м/мин	$v_{рез}$	30
6. Длина коромысла, м	$l_{дс}$	0,6
7. Отношения длин звена 3.	$l_{сд} : l_{вс}$	1,5
8. Отношения, определяющие положение центра тяжести: коромысла	$l_{ззс} : l_{дс}$	0,5
шатуна	$l_{ззш} : l_{вш}$	0,5
9. Межосевое расстояние, м	$l_{ос}$	0,35
10. Координата центра ползуна 5, м	$l_{сс}$	0,164
11. Вылет резца, м	l_p	0,09
12. Сила резания, Н	$P_{рез}$	2000
13. Сила трения между ползуном 5 и направляющими, Н	F	200
14. Масса ползуна 5, кг	m_5	70
15. Масса коромысла 3, кг	m_3	22
16. Масса шатуна 2, кг	m_2	8
17. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	1/20
18. Приведенный к валу электродвигателя момент инерции звеньев I группы, кг·м ²	$J_{пр}^I$	0,7
19. Угловая координата для силового расчета (см. рис.1,а), град	ψ_1	72
20. Длина коромысла (толкателя), м	l_{MN}	0,2
21. Максимальный подъем толкателя, м	h	0,04
22. Максимально допустимый угол давления толкателя, град	$\alpha_{доп}$	30
23. Числа зубьев колеса 5, 6	z_5, z_6	11; 16
24. Модуль зубчатых колес 5, 6, мм	m	3,0
25. Число сателлитов в планетарном редукторе	K	3,0

Примечания. 1. Размеры звеньев кривошипно-коромысло ($l_{дс}, l_{дс}/l_{вс}$).
 2. Момент инерции коромысла и шатуна 2
 3. Положение центров тяжести считать

Таблица П.3

данные

Числовые значения для вариантов								
2	3	4	5	6	7	8	9	0
0,26	0,3	0,24	0,25	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34
0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H
1420	930	1440	940	1420	1420	1420	1420	1420
1,5	1,4	1,75	1,4	1,25	1,05	1,10	1,09	1,08
26	30	27	25	30	32	34	36	38
0,7	0,6	0,8	0,8	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8
1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
0,4	0,34	0,45	0,34	0,34	0,59	0,56	0,67	0,65
0,184	0,18	0,21	0,2	0,18	0,20	0,22	0,25	0,27
0,08	0,10	0,10	0,08	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
1800	2000	1700	1900	2000	2000	2000	2000	2000
180	200	170	190	200	200	200	200	200
75	50	65	60	70	75	80	85	80
16	29	10	10	20	24	23	12	11
9	6	7	7	7	8	9	10	11
1/20	1/20	1/25	1/25	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20
0,5	0,7	0,5	0,7	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
90	70	105	120	60	90	120	60	90
0,15	0,3	0,13	0,16	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
0,05	0,05	0,035	0,05	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05
35	35	35	35	30	30	30	30	30
10; 14	11; 14	11; 15	12; 14	9; 11	10; 12	11; 13	12; 14	13; 15
3,5	10	3,0	10	5	5	5	4	4
3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3	3	3

вого механизма определять по заданным условиям ($H, K_{v5} = K_{v3}, l_{ос},$

определить по зависимости $J = m l^2 / 10$.
 посредине длин звеньев.

Наименование параметра	Обозначение	I
1. Длина хода ползуна, м	H	0,32
2. Коэффициент скорости ползуна	K_v	1,667
3. Расстояние между осями вращения, м	ρ_{oc}	0,23
4. Отношение длины шатуна к длине кулисы	$\lambda = \rho_{ш}/\rho_{ac}$	0,35
5. Отношения, определяющие положение центра тяжести звеньев		0,5
6. Число оборотов кривошипа, об/мин	n_1	90
7. Максимальное усилие прессования, Н	P_{max}	7000
8. Масса ползуна, кг	m_5	40
9. Масса шатуна, кг	m_4	5
10. Масса кулисы, кг	m_3	15
11. Масса зубчатого колеса с кривошипом, кг	m_1	10
12. Коэффициент неравномерности	δ	1/30
13. Момент инерции вращающихся деталей (ротора, редуктора, зубчатых передач), приведенный к выходному валу редуктора, кг·м ²	$J_{пр}^I$	30
14. Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{эд}$	1440
15. Угловая координата кривошипа для силового расчета, град	φ_1	60
16. Соотношение между ускорениями	a_1/a_2	0,5
17. Ход толкателя кулачкового механизма, м	h	0,05
18. Число оборотов кулачка, об/мин	n_k	90
19. Максимально допустимый угол давления, град	$\angle_{доп}$	30
20. Угол рабочего профиля, град	$\delta_{раб}$	180
21. Числа зубьев колес	z_5	12
	z_6	16
	z_7	24
22. Модуль зубчатых колес, мм	m	5
23. Число сателлитов в редукторе	K	3

Примечания. 1. Момент инерции кулисы 3 и шатуна 4

2. Положение центров тяжести считать

3. Геометрический расчет эвольвентной

данные

Числовые значения для вариантов									
2	3	4	5	6	7	8	9	0	
0,25	0,3	0,28	0,25	0,34	0,36	0,38	0,35	0,30	
1,50	1,5	1,667	1,667	1,5	1,4	1,4	1,4	1,4	
0,15	0,20	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,24	0,21	
0,3	0,35	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,4	
0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
95	80	85	100	80	75	70	65	60	
6500	6000	7000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	
38	40	35	42	45	50	55	60	65	
4	3,5	4,5	4	5	6	7	8	9	
12	14	13	12	15	18	20	25	30	
8	10	7	9	8	9	10	11	12	
1/25	1/20	1/30	1/20	1/25	1/25	1/25	1/25	1/25	
20	30	20	20	28	30	32	28	30	
1350	970	1440	930	1440	1440	1440	1440	1440	
30	60	30	60	30	60	150	30	60	
0,5	0,5	0,5	0,5	2	2	2	2	2	
0,06	0,05	0,065	0,055	0,04	0,045	0,05	0,055	0,06	
95	80	85	100	90	90	90	90	90	
28	30	30	30	30	30	30	30	30	
150	150	130	180	160	160	160	160	160	
13	14	12	14	10	11	12	13	14	
17	16	16		13	14	15	16	17	
25	24	32	22	13	14	15	16	17	
5	5	5	5	5	4	4	3	3	
3	3	3	3	3	3	3	3	3	

вычислить по формуле $J = m\rho^2/7$.

посредине звеньев.

зубчатой передачи выполнить для колес с числами зубьев z_5 и z_6 .

Исходные

Наименование параметров	Обозначение	I
1. Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{ном}$	2920
2. Число оборотов кривошипа, об/мин	n_1	140
3. Ход ползуна при высадке, м	H_B	0,030
4. Отношение высадочного хода ползуна к его полному ходу	H_B/H_F	1/3
5. Максимальное условие высадки, Н	$P_{стmax}$	7500
6. Длина коромысла, м	$\ell_{BC} = \ell_{CD}$	0,22
7. Отношение длин для коромысла 3	ℓ_{BC}/ℓ_{BD}	2
8. Расстояние между осями вращения кривошипа 1 и коромысла 3, м	ℓ_{CO}	0,28
9. Длина шатуна 4, м	ℓ_{DF}	0,20
10. Коэффициент изменения средней скорости коромысла	K_{ω}	1,12
11. Отношение, определяющее положение центра тяжести шатуна 2	ℓ_{AS_2}/ℓ_{AB}	0,5
12. Масса шатуна 2, кг	m_2	3,0
13. Масса коромысла 3, кг	m_3	4,0
14. Масса ползуна 5, кг	m_5	10,0
15. Коэффициент неравномерности вращения вала кривошипа	δ	1/12
16. Момент инерции кривошипа ротора электродвигателя и планетарного редуктора с зубчатым колесом 3, приведенный к валу кривошипа, кг·м ²	$J_{\pi p}^I$	2,0
17. Угловая координата кривошипа для силового расчета, град	φ_1	120
18. Угол поворота толкателя, град	ψ_T	20
19. Длина толкателя, м	ℓ_{KH}	0,15
20. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме, град	$\angle_{доп}$	30
21. Угол рабочего профиля кулачка, град	$\varphi_{под}$	100
$\delta_{раб} = \varphi_{раб} = \varphi_{под} + \varphi_{оп}$	$\varphi_{оп}$	60
22. Числа зубьев колес	z_5	11
	z_6	18
23. Модуль зубчатых колес, мм	m	5
24. Число сателлитов в планетарном редукторе	k	3

Примечания. 1. Момент инерции шатуна 2 и коромысла 3 посередине длин звеньев. 3. При проектировании кривошипно-коромыслового механизма по заданным условиям ($H_B/H_F, n_1, n_{ном}, \ell_{BC}, \ell_{CD}, \ell_{CO}, \ell_{DF}, \ell_{AS_2}/\ell_{AB}, \ell_{BC}/\ell_{BD}, K_{\omega}$) для определения положения точки С на линии перемещения ползуна 5 нижнем положении F'' ползуна 5 должен быть не менее 50° (см. рис. вспомогательной окружности и точку С - центр вращения коромысла 3 -

Таблица П.5

данные

Числовые значения для вариантов								
2	3	4	5	6	7	8	9	0
2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920
160	130	150	140	110	120	130	140	150
0,035	0,040	0,030	0,040	0,045	0,045	0,035	0,03	0,025
1/3	1/2,5	1/3	1/2,5	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3
8000	6500	8500	7000	11000	10500	10000	9500	9000
0,20	0,22	0,20	0,18	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16
2	2	2	2	2	2	2	2	2
0,30	0,30	0,28	0,27	0,36	0,34	0,32	0,30	0,28
0,18	0,20	0,18	0,17	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16
1,15	1,10	1,12	1,15	1,4	1,4	1,25	1,25	1,25
0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
3,5	3,5	3,5	3,0	3,5	3,2	3,0	2,7	2,5
4,5	4,0	4,5	4,0	6,0	5,5	5,0	4,5	4,0
9,0	10,0	9,0	8,0	12	11	10	9	8
1/15	1/10	1/12	1/15	1/8	1/9	1/10	1/11	1/12
2,0	2,0	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5
120	120	120	120	120	120	120	150	150
22	21	20	22	25	25	25	25	25
0,13	0,14	0,15	0,13	0,22	0,2	0,18	0,16	0,14
35	30	35	30	40	40	40	40	40
90	100	100	90	110	100	90	120	120
60	50	70	70	70	70	60	80	70
12	10	12	11	9	10	11	12	13
17	16	16	15	11	12	13	14	15
5	5	5	5	5	5	4	4	4
3	3	3	3	3	3	3	3	3

вычислить по формуле $J = m \ell^2 / 4$. 2. Положение центров тяжести считать для нового механизма по заданным условиям ($H_B/H_F, n_1, n_{ном}, \ell_{BC}, \ell_{CD}, \ell_{CO}, \ell_{DF}, \ell_{AS_2}/\ell_{AB}, \ell_{BC}/\ell_{BD}, K_{\omega}$) следует учесть, что угол между вертикалью и шатуном 4 при крайнем 5.1, а). 4. При определении длин кривошипа 1 и шатуна 2 центр следует располагать по разные стороны от хорды 3'8".

Наименование параметра	Обозначение	I
1. Максимальная длина хода ползуна, м	H	0,38
2. Число оборотов кривошипа, об/мин	n_1	200
3. Число оборотов электродвигателя, об/мин	n_B	2800
4. Максимальное усилие прессования, Н	$P_{сmax}$	34000
5. Межосевое расстояние между опорами кривошипа и кулисы, м	ℓ_{oc}	0,18
6. Коэффициент изменения скорости ползуна	K_v	2
7. Отношение длины шатуна к длине кулисы	DE/CD	0,30
8. Отношение расстояния от точки C до центра тяжести кулисы к длине кулисы	CS_3/CD	0,5
9. Отношение расстояния от точки D до центра тяжести шатуна к длине шатуна	DS_4/DE	0,5
10. Масса ползуна, кг	m_5	50
11. Масса кулисы, кг	m_3	30
12. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	1/10
13. Момент инерции ротора электродвигателя и зубчатого механизма приведения к валу электродвигателя, кг·м ²	$J_{пр}^I$	0,1
14. Угловая координата для силового расчета (см. рис.6.1), град	φ_1	270
15. Максимальный подъем толкателя, м	h	0,030
16. Максимально допустимый угол давления толкателя, град	$\angle_{доп}$	20
17. Угол рабочего профиля кулачка, град	$\delta_{раб}$	190
18. Угол поворота кулачка, соответствующий дальнему стоянию толкателя, град	$\varphi_{выст}$	10
19. Отношение величин ускорений толкателя	$\gamma = a_1/a_2$	1,8
20. Число зубьев колеса 6	z_6	15
21. Число зубьев колеса 7	z_7	10
22. Число зубьев колеса 8	z_8	15
23. Модуль зубчатых колес 6, 7, 8, мм	m	5
24. Число сателлитов в планетарном редукторе	K	3

- Примечания. 1. Момент инерции кулисы 3 вычислить по
 2. Положению центров тяжести считать
 3. При проектировании кривошипно-кулисно дуги, стягивающей крайние положения
 4. Геометрический расчет эвольвентной

данные

Числовые значения для вариантов								
2	3	4	5	6	7	8	9	0
0,36	0,34	0,40	0,34	0,42	0,44	0,46	0,48	0,5
240	180	220	150	180	200	220	240	260
2400	2400	2200	2500	2820	2820	2820	2820	2820
36000	35000	33000	32000	37000	38000	39000	40000	41000
0,20	0,21	0,19	0,22	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28
1,8	1,9	1,7	1,6	1,4	1,4	1,4	1,5	1,5
0,33	0,36	0,34	0,32	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33
0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
60	55	65	70	75	80	85	90	95
40	35	45	40	45	50	55	60	65
1/14	1/15	1/12	1/16	1/12	1/14	1/15	1/18	1/20
0,12	0,15	0,18	0,15	0,15	0,15	0,18	0,18	0,2
240	270	240	270	210	240	270	210	240
0,035	0,040	0,042	0,038	0,038	0,04	0,042	0,046	0,048
25	24	26	22	30	30	30	30	30
200	180	210	220	160	170	180	190	200
10	10	10	10	10	10	10	10	10
1,6	1,9	2	1,7	1,5	1,8	2,0	1,5	2,0
12	12	11	14	10	11	12	13	14
9	8	8	10	12	13	9	10	9
11	12	12	14	18	20	16	25	20
6	5	6	5	5	4	5	4	4
3	3	3	3	3	3	3	3	3

формуле $J_3 = m \ell^2 / 10$,
 посредине длин звеньев.

го механизма ось ползуна 5 проводить через середину стрелы прогиба точки D кулисы CD ,
 зубчатой передачи выполнить для колес 7 и 8.

Исходные

Наименование параметра	Обозначение	I
1. Максимальная длина хода ползуна, м	H	0,28
2. Длина перебега резца, м	l_n	0,1H
3. Межосевое расстояние в кривошипно-кулисном механизме, м	l_{DE}	0,040
4. Соотношение между размерами звеньев 3 и 4	$\lambda = EC/CD$	1/3
5. Коэффициент изменения скорости ползуна	K_v	1,30
6. Число оборотов кривошипа, об/мин	n_1	90
7. Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{дв}$	1440
8. Вылет резца, м	l_p	0,08
9. Сила резания, Н	$P_{рез}$	2000
10. Сила трения между ползуном 5 и направляющими, Н	F_5	200
11. Масса звена 5, кг	m_5	50
12. Масса шатуна 4, кг	m_4	10
13. Масса кулисы 3, кг	m_3	15
14. Масса кулисного ползуна 2, кг	m_2	0,5
15. Координата центра тяжести ползуна 5, м	$l_{с5}$	0,15
16. Отношение, определяющее положение центра тяжести шатуна 4	$l_{с3*}/l_{сD}$	0,3
17. Положение центра тяжести кулисы 3	$l_{с3}/l_{сE}$	2/3
18. Коэффициент неравномерности вращения	δ	0,075
19. Момент инерции вращающихся деталей (зубчатых колес, шкивов и др.), приведенный к валу кривошипа, кг·м ²	J_0	50
20. Угловая координата для силового расчета, град	φ	45
21. Числа зубьев колес передачи с Z_5 и Z_6		10 16
22. Модуль зубчатых колес с Z_5 и Z_6 , мм		5
23. Длина рычага толкателя, м	l_{EM}	0,2
24. Дуговой ход толкателя точки В, м	h	0,08
25. Максимально допустимый угол давления толкателя, град	$\angle_{доп}$	40
26. Число сателлитов в планетарном редукторе	K	3

Примечания. 1. Момент инерции кулисы 3 и шатуна 4

2. Положение центров тяжести считать

Таблица П.7

данные

Числовые значения для вариантов								
2	3	4	5	6	7	8	9	0
0,20	0,25	0,30	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,3
0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H
0,050	0,050	0,065	0,030	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06
1/2,5	1/3	1/3	1/2,5	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3
1,40	1,45	1,40	1,60	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
80	100	85	110	75	75	120	120	120
1440	2920	2890	2890	1440	1440	2890	2890	2890
0,05	0,07	0,09	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,6
1800	1500	2500	1800	2000	2200	2400	2700	3000
200	150	250	180	200	220	240	260	280
40	40	60	30	30	35	40	45	50
13	15	12,5	12	10	12	14	16	18
15	15	20	20	15	15	15	20	20
1,0	0,4	0,5	0,3	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
0,10	0,12	0,18	0,10	0,1	0,1	0,12	0,12	0,15
0,35	0,40	0,30	0,50	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3
2/3	2/3	2/3	2/3	2/3	2/3	2/3	2/3	2/3
0,050	0,080	0,060	0,040	0,05	0,05	0,06	0,06	0,075
70	80	60	25	25	35	50	50	60
150	30	60	150	180	90	120	210	75
9	10	9	8	10	9	8	9	10
14	15	15	13	14	13	12	15	16
5	4	6	6	5	5	5	5	5
0,3	0,15	0,18	0,12	0,2	0,22	0,24	0,24	0,26
0,10	0,06	0,07	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
42	35	30	30	35	35	40	40	30
3	3	3	3	3	3	3	3	3

определить по зависимости $J_5 = m\rho^2/10$.

посредине длин звеньев.

Исходные

Наименование параметра	Обозначение	I
1. Максимальный ход поршней, м	H_F	0,070
2. Угол качания коромысла, град	β	36
3. Конструктивный угол, град	θ	165
4. Размер по стойке, м	h_2	0,118
5. Максимальный угол давления для звеньев 4 и 5, град	$\angle_{max}$	8
6. Коэффициент изменения скорости	K_V	1
7. Число оборотов вала двигателя, об/мин	n_d	2920
8. Число оборотов коленчатого вала, об/мин	n_1	140
9. Максимальное давление в цилиндре, МПа	P_{max}	15
10. Диаметр цилиндра, м	d	0,075
11. Масса звеньев, кг	m_1	0,5
	m_2	1,2
	m_3	2,8
	m_5	4,9
12. Момент инерции звеньев I-й группы, приведенный к валу кривошипа, кг·м ²	J_0	0,2
13. Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	1/15
14. Угловая координата коленчатого вала для силового расчета, град	φ_1	60
15. Угол рабочего профиля кулачка, град	$\delta_{раб}$	180
16. Ход плунжера насоса (толкателя кулачкового механизма), м	h_E	0,035
17. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме, град	$\angle_{доп}$	30
18. Отношение величин ускорений толкателя	a_1/a_2	1
19. Число зубьев	z_5	12
	z_6	14
20. Модуль зубчатых колес z_5, z_6 , мм		5
21. Число сателлитов в планетарном редукторе	k	3

Значения давления в цилиндрах компрессора в долях от P_{max}

Движение поршней S	S_F/H_F	0,0	0,1	0,2
Цилиндр 6 Вправо	P/P_{max}	1	0,5	0,28
Влево		1		1
Цилиндр 6' Влево	P/P_{max}	0,2	0,2	0,2
Вправо		0,2	0,23	0,27

Примечания. 1. Центры тяжести звеньев 2 и 5 принять делить по зависимости $J_S = m r^2 / 10$. 3. Определение размеров $l_{оп}$, $l_{аэ}$, K_V и h_2 , полагая, что стержень ДС звена 3 в средней позиции

Таблица П.8.1

данные

Числовые значения для вариантов								
2	3	4	5	6	7	8	9	0
0,065	0,060	0,075	0,08	0,085	0,09	0,055	0,08	0,095
30	40	38	30	40	40	40	40	40
160	155	165	170	160	160	160	160	160
0,120	0,125	0,120	0,120	0,115	0,110	0,100	0,11	0,115
6	8	6	8	6	6	8	8	8
1	1	1	1	1	1	1	1	1
2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920
120	135	130	145	100	105	110	115	125
12	14,0	15,5	16	17	18	19	20	22
0,08	0,07	0,075	0,08	0,08	0,08	0,06	0,075	0,09
0,45	0,4	0,5	0,55	0,6	0,6	0,45	0,5	0,6
1,3	1,1	1,4	1,5	1,4	1,5	1,0	1,5	1,6
3,0	2,6	2,9	3,0	2,8	3	2,2	2,5	3,0
5,0	4,8	4,5	5,2	5,0	5,0	3,5	4,0	6,0
0,18	0,15	0,25	0,3	0,3	0,35	0,15	0,25	0,35
1/18	1/22	1/20	1/25	1/12	1/15	1/16	1/18	1/20
120	140	300	330	30	90	150	120	60
160	240	200	180	150	210	180	240	180
0,04	0,045	0,030	0,050	0,03	0,04	0,025	0,035	0,03
25	32	28	30	30	30	30	30	30
2	1	2	1	2	1,5	1,5	1	1
11	10	12	10	9	8	13	9	8
15	12	13	14	14	16	14	12	12
6	6	5	6	5	5	5	5	5
3	3	3	3	3	3	3	3	3

Таблица П.8.2

в зависимости от положения поршня

0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
0,74	0,57	0,46	0,38	0,32	0,27	0,23	0,2
0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,28	0,5	1,0
0,32	0,38	0,46	0,57	0,74	1	1	1

посередине их длин. 2. Момент инерции шатуна 2 и коромысла 3 определять по заданным $H_F, \theta, \beta, \angle_{max}$, занимает вертикальное положение.

Исходные

Наименование параметра	Обозначение	И	
		1	
1. Номинальное число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{ном}$	960	
2. Число оборотов вала, об/мин	n_z	100	
3. Диаметр цилиндра, мм	d	0,110	
4. Ход поршня, м	H	0,120	
5. Максимальное давление жидкости в цилиндре, МПа	p_{max}	0,3	
6. Коэффициент неравномерности вращения кривошипного вала	δ	1/12	
7. Размеры звеньев, м	ρ_{BC}	0,170	
	ℓ_{CD}	0,160	
	ℓ_{DF}	0,100	
	a	0,100	
8. Коэффициент изменения средней скорости поршня	K_v	1,2	
9. Приведенный к валу кривошипа момент инерции звеньев I группы, кг·м ²	J_0	5	
10. Масса звена II (поршень с ползуном), кг	m_{II}	4	
11. Масса единицы длины звеньев 8, 9, 10, кг·м	q	6	
12. Угловая координата звена 7 для силового расчета (см. рис. 9.1, а), град	φ_7	200	
13. Числа зубьев колес 2, 3	z_2	11	
	z_3	17	
	κ	2,5	
14. Модуль зубчатой передачи 2, 3, мм			
15. Число сателлитов в планетарном редукторе	m	3	
16. Угол рабочего профиля кулачка, град	$\delta_{раб}$	60	
17. Ход толкателя кулачкового механизма, м	h	0,035	
18. Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме, град	$\alpha_{доп}$	30	
19. Отношение величин ускорений толкателя	a_1/a_2	1	

Примечания. 1. Центры тяжести S_8 и S_{10} принять

2. Моменты инерции J_{S8} , J_{S9} , J_{S10}

ρ — длина звена.

Таблица П.9

данные

Числовые значения для вариантов									
2	3	4	5	6	7	8	9	0	
960	960	1440	1440	1440	1440	1440	1440	1440	1440
105	110	115	120	125	130	135	140	145	
0,115	0,120	0,125	0,130	0,1	0,11	0,12	0,125	0,130	
0,130	0,140	0,150	0,160	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	
0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	
1/12	1/10	1/10	1/8	1/12	1/14	1/15	1/16	1/17	
0,180	0,190	0,200	0,210	0,175	0,185	0,195	0,205	0,210	
0,170	0,180	0,190	0,200	0,170	0,180	0,190	0,2	0,205	
0,100	0,100	0,100	0,100	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
0,100	0,100	0,100	0,100	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
1,2	1,2	1,25	1,25	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	
5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	
4	4,5	4,5	5	5,5	6	6,5	6	5	
6	7	8	9	10	11	12	11	10	
220	240	260	280	180	270	300	330	360	
14	15	12	13	9	10	10	11	12	
19	20	21	24	13	14	15	15	16	
2,5	3	3	3,5	5	5	5	5	5	
3	3	3	3	3	3	3	3	3	
120	140	300	330	30	90	150	120	6	
0,04	0,045	0,030	0,050	0,030	0,040	0,025	0,035		
25	32	28	30	30	30	30	30		
2	1	2	1	2	1	2	1		

посредине звена.

подсчитать по формуле $J_S = m\rho^2/10$, где m — масса звена и

Наименование параметра	Обозначение	I
1. Координата центра вращения Q кривошипа, м	a	0,135
	b	0,225
2. Длина звеньев ℓ_3 и ℓ_4 , м	$\ell_{BD} = \ell_{CB}$	0,185
3. Крайнее положение звена (отсчет от горизонтальной прямой), град	δ_1	30
	δ_2	60
4. Диаметр плунжера насоса, м	d	0,05
5. Число оборотов кривошипа I, об/мин	n_1	100
6. Число оборотов вала электродвигателя, об/мин	n_2	975
7. Давление жидкости в цилиндре при нагнетании (по ходу плунжера - постоянное), МПа	p	2,5
8. Масса шатуна 2, кг	m_2	20
9. Масса шатуна 4, кг	m_4	16
10. Масса ползуна с плунжером, кг	m_5	50
11. Момент инерции звеньев I группы, приведенный к валу кривошипа, кг·м ²	J_0	6,0
12. Коэффициент неравномерности вращения кривошипного вала	δ	1/10
13. Координата для силового расчета, град	φ_1	30
14. Угол рабочего профиля кулачка, град	$\sigma_{раб}$	240
15. Ход плунжера масляного насоса, м	h	0,016
16. Угол давления в кулачковом механизме, град	$\angle_{дон}$	30
17. Внеосность, м	e	0,007
18. Соотношение между ускорениями толкателя	$\nu = a_1/a_2$	3
19. Числа зубьев колес 5 и 6	z_5	12
	z_6	25
20. Модуль зубчатых колес 5 и 6, мм	m	5
21. Число сателлитов в редукторе 9	k	3

- Примечания. 1. Момент инерции шатунов 2 и 4 вычислить по формуле $J_S = m \ell^3 / 8$.
 2. Положение центров тяжести принять посередине звеньев.
 3. Определение основных размеров механизма звена 3 определяются углами δ_1 и δ_2 .
 4. Давление жидкости в цилиндре 6 при всасывании считать равным атмосферному.
 5. При силовом расчете механизма угол φ_1 отсчитывается от положения кривошипа, при котором механизм находится в крайнем положении при угле коромысла 3, равном δ_2 .
 6. Геометрический расчет эвольвентной зубчатой передачи выполнить для колес с числами зубьев z_5 и z_6 .

данные

Числовые значения для вариантов									
2	3	4	5	6	7	8	9	0	
0,130	0,120	0,125	0,140	0,145	0,150	0,155	0,160	0,165	
0,225	0,225	0,225	0,225	0,230	0,240	0,245	0,250	0,250	
0,170	0,180	0,190	0,200	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	
25	35	20	30	25	15	20	20	15	
65	60	50	70	60	50	45	55	45	
0,06	0,04	0,05	0,04	0,08	0,09	0,1	0,1	0,1	
120	130	100	80	100	90	110	100	120	
1440	1440	975	975	1440	1440	1440	1440	1440	
2,8	3,0	2,0	2,5	3,0	2,5	2,0	2,5	3,0	
21	25	17	19	20	22	24	25	26	
17	15	17	20	20	20	22	23	24	
55	55	45	50	50	55	50	55	60	
6,5	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10	
1/12	1/9	1/11	1/14	1/10	1/15	1/16	1/15	1/16	
35	25	15	10	60	120	90	30	45	
250	200	150	140	180	160	120	140	150	
0,020	0,030	0,017	0,025	0,03	0,025	0,02	0,017	0,016	
25	30	20	30	30	30	30	30	30	
0,010	0,020	0,025	0,010	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	
2,5	2	2,7	2,3	2	2	2	2	2	
11	12	11	13	8	10	12	11	10	
15	14	15	16	12	14	14	15	16	
4	5	4	4	5	5	5	5	5	
3	3	3	3	3	3	3	3	3	

лить по формуле $J_S = m \ell^3 / 8$.

посередине звеньев.

низма произвести по заданным ℓ_{BD} , ℓ_{CB} , ℓ_{BD} . Крайние положения

всасывании считать равным атмосферному.

отсчитывается от положения кривошипа, при котором механизм находится в крайнем положении при угле коромысла 3, равном δ_2 .

зубчатой передачи выполнить для колес с числами зубьев z_5 и z_6 .

Исходные

Наименование параметра	Обозначение	Исходные	
		I	
1. Средняя скорость поршня II ступени, м/с	v_{cp}	2,00	
2. Число оборотов коленчатого вала, об/мин	n_{01}	600	
3. Число оборотов электродвигателя, об/мин	n_{∂}	2920	
4. Коэффициент изменения хода поршня I ступени	K_{v_1}	1,4	
5. Диаметр цилиндра I ступени, м	D_1	0,30	
6. Диаметр цилиндра II ступени, м	D_2	0,20	
7. Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	1/80	
8. Масса поршня I ступени, кг	m_5	18	
9. Масса поршня II ступени, кг	m_7	12	
10. Масса шатуна I ступени, кг	m_6	20	
11. Масса шатуна II ступени, кг	m_6	18	
12. Момент инерции звеньев I группы, приведенный к валу кривошипа, кг·м ²	J_0	13	
13. Угловая координата коленчатого вала для силового расчета, град	φ_1	0	
14. Ход толкателя кулачкового механизма, м	h	0,013	
15. Углы поворота кулачка, град, соответствующие прямому ходу толкателя	$\varphi_{пх}$	80	
высоте толкателя	$\varphi_{выс}$	20	
обратному ходу толкателя	$\varphi_{обх}$	80	
16. Внеосность толкателя, м	e	0,005	
17. Максимально допускаемый угол давления, град	$\angle_{доп}$	30	
18. Соотношение между величинами ускорений толкателя	$\lambda = \frac{a_1}{a_2}$	1,8	
19. Число зубьев колеса	z_{10}, z_{11}	9; 13	
20. Число сателлитов в редукторе	k	3	
21. Модуль зубчатых колес IO и II, мм	m	4	

Значения $P, \Delta P_{max}$

Путь поршня (в долях хода H)	0	0,1
Для хода поршня вниз	P	0,3
Для хода поршня вверх	ΔP_{max}	1

Примечания. 1. Для I ступени $\Delta P_{max} = P_{1max}, P_{1max} = 1,1 \text{ МПа}$. 3. Момент инерции звеньев 4, 5 и 6 определить по зависимости середины их длин. 5. $H_1 = 2H_2$, где H_1 — ход поршня I ступени,

46

Таблица П. II. I

данные

Числовые значения для вариантов								
2	3	4	5	6	7	8	9	0
1,85	1,60	2,10	2,25	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1
500	400	650	700	450	550	750	700	500
2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920
1,38	1,35	1,42	1,45	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
0,28	0,27	0,31	0,32	0,34	0,36	0,38	0,38	0,36
0,18	0,17	0,21	0,22	0,19	0,21	0,23	0,23	0,21
1/90	1/100	1/90	1/80	1/50	1/60	1/70	1/80	1/90
17	16	19	20	22	24	26	27	25
11	10	13	14	15	17	19	20	18
19	18	21	22	25	27	30	30	28
17	16	19	20	23	25	27	28	26
14,5	18	17	15	18	19	20	15	14
90	180	270	45	30	60	120	270	45
0,012	0,011	0,01	0,014	0,015	0,018	0,02	0,015	0,02
75	70	75	80	90	75	75	80	90
15	15	15	20	20	20	20	20	15
75	70	75	80	90	75	75	80	90
0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005
30	30	30	30	30	30	30	30	30
1,8	2	2	2,2	1,5	1,8	2,0	2,2	2,0
10; 15	11; 15	12; 16	12; 15	10; 12	9; 14	12; 16	11; 17	10; 15
3	3	3	3	3	3	3	3	3
4	4	4	4	4	4	4	4	4

Таблица П. II. 2

в зависимости от положений поршня

0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0

= 0,8 МПа. 2. Для II ступени $\Delta P_{2max} = P_{2max} - P_{1max} \cdot \frac{P_2}{P_1} + \frac{P}{\Delta P_{2max}}$; P_{2max} — момент инерции звеньев II группы. 4. Положение центров тяжести звеньев принять по H_2 — ход поршня II ступени.

Учебное издание

ЗАДАНИЯ И УКАЗАНИЯ
К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

для студентов специальностей И5.04, И5.05

Составители: ПЕРЕГОН Владимир Андреевич
РЕДЬКО Виктор Васильевич
КАРПЕНКО Владимир Александрович

Ответственный за выпуск В.А.Перегон

Редактор Т.М.Кашина
Технический редактор Л.К.Меренкова
Корректор Л.А.Дьякова

План 1993, поз.15

Подп. к печ. 15.10.92. Формат 60x84¹/16. Бумага тип. № 2.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 2,79. Усл. кр.-отт. 2,79. Уч.-изд. л. 2,5.
Изд. М106. Тираж 500 экз. Зак. № 3356. Бесплатно.

ХАДИ. 310078 Харьков, ул. Петровского, 25.

Харьковское межвузовское арендное полиграфическое предприятие.
310093, Харьков, ул. Свердлова, 115.