

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ЗАДАНИЯ

к курсовому проекту по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов, обучающихся по направлению 015.13 – «Профессиональное образование. Метрология, стандартизация и сертификация» и 015.20 – «Профессиональное образование. Транспорт»

Утверждено методическим
советом университета
Протокол № ____ от _____

Задания и указания к выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин для студентов, обучающихся по направлению 015.13 – «Профессиональное образование. Метрология, стандартизация и сертификация» и 015.20 – «Профессиональное образование. Транспорт»

/Сост. В. А. Перегон и др. – Харьков: ХНАДУ, 2019, - 42 с./

Составители: В. А. Перегон
А. А. Коряк
С. И. Поваляев

Кафедра деталей машин и теории механизмов и машин

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Цель проекта – закрепление знаний по основным разделам курса ТММ, а также получение практических навыков решения инженерных задач в области синтеза и анализа механизмов и машин.

В настоящем издании содержится 11 заданий к курсовому проекту по теории механизмов и машин. Численные значения параметров заданий (по 10 вариантов в каждом) приведены в табл. 1 – 11. Задание на проект студенты получают в IV семестре при получении задания на РГР (расчетно-графическую работу). Результаты, полученные в РГР в дальнейшем используются в курсовом проекте.

Проект выполняется по графику, утвержденному деканом факультета.

ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект состоит из 4-х листов формата А1 и пояснительной записки, в которой приведены расчеты. Графическая часть и пояснительная записка должны быть оформлены с соблюдением всех требований ЕСКД.

Лист 1. Проектирование основного механизма и расчет момента инерции маховика.

1. Определение основных размеров механизма по заданным условиям.
2. Построение планов положений механизма (12-13 совмещенных положений) планов скоростей (12-13 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, а также расчет его основных размеров. (Задачу решить с помощью метода Виттенбауэра или метода Мерцалова).

П р и м е ч а н и е. Звенья, массы и моменты инерции которых не даны, считать невесомыми.

Лист 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.

Лист 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.

Лист 4. Проектирование кулачкового и планетарного механизмов.

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 (центрового 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.

ЗАДАНИЕ 1

Проектирование и исследование механизмов качающегося конвейера (рис. 1, табл. 1)

Качающийся конвейер (рис. 1) предназначен для перемещения сыпучего материала в горизонтальном направлении. В качестве привода использован электродвигатель и зубчатая передача, состоящая из планетарного редуктора 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 механизмом подачи, состоящего из цепной передачи и кулачка 7 с толкателем 8. Закон изменения ускорения толкателя представлен на рис. 1, б.

Механизм транспортировки материала состоит из желоба 5 на роликовых опорах 6, совершающего возвратно-поступательное движение за счет движения звеньев шарнирно-рычажного механизма 1, 2, 3, 4 (рис. 1, а) На валу O 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

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

где m_m – масса материала.

При этом $a_m = a_{ж}$ и $V_m = V_{ж}$.

Если ускорение желоба

$$a_{ж} \geq a_{кр} = f_0 \cdot g,$$

где $f_0 = 1,5 f$ – коэффициент трения покоя,

имеет место относительное движение материала и желоба. В этот период между желобом и материалом существует сила трения, $F_{жм} = m_m \cdot g \cdot f$, за счет которой обеспечи-

вается равнозамедленное движение материала по желобу до момента выравнивания их скоростей. Материал передвигается со скоростью

$$V_M = V_{\text{отр}} - a_M \cdot t,$$

где $V_{\text{отр}}$ – скорость желоба в момент отрыва материала;
 $a_M = f \cdot g$ – ускорение материала.

Когда скорости материала и желоба сравниваются по величине и направлению, материал с желобом будут перемещаться опять вместе с одинаковой скоростью. Сила трения между желобом и роликовыми опорами

$$F_H = (m_{\text{ж}} + m_{\text{м}}) \cdot f_1 \cdot g,$$

Примечание. При курсовом проектировании, с целью упрощения задачи, преподаватель может разрешить студенту сделать следующее допущение. При движении желоба в прямом направлении можно считать, что груз движется вместе с желобом, а при движении желоба в обратном направлении груз продолжает равнозамедленно двигаться в прямом направлении и в конце обратного хода желоба $V_{\text{гр}} = V_{\text{ж}} = 0$. Соответственно, при приведении масс и сил необходимо учитывать следующее. При движении желоба в прямом направлении, кроме массы желоба необходимо учитывать и массу груза, а при движении в обратном направлении масса груза не учитывается. Сила трения между желобом и направляющей действует при обоих направлениях движения желоба, а сила трения между желобом и грузом действует только при обратном ходе желоба.

ЗАДАНИЕ 2

Проектирование и исследование механизмов зубострогального станка для нарезания конических колес (рис. 2, табл. 2)

Нарезание зубьев колеса на зубострогальном станке производится двумя резцами, совершающими возвратно-поступательное движение и работающими попеременно при движении к центру O (рис. 2, а). Обкаточное движение осуществляется вращением резцовой головки совместно с резцами и вращением заготовки. Длина хода резцов H , установленных на ползунах 2 и 3 механизма строгания, определяется в зависимости от длины зуба b нарезаемого колеса и длин перебегов $l_{\text{п}}$ в начале и в конце хода ползунов (рис. 2, б). Средняя скорость движения ползунов определяется скоростью резания $V_{\text{ср}}$. Движение ползунов 5 и 7 осуществляется при помощи восьмизвенного рычажного механизма, представляющего собой соединение шарнирного четырехзвенника с кулисно-ползунным механизмом. Коэффициент изменения средней скорости коромысла 3 равен $K_{\omega} = 1$ (точки A' , A'' , B' , B'' расположены на одной прямой). При проектировании линии движения ползунов считать параллельными, отстоящими от оси на расстояние l_p .

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорений толкателя (рис. 2, г). Схема кулачкового механизма показана на рис. 2, в.

ЗАДАНИЕ 3

Проектирование и исследование механизмов поперечно-строгального станка
(рис. 3, табл. 3)

Поперечно-строгальный станок предназначен для строгания поверхностей. Основа его – шестишвенный кривошипно-коромысловый механизм (рис. 3, а), состоящий из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, ползунов 4 и 5.

Привод состоит из зубчатой передачи Z_5, Z_6 , планетарного редуктора и электродвигателя. Диаграмма сил сопротивления движению ползуна 5 показана на рис.3, б.

Число двойных ходов ползуна 5 в минуту, равное числу оборотов кривошипа (n_1 , об/мин), определяют по заданной скорости резания $V_{рез}$, коэффициенту изменения скорости $K_{V5}=K_{\omega3}$ и ходу ползуна H .

Перемещение стола на величину подачи производится с помощью ходового винта, поворачиваемого посредством коромыслового толкателя 7 (рис.3, а) с дисковым кулачком 6, который закреплён на валу O кривошипа. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон движения толкателя (см. рис. 3, г) и осуществить подачу стола во время перебегов резца в конце холостого и в начале рабочего ходов в соответствии с циклограммой (рис. 3, в).

ЗАДАНИЕ 4

Проектирование и исследование механизмов брикетировочного автомата
(рис. 4, табл. 4)

Брикетировочный автомат предназначен для прессования брикетов из различных порошковых материалов.

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

Прессование происходит при движении ползуна 5 слева направо. Диаграмма сил сопротивления представлена на рис. 4, б.

От главного вала через зубчатую передачу (на чертеже не показана) вращение передаётся на вал дискового кулачка, приводящего в движение механизм выталкивания брикетов из форм. Схема кулачкового механизма выталкивания брикетов изображена на рис. 4, в. Механизм выталкивания и подачи материала на чертеже не показан. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорения толкателя (рис. 4, г).

ЗАДАНИЕ 5

Проектирование и исследование механизмов кривошипно-коленного пресса (рис. 5, табл. 5)

Кривошипно-коленный пресс предназначен для штамповки, холодной калибровки и чеканки. Высадочный (основной) механизм, состоящий из подвижных звеньев 1, 2, 3, 4, 5 является кривошипно-коромысловым (рис. 5, а). Коромысло 3 выполнено в виде шарнирного треугольника. Благодаря такой схеме рабочие скорости ползуна в конце хода малы, жесткость механизма прессы увеличивается. Коленчатый вал 1 высадочного механизма приводится в движение электродвигателем при помощи планетарного редуктора и зубчатой передачи z_5, z_6 . Маховик размещен на валу 1. Высадочный ползун 5 с закрепленным в нем пуансоном совершающий по вертикали возвратно-поступательное движение, осуществляет деформацию заготовки. Диаграмма усилий высадки представлена на рис. 5, б.

Подача заготовки производится при холостом ходе (вверх) ползуна 5. Механизм подачи состоит из кулачка 6, закрепленного на коленчатом валу 1, коромыслового толкателя 7 и тяги 8 с ползуном 9, снабженным приспособлением для подачи заготовки (см. рис. 5, в). Закон изменения ускорения толкателя см. рис. 5, г.

ЗАДАНИЕ 6

Проектирование и исследование механизмов брикетировочного автомата (рис. 6, табл. 6)

Брикетировочный автомат предназначен для прессования брикетов из различных материалов. Основа автомата - кулисный механизм (рис. 6, а). Движение от электродвигателя через планетарный редуктор передается кривошипу 1. Связанный с ним шарнирно камень 2 скользит вдоль кулисы 3, заставляя ее совершать возвратно-вращательное движение вокруг опоры С. Через шатун 4 движение передается ползуну 5, производящему прессование (брикетирование) материала. Диаграмма сил сопротивления, действующих на ползун 5 при прессовании, представлена на рис. 6, б. Маховик установлен на выходном валу редуктора.

Механизм выталкивателя готовых брикетов (на чертеже не показан) включает кулачок 6 с поступательно движущимся центральным роликовым толкателем 7 (рис. 6, в). Кулачок приводится в движение от выходного вала планетарного редуктора. Кулачковый механизм должен обеспечить заданный закон движения толкателя (рис. 6, г).

ЗАДАНИЕ 7

Проектирование и исследование механизмов строгального станка с вращающейся кулисой (рис. 7, табл. 7)

Строгальный станок предназначен для строгания плоских поверхностей. Привод состоит из зубчатой передачи Z_5, Z_6 (рис. 7, 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 (F_5 ; S_D) на рис.7, 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 не показано). Поворот этого винта производится кулачковым механизмом, состоящим из кулачка 6, закрепленного на одном валу с кривошипом 1, и коромыслового толкателя 7 (рис. 7, в). При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорений точки B толкателя (рис. 7, г) и осуществить подачу резца во время его перебегов в соответствии с циклограммой работы механизма строгального станка.

ЗАДАНИЕ 8

Проектирование и исследование механизмов двухцилиндрового компрессора
(рис. 8, табл. 8.1, 8.2)

Горизонтальный двухцилиндровый кислородный компрессор простого действия (рис.8, а) предназначен для наполнения газообразным кислородом баллонов. Баллоны заряжаются кислородом до необходимого давления P_{max} .

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' (рис. 8, а). Изменение давления по перемещению поршней в цилиндрах 6, 6' компрессора характеризуется индикаторными диаграммами (рис.8, б), данные для построения которых приведены в табл. 8. 2. Коленчатый вал 1 приводится в движение асинхронным электродвигателем через упругую муфту 10, планетарный редуктор и зубчатую передачу Z_5, Z_6 . Для обеспечения движения механизма с заданной неравномерностью на коленчатом валу компрессора помещен маховик.

Смазка механизма осуществляется от масляного насоса 9, плунжер которого приводится в движение кулачком 7, закрепленным на валу зубчатого колеса Z_5 . Схема кулачкового механизма масляного насоса представлена на рис. 8, в, закон изменения ускорения плунжера насоса (толкателя) – на рис. 8, г.

ЗАДАНИЕ 9

Проектирование и исследование механизмов одноцилиндрового поршневого насоса
(рис. 9, табл. 9)

Вертикальный одноцилиндровый поршневой насос (рис. 9, а) предназначен для повышения давления жидкости в гидросистеме и подачи её в напорный трубопровод. Насос приводится в движение асинхронным электродвигателем. Вращательное движение от электродвигателя через зубчатую передачу $a-b$ с неподвижными осями колёс и однорядный планетарный редуктор передаётся на вал 1 шестизвенного кривошипно-ползунного механизма. Всасывание жидкости в цилиндр при ходе поршня вверх осуществляется через впускной клапан при давлении жидкости, близком к атмосферному (в расчете принять $P_{min} = 0$). Жидкость нагнетается в на-

порной трубопровод под давлением P_{max} через выпускной клапан. Изменение давления в цилиндре по пути поршня характеризуется индикаторной диаграммой, изображенной на рис.9, 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 закреплен маховик.

Смазка механизма осуществляется от масляного насоса (на схеме не показан), плунжер которого приводится в движение кулачком, закрепленным на входном валу планетарного редуктора. Схема кулачкового механизма масляного насоса представлена на рис. 9, в. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорений плунжера насоса (толкателя) (рис. 9, г).

ЗАДАНИЕ 10

Проектирование и исследование механизмов плунжерного насоса (рис. 10, табл. 11)

Плунжерный насос (рис. 10, а) предназначен для перекачки различного рода жидкостей. Привод насоса осуществляется от электродвигателя через планетарный редуктор и пару зубчатых колес z_5 и z_6 (рис. 10, б). С зубчатым колесом z_6 жестко связан кривошипный вал 1 (ось O), движение от которого передается на шатун 2, который заставляет колебаться коромысло 3 вокруг оси D . Шатун 4 передает движение плунжеру 5 гидравлического цилиндра б. Шестизвенный механизм является основным механизмом плунжерного насоса. Рабочий процесс в цилиндре б 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 (рис. 10, в). Кулачок 7, закрепленный на валу зубчатого колеса Z_5 , приводит в поступательное движение толкатель 8 (плунжер масляного насоса). При проектировании кулачкового механизма необходимо осуществить заданный закон изменения ускорений толкателя (рис. 10, г).

ЗАДАНИЕ 11

Проектирование и исследование механизмов двухцилиндрового компрессора (рис. 11, табл. 11.1, 11.2)

Угловой двухступенчатый поршневой компрессор (рис. 11, а) предназначен для сжатия воздуха. Его механизм приводится в движение электродвигателем ($n_c = 3000$ об/мин) через зубчатую передачу, состоящую из колес a , b и планетарный редуктор.

Воздух в цилиндр первой ступени поступает из атмосферы, и после сжатия до давления P_{1max} нагнетается в специальный резервуар, откуда через клапаны поступает в цилиндр второй ступени, где сжимается от давления P_{1max} до давления P_{2max} .

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

Вторая ступень компрессора представляет собой кривошипно-ползунный механизм, состоящий из коленчатого вала 1, шатуна 6 и поршня 7. Ход поршня первой ступени в два раза больше хода поршня второй ступени. Маховик установлен на валу электродвигателя.

Изменение давления в цилиндрах по пути поршней характеризуется индикаторными диаграммами (рис.11, б), данные для построения которых приведены в табл. 11. 2.

Управление всасывающими клапанами цилиндра второй ступени осуществляется кулачком 8, насаженным на коленчатый вал компрессора. Схема кулачкового механизма показана на рис.11, в, а закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма – на рис.11, г.

ЗАДАНИЕ 1

Проектирование и исследование механизмов качающегося конвейера

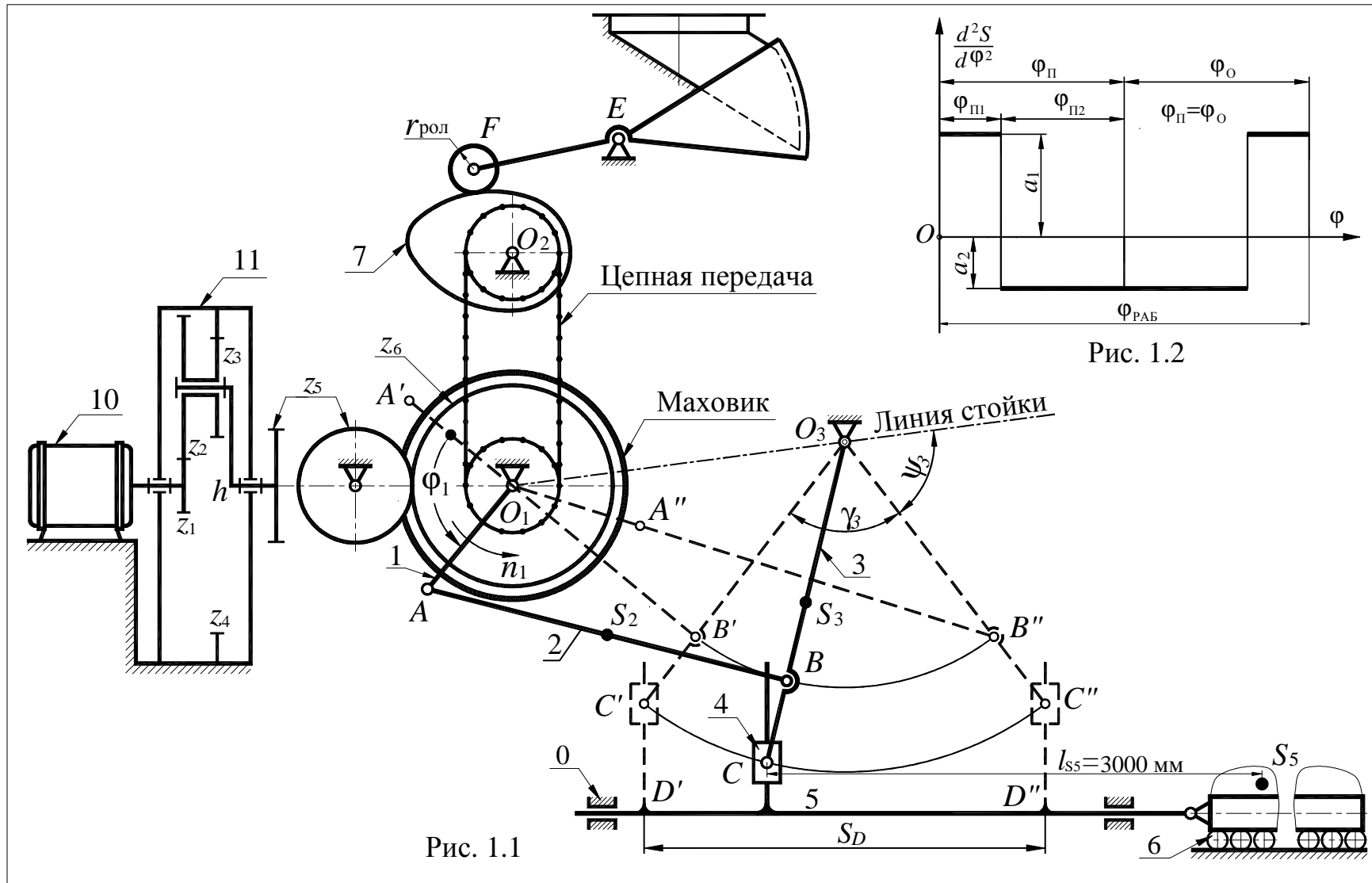


Рис. 1.1

Рис. 1.2

Исходные данные

Таблица 1

№	Наименование параметра	Обозначение	Числовые значения для вариантов									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Длина кривошипа, м	l_1	0,07	0,075	0,08	0,085	0,09	0,095	0,01	0,11	0,12	0,13
2	Угол качания коромысла, град	γ_3	78	74	70	66	64	62	60	58	56	45
3	Угол крайнего положения коромысла, град	ψ_3	51	53	55	57	58	59	60	61	62	63
4	Коэффициент изменения скорости ведомого звена 3	K_ω	1,4	1,4	1,4	1,25	1,25	1,25	1,25	1,82	1,82	1,82
5	Ход желоба 5, м	S_D	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
6	Угловая координата кривошипа 1 для силового расчета, град	φ_1	30	60	90	120	150	30	60	90	120	150
7	Масса шатуна, кг	m_2	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
8	Масса коромысла, кг	m_3	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
9	Масса желоба, кг	$m_{ж}$	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
10	Масса материала в желобе, кг	m_M	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2200	2400	2600	2800
11	Коэффициент трения скольжения между материалом и желобом: в покое в движении	f_0	0,46	0,48	0,5	0,52	0,53	0,54	0,56	0,56	0,58	0,58
		f	0,26	0,28	0,3	0,32	0,33	0,34	0,36	0,38	0,38	0,4
12	Коэффициент трения между желобом и роликовыми опорами	f_1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
13	Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{дв}$	880	880	880	880	930	930	930	930	930	930
14	Приведенный к валу кривошипа момент инерции звеньев 1-й группы, кг·м ²	$I_{пр1}$	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
15	Число оборотов кривошипа, об/мин	n_1	90	86	82	78	74	68	66	64	62	60
16	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10	1/10
17	Дуговое перемещение центра ролика толкателя, м	H_F	0,04	0,044	0,048	0,052	0,056	0,058	0,062	0,066	0,07	0,075
18	Максимальный угол давления в кулачковом механизме, град	$\alpha_{доп}$	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
19	Угол рабочего профиля кулачка, град	$\varphi_{раб}$	130	140	150	160	170	130	140	150	160	170
20	Длина толкателя, м	l_{FE}	0,10	0,110	0,120	0,13	0,14	0,145	0,15	0,155	0,16	0,170
21	Соотношение между ускорениями	a_1/a_2	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
	Числа зубьев	$z_5; z_6$	9;10	9;11	9;12	9;13	10;11	10;12	10;13	10;14	11;12	11;13

Примечания. 1) Моменты инерции звеньев 2 и 3 вычислить по формуле $I_S = ml^2/10$, где m – масса звена, l – длина звена; 2) Положение центров тяжести считать посредине длин звеньев.3) Модуль зубчатой передачи z_5, z_6 , мм $m = 5$; 4) Число сателлитов в планетарном редукторе $k=3$;

ЗАДАНИЕ 2

Проектирование и исследование механизмов зубострогального станка для нарезания конических колес

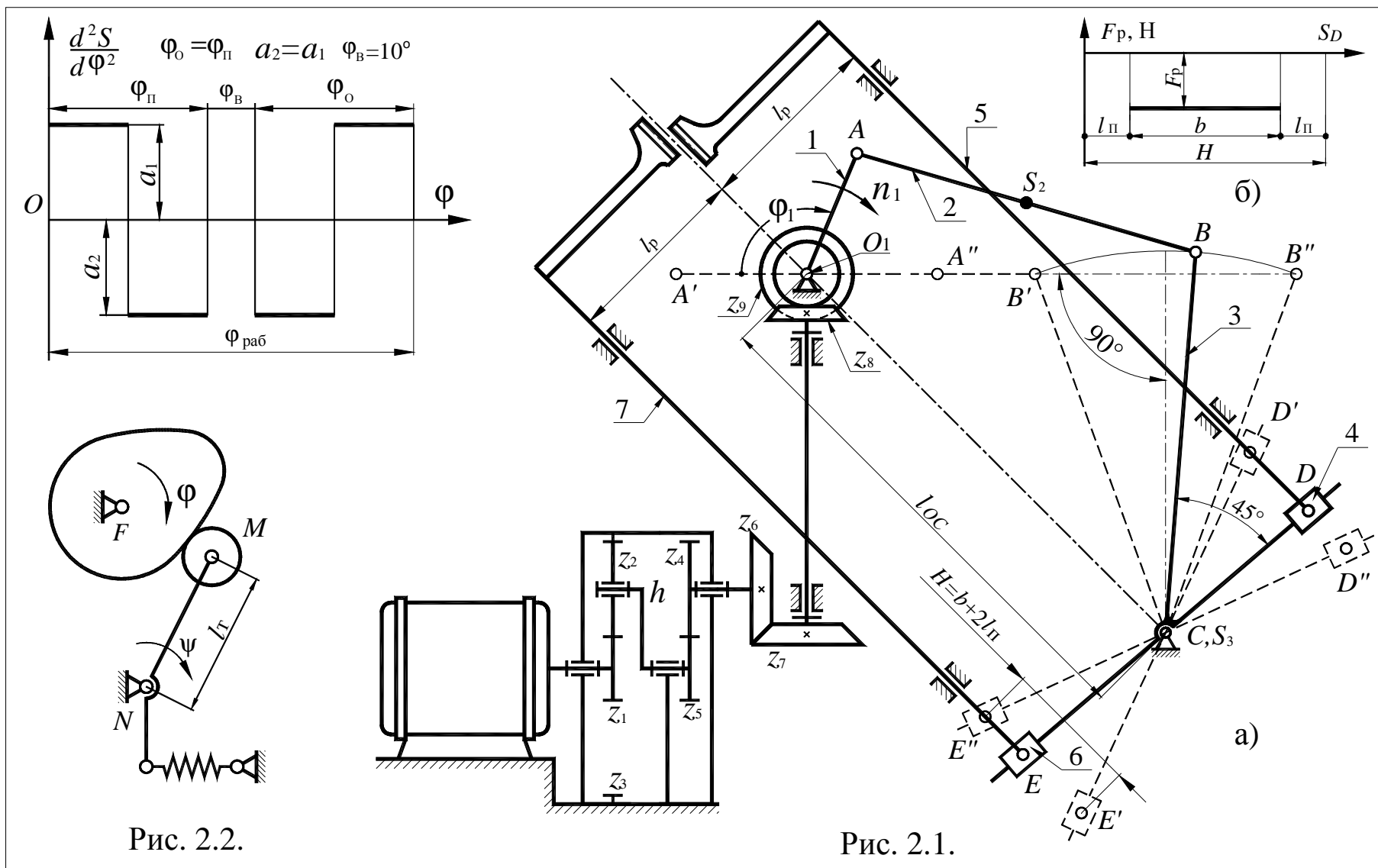


Рис. 2.2.

Рис. 2.1.

Исходные данные

Таблица 2

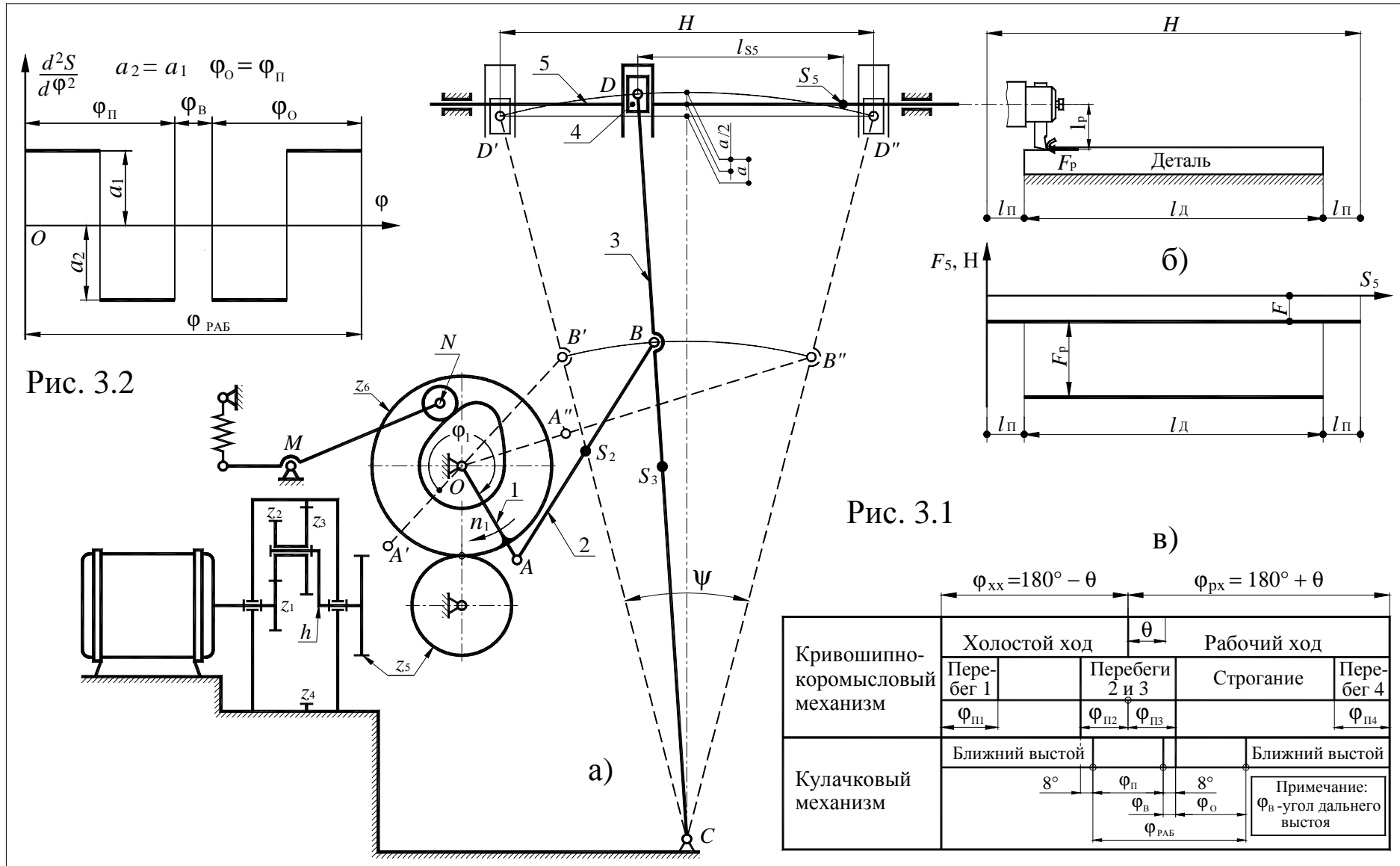
№	Наименование параметра	Обозначение	Числовые значения для вариантов									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Длина зуба нарезаемого колеса, м	b	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
2	Длина перебега резца в долях от b , м	$l_{п}$	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
3	Средняя скорость резания, м/мин	$V_{ср}$	40	40	40	35	35	35	35	30	30	30
4	Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{дв}$	2800	2800	2800	2800	1440	1440	1440	1440	1440	1440
5	Межосевое расстояние между опорами кривошипа и кулисы, м	l_{OC}	0,1	0,1	0,12	0,12	0,14	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22
6	Сила резания, Н	$P_{рез}$	600	1000	1300	2000	3200	900	950	2000	2500	3000
7	Масса ползунов, кг	m_5, m_7	5	7	10	15	20	6	6	15	18	20
8	Масса кулисы, кг	m_3	3	5	7	10	12	4	5	10	10	11
9	Масса шатуна, кг	m_2	2	2,5	4	5	8	2,4	3	4,5	5	7
10	Установочный размер для резца, м	l_p	0,07	0,10	0,11	0,12	0,12	0,10	0,10	0,11	0,11	0,12
11	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	1/25	1/33	1/30	1/30	1/25	1/25	1/25	1/25	1/25	1/25
12	Маховой момент ротора электродвигателя, кг·м ²	$I_{пр1}$	0,4	0,55	0,55	0,66	0,7	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
13	Угловая координата для силового расчета, град	φ_1	120	90	90	90	120	60	60	120	60	120
14	Максимальный подъем толкателя, м	h	0,02	0,02	0,025	0,03	0,03	0,025	0,030	0,035	0,04	0,045
15	Длина толкателя, м	l_T	0,13	0,12	0,12	0,14	0,14	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16
16	Максимально допустимый угол давления толкателя, град	$\alpha_{доп}$	35	35	35	35	35	35	35	35	30	30
17	Угол рабочего профиля кулачка, град	$\varphi_{раб}$	120	100	140	180	140	180	160	120	160	140
18	Число зубьев колеса 4 и 5	z_4/z_5	13/9	14/10	15/11	12/10	12/10	12/9	13/10	14/11	15/12	16/13
19	Модуль зубчатых колес 4 и 5, мм	m	10	10	10	10	10	5	5	5	5	5

Примечания:

- 1) Размеры звеньев механизма определить по заданным условиям ($H = b + 2l_{п}$, l_p , $K_{\omega} = 1$).
- 2) Число оборотов кривошипа (n_1 , об/мин) определить по заданным b , $l_{п}$, $V_{ср}$.
- 3) Числа зубьев $z_6 = z_7 = 34$, $z_8 = z_9 = 42$.
- 4) Число сателлитов в планетарном редукторе $k = 3$.
- 5) Момент инерции звеньев 2 и 3 определить по зависимости $I_S = ml^2/8$.
- 6) Положение центров тяжести считать посередине длин звеньев ($AS_2/AB=0,5$).

ЗАДАНИЕ 3

Проектирование и исследование механизмов поперечно-строгального станка



Исходные данные

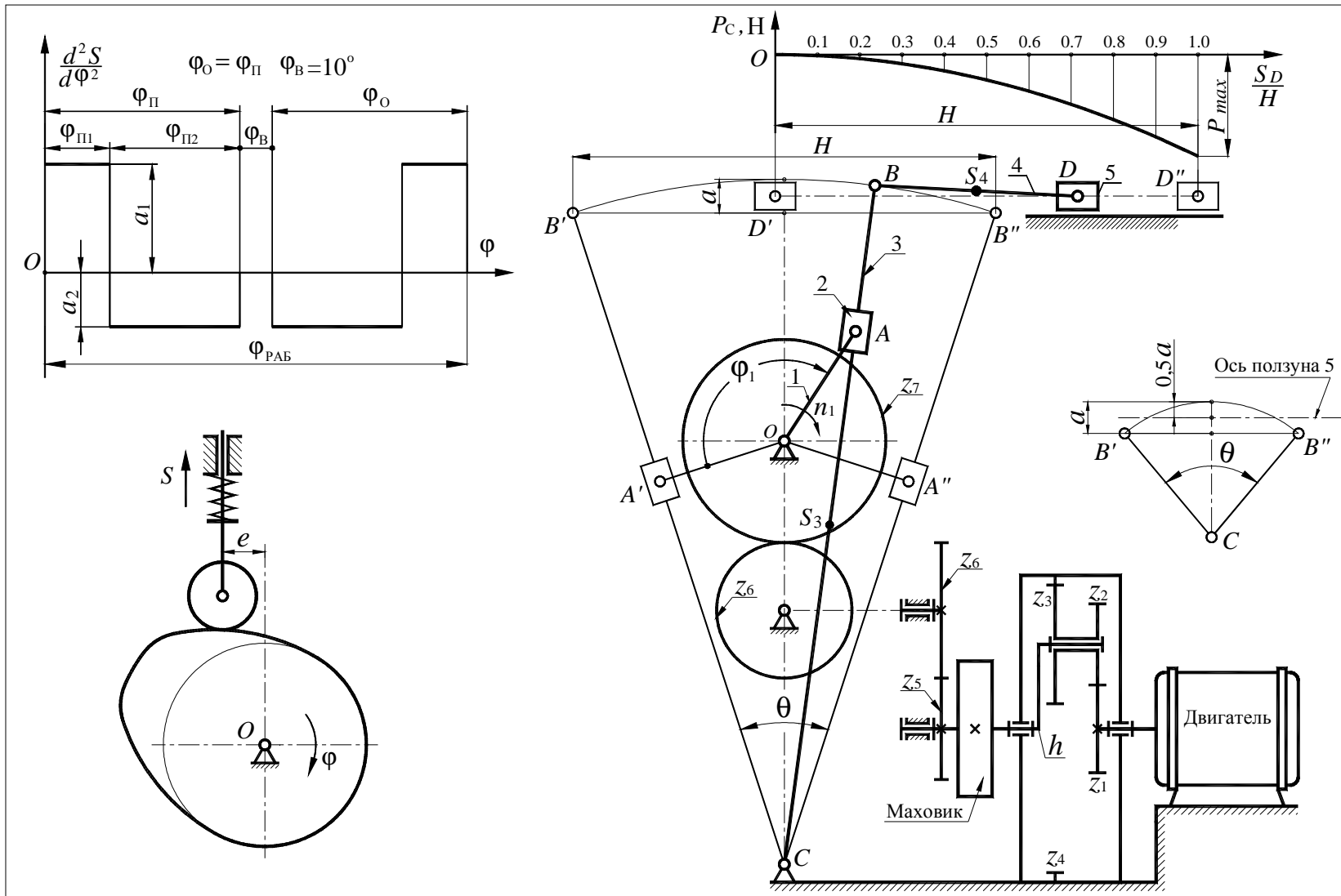
Таблица 3

№	Наименование параметра	Обозначение	Числовые значения для вариантов									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Ход ползуна 5, м	H	0,3	0,26	0,3	0,24	0,25	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34
2	Длина перебега резца, м	l_{π}	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H
3	Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{дв}$	950	1420	930	1440	940	1420	1420	1420	1420	1420
4	Коэффициент изменения скорости	$K_V=K_{\omega}$	1,4	1,25	1,4	1,25	1,4	1,5	1,5	1,4	1,5	1,4
5	Скорость резания, м/мин	$v_{рез}$	30	26	30	27	25	30	32	34	36	38
6	Длина коромысла, м	l_{DC}	0,6	0,7	0,6	0,8	0,8	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8
7	Отношения длин звена 3	$l_{CD}:l_{BC}$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
8	Межосевое расстояние, м	l_{oc}	0,35	0,4	0,34	0,45	0,34	0,34	0,59	0,56	0,67	0,65
9	Координата центра ползуна 5, м	l_{S5}	0,164	0,184	0,18	0,21	0,2	0,18	0,20	0,22	0,25	0,27
10	Вылет резца, м	l_p	0,09	0,08	0,10	0,10	0,08	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
11	Сила резания, Н	$P_{рез}$	2000	1800	2000	1700	1900	2000	2000	2000	2000	2000
12	Сила трения между ползуном 5 и направляющими, Н	F	200	180	200	170	190	200	200	200	200	200
13	Масса ползуна 5, кг	m_5	70	75	50	65	60	70	75	80	85	80
14	Масса коромысла 3, кг	m_3	22	16	29	10	10	20	24	23	12	11
15	Масса шатуна, кг	m_2	8	9	6	7	7	7	8	9	10	11
16	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	1/20	1/20	1/20	1/25	1/25	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20
17	Приведенный к валу электродвигателя момент инерции звеньев 1-й группы, кг·м ²	$I_{пр1}$	0,07	0,05	0,07	0,05	0,07	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
18	Угловая координата для силового расчета (см. рис.1,а), град	ϕ_1	90	120	150	180	120	150	90	120	165	150
19	Длина коромысла (толкателя), м	l_{MN}	0,2	0,15	0,3	0,13	0,16	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
20	Максимальный подъем толкателя, м	h	0,04	0,05	0,05	0,035	0,05	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05
21	Максимально допустимый угол давления толкателя, град	$\alpha_{доп}$	30	35	35	35	35	30	30	30	30	30
22	Числа зубьев колеса 5,6	z_5, z_6	11;16	10;14	11;14	11;15	12;14	9;11	10;12	11;13	12;14	13;15
23	Модуль зубчатых колес 5,6, мм	m	3,0	3,5	10	3,0	10	5	5	5	4	4
24	Число сателлитов в планетарном редукторе	k	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3	3	3

- Примечания: 1) Размеры звеньев кривошипно-коромыслового механизма определять по заданным условиям ($H, K_{V5}=K_{\omega}, l_{oc}, l_{DC}, l_{DC}/l_{BC}$).
2) Момент инерции коромысла и шатуна 2 определить по зависимости $I_S = ml^2/10$.
3) Положение центров тяжести считать посередине звеньев ($l_{S3C} : l_{DC}=0,5; l_{S2A} : l_{BA} =0,5$).

ЗАДАНИЕ 4

Проектирование и исследование механизмов брикетировочного автомата



Исходные данные

Таблица 4

№	Наименование параметра	Обозначение	Числовые значения для вариантов									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Длина хода ползуна, м	H	0,32	0,25	0,3	0,28	0,25	0,34	0,36	0,38	0,35	0,30
2	Коэффициент скорости ползуна	K_V	1,667	1,50	1,5	1,667	1,667	1,5	1,4	1,4	1,4	1,4
3	Расстояние между осями вращения, м	l_{OC}	0,23	0,15	0,20	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,24	0,21
4	Отношение длины шатуна к длине кулисы	$\lambda=l_{BD}/l_{BC}$	0,35	0,3	0,35	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,4
5	Число оборотов кривошипа, об/мин	n_1	90	95	80	85	100	80	75	70	65	60
6	Максимальное усилие прессования, Н	p_{max}	7000	6500	6000	7000	6500	7000	7500	8000	8500	9000
7	Масса ползуна, кг	m_5	40	38	40	35	42	45	50	55	60	65
8	Масса шатуна, кг	m_4	5	4	3,5	4,5	4	5	6	7	8	9
9	Масса кулисы, кг	m_3	15	12	14	13	12	15	18	20	25	30
10	Масса зубчатого колеса с кривошипом, кг	m_1	10	8	10	7	9	8	9	10	11	12
11	Коэффициент неравномерности	δ	1/30	1/25	1/20	1/30	1/20	1/25	1/25	1/25	1/25	1/25
12	Момент инерции ротора, редуктора и зубчатых передач, приведенный к выходному валу редуктора, кг·м ²	$I_{пр1}$	30	20	30	20	20	28	30	32	28	30
13	Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{эд}$	1440	1350	970	1440	930	1440	1440	1440	1440	1440
14	Угловая координата кривошипа для силового расчета, град	φ_1	90	105	120	135	150	165	180	100	110	140
15	Соотношение между ускорениями	a_1/a_2	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	2	2	2	2	2
16	Ход толкателя кулачкового механизма, м	h	0,05	0,06	0,05	0,065	0,055	0,04	0,045	0,05	0,055	0,06
17	Число оборотов кулачка, об/мин	n_k	90	95	80	85	100	90		90	90	90
18	Максимально допустимый угол давления, град	$\alpha_{доп}$	30	28	30	30	30	30	90	30	30	30
19	Угол рабочего профиля, град	$\varphi_{раб}$	180	150	150	130	180	160	30	160	160	160
20	Числа зубьев колес	z_6/z_5	16/12	17/13	16/14	16/12	17/14	13/10	11/16	15/12	16/13	17/14
		z_7	24	25	24	32	22	13	14	15	16	17
21	Модуль зубчатых колес, мм	m	5	5	5	5	5	4	4	4	4	4

- Примечания:
- 1) Момент инерции кулисы 3 и шатуна 4 вычислить по формуле $I_S = ml^2/7$.
 - 2) Положение центров тяжести считать посередине звеньев ($l_{CS3} : l_{BC} = 0,5$; $l_{BS4} : l_{BD} = 0,5$).
 - 3) Геометрический расчет эвольвентой зубчатой передачи выполнить для колес с числами зубьев z_5 и z_6 .
 - 4) Число сателлитов в редукторе $k = 3$.
 - 5) Эксцентриситет кулачкового механизма $e = 0,2h$.

ЗАДАНИЕ 5

Проектирование и исследование механизмов кривошипно-коленного пресса

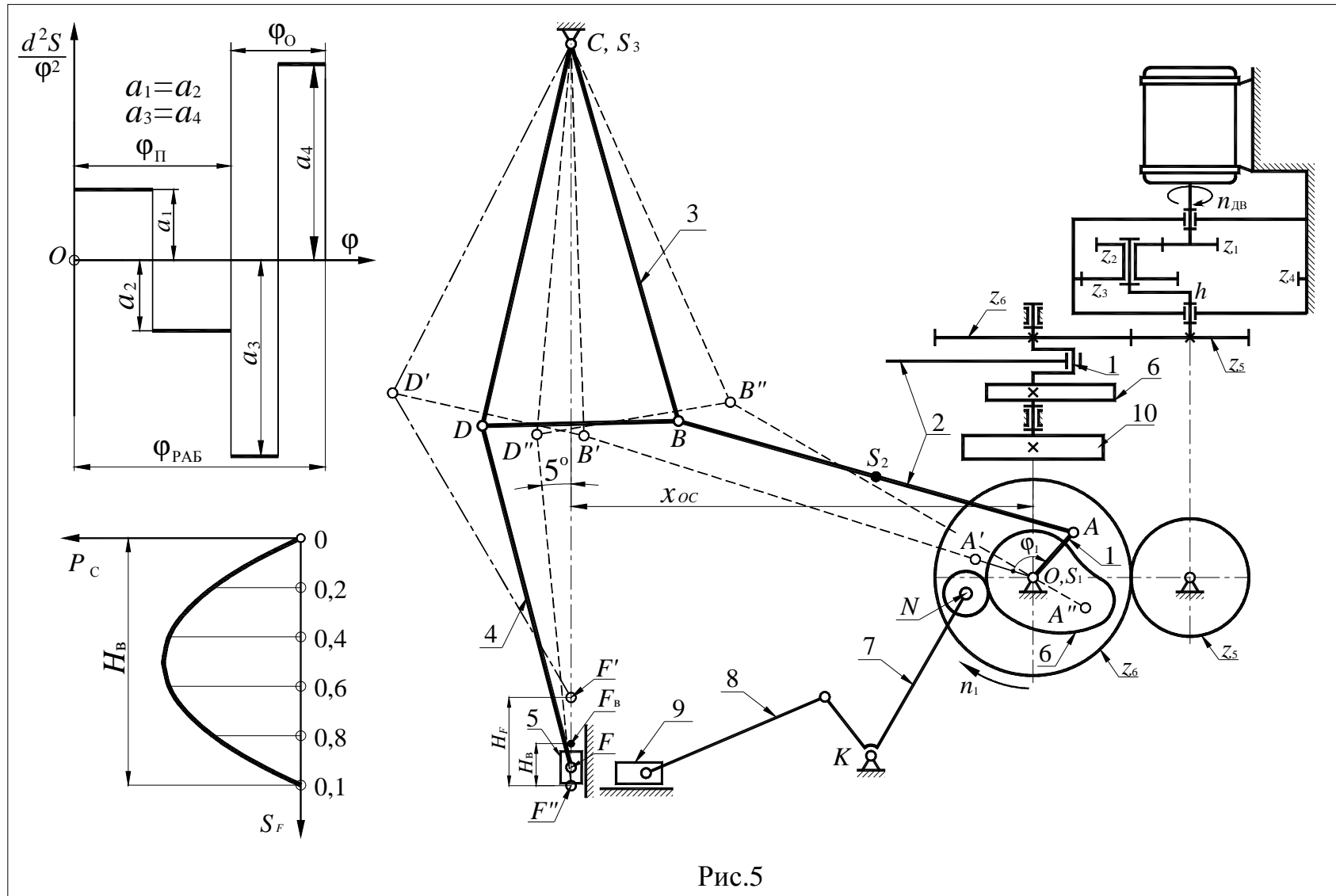


Рис.5

Исходные данные

Таблица 5

№	Наименование параметра	Обозначение	Числовые значения для вариантов									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{дв}$	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920
2	Число оборотов кривошипа, об/мин	n_1	140	160	130	150	140	110	120	130	140	150
3	Ход ползуна при высадке, м	H_b	0,030	0,035	0,040	0,030	0,040	0,045	0,045	0,035	0,03	0,025
4	Отношение высадочного хода ползуна к его полному ходу	H_b/H_F	1/3	1/3	1/2,5	1/3	1/2,5	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3
5	Максимальное усилие высадки, Н	$P_{c\ max}$	7500	8000	6500	8500	7000	11000	10500	10000	9500	9000
6	Длина коромысла, м	$l_{BC} = l_{CD}$	0,22	0,20	0,22	0,20	0,18	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16
7	Отношение длин для коромысла 3	l_{BC}/l_{BD}	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
8	Расстояние по горизонтали между осями вращения звеньев 1 и 3, м	x_{CO}	0,28	0,30	0,30	0,28	0,27	0,36	0,34	0,32	0,30	0,28
9	Длина шатуна 4, м	l_{DF}	0,20	0,18	0,20	0,18	0,17	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16
10	Коэффициент изменения средней скорости коромысла	K_{ω}	1,12	1,15	1,10	1,12	1,15	1,4	1,4	1,25	1,25	1,25
11	Масса шатуна 2, кг	m_2	3,0	3,5	3,5	3,5	3,0	3,5	3,2	3,0	2,7	2,5
12	Масса коромысла 3, кг	m_3	4,0	4,5	4,0	4,5	4,0	6,0	5,5	5,0	4,5	4,0
13	Масса ползуна 5, кг	m_5	10,0	9,0	10,0	9,0	8,0	12	11	10	9	8
14	Коэффициент неравномерности вращения вала кривошипа	δ	1/12	1/15	1/10	1/12	1/15	1/8	1/9	1/10	1/11	1/12
15	Момент инерции кривошипа, ротора и редуктора, приведенный к валу кривошипа, кг·м ²	$I_{пр1}$	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5
16	Угловая координата кривошипа для силового расчета, град	φ_1	120	120	120	120	135	135	135	150	150	150
17	Угол поворота толкателя, град	ψ_7	20	22	21	20	22	25	25	25	25	25
18	Длина толкателя, м	l_{KN}	0,15	0,13	0,14	0,15	0,13	0,22	0,2	0,18	0,16	0,14
19	Допустимый угол давления в кулачковом механизме, град	$\alpha_{доп}$	30	35	30	35	30	40	40	40	40	40
20	Угол рабочего профиля кулачка, град $\varphi_{раб} = \varphi_{п} + \varphi_{о}$	$\varphi_{п}$ $\varphi_{о}$	100 60	90 60	100 50	100 70	90 70	110 70	100 70	90 60	120 80	120 70
21	Числа зубьев колес	z_5/z_6	11/18	12/17	10/16	12/16	11/15	9/11	10/12	11/13	12/14	13/15

Примечания. 1) Момент инерции звеньев 2 и 3 вычислить по формулам $I_{S_2} = ml_{AB}^2/7$; $I_{S_3} = ml_{BC}^2/4$. 2) Положение центров тяжести считать по середине длин звеньев. 3) При проектировании кривошипно-коромыслового механизма по заданным условиям (H_b , H_b/H_F , l_{DF} , $l_{BC} = l_{DC}$, l_{BC}/l_{BD} , K_{ω}) для определения положения точки С на линии перемещения ползуна 5 следует учесть, что угол между вертикалью и шатуном 4 при крайнем нижнем положении F'' ползуна 5 должен быть не менее 5° (см. рис. 5.1, а). 4) При определении длин кривошипа 1 и шатуна 2 центр вспомогательной окружности и точку С – центр вращения коромысла 3 – следует располагать по разные стороны от хорды $B'B''$. 5) Модуль зубчатых колес $m = 5$ мм. 6) Число сателлитов в планетарном редукторе $k = 3$.

ЗАДАНИЕ 6

Проектирование и исследование механизмов брикетировочного автомата

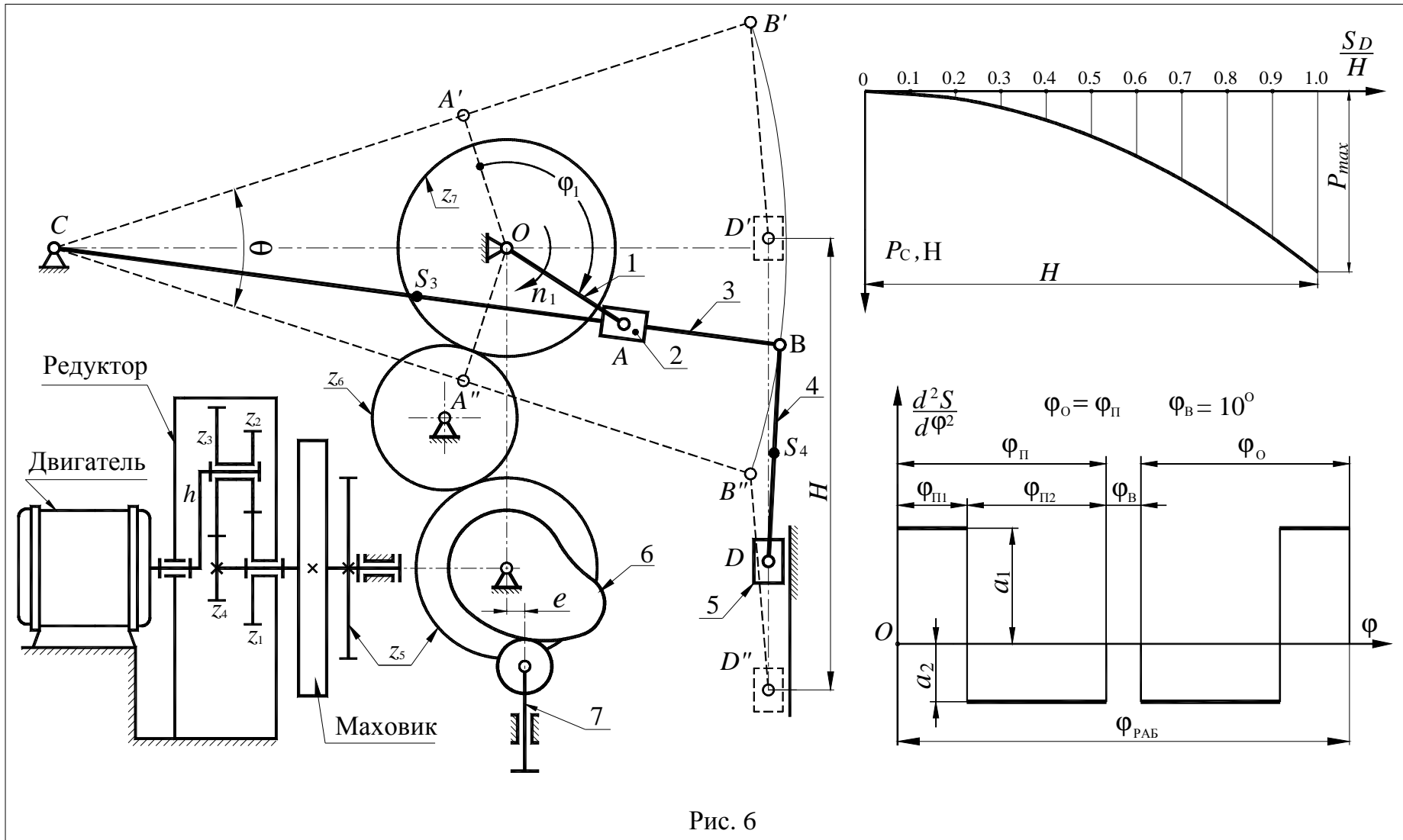


Рис. 6

Исходные данные

Таблица 6

№	Наименование параметра	Обозначение	Числовые значения для вариантов									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Максимальная длина хода ползуна, м	H	0,38	0,36	0,34	0,40	0,34	0,42	0,44	0,46	0,48	0,5
2	Число оборотов кривошипа, об/мин	n_1	200	240	180	220	150	180	200	220	240	260
3	Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{дв}$	2800	2400	2400	2200	2500	2820	2820	2820	2820	2820
4	Максимальное усилие прессования, H	$p_{с max}$	34000	36000	35000	33000	32000	37000	38000	39000	40000	41000
5	Межосевое расстояние между опорами кривошипа и кулисы, м	l_{OC}	0,18	0,20	0,21	0,19	0,22	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28
6	Коэффициент изменения скорости ползуна	K_V	2	1,8	1,9	1,7	1,6	1,4	1,4	1,4	1,5	1,5
7	Отношение длины шатуна к длине кулисы	DE/CD	0,30	0,33	0,36	0,34	0,32	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33
8	Отношение расстояния от точки D до центра тяжести шатуна к длине шатуна	DS_4/DE	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
9	Масса ползуна, кг	m_5	50	60	55	65	70	75	80	85	90	95
10	Масса кулисы, кг	m_3	30	40	35	45	40	45	50	55	60	65
11	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	1/10	1/14	1/15	1/12	1/16	1/12	1/14	1/15	1/18	1/20
12	Момент инерции ротора электродвигателя и зубчатого механизма приведенный к валу электродвигателя, кг·м ²	$I_{пр1}$	0,1	0,12	0,15	0,18	0,15	0,15	0,15	0,18	0,18	0,2
13	Угловая координата для силового расчета (см.рис.6.1), град	φ_1	270	240	270	240	270	210	240	270	210	240
14	Максимальный подъем толкателя, м	h	0,030	0,035	0,040	0,042	0,038	0,038	0,04	0,042	0,046	0,048
15	Максимально допустимый угол давления толкателя, град	$\alpha_{доп}$	20	25	24	26	22	30	30	30	30	30
16	Угол рабочего профиля кулачка, град	$\varphi_{раб}$	190	200	180	210	220	160	170	180	190	200
17	Угол поворота кулачка, соответствующий дальнему стоянию толкателя, град	φ_B	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
18	Отношение величин ускорений толкателя	$v = a_1/a_2$	1,8	1,6	1,9	2	1,7	1,5	1,8	2,0	1,5	2,0
19	Число зубьев колес 5 и 6	z_5/z_6	15/10	12/9	12/8	11/8	14/10	10/12	11/13	12/9	13/10	14/9
20	Число зубьев колеса 7	Z_7	20	16	18	18	21	18	20	16	25	20
21	Модуль зубчатых колес 5, 6 и 7, мм	m	5	5	5	5	5	4	4	4	4	4
22	Число сателлитов в планетарном редукторе	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3

Примечания: 1) Момент инерции кулисы 3 вычислить по формуле $I_S = ml^2/10$. 2) Положение центров тяжести считать посередине длин звеньев. 3) При проектировании кривошипно-кулисного механизма ось ползуна 5 проводить через середину стрелы прогиба дуги, стягивающей крайние положения точки B кулисы 3. 4) Геометрический расчет эвольвентное зубчатой передачи выполнить для колес 6 и 7. 5) Центр масс звена 3 расположен посередине длины звена. 6) Эксцентриситет кулачкового механизма $e = 0,2h$.

ЗАДАНИЕ 7

Проектирование и исследование механизмов строгального станка с вращающейся кулисой

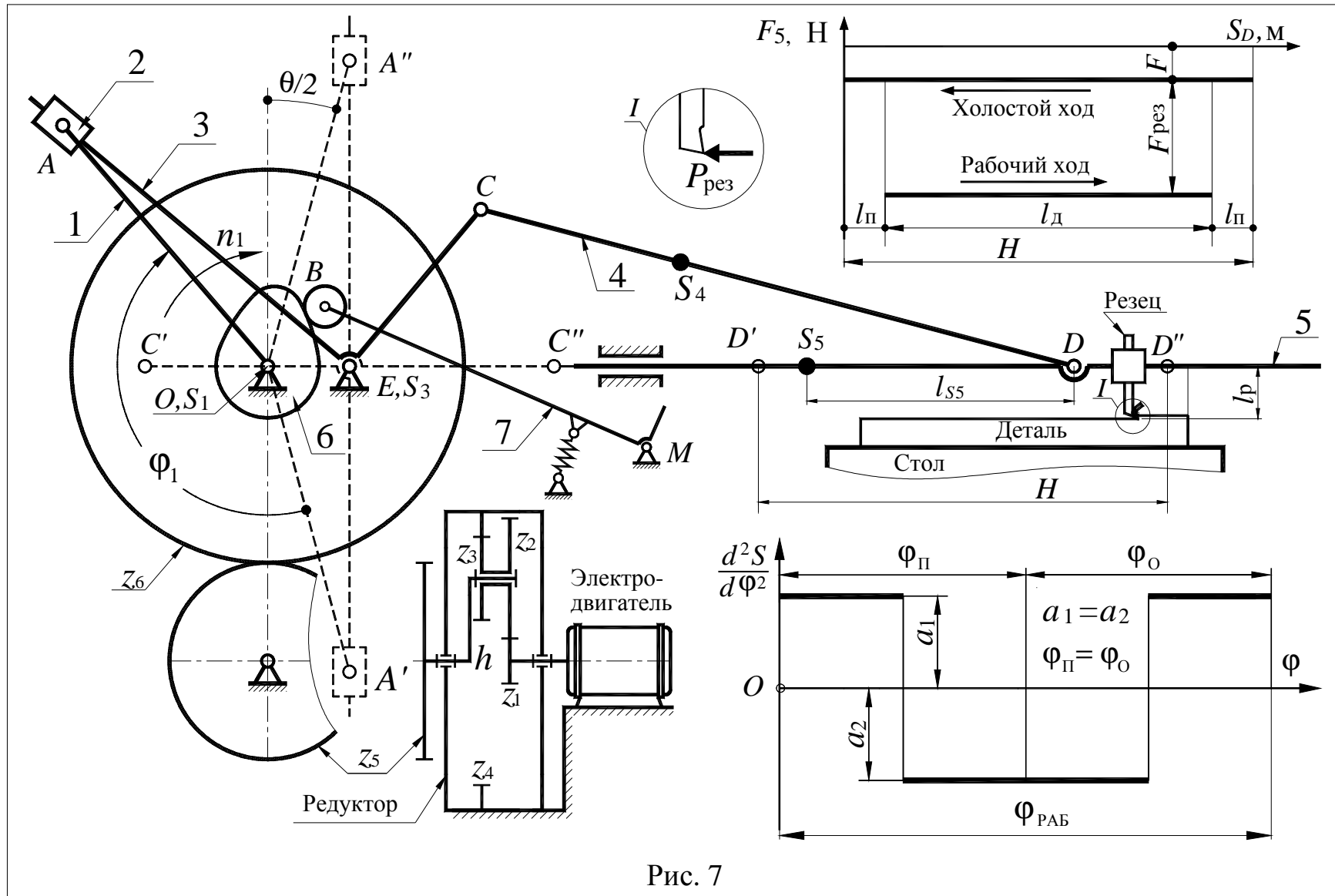


Рис. 7

Исходные данные

Таблица 7

№	Наименование параметра	Обозначение	Числовые значения для вариантов									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Максимальная длина хода ползуна, м	H	0,28	0,20	0,25	0,30	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,3
2	Длина перебега резца, м	$l_{\text{п}}$	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H	0,1H
3	Межосевое расстояние в кривошипно-кулисном механизме, м	l_{OE}	0,040	0,050	0,050	0,065	0,030	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06
4	Соотношение между размерами звеньев 3 и 4	$\lambda=EC/CD$	1/3	1/2,5	1/3	1/3	1/2,5	1/3	1/3	1/3	1/3	1/3
5	Коэффициент изменения скорости ползуна	K_V	1,3	1,40	1,45	1,40	1,6	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
6	Число оборотов кривошипа, об/мин	n_1	90	80	100	85	110	75	75	120	120	120
7	Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{\text{дв}}$	1440	1440	2890	2890	2890	1440	1440	2890	2890	2890
8	Вылет резца, м	l_p	0,08	0,05	0,07	0,09	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
9	Сила резания, Н	$P_{\text{рез}}$	2000	1800	1500	2500	1800	2000	2200	2400	2700	3000
10	Сила трения между ползуном 5 и направляющими, Н	F	200	200	150	250	180	200	220	240	260	280
11	Масса звена 5, кг	m_5	50	40	40	60	30	30	35	40	45	50
12	Масса шатуна 4, кг	m_4	10	13	15	12,5	12	10	12	14	16	18
13	Масса кулисы 3, кг	m_3	15	15	15	20	15	15	15	15	20	20
14	Координата центра тяжести ползуна 5, м	l_{S5}	0,15	0,10	0,12	0,18	0,10	0,1	0,1	0,12	0,12	0,15
15	Коэффициент неравномерности вращения	δ	0,075	0,050	0,080	0,060	0,040	0,05	0,05	0,06	0,06	0,75
16	Момент инерции вращающихся деталей (зубчатых колес, шкивов и др.), приведенный к валу кривошипа, кг·м ²	$I_{\text{пр1}}$	50	70	80	60	25	25	35	50	50	50
17	Угловая координата для силового расчета, град	φ_1	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
18	Числа зубьев колес 5 и 6	z_5/z_6	16/10	14/9	15/10	15/9	13/8	14/10	13/9	12/8	15/9	16/10
19	Модуль зубчатых колес 5 и 6, мм	m	5	5	4	6	6	5	5	5	5	5
20	Длина рычага толкателя, м	l_{BM}	0,2	0,3	0,15	0,18	0,12	0,2	0,22	0,24	0,24	0,26
21	Дуговой ход толкателя точки В, м	h	0,08	0,10	0,06	0,07	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
22	Угол рабочего профиля кулачка, град	$\varphi_{\text{раб}}$	90	100	110	80	90	90	100	110	80	90
23	Максимально допустимый угол давления толкателя, град	$\alpha_{\text{доп}}$	40	42	35	30	30	35	35	40	40	30

- Примечания: 1) Момент инерции шатуна 4 и кулисы 3 определить по зависимостям $I_{S4} = m_4 l_{CD}^2 / 10$; $I_{S3} = m_3 l_{CE}^2 / 4$.
- 2) Число сателлитов в планетарном редукторе $k = 3$.
- 3) Отношение, определяющее положение центра тяжести шатуна 2 $l_{CS4} / l_{CD} = 1/3$

ЗАДАНИЕ 8

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХЦИЛИНДРОВОГО КОМПРЕССОРА (табл. 8.1, 8.2)

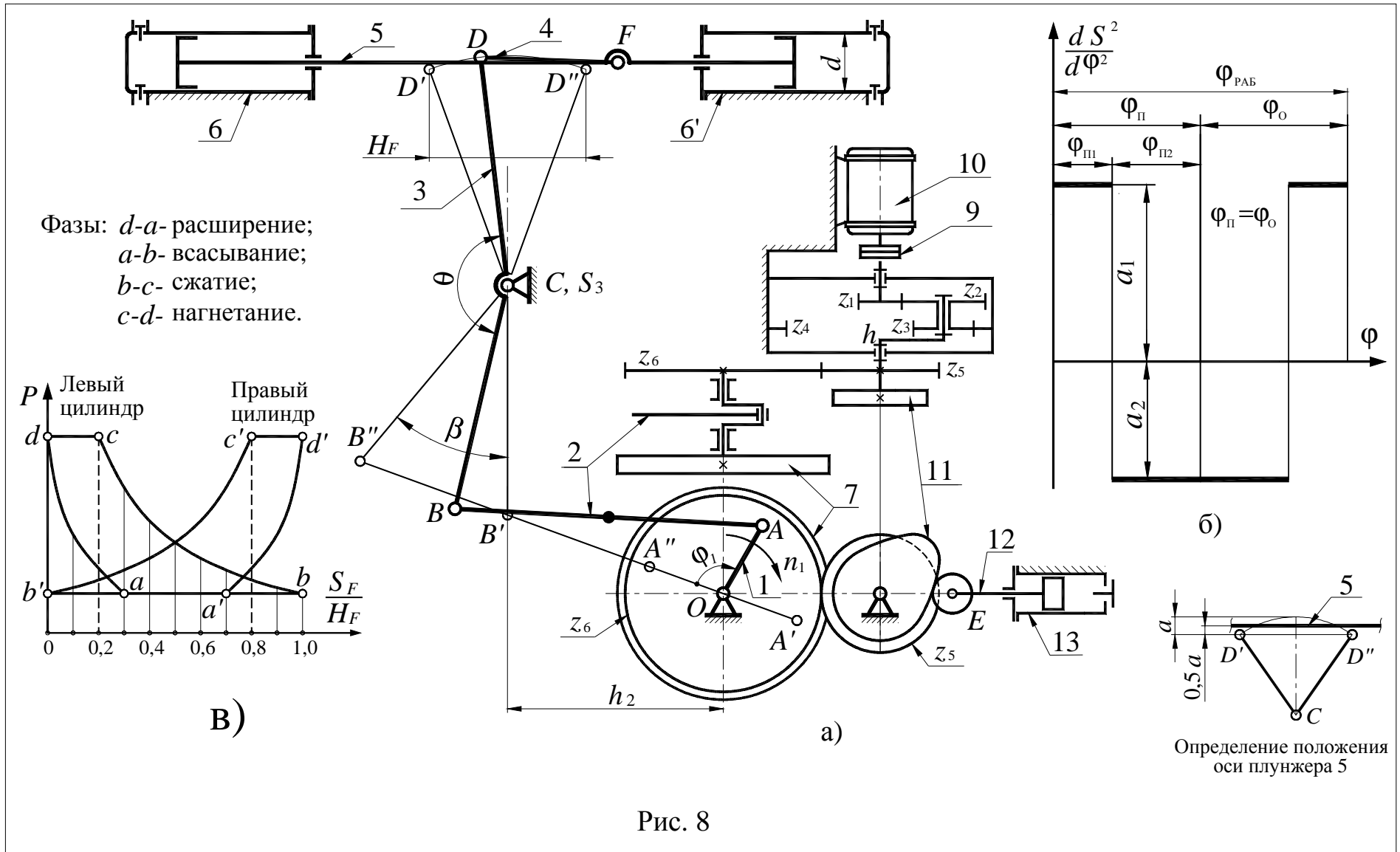


Рис. 8

Исходные данные

Таблица 8.1

№	Наименование параметра	Обозначение	Числовые значения для вариантов									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Максимальный ход поршней, м	H_F	0,070	0,065	0,060	0,075	0,08	0,085	0,09	0,055	0,08	0,095
2	Угол качания коромысла, град	β	36	30	40	38	30	40	40	40	40	40
3	Конструктивный угол, град	θ	165	160	155	165	170	160	160	160	160	160
4	Размер по стойке, м	h_2	0,118	0,120	0,125	0,120	0,120	0,115	0,110	0,100	0,11	0,115
5	Число оборотов коленчатого вала, об/мин	n_1	140	120	135	130	145	10	105	110	115	125
6	Максимальное давление в цилиндре, МПа	P_{max}	15	12	14	15,5	16	17	18	19	20	22
7	Диаметр цилиндра, м	d	0,075	0,08	0,07	0,075	0,08	0,08	0,08	0,06	0,075	0,09
8	Масса звеньев, кг	m_2	1,2	1,3	1,1	1,4	1,5	1,4	1,5	1,0	1,5	1,6
		m_3	2,8	3,0	2,6	2,9	3,0	2,8	3	2,2	2,5	3,0
		m_5	4,9	5,0	4,8	4,5	5,2	5,0	5,0	3,5	4,0	6,0
9	Момент инерции звеньев 1-й группы, приведенный к валу кривошипа, кг·м ²	$I_{пр1}$	0,2	0,18	0,15	0,25	0,3	0,3	0,35	0,15	0,25	0,35
10	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	1/15	1/18	1/22	1/20	1/25	1/12	1/15	1/16	1/18	1/20
11	Угловая координата коленчатого вала для силового расчета, град	φ_1	60	120	140	300	330	30	90	150	120	60
12	Угол рабочего профиля кулачка, град	$\varphi_{раб}$	180	160	240	200	180	150	210	180	240	180
13	Ход плунжера насоса (толкателя кулачкового механизма), м	h_E	0,035	0,04	0,045	0,030	0,050	0,03	0,04	0,025	0,035	0,03
14	Отношение величин ускорений толкателя	a_1/a_2	1	2	1	2	1	2	1,5	1,5	1	1
15	Число зубьев	z_6/z_5	14/12	15/11	12/10	13/12	14/10	14/9	16/8	14/13	12/9	12/8

Таблица 8.2

Значения давления в цилиндрах компрессора в долях от P_{max} в зависимости от положения поршня

Движение поршней S		S_F/H_F	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Цилиндр б	Вправо	p/p_{max}	1	0,5	0,28	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	Влево		1	1	1	0,74	0,57	0,46	0,38	0,32	0,27	0,23	0,2
Цилиндр б'	Вправо	p/p_{max}	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,28	0,5	1,0
	Влево		0,2	0,23	0,27	0,32	0,38	0,46	0,57	0,74	1	1	1

Примечания. 1) Центры тяжести звеньев 2 и 5 принять посередине их длин. 2) Длину шатуна 4 принять равной $l_{DF}=H_F$. 3) Момент инерции шатуна 2 и коромысла 3 определить по зависимости $I_S=ml^2/10$. 4) Определение размеров l_{OA} , l_{AB} , $l_{BC}=l_{CD}$, следует произвести по заданным H_F , θ , β , α_{max} , K_v и h_2 , полагая, что стержень DC звена 3 в средней позиции занимает вертикальное положение. 5) Модуль зубчатых колес 5 и 6 $m=5$ мм. 6) Число сателлитов в планетарном редукторе $k=3$. 7) Число оборотов вала двигателя, об/мин $n_{дв}=2920$. 8) Коэффициент $K_v=1$. 9) Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме, град $\alpha_{доп}=30$.

ЗАДАНИЕ 9

Проектирование и исследование двухцилиндрового компрессора (табл. П.9)

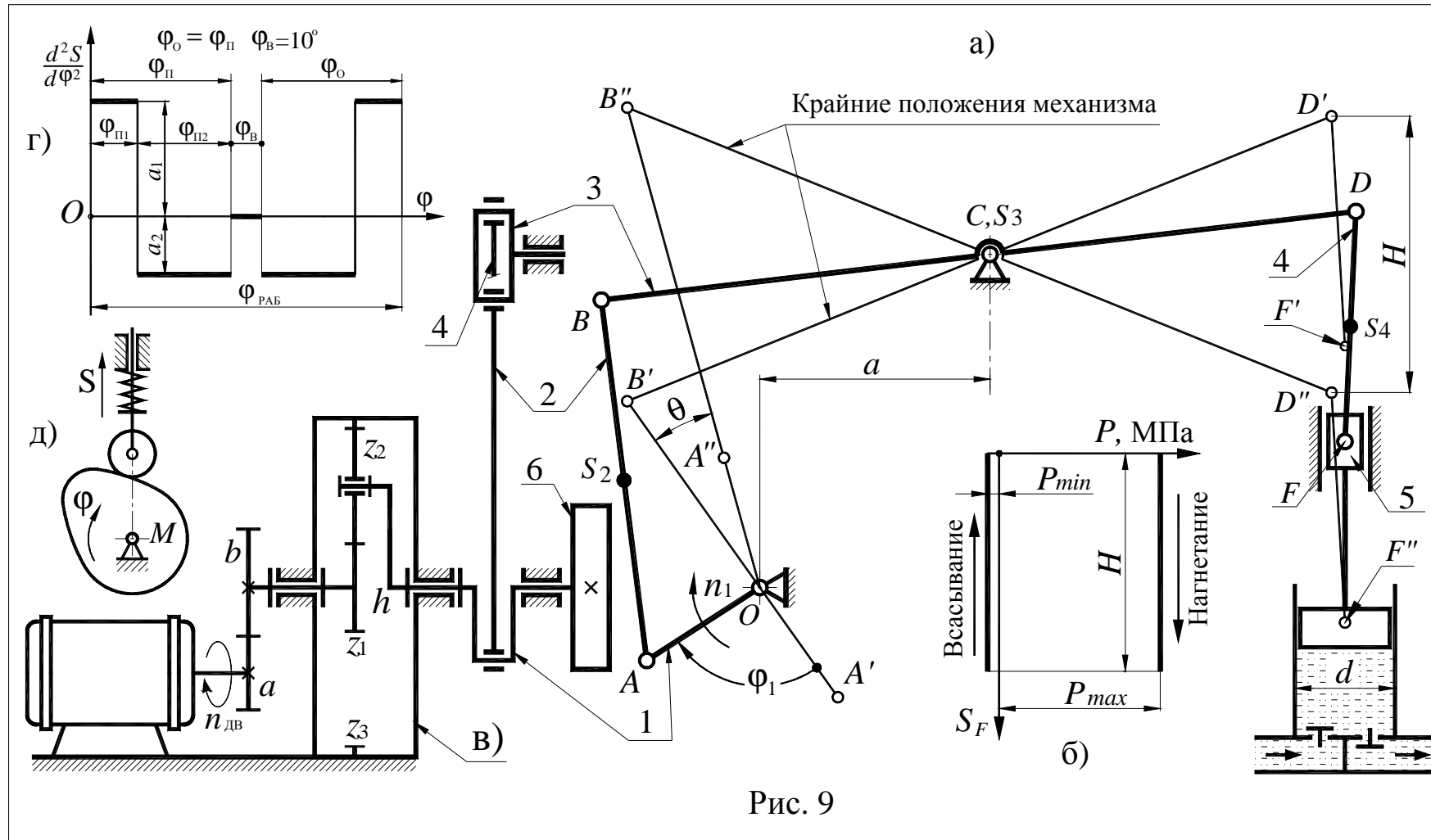


Рис. 9

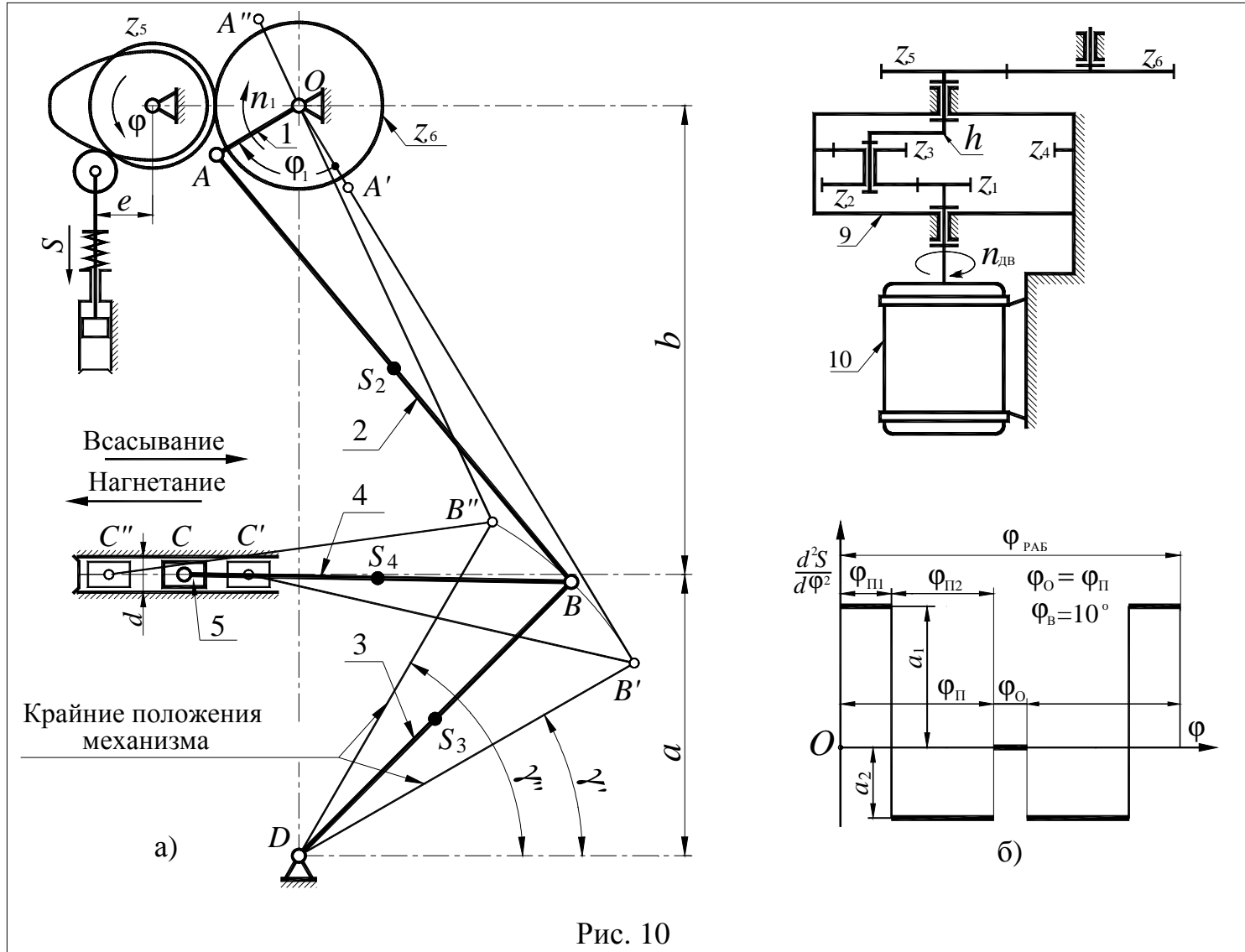
Исходные данные

Таблица 9

№	Наименование параметра	Обозначение	Числовые значения для вариантов									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Номинальное число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{дв}$	960	960	960	1440	1440	1440	1440	1440	1440	1440
2	Число оборотов вала, об/мин	n_1	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
3	Диаметр цилиндра, мм	d	0,110	0,115	0,120	0,125	0,130	0,1	0,11	0,12	0,125	0,130
4	Ход поршня, м	H	0,120	0,130	0,140	0,150	0,160	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16
5	Максимальное давление жидкости в цилиндре, МПа	P_{max}	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
6	Коэффициент неравномерности вращения кривошипного вала	δ	1/12	1/12	1/10	1/10	1/8	1/12	1/14	1/15	1/16	1/17
7	Размеры звеньев, м	l_{BC}	0,170	0,180	0,190	0,200	0,210	0,175	0,185	0,195	0,205	0,210
		l_{CD}	0,160	0,170	0,180	0,190	0,200	0,170	0,180	0,190	0,2	0,205
		l_{DF}	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
8	Приведенный к валу кривошипа момент инерции звеньев 1 группы, кг·м ²	$I_{пр1}$	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
9	Масса звена 5 (поршень с ползуном), кг	m_5	4	4	4,5	4,5	5	5,5	6	6,5	6	5
10	Масса единицы длины звеньев 2, 3, 4, кг/м	q	6	6	7	8	9	10	11	12	11	10
11	Угловая координата звена 1 для силового расчета (см. рис.9.1, а), град	φ_1	200	220	240	260	280	180	270	300	330	330
12	Числа зубьев колес a и b	z_a/z_b	11/17	14/19	15/20	12/21	13/24	9/13	10/14	10/15	11/15	12/16
13	Модуль зубчатой передачи (колеса a , b), мм	m	2,5	2,5	3	3	3,5	5	5	5	5	3
15	Угол рабочего профиля кулачка, град	$\varphi_{раб}$	160	120	140	200	230	170	100	150	120	130
16	Ход толкателя кулачкового механизма, м	h	0,035	0,04	0,045	0,030	0,050	0,030	0,040	0,025	0,035	0,030
17	Отношение величин ускорений толкателя	a_1/a_2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2

Примечания. 1) Центры тяжести S_8 и S_{10} принять посередине звена. 2) Моменты инерции I_{S2} , I_{S3} , I_{S4} подсчитать по формуле $I_S = ml^2/10$, где m – масса звена и l – длина звена. 3) Коэффициент изменения средней скорости поршня $K_v = 1,25$; 4) Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме $\alpha_{доп} = 30^\circ$. 4) Число сателлитов в планетарном редукторе $k = 3$.

ЗАДАНИЕ 10
Плунжерный насос (табл. П.10)



Исходные данные

Таблица 10

№	Наименование параметра	Обозначение	Числовые значения для вариантов									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Координата центра вращения O кривошипа, м	a	0,135	0,130	0,120	0,125	0,140	0,145	0,150	0,155	0,160	0,165
		b	0,225	0,225	0,225	0,225	0,225	0,230	0,240	0,245	0,250	,250
2	Длина звеньев l_3 и l_4 , м	$l_{BD} = l_{CB}$	0,185	0,170	0,180	0,190	0,200	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24
3	Крайнее положение звена (отсчет от горизонтальной прямой), град	γ'	30	25	35	20	30	25	15	20	20	15
		γ''	60	65	60	50	70	60	50	45	55	45
4	Диаметр плунжера насоса, м	d	0,05	0,06	0,04	0,05	0,04	0,08	0,09	0,1	0,1	0,1
5	Число оборотов кривошипа 1, об/мин	n_1	100	120	130	100	80	100	90	110	100	120
6	Число оборотов вала электродвигателя, об/мин	$n_{дв}$	975	1440	1440	975	975	1440	1440	1440	1440	1440
7	Давление жидкости в цилиндре при нагнетании (по ходу плунжера - постоянное), МПа	p	2,5	2,8	3,0	2,0	2,5	3,0	2,5	2,0	2,5	3,0
8	Масса шатуна 2, кг	m_2	20	21	25	17	19	20	22	24	25	26
9	Масса шатуна 4, кг	m_4	16	17	15	17	20	20	20	22	23	24
10	Масса ползуна с плунжером, кг	m_5	50	55	55	45	50	50	55	50	55	60
11	Момент инерции звеньев 1-й группы, приведенный к валу кривошипа, кг·м ²	$I_{пр1}$	6,0	6,5	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10
12	Коэффициент неравномерности вращения кривошипного вала	δ	1/10	1/12	1/9	1/11	1/14	1/10	1/15	1/16	1/15	1/16
13	Координата для силового расчета, град	φ_1	30	35	25	15	10	60	120	90	30	45
14	Угол рабочего профиля кулачка, град	$\varphi_{раб}$	240	250	200	150	140	180	160	120	140	150
15	Ход плунжера масляного насоса, м	h	0,016	0,020	0,030	0,017	0,025	0,03	0,025	0,02	0,017	0,016
17	Внеосность, м	e	0,007	0,010	0,020	0,025	0,010	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
18	Соотношение между ускорениями толкателя	$v = a_1/a_2$	3	2,5	2	2,7	2,3	2	2	2	2	2
19	Числа зубьев колес 5 и 6	z_6/z_5	25/12	15/11	21/14	15/11	16/13	12/8	14/10	14/12	15/11	16/10

Примечания. 1) Момент инерции шатунов 2 и 4 вычислить по формуле $I_S = ml^2/8$. 2) Положение центра тяжести принять посередине звеньев. 3) Число сателлитов в редукторе $k = 3$. 4) Модуль зубчатых колес 5 и 6, мм $m = 5$. 5) Определение основных размеров механизма произвести по заданным l_{OD} , l_{CB} , l_{BD} . Крайние положения звена 3 определяются углами γ_1 и γ_2' . 6) Давление жидкости в цилиндре 6 при всасывании считать равным атмосферному. 7) Геометрический расчет эвольвентное зубчатой передачи выполнить для колес с числами зубьев z_5 и z_6 . 8) Угол давления в кулачковом механизме, град $\alpha_{дон} = 30$.

ЗАДАНИЕ 11

Проектирование и исследование механизмов двухступенчатого компрессора (табл. 11.1, 11.2)

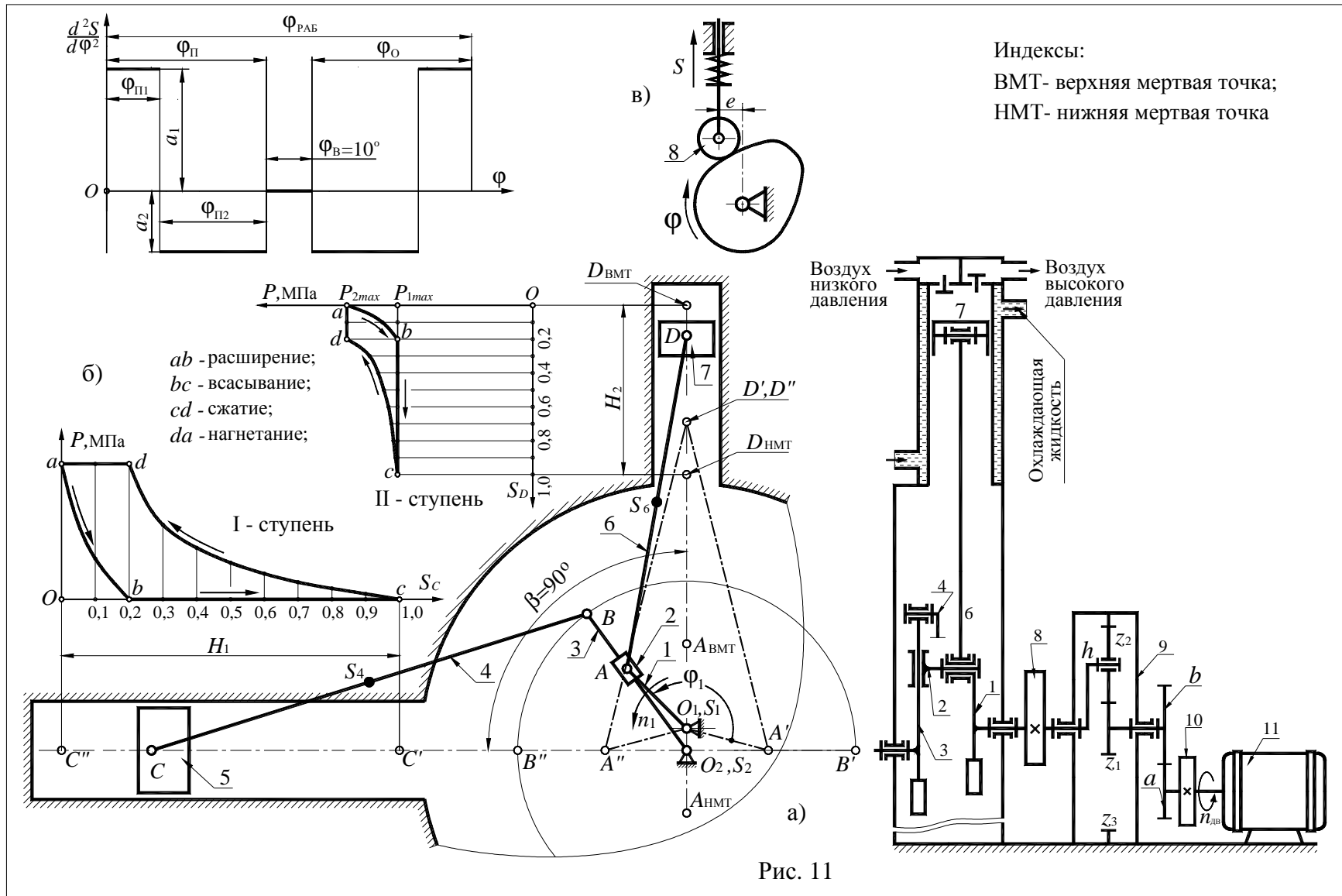


Рис. 11

Исходные данные

Таблица 11.1

№	Наименование параметра	Обозначение	Числовые значения для вариантов									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Средняя скорость поршня II ступени, м/с	V_{cp}	2,0	1,85	1,6	2,1	2,25	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1
2	Число оборотов коленчатого вала, об/мин	n_1	600	500	400	650	700	450	550	750	700	500
3	Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{дв}$	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920	2920
4	Диаметр цилиндра I ступени, м	D_1	0,30	0,28	0,27	0,31	0,32	0,34	0,36	0,38	0,38	0,36
5	Диаметр цилиндра II ступени, м	D_2	0,20	0,18	0,17	0,21	0,22	0,19	0,21	0,23	0,23	0,21
6	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	1/80	1/90	1/100	1/90	1/80	1/50	1/60	1/70	1/80	1/90
7	Масса поршня I ступени, кг	m_5	18	17	16	19	20	22	24	26	27	25
8	Масса поршня II ступени, кг	m_7	12	11	10	13	14	15	17	19	20	18
9	Масса шатуна I ступени, кг	m_4	20	19	18	21	22	25	27	30	30	28
10	Масса шатуна II ступени, кг	m_6	18	17	16	19	20	23	25	27	28	26
11	Момент инерции звеньев I-й группы, приведенный к валу кривошипа, кг·м ²	$I_{пр1}$	13	14,5	18	17	15	18	19	20	15	14
12	Угловая координата коленчатого вала для силового расчета, град	φ_1	70	90	180	270	45	30	60	120	270	45
13	Ход толкателя кулачкового механизма, мм	h	13	12	11	10	14	15	18	20	15	20
14	Углы поворота кулачка, град	$\varphi_{п}=\varphi_0$	80	75	70	75	80	90	75	75	80	90
15	Максимально допускаемый угол давления, град	$\alpha_{доп}$	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
17	Соотношение между величинами ускорений толкателя	a_1/a_2	1,8	1,8	2	2	2,2	1,5	1,8	2,0	2,2	2,0
18	Число зубьев колеса	z_{10}/z_{11}	9/13	10/15	11/15	12/16	12/15	10/12	9/14	12/16	11/17	10/15

Таблица 11.2

Значения k_p в зависимости от положений поршня

Путь поршня (в долях хода H)		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Для хода поршня вниз	$k_p = \frac{\Delta p_1}{p_{1max}} = \frac{\Delta p_2}{p_{2max} - p_{1max}}$, где: $\Delta p_1 = p_1$; $\Delta p_2 = p_2 - p_{1max}$	1	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Для хода поршня вверх		1	1	1	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0

Примечания: 1) Для I ступени $p_{1max} = 0,8$ МПа, $p_1 = k_p \cdot p_{1max}$. 2) Для II ступени $p_{2max} = 1,1$ МПа, $p_2 = p_{1max} + k_p \cdot (p_{2max} - p_{1max})$. 3) Момент инерции звеньев 3, 4 и 6 определить по зависимости $I = m l^2/6$. 4) Положение центров тяжести звеньев принять посередине их длин. 5) $H_1 = 2H_2$, где H_1 - ход поршня I ступени, H_2 - ход поршня II ступени. 6) Модуль зубчатых колес 10 и 11 $m = 4$ мм. 7) Число сателлитов в редукторе $k = 3$. 8) Внеосность толкателя $e = 5$ мм. 9) Коэффициент изменения средней скорости хода поршня I-й ступени $K_V = 1,4$. 10) Длины шатунов 4 и 6 равны $l_{AD} = 4 \cdot l_{O1A}$; $l_{BC} = 3 \cdot l_{O2B}$.