

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра теоретической механики

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

**Сборник заданий к курсовому проекту
для студентов заочной формы обучения специальностей
1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса»,
1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование и системы
обработки информации», 1-36 07 01 «Машины и аппараты
химических производств и предприятий
строительных материалов»**

Минск 2010

УДК 621.01(076.1)
ББК 34.41я73
Т33

Рассмотрен и рекомендован к изданию редакционно-издательским советом университета

Составители:

С. А. Борисевич, Д. В. Гапанюк, А. Н. Камлюк, Р. Н. Ласовский

Рецензенты:

зав. кафедрой теоретической механики и теории механизмов и машин
БГАТУ профессор, доктор технических наук, *А. Н. Орда*;
доцент кафедры деталей и машин БГТУ,
кандидат технических наук *Ф. Ф. Царук*

Теория механизмов и машин : сборник заданий к курсовому проекту для студентов заочной формы обучения специальностей 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса», 1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование и системы обработки информации», 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов» / С. А. Борисевич [и др.]. – Минск : БГТУ, 2010. – 72 с.
ISBN 978-985-434-953-4.

В сборнике описано содержание курсового проекта по теории механизмов и машин, с учетом специфики каждой специальности обучающихся приведены варианты заданий с необходимыми таблицами исходных данных и графическим материалом.

УДК 621.01(076.1)
ББК 34.41я73

ISBN 978-985-434-953-4

© УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2010

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий сборник предназначен для выдачи студентам заочной формы обучения индивидуальных заданий при выполнении ими курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов и машин».

Номера заданий по соответствующим темам студентами заочного факультета выбираются по двум последним цифрам зачетной книжки, так называемому шифру, и по специальным таблицам, приведенным в приложениях:

1) приложение 1 для специальности 1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование и системы обработки информации»;

2) приложение 2 для специальности 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов»;

3) приложение 3 для специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса».

Номер варианта числовых данных для соответствующего задания студенты выбирают из таблиц «Исходные данные» по последней цифре шифра.

Например, студент заочной формы обучения специальности МОЛК, номер зачетной книжки которого 07104, должен из таблицы приложения 3 выбрать задание 15. Числовые данные необходимо принять по варианту 4.

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ВЫПОЛНЯЕТСЯ С СОБЛЮДЕНИЕМ ВСЕХ ТРЕБОВАНИЙ СТП БГТУ 002-2007 [1].

Работы, оформленные небрежно и без соблюдения предъявляемых к ним требований, без проверки будут возвращены на доработку.

ВВЕДЕНИЕ

Создание современной машины требует от конструктора всестороннего анализа ее проекта. Конструкция должна удовлетворять многочисленным требованиям, которые находятся в противоречии. Например, минимальная динамическая нагруженность должна сочетаться с быстроходностью, достаточная надежность и долговечность должны обеспечиваться при минимальных габаритах и массе. Расходы на изготовление и эксплуатацию должны быть минимальными, но обеспечивающими достижение заданных параметров. Из допустимого множества решений конструктор выбирает компромиссное решение с определенным набором параметров и проводит сравнительную оценку различных вариантов. Числовых показателей эффективности решения, называемых критериями качества, по которым следует оценивать конструкцию, обычно бывает несколько. Выделяют главные критерии, а вспомогательные показатели используют как ограничения, накладываемые на элементы решения. В настоящее время расчеты выполняют на ЭВМ, что позволяет оценить конструкцию по многим критериям качества и найти максимум показателя эффективности.

Единой системой конструкторской документации (ЕСКД) установлено пять стадий разработки документации на изделия всех отраслей промышленности: техническое задание, техническое предложение, эскизный проект, технический проект и разработка рабочей документации.

Выполнение этих стадий проектирования в сроки, ограниченные разумными пределами, немыслимо без внедрения методов автоматизированного проектирования машин. В этой системе очень большую роль играют логическая постановка задачи, создание и изучение математических моделей проектируемых объектов, выбор и обоснование системных моделей, проведение вычислений на ЭВМ и анализ результатов с позиции оценки достижения заданной цели.

Возможность проведения расчетов связана с формализацией задач и связей, на основе которых можно разработать алгоритм и программу расчетов на ЭВМ. Автоматизированное проектирование предусматривает такое программное обеспечение ЭВМ, которое позволяет специалисту вести диалог с ЭВМ, анализировать и уточнять расчеты и результаты, полученные при выполнении предыдущих этапов. Только определив с помощью ЭВМ выраженные в точной количественной форме интегральные критерии достижения или улучшения заданных параметров

машины и оценив различные варианты проекта, конструктор принимает решение о выборе конструкции машины с параметрами, которые при заданных условиях являются наилучшими, или оптимальными.

Многовариантный характер инженерных решений в процессе конструирования машины требует достаточной детальной разработки методов расчета и методов принятия и реализации оптимальных решений. Подробное изучение методов обеспечения требований эффективности, качества и экономичности распределено в учебных планах вуза между общеинженерными и специальными учебными дисциплинами. Вопросы синтеза структурной и кинематической схем механизмов, компоновки механизмов и согласования их движения, силовой анализ механизма, определение закона движения механизма, обусловленного заданными силами, оценка виброактивности и виброзащиты механизмов, управление движением и ряд других вопросов изучаются в дисциплине «Теория механизмов и машин».

В конструкторской подготовке инженеров особое место отводится вопросам технологичности проектируемых машин. Конструктивные решения должны подчиняться требованиям рациональных технологических процессов изготовления и сборки, обеспечения минимума производственных затрат при заданных параметрах и показателях эффективности проектируемой машины. Изделие, достаточно технологичное в единичном производстве, может быть малотехнологичным в массовом производстве и совершенно нетехнологичным в поточно-автоматизированном производстве. Ранее нетехнологичные конструкции могут стать вполне технологичными в условиях гибкого (перенастраиваемого) автоматизированного производства (ГАП).

ГАП, техническую основу которого составляют гибкие производственные системы (ГПС), т. е. оборудование с числовым программным управлением (ЧПУ), позволяет легко приспособлять производство к постоянно растущим нуждам потребителей. Создание автономно функционирующего автоматизированного оборудования с ЧПУ, оснащенного устройствами загрузки заготовок и удаления обработанных деталей, подачи и замены инструмента, нахождение для конкретного производства наилучшего соотношения между производительностью и гибкостью технологического процесса требуют при своем решении ответов на многие вопросы. В числе ряда решений определенное место отводится тем, которые могут быть получены с использованием основных методов исследования и проектирования механизмов и машин, изучаемых студентами в учебной дисциплине «Теория механизмов и машин» (ТММ).

1. ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Курсовое проектирование по теории механизмов и машин – один из основных видов изучения курса, первая самостоятельная работа студентов по комплексному проектированию и исследованию взаимосвязанных механизмов, являющихся составными частями машин и машинных агрегатов. В курсовом проекте по теории механизмов и машин предлагается решить следующие задачи.

1. Динамический синтез машинного агрегата по заданному коэффициенту неравномерности движения.

2. Динамический анализ рычажного механизма с учетом неравномерности вращения начального звена.

3. Проектирование кинематической схемы планетарного механизма и цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления.

4. Синтез кулачкового механизма по заданной кинематической передаточной функции механизма.

2. ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект по теории механизмов и машин состоит из графической части, выполняемой на 4-х листах формата А1, и расчетно-пояснительной записки объемом 35–45 страниц машинописного текста формата А4.

Содержание курсового проекта.

1. Общая часть.

В общей части приводятся исходные данные, описание устройства и принципа действия машинного агрегата. Описание должно иллюстрироваться схемами и чертежами.

2. Динамический синтез рычажного механизма (лист 1).

2.1. В расчетно-пояснительную записку входит следующее:

1) задачи и методы динамического синтеза и анализа машинного агрегата;

2) исходные данные;

3) структурный анализ рычажного механизма;

4) определение размеров и параметров рычажного механизма;

5) описание определения кинематических характеристик рычажного механизма (выбор масштабов; описание построения планов положения механизма, планов аналогов скоростей, диаграмм);

6) выбор динамической модели;

7) расчет приведенных моментов инерции;

8) расчет приведенных моментов сил;

9) описание построения диаграмм приведенных моментов инерции и моментов сил, диаграмм работ, изменения кинетической энергии, диаграммы Виттенбауэра;

10) определение момента инерции маховика и его параметров (массы, диаметра);

11) расчет истинной угловой скорости звена приведения.

2.2. Лист 1 включает следующие построения:

– планы 12 положений механизма и траекторий его точек;

– диаграмму сил производственных сопротивлений или индикаторную диаграмму;

– диаграмму перемещения рабочего звена;

– планы аналогов скоростей для 12 положений механизма;

– диаграмму аналогов скоростей рабочего звена;

– диаграмму приведенного момента инерции механизма;

– диаграмму приведенных моментов сил;

- диаграмму работ;
 - диаграмму изменения кинетической энергии механизма;
 - диаграмму Виттенбауэра;
 - диаграмму угловой скорости звена приведения.
3. Динамический анализ рычажного механизма (лист 2).
- 3.1. В расчетно-пояснительную записку входит следующее:
- 1) определение углового ускорения звена приведения (для расчетных положений);
 - 2) определение линейных и угловых скоростей, ускорений точек и звеньев механизма;
 - 3) расчет сил, действующих на звенья механизма (сил тяжести, сил инерции, моментов сил инерции, движущих сил);
 - 4) определение значений динамических реакций в кинематических парах групп Асура;
 - 5) силовой расчет механизма I класса;
 - 6) оценка точности расчетов, выполненных на листах 1 и 2 проекта, по уравнению моментов сил для звена приведения.
- 3.2. Лист 2 включает следующие построения:
- кинематическую схему механизма в заданном положении;
 - план скоростей и план ускорений;
 - схемы групп Асура и механизма I класса;
 - планы сил для каждой группы Асура и механизма I класса.
4. Синтез зубчатых механизмов (лист 3).
- 4.1. Проектирование схемы планетарного механизма.
- 4.1.1. В расчетно-пояснительную записку входит:
- 1) задачи и методы синтеза планетарных механизмов;
 - 2) исходные данные;
 - 3) определение числа сателлитов и числа зубьев колес механизма;
 - 4) определение диаметров начальных (делительных) окружностей колес.
- 4.1.2. На листе 3 построить две проекции кинематической схемы планетарного механизма.
- 4.2. Проектирование цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления.
- 4.2.1. В расчетно-пояснительную записку входит:
- 1) исходные данные;
 - 2) выбор метода изготовления колес и параметров исходного контура;
 - 3) выбор коэффициентов смещения;
 - 4) расчет параметров зубчатых колес и параметров зацепления;

- 5) определение масштабных размеров параметров зубчатых колес;
- 6) оценка проектируемой передачи по качественным и геометрическим показателям.

4.2.2. На листе 3 построить картину эвольвентного зацепления цилиндрических колес внешнего зацепления в масштабе, чтобы полная высота зуба h была 60–80 мм.

5. Синтез кулачкового механизма (лист 4).

5.1 В расчетно-пояснительную записку входит следующее:

- 1) задачи и методы синтеза механизма;
- 2) исходные данные;
- 3) расчет передаточных функций (перемещения, аналогов скоростей и ускорений) выходного звена;
- 4) определение основных размеров (минимального радиуса кулачка и эксцентриситета или межосевого расстояния между осями вращения кулачка и коромысла);
- 5) определение радиуса ролика или диаметра тарелки толкателя;
- 6) расчет коэффициента жесткости замыкающей пружины.

5.2. Лист 4 включает следующие построения:

- кинематические диаграммы перемещений, аналогов скоростей и ускорений выходного звена;
- диаграмму для определения основных размеров кулачкового механизма;
- центрового и действительного профиля кулачка;
- диаграмму изменения угла давления в функции угла поворота кулачка;
- диаграмму изменения силы инерции выходного звена от его перемещения.

ЗАДАНИЕ № 1

Тема. Проектирование и исследование механизмов крышкоделательной машины

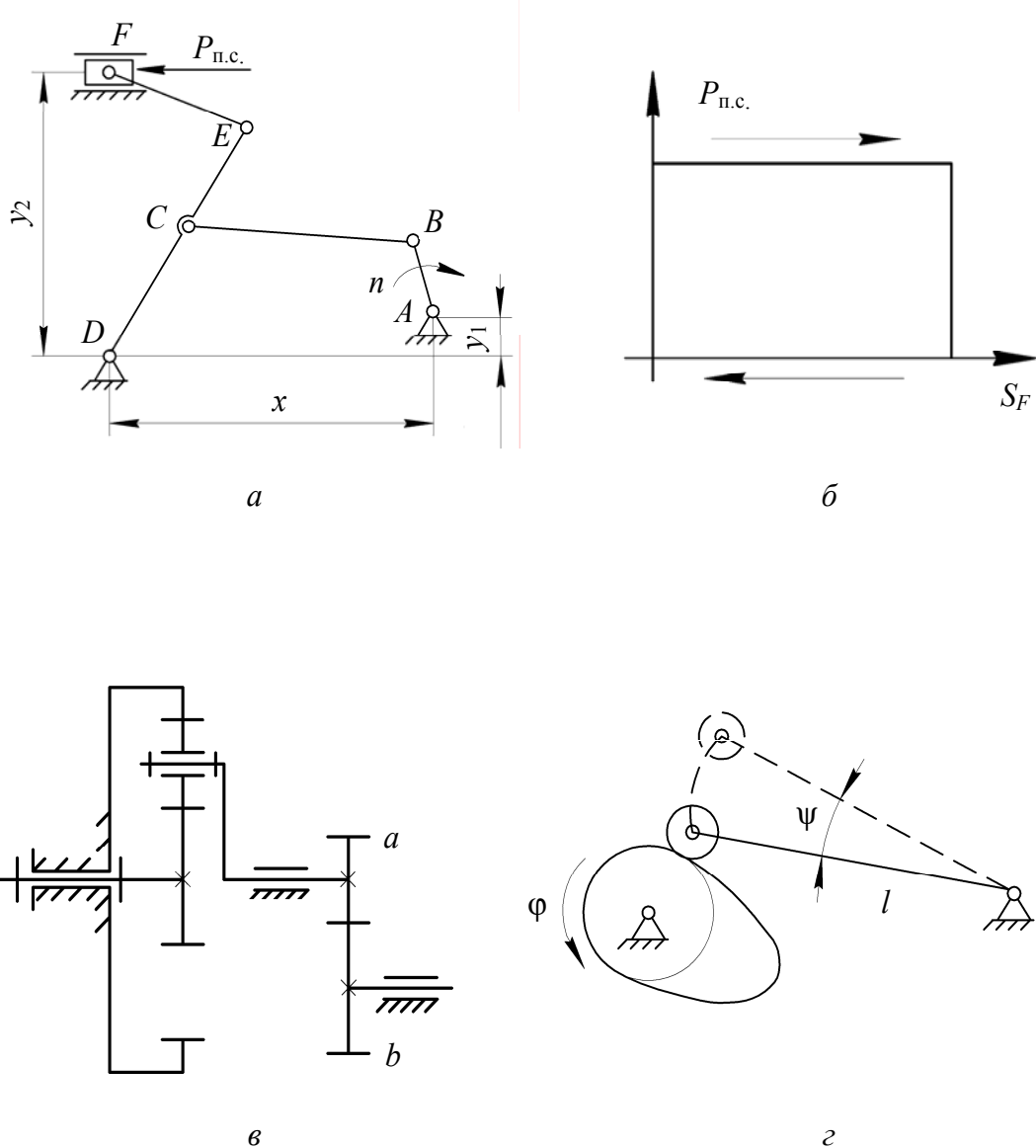


Рис. 1. Механизмы крышкоделательной машины:
а – рычажный механизм; б – диаграмма сил полезного сопротивления движению ползуна F ; в – планетарная и простая ступени редуктора;
г – кулачковый механизм

Варианты исходных данных для проектирования приведены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные

Вариант	Параметр									
	$n, \text{мин}^{-1}$	$l_{AB}, \text{м}$	$l_{BC}, \text{м}$	$l_{CD}, \text{м}$	$l_{DE}, \text{м}$	$l_{EF}, \text{м}$	$x, \text{м}$	$y_1, \text{м}$	$y_2, \text{м}$	$P_{\text{п.с.}}, \text{Н}$
1	40	0,14	0,74	0,4	0,56	0,6	0,8	0,3	0,5	200
2	50	0,16	0,7	0,4	0,57	0,5	0,8	0,3	0,5	300
3	60	0,12	0,75	0,5	0,58	0,6	0,8	0,3	0,5	400
4	45	0,10	0,74	0,5	0,59	0,6	0,8	0,3	0,5	250
5	55	0,13	0,7	0,4	0,60	0,5	0,8	0,3	0,5	350
6	65	0,15	0,75	0,4	0,56	0,6	0,8	0,3	0,5	280
7	40	0,09	0,74	0,5	0,57	0,6	0,8	0,3	0,5	380
8	50	0,08	0,7	0,5	0,58	0,5	0,8	0,3	0,5	150
9	60	0,17	0,75	0,4	0,59	0,6	0,8	0,3	0,5	450
0	45	0,18	0,74	0,4	0,60	0,6	0,8	0,3	0,5	500

Окончание табл. 1

Вариант	Параметр							
	U_{1H}	z_a	z_b	$m, \text{мм}$	$\psi''(\varphi)$	$\psi, \text{град}$	$\psi_p, \text{град}$	$l, \text{мм}$
1	3,5	9	18	2,0	равноуск.	16	132	0,26
2	4,5	10	20	2,5	синусоид.	20	154	0,3
3	5,0	11	22	3,0	треугольн.	24	176	0,34
4	3,6	12	24	4	мод. лин.	16	132	0,28
5	3,8	13	26	5	параболич.	20	154	0,32
6	4,2	14	18	2,0	трапецевид.	24	176	0,26
7	5,2	15	20	2,5	косинусоид.	16	132	0,3
8	3,3	16	22	3,0	синусоид.	20	154	0,34
9	3,7	9	24	4	треугольн.	24	176	0,28
0	5,1	8	26	5	зак. Шуна	16	132	0,32

Для всех вариантов принять

1. Масса стержневых звеньев: $m_i = ql_i$, где $q = 8$ кг/м.
2. Масса ползуна F $m_F = 8m_{EF}$.
3. Моменты инерции звеньев: $I_{S_i} = 0,12m_i l_i^2$, где m_i – масса, кг;
 l_i – длина звена, м.
4. Центры масс звеньев находятся посередине звеньев.
5. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 1/10$.
6. Приведенный момент движущих сил $M_d^П$ считать постоянным.
7. Число сателлитов $K \geq 3$ и модуль колес $m_{Пл} = 2$ мм.
8. Параметры исходного контура: $\alpha = 20$ град, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$.
9. Рабочий угол кулачка $\varphi_p = \varphi_y + \varphi_{д.с.} + \varphi_n$, где $\varphi_n = \varphi_y$ и $\varphi_{д.с.} = 0,2\varphi_y$.
10. Максимальный угол давления в кулачковом механизме $\nu_{\max} = 40$ град.

Примечание. В процессе проектирования и исследования механизмов возможны уточнения отдельных параметров.

ЗАДАНИЕ № 2

Тема. Проектирование и исследование механизмов крышкоделательной машины

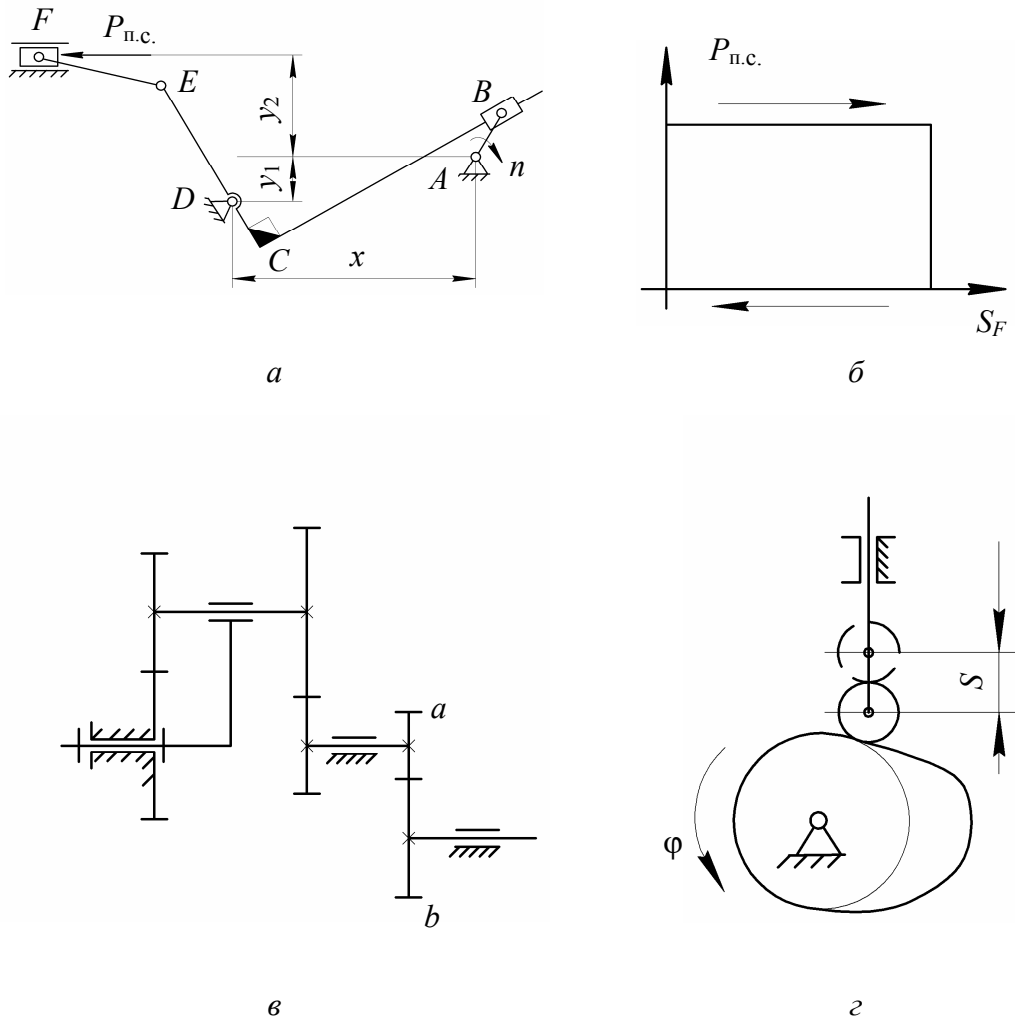


Рис. 2. Механизмы крышкоделательной машины:
а – рычажный механизм;
б – диаграмма сил полезного сопротивления движению ползуна F ;
в – планетарная и простая ступени редуктора;
г – кулачковый механизм

Варианты исходных данных для проектирования приведены в табл. 2.

Исходные данные

Вариант	Параметр								
	$n, \text{мин}^{-1}$	$l_{AB}, \text{м}$	$l_{CD}, \text{м}$	$l_{DE}, \text{м}$	$l_{EF}, \text{м}$	$y_1, \text{м}$	$y_2, \text{м}$	$x, \text{м}$	$P_{\text{п.с.}}, \text{Н}$
1	50	0,2	0,2	0,56	0,5	0,3	0,2	0,8	250
2	60	0,24	0,24	0,6	0,7	0,3	0,2	0,8	350
3	70	0,28	0,28	0,5	0,6	0,3	0,2	0,8	450
4	45	0,2	0,2	0,56	0,5	0,3	0,2	0,8	200
5	55	0,24	0,24	0,6	0,7	0,3	0,2	0,8	220
6	65	0,28	0,28	0,5	0,6	0,3	0,2	0,8	240
7	75	0,2	0,2	0,56	0,5	0,3	0,2	0,8	280
8	45	0,24	0,24	0,6	0,7	0,3	0,2	0,8	320
9	50	0,28	0,28	0,5	0,6	0,3	0,2	0,8	360
0	55	0,2	0,2	0,56	0,5	0,3	0,2	0,8	410

Окончание табл. 2

Вариант	Параметр								
	U_{IH}	z_a	z_b	$m, \text{мм}$	$S''(\varphi)$	$S, \text{м}$	$\varphi_v, \text{град}$	$\varphi_{\text{д.с.}}, \text{град}$	$\varphi_{\text{п.}}, \text{град}$
1	24	14	20	2,0	равноуск.	0,05	60	20	90
2	28	15	22	2,5	синусоид.	0,06	50	40	80
3	30	12	24	3,0	треугольн.	0,07	70	30	70
4	24	14	20	3,0	мод. лин.	0,05	60	20	90
5	28	15	22	2,0	параболич.	0,06	50	40	80
6	30	12	24	2,5	трапецеид.	0,07	70	30	70
7	24	14	20	2,0	косинусоид.	0,05	60	20	90
8	28	15	22	2,5	синусоид.	0,06	50	40	80
9	30	12	24	3,0	треугольн.	0,07	70	30	70
0	24	14	20	3,0	зак. Шуна	0,05	60	20	90

Для всех вариантов принять

1. Масса стержневых звеньев: $m_i = ql_i$, где $q = 6$ кг/м.
2. Масса ползуна F $m_F = 10m_{EF}$.
3. Массой ползуна B пренебречь.
4. Моменты инерции звеньев: $I_{S_i} = 0,12m_i l_i^2$, где m_i – масса, кг;
 l_i – длина звена, м.
5. Центры масс звеньев находятся посередине звеньев.
6. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 1/15$.
7. Число сателлитов $K \geq 3$ и модуль колес в планетарной передаче $m_{Пл} = 2$ мм.
8. Параметры исходного контура: $\alpha = 20$ град, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$.
9. Максимальный угол давления в кулачковом механизме $\nu_{\max} = 30$ град.
10. Приведенный момент движущих сил $M_{д}^{\Pi}$ считать постоянным.

Примечание. В процессе проектирования и исследования механизмов возможны уточнения отдельных исходных параметров.

ЗАДАНИЕ № 3

Тема. Проектирование и исследование механизмов крышкоделательной машины

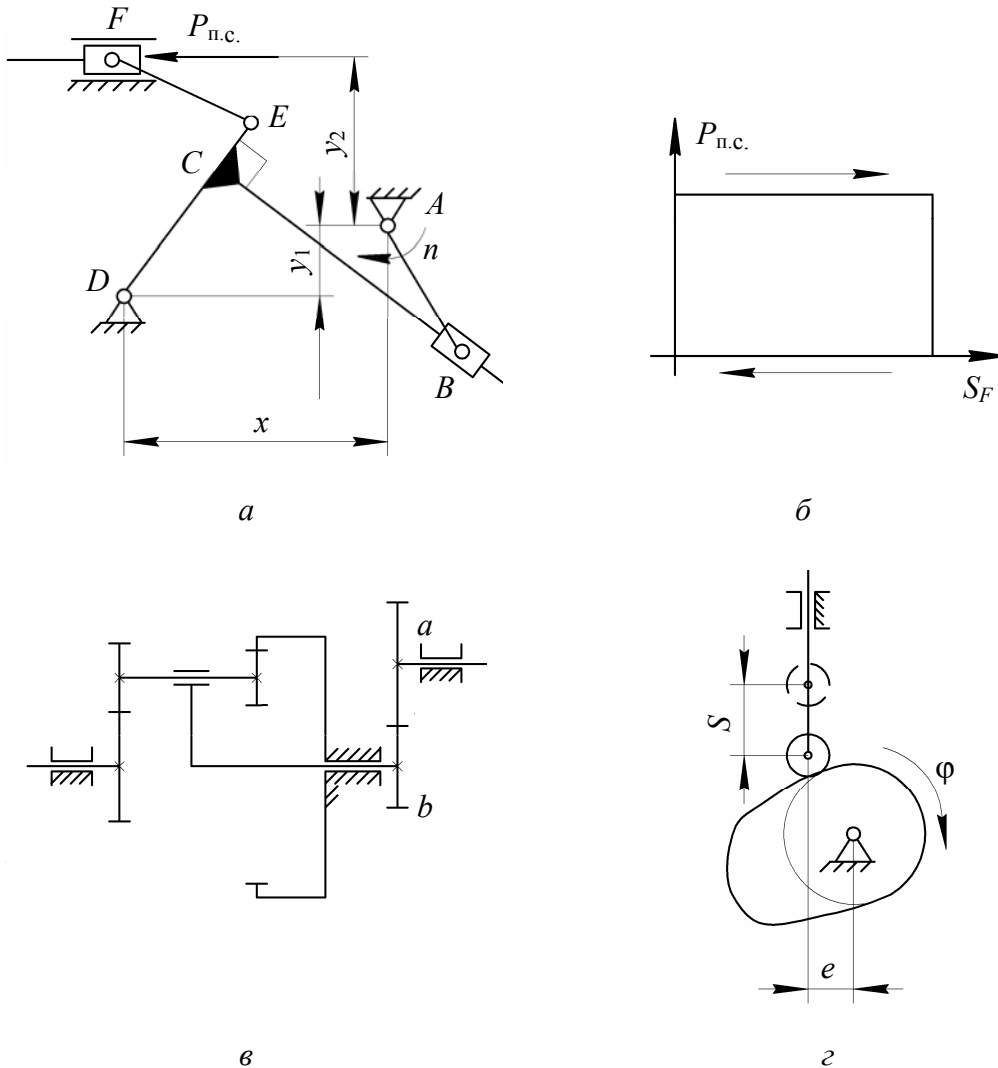


Рис. 3. Механизмы крышкоделательной машины:
а – рычажный механизм;
б – диаграмма сил полезного сопротивления движению ползуна F ;
в – планетарная и простая ступени редуктора;
г – кулачковый механизм

Варианты исходных данных для проектирования приведены в табл. 3.

Таблица 3

Исходные данные

Вариант	Параметр								
	$n, \text{мин}^{-1}$	$l_{AB}, \text{м}$	$l_{CD}, \text{м}$	$l_{DE}, \text{м}$	$l_{EF}, \text{м}$	$x, \text{м}$	$y_1, \text{м}$	$y_2, \text{м}$	$P_{\text{п.с.}}, \text{Н}$
1	60	0,18	0,15	0,8	0,7	0,8	0,3	0,56	400
2	70	0,2	0,17	0,9	0,8	0,8	0,3	0,5	420
3	80	0,22	0,19	0,86	0,8	0,8	0,3	0,5	450
4	50	0,18	0,15	0,8	0,7	0,8	0,3	0,56	480
5	55	0,2	0,17	0,9	0,8	0,8	0,3	0,5	500
6	65	0,22	0,19	0,86	0,8	0,8	0,3	0,5	530
7	75	0,18	0,15	0,8	0,7	0,8	0,3	0,56	550
8	85	0,2	0,17	0,9	0,8	0,8	0,3	0,5	440
9	60	0,22	0,19	0,86	0,8	0,8	0,3	0,5	470
0	70	0,18	0,15	0,8	0,7	0,8	0,3	0,56	490

Окончание табл. 3

Вариант	Параметр									
	U_{IH}	z_a	z_b	$m, \text{мм}$	$S''(\varphi)$	S	e	φ_V	$\varphi_{\text{д.с.}}$	$\varphi_{\text{п}}$
						м				
1	6,2	11	18	2,0	равноуск.	0,04	0,01	70	0	90
2	7,2	12	21	2,5	синусоид.	0,05	0,01	80	10	70
3	8,2	13	19	3,0	треугольн.	0,06	0,01	90	20	60
4	6,5	11	18	2,0	мод. лин.	0,04	0,01	70	0	90
5	7,4	12	21	2,5	параболич.	0,05	0,01	80	10	70
6	8,8	13	19	3,0	трапецеид.	0,06	0,01	90	20	60
7	5,8	11	18	2,0	косинусоид.	0,04	0,01	70	0	90
8	9,1	12	21	2,5	синусоид.	0,05	0,01	80	10	70
9	5,6	13	19	3,0	треугольн.	0,06	0,01	90	20	60
0	8,5	11	18	2,0	зак. Шуна	0,04	0,01	70	0	90

Для всех вариантов принять

1. Масса стержневых звеньев: $m_i = ql_i$, где $q = 10$ кг/м.
2. Масса ползуна F $m_F = 6m_{EF}$.
3. Массой ползуна B пренебречь.
4. Центры масс звеньев находятся посередине звеньев.
5. Моменты инерции звеньев: $I_{S_i} = 0,12m_i l_i^2$, где m_i – масса, кг;

l_i – длина звена, м.

6. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 1/20$.
7. Число сателлитов $K \geq 3$ и модуль колес в планетарной передаче $m_{Пл} = 2$ мм.
8. Параметры исходного контура: $\alpha = 20$ град, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$.
9. Максимальный угол давления в кулачковом механизме $\nu_{\max} = 30$ град.
10. Приведенный момент движущих сил M_d^{Π} считать постоянным.

Примечание. В процессе проектирования и исследования механизмов возможны уточнения отдельных параметров.

ЗАДАНИЕ № 4

Тема. Проектирование и исследование механизмов подборочной машины

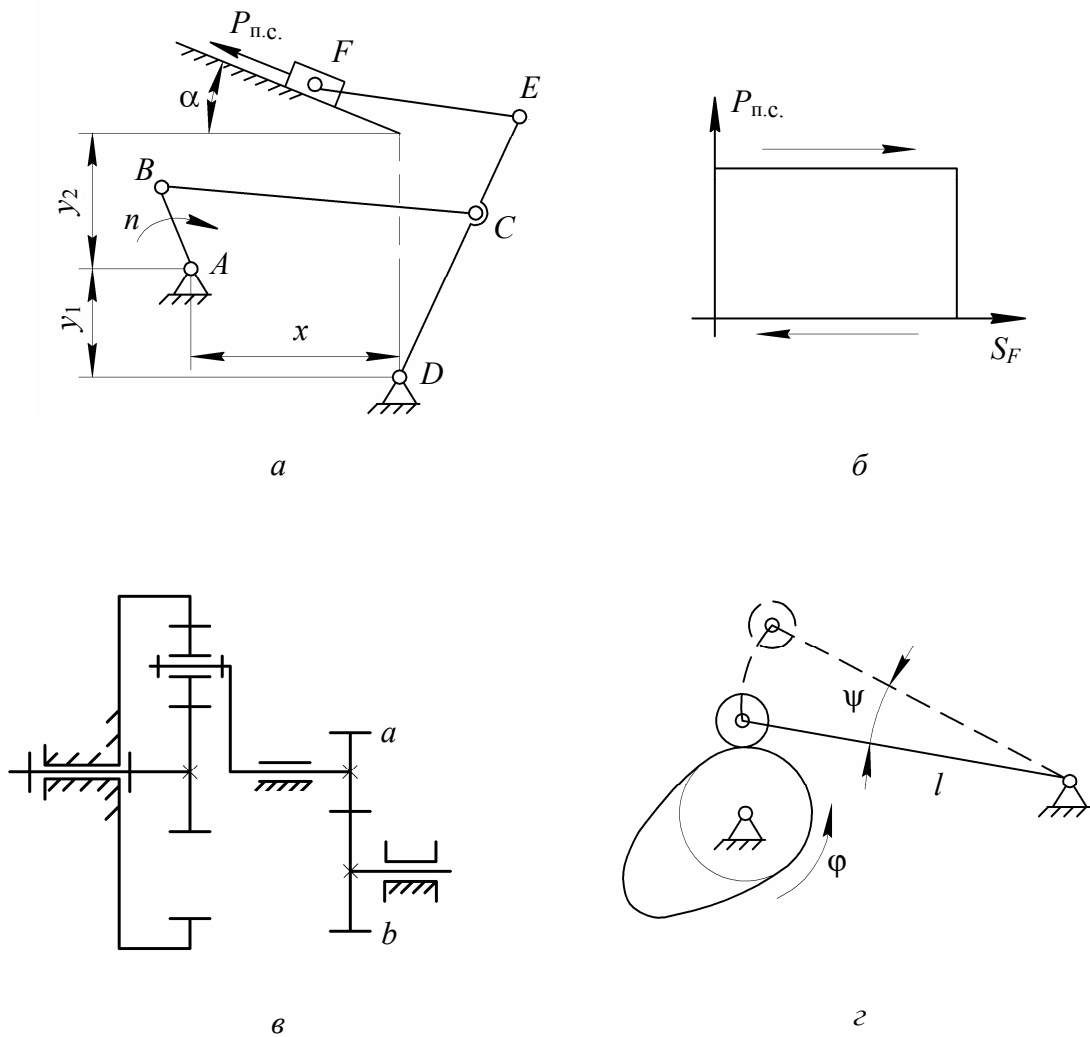


Рис. 4. Механизмы подборочной машины:
а – рычажный механизм перемещения щипцов;
б – диаграмма сил полезного сопротивления движению ползуна F ;
в – планетарная и простая ступени редуктора;
г – кулачковый механизм.

Варианты исходных данных для проектирования приведены в табл. 4.

Исходные данные

Вариант	Параметр										
	$n, \text{мин}^{-1}$	$l_{AB}, \text{м}$	$l_{BC}, \text{м}$	$l_{CD}, \text{м}$	$l_{CE}, \text{м}$	$l_{EF}, \text{м}$	$x, \text{м}$	$y_1, \text{м}$	$y_2, \text{м}$	$\alpha, \text{град}$	$P_{\text{п.с.}}, \text{Н}$
1	80	0,08	0,5	0,3	0,3	0,25	0,345	0,19	0,33	23	400
2	85	0,075	0,52	0,3	0,3	0,27	0,306	0,33	0,2	24	500
3	90	0,065	0,55	0,25	0,3	0,3	0,387	0,21	0,33	25	600
4	75	0,08	0,5	0,3	0,3	0,25	0,345	0,19	0,33	23	450
5	95	0,075	0,52	0,3	0,3	0,27	0,306	0,33	0,2	24	550
6	70	0,065	0,55	0,25	0,3	0,3	0,387	0,21	0,33	25	650
7	80	0,08	0,5	0,3	0,3	0,25	0,345	0,19	0,33	23	350
8	85	0,075	0,52	0,3	0,3	0,27	0,306	0,33	0,2	24	425
9	75	0,065	0,55	0,25	0,3	0,3	0,387	0,21	0,33	25	525
0	90	0,08	0,5	0,3	0,3	0,25	0,345	0,19	0,33	23	625

Окончание табл. 4

Вариант	Параметр									
	U_{IH}	z_a	z_b	$m, \text{мм}$	$\psi''(\varphi)$	ψ	φ_y	$\varphi_{\text{д.с.}}$	$\varphi_{\text{п}}$	$l, \text{м}$
1	3,4	9	19	3,0	равноуск.	20	120	60	90	0,12
2	4,2	10	21	2,0	синусоид.	24	150	24	126	0,14
3	5,4	11	23	2,5	треугольн.	28	125	88	96	0,16
4	3,3	12	23	4	мод. лин.	20	120	60	90	0,18
5	3,8	13	24	5	параболич.	24	150	24	126	0,20
6	4,6	9	19	3,0	трапецеид.	28	125	88	96	0,12
7	4,8	10	21	2,0	косинусоид.	20	120	60	90	0,14
8	5,1	11	23	2,5	синусоид.	24	150	24	126	0,16
9	5,3	12	23	4	треугольн.	28	125	88	96	0,18
0	5,9	13	24	5	зак. Шуна	20	120	60	90	0,20

Для всех вариантов принять

1. Масса стержневых звеньев: $m_i = ql_i$, где $q = 10$ кг/м.
2. Масса ползуна F $m_F = 5$ кг.
3. Центры масс звеньев посередине звеньев.
4. Моменты инерции звеньев: $I_{S_i} = 0,12m_i l_i^2$, где m_i – масса, кг;
 l_i – длина звена, м.
5. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 1/10$.
6. Приведенный момент движущих сил $M_d^П$ считать постоянным.
7. Число сателлитов $K \geq 3$ и модуль колес в планетарной передаче $m_{Пл} = 2$ мм.
8. Параметры исходного контура: $\alpha = 20$ град, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$.
9. Максимальный угол давления в кулачковом механизме $\nu_{\max} = 42$ град.

Примечание. В процессе проектирования и исследования механизмов возможны уточнения отдельных параметров.

ЗАДАНИЕ № 5

Тема. Проектирование и исследование механизмов подборочной машины

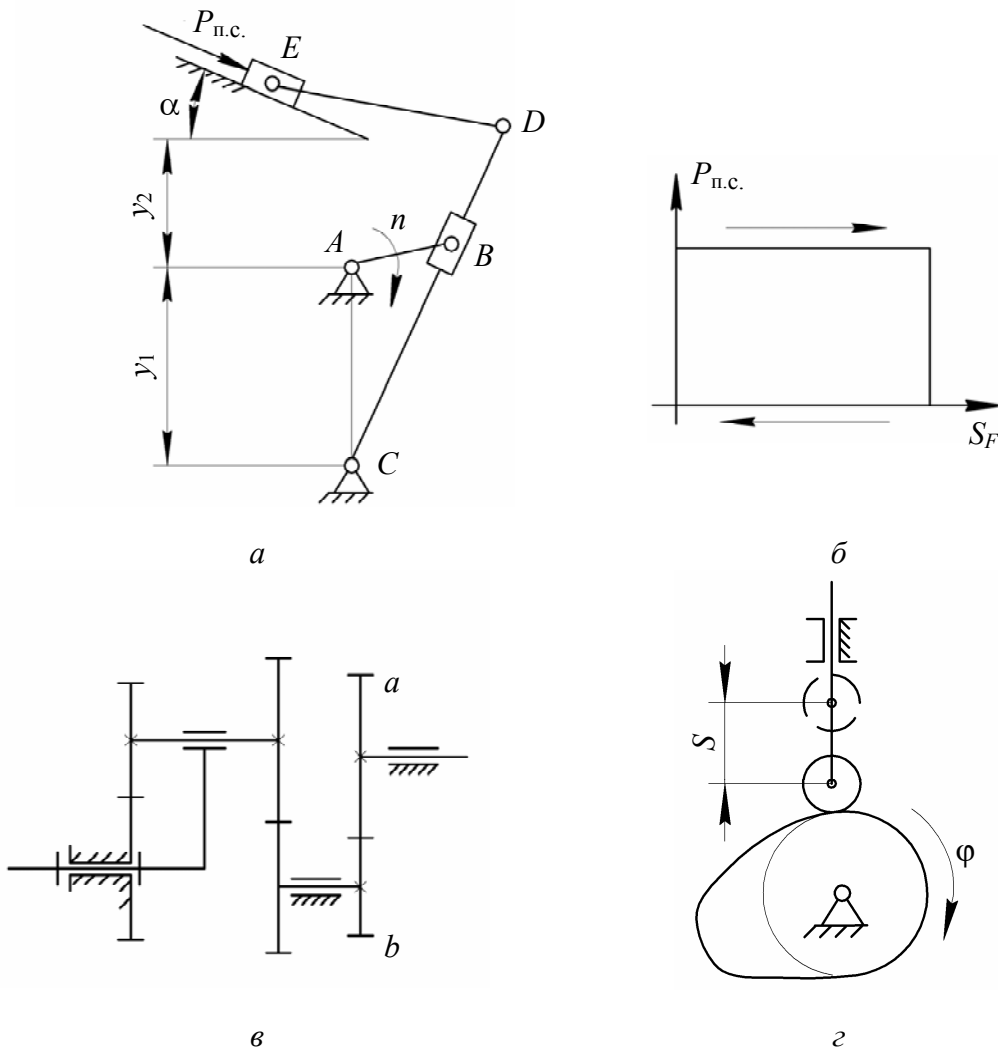


Рис. 5. Механизмы подборочной машины:
а – рычажный механизм перемещения щипцов;
б – диаграмма сил полезного сопротивления движению ползуна E;
в – планетарная и простая ступени редуктора;
г – кулачковый механизм

Варианты исходных данных для проектирования приведены в табл. 5.

Таблица 5

Исходные данные

Вариант	Параметр							
	$n, \text{мин}^{-1}$	$l_{AB}, \text{м}$	$l_{CD}, \text{м}$	$l_{DE}, \text{м}$	$y_1, \text{м}$	$y_2, \text{м}$	$\alpha, \text{град}$	$P_{\text{п.с.}}, \text{Н}$
1	100	0,08	0,47	0,6	0,19	0,33	21	350
2	110	0,075	0,74	0,6	0,33	0,21	22	450
3	120	0,065	0,55	0,6	0,21	0,32	23	550
4	105	0,08	0,47	0,6	0,19	0,33	24	600
5	115	0,075	0,74	0,6	0,33	0,21	25	650
6	125	0,065	0,55	0,6	0,21	0,32	21	700
7	100	0,08	0,47	0,6	0,19	0,33	22	330
8	110	0,075	0,74	0,6	0,33	0,21	23	430
9	115	0,065	0,55	0,6	0,21	0,32	24	530
0	125	0,08	0,47	0,6	0,19	0,33	25	620

Окончание табл. 5

Вариант	Параметр								
	U_{1H}	z_a	z_b	$m, \text{мм}$	$S''(\varphi)$	$S, \text{м}$	φ_y	$\varphi_{\text{д.с.}}$	$\varphi_{\text{п}}$
							град		
1	32	12	25	2,0	равноуск.	0,042	80	30	130
2	40	13	20	2,5	синусоид.	0,03	170	20	110
3	48	14	21	3,0	треугольн.	0,05	140	20	80
4	34	12	25	4	мод. лин.	0,04	80	30	130
5	38	13	20	5	параболич.	0,034	170	20	110
6	42	14	21	2,0	трапецеид.	0,044	140	20	80
7	44	12	25	2,5	косинусоид.	0,052	80	30	130
8	46	13	20	3,0	синусоид.	0,054	170	20	110
9	30	14	21	4	треугольн.	0,046	140	20	80
0	28	12	25	5	зак. Шуна	0,048	80	30	130

Для всех вариантов принять

1. Масса стержневых звеньев: $m_i = ql_i$, где $q = 12$ кг/м.
2. Масса ползуна E $m_E = 8$ кг.
3. Массой ползуна B пренебречь.
4. Центры масс звеньев посередине звеньев.
5. Моменты инерции звеньев: $I_{S_i} = 0,12m_i l_i^2$, где m_i – масса, кг;

l_i – длина звена, м.

6. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 1/15$.
7. Приведенный момент движущих сил $M_d^П$ считать постоянным.
8. Число сателлитов $K \geq 3$ и модуль колес в планетарной передаче $m_{Пл} = 2$ мм.
9. Максимальный угол давления в кулачковом механизме $\nu_{\max} = 26$ град.

Примечание. В процессе проектирования и исследования механизмов возможны уточнения отдельных параметров.

ЗАДАНИЕ № 6

Тема. Проектирование и исследование механизмов подборочной машины

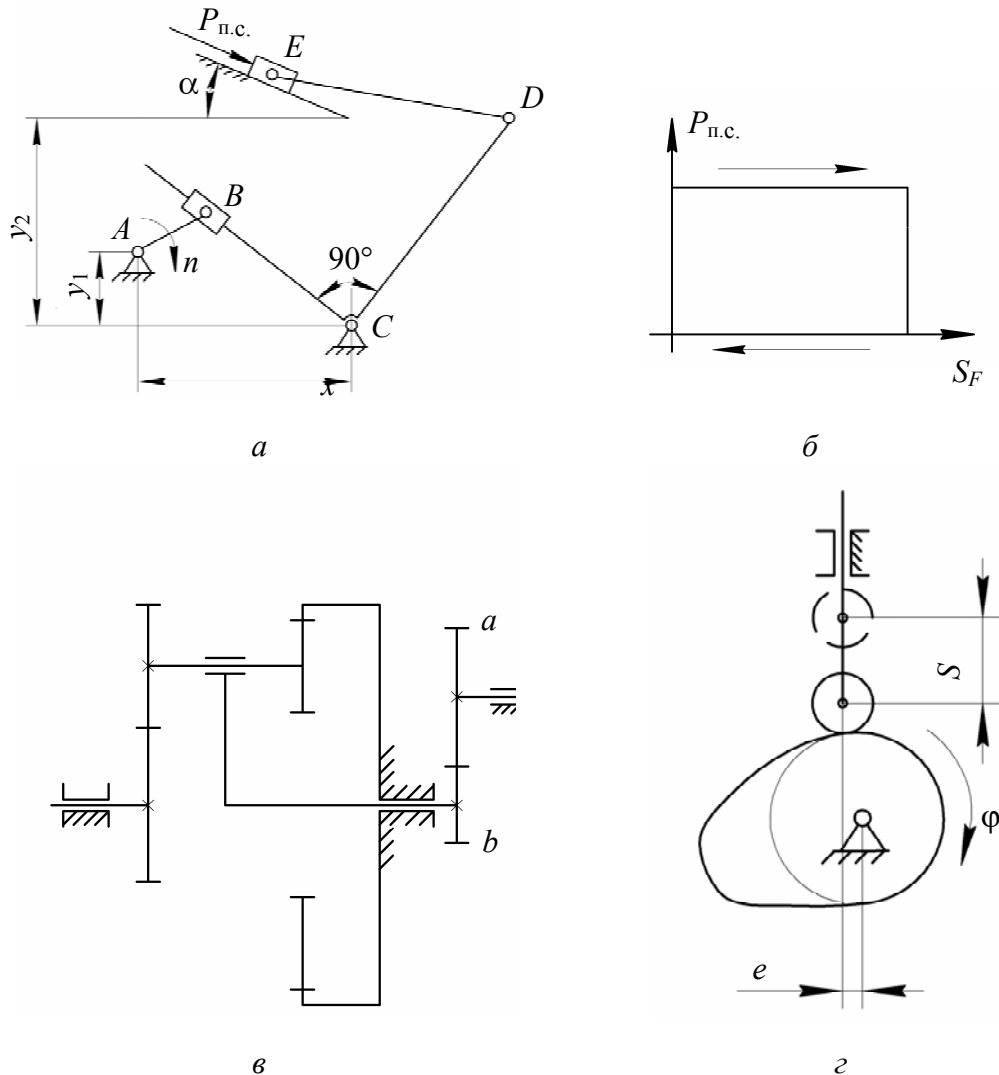


Рис. 6. Механизмы подборочной машины:
а – рычажный механизм перемещения щипцов;
б – диаграмма сил полезного сопротивления движению ползуна E ;
в – планетарная и простая ступени редуктора;
г – кулачковый механизм

Варианты исходных данных для проектирования приведены в табл. 6.

Исходные данные

Вариант	Параметр								
	$n, \text{мин}^{-1}$	$l_{AB}, \text{м}$	$l_{CD}, \text{м}$	$l_{ED}, \text{м}$	$x, \text{м}$	$y_1, \text{м}$	$y_2, \text{м}$	$\alpha, \text{град}$	$P_{\text{п.с.}}, \text{Н}$
1	95	0,12	0,6	0,27	0,345	0,19	0,52	21	600
2	105	0,14	0,56	0,28	0,306	0,33	0,53	23	700
3	115	0,16	0,52	0,29	0,387	0,21	0,54	25	800
4	90	0,12	0,6	0,27	0,345	0,19	0,52	24	500
5	120	0,14	0,56	0,28	0,306	0,33	0,53	22	450
6	100	0,16	0,52	0,29	0,387	0,21	0,54	21	550
7	105	0,12	0,6	0,27	0,345	0,19	0,52	23	650
8	110	0,14	0,56	0,28	0,306	0,33	0,53	25	750
9	115	0,16	0,52	0,29	0,387	0,21	0,54	24	850
0	120	0,12	0,6	0,27	0,345	0,19	0,52	22	380

Окончание табл. 6

Вариант	Параметр									
	U_{1H}	z_a	z_b	$m, \text{мм}$	$S''(\varphi)$	$S, \text{м}$	φ_v	$\varphi_{\text{д.с.}}$	$\varphi_{\text{п}}$	$e, \text{м}$
							град			
1	6,6	15	22	4,0	равноуск.	0,036	120	40	100	0,009
2	7,4	9	20	2,5	синусоид.	0,044	130	30	80	0,01
3	8,6	10	23	3,0	треугольн.	0,05	140	20	60	0,012
4	5,2	15	22	4,0	мод. лин.	0,058	120	40	100	0,011
5	5,8	9	20	2,5	параболич.	0,046	130	30	80	0,013
6	6,2	10	23	3,0	трапецеид.	0,036	140	20	60	0,009
7	6,7	15	22	4,0	косинусоид.	0,044	120	40	100	0,01
8	8,1	9	20	2,5	синусоид.	0,05	130	30	80	0,012
9	8,4	10	23	3,0	треугольн.	0,058	140	20	60	0,011
0	8,8	15	22	4,0	зак. Шуна	0,046	120	40	100	0,013

Для всех вариантов принять

1. Масса стержневых звеньев: $m_i = ql_i$, где $q = 11$ кг/м, l_i – длина звена, м.
2. Масса ползуна E $m_E = 6$ кг.
3. Массой ползуна B пренебречь.
4. Центры масс звеньев посередине звеньев.
5. Моменты инерции звеньев: $I_{S_i} = 0,12m_i l_i^2$.
6. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 1/20$.
7. Приведенный момент движущих сил M_d^{Π} считать постоянным.
8. Число сателлитов $K \geq 3$ и модуль колес в планетарной передаче $m_{\text{пл}} = 2$ мм.
9. Максимальный угол давления в кулачковом механизме $\nu_{\text{max}} = 30$ град.

Примечание. В процессе проектирования и исследования механизмов возможны уточнения отдельных исходных параметров.

ЗАДАНИЕ № 7

Тема. Проектирование и исследование механизмов плоскопечатной машины

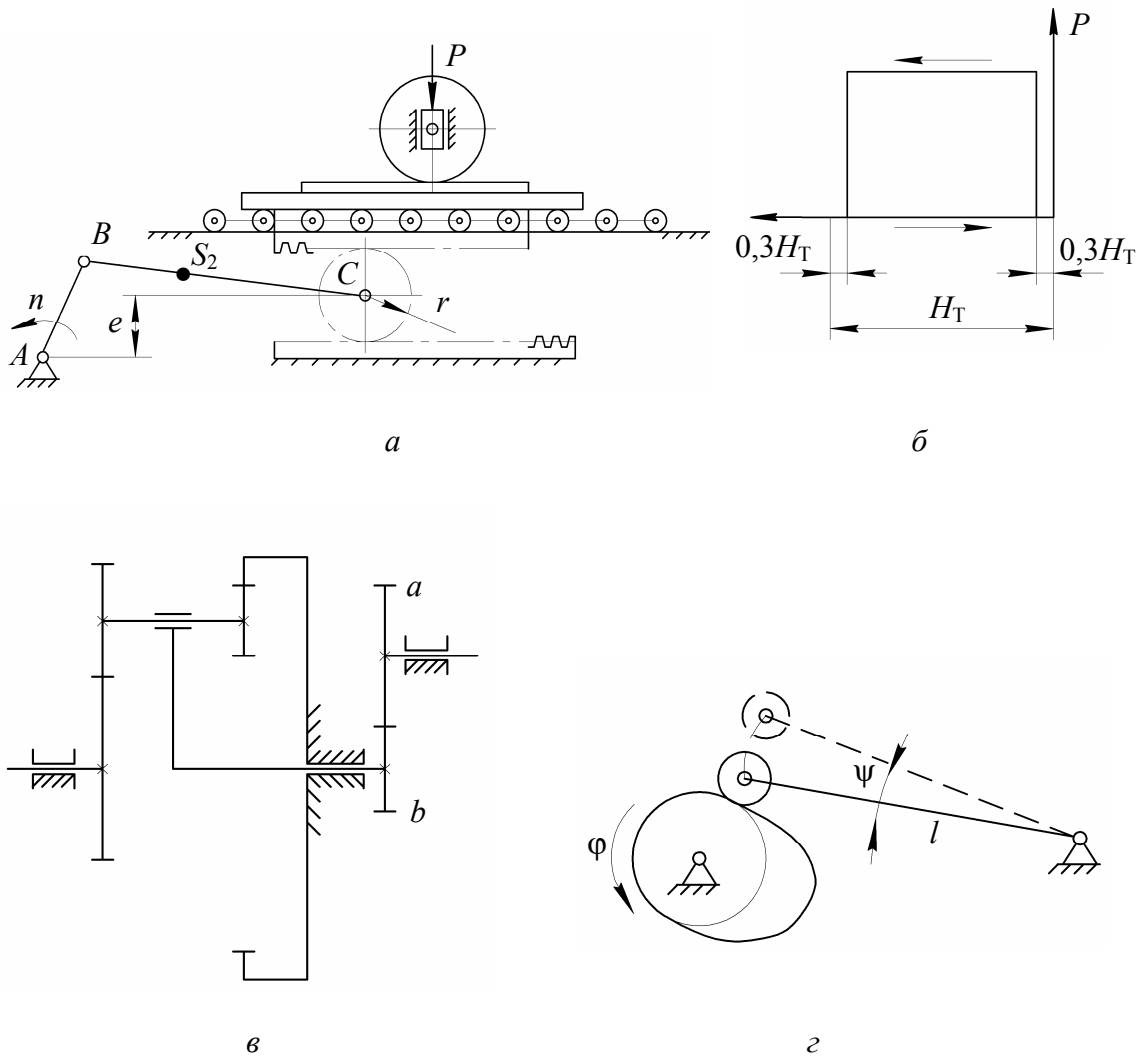


Рис. 7. Механизмы плоскопечатной машины:
 a – зубчато-рычажный механизм перемещения талера;
 $б$ – диаграмма усилия натиска в процессе печатания;
 $в$ – планетарная и простая ступени редуктора;
 $г$ – кулачковый механизм

Варианты исходных данных для проектирования приведены в табл. 7.

Таблица 7

Исходные данные

Вариант	Параметр							
	$n_{отг}$, отг/час	L	h	$\lambda = \frac{l_1}{l_2}$	K	$\sigma = \frac{r}{l_1}$	m_T , кг	P , Н/см ²
		мм						
1	4600	700	1080	0,3	1,1	1,2	400	400
2	3600	600	900	0,25	1,2	1,1	500	500
3	2600	840	1080	0,2	1,3	1,0	600	600
4	2700	700	1080	0,3	1,1	1,2	450	300
5	2800	600	900	0,25	1,2	1,1	550	350
6	2900	840	1080	0,2	1,3	1,0	650	450
7	3000	700	1080	0,3	1,1	1,2	525	550
8	3100	600	900	0,25	1,2	1,1	425	650
9	3500	840	1080	0,2	1,3	1,0	625	700
0	4500	700	1080	0,3	1,1	1,2	700	750

Окончание табл. 7

Вариант	Параметр									
	U_{IH}	z_a	z_b	m , мм	$\psi''(\varphi)$	Ψ	Φ_v	$\Phi_{д.с.}$	$\Phi_{п.}$	l , м
1	7,0	9	21	5	равноук.	32	130	10	150	0,32
2	7,8	10	22	6	синусоид.	38	140	20	160	0,38
3	8,6	11	20	4	треугольн.	46	110	30	170	0,46
4	6,4	9	21	3	мод. лин.	32	130	10	150	0,3
5	6,8	10	22	8	параболич.	38	140	20	160	0,42
6	7,1	11	20	5	трапецеид.	46	110	30	170	0,44
7	7,4	9	21	6	косинусоид.	32	130	10	150	0,48
8	7,8	10	22	4	синусоид.	38	140	20	160	0,4
9	8,2	11	20	3	треугольн.	46	110	30	170	0,52
0	8,3	9	21	8	зак. Шуна	32	130	10	150	0,5

Для всех вариантов принять

1. Максимальное перемещение талера: $H_T = 1,6L$, где L определяется форматом бумаги ($L \times h$).
2. Частота вращения кривошипа: $n = n_{от} / 60 \text{ мин}^{-1}$, где $n_{от}$ – количество оттисков за час работы.
3. Масса стержневых звеньев: $m_i = ql_i$ ($i=1,2$), где $q = 40$ кг/м; l_i – длина звена, м.
4. Момент инерции кривошипа $I_A = 0,3m_1l_1^2$, шатуна $I_{S_2} = 0,12m_2l_2^2$, зубчатого колеса $I_C = 0,5m_3r^2$.
5. Положение центров масс звеньев: $l_{AS_1} = 0$, $l_{BS_2} = 0,5l_{BC}$.
6. Масса зубчатого колеса $m_3 = m_2$, масса каретки $m_K = 0,15m_T$.
7. Приведенный коэффициент трения опоры каретки с направляющими $f_{П} = 0,1$.
8. Приведенный момент движущих сил $M_{д}^П$ считать постоянным.
9. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 1/20$.
10. Число сателлитов $K \geq 3$ и модуль колес в планетарной передаче $m_{Пт} = 2$ мм.
11. Максимальный угол давления в кулачковом механизме $\nu_{max} = 38$ град.

Примечание. В процессе проектирования и исследования механизмов возможны уточнения отдельных параметров.

ЗАДАНИЕ № 8

Тема. Проектирование и исследование механизмов плоскопечатной машины

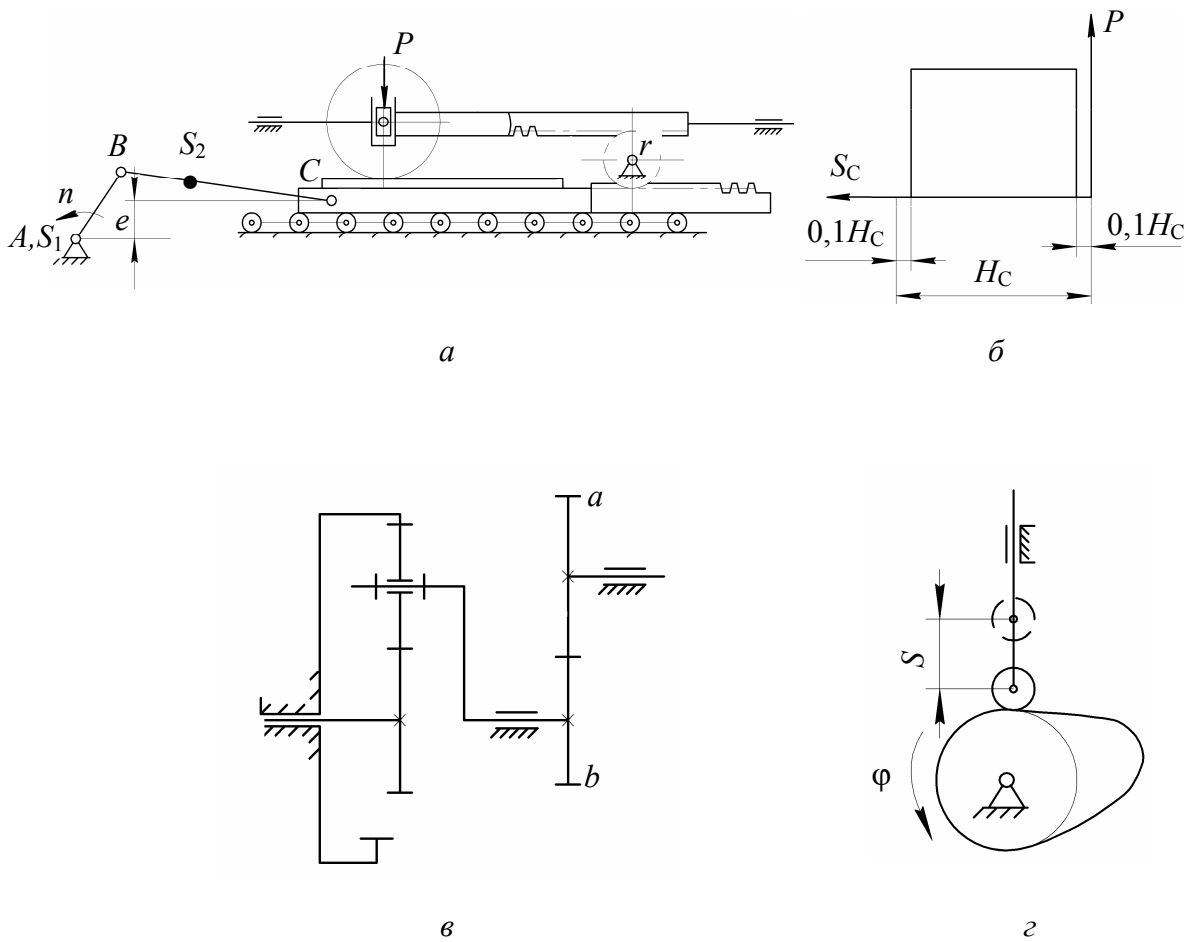


Рис. 8. Механизмы плоскопечатной машины:
а – зубчато-рычажный механизм перемещения талера;
б – диаграмма усилия натиска в процессе печатания;
в – планетарная и простая ступени редуктора;
г – кулачковый механизм

Варианты исходных данных для проектирования приведены в табл. 8.

Исходные данные

Вариант	Параметр							
	$n_{от}, \text{отт/час}$	L	h	$\lambda = \frac{l_1}{l_2}$	$\varepsilon = \frac{l}{l_1}$	$\sigma = \frac{r}{l_1}$	$m_T, \text{кг}$	$P, \text{Н/см}^2$
		мм						
1	2600	880	600	0,25	0,1	1,0	550	400
2	3600	1080	700	0,24	0,15	1,1	650	500
3	4600	450	600	0,23	0,2	1,2	450	600
4	2800	880	600	0,25	0,1	1,0	550	450
5	3000	1080	700	0,24	0,15	1,1	650	550
6	3200	450	600	0,22	0,2	1,2	450	400
7	3500	880	600	0,25	0,1	1,0	550	500
8	3800	1080	700	0,23	0,15	1,1	650	600
9	4000	450	600	0,22	0,2	1,2	450	450
0	4500	880	600	0,25	0,1	1,0	550	550

Окончание табл. 8

Вариант	Параметр								
	U_{1H}	z_a	z_b	$m, \text{мм}$	$S''(\varphi)$	$S, \text{мм}$	φ_v	$\varphi_{д.с.}$	φ_n
							град		
1	3,0	12	22	5	равноуск.	0,08	132	10	148
2	3,8	13	21	4	синусоид.	0,06	142	20	162
3	4,6	14	23	3	треугольн.	0,07	112	30	172
4	4,6	11	24	6	мод. лин.	0,09	132	10	148
5	4,8	10	25	8	параболич.	0,08	142	20	162
6	5,1	12	22	5	трапецевид.	0,06	112	30	172
7	5,3	13	21	4	косинусоид.	0,07	132	10	148
8	4,6	14	23	3	синусоид.	0,09	142	20	162
9	4,8	11	24	6	треугольн.	0,08	112	30	172
0	5,2	10	25	8	зак. Шуна	0,06	132	10	148

Для всех вариантов принять

1. Максимальное перемещение талера: $H_T = 1,6L$, где L определяется форматом бумаги ($L \times h$).
2. Частота вращения кривошипа: $n = n_{от} / 60 \text{ мин}^{-1}$, где $n_{от}$ – количество оттисков за час работы.
3. Масса стержневых звеньев $m_i = ql_i$ ($i = 1, 2$), где $q = 40 \text{ кг/м}$, l_i – длина звена, м.
4. Положение центров масс звеньев: $l_{AS_1} = 0$, $l_{BS_2} = 0,35l_{BC}$.
5. Масса зубчатого колеса $m_5 = m_2$, масса каретки $m_K = 0,1m_T$.
6. Момент инерции кривошипа $I_A = 0,3m_1l_1^2$, шатуна – $I_{S_2} = 0,17m_2l_2^2$, зубчатого колеса: $I_D = 0,5m_5r^2$.
7. Приведенный коэффициент трения опоры в направляющих каретки: $f_K = 0,08$; между ролико-катковыми опорами талера и направляющими $f_T = 0,12$.
8. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 1/20$.
9. Приведенный момент движущих сил $M_d^П$ считать постоянным.
10. Число сателлитов $K \geq 3$ и модуль колес в планетарной передаче $m_{пл} = 4 \text{ мм}$.
11. Максимальный угол давления в кулачковом механизме $\nu_{max} = 28 \text{ град}$.

Примечание. В процессе проектирования и исследования механизмов возможны уточнения отдельных параметров.

ЗАДАНИЕ № 9

Тема. Механизмы кривошипно-рычажных летучих ножниц

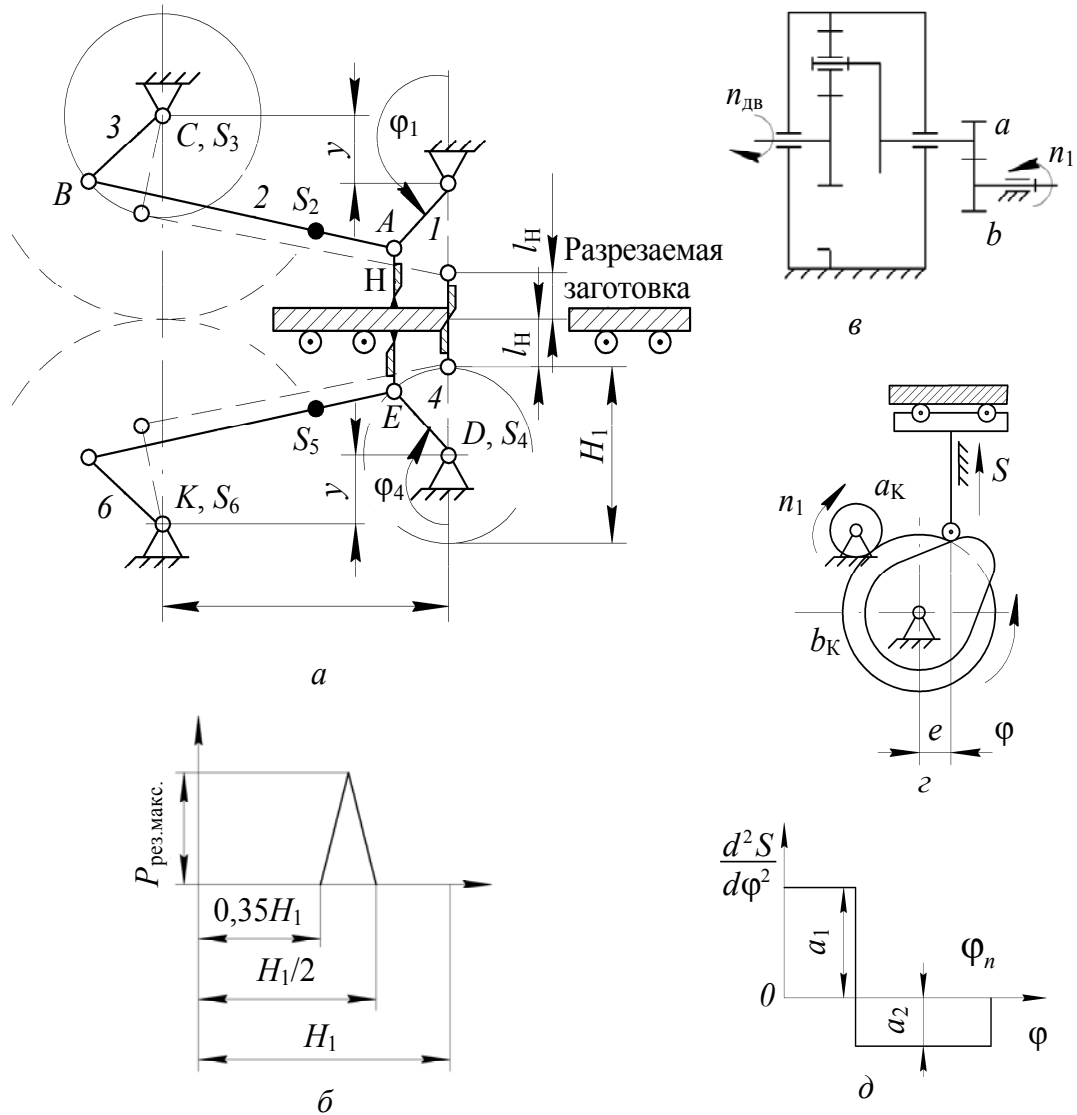


Рис. 9. Механизмы кривошипно-рычажных летучих ножниц:

- а – рычажный механизм резания прокатной заготовки;
- б – диаграмма усилий резания;
- в – планетарная и простая ступени редуктора;
- г – кулачковый механизм подъемного рольганга с приводом от зубчатых колес;
- д – закон изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма

Сила резания $P_{рез}$ всегда направлена вертикально. Ножи Н жестко закреплены на шатунах AB и EF и в вертикальном положении кривошипов при резании совпадают с ними по направлению (показано пунктиром). Для механизма $OABC$ маховик устанавливается на валу O , для механизма $DEFK$ – на валу D .

Варианты исходных данных для проектирования приведены в табл. 9.

Таблица 9

Исходные данные

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма $l_{AS_2} = l_{ES_4} =$ $l_{AB}/3 = l_{EF}/3$	$l_{OA} = l_{DE}$	м	0,435	0,42	0,44	0,45	0,445	0,44	0,425	0,43	0,435	0,44
	$l_{AB} = l_{EF}$		1,96	1,85	1,9	1,95	2,0	1,96	1,98	2,0	1,96	1,98
	$l_{BC} = l_{FK}$		0,65	0,64	0,66	0,65	0,64	0,66	0,65	0,64	0,66	0,65
	x		0,545	0,54	0,55	0,545	0,54	0,53	0,56	0,55	0,54	0,56
	y		1,73	1,68	1,7	1,72	1,74	1,73	1,68	1,7	1,72	1,74
Длина ножа	l_H		0,4	0,35	0,42	0,36	0,38	0,4	0,35	0,42	0,36	0,38
Частота вращения электродвигателя	$n_{дв}$	об/мин	900	880	920	910	890	900	880	920	910	890
Частота вращения кривошипов OA и DE	$n_1 = n_4$		75	70	72	74	76	75	70	72	74	76
Массы звеньев рычажного механизма	$m_2 = m_5$	кг	650	600	610	620	630	640	650	600	610	620
Моменты инерции звеньев	$J_{S_1} = J_{S_4}$	кг·м ²	25	26	27	28	27,5	27	26	27	25	26
	$J_{S_2} = J_{S_5}$		40	42	44	45	46	46	45	46	45	45
	$J_{S_3} = J_{S_6}$		5	4,5	5	6	5,5	6	5,7	6	5,4	5,2
Максимальное усилие резания	$P_{рез.макс}$	кН	2000	1800	1900	2100	2000	1950	1900	1800	1850	2000
Коэффициент неравномерности вращения кривошипов OA и ED	δ	–	$1/30$	$1/20$	$1/25$	$1/30$	$1/20$	$1/20$	$1/30$	$1/20$	$1/20$	$1/30$
Положение кривошипов OA и ED при силовом расчете	$\varphi_1 = \varphi_4$	град	160	155	160	170	175	155	160	170	155	160
Модуль зубчатых колес планетарного редуктора	m_1	мм	13	13,5	14	13,5	13	14	13,5	13	14	13

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Число зубьев колес передачи равносмещенного зацепления	z_a	–	40	42	49	40	42	49	41	42	40	41
	z_b	–	132	136	128	130	135	130	133	136	129	132
Модуль зубчатых колес, z_a, z_b	m	мм	6	7	8	6	7	8	6	7	8	6
Числа зубьев колес привода кулачка	z_{a_k}	–	24	23	22	25	23	24	23	22	21	20
	z_{b_k}	–	36	39	38	41	38	41	40	39	40	42
Модуль зубчатых колес, z_{a_k}, z_{b_k}	m_k	мм	6	8	10	6	8	10	6	8	10	6
Ход толкателя кулачкового механизма	h		100	125	90	100	110	125	90	110	100	125
Внеосность толкателя	e		40	0	50	0	50	40	30	25	0	50
Отношение ускорений	a_1/a_2	–	2,0	2,2	1,8	1,6	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	1,5
Фазовые углы поворота кулачка	$\varphi_n = \varphi_0$	град	90	110	120	100	105	110	115	125	125	130
Допускаемый угол давления	$\theta_{\text{доп}}$		20	22	25	24	22	20	22	24	25	20
Масса рольганга, приходящаяся на толкатель кулачкового механизма	m_T	кг	1500	1800	1900	2000	1600	1700	1800	2000	1500	1600

Задание № 10

Тема. Механизмы вытяжного прессы

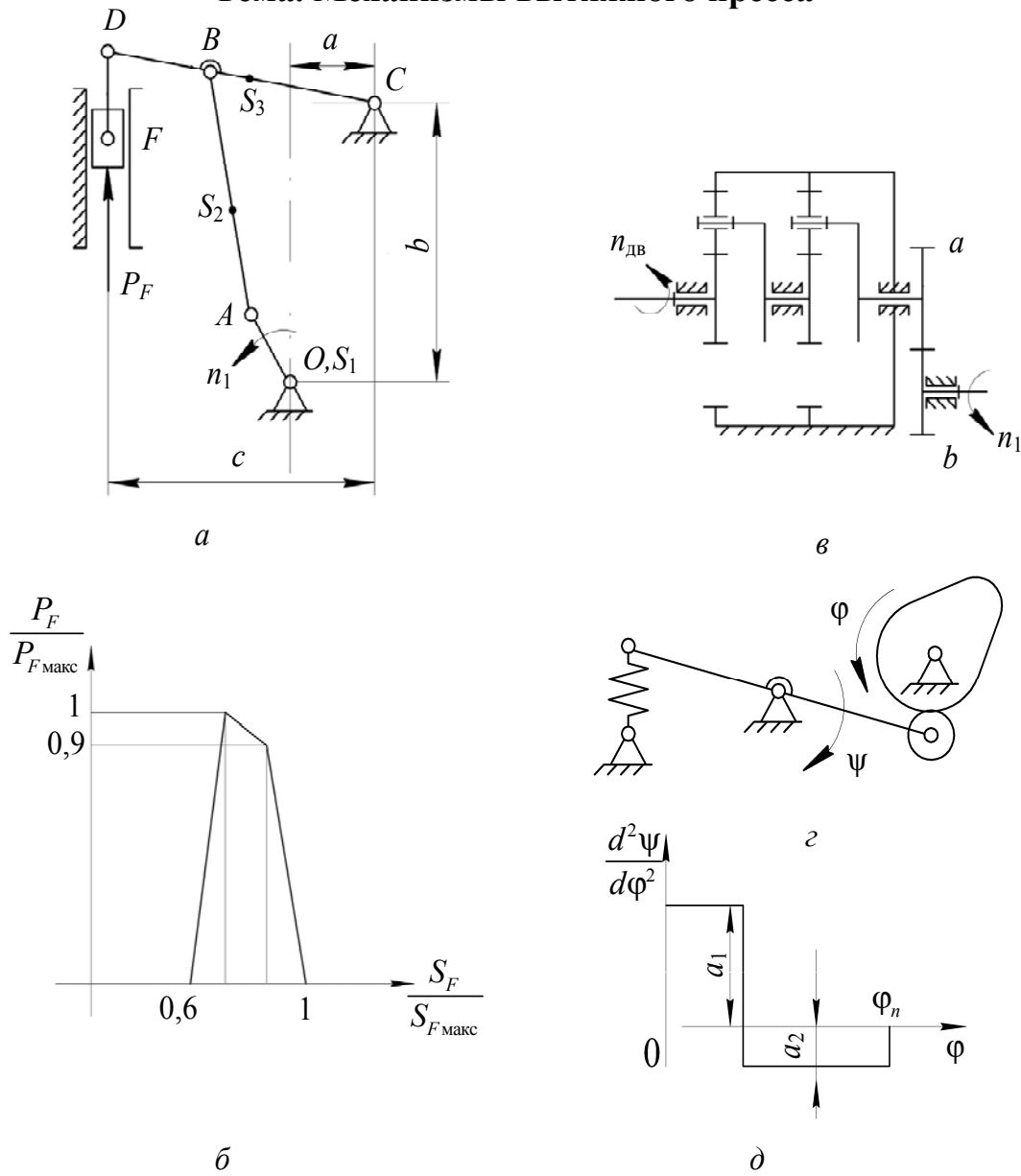


Рис. 10. Механизмы вытяжного прессы:
 а – рычажный механизм перемещения ползуна с пуансоном;
 б – график изменения усилия вытяжки;
 в – схема планетарной и простой ступеней редуктора;
 г – схема кулачкового механизма выталкивания готовой детали;
 д – график изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Силовой расчет рычажного механизма проводится для положения, где $P_F = P_{F_{\max}}$.

Варианты исходных данных для проектирования – в табл. 10.

Исходные данные

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма	l_{OA}	м	0,10	0,09	0,09	0,09	0,08	0,10	0,07	0,10	0,11	0,08
	$l_{AB} = 2l_{AS_2}$		0,32	0,38	0,29	0,40	0,26	0,45	0,23	0,43	0,36	0,36
	l_{BC}		0,30	0,26	0,27	0,28	0,24	0,30	0,21	0,29	0,33	0,25
	$l_{CD} = 2l_{CS_3}$		0,42	0,37	0,38	0,39	0,34	0,44	0,30	0,42	0,47	0,35
	l_{DF}		0,11	0,09	0,10	0,10	0,09	0,11	0,08	0,10	0,12	0,09
	a		0,16	0,13	0,14	0,14	0,13	0,15	0,11	0,15	0,17	0,12
	b		0,29	0,37	0,26	0,39	0,23	0,44	0,20	0,42	0,32	0,35
	c		0,41	0,35	0,37	0,37	0,33	0,41	0,29	0,39	0,45	0,33
Частота вращения электродвигателя	$n_{дв}$	об/мин	940	960	960	960	1440	1440	1420	1440	940	1700
Частота вращения кривошипа и кулачка	$n_1 = n_k$		50	45	40	55	60	65	70	75	80	85
Массы звеньев рычажного механизма	m_1	кг	50	55	60	50	45	45	46	47	45	40
	m_2		9	11	8	12	8	13	7	13	11	10
	m_3		12	10	11	10	10	14	9	12	14	11
	m_5		30	32	35	37	40	42	35	40	30	37
Момент инерции кривошипа (с учетом приведенных масс редуктора)	J_{S_1}	кг·м ²	2,0	2,4	2,6	2,5	2,2	2,0	2,2	2,2	2,4	2,0
Момент инерции звеньев	J_{S_2}		0,10	0,16	0,08	0,20	0,06	0,26	0,05	0,24	0,14	0,13
	J_{S_3}		0,20	0,14	0,16	0,16	0,12	0,28	0,09	0,21	0,31	0,13
	J_{S_4}		0,10	0,11	0,11	0,12	0,10	0,10	0,11	0,11	0,12	0,10

Окончание табл. 10

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Максимальное усилие вытяжки	$P_{F \text{ макс}}$	кН	36	40	38	42	40	37	32	39	45	35
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	–	$1/6$	$1/7$	$1/8$	$1/7$	$1/6$	$1/5$	$1/6$	$1/7$	$1/8$	$1/7$
Модуль зубчатых колес планетарной ступени редуктора	m_1	мм	3	4	3	4	3	4	3	4	3	4
Число сателлитов	k	–	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Числа зубьев колес простой передачи	z_a	–	12	14	15	12	14	12	14	15	12	14
	z_b	–	18	24	21	20	21	19	25	20	24	26
Модуль зубчатых колес, z_a, z_b	m	мм	5	6	5	6	8	5	6	8	5	6
Длина коромысла кулачкового механизма	l	м	0,16	0,17	0,18	0,14	0,16	0,17	0,18	0,19	0,15	0,16
Угловой ход коромысла	$\psi_{\text{макс}}$	град	25	22	20	25	27	18	20	22	24	20
Отношение ускорений коромысла	a_1 / a_2	–	1,7	1,6	1,8	1,6	1,5	1,6	1,7	1,8	1,6	1,5
Фазовые углы поворота кулачка	$\varphi_{\text{п}} = \varphi_0$	град	60	65	65	55	60	65	55	65	60	65
	$\varphi_{\text{д.с.}}$		10	12	14	15	8	10	11	14	15	10
Допускаемый угол давления	$\theta_{\text{доп}}$		40	45	45	40	40	45	40	45	40	45
Момент инерции коромысла	$J_{\text{к}}$	кг·см ²	40	50	55	35	40	50	55	60	37	40

ЗАДАНИЕ № 11

Тема. Механизмы поперечно-строгального станка

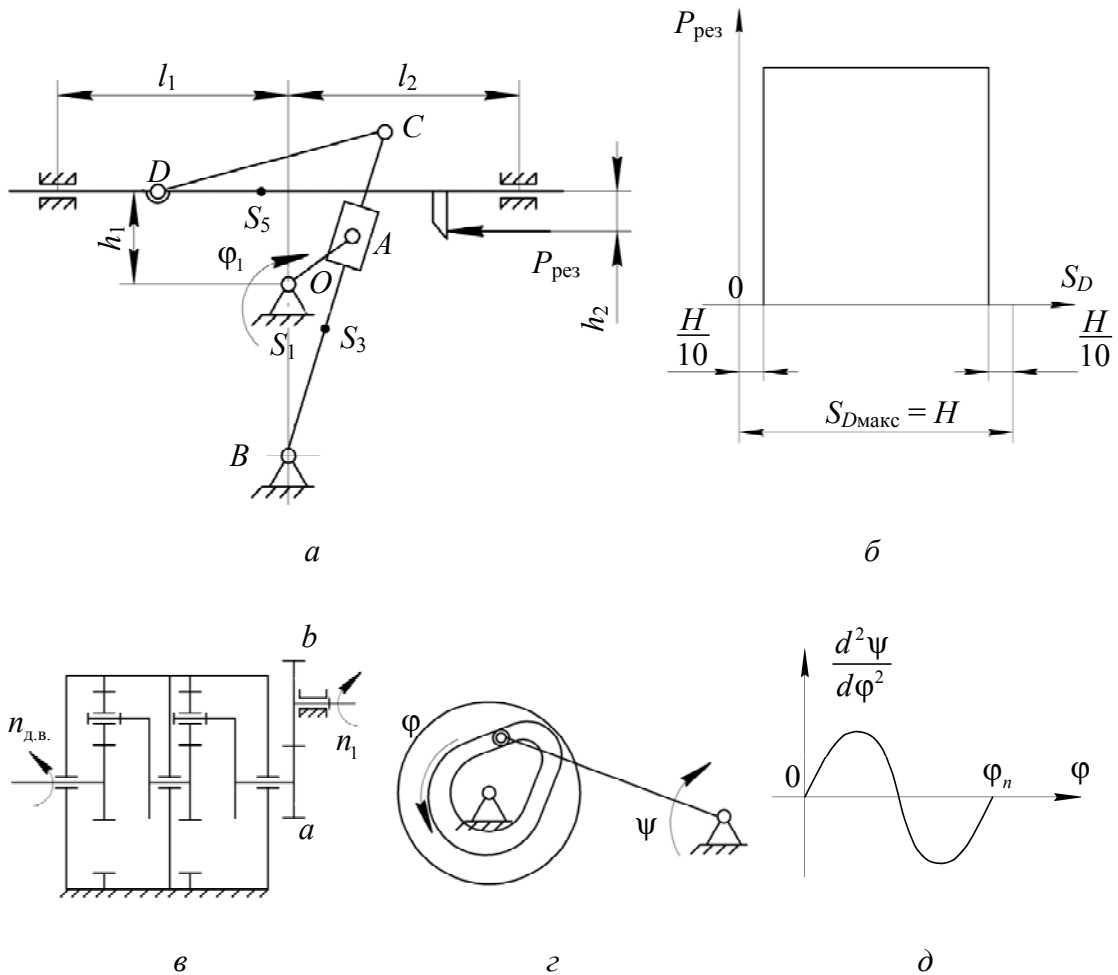


Рис. 11. Механизмы поперечно-строгального станка:
a – кривошипно-кулисный механизм привода ползуна с резцовой головкой; *б* – диаграмма сил резания;
в – планетарная и простая ступени редуктора;
г – кулачковый механизм поперечной подачи стола;
д – синусоидальный закон изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Варианты исходных данных для проектирования приведены в табл. 11.

Таблица 11

Исходные данные

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма	l_{OA}	м	0,12	0,07	0,07	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,11
	l_{OB}		0,27	0,35	0,30	0,27	0,30	0,35	0,35	0,27	0,35	0,30
	l_{BC}		0,49	0,64	0,56	0,49	0,56	0,64	0,64	0,49	0,64	0,56
	l_{CD}		0,20	0,21	0,20	0,20	0,21	0,21	0,21	0,20	0,21	0,20
	h_2		0,19	0,29	0,25	0,21	0,25	0,28	0,28	0,20	0,28	0,24
	l_1		0,47	0,39	0,39	0,39	0,41	0,41	0,41	0,43	0,43	0,43
	l_2		0,35	0,29	0,29	0,29	0,30	0,30	0,30	0,32	0,32	0,32
	J_{BS_2}		0,25	0,34	0,30	0,25	0,30	0,25	0,34	0,25	0,34	0,30
	$2J_{BS_6}$		0,10	0,11	0,10	0,10	0,11	0,10	0,11	0,10	0,11	0,10
h_1	0,13	0,10	0,11	0,11	0,12	0,14	0,15	0,10	0,11	0,12		
Частота вращения двигателя	$n_{дв}$	об/мин	1420	1440	950	930	940	1250	1100	1440	1350	1410
Частота вращения кривошипа и кулачка	$n_1 = n_k$		71	72	68	74	72	72	70	75	65	82
Масса звеньев рычажного механизма	m_3	кг	18	20	19	18	20	18	20	19	18	20
	m_5		40	60	50	40	50	40	60	50	40	50
Момент инерции звеньев	J_{S_1}	кг·м ²	2,0	3,5	3,0	2,5	2,0	2,0	1,8	3,5	3,0	2,5
	J_{S_3}		0,43	0,82	0,60	0,43	0,82	0,43	0,82	0,43	0,80	0,60
	$J_{дв}$		0,06	0,05	0,12	0,09	0,10	0,05	0,06	0,07	0,08	0,06
Сила резания	$P_{рез}$	кН	1,8	2,0	1,6	1,7	1,9	2,2	2,4	2,6	2,0	2,5
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	–	$1/30$	$1/20$	$1/25$	$1/30$	$1/20$	$1/25$	$1/30$	$1/25$	$1/20$	$1/30$
Положение кривошипа при силовом расчете механизма	φ_1	град	120	150	210	240	210	150	120	150	210	240

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Модуль зубчатых колес планетарного механизма	m_1	мм	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3
Числа зубьев колес простой передачи	z_a	–	12	12	12	14	11	13	12	14	15	13
	z_b	–	24	20	26	26	25	26	22	20	25	23
Модуль зубчатых колес, z_a, z_b	m	мм	10	12	13	14	15	16	15	14	12	10
Длина коромысла кулачкового механизма	l	м	0,14	0,12	0,15	0,14	0,13	0,12	0,15	0,16	0,14	0,12
Угловой ход коромысла	ψ_{\max}	град	20	16	15	17	18	15	20	22	25	18
Фазовые углы поворота кулачка	$\varphi_{\text{п}} = \varphi_0$	град	65	60	65	50	65	60	65	22	65	60
	$\varphi_{\text{д.с.}}$		15	10	15	15	15	10	10	50	10	15
Момент инерции коромысла	$J_{\text{к}}$	кг·м ²	0,05	0,03	0,04	0,04	0,04	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06

ЗАДАНИЕ № 12

Тема. Механизмы долбежного станка

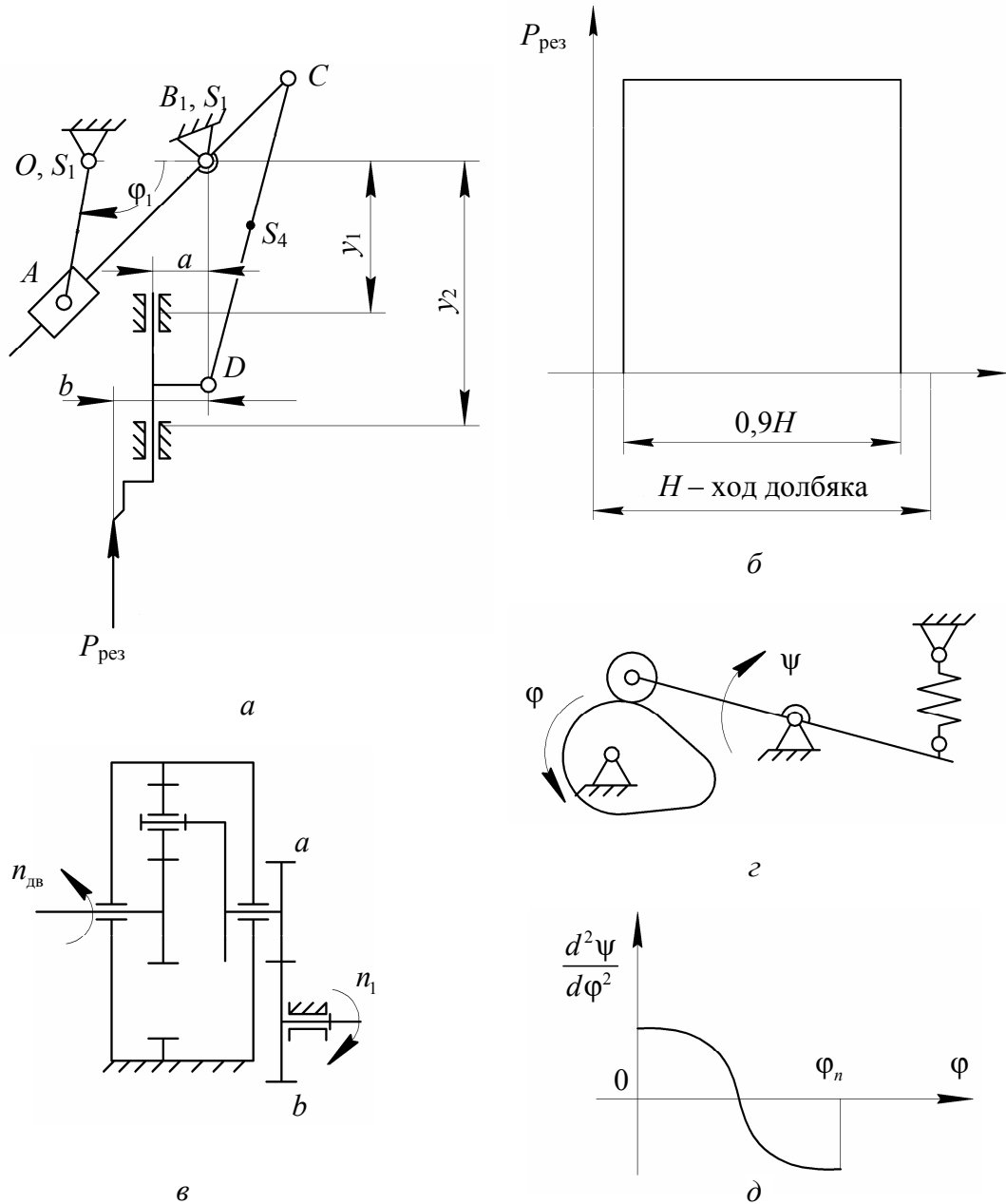


Рис. 12. Механизмы долбежного станка:
 а – рычажный механизм перемещения долбяка;
 б – диаграмма сил резания; в – планетарная и простая ступени редуктора;
 г – кулачковый механизм поперечной подачи стола; д – косинусоидальный закон изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Исходные данные

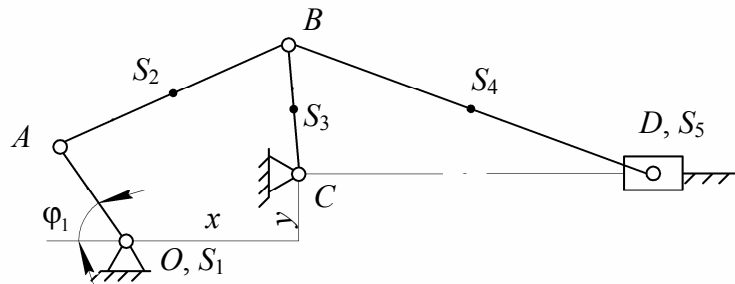
Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений										
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Размеры звеньев рычажного механизма $l_{CS_4} = 0,5l_{CD}$	l_{OA}	м	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,10	0,15	0,12	0,16	0,14	
	l_{OB}		0,05	0,05	0,04	0,06	0,08	0,04	0,05	0,06	0,08	0,07	
	l_{BC}		0,10	0,11	0,08	0,12	0,12	0,09	0,10	0,14	0,15	0,15	
	l_{CD}		0,40	0,45	0,35	0,50	0,56	0,30	0,50	0,48	0,60	0,55	
	a		0,02	0,01	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,01
	b		0,03	0,02	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,02
	y_1		0,30	0,34	0,27	0,38	0,44	0,21	0,40	0,34	0,45	0,40	
y_2	0,50	0,56	0,43	0,62	0,68	0,39	0,60	0,52	0,75	0,70			
Частота вращения электродвигателя	$n_{дв}$	об/мин	1500	1200	1500	1400	1500	1000	1500	1400	1000	1000	
Частота вращения кривошипа и кулачка	$n_1 = n_k$		200	120	180	140	160	100	150	120	80	110	
Масса звеньев рычажного механизма	m_3	кг	20	22	22	21	24	18	25	20	28	22	
	m_4		5	5	6	5	6	4	6	5	7	5	
	m_5		30	35	34	32	35	25	40	32	42	35	
Момент инерции звеньев	J_{S_1}	кг·м ²	0,20	0,25	0,20	0,30	0,40	0,20	0,30	0,24	0,25	0,18	
	J_{S_3}		0,32	0,40	0,25	0,48	0,60	0,18	0,60	0,44	0,90	0,60	
	J_{S_4}		0,08	0,10	0,07	0,12	0,18	0,04	0,15	0,11	0,25	0,15	
	$J_{дв}$		0,05	0,08	0,05	0,06	0,05	0,10	0,05	0,06	0,10	0,10	
Сила резания	$P_{рез}$	кН	2,0	1,75	1,5	1,8	1,35	1,9	1,6	1,7	1,85	2,5	
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	—	0,05	0,08	0,03	0,04	0,03	0,06	0,04	0,07	0,08	0,05	
Положение кривошипа при силовом расчете механизма	φ_1	град	90	120	150	180	210	240	270	240	210	150	

Окончание табл. 12

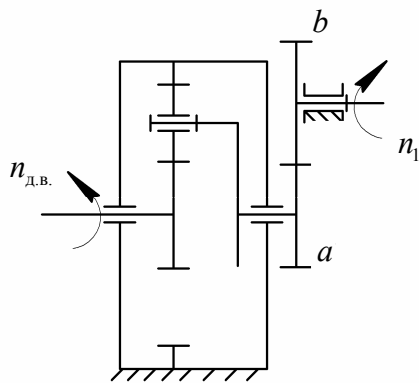
Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Модуль зубчатых колес планетарной ступени редуктора	m_1	мм	4	3	4	3	4	3	4	3	4	3
Числа зубьев колес простой передачи	z_a	–	12	14	13	10	9	12	9	10	9	14
	z_b	–	20	28	20	26	22	24	22	26	27	26
Модуль зубчатых колес, z_a, z_b	m	мм	5	4	5	4	5	4	5	4	5	4
Длина коромысла кулачкового механизма	l	м	0,30	0,25	0,28	0,27	0,26	0,25	0,26	0,27	0,29	0,32
Угловой ход коромысла	ψ_{\max}	град	20	18	15	16	18	20	22	25	16	15
Фазовые углы поворота кулачка	$\varphi_{\text{п}} = \varphi_0$		55	60	65	70	65	60	55	60	65	55
	$\varphi_{\text{д.с.}}$		25	10	10	0	15	20	10	0	20	15
Допускаемый угол давления	$\theta_{\text{доп}}$		35	30	32	35	30	32	35	32	30	35

ЗАДАНИЕ № 13

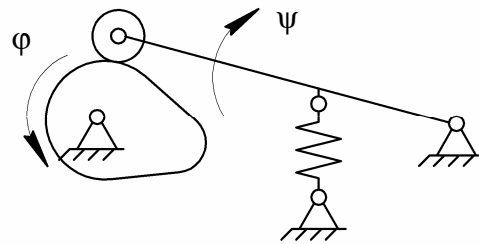
Тема. Механизмы качающегося конвейера



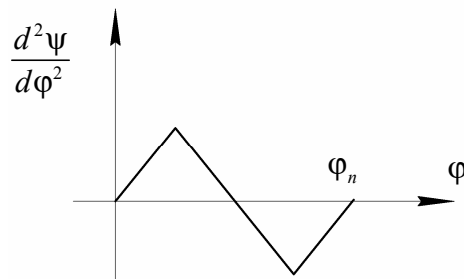
a



б



в



z

Рис. 13. Механизмы качающегося конвейера:
 a – рычажный механизм перемещения транспортирующего желоба;
 б – планетарная и простая ступени редуктора;
 в – кулачковый механизм подачи материала на конвейер;
 z – закон изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Таблица 13

Исходные данные

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма $l_{AS_1} = 0,5l_{AB}$; $l_{BS_2} = 0,5l_{BC}$; $l_{BS_4} = 0,5l_{BD}$	l_{OA}	м	0,09	0,10	0,11	0,12	0,14	0,10	0,12	0,14	0,12	0,10
	l_{AB}		0,38	0,46	0,42	0,46	0,28	0,45	0,55	0,53	0,45	0,38
	l_{BC}		0,30	0,33	0,35	0,39	0,35	0,40	0,40	0,45	0,38	0,32
	x		0,30	0,34	0,32	0,33	0,32	0,35	0,41	0,40	0,35	0,29
	y		0,06	0,06	0,05	0,06	0,04	0,05	0,07	0,07	0,06	0,05
	l_{BD}		1,40	1,50	1,40	1,50	1,60	1,50	1,50	1,60	1,50	1,30
Частота вращения электродвигателя	$n_{дв}$	об/мин	1200	1360	1460	1350	1260	1260	1580	1470	880	1570
Частота вращения кривошипа и кулачка	$n_1 = n_k$		60	68	73	70	63	63	79	74	50	80
Массы звеньев рычажного механизма	m_2	кг	16	17	18	18	20	18	18	20	18	18
	m_3		20	21	20	20	25	20	22	25	20	20
	m_4		80	90	85	100	90	95	100	100	90	90
	m_5		400	450	500	500	500	450	450	500	450	400
Масса перемещаемого материала	m_m		800	900	900	900	950	800	900	950	900	850
Момент инерции звеньев	$J_{O_1} = J_{S_3}$	кг·м ²	1,0	1,1	1,0	1,2	1,4	1,0	1,2	1,4	1,2	1,0
	J_{S_2}		0,4	0,6	0,5	0,5	0,6	0,04	0,5	0,6	0,5	0,4
	J_{S_4}		40	42	35	40	38	42	45	35	45	40
	$J_{дв}$		0,02	0,02	0,03	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02
Сила сопротивления при движении желоба слева направо	P_c	кН	1,5	1,4	1,2	1,5	1,4	1,5	1,5	1,6	1,5	1,4

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила сопротивления при обратном ходе	P_c	кН	4,0	3,8	3,5	4,0	3,9	4,0	4,0	4,5	4,0	3,5
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	–	0,10	0,09	0,07	0,06	0,08	0,07	0,06	0,08	0,10	0,09
Положение кривошипа при силовом расчете механизма	φ_1	град	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
Модуль зубчатых колес планетарной ступени редуктора	m_1	мм	5	4	5	6	5	4	5	6	5	4
Числа зубьев колес простой передачи	z_a	–	15	14	16	13	12	14	15	10	12	13
	z_b	–	45	42	48	39	40	45	48	38	36	39
Модуль зубчатых колес, z_a, z_b	m	мм	8	7	9	10	8	7	9	10	8	7
Длина коромысла кулачкового механизма	l	м	120	110	100	110	120	110	100	110	120	110
Угловой ход коромысла	ψ_{\max}	град	20	22	24	25	24	22	20	22	25	20
Фазовые углы поворота кулачка	$\varphi_{\text{п}} = \varphi_0$	град	85	60	70	60	80	70	85	65	60	70
	$\varphi_{\text{д.с.}}$		0	40	30	30	10	40	10	50	40	35
Допускаемый угол давления	$\theta_{\text{доп}}$		40	35	45	35	40	30	35	30	40	35
Момент инерции коромысла	J_K	кг·м ²	0,02	0,03	0,02	0,03	0,02	0,02	0,02	0,03	0,02	0,01

ЗАДАНИЕ № 14

Тема. Механизмы двухступенчатого двухцилиндрового воздушного компрессора

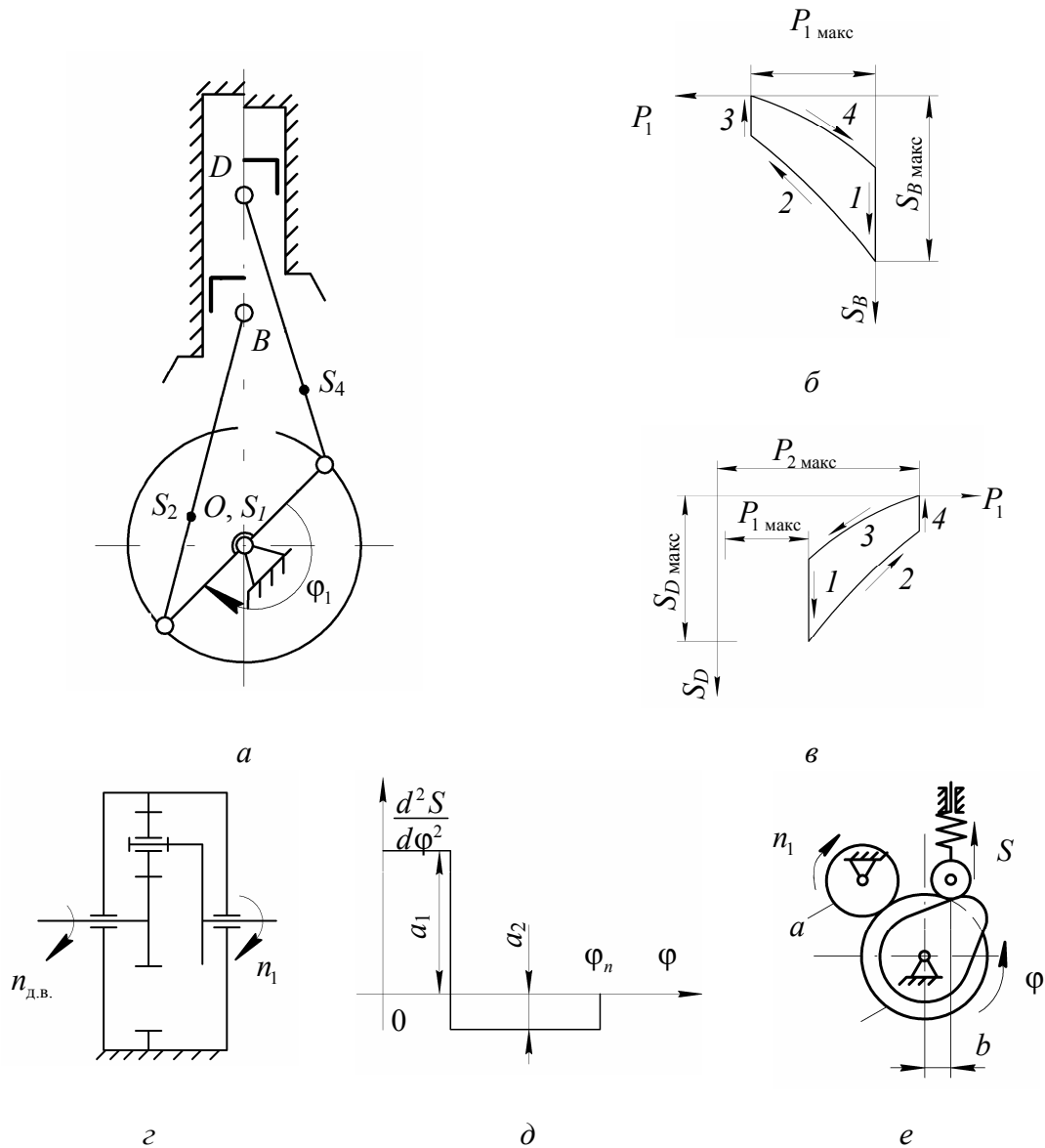


Рис. 14. Механизмы двухступенчатого двухцилиндрового воздушного компрессора:

a – рычажный механизм компрессора;

б – индикаторная диаграмма I ступени компрессора;

в – диаграмма II ступени компрессора (фазы индикаторных диаграмм:

1 – всасывание; 2 – сжатие; 3 – нагнетание; 4 – расширение;

г – схема планетарного редуктора;

д – закон изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма;

е – кулачковый механизм масляного насоса с приводом от зубчатых колес

Исходные данные

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма $l_{AS_2} = l_{CS_4} = l_{AB} / 3$	$l_{OA} = l_{OC}$ $l_{AB} = l_{CD}$	м	0,14 0,55	0,13 0,52	0,15 0,62	0,12 0,48	0,14 0,59	0,15 0,60	0,14 0,56	0,12 0,50	0,14 0,60	0,13 0,55
Частота вращения электродвигателя	$n_{дв}$	об/мин	3000	2950	2940	2930	2920	3000	2950	2940	2930	2900
Частота вращения коленчатого вала	n_1		750	650	655	700	680	600	615	580	600	630
Массы звеньев рычажного механизма	$m_2 = m_4$	кг	22	26	19	23	22	20	25	22	25	20
	m_3		43	50	40	51	42	40	50	44	52	45
	m_5		26	32	21	36	29	28	35	25	36	30
Момент инерции звеньев	J_{S_1}	кг·м ²	0,80	0,85	0,75	0,85	0,80	0,75	0,80	0,70	0,78	0,75
	$J_{S_2} = J_{S_4}$		0,55	0,50	0,60	0,50	0,55	0,60	0,55	0,50	0,60	0,55
	$J_{дв}$		0,10	0,11	0,12	0,09	0,09	0,10	0,11	0,12	0,09	0,10
Максимальное давление в цилиндре I ступени	$P_{1 \text{ макс}}$	МПа	0,24	0,25	0,26	0,27	0,30	0,28	0,25	0,27	0,28	0,30
Максимальное давление в цилиндре II ступени	$P_{2 \text{ макс}}$		0,80	0,84	0,87	0,90	1,00	0,94	0,84	0,90	0,94	1,00
Диаметры цилиндров: I ступени	d_1	м	0,35	0,37	0,38	0,36	0,31	0,34	0,40	0,38	0,36	0,34
	II ступени		d_2	0,20	0,21	0,22	0,20	0,18	0,20	0,23	0,22	0,21
Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	—	$1/80$	$1/90$	$1/100$	$1/90$	$1/80$	$1/90$	$1/100$	$1/90$	$1/80$	$1/100$
Положение кривошипа при силовом расчете механизма	φ_1	град	30	60	120	150	210	240	300	330	120	30

Окончание табл. 14.1

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Модуль зубчатых колес планетарного редуктора	m_1	мм	2	3	3	3	2	3	2	3	2	3
Числа зубьев колес привода масляного насоса	z_a	–	14	13	12	15	13	14	13	12	11	10
	z_b	–	20	19	18	21	18	21	20	19	20	22
Модуль зубчатых колес, z_a, z_b	m	мм	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3
Ход толкателя кулачкового механизма	h		20	25	18	20	22	25	18	22	20	25
Внеосность толкателя	e		8	0	10	0	10	8	6	5	0	10
Отношение ускорений	a_1/a_2	–	2,0	2,2	1,8	1,6	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	1,5
Фазовые углы поворота кулачка $\varphi_{д.с.}=0$	$\varphi_{п}=\varphi_0$	град	90	110	120	100	105	110	115	120	125	130
Допускаемый угол давления	$\theta_{доп}$		20	22	25	24	22	20	22	24	25	20
Масса толкателя	m_T	кг	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,60

Таблица 14.2

Зависимость давления воздуха от перемещения поршня (индикаторная диаграмма)

Относительное перемещение поршня		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
Давление в цилиндре	I ступ.; движ.	<i>ВВЕРХ</i>	<u>1,0</u>	<u>1,0</u>	<u>1,0</u>	<u>0,55</u>	<u>0,38</u>	<u>0,27</u>	<u>0,18</u>	<u>0,12</u>	<u>0,08</u>	<u>0,1</u>	<u>0</u>
		<i>ВНИЗ</i>	<u>1,0</u>	<u>0,3</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>
	II ступ.; движ.	<i>ВВЕРХ</i>	<u>1,0</u>	<u>1,0</u>	<u>1,0</u>	<u>0,7</u>	<u>0,59</u>	<u>0,5</u>	<u>0,42</u>	<u>0,37</u>	<u>0,34</u>	<u>0,32</u>	<u>0,3</u>
		<i>ВНИЗ</i>	<u>1,0</u>	<u>0,54</u>	<u>0,3</u>	<u>0,3</u>	<u>0,3</u>	<u>0,3</u>	<u>0,3</u>	<u>0,3</u>	<u>0,3</u>	<u>0,3</u>	<u>0,3</u>
$p_1/p_{1\text{ макс}}$													
$p_2/p_{2\text{ макс}}$													

ЗАДАНИЕ № 15

Тема. Механизмы привода глубинного насоса

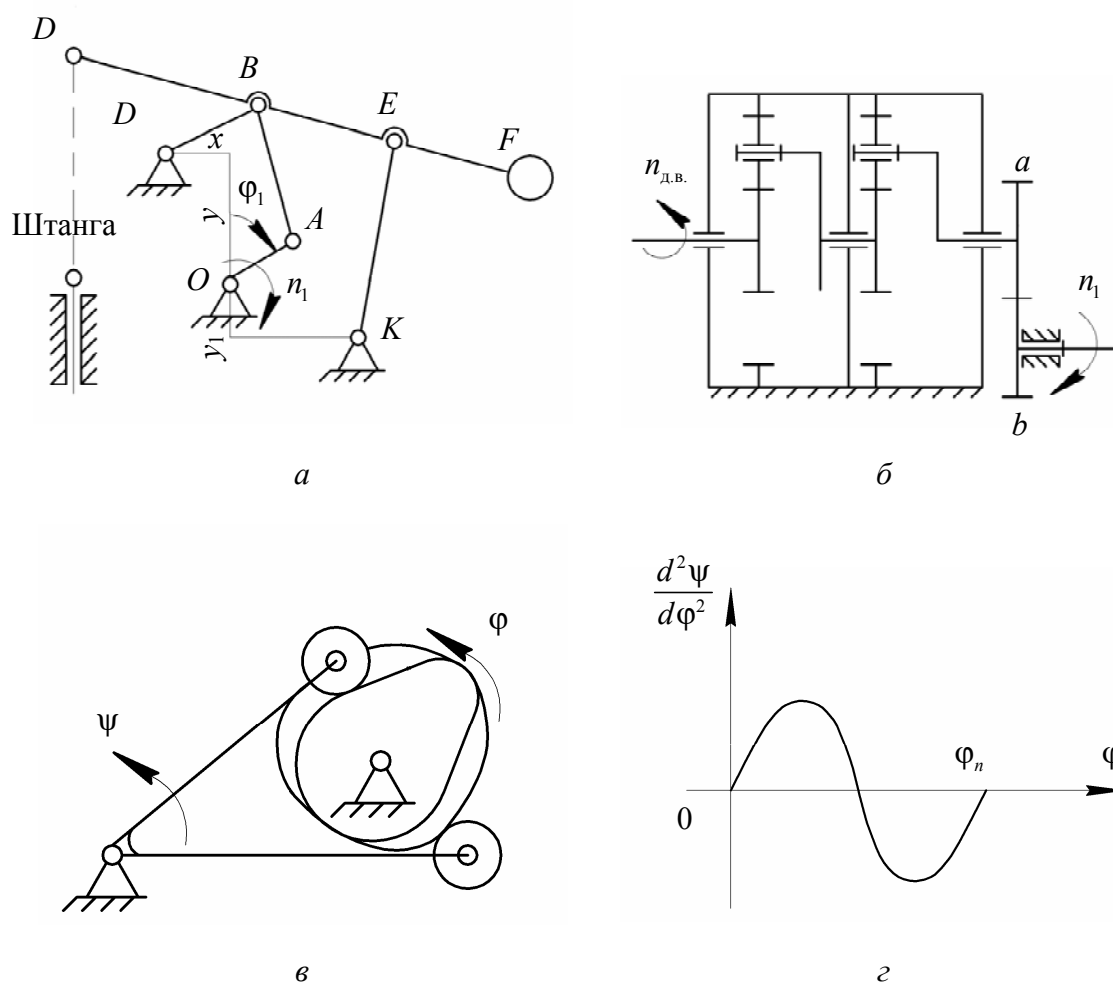


Рис. 15. Механизмы привода глубинного насоса:
 а – рычажный механизм привода глубинного насоса;
 б – планетарная и простая ступени редуктора; в – схема кулачкового механизма:
 1 – основной кулачек, 2 – замыкающий кулачек;
 з – синусоидальный закон изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Таблица 15

Исходные данные

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма	l_{OA}	м	0,625	0,56	0,50	0,47	0,53	0,58	0,37	0,42	0,31	0,25
	l_{AB}		2,5	2,25	2,0	1,87	2,12	2,33	1,5	1,66	1,25	1,0
	l_{BC}		1,12	1,01	0,9	0,84	0,95	1,05	0,67	0,74	0,56	0,45
	l_{BD}		1,54	1,39	1,23	1,15	1,3	1,44	0,92	1,03	0,77	0,62
	l_{BE}		2,14	1,92	1,71	1,6	1,81	2,0	1,28	1,42	1,07	0,86
	l_{EK}		2,58	2,32	2,06	1,93	2,19	2,4	1,55	1,72	1,29	1,03
	l_{EF}		3,68	3,31	2,94	2,75	3,12	3,43	2,2	2,5	1,84	1,47
	x		1,5	1,35	1,2	1,12	1,27	1,4	0,90	1,0	0,75	0,60
	y		2,18	1,96	1,74	1,63	1,85	2,03	1,3	1,45	1,09	0,87
$x_1 = y_1$	0,94	0,85	0,75	0,70	0,80	0,88	0,56	0,63	0,47	0,38		
Частота вращения электродвигателя	$n_{дв}$	об/мин	770	770	1000	1000	770	770	1520	1000	1520	1520
Частота вращения кривошипа	n_1		8	9	12	13	10	7	20	14	21	24
Сила тяжести штанги	$G_{ш}$	кН	40	45	25	20	35	30	15	18	17	12
Сила тяжести противовеса	G_F		45	50	30	25	40	35	18	20	20	15
Сила тяжести поднимаемой жидкости	$G_ж$		10	12	10	9	10	8	6	5	6	5
Момент инерции звеньев	J_1	кг·м ²	2,0	1,8	1,5	1,3	2,0	2,5	1,0	1,4	0,8	0,5
	$J_{дв}$		0,2	0,15	0,15	0,12	0,2	0,2	0,1	0,14	0,1	0,05
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	—	$1/10$	$1/12$	$1/15$	$1/15$	$1/8$	$1/7$	$1/20$	$1/15$	$1/20$	$1/20$
Положение кривошипа при силовом расчете механизма	φ_1	град	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300
Модуль зубчатых колес планетарной ступени редуктора	m_1	мм	3	2,3	4	3,5	3	4	3,5	3	4	3

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Числа зубьев колес передачи равносмещенного зацепления	z_a	–	10	12	9	10	12	9	11	12	10	9
	z_b	–	32	34	30	30	35	28	34	36	29	24
Модуль зубчатых колес, z_a, z_b	m	мм	6	7	8	7	6	8	7	6	8	6
Длина коромысла кулачкового механизма	l	мм	120	130	140	150	160	150	140	130	120	170
Угловой ход коромысла	Ψ_{\max}	град	25	22	20	18	15	18	20	22	25	15
Фазовые углы поворота кулачка	$\varphi_{\Pi} = \varphi_0$	град	50	55	60	55	50	55	60	55	50	60
	$\varphi_{\text{д.с.}}$		120	110	100	100	110	120	90	120	130	80
Допускаемый угол давления	$\theta_{\text{доп}}$		35	40	45	40	35	40	45	40	35	30

ЗАДАНИЕ № 16

Тема. Механизмы дизель-воздуходувной установки

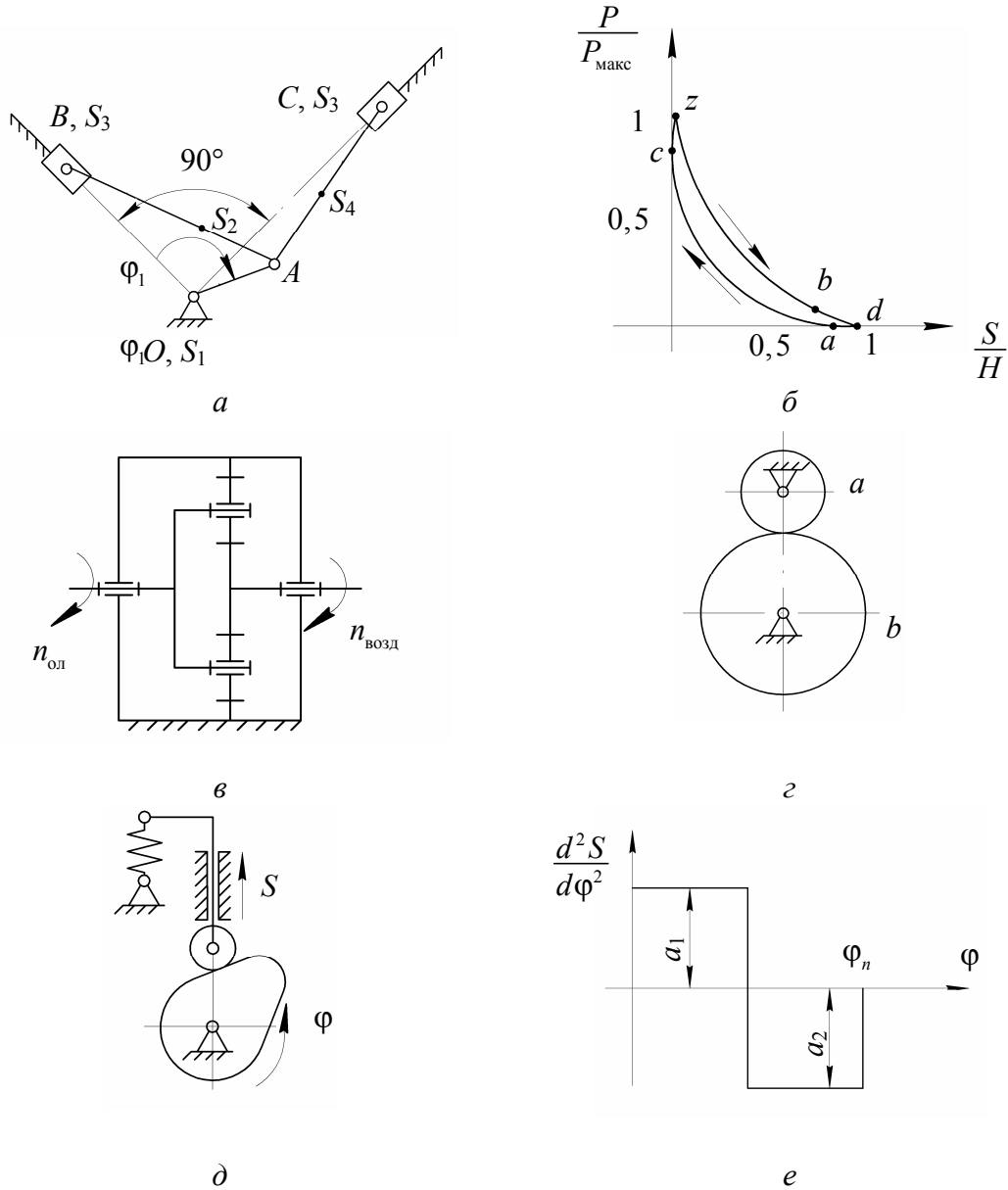


Рис. 16. Механизмы дизель-воздуходувной установки:
a – рычажный механизм *V*-образного двухтактного двигателя внутреннего сгорания; *б* – индикаторная диаграмма двигателя (фазы индикаторной диаграммы: *ac* – сжатие; *czb* – сгорание и расширение; *bda* – выхлоп и продувка); *в* – схема планетарного механизма привода воздуходувки; *г* – схема стартерной зубчатой передачи; *д* – схема кулачкового механизма; *е* – закон изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма ($a_1 = a_2$)

Исходные данные

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма $l_{AS_2} = l_{CS_4} = l_{AB} / 3$	l_{OA} $l_{AB} = l_{AC}$	м	0,08 0,32	0,07 0,30	0,09 0,36	0,07 0,28	0,08 0,33	0,07 0,29	0,09 0,36	0,07 0,31	0,08 0,34	0,09 0,38
Частота вращения коленчатого вала I и кулачка	$n_1 = n_k$	об/мин	2200	1900	2100	1800	2000	2100	1800	2000	1900	2200
Массы звеньев рычажного механизма	$m_2 = m_4$ $m_3 = m_5$	кг	2,5 2,7	2,8 3,0	3,0 3,3	3,3 3,6	3,6 3,6	3,3 3,6	3,0 3,3	2,8 3,0	2,6 2,8	2,5 2,7
Момент инерции звеньев	J_{S_1} $J_{S_2} = J_{S_4}$ $J_{\text{возд}}$	кг·м ²	0,12 0,05 0,26	0,13 0,07 0,20	0,14 0,07 0,16	0,15 0,08 0,14	0,16 0,09 0,12	0,15 0,08 0,14	0,14 0,07 0,16	0,13 0,07 0,20	0,12 0,06 0,26	0,12 0,05 0,18
Максимальное давление в цилиндрах двигателя	$P_{\text{макс}}$	МПа	6,0	6,6	6,5	6,4	6,3	6,2	6,1	6,6	6,4	6,0
Диаметр цилиндров	d	м	0,10	0,12	0,10	0,09	0,11	0,09	0,11	0,10	0,12	0,09
Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	–	$1/100$	$1/100$	$1/120$	$1/110$	$1/100$	$1/90$	$1/80$	$1/90$	$1/100$	$1/120$
Положение кривошипа при силовом расчете механизма	φ_1	град	30	60	120	150	120	60	30	60	120	150
Числа зубьев колес стартерной передачи	z_a z_b	– –	10 26	10 28	9 27	8 26	8 28	9 25	10 27	10 30	9 26	8 27
Модуль колес стартерной передачи и планетарного механизма	$m = m_1$	мм	2,5	3	3	3	3,5	3	2,5	3	3,5	3
Передаточное отношение планетарного механизма воздуходувки	U_{1H}	–	$1/3$	$1/3,5$	$1/4,5$	$1/4,5$	$1/5$	$1/4,5$	$1/4$	$1/3,5$	$1/3$	$1/5$

Окончание табл. 16.1

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход толкателя кулачкового механизма	h	мм	9	10	11	12	13	12	11	10	9	12
Фазовые углы поворота кулачка $\varphi_{д.с.} = 0$	$\varphi_{п} = \varphi_0$	град	77	74	70	67	63	65	70	75	80	65
Допускаемый угол давления	$\theta_{доп}$		24	25	26	28	30	27	26	25	30	28
Масса толкателя	m_T	кг	0,4	0,3	0,4	0,4	0,3	0,4	0,4	0,3	0,3	0,4

Таблица 16.2

Зависимость давления газа в цилиндре двигателя от перемещения поршня (индикаторная диаграмма)

Перемещение поршня (в долях p_{\max})		S/H	0	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Давление газа (в долях p_{\max})	p/p_{\max}	Движение поршня вниз	0,8	1,0	0,79	0,55	0,34	0,23	0,17	0,13	0,10	0,08	0,06	0,02	0
		Движение поршня вверх	0,8	0,5	0,35	0,22	0,12	0,08	0,05	0,03	0,02	0,01	0,003	0	0

Таблица 16.3

Циклограмма двигателя

Цилиндры	Угол поворота коленчатого вала, град				
	0	90	180	270	360
Левый	Сжатие			Расширение	
Правый	Расширение		Сжатие		Расширение

ЗАДАНИЕ № 17

Тема. Механизмы двухцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания

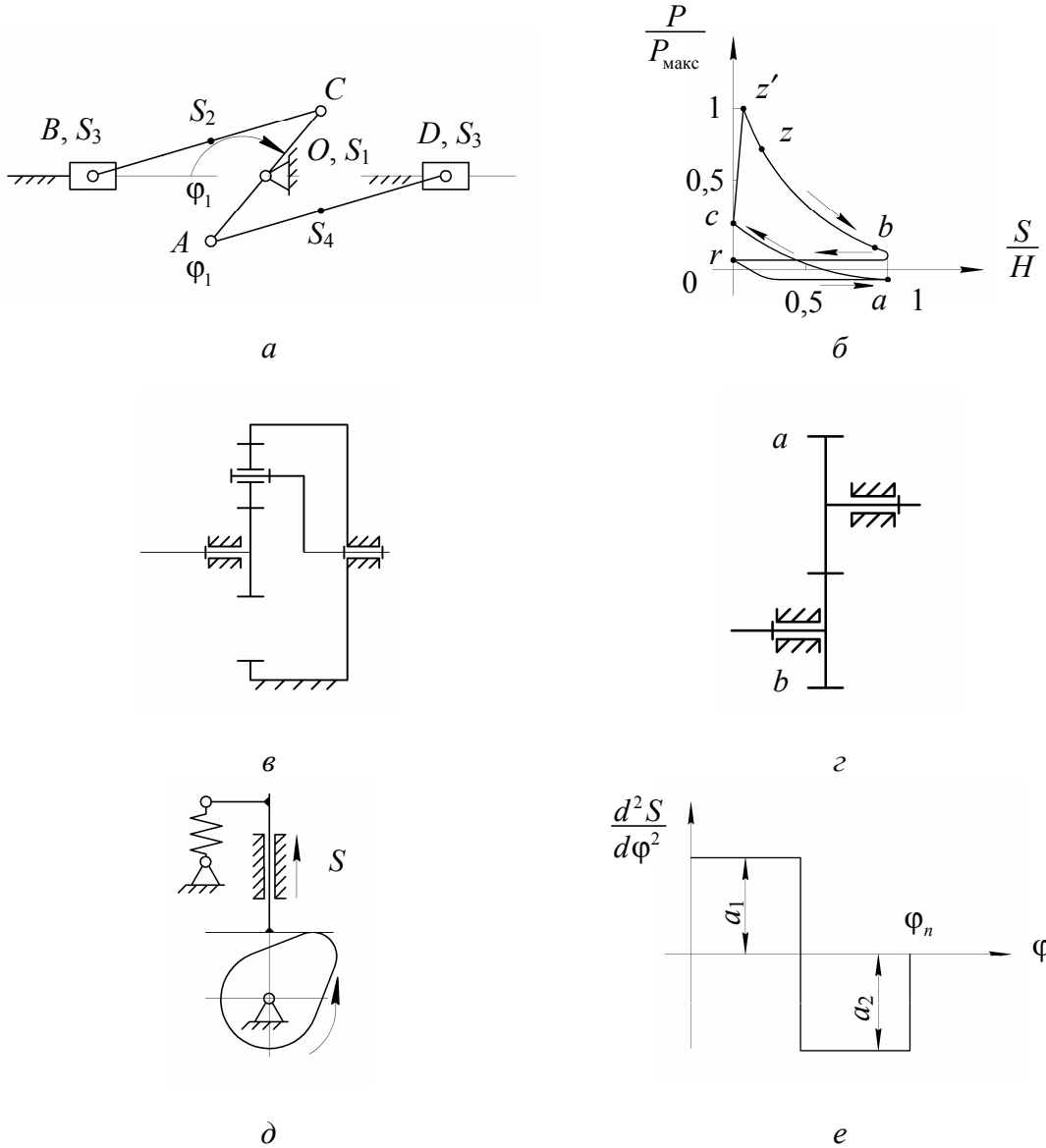


Рис. 17. Механизмы двухцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания:
a – рычажный механизм двигателя; *б* – индикаторная диаграмма двигателя (фазы индикаторной диаграммы: *ra* – всасывание; *ac* – сжатие; *cz'z* – сгорание топлива; *zb* – расширение; *br* – выхлоп);
в – схема планетарной ступени коробки передач; *г* – схема зубчатой передачи;
д – схема кулачкового механизма привода впускного клапана;
е – закон изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма

Таблица 17.1

Исходные данные

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма $l_{AS_2} = l_{CS_4} = l_{AB} / 3$	$l_{OA} = l_{OC}$ $l_{AB} = l_{CD}$	м	0,05 0,19	0,06 0,24	0,05 0,17	0,04 0,16	0,05 0,18	0,06 0,23	0,04 0,15	0,05 0,20	0,06 0,22	0,04 0,17
Частота вращения коленчатого вала и кулачка	$n_1 = 2n_k$	об/мин	4600	4700	5200	5100	4800	4900	5000	4500	4100	4400
Массы звеньев	$m_2 = m_4$ $m_3 = m_5$	кг	0,34 0,36	0,31 0,33	0,34 0,34	0,32 0,36	0,32 0,36	0,35 0,42	0,30 0,30	0,36 0,38	0,38 0,40	0,33 0,39
Момент инерции звеньев	J_{S_1} $J_{S_2} = J_{S_4}$	кг·м ²	0,007 0,002	0,006 0,003	0,007 0,002	0,005 0,001	0,009 0,002	0,010 0,003	0,005 0,001	0,008 0,002	0,009 0,003	0,007 0,002
Максимальное давление в цилиндре	P_{\max}	МПа	2,8	3,0	3,5	3,2	1,1	2,8	2,9	3,4	2,6	3,3
Диаметр цилиндра	d	м	0,08	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07	0,06	0,07	0,08	0,06
Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	—	0,05	0,06	0,06	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,06	0,07
Положение кривошипа при силовом расчете	φ_1	град	30	60	90	120	150	30	60	90	120	150
Передаточное отношение планетарного механизма	U_{1H}	—	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	5	4	3
Модуль колес планетарного механизма	m_1	мм	2	4	3	3,5	3	3	2	3,5	4	4
Межосевое расстояние простой передачи	a_w	мм	148	120	124	135	140	148	136	124	120	140

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Число зубьев колес передачи	z_a	–	12	12	10	13	9	14	11	12	13	10
	z_b	–	24	27	20	20	18	22	22	18	26	17
Модуль колес передачи	m	мм	8	6	8	8	10	8	8	8	6	10
Ход толкателя кулачкового механизма	h	мм	8	10	7	8	9	7	8	9	10	7
Фазовые углы поворота кулачка $\varphi_{д.с.} = 0$	$\varphi_{п} = \varphi_0$	град	60	65	57	64	58	55	63	60	61	60
Масса толкателя	m_T	кг	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,40

Таблица 17.2

Зависимость давления газа в цилиндре двигателя от перемещения поршня (индикаторная диаграмма)

Перемещение поршня (в долях хода H), S/H	0,0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Давление газа, p/p_{\max}	Всасывание	0,01	0	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01
	Сжатие	0,29	0,23	0,20	0,16	0,10	0,06	0,04	0,03	0,014	0,007	0	-0,005
	Расширение	0,29	1,0	0,9	0,7	0,5	0,36	0,29	0,24	0,19	0,17	0,14	0,12
	Выпуск	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

Таблица 17.3

Циклограмма двигателя

Цилиндры	Обороты коленчатого вала			
	первый		второй	
левый	Всасывание	Сжатие	Расширение	Выпуск
правый	Расширение	Выпуск	Всасывание	Сжатие

ЗАДАНИЕ № 18

Тема. Механизмы трактора с двухцилиндровым четырехтактным двигателем

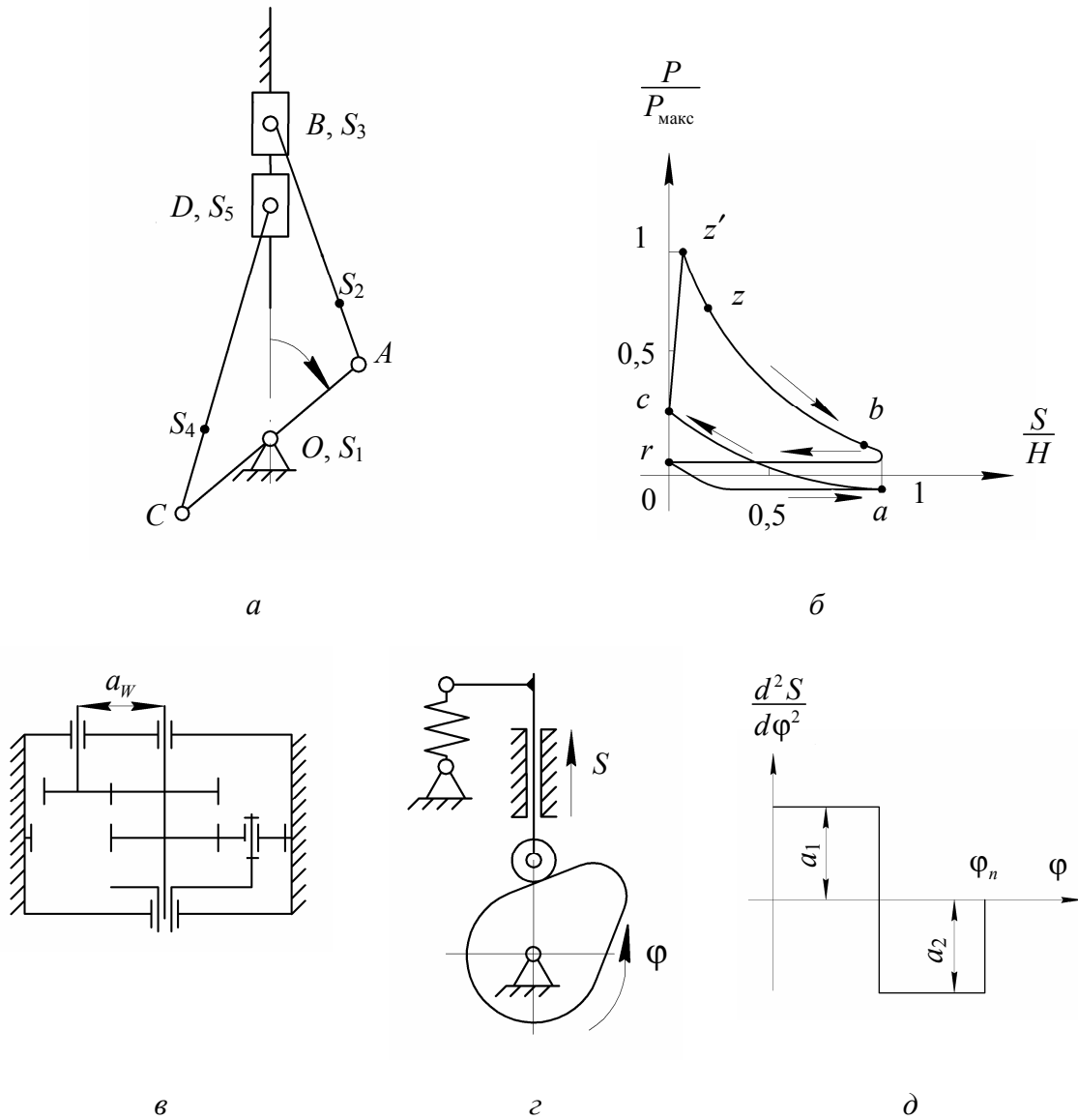


Рис. 18. Механизмы трактора:

- a* – схема рычажного механизма двигателя;
- б* – индикаторная диаграмма двигателя (фазы индикаторной диаграммы: *ra* – всасывание; *ac* – сжатие; *cz'z* – сгорание топлива; *zb* – расширение; *br* – выхлоп);
- в* – схема зубчатого механизма привода ведущих колес;
- д* – схема кулачкового механизма привода выхлопного клапана;
- е* – закон изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма

Исходные данные

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма $l_{OA} = l_{OC}$ $l_{AS_2} = l_{CS_4} = l_{AB} / 3$	$l_{OA} = l_{OC}$ $l_{AB} = l_{CO}$	м	80 280	70 270	60 250	65 240	75 270	80 270	70 280	65 260	60 240	75 280
Частота вращения коленчатого вала и кулачка	$n_1 = n_K$	об/мин	2000	1800	1600	1500	1200	1400	1800	1600	1500	2000
Массы звеньев	$m_2 = m_4$ $m_3 = m_5$	кг	2,9 3,0	3,2 3,5	3,6 3,2	4,2 5,0	4,5 5,9	5,0 5,5	5,3 5,4	5,8 7,2	6,2 8,9	5,0 6,0
Момент инерции звеньев	J_{S_1} $J_{S_2} = J_{S_4}$	кг·м ²	4,0 1,7	5,0 2,5	3,5 1,9	8,0 4,0	15 9,5	17 8,5	20 10	19 9	18 9	15 7
Максимальное давление в цилиндрах двигателя	P_{\max}	МПа	2,5	2,6	2,8	2,4	2,7	2,6	2,3	2,5	2,6	2,2
Диаметр цилиндров	d	мм	66	68	60	65	73	62	70	60	62	70
Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	–	0,05	0,04	0,05	0,04	0,05	0,04	0,05	0,04	0,05	0,04
Положение кривошипа OA при силовом расчете	φ_1	град	30	60	90	120	150	210	240	300	330	270
Передаточное отношение механизма привода ведущих колес	U_{1H}	–	10	10	8	9	12	10	8	9	10	12
Модуль колес планетарной ступени	m_1	мм	3	3	3	3	4	4	4	4	3	4
Межосевое расстояние простой ступени привода	a_w	мм	92	99	77	99	102	107	84	103	90	107
Число зубьев колес простой ступени	z_1	–	14	13	12	15	11	14	12	14	13	11
	z_2	–	22	26	18	28	22	28	15	26	26	24

Окончание табл. 18.1

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Модуль колес z_1, z_2	m	мм	5	5	5	4,5	6	5	6	5	4,5	6
Ход толкателя кулачкового механизма	h		12	13	13	10	14	11	15	12	11	14
Отношение ускорений	a_1 / a_2	–	1,8	1,9	2,0	2,1	1,9	2,0	2,1	1,8	2,2	2,0
Фазовые углы поворота кулачка	$\varphi_n = \varphi_0$ $\varphi_{д.с.}$	град	65	55	60	55	65	60	62	60	62	55
Допускаемый угол давления	$\theta_{доп}$		30	28	30	25	32	30	32	28	30	28
Масса толкателя	m_T	кг	0,5	0,6	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,5	0,6

Таблица 18.2

Зависимость давления газа в цилиндре двигателя от перемещения поршня (индикаторная диаграмма)

Перемещение поршня (в долях хода H), S/H	0,0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Давление газа, p/p_{\max}	Всасывание	0,01	0	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01
	Сжатие	0,29	0,23	0,20	0,16	0,10	0,06	0,04	0,03	0,014	0,007	0	-0,005
	Расширение	0,29	1,0	0,9	0,7	0,5	0,36	0,29	0,24	0,19	0,17	0,14	0,12
	Выпуск	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

Таблица 18.3

Циклограмма двигателя

Цилиндры	Обороты коленчатого вала			
	первый		второй	
B	Всасывание		Сжатие	
C	Сжатие		Расширение	
			Выпуск	
			Всасывание	

ЗАДАНИЕ № 19

Тема. Механизмы вытяжного пресса

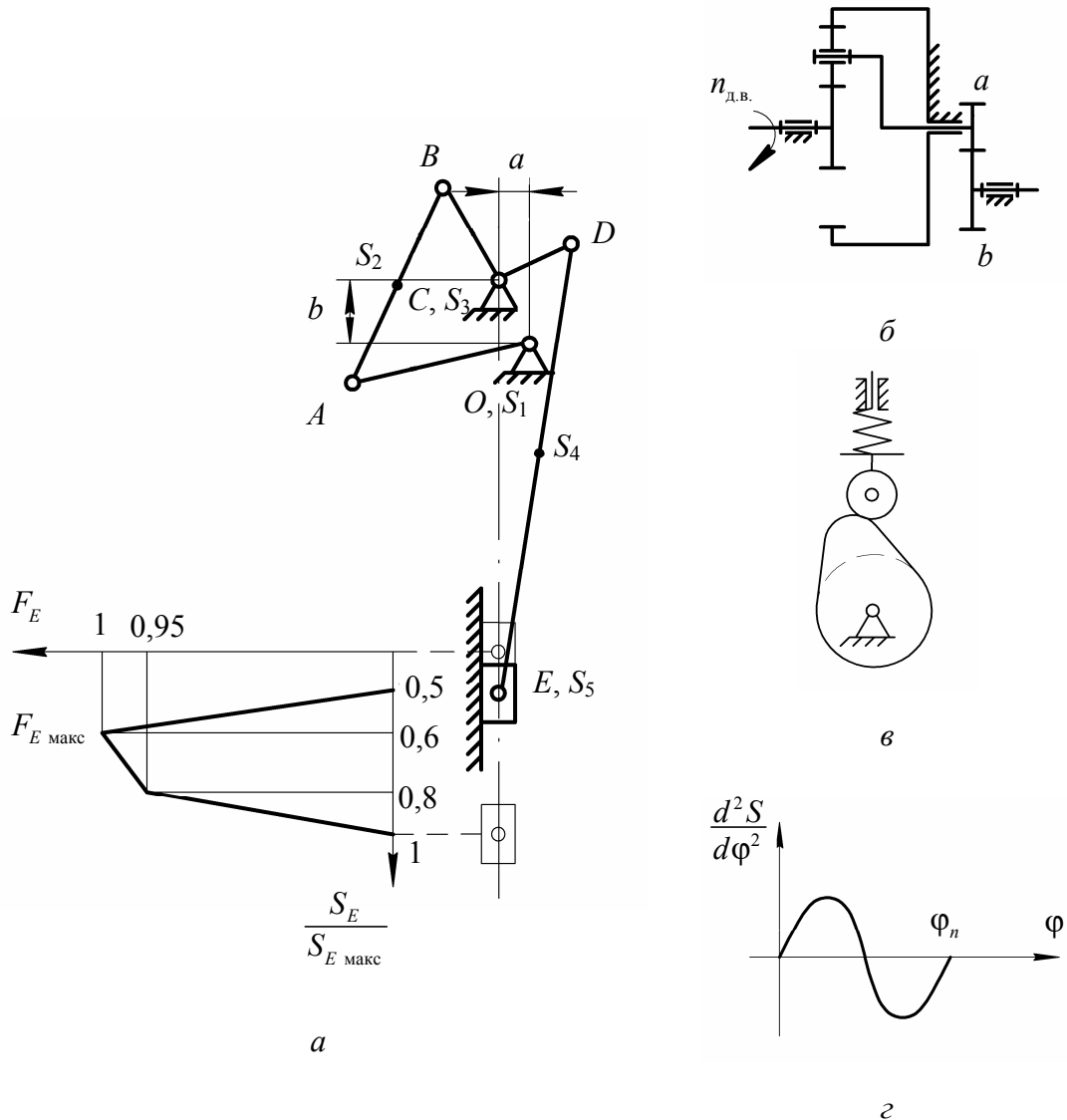


Рис. 19. Механизмы вытяжного пресса:
a – рычажный механизм перемещения ползуна с пуансоном
 и график изменения усилия вытяжки; *б* – схема зубчатого механизма привода;
в – схема кулачкового механизма зажимного устройства
 с графиком изменения аналога ускорения по синусоидальному закону

Силовой расчет рычажного механизма проводится для положения, где $F_E = F_{E \text{ макс}}$.

Таблица 19

Исходные данные

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма	l_{OA}	м	0,55	0,77	0,33	0,6	0,49	0,7	0,6	0,51	0,5	0,66
	$l_{AB} = 2l_{AS_2}$		0,53	0,74	0,32	0,62	0,47	0,6	0,58	0,5	0,46	0,63
	l_{BC}		0,22	0,3	0,13	0,2	0,2	0,3	0,24	0,21	0,18	0,26
	l_{CD}		0,15	0,21	0,09	0,15	0,14	0,18	0,17	0,16	0,1	0,18
	$l_{DE} = 2l_{DS_4}$		0,91	1,28	0,55	1	0,82	0,85	1,1	0,9	0,8	1,2
	a		0,03	0,04	0,02	0,04	0,02	0,03	0,03	0,02	0,02	0,04
	b	0,1	0,15	0,06	0,15	0,09	0,1	0,11	0,1	0,09	0,12	
Частота вращения электродвигателя	$n_{дв}$	об/мин	960	940	940	950	960	720	730	1430	1450	1440
Частота вращения кривошипа и кулачка	$n_1 = n_k$		40	42	50	60	55	45	40	65	62	100
Массы звеньев рычажного механизма	m_1	кг	60	80	40	65	55	75	65	58	55	70
	m_2		30	35	20	32	22	40	35	30	28	35
	m_4		65	75	40	60	45	75	70	60	55	65
	m_5		45	50	30	42	52	55	45	48	32	48
Момент инерции звеньев	J_{S_1}	кг·м ²	12	14	8	9	8,5	14	13	12	11	10
	J_{S_3}		1,4	1,6	0,7	1,5	0,8	1,2	1,1	1,3	1	1,5
	J_{S_4}		10,5	13	4	9	8	8,5	9,6	10	7,5	12
	$J_{дв}$		0,1	0,11	0,11	0,1	0,11	0,12	0,12	0,11	0,1	0,11
Максимальное усилие вытяжки	$F_{макс}$	кН	45	55	30	42	38	60	50	54	48	57
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	–	$1/5$	$1/5$	$1/7$	$1/6$	$1/7$	$1/5$	$1/8$	$1/5$	$1/8$	$1/6$

Параметры	Обозначение	Единицы	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Модуль зубчатых колес планетарной ступени	m_1	мм	5	6	3	4	4	6	5	5	5	6
Число сателлитов	k	–	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Числа зубьев колес простой передачи	z_a	–	12	13	15	14	14	12	14	15	13	12
	z_b	–	20	22	30	28	32	18	26	30	22	20
Модуль зубчатых колес, z_a, z_b	m	мм	6	7	4	5	5	7	6	6	6	7
Ход толкателя кулачкового механизма	h		20	25	15	30	18	22	28	20	30	16
Фазовые углы поворота кулачка	$\varphi_{п} = \varphi_0$	град	45	50	40	60	55	45	50	60	40	45
	$\varphi_{д.с.}$		160	140	170	120	150	160	130	130	120	120
Допускаемый угол давления	$\theta_{доп}$		26	27	30	25	28	26	25	30	25	27
Масса толкателя	m_T	кг	60	80	40	45	50	55	65	48	70	75

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
НОМЕРА ЗАДАНИЙ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ ПОиСОИ

Шифр	Номер задания	Шифр	Номер задания	Шифр	Номер задания	Шифр	Номер задания
00	1	25	8	50	3	75	7
01	2	26	2	51	4	76	3
02	3	27	7	52	5	77	6
03	4	28	3	53	6	78	4
04	5	29	6	54	7	79	5
05	6	30	4	55	8	80	1
06	7	31	5	56	1	81	2
07	8	32	1	57	8	82	3
08	1	33	2	58	2	83	4
09	8	34	3	59	7	84	5
10	2	35	4	60	3	85	6
11	7	36	5	61	6	86	7
12	3	37	6	62	4	87	8
13	6	38	7	63	5	88	1
14	4	39	8	64	1	89	8
15	5	40	1	65	2	90	2
16	1	41	8	66	3	91	7
17	2	42	2	67	4	92	3
18	3	43	7	68	5	93	6
19	4	44	3	69	6	94	4
20	5	45	6	70	7	95	5
21	6	46	4	71	8	96	1
22	7	47	5	72	1	97	2
23	8	48	1	73	8	98	3
24	1	49	2	74	2	99	4

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
НОМЕРА ЗАДАНИЙ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ МА

Шифр	Номер задания	Шифр	Номер задания	Шифр	Номер задания	Шифр	Номер задания
00	9	25	12	50	15	75	18
01	10	26	13	51	16	76	19
02	11	27	14	52	17	77	9
03	12	28	15	53	18	78	10
04	13	29	16	54	19	79	11
05	14	30	17	55	9	80	12
06	15	31	18	56	10	81	13
07	16	32	19	57	11	82	14
08	17	33	9	58	12	83	15
09	18	34	10	59	13	84	16
10	19	35	11	60	14	85	17
11	9	36	12	61	15	86	18
12	10	37	13	62	16	87	19
13	11	38	14	63	17	88	9
14	12	39	15	64	18	89	10
15	13	40	16	65	19	90	11
16	14	41	17	66	9	91	12
17	15	42	18	67	10	92	13
18	16	43	19	68	11	93	14
19	17	44	9	69	12	94	15
20	18	45	10	70	13	95	16
21	19	46	11	71	14	96	17
22	9	47	12	72	15	97	18
23	10	48	13	73	16	98	19
24	11	49	14	74	17	99	9

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
НОМЕРА ЗАДАНИЙ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ МОЛК

Шифр	Номер задания	Шифр	Номер задания	Шифр	Номер задания	Шифр	Номер задания
00	19	25	16	50	13	75	10
01	18	26	15	51	12	76	9
02	17	27	14	52	11	77	19
03	16	28	13	53	10	78	18
04	15	29	12	54	9	79	17
05	14	30	11	55	19	80	16
06	13	31	10	56	18	81	15
07	12	32	9	57	17	82	14
08	11	33	19	58	16	83	13
09	10	34	18	59	15	84	12
10	9	35	17	60	14	85	11
11	19	36	16	61	13	86	10
12	18	37	15	62	12	87	9
13	17	38	14	63	11	88	19
14	16	39	13	64	10	89	18
15	15	40	12	65	9	90	17
16	14	41	11	66	19	91	16
17	13	42	10	67	18	92	15
18	12	43	9	68	17	93	14
19	11	44	19	69	16	94	13
20	10	45	18	70	15	95	12
21	9	46	17	71	14	96	11
22	19	47	16	72	13	97	10
23	18	48	15	73	12	98	9
24	17	49	14	74	11	99	19

ЛИТЕРАТУРА

1. Проекты (работы) курсовые. Требования и порядок подготовки, представление к защите и защита: СТП БГТУ 002-2007. – Взамен СТП БГТУ 05-11-91; введ. 02.05.07. – Минск: БГТУ, 2007. – 40 с.

2. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: учеб. пособие для инж.-техн. специальностей вузов / под общ. ред. Г. Н. Девойно. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 85 с.

3. Попов, С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев. – М.: Высшая школа, 2004. – 460 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
Введение.....	4
1. Задачи курсового проектирования	6
2. Объем и содержание курсового проектирования	7
Задание № 1	10
Задание № 2	13
Задание № 3	16
Задание № 4	19
Задание № 5	22
Задание № 6	25
Задание № 7	28
Задание № 8	31
Задание № 9	34
Задание № 10	37
Задание № 11	40
Задание № 12	43
Задание № 13	46
Задание № 14	49
Задание № 15	52
Задание № 16	55
Задание № 17	58
Задание № 18	61
Задание № 19	64
Приложение 1. Номера заданий для специальности ПОиСОИ	67
Приложение 2. Номера заданий для специальности МА	68
Приложение 3. Номера заданий для специальности МОЛК	69
Литература	70

Учебное издание

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Сборник заданий

Составители: **Борисевич** Сергей Анатольевич
Гапанюк Дмитрий Владимирович
Камлюк Андрей Николаевич
Ласовский Руслан Николаевич

Редактор *М. А. Юрасова*
Компьютерная верстка *М. А. Юрасова*

Подписано в печать 12.01.2010. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,2. Уч.-изд. л. 4,3.
Тираж 150 экз. Заказ .

Учреждение образования
«Белорусский государственный технологический университет».
220006. Минск, Свердлова, 13а.
ЛИ № 02330/0549423 от 08.04.2009.

Отпечатано в лаборатории полиграфии учреждения образования
«Белорусский государственный технологический университет».
220006. Минск, Свердлова, 13.
ЛП № 02330/0150477 от 16.01.2009.