

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Методические указания и задания
для выполнения курсового проекта
для студентов механических специальностей

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие составлено применительно к общетехнической дисциплине "Теория механизмов и машин", рассматривающей изучение общих методов исследования и проектирования механизмов и общих вопросов механики машин. При выполнении курсового проекта студент использует знания, полученные при изучении теоретической части дисциплины (лекционный курс, практические занятия), выполнении лабораторных работ и домашних заданий, а также предшествующих общетехнических дисциплин: физики, математики, теоретической механики.

Предлагается 20 тем заданий, каждая из которых содержит 10 вариантов в зависимости от исходных числовых данных. Тему и вариант задания назначает преподаватель. Для студентов заочного факультета номер темы соответствует предпоследней цифре шифра студента, а вариант числовых данных из соответствующей таблицы определяется последней цифрой шифра. При составлении заданий использована современная учебно-методическая литература.

1. КРАТКИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

1.1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Основная цель курсового проектирования – привить навыки использования общих методов проектирования и исследования механизмов для создания конкретных машин и приборов разнообразного назначения. Студент должен научиться выполнять расчеты с использованием ЭВМ, применяя как аналитические, так и графические методы решения инженерных задач на разных этапах подготовки конструкторской документации.

Курсовое проектирование ставит задачи усвоения студентами определенных методик и навыков работы по следующим основным направлениям:

оценка соответствия структурной схемы механизма основным условиям работы машины или прибора;

проектирование структурной и кинематической схем рычажного механизма по заданным основным и дополнительным условиям;

анализ режима движения механизма при действии заданных сил;

силовой анализ механизма с учетом геометрии масс звеньев при движении их с ускорением;

учет сил трения в кинематических парах и определение коэффициента полезного действия;

проектирование зубчатых рядовых и планетарных механизмов;

расчет оптимальной геометрии зубчатых зацеплений;

проектирование механизмов с прерывистым движением выходного звена;

разработка цикограмм и тактограмм для систем управления механизмами;

уравновешивание механизмов с целью уменьшения динамических нагрузок на фундамент и уменьшения сил в кинематических парах;

определение мощности и выбор типа двигателя.

1.2. ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА

1.2.1. Требования к оформлению пояснительной записи

1. Все страницы записи должны быть одинакового размера 210x297 мм (формат А4). Рукопись пишут на одной стороне листа чернилами или пастой.

2. Расстояние от границ листа до границ текста следует оставлять: слева - 20...25 мм, вверху и внизу - 5...10 мм, справа - не менее 5 мм.

3. План записи должен соответствовать последовательной работе над проектом. Заголовки разделов должны иметь порядковые номера, обозначенные арабскими цифрами. Подразделы должны иметь двузначную нумерацию в пределах каждого раздела. Подразделы могут иметь несколько пунктов.

Например:

1. Исходные данные для проектирования.

2. Определение основных размеров механизма.

 2.1. Структурная схема и число степеней свободы механизма.

 2.2. Методика графических построений и т. д.

4. Буквенные обозначения единиц СИ, входящих в произведение, следует отделять точками на средней линии строки, например Н·м.

5. Задание функций и результаты решения уравнений с большим объемом числовых данных рекомендуется приводить в записке в виде таблиц. Каждая таблица должна иметь заголовок, отражающий содержание таблицы, а также заголовки боковиков и граф.

6. Небольшой по объему цифровой материал удобнее оформлять в строку (колонки разделяются не линейками, а пробелами), например:

Позиция механизма 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13

F_{3c} , Н..... 0 0 0 0 0 0 0 17 18 56 137 275 387

7. Основной текст записи должен быть кратким, четким, но достаточным для точного и конкретного отражения содержания расчетов, графических построений и выводов.

8. Записка должна содержать ссылки на использованную литературу, список которой приводят в конце записи.

9. Все страницы записи брошюруют в обложку и нумеруют. Записка должна иметь титульный лист установленной формы (рис. 1.1).

10. В "Оглавлении" привести наименование разделов записи с указанием номеров страниц.

1.2.2. Требования к оформлению графической части проекта

1. Характер измерения расчетных параметров показывают на графиках. Оси абсцисс и ординат вычерчивают сплошными линиями толщиной не более 0,6 мм. Кривые на графиках имеют толщину 0,8...1,2 мм.

2. По осям координат должны быть указаны обозначения физических величин и единиц СИ, разделенных запятой.

3. Координатную сетку на графиках можно не вычерчивать. Рекомендуется проводить ординаты тех точек графика, которые были получены расчетом или графическим построением.

4. Следует избегать графиков с большими свободными участками, не занятymi кривыми. Для этого числовые деления на осях координат следует начинать не с нуля, а с тех значений, в пределах которых рассматривается функция; ось ординат в этом случае вычерчивают с разрывом.

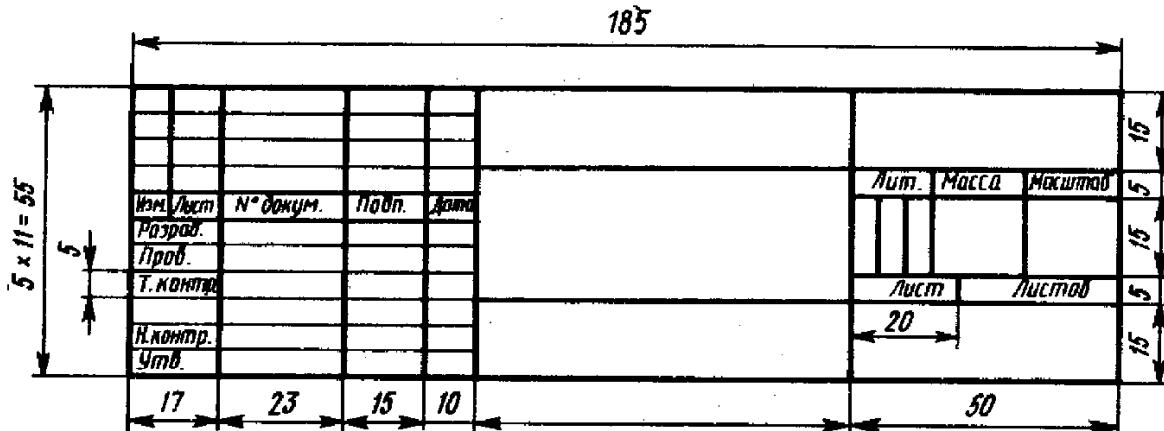


Рис. 1.2

5. Кинематические схемы механизмов должны быть изображены в соответствии с требованиями ГОСТ 2.770 - 68, 2.703 - 68, 2.721 - 74.

6. При изображении кинематических схем механизмов с учетом длины звеньев и относительного положения кинематических пар, необходимых для кинематического анализа, следует указывать масштаб чертежа: $\mu_l = \dots$ мм/м или масштабный коэффициент $K_l = \dots$ м/мм.

7. На каждом листе проекта в правом нижнем углу должна быть основная надпись по ГОСТ 2.104 - 68 (рис. 1.2).

8. На планах механизмов, скоростей, ускорений, сил и т.п. необходимо указывать соответствующие масштабы или масштабные коэффициенты. Например: $\mu_l = 425$ мм/м; $\mu_v = 5,5$ мм/(м·с⁻¹); $\mu_a = 0,18$ мм/(м·с⁻²).

1.2.3. Организация защиты проекта

Курсовой проект при окончательном оформлении подписывают студент и руководитель проекта. В процессе защиты студент кратко излагает назначение и принцип работы машины или установки и особенности принятых решений при исследовании и проектировании системы механизмов. В процессе обсуждения студент должен показать, что он овладел общими методами синтеза ме-

ханизмов, получил навыки выполнения конкретных расчетов, владеет аналитическими и графическими методами исследования механизмов, может обосновать целесообразность принятия конкретных решений при проектировании механизмов.

1.3. ЕДИНИЦЫ СИ МЕХАНИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

В библиотечном фонде института еще имеется значительная часть учебной литературы по «Теории механизмов и машин», написанная с использованием устаревших систем измерения физических величин. Все расчеты в проекте должны быть выполнены в единицах СИ, наименования, обозначения и правила применения которых установлены ГОСТ 8.417-81 (СТ СЭВ 1052 - 78) «Единицы физических величин», введенным в действие с 1 января 1982 г.

Величины, выраженные в единицах устаревших систем, необходимо перевести в СИ умножением на пересчетный коэффициент (табл. 1.1): например, сила $F = 78,35$ кгс (кгс - единица силы в системе МКГСС) в СИ должна быть выражена в ньютонах, значит

$$F = 78,35 \cdot 9,81 = 768,4 \text{ Н.}$$

При переводе необходимо сохранять точность прежнего значения величины. Для этого необходимо полученный результат округлить до такого числа значащих цифр, сколько их было в заданном значении величины.

Важнейшие характеристики физической величины X : *значение*, т. е. оценка величины, выраженная произведением отвлеченного числа $\{X\}$ на принятую для данной физической величины единицу $|X|$: $X = \{X\} \cdot |X|$; *размерность* - $\dim X$ - связь данной величины с величинами, принятыми за основные в системе СИ.

Для механики приняты три основные системные величины: длина λ , масса m и время t . Для этих величин условно приняты следующие размерности: $\dim \lambda = L$; $\dim m = M$; $\dim t = T$.

Т а б л и ц а 1.1. Размерности и единицы СИ механических величин

Физическая величина			Единица СИ		Пересчетный коэффициент (при переходе к единицам СИ)
наименование	размерность	обозначение	наименование	обозначение	
Длина	L	<i>l</i>	метр	м	-
Масса	M	<i>m</i>	килограмм	кг	$9,81 \text{ (кг}\cdot\text{с}^2/\text{м}\rightarrow\text{кг)}$
Время	T	<i>T</i>	секунда	с	$60 \text{ (мин}\rightarrow\text{с)}$
Угол плоский	1	$\alpha, \beta, \gamma, \theta, v, \phi, \psi$	радиан	рад	$1,75\cdot10^{-2} \text{ (град}\rightarrow\text{рад)}$
Площадь	L^2	<i>A, S</i>	квадратный метр	м^2	-
Перемещение точки	L	<i>s</i>	метр	м	-
Скорость (линейная)	LT^{-1}	<i>v</i>	метр в секунду	м/с	$1,67\cdot10^{-2} \text{ (м/мин}\rightarrow\text{м/с)}$
Ускорение (линейное)	LT^2	<i>a</i>	метр на секунду в квадрате	$\text{м}/\text{с}^2$	-
Угловая скорость	T^{-1}	<i>ω</i>	радиан на секунду	рад/с	-
Угловое ускорение	T^{-2}	<i>ε, α</i>	радиан на секунду в квадрате	$\text{рад}/\text{с}^2$	-
Период	<i>T</i>	<i>T</i>	секунда	с	-
Частота периодического процесса	T^{-1}	<i>v, f</i>	герц	Гц	-
Частота вращения	--	<i>n</i>	секунда в минус первой степени	с^{-1}	$1,67\cdot10^{-2} \text{ (об/мин}\rightarrow\text{об/с)}$
Угловая частота	--	<i>ω</i>		--	-
Частота дискретных событий (ударов, подач, импульсов)	--	<i>n</i>		--	-
Плотность (плотность массы)	$L^{-3}M$	<i>ρ</i>	килограмм на кубический метр	$\text{кг}/\text{м}^3$	-
Линейная плотность	$L^{-1}M$	<i>ρl</i>	килограмм на метр	$\text{кг}/\text{м}$	-
Момент инерции	L^2M	<i>J(l)</i>	килограмм-метр в квадрате	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	$9,81\approx10 \text{ (кг}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2\rightarrow\text{кг}\cdot\text{м}^2)$
Сила	LMT^{-2}	<i>F</i>	ньютон	$\text{Н} \text{ (кг}\cdot\text{м}/\text{с}^2)$	$9,81\approx10 \text{ (кгс}\rightarrow\text{Н)}$
Вес	--	<i>G</i>	ニュто́н-метр	--	$9,81\approx10 \text{ (кгс}\rightarrow\text{Н)}$
Момент силы	L^2MT^{-2}	<i>M</i>		$\text{Н}\cdot\text{м}$	$9,81\approx10 \text{ (кгс}\cdot\text{м}\rightarrow\text{Н}\cdot\text{м)}$
Вращающий момент, момент пары сил	--	<i>T, M</i>		--	$9,81\approx10 \text{ (кгс}\cdot\text{м}\rightarrow\text{Н}\cdot\text{м)}$
Давление	$L^{-1}MT^{-2}$	<i>P</i>	паскаль	$\text{Па} (\text{Н}/\text{м}^2)$	$0,0981\approx0,1 \text{ (ат}\rightarrow\text{Мпа}; \text{кгс}/\text{см}^2\rightarrow\text{МПа})$
Работа	L^2MT^{-2}	<i>A, W</i>	Джоуль	$\text{Дж} (\text{Н}\cdot\text{м})$	$9,81 \text{ (кгс}\cdot\text{м}\rightarrow\text{Дж)}$
Энергия	--	<i>E, W</i>		--	-
Потенциальная энергия	--	<i>E_p, U</i>		--	-
Кинетическая энергия	--	<i>E_k, T</i>		--	-
Мощность	L^2MT^{-3}	<i>P, N</i>	ватт	$\text{Вт} (\text{Дж}/\text{с})$	$0,735 \text{ (л.с.}\rightarrow\text{кВт)}$
Маховой момент	L^2M	<i>mD^2</i>	килограмм-метр в квадрате	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	$1 \text{ (кгс}\cdot\text{м}^2\rightarrow\text{кг}\cdot\text{м}^2)$

Основными единицами СИ для механики приняты: единица длины - метр (м), единица массы - килограмм (кг), единица времени - секунда (с).

Дополнительными единицами СИ являются: радиан - единица плоского угла СИ и стерadian - единица телесного угла СИ.

Производные единицы СИ образуются из основных, дополнительных и ранее образованных производных единиц СИ.

Нельзя использовать устаревшие наименования физических величин, например:

<i>Современное наименование</i>	<i>Устаревшее наименование</i>
Частота вращения вала	Число оборотов вала в единицу времени
Частота ударов (импульсов)	Число ударов (импульсов) в единицу врем
Ускорение свободного падения	Ускорение силы тяжести
Давление	Абсолютное давление
Подача (объемная) насоса	Производительность насоса

Для образования когерентных единиц СИ используют уравнения связи между величинами, называемые *определяющими уравнениями*.

Например, для давления определяющее уравнение $p = F/S$, где p - давление, вызванное силой F , равномерно распределенной по поверхности, площадь которой равна S . Размерность давления: $\dim p = \dim F / \dim S = LMT^{-2} / L^2 = L^{-1} MT^{-2}$. Единица давления СИ: $[p] = [F]/[S] = 1\text{Н}/1\text{м} = 1\text{ Н}/\text{м}^2 = 1\text{Па}$. Этой единице давления СИ присвоено специальное название - паскаль (Па).

Угловая скорость и частота вращения имеют одинаковую размерность (T^{-1}), но разные единицы измерения: угловая скорость $[\omega] = 1\text{ рад}/\text{с}$, частота вращения $/n/ = 1\text{ с}^{-1}$, угловая частота $[\omega] = 1\text{ с}^{-1}$; следовательно, по единице физической величины иногда нельзя судить о самой величине.

Единицу, в целое число раз большую системной или внесистемной единицы, называют *кратной*, например киловатт (10^3 Вт), минута (60 с), мегапаскаль (10^6 Па). Единицу, в целое число раз меньшую системной или внесистемной единицы, называют *дольной*, например миллиметр (10^{-3} м).

При практическом использовании единицы СИ могут оказаться слишком большими или слишком малыми. Поэтому разрешается в таких случаях использо-

зовательные и дольные единицы, которые образуют с помощью особых приставок.

При выполнении курсовых проектов обычно используют следующие приставки и их обозначения (даны в скобках): 10^3 - кило (к); 10^6 - мега (М); 10^{-3} - милли (м); 10^{-6} - микро (мк). При расчетах рекомендуется все величины выражать в единицах СИ, заменяя приставки степенями числа 10.

1.4. МАСШТАБЫ И МАСШТАБНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ

Отношение длины отрезка на чертеже (схеме, графике) в миллиметрах, изображающего какую-либо физическую величину, к значению величины в принятых единицах называют *масштабом* и обозначают греческой буквой μ с соответствующим индексом:

$$\text{масштаб длины } \mu_l = \frac{\text{длина отрезка на чертеже, мм}}{\text{значение длины, м}}, \text{ или } [\mu_l] = \text{мм}/\text{м}.$$

Данное выражение читается так: единицей масштаба длины является отношение мм/м;

$$\text{масштаб длины } \mu_F = \frac{\text{длина отрезка на чертеже, мм}}{\text{значение длины, Н}},$$

$/\mu_F/ = \text{мм}/\text{Н}$ - единицей масштаба сил является отношение мм/Н;

$$\text{масштаб энергии } \mu_T = \frac{\text{длина отрезка на чертеже, мм}}{\text{значение энергии, Дж}},$$

$[\mu_T] = \text{мм}/\text{Дж}$ - единицей масштаба энергии является отношение мм/Дж.

Величина, обратная масштабу, т. е. отношение значения физической величины в единицах СИ к длине отрезка в мм, изображающего эту величину на схеме, графике, называется *масштабным коэффициентом* и обозначается латинской буквой K с соответствующим индексом. Например, масштабный коэффициент длины

$$K_l = \frac{\text{значение длины, м}}{\text{длина отрезка на чертеже, мм}}, \text{ или } [K_l] = \text{м}/\text{мм};$$

масштабный коэффициент силы

$$K_l = \frac{\text{значение силы, Н}}{\text{длина отрезка на чертеже, мм}}, \text{или } [K_F] = \text{Н/мм}.$$

В данном учебном пособии используются масштабы и масштабные коэффициенты. При увеличении длины отрезков на чертеже увеличиваются и значения масштабов. При пользовании устаревшей системой масштабных коэффициентов следует иметь в виду, что чем больше значение масштабного коэффициента, тем меньше отрезок на чертеже.

Числовые значения масштаба указывают для тех графиков, которые непосредственно используются для графических расчетов, например, $\mu_F = 0,001$ мм/Н ; $\mu_J = 25 \text{ мм}/(\text{кг}\cdot\text{м}^2)$; $\mu_A = 19 \text{ мм}/\text{Дж}$.

1.5. МЕТОДИКА ГРАФИЧЕСКОГО ДИФФЕРЕНЦИРОВАНИЯ И ИНТЕГРИРОВАНИЯ

1.5.1. Графическое дифференцирование методом хорд

Этот метод может быть применен так же, как и метод касательных для построения дифференциальной кривой, например, $a = \varphi(t)$, по заданной кривой $v = f(t)$.

Положим, дана кривая $v = f(t)$ (рис. 1.3, а) На кривой 1.3, а берут точки 0, 1, 2, 3 и т. д., которые разбивают кривую на ряд участков. Если участки невелики, то с достаточной степенью точности кривую изменения скорости можно заменить ломаной линией 01, 12, 23, 34 и т. д. Следовательно, движение с непрерывно изменяющимся ускорением заменяется движением с различными, но постоянными для каждого участка ускорениями. Ускорение на каждом участке считается равным среднему ускорению истинного движения.

Из полюса P , взятого на расстоянии $H \text{ мм}$ от начала координат, проводят ряд лучей, параллельных хордам. Тогда отрезки, отсекаемые этими лучами на оси ординат, представляют в некотором масштабе средние ускорения для каждого участка:

$$\overline{01'} = \overline{a_{cp_1}}, \quad \overline{02'} = \overline{a_{cp_2}}, \dots$$

Откладывая эти отрезки в виде ординат посередине соответствующих промежутков, получают в осях a , t ступенчатую линию графика ускорений (рис. 1.3, б). Заменяя ступенчатый график плавной кривой, получают график изменения истинного ускорения. Кривую следует проводить так, чтобы заштрихованные площадки выступающих и входящих туда углов были одинаковыми.

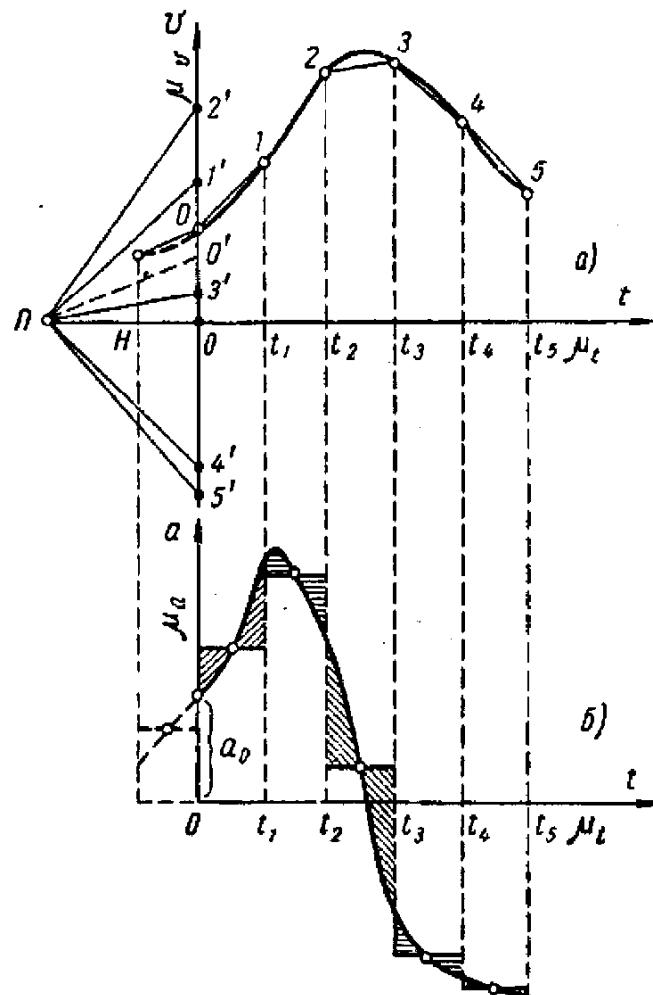


Рис. 1.3

Построенная таким образом кривая с достаточной точностью выражает закон изменения ускорения исследуемой точки.

График ускорения, построенный путем графического дифференцирования кривой графика скорости, изображает закон изменения лишь касательного (тангенциального) ускорения a_t . Только в случае прямолинейного движения точки или звена, когда ускорение $a_n = 0$, построенный график изображает закон изменения полного ускорения.

Чтобы уточнить начальную ординату графика ускорений, удобно график скорости продолжить влево на один интервал. На рис. 1.3, б такое продолжение показано пунктиром.

Начальная ордината графика ускорений определяется из формулы

$$a_0 = \frac{01' + 00'}{2} \text{ мм.}$$

Начальная и конечная точки графика за период цикла движения механизма должны иметь одинаковые ординаты.

Для проверки правильности построений графиков служат следующие зависимости между графиком функции (скорости) и графиком ее производной (ускорения):

- 1) максимальной или минимальной ординате графика скорости соответствует нулевая ордината ускорений;
- 2) точке перегиба графика скорости соответствует максимум или минимум графика ускорений.

При графическом дифференцировании заданы: масштабные коэффициенты времени μ_t сек/мм, скорости μ_v м/сек·мм и полюсное расстояние H мм. Масштабный коэффициент графика ускорений определяется по формуле

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t H} \left[\frac{\text{м}}{\text{сек}^2 \text{мм}} \right].$$

Масштабный коэффициент графика ускорений зависит от выбора полюсного расстояния. Чем больше полюсное расстояние, тем меньше численный масштаб ускорения и тем большие ординаты имеет график ускорений. Для ориентировочного выбора H целесообразно задаться максимальной ординатой графика ускорений и, отложив ее на оси ускорений, провести луч, параллельный наиболее крутой хорде на графике скоростей. Тогда этот луч отсечет на оси времени отрезок H полюсного расстояния, который с округлением до целого числа миллиметров и можно принять за полюсное расстояние.

1.5.2. Графическое интегрирование

Графическое интегрирование является задачей, обратной дифференцированию. Положим, что движение точки задано графиком ускорений $a = \varphi(t)$ (рис. 1.4, а) и требуется построить график скорости $v = f(t)$. Разбивая ось времени на

ряд участков, заменяют внутри каждого участка переменное ускорение постоянным средним ускорением, проводя горизонтальный отрезок с ординатой, изображающей это среднее ускорение так, чтобы площади выступающих и входящих углов были одинаковыми (рис. 1.4, а).

Ординаты полученных средних ускорений сносят на ось ускорений и соединяют лучами I, II, III ... с полюсом P , взятым на расстоянии H м от начала координат.

На том же чертеже, ниже системы осей (a, t) , строят систему осей (v, t) (рис. 1.4, б) и из точки O начала этих осей на соответствующих участках проводят отрезки, параллельные лучам I, II, III и т.д. Затем строят кривую линию, которая приближенно представляет искомый график $v = f(t)$.

Так как график рекомендуется строить от крайних положений ведомого звена, в которых его скорость равна нулю, то график скорости строится от начала координат.

Масштабный коэффициент полученного графика связан с масштабными-коэффициентами графика ускорений и полюсным расстоянием формулой

$$\mu_v = \mu_a \mu_t H \left[\frac{\text{м}}{\text{сек} \cdot \text{мм}} \right].$$

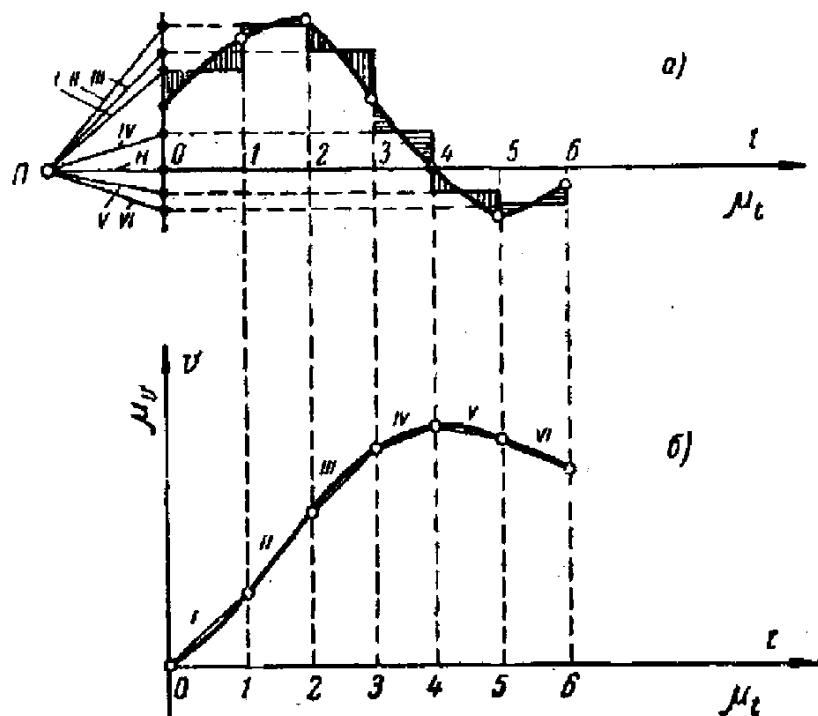


Рис. 1.4

2. ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Лист 1. Кинематический анализ механизма

1. Построить 12 планов положений механизма (при общем изображении стойки) согласно равноотстоящим нумерованным положениям входного звена 1, показанного на схеме механизма. Для случаев, когда выходное звено 3 совершает возвратные движения, дополнительно построить два плана положений при крайних положениях выходного звена. Построить траекторию точки E звена 2.

Размеры звеньев, согласно обозначению их точек на схеме механизма, и значение угловой скорости ω_1 входного звена 1 указаны в соответствующем вертикальном столбце таблицы числовых данных.

2. Для найденных положений механизма построить 12 планов скоростей. На планах показать векторы скоростей всех точек, обозначенных на схеме механизма буквами, в том числе и точек S -центров масс звеньев, которые при стержневой форме звена находятся на серединах их полных длин.

3. Построить план ускорений механизма при том положении входного звена, номер которого совпадает с предпоследней цифрой шифра студента. Найти векторы ускорений всех точек, указанных в п. 2.

4. Построить диаграмму перемещений выходного звена 3 как функцию времени t ; для поступательно движущегося звена - диаграмму перемещений $S = f(t)$, для вращающегося звена - диаграмму угловых перемещений $\phi = f(t)$.

5. Определив по планам скоростей, согласно характеру движения выходного звена, его скорости или угловые скорости для 12 положений механизма, построить по их значениям и направлениям диаграмму скоростей $v = f'(t)$ или диаграмму угловых скоростей $\omega = f'(t)$ выходного звена. При этом направления ординат диаграммы следует согласовывать с наклоном касательных к кривой диаграммы перемещений в соответствующих точках.

6. Графическим дифференцированием диаграммы скорости или диаграммы угловой скорости получить, соответственно характеру движения, диаграмму ускорений $\alpha = f''(t)$ или диаграмму угловых ускорений $\varepsilon = f''(t)$ ведомого звена.

Все три диаграммы следует расположить на общей вертикальной линии для осей ординат при одинаковых масштабах по осям времени. Рекомендуется, по известным геометрическим свойствам производных, на глаз проверить соответствие в характерных точках кривых: экстремумах, точках перегиба, нулевых значениях.

7. Для заданного положения механизма определить ускорение α или угловое ускорение ε выходного звена по плану ускорений и по диаграмме ускорений, подсчитав расхождение в процентах и проверив соответствие направления ускорения с направлением (знаком) ординаты на диаграмме. Результаты расчета и сравнения привести на листе.

Лист 2. Силовой (кинетостатический) анализ механизма

1. Перечертить с листа 1 заданный план положения механизма, его план скоростей и план ускорений. Подсчитать угловые скорости и угловые ускорения звеньев, выписать их значения на лист и показать их направления на звеньях.

Студентам, выполняющим только лист 2 курсовой работы, следует начинать без ориентации на лист 1. Нужно построить: один план положения механизма при том положении входного звена l , номер которого совпадает с предпоследней цифрой шифра студента, его план скоростей и план ускорений. При этом следует учесть указания п. 1, 2, 3 листа 1.

2. Определить, используя план ускорений, инерционные нагрузки механизма в заданном положении и нанести их на звенья.

Массу m звеньев-стержней находят по их полной длине l и массе q , приходящейся на 1 м длины звена: $m = ql$, приняв $q = 10$ кг/м. Массу звеньев-ползунов определять по найденной массе m_l ведущего звена l : масса ползуна 3 в кривошипно-ползунном механизме $m_3 = 4m_l$, в синусном механизме массы ползунов 2 и 3 принять соответственно $m_2 = 2m_l$ и $m_3 = 10m_l$.

Моменты инерции звеньев-стержней относительно оси, проходящей через центр масс S перпендикулярно плоскости движения, определять приближенно по формуле $I_s = 0,1 ml^2$. Момент инерции относительно параллельной

оси, проходящей через точку X , определяется по известной формуле перехода
 $I_x = I_s + ml_{sx}^2$, где l_{sx} - расстояние между осями.

3. Определить реакции в кинематических парах группы звеньев 2 и 3 от действия инерционных нагрузок и сил веса, не учитывая трения.

Следует вычертить группу звеньев 2 и 3 и нанести на звенья действующие нагрузки. Рядом поместить план сил группы. Если какая-либо сила относительно мала и при достаточно больших векторах других сил должна изображаться вектором меньше миллиметра, то его на плане сил можно не показывать. Однако в общих буквенных выражениях и при подстановках в них значений приводить все силы и их плечи; пренебрегать действием силы можно только после того, как будет показана его незначительность по сравнению с действием других сил.

4. Определить уравновешивающий момент на кривошипе 1 и уравновешивающую силу, считая ее приложенной в точке A перпендикулярно кривошипу OA . Найти реакцию в опоре О, учитывая действие уравновешивающей силы. Выяснить роль уравновешивающей силы в данном положении механизма: является она движущей силой или сопротивлением. Объяснить, почему, несмотря на исключение из расчета трения и внешних сопротивлений, оказывается необходимой внешняя уравновешивающая сила.

Следует изобразить отдельно ведущее звено со стойкой и показать действующие нагрузки. Рядом поместить план сил ведущего звена. Значения реакций во всех четырех кинематических парах выписать на лист.

5. Определить уравновешивающую силу с помощью рычага Жуковского и сравнить ее по величине и направлению с уравновешивающей силой, найденной в п. 4 через взаимодействие звеньев. Расхождение указать в процентах, выписав на лист.

Варианты схем механизмов
Вариант 1. Схема кривошипно-ползунного механизма
 (рис. 2.1 табл. 2.1)

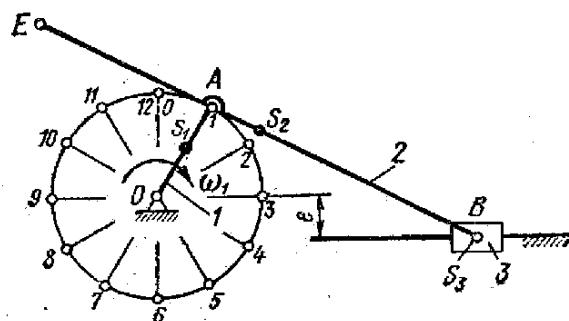


Рис. 2.1

Т а б л и ц а 2.1

Величина	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	60	80	100	120	140	160	180	240	20	22
e, мм	30	40	30	25	28	0	80	90	14	16
AB, мм	180	240	300	340	365	400	550	900	68	75
BE, мм	80	120	80	180	90	200	250	40	26	35
ω_1 , рад/с	60	25	30	35	32	18	26	15	80	30
P_c , Н	5	10	15	20	25	20	15	10	10	5

Вариант 2. Схема кривошипно-ползунного механизма
 (рис. 2.2, табл. 2.2)

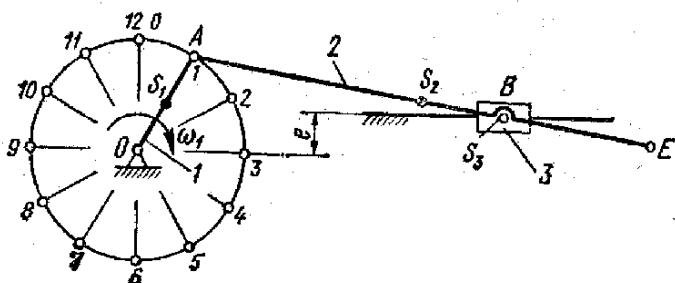


Рис. 2.2

Т а б л и ц а 2.2

Величина	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	65	75	100	120	130	150	170	230	22	24
e, мм	20	35	60	20	30	0	100	80	12	15
AB, мм	200	250	320	300	330	360	500	650	75	86
BE, мм	60	100	150	125	150	140	250	200	20	28
ω_1 , рад/с	28	34	14	25	20	18	12	15	100	30
P_c , Н	5	10	15	20	25	20	15	10	10	5

Вариант 3. Схема шарнирного четырехзвенника
(рис. 2.3, табл. 2.3)

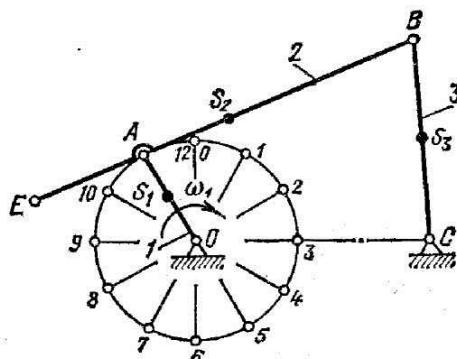


Рис. 2.3

Таблица 2.3

Величина	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	55	75	90	115	130	150	170	200	22	24
OC, мм	120	200	240	250	300	400	450	400	45	40
BC, мм	150	160	200	300	350	300	350	500	55	60
AB, мм	180	240	280	350	400	500	540	600	60	64
AE, мм	70	80	75	150	200	210	190	240	28	25
ω_1 , рад/с	30	35	15	24	20	19	14	25	60	50
P_c , Н	5	10	15	20	25	20	15	10	10	5

Вариант 4. Схема шарнирного четырехзвенника
(рис. 2.4, табл. 2.4)

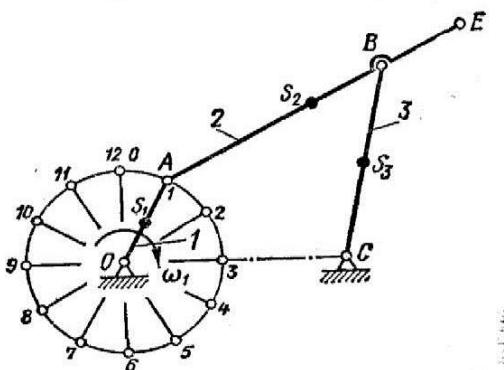


Рис. 2.4

Таблица 2.4

Величина	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	60	58	80	75	100	105	120	125	14	140
OC, мм	120	140	160	200	200	240	245	250	30	300
BC, мм	150	160	200	200	250	230	300	320	34	320
AB, мм	150	180	200	200	250	300	300	360	34	400
BE, мм	150	100	180	150	200	140	180	200	25	200
ω_1 , рад/с	40	30	16	30	28	25	22	20	60	21
P_c , Н	5	10	15	20	25	20	15	10	10	5

Вариант 5. Схема шарнирного четырехзвенника
(рис. 2.5, табл. 2.5)

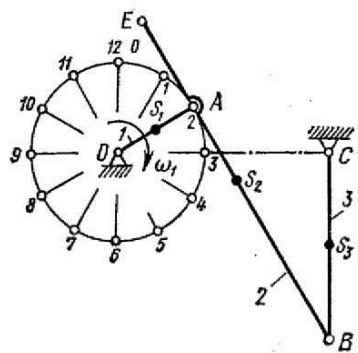


Рис. 2.5

Таблица 2.5

Величина	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA , мм	60	80	100	120	140	160	180	200	22	240
OC , мм	140	180	280	240	320	380	440	420	46	400
BC , мм	160	200	180	300	300	320	300	500	50	600
AB , мм	200	260	300	360	400	480	500	600	60	700
AE , мм	110	120	150	200	200	240	200	250	35	250
ω_1 , рад/с	30	28	25	20	24	31	21	30	60	12
P_c , Н	5	10	15	20	25	20	15	10	10	5

Вариант 6. Схема синусного механизма
(рис. 2.6, табл. 2.6)

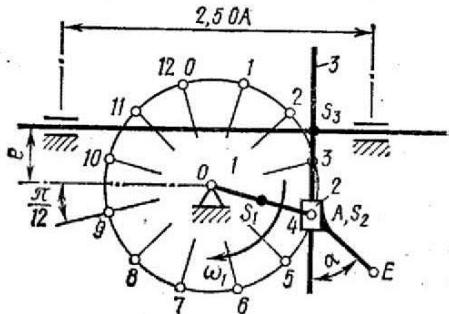


Рис. 2.6

Таблица 2.6

Величина	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA , мм	50	100	150	25	60	80	120	200	140	175
e , мм	10	30	60	10	30	40	60	80	70	100
AE , мм	20	40	30	10	25	30	50	100	56	80
α , рад	$\pi/6$	0	$\pi/2$	$\pi/3$	$\pi/4$	$\pi/2$	$\pi/4$	$\pi/3$	0	$\pi/2$
ω_1 , рад/с	20	15	30	50	35	40	25	15	28	18
P_c , Н	10	20	30	40	50	50	40	30	20	10

Вариант 7. Схема двухкривошипного шарнирного четырехзвенника (рис. 2.7, табл. 2.7)

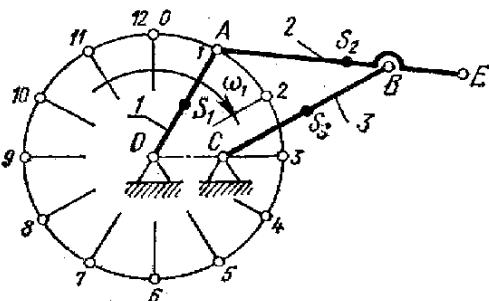


Рис. 2.7

Таблица 2.7

Величина	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA , мм	150	200	50	240	70	80	35	60	60	50
OC , мм	55	100	20	75	40	50	20	10	24	30
BC , мм	170	240	60	200	80	100	40	80	64	60
AB , мм	120	200	52	160	75	90	37	70	40	55
BE , мм	50	80	30	85	40	60	30	40	20	35
ω_1 , рад/с	15	12	40	10	15	30	50	40	35	45
P_c , Н	5	10	15	20	25	20	15	10	10	5

Вариант 8. Схема кривошипно-ползунного механизма с большим дезаксиалом (рис. 2.8, табл. 2.8)

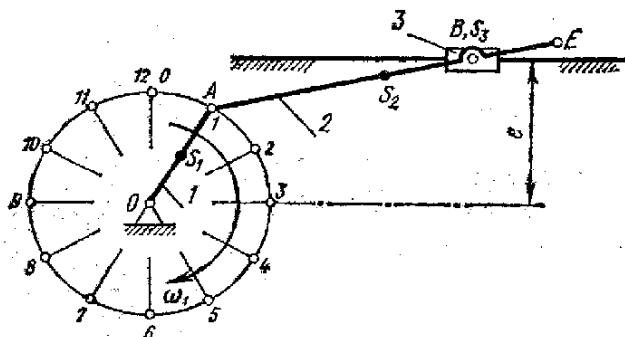


Рис. 2.8

Таблица 2.8

Величина	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA , мм	40	100	200	150	80	60	120	70	110	30
e , мм	60	120	220	210	90	120	150	80	130	40
AB , мм	160	320	650	550	250	280	400	220	360	110
BE , мм	50	80	200	150	60	100	120	60	110	40
ω_1 , рад/с	60	30	20	15	35	40	12	37	26	80
P_c , Н	5	10	15	20	25	20	15	10	10	5

Вариант 9. Схема двухкривошипного шарнирного четырехзвенника (рис. 2.9, табл. 2.9)

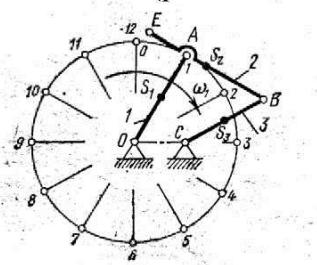


Рис. 2.9

Таблица 2.9

Величина	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA , мм	60	80	64	40	100	80	200	60	240	170
OC , мм	25	10	20	20	50	40	75	20	100	60
BC , мм	50	60	60	35	80	70	240	50	200	150
AB , мм	55	70	40	36	90	75	160	52	200	130
AE , мм	30	35	25	26	40	40	70	25	120	60
ω_1 , рад/с	35	28	30	45	25	30	15	32	12	16
P_c , Н	5	10	15	20	25	20	15	10	10	5

Вариант 10. Схема шарнирного четырехзвенника с большим коромыслом (рис. 2.10, табл. 2.10)

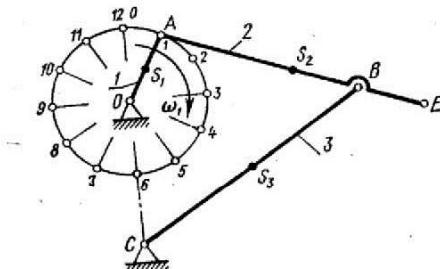


Рис. 2.10

Таблица 2.10

Величина	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA , мм	40	20	100	60	50	80	25	100	120	90
OC , мм	80	30	180	100	150	200	100	400	300	315
BC , мм	160	60	350	200	250	400	150	550	420	315
AB , мм	140	60	320	190	200	300	90	300	350	250
AE , мм	40	15	50	40	100	100	40	75	100	65
ω_1 , рад/с	30	35	12	15	20	16	40	20	15	22
P_c , Н	5	10	15	20	25	20	15	10	10	5

Вариант 11. Механизмы долбежного станка (рис. 2.11, табл. 2.11)

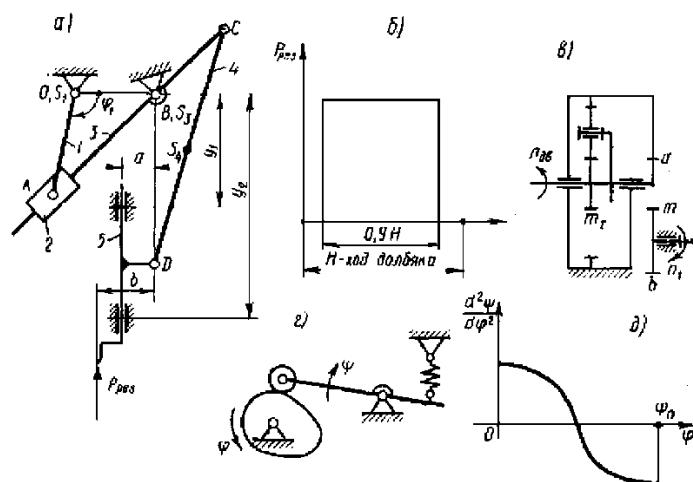


Рис. 2.11. Механизмы долбежного станка:

a — рычажный механизм перемещения долбяка; *б* — диаграмма сил резания; *в* — планетарная и простая ступени редуктора; *г* — кулачковый механизм попечерной подачи стола; *д* — косинусоидальный закон изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Вариант 12. Механизмы качающегося конвейера (рис. 2.12, табл. 2.12)

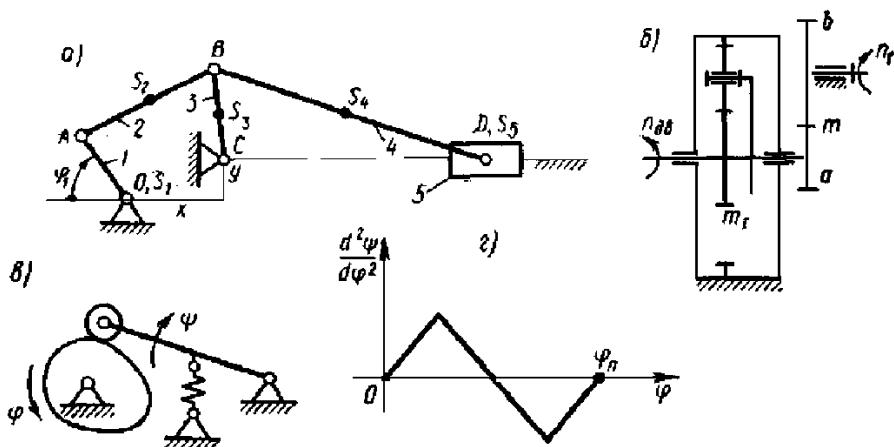


Рис. 2.12. Механизмы качающегося конвейера:

а — рычажный механизм перемещения транспортирующего желоба; *б* — планетарная и простая ступени редуктора; *в* — кулачковый механизм подачи материала на конвейер; *г* — закон изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Таблица 2.11

Параметры	Обозна- чение	Единица	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма $l_{CS} = 0,5 l_{CD}$	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}	м	0,05	0,05	0,04	0,06	0,08	0,04	0,05	0,06	0,08	0,07
	l_{BC}	м	0,10	0,11	0,08	0,12	0,12	0,09	0,10	0,14	0,15	0,15
	l_{CD}	м	0,40	0,45	0,35	0,50	0,56	0,30	0,50	0,48	0,60	0,55
	a	м	0,02	0,01	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,02	0,02	0,01
	b	м	0,03	0,02	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,03	0,04	0,02
	y_1	м	0,30	0,34	0,27	0,38	0,44	0,21	0,40	0,34	0,45	0,40
	y_2	м	0,50	0,56	0,43	0,62	0,68	0,39	0,60	0,52	0,75	0,70
Частота вращения электродвигателя	$n_{\text{об}}$	об/мин	1500	1200	1500	1400	1500	1000	1500	1400	1000	1000
Частота вращения кривошипа 1 и кулачка	$n_j - n_k$	об/мин	200	120	180	140	160	100	150	120	80'	110
Массы звеньев рычажного механизма	m_3	кг	20	22	22	21	24	18	25	20	28	22
	m_4	кг	5	5	6	5	6	4	6	5	7	5
	m_5	кг	30	35	34	32	35	25	40	32	42	35
Моменты инерции звеньев	J_{Sj}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,20	0,25	0,20	0,30	0,40	0,20	0,30	0,24	0,25	0,18
	J_{S3}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,32	0,40	0,25	0,48	0,60	0,18	0,60	0,44	0,90	0,60
	J_{S4}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,08	0,10	0,07	0,12	0,18	0,04	0,15	0,11	0,25	0,15
	$J_{\text{об}}$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,05	0,08	0,05	0,06	0,05	0,10	0,05	0,06	0,10	0,10
Сила резания	$P_{\text{рез}}$	кН	2,0	1,75	1,5	1,8	1,35	1,9	1,6	1,7	1,85	2,5
Коэффициент несравномерности 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	φ_1	град	90	120	150	180	210	240	270	240	210	150
Модуль зубчатых колес планетарной ступени редуктора	m_j	мм	4	3	4	3	4	3	4	3	4	3
Числа зубьев колес простой передачи	z_a z_b	- -	12 20	14 28	13 26	10 22	9 20	12 24	9 22	10 26	9 27	14 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	$\varphi_{II} = \varphi_0$ φ_{BB}	град град	55 25	60 10	65 10	70 0	65 15	60 20	55 10	60 0	65 20	55 15
Допускаемый угол давления	$\theta_{\text{доп}}$	град	35	36	38	35	36	38	40	35	30	40
Момент инерции коромысла	J_k	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,05	0,03	0,04	0,04	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06

Таблица 2.12

Параметры	Обозна- чение	Единица	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма $l_{AS2}=0,5 l_{AB}$; $l_{BS3}=0,5 l_{BC}$; $l_{BS4}=0,5 l_{BD}$	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}	м	0,38	0,46	0,42	0,46	0,28	0,45	0,55	0,53	0,45	0,38
	l_{BC}	м	0,30	0,33	0,35	0,39	0,35	0,40	0,40	0,45	0,38	0,32
	x	м	0,30	0,34	0,32	0,33	0,32	0,35	0,41	0,40	0,35	0,29
	y	м	0,06	0,06	0,05	0,06	0,04	0,05	0,07	0,07	0,06	0,05
	l_{BD}	м	1,40	1,50	1,40	1,50	1,60	1,50	1,50	1,60	1,50	1,30
Частота вращения электродвигателя	n_{ob}	об/мин	1200	1360	1460	1350	1260	1260	1580	1470	880	1570
Частота вращения кривошипа 1 и кулачка	$n_I=n_K$	об/мин	60	68	73	70	63	63	79	74	50	80
Масса звеньев рычажного механизма	m_2	кг	16	17	18	18	20	18	18	20	18	18
	m_3	кг	20	21	20	20	25	20	22	25	20	20
	m_4	кг	80	90	100	85	100	90	95	100	90	90
	m_5	кг	400	450	500	500	500	400	450	500	450	400
Масса перемещаемого материала	m_m	кг	800	900	900	900	950	800	900		900	850
Моменты инерции звеньев	$J_{0I}=J_{S3}$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1,0	1,1	1,0	1,2	1,4	1,0	1,2	1,4	1,2	1,0
	J_{S2}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,4	0,6	0,5	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6	0,5	0,4
	J_{S4}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	40	42	35	40	38	42	45	35	45	40
	J_{ob}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	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_{C1}	кН	1,5	1,4	1,2	1,5	1,4	1,5	1,5	1,6	1,5	1,4
Сила сопротивления при обратном ходе	P_{C2}	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_l	мм	5	4	5	6	5	4	5	6	5	4
Число 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	35	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	мм	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	$\Phi_{II}=\Phi_0$ Φ_{BB}	град	85 0	60 40	70 30	60 30	80 10	70 40	85 10	65 50	60 40	70 35
Допускаемый угол давления	θ_{dop}	град	40	35	45	35	40	30	35	30	40	35
Момент инерции коромысла	J_k	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,02	0,03	0,02	0,03	0,02	0,02	0,02	0,03	0,02	0,03

Вариант 13. Механизмы трактора (рис. 2.13, табл. 2.13)

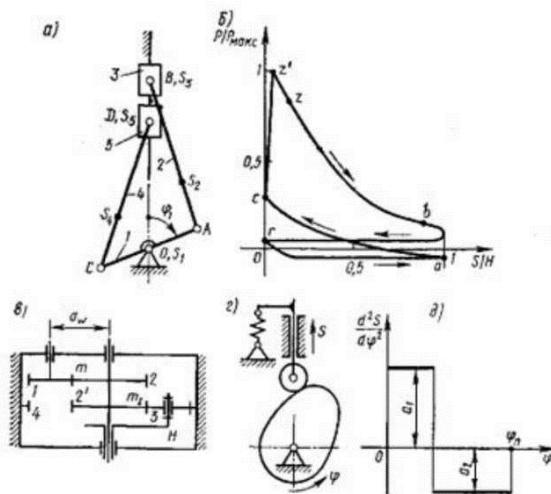


Рис. 2.13. Механизмы трактора:

а - 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; *г* - схема кулачкового механизма привода выхлопного клапана; *д* - закон изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма

Вариант 14. Механизмы вытяжного пресса (рис. 2.14, табл. 2.14)

Маховик устанавливается на валу 0. Силовой расчет рычажного механизма проводится для положения, где $P_F = P_{Fmax}$

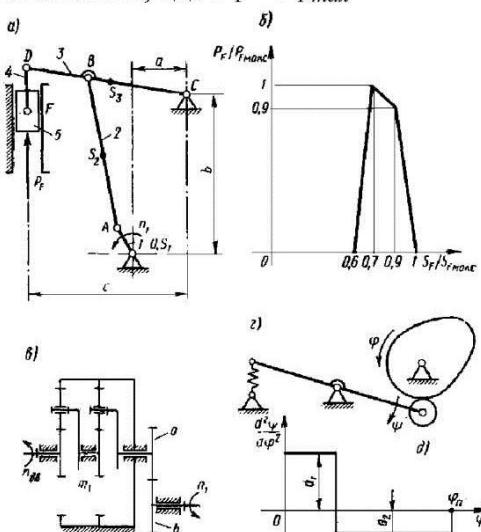


Рис. 2.14. Механизмы вытяжного пресса:

а - рычажный механизм перемещения ползуна с пuhanсоном; *б* - график изменения усилия вытяжки; *в* - схема планетарной и простой ступеней редуктора; *г* - схема кулачкового механизма выталкивателя готовой детали; *д* - график изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Таблица 2.13

Параметры	Варианты числовых значений											
	Обозначение	Единица	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма $l_{AS2} = l_{CS4} = l_{AB}/3$	$l_{OA} - l_{OC}$ $l_{AB} = l_{CD}$	мм мм	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	$n_t = 2n_k$	об/мин	2000	1800	1600	1500	1200	1400	1800	1600	1500	2000
Массы звеньев	$m_2 - m_4$	кг	2,9	3,2	3,6	4,2	4,5	5,0	5,3	5,8	6,2	5,0
	$m_3 - m_5$	кг	3,0	3,5	33,2	5,0	5,9	5,5	5,4	7,2	8,9	6,0
Моменты инерции звеньев	J_{01}	кг·см ²	4,0	5,0	3,5	8,0	15	17	20	19	18	15
	$J_{S2} = J_{S4}$	кг·см ²	1,7	2,5	1,9	4,0	9,5	8,5	10	9	9	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	0,04	0,05	0,05	0,04
Положение кривошипа OA при силовом расчете механизма	φ_t	град	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
Передаточное отношение механизма привода ведущих колес	u_{1H}	-	10	10	8	9	12	10	8	9	10	12
Модуль колес планетарной ступени	m_t	мм	3	3	3	3	4	4	4	4	3	4
Межосевое расстояние простой ступени привода	a_∞	мм	92	99	77	99	102	107	84	103	90	107
Числа зубьев колес простой ступени	z_1 z_2	- -	14 22	13 26	12 18	15 28	11 22	14 28	12 15	14 26	13 26	11 24
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	мм	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	$\Phi_t = \Phi_0$ Φ_{BV}	град град	65 0	55 20	60 10	55 20	65 0	60 10	62 10	60 10	62 0	55 20
Допускаемый угол давления	θ_{dop}	град	30	28	30	25	32	30	28	25	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
Зависимость давления газа в цилиндре двигателя от перемещения поршня (индикаторная диаграмма)												
Перемещение поршня (в долях хода Н), 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
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
	Сжатие	0,29	0,23	0,20	0,16	0,10	0,06	0,04	0,03	0,014	0,007	0
	Расширение	0,29	1,0	0,9	0,7	0,5	0,36	0,29	0,24	0,19	0,17	0,14
	Выпуск	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,05

Таблица 2.14

Параметры	Обозна- чение	Единица	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма	l_{O1}	м	0,10	0,09	0,09	0,09	0,08	0,10	0,07	0,10	0,11	0,08
	$l_{AB} - 2l_{AS2}$	м	0,32	0,38	0,29	0,40	0,26	0,45	0,23	0,43	0,36	0,36
	l_{BC}	м	0,30	0,26	0,27	0,28	0,24	0,30	0,21	0,29	0,33	0,25
	$l_{CD} - 2l_{CS3}$	м	0,42	0,37	0,38	0,39	0,34	0,44	0,30	0,42	0,47	0,35
	l_{DE}	м	0,11	0,09	0,10	0,10	0,09	0,11	0,08	0,10	0,12	0,09
	a	м	0,16	0,13	0,14	0,14	0,13	0,15	0,11	0,15	0,17	0,12
	b	м	0,29	0,37	0,26	0,39	0,23	0,44	0,20	0,42	0,32	0,35
Частота вращения электродвигателя	n_{oe}	об/мин	940	960	960	960	1440	1440	1420	1440	940	1700
	$n_I - n_K$	об/мин	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	кг	9	11	8	12	8	13	7	13	11	10
	m_3	кг	12	10	11	10	10	14	9	12	14	11
	m_5	кг	30	32	35	37	40	42	35	40	30	37
Момент инерции кривошипа 1 (с учетом приведенных масс редуктора)	J_{S1}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	2,0	2,4	2,6	2,5	2,2	2,0	2,2	2,2	2,4	2,0
Моменты инерции звеньев	J_{S2}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,10	0,16	0,08	0,20	0,06	0,26	0,05	0,24	0,14	0,13
	J_{S3}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,20	0,14	0,16	0,16	0,12	0,28	0,09	0,21	0,31	0,13
	J_{oe}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,10	0,11	0,11	0,12	0,10	0,10	0,11	0,11	0,12	0,10
Максимальное усилие вытяжки	P_{Fmax}	кН	36	40	38	42	40	37	32	33	45	35
Коэффициент неизменности вращения кривошипа 1	δ	—	1/6	1/7	1/8	1/7	1/6	1/5	1/6	1/7	1/8	1/5
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	Ψ_{max}	град	25	22	20	25	27	18	20	22	24	20
Отношение величин 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	$\Phi_{II} = \Phi_0$	град	60	65	65	55	60	65	65	55	60	65
	Φ_{BB}	град	10	12	14	15	8	10	11	14	15	10
Допускаемый угол давления	θ_{don}	град	40	45	45	40	40	45	40	45	40	45
Момент инерции коромысла	J_k	$\text{кг}\cdot\text{см}^2$	40	50	55	35	40	50	55	60	37	40

Вариант 15. Механизмы дизель-воздуходувной установки
(рис. 2.15, табл. 2.15)

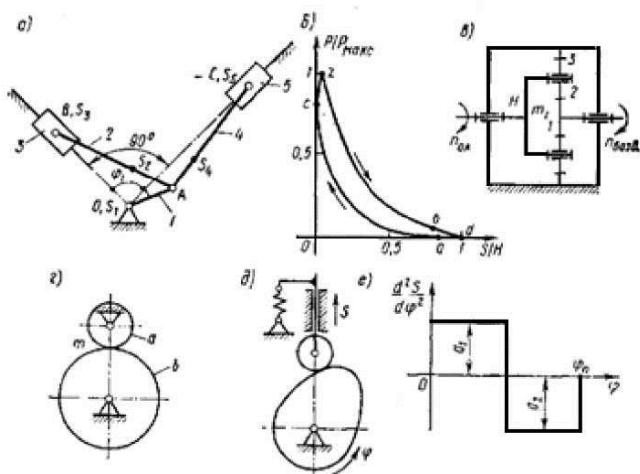


Рис. 2.15. Механизмы дизель-воздуходувной установки: а - рычажный механизм V-образного двухтактного двигателя внутреннего сгорания; б — индикаторная диаграмма двигателя (фазы индикаторной диаграммы; ac — сжатие; czb — сгорание и расширение; bda — выхлоп и продувка); в — схема планетарного механизма привода воздуходувки; г — схема стартерной зубчатой передачи; д — схема кулачкового механизма; е — закон изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма ($a_1=a_2$)

Вариант 16. Механизмы двухцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания (рис. 2.16, табл. 2.16)

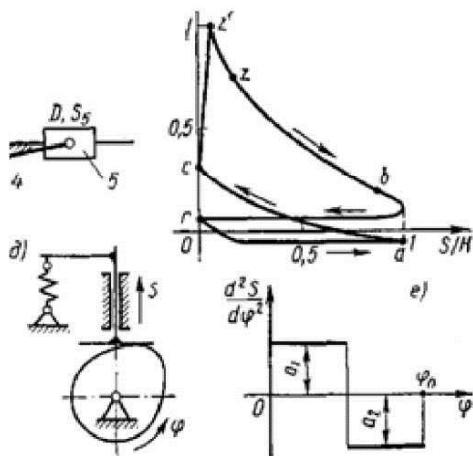


Рис. 2.16. Механизмы двухцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания: а — рычажный механизм двигателя; б — индикаторная диаграмма двигателя (фазы индикаторной диаграммы: ra — всасывание; ac — сжатие; cz'z — сгорание топлива; zb — расширение; br — выхлоп); в — схема планетарной ступени коробки передач; г — схема зубчатой передачи; д — схема кулачкового механизма привода впускного клапана; е — закон изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма

Таблица 2.15

Параметры	Обозначение	Единица	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма $L_{AB} = L_{AC} = L_{AB}/3$	l_{OA} l_{AB} l_{AC}	м м м	0,08 0,32 0,30	0,07 0,36 0,28	0,09 0,33 0,33	0,07 0,29 0,29	0,08 0,36 0,36	0,07 0,31 0,31	0,09 0,34 0,34	0,07 0,34 0,34	0,08 0,38 0,38	0,09
Частота вращения коленчатого вала 1 и кулачка	$n_1 - n_k$	об/мин	2200	1900	2100	1800	2000	2100	1800	2000	1900	2200
Массы звеньев	$m_2 - m_4$ $m_3 - m_5$	кг кг	2,5 2,7	2,8 3,0	3,0 3,3	3,3 3,6	3,6 3,6	3,3 3,3	3,0 3,0	2,8 2,8	2,6 2,7	2,5
Моменты инерции звеньев	J_{s1} $J_{s2} - J_{s4}$ $J_{возд}$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$ $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	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_{max}	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	—	1/10 0	1/11 0	1/12 0	1/11 0	1/10 0	1/90	1/80	1/90	1/10 0	1/12 0
Положение кривошипа 1 при силовом расчёте механизма	ϕ_1	град	30	60	120	150	120	60	30	60	120	150
Число 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	$m_I - m$	мм	2,5	3	3	3	3,5	3	2,5	3	3,5	3
Передаточное отношение планетарного механизма привода воздуходувки	u_{III}	—	1/3	1/3,5	1/4	1/4,5	1/5	1/4,5	1/4	1/3,5	1/3	1/5
Ход толкателя кулачкового механизма	h	мм	9	10	11	12	13	12	11	10	9	12
Фазовые углы поворота кулачка $\phi_{bb}=0$	$\Phi_{II} = \Phi_0$	град	77	74	70	67	63	65	70	75	80	65
Допускаемый угол давления	$\theta_{доп}$	град	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

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

Перемещение поршня (волях хода H)	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
Давление газа (волях 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 2.16

Параметры	Обозна- чение	Еди- ница	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма $l_{AS2}=l_{CS4}=l_{AB}/3$	$l_{OA}=l_{OC}$	м	0,05	0,06-	0,05	0,04	0,05	0,06	0,04	0,05	0,06	0,04
	$l_{AB}-l_{CD}$	м	0,19	0,24	0,17	0,16	0,18	0,23	0,15	0,20	0,22	0,17
Частота вращения коленчатого вала и кулачка	$n_f=2n_k$	об/мин	4600	4700	5200	5100	4800	4900	5000	4500	4100	4400
	$m_2=m_4$	кг	0,34	0,31	0,34	0,32	0,32	0,35	0,30	0,36	0,38	0,33
Моменты инерции звеньев	m_3-m_5	кг	0,36	0,33	0,34	0,36	0,35	0,42	0,30	0,38	0,40	0,39
	J_{S1}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,007	0,006	0,007	0,005	0,009	0,010	0,005	0,008	0,009	0,007
	$J_{S2}=J_{S4}$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,002	0,003	0,002	0,001	0,002	0,003	0,001	0,002	0,003	0,002
Максимальное давле- ние в цилиндре	p_{max}	МПа	2,8	3,0	3,5	3,2	3,1	2,8	2,9	3,4	2,6	3,3
Диаметр цилиндров	d	м	0,08	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07	0,06	0,07	0,08	0,06
Коэффициент нерав- номерности 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 кривоши- па при силовом рас- чете	φ_1	град	30	60	90	120	150	30	60	90	120	150
Передаточное отно- шение планетарного механизма	u_{IH}	-	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	5	4	3
Модуль колес плане- тарного механизма	m_1	мм	2	4	3	3,5	3	3	2	3,5	4	4
Межосевое расстоя- ние простой передачи	a_o	мм	148	120	124	135	140	148	135	124	120	140
Числа 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 переда- чи	m	мм	8	6	8	8	10	8	8	8	6	10
Ход толкателя кулач- кового механизма	h	мм	8	10	7	8	9	7	8	9	10	7
Фазовые углы пово- рота кулакчика ($\varphi_{bb} = 0$)	$\Phi_{II}=\Phi_0$	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

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}	Всасы- вание	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
	Расши- рение	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	0,05

Вариант 17. Механизмы гайковырубного автомата (рис. 2.17, табл. 2.17)

Маховик устанавливается на валу кривошипа. Силовой расчет механизма проводится для положения, где $P_D = P_{D\max}$

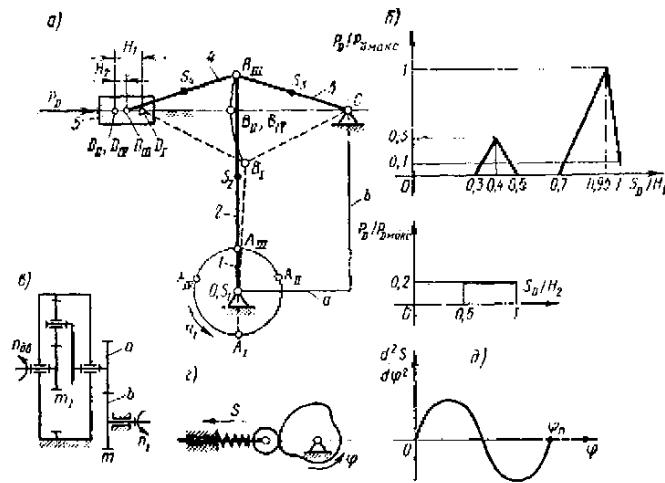


Рис. 2.17. Механизм гайковырубного автомата:

а - рычажный механизм перемещения ползуна с пуансоном; *б* - график силы сопротивления, приложенной к пуансону; *в* — схема планетарной и простой ступеней редуктора; *г* — схема кулачкового механизма перемещения матриц; *д* — синусоидальный закон изменения аналога ускорения толкателя

Вариант 18. Механизмы поперечно-строгального станка

(рис. 2.18, табл. 2.18)

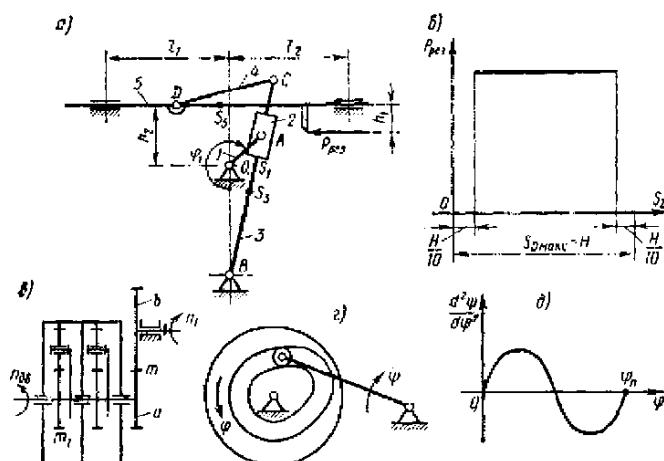


Рис. 2.18. Механизмы поперечно-строгального станка:

а — 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

Таблица 2.17

Параметры	Обозна- чение	Единица	Варианты числовых значений									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Размеры звеньев рычажного механизма $l_{AS2} = 0,5 l_{AB}$; $l_{BS2} = 0,5 l_{BC}$; $l_{BS4} = 0,5 l_{BD}$	l_{OA}	м	0,03	0,11	0,10	0,12	0,08	0,11	0,12	0,10	0,10	0,12
	l_{AB}	м	0,43	0,41	0,48	0,43	0,38	0,48	0,44	0,44	0,37	0,52
	$l_{BC} = l_{BD}$	м	0,25	0,29	0,28	0,30	0,22	0,28	0,31	0,26	0,26	0,31
	a	м	0,24	0,27	0,27	0,29	0,21	0,27	0,30	0,25	0,25	0,29
	b	м	0,45	0,43	0,50	0,45	0,40	0,50	0,47	0,45	0,39	0,55
Частота вращения электродвигателя	$n_{\partial\theta}$	об/мин	860	940	960	1440	1460	940	960	1440	1460	860
Частота вращения кривошипа 1 и кулачка	$n_1 = n_k$	об/мин	100	90	110	120	130	80	85	95	140	90
Массы звеньев рычажного механизма	m_1	кг	50	55	60	45	40	55	60	50	45	55
	m_2	кг	11	10	12	10	9	12	11	11	9	13
	$m_3 = m_4$	кг	15	17	16	20	13	18	19	16	16	18
	m_5	кг	60	62	56	70	46	65	67	57	58	63
Моменты инерции звеньев	J_{s1}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1,2	1,4	1,6	1,0	0,9	1,5	1,3	1,1	1,0	1,3
	J_{s2}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,20	0,17	0,28	0,18	0,13	0,28	0,21	0,21	0,12	0,35
	$J_{s3} - J_{s4}$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,09	0,14	0,12	0,18	0,08	0,14	0,18	0,11	0,11	0,17
	$J_{\partial\theta}$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,05	0,06	0,05	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04	0,05
Максимальная сила сопротивления, приложенная к ползуну 5	P_{Dmax}	кН	60	65	70	58	55	52	53	54	60	70
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа 1	δ	—	1/10	1/9	1/8	1/12	1/15	1/11	1/13	1/10	1/9	1/8
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	—	14	12	13	12	11	14	12	13	14	10
	z_b	—	24	21	19	24	18	23	20	18	25	20
Модуль зубчатых колес z_a, z_b	m	мм	4	5	5	6	6	7	8	9	8	7
Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,015	0,016	0,017	0,018	0,02	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016
Фазовые углы поворота кулачка	$\Phi_{11} = \Phi_0$	град	45	50	55	60	55	50	45	50	55	60
	Φ_{BB}	град	150	140	130	130	140	150	160	130	120	120
Допускаемый угол давления	$\theta_{\text{доп}}$	град	25	26	27	28	30	28	26	30	25	27
Масса толкателя	m_T	кг	0,8	0,9	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,7	0,8	1,0

Таблица 2.18

Параметры	Обозна- чение	Единица	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}	м	0,27	0,35	0,30	0,27	0,30	0,27	0,35	0,27	0,35	0,30
	l_{BC}	м	0,49	0,64	0,56	0,49	0,56	0,49	0,64	0,49	0,64	0,56
	l_{CD}	м	0,20	0,21	0,20	0,20	0,21	0,20	ОД	0,20	0,21	0,20
	h_2	м	0,19	0,29	0,25	0,21	0,25	0,20	0,28	0,20	0,28	0,24
	l_1	м	0,47	0,39	0,39	0,39	0,41	0,41	0,41	0,43	0,43	0,43
	l_2	м	0,35	0,29	0,29	0,29	0,30	0,30	0,30	0,32	0,32	0,32
	l_{BS3}	м	0,25	0,34	0,30	0,25	0,30	0,25	0,34	0,25	0,34	0,30
	l_{DS3}	м	0,10	0,11	0,10	0,10	0,11	0,10	0,11	0,10	0,11	0,10
Частота вращения электродвигателя	$n_{\text{об}}$	об/мин	1420	1440	950	930	940	1250	1100	1440	1350	1410
	$n_I - n_K$	об/мин	71	72	68	74	72	72	70	75	65	82
Массы звеньев рычажного механизма	m_3	кг	18	20	19	18	20	18	20	19	18	20
	m_5	кг	40	60	50	40	50	40	60	50	40	50
Моменты инерции звеньев	J_{s1}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	2,0	3,5	3,0	2,5	2,0	2,0	1,8	3,5	3,0	2,5
	J_{s2}	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,43	0,82	0,60	0,43	0,60	0,43	0,82	0,43	0,80	0,60
	$J_{\text{об}}$	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,06	0,05	0,12	0,09	0,10	0,05	0,06	0,07	0,08	0,06
Сила резания	$P_{\text{рез}}$	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 I	δ	—	1/30	1/20	1/25	1/30	1/20	1/25	1/30	1/25	1/20	1/30
Положение кривошипа I при силовом расчете механизма	φ_1	град	120	150	210	240	210	150	120	150	210	240
Модуль зубчатых колес планетарного механизма	m_I	мм	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3
Числа зубьев колес простой передачи	z_a z_b	—	12 24	12 20	12 26	14 26	11 25	13 26	12 22	14 20	15 25	13 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	45	20	22	25	18
Фазовые углы поворота кулачка	$\Phi_{\Pi} = \Phi_0$ Φ_{BB}	град град	65 15	60 10	65 15	50 10	65 15	60 10	65 10	50 15	65 10	60 15
Допускаемый угол давления	$\theta_{\text{доп}}$	град	35	30	32	35	30	32	35	32	30	35

Вариант 19. Механизмы двухступенчатого двухцилиндрового воздушного компрессора (рис. 2.19, табл. 2.19)

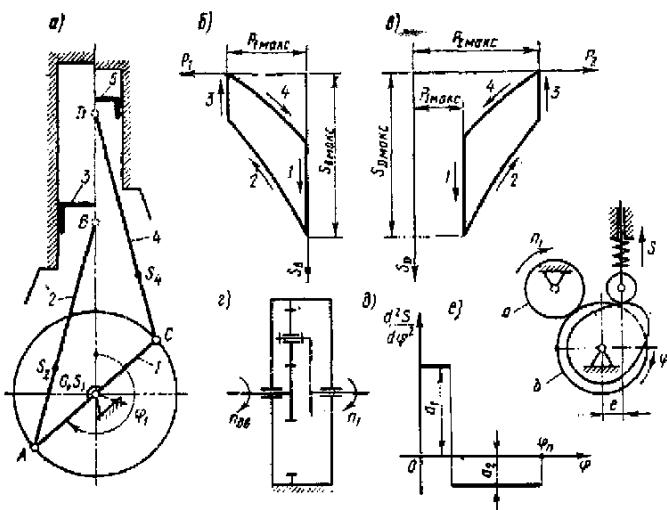


Рис. 1.9. Механизмы двухступенчатого двухцилиндрового воздушного компрессора: *а* — рычажный механизм компрессора; *б* — индикаторная диаграмма I ступени компрессора; *в* — индикаторная диаграмма II ступени компрессора (фазы индикаторных диаграмм: 1 — всасывание; 2 — сжатие; 3 — нагнетание; 4 — расширение); *г* — схема планетарного редуктора; *д* — закон изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма; *е* — кулачковый механизм масляного насоса с приводом от зубчатых колес

Вариант 20. Механизмы привода глубинного насоса компрессора (рис. 2.20, табл. 2.20)

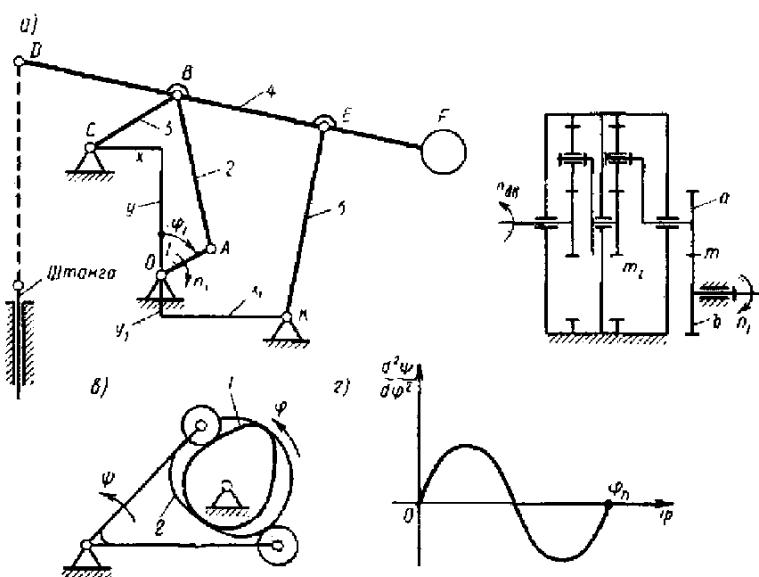


Рис. 2.20. Механизмы привода глубинного насоса:
а — рычажный механизм привода глубинного насоса; *б* — планетарная и простая ступени редуктора; *в* — схема кулачкового механизма (*1* — основной кулачок; *2* — замыкающий кулачок); *г* — синусоидальный закон изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Таблица 2.19

Параметры	Обозна- чение	Еди- ница	Варианты числовых значений										
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Размеры звеньев рычажного механизма l_{AS2} l_{CS4} $l_{AB}/3$	$l_{OA} - l_{OC}$ $l_{AB} - l_{CD}$	м 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_{oe}	об/мин	3000	2950	2940	2930	2920	3000	2950	2940	2930	2900	
Частота вращения коленчатого вала I	n_I	об/мин	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	кг	43	50	40	51	42	40	50	44	52	45	
	m_5	кг	26	32	21	36	29	28	35	25	36	30	
Моменты инерции звеньев	J_{S1}	кг·м ²	0,80	0,85	0,78	0,85	0,80	0,75	0,80	0,70	0,78	0,75	
	$J_{S2} - J_{S4}$	кг·м ²	0,55	0,50	0,60	0,50	0,55	0,60	0,55	0,50	0,60	0,55	
	J_{oe}	кг·м ²	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_{1max}	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_{2max}	МПа	0,80	0,84	0,87	0,90	1,00	0,94	0,84	0,90	0,94	1,00	
Диаметры цилиндров: I ступени II ступени	d_1 d_2	м	0,35 0,20	0,37 0,21	0,38 0,22	0,36 0,20	0,31 0,18	0,34 0,20	0,40 0,23	0,38 0,22	0,36 0,21	0,34 0,18	
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	φ_1	град	30	60	120	150	210	240	300	330	120	30	
Модуль зубчатых колес планетарного редуктора	m_I	мм	2	3	3	3	2	3	2	3	2	3	
Числа зубьев колес привода масляного насоса	z_a z_b	— —	14 20	13 19	12 18	15 21	13 18	14 21	13 20	12 19	11 20	10 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	мм	20	25	18	20	22	25	18	22	20	25	
Вносимость толкателя	e	мм	8	0	10	0	10	8	6	5	0	10	
Отношение величин ускорений	a_I/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 $\Phi_{RR} = 0$	$\Phi_{II} = \Phi_0$	град	90	110	120	100	105	110	115	120	125	130	
Допускаемый угол давления	$\theta_{\text{доп}}$	град	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	
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 p_1, p_{1max}	I ступень движение	вверх	1,0	1,0	1,0	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0
		вниз	1,0	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	
	II ступень движение	верх	1,0	1,0	1,0	0,7	0,59	0,5	0,42	0,3	0,34	0,32	0,3
		вниз	1,0	0,54	0,54	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	

Таблица 2.20

Параметры	Обозначение	Единица	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}	м	2,5	2,25	2,0	1,87	2,12	2,33	1,5	1,66	1,25	1,0
	l_{BC}	м	1,12	1,01	0,9	0,84	0,95	1,05	0,67	0,74	0,56	0,45
	l_{BD}	м	1,54	1,39	1,23	1,15	1,3	1,44	0,92	1,03	0,77	0,62
	l_{BE}	м	2,14	1,92	1,71	1,6	1,81	2,0	1,28	1,42	1,07	0,86
	l_{EK}	м	2,58	2,32	2,06	1,93	2,19	2,4	1,55	1,72	1,29	1,03
	l_{EF}	м	3,68	3,31	2,94	2,75	3,12	3,43	2,2	2,45	1,84	1,47
	x	м	1,5	1,35	1,2	1,12	1,27	1,4	0,90	1,0	0,75	0,60
	y	м	2,18	1,96	1,74	1,63	1,85	2,03	1,3	1,45	1,09	0,87
	$x_I - y_I$	м	0,94	0,85	0,75	0,70	0,80	0,88	0,56	0,63	0,47	0,38
Частота вращения электродвигателя	$n_{\text{д6}}$	об/мин	770	770	1000	1000	770	770	1520	1000	1520	1520
Частота вращения кривошипа I	n_I	об/мин	8	9	12	13	10	7	20	14	21	24
Сила тяжести штанги	G_u	кН	40	45	25	20	35	30	15 ¹	18	17	12
Сила тяжести противовеса	G_F	кН	45	50	30	25	40	35	18	20	20	15
Сила тяжести поднимаемой жидкости	$G_{\text{ж}}$	кН	10	12	10	9	10	8	6	5	6	5
Моменты инерции звеньев	J_I	кг·м ²	2,0	1,8	1,5	1,3	2,0	2,5	1,0	1,4	0,8	0,5
	$J_{\text{шв}}$	кг·м ²	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	φ_1	град	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300
Модуль зубчатых колес планетарной ступени редуктора	m_I	мм	3	3,5	4	3,5	3	4	3,5	3	4	3
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	$\Phi_{\Pi} = \Phi_0$	град	50	55	60	55	50	55	60	55	50	60
	Φ_{BB}	град	120	110	100	100	110	120	90	120	130	80
Допускаемый угол давления	$\theta_{\text{доп}}$	град	35	40	45	40	35	40	45	40	35	30

Лист 3. Проектирование кулачкового механизма

1. Установить тип кулачкового механизма (кулачковый механизм с вращающимся кулачком и поступательно перемещающимся толкателем: вариант I – с роликовым толкателем, рис. 2.21; вариант II – с плоским толкателем, рис. 2.22).
2. По заданной диаграмме $\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}, \varphi \right)$ (см. рис. 2.23) построить диаграммы $\left(\frac{dS}{d\varphi}, \varphi \right)$ и (S, φ) , используя для этого метод графического интегрирования (см. рис. 2.24). Вычислить масштабные коэффициенты полученных диаграмм.
3. Построить диаграмму $\left(\frac{dS}{d\varphi}, S \right)$. Определить с ее помощью величину минимально-допустимого радиуса начальной шайбы кулачка и, если необходимо, величину дезаксиала.
4. Построить теоретический и действительный профили кулачка, отвечающие полученному ранее закону движения толкателя (S, φ) .
5. Используя диаграмму $\left(\frac{dS}{d\varphi}, S \right)$, определить величины углов давления во всех полученных точках теоретического профиля кулачка и построить диаграмму изменения этих углов в зависимости от угла поворота кулачка.

В заданиях приняты следующие обозначения:

$\Phi_{уд.}^\circ, \Phi_{в.н.}^\circ, \Phi_{пр}^\circ$ - фазовые углы удаления, верхней паузы и приближения, град.

$\gamma_{\partialон.}^\circ$ - допускаемый угол давления, град.

S_{max} - максимальное перемещение толкателя, мм.

Задания на лист 3

I. Кулачковый механизм с роликовым толкателем

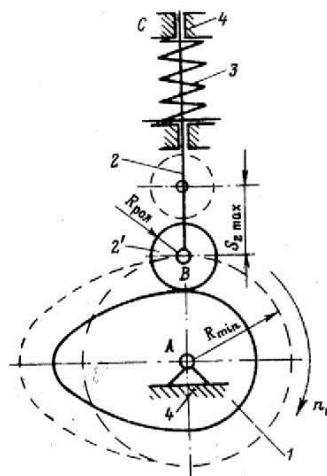


Рис. 2.21. Схема кулачкового механизма

Таблица 2.21

Параметры	Варианты числовых значений									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Φ_{yd}°	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
$\Phi_{\sigma,n.}^{\circ}$	40	30	50	40	10	50	30	10	20	20
$\Phi_{np.}^{\circ}$	80	100	110	70	130	140	120	130	120	130
$\gamma_{don.}^{\circ}$	30	32	34	36	38	40	38	36	34	32
S_{max} , мм	15	18	20	22	24	26	28	30	27	25
Вид диаграммы	1	2	3	4	5	6	6	1	2	3

II. Кулачковый механизм с плоским толкателем

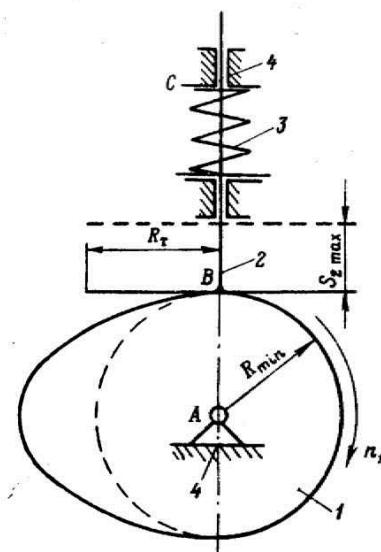


Рис. 2.22. Схема кулачкового механизма

Таблица 2.22

Параметры	Варианты числовых значений									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\Phi_{y\partial}^{\circ}$	80	90	100	110	120	130	140	150	70	60
$\Phi_{e,n}^{\circ}$	30	40	20	30	20	50	10	10	40	50
Φ_{np}°	120	60	110	120	130	90	140	70	80	100
γ°_{don}	34	35	36	37	38	40	32	30	34	35
S_{max} , мм	20	22	24	25	26	28	30	32	34	33
Вид диаграммы	3	4	5	6	1	6	5	4	3	2

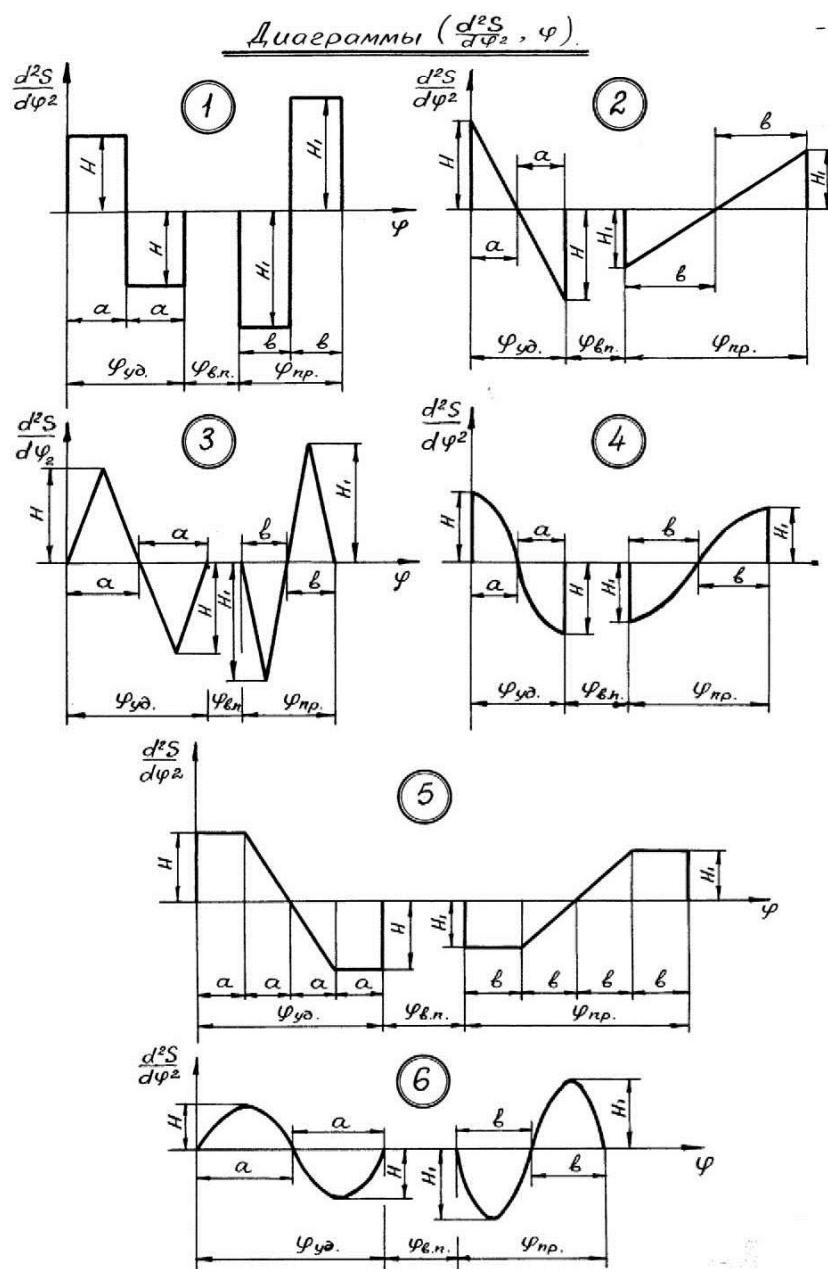
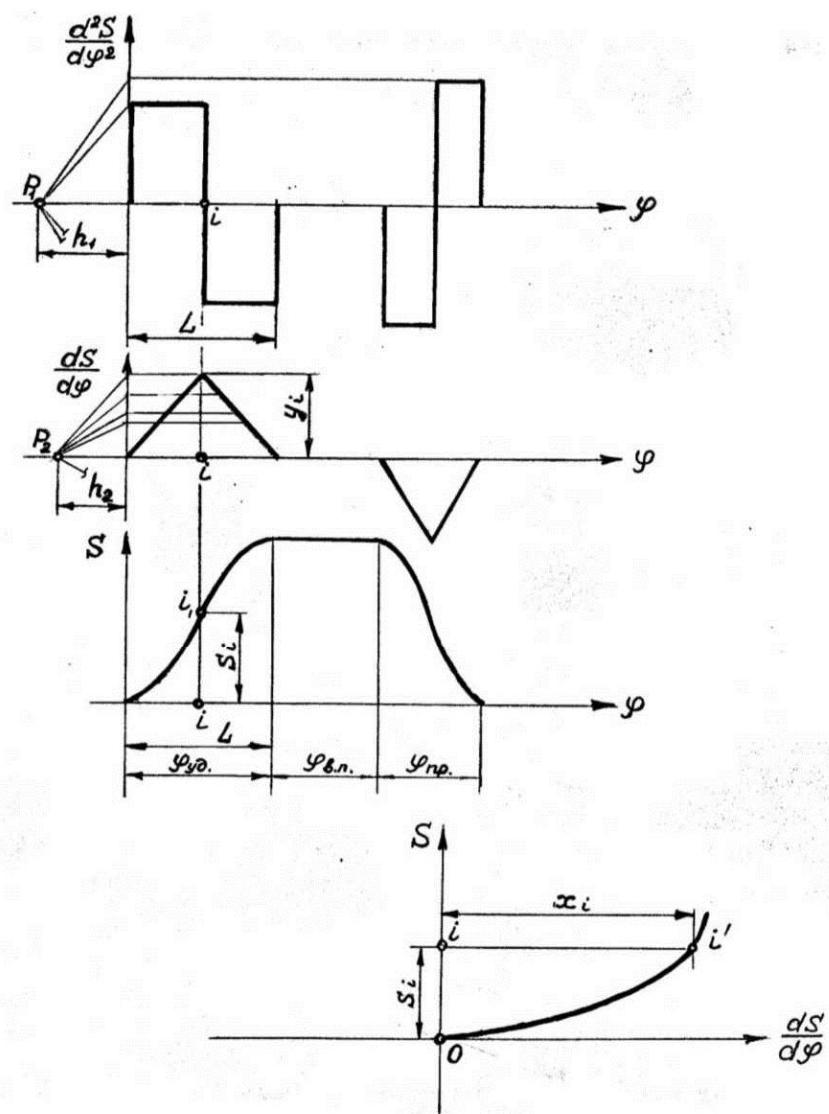


Рис. 2.23.



Puc. 2.24.

КРАТКИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ЛИСТУ 3

1. При построении диаграммы $\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}, \varphi \right)$ размеры "a" и "b" следует определять исходя из заданных фазовых углов $\varphi_{y\partial}$ и φ_{np} и принятого масштабного коэффициента μ_φ . Размер "H" на чертеже может быть принят произвольно в пределах 30÷60 мм, размер " H_1 " должен быть подсчитан из соотношения:

$$H_1 = H \left(\frac{\varphi_{y\partial}^\circ}{\varphi_{np}^\circ} \right)^2, \dots [\text{мм}].$$

2. Диаграммы $\left(\frac{dS}{d\varphi}, \varphi \right)$ и (S, φ) получают путем графического интегрирования ранее построенной диаграммы $\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}, \varphi \right)$. Полюсные расстояния " h_1 " и " h_2 " должны быть выбраны так, чтобы максимальные ординаты диаграмм лежали в пределах 40÷60 мм.

3. Масштабные коэффициенты диаграмм определяются из соотношений:

$$\mu_s = \frac{S_{\max}}{S'_{\max}} \dots \left[\frac{\text{мм}}{\text{мм}} \right]; \quad \mu_\varphi = \frac{\varphi_{y\partial}^\circ \pi}{L \cdot 180^\circ} \dots \left[\frac{\text{рад}}{\text{мм}} \right],$$

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi h_2} \dots \left[\frac{\text{мс}^{-1}}{\text{мм}} \right]; \quad \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{dS}}{\mu_\varphi h_1} \dots \left[\frac{\text{мс}^{-2}}{\text{мм}} \right],$$

где: S_{\max} - заданное максимальное перемещение толкателя, мм;

S'_{\max} - максимальная высота ординаты на диаграмме (S, φ) , мм;

L - длина отрезка на оси абсцисс, соответствующая заданному фазовому углу удаления толкателя $\varphi_{y\partial}^\circ$, мм;

h_1 - полюсное расстояние на диаграмме $\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}, \varphi \right)$, мм;

h_2 - то же на диаграмме $\left(\frac{dS}{d\varphi}, \varphi \right)$, мм.

Рассчитанные в пояснительной записке значения масштабных коэффициентов должны быть выписаны на чертеже рядом с соответствующими диаграммами.

4. При построении диаграммы $\left(\frac{dS}{d\varphi}, S \right)$ следует иметь в виду, что масштабные коэффициенты по обеим ее осям должны быть одинаковы. Целесооб-

разно принять масштабные коэффициенты по осям S и $\frac{dS}{d\varphi}$ равными μ_s , при этом отрезки S_i , откладываемые от точки 0 (см. рис. 2.24), могут быть сняты непосредственно с диаграммы перемещений (S, φ). Величины отрезков " X_i ", откладываемых из соответствующих точек оси S вправо от нее на участке удаления толкателя и влево - на участке его приближения, в этом случае определяются по формуле:

$$X_i = \frac{y_i \mu_{dS}}{\mu_S},$$

где: y_i - ордината диаграммы $\left(\frac{dS}{d\varphi}, \varphi \right)$, соответствующая i -той точке оси φ , мм.

Полученные в результате построения точки i' соединяют плавной замкнутой кривой, представляющей собой диаграмму.

3. ПРИМЕРЫ КИНЕМАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЗМОВ ГРАФИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

Кинематическое исследование плоских шарнирных механизмов в заданном их положении можно проводить графическим способом, построив планы скоростей и ускорений механизма. При этом планы скоростей всех звеньев строят при одном общем полюсе p , а планы ускорений всех звеньев - при общем полюсе p' .

Рассмотрим два примера построения планов скоростей и ускорений механизма.

Пример 1. Четырехшарнирный механизм. Известными считаем размеры всех звеньев l_{OA} , l_{AB} , l_{CB} , l_{AD} и l_{BD} и их положения, т. е. считаем, что план механизма (рис. 3.1, a) построен. Считаем также, что в рассматриваемом положении известны угловая скорость ω_1 звена l и угловое ускорение ε_1 этого звена. Искать будем скорости и ускорения точек A , B , D , угловые скорости и ускорения звеньев 2 и 3.

Величину скорости точки A определяют по формуле $v_A = l_{OA} \omega_1$, а направление - в соответствии с направлением ω_1 (перпендикулярно ОА).

Связь между скоростью точки B и скоростью точки A (обе точки принадлежат звену 2) дается уравнением

$$\underline{\underline{v}}_B = \underline{\underline{v}}_A + \underline{\underline{v}}_{BA},$$

где

$$v_{BA} \perp AB \text{ и } v_B \perp CB.$$

Здесь и в дальнейшем вектор известный по величине и направлению подчеркиваем двумя линиями, а вектор, известный только по направлению - одной линией.

Векторное уравнение эквивалентно двум скалярным уравнениям, так как для плоскости векторное уравнение можно заменить уравнениями двух проекций этих векторов. В последнем уравнении два неизвестных элемента: величина

скорости v_B и величина скорости v_{BA} . Таким образом, это уравнение имеет определенное решение.

Для определения указанных неизвестных элементов строим план скоростей (рис. 3.1, б). Выбрав масштабный коэффициент k_v , вычисляем отрезок

$pa = \frac{v_A}{k_v}$, изображающий скорость v_A . В соответствии с уравнением откладываем от произвольной точки p (полюс плана скоростей) найденный отрезок \overline{pa} ; через конец этого отрезка (точку a) проводим линию перпендикулярно AB .

Через точку p

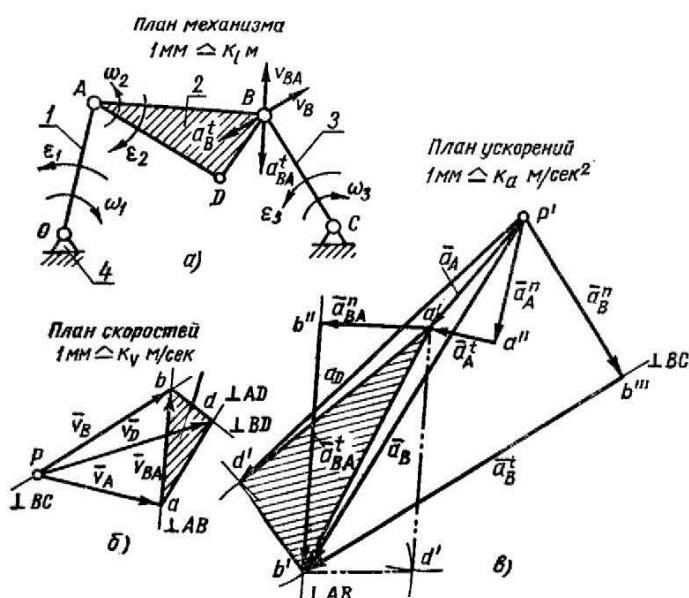


Рис. 3.1. Построение планов скоростей и ускорений четырехшарнирного механизма

проводим линию перпендикулярно СВ. В пересечении указанных линий ставим точку b . Теперь отрезок \overline{pb} изображает скорость v_B точки B , а отрезок \overline{ab} - скорость v_{BA} . Значение действительных скоростей найдем по формулам

$$v_B = k_v \overline{pb} \quad \text{и} \quad v_{BA} = k_v \overline{ab}.$$

Из уравнения находим

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} \quad \text{и} \quad \omega_3 = \frac{v_B}{l_{CB}}.$$

Чтобы определить направление угловой скорости звена 2, переносим скорость v_{BA} в точку B и рассматриваем движение точки B относительно точки A в направлении скорости v_{BA} . Таким образом, находим, что ω_2 направлена против часовой стрелки. Аналогично, перенеся v_B в точку B , устанавливаем, что ω_3 направлена по часовой стрелке.

Так как точки A , B и D принадлежат одному звену (звену 2), то на основании теоремы подобия для скоростей проводим через точку a линию перпендикулярно AD , а через точку b - линию перпендикулярно BD . В пересечении этих линий находим точку d , затем отрезок \overline{pd} и вычисляем скорость точки D по формуле

$$v_D = k_v \overline{pd}.$$

Переходим к определению ускорений. Ускорение точки A , совершающей движение по окружности радиусом l_{OA} , будет

$$\bar{a}_A = \underline{\underline{\bar{a}}}_A^n + \underline{\underline{\bar{a}}}_A^t,$$

где $\bar{a}_A^n = l_{OA}\omega_1^2$ (направлена вдоль прямой OA от точки A к центру O) и $\bar{a}_A^t = l_{OA}\varepsilon_1$ (перпендикулярно прямой OA).

Выбрав масштабный коэффициент k_a для изображения ускорений, вычисляем длины отрезков, изображающих \bar{a}_A^n и \bar{a}_A^t . Из произвольной точки p' (полюс плана ускорений, рис. 3.1, в) откладываем \bar{a}_A^n в виде отрезка $\overline{p'a''}$ и добавляем к нему \bar{a}_A^t в виде отрезка $\overline{a''a'}$. Вектор \bar{a}_A^t направляем в соответствии с направлением ε_1 . Далее соединяем полюс p' с точкой a' и находим тем самым полное ускорение точки A (отрезок $\overline{p'a'}$).

Для определения ускорения точки B пишем уравнение:

$$\bar{a}_B = \underline{\underline{\bar{a}}}_A + \underline{\underline{\bar{a}}}_{BA}^n + \underline{\underline{\bar{a}}}_{BA}^t.$$

Так как точка B движется по окружности радиуса CB , то ее ускорение a_B будет складываться из нормального ускорения a_B^n и тангенциального ускорения a_B^t . Поэтому предыдущее уравнение записываем следующим образом:

$$\underline{\underline{a_B}} + \underline{\underline{a_B}} = \underline{\underline{a_A}} + \underline{\underline{a_{BA}^n}} + \underline{\underline{a_{BA}^t}},$$

где $a_B^t \perp CB$ и $a_{BA}^t \perp AB$.

В этом уравнении a_A уже известно, а a_{AB}^n и a_B^n вычисляют по формуле:

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}} \quad \text{и} \quad a_B^n = \frac{v_B^2}{l_{CB}}.$$

В соответствии с написанным уравнением от конца полного ускорения точки A (т. е. от точки a') откладываем ускорение a_{BA}^n параллельно AB (в сторону от точки B к точке A) и через полученную точку b'' проводим линию перпендикулярно AB . Далее от точки p' откладываем ускорение a_B^n (по направлению от точки B к точке C) и через точку b''' проводим линию перпендикулярно CB . В пересечении проведенных прямых ставим точку b' . Отрезок $\overline{p'b'}$ изображает ускорение a_B с учетом масштабного коэффициента k_a , при помощи которого откладывались ускорения a_A , a_{BA}^n и a_B^n . Поэтому $a_B = k_a \overline{p'b'}$. Отрезки $\overline{b''b'}$ и $\overline{b'''b'}$ изображают ускорения a_{BA}^t и a_B^t , а отрезок $\overline{a'b'}$ - полное относительное ускорение a_{BA} .

Угловые ускорения находим из уравнений:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{AB}} \quad \text{и} \quad \varepsilon_3 = \frac{a_B^t}{l_{CB}}.$$

Перенеся ускорения a_{BA}^t и a_B^t в точку B и рассмотрев движение точки B относительно точек A и C в сторону этих ускорений, находим, что ε_2 направлено по часовой стрелке, а ε_3 - против часовой стрелки. Сопоставляя направления

ω_2 и ε_2 , устанавливаем, что направление ε_2 противоположно направлению ω_2 . Точно так же и для звена 3 направления углового ускорения ε_3 и угловой скорости ω_3 противоположны.

Ускорение точки D находим из пропорциональности сторон подобных фигур на плане механизма и плане ускорений. Для этого вычисляем отрезки

$$\overline{a'd'} = \overline{AD} \frac{\overline{a'b'}}{\overline{AB}} \quad \text{и} \quad \overline{b'd'} = \overline{BD} \frac{\overline{a'b'}}{\overline{AB}}$$

и описываем ими как радиусами окружности вокруг точек a' и b' . В пересечении этих окружностей находим две точки d' . Правильной является точка d' , лежащая на заштрихованном треугольнике $a'b'd'$, так как обход этого треугольника происходит в том же направлении, что и обход треугольника ABD . После определения отрезка $\overline{p'd'}$ вычисляем полное ускорение точки D по формуле

$$a_D = k_a \overline{p'd'}.$$

Чтобы не усложнять планы скоростей и ускорений большим количеством надписей, скорости и ускорения обычно отмечают только малыми буквами на концах соответствующих векторов. Скорости отмечают буквами без штрихов, полные ускорения - теми же буквами с одним штрихом.

Пример 2. Кривошипно-ползунный механизм. Будем считать заданными план механизма (рис. 3.2, а), размеры l_{OA} и l_{AB} и угловые скорость ω_1 и ускорение ε_1 звена 1. Найдем скорость и ускорение звена 3 (точки B поршня) и угловые скорость и ускорение звена 2 (шатуна).

Зная ω_1 , находим $v_A = l_{OA} \omega_1$. Скорость v_A изображаем на плане скоростей в виде отрезка \overline{ra} . Поршень (звено 3) движется поступательно. Поэтому все его точки имеют ту же скорость и то же ускорение, что и точка B . Однако точка B принадлежит не только звену 3, но и звену 2. Точно так же точка A есть общая точка для звеньев 1 и 2. Таким образом, на звене 2 имеются две точки A и B , удаленные друг от друга на расстояние l_{AB} . Поэтому для определения скорости точки B составляем уравнение

$$\underline{\underline{v}}_B = \underline{\underline{v}}_A + \underline{\underline{v}}_{BA},$$

где $v_B \parallel H_{34}$ и $v_{BA} \perp AB$.

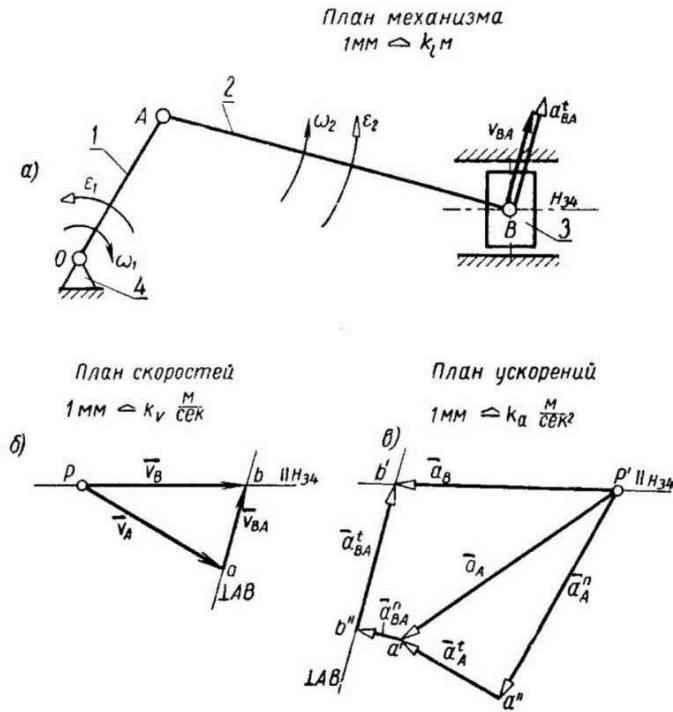


Рис. 3.2. Построение планов скоростей и ускорений кривошипно-ползунного механизма.

В соответствии с этим уравнением проводим через точку a (см. рис. 3.2, б) линию, перпендикулярную к AB , а через точку p - линию, параллельную H_{34} . В точке пересечения этих линий ставим букву b . Теперь отрезок \overline{pb} будет изображать скорость точки B , а отрезок \overline{ab} - скорость точки B относительно A

(v_{BA}). Угловую скорость звена 2 находим по формуле $\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}}$.

Перенеся вектор v_{BA} в точку B , находим направление ω_2 (против часовой стрелки). Для определения ускорения точки A составляем уравнение

$$\bar{a}_A = \underline{\underline{a}}_A^n + \underline{\underline{a}}_A^t, \text{ где } a_A^n = l_{OA}\omega_1^2 \text{ и } a_A^t = l_{OA}\epsilon_1.$$

Отложив из полюса p' (см. рис. 3.2, в) ускорение a_A^n и a_A^t в виде отрезков $\overline{p'a''}$ и $\overline{a''a'}$, находим полное ускорение точки A (отрезок $\overline{p'a'}$). Для определения ускорения точки B составляем уравнение

$$\underline{\underline{\underline{a}}}_B = \underline{\underline{\underline{a}}}_{\underline{\underline{A}}} + \underline{\underline{\underline{a}}}_{BA}^n + \underline{\underline{\underline{a}}}_{BA}^t.$$

Здесь $a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}}$, $a_B \parallel h_{34}$ и $a_{BA}^t \perp AB$. Ускорение $a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}}$ направлено от точки B к точке A .

Отложив (см. рис. 3.2, в) от точки a' отрезок $\overline{a'b''}$, соответствующий a_{BA}^n , проводим через точку b'' линию, перпендикулярную к AB . Через полюс p' проводим линию, параллельную h_{34} . Эти линии пересекаются в точке b' . Отрезок $\overline{p'b'}$ представит собой искомое ускорение точки B (a_B), а отрезок $\overline{b''b'}$ - ускорение a_{BA}^t . Из сопоставления направлений a_B и v_B заключаем, что звено 3 в рассматриваемый момент времени движется замедленно. Угловое ускорение звена 2 находим по формуле

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{AB}}$$

Перенос вектора a_{BA}^t в точку B показывает, что ε_2 как и ω_2 , направлено против часовой стрелки.

4. ПРИМЕРЫ СИЛОВОГО (КИНЕТОСТАТИЧЕСКОГО) АНАЛИЗА МЕХАНИЗМОВ

Пример 1. Провести силовой расчет кривошипно-ползунного механизма компрессора (рис. 4.1, а), данного в положении, когда угол $\varphi_1=45^\circ$. Размеры звеньев: $l_{AB}=100\text{ мм}$, $l_{BC}=400\text{ мм}$. Нагрузка на звенья механизма: к звену AB в точке S_1 приложена сила $P_1=400\text{ Н}$, она направлена вдоль линии AB , расстояние $l_{AS_1}=100\text{ мм}$; к звену 2 приложена сила $P_2=600\text{ Н}$, она направлена под углом $\psi=60^\circ$ к линии BC и приложена в точке S_2 . Расстояние $l_{BS_2}=100\text{ мм}$. К этому же звену приложен момент $M_2=8,0\text{ Нм}$; к звену 3 приложена сила $P_3=1000\text{ Н}$, она направлена параллельно линии Ax и так, что ее линия действия проходит через точку C . Уравновешивающий момент M_y приложен к звену 1.

Подлежит определению: реакция P_{43} в поступательной кинематической паре С, которая направлена перпендикулярно линии Ax ; реакция P_{23} во вращательной паре С; реакция P_{12} во вращательной паре B ; реакция P_{41} во вращательной паре A и уравновешивающий момент M_y , приложенный к звену I .

Решение. 1. Все внешние силы, действующие на звенья механизма, заданы, поэтому этот этап расчета выполнен.

2. Уравновешивающий момент M_y , по условию приложен к звену I , поэтому ведущим звеном следует считать звено I .

3. От механизма может быть отделена только одна группа Ассура, состоящая из звеньев 2 и 3. Эта группа относится ко второму классу второго вида.

4. Составляем уравнения равновесия группы, состоящей из звеньев 2 и 3. Первое из уравнений применительно к рассматриваемой группе запишется так:

$$\bar{P}_{12} + \bar{P}_2 + \bar{P}_3 + \bar{P}_{43} = 0.$$

В этом уравнении содержится три неизвестных: величина и направление реакции P_{12} и величина реакции P_{43} . Для того чтобы его решить, т. е. чтобы построить представленную им векторную сумму, разложим реакцию P_{12} на две составляющих: P_{12}^t , направленную перпендикулярно линии BC , и P_{12}^n , направленную параллельно линии BC . Теперь геометрическая сумма сил, приложенных к группе (см. рис. 4.1, б)

$$\bar{P}_{12}^t + \bar{P}_{12}^n + \bar{P}_2 + \bar{P}_3 + \bar{P}_{43} = 0.$$

Величину силы P_{12}^t найдем, рассматривая равновесие звена 2. Напишем равенство нулю суммы моментов относительно точки С всех сил, приложенных к звену 2 (тем самым исключим из него момент неизвестной реакции P_{12}^n).

В качестве второго уравнения взято уравнение

$$\sum M_C = 0,$$

которое, будучи развернутым, примет вид

$$P_{12}^t l_{BC} - M_2 - P_2 h_2 = 0,$$

откуда

$$P_{12}^t = \frac{P_2 h_2 + M_2}{l_{BC}} = \frac{600 \cdot 0,26 + 8}{0,4} = 410 \text{ H},$$

где $h_2=0,260 \text{ м}$ найдено по чертежу.

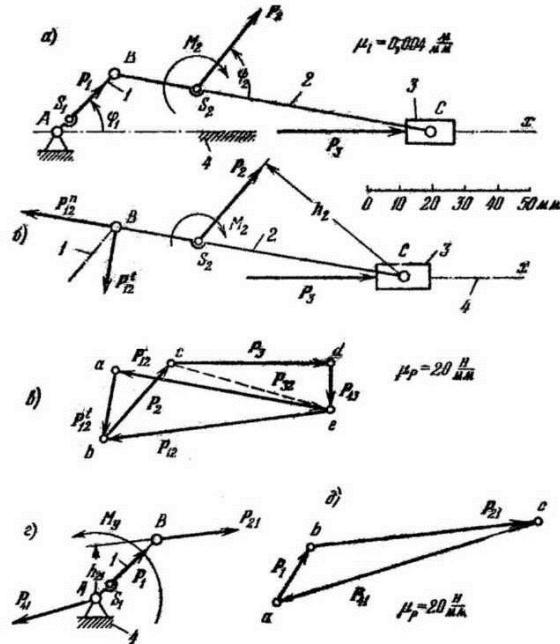


Рис. 4.1. Силовой расчет кривошипно-ползунного механизма компрессора.

Строим план сил группы (см. рис. 4.1, *в*) в масштабе $\mu_P = 20 \text{ Н/мм}$.

Порядок построения векторной суммы, вообще говоря, безразличен, но применительно к группам Ассура можно рекомендовать следующий: назначаем обход контура группы в каком-либо направлении (например, по ходу часовой стрелки) и силы на плане сил откладываем в такой же последовательности, в какой мы эти силы встречаем на группе при обходе ее контура в выбранном направлении. В нашем случае принят обход контура группы по ходу часовой стрелки.

Отложим от точки *a* (см. рис. 4.1, *в*) силу P_{12}^t в виде отрезка

$$\overline{ab} = \frac{P_{12}^t}{\mu_P} = \frac{410}{20} = 20,5 \text{ мм},$$

от точки *b* откладываем силу P_2 в виде отрезка

$\overline{C} \overset{\text{---}}{=} \frac{P_2}{\mu_p} = \frac{600}{20} = 30$ мм, далее от точки C откладываем силу P_3 в виде отрезка

$$\overline{d} \overset{\text{---}}{=} \frac{P_3}{\mu_p} = \frac{1000}{20} = 50 \text{ мм.}$$

Через точку a проводим прямую, параллельную BC . Это будет линия действия силы P_{12}^n , а через точку d - прямую, перпендикулярную Ax . Она будет линией действия силы P_{43} . Находим точку пересечения e этих двух прямых.

Отрезок (ae) в масштабе μ_p дает искомую реакцию P_{12}^n , а отрезок (de) в том же масштабе - реакцию P_{43} , и, наконец, отрезок (be) дает искомую реакцию P_{12} .

Для нахождения реакции P_{32} напишем условие равновесия звена 2:

$$\overline{P}_{12} + \overline{P}_2 + \overline{P}_{32} = 0.$$

Из плана сил (см. рис. 4.1, в) видно, что отрезок (ce) в масштабе μ_p соответствует искомой реакции P_{32} .

Реакция P_{43} должна проходить через точку C , так как к ползуну 3 приложены только три силы, из которых две (P_{23} и P_3) проходят через эту точку.

5. Силовой расчет ведущего звена 1 (см. рис. 4.1, г). К звену 1 приложены: сила $P_1=400$ Н, сила $P_{21}=P_{12}$ (ее величина определяется из плана сил (см. рис. 4.1, в) отрезком (be)), сила

$P_{12}-(be)$ $\mu_p=70 \cdot 20=1400$ Н, сила (реакция) P_{41} и уравновешивающий момент M_y .

Из равенства нулю суммы моментов относительно точки A сил, приложенных к звену 1, находим величину момента уравновешивающей пары сил:

$$M_y = P_{21}h_{21} = \overline{e} \overset{\text{---}}{=} \mu_p h_{21} = 70 \cdot 20 \cdot 0,06 = 84 \text{ Нм},$$

где h_{21} (плечо силы P_{21}) находят по чертежу (см. рис. 4.1, г). Условием равенства нулю векторной суммы сил, приложенных к звену 1, будет

$$\overline{P}_{21} + \overline{P}_1 + \overline{P}_{41} = 0.$$

Отсюда находим модуль реакции P_{41} путем построения векторного треугольника сил (см. рис. 4.1, д): $P_{41} = \overline{a} \overset{\text{---}}{=} \mu_p$ (Н).

Пример 2. Четырехшарнирный механизм (рис. 4.2, *a*). На каждое звено механизма, например, на звено 2 может действовать ряд сил и пар сил. К силам и парам сил, действующим на звено 2, добавляем силу инерции $P_{ин2}$ и пару сил инерции. Сложив все силы, действующие на звено 2, получим результирующую силу P_2 , (см. рис. 4.2, *a*). Сложив моменты всех пар сил, действующих на звено 2, получим момент M_2 . Звено 3 нагружаем силой P_3 , которая является результирующей всех сил, действующих на звено 3, и силы инерции $P_{ин3}$, а также моментом M_3 , представляющим собой сумму моментов всех пар сил и пары сил инерции.

На звено 2 действует, кроме того, сила в точке *A* со стороны звена 1, которую обозначим N_{12} , и сила в точке *B* со стороны звена 3, которую будем обозначать N_{32} . На звено 3 в точке *B* действует сила N_{23} со стороны звена 2 и в точке *C* - сила N_{43} со стороны звена 4.

Уравновешивающую силу P_{yp} считаем приложенной к звену 1. Линию действия силы P_{yp} полагаем известной. Для упрощения задачи будем считать, что других сил (в том числе и сил инерции) к звену 1 не приложено. На звено 1, однако, действует в точке *A* сила N_{21} со стороны звена 2 и в точке *O* - сила N_{41} со стороны звена 4.

Таким образом, в рассматриваемом примере считаем заданными силы P_2 и P_3 , моменты M_2 и M_3 , а также линию действия силы P_{yp} . Искомыми являются силы в кинематических парах N_{12} , N_{23} , N_{43} , N_{41} , а также величина и направление силы P_{yp} .

Согласно международной системе СИ, все силы будем измерять в ньютонах [Н] и моменты в ньютон-метрах [Нм]. Для пересчета сил из килограмм-силы [$k\Gamma$] в ньютоны [Н] следует пользоваться соотношением $1 \text{ [к}\Gamma\text{]} = 9,80665 \text{ [Н]}$ или приближенным соотношением $1[\text{к}\Gamma] = 10 \text{ [Н]} = 1 \text{ [даH]}$ (деканьютон).

Разложим силу N_{12} на две - параллельно и перпендикулярно *AB*. Первую составляющую будем называть нормальной составляющей N_{12}^n , вторую - тангенциальной N_{12}^t . Поставим на силе N_{12}^t стрелку в произвольном направлении (на рис. 4.2, *a* эта стрелка обозначена пунктиром). Затем составим

уравнение моментов сил звена 2 относительно точки B , считая, например, моменты, действующие по часовой стрелке, положительными:

$$N_{12}^t l_{AB} + P_2 h_2 + M_2 = 0.$$

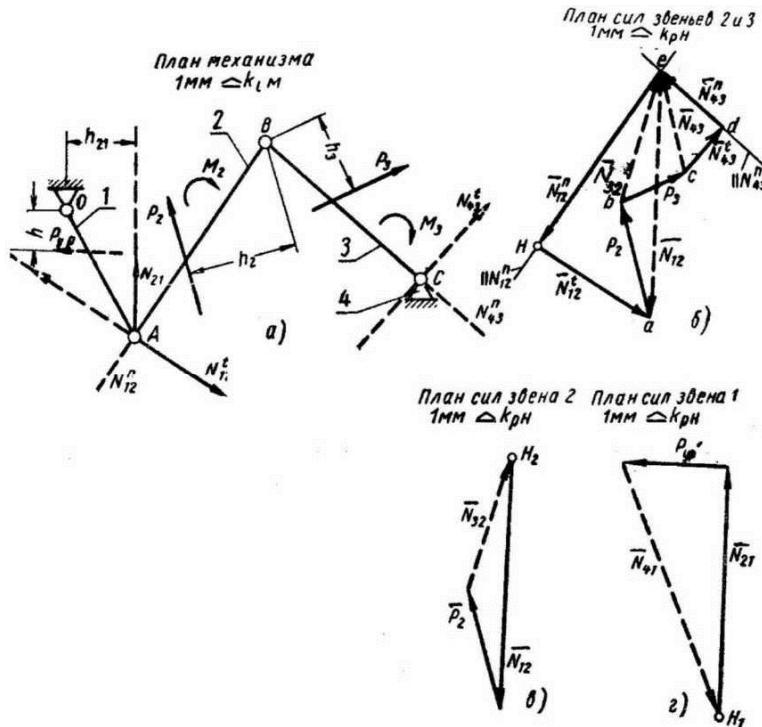


Рис. 4.2. Определение сил в кинематических парах четырехшарнирного механизма.

Из этого уравнения находим

$$N_{12}^t = -\frac{P_2 h_2 + M_2}{l_{AB}}.$$

Знак минус показывает, что пунктирная стрелка поставлена неправильно и должна быть заменена сплошной стрелкой, направленной в противоположную сторону, как это и показано на рис. 4.2, а.

Здесь и ниже плечи h должны быть взяты в действительных мерах (в метрах). Для этого следует отрезки, изображающие величины h на чертеже (в миллиметрах), умножить на масштабный коэффициент k_l .

Силу N_{43} также заменяем двумя составляющими, направляя силу N_{12}^n параллельно CB .

Из уравнения моментов сил звена 3 относительно точки B

$$N_{43}^t l_{CB} - P_3 h_3 + M_3 = 0$$

находим

$$N_{43}^t = \frac{M_3 - P_3 h_3}{l_{CB}}.$$

Правильно ли поставлена пунктирная стрелка на силе N_{43}^t можно установить только при наличии числовых значений моментов M_3 и $P_3 h_3$. Допустим, что $M_3 > P_3 h_3$. В этом случае сила N_{43}^t получается положительной и, значит, пунктирная стрелка правильно указывает направление этой силы.

Составляем далее уравнение сил звеньев 2 и 3:

$$\underline{\underline{N}_{12}^n} + \underline{\underline{N}_{12}^t} + \underline{\underline{P}_2} + \underline{\underline{P}_3} + \underline{\underline{N}_{43}^t} + \underline{\underline{N}_{43}^n} = 0.$$

В приведенном уравнении не указаны силы N_{23} и N_{32} , так как звенья 2 и 3 рассматриваются совместно и силы N_{23} и N_{32} будут, поэтому внутренними силами. Силы, известные и по величине и по направлению, подчеркнуты дважды, а известные только по направлению - один раз. Полученное уравнение решаем построением плана сил.

Имея величины всех известных сил, выбираем масштабный коэффициент для сил k_p и вычисляем длины отрезков, изображающих эти силы. Затем, начиная от точки H (см. рис. 4.2, б), откладываем последовательно силы N_{12}^t , P_2 , P_3 и N_{43}^t . Проведя через точку d линию, параллельную силе N_{43}^n , через точку H - линию, параллельную силе N_{12}^n , находим в пересечении этих линий точку e . Замкнув план сил, получаем нормальные составляющие N_{43}^n и N_{12}^n . Сложив силы N_{43}^t и N_{43}^n , т. е. соединив точки c и e , получаем полную силу N_{43} . Аналогично, соединив точку a с точкой e , получим полную силу N_{12} .

Затем составляем уравнение сил звена 2:

$$\underline{\underline{N}_{12}} + \underline{\underline{P}_2} + \underline{\underline{N}_{32}} = 0$$

и строим для него план сил. Для этого из произвольной точки H_2 (см. рис. 4.2, в), откладываем последовательно силы N_{12} и P_2 и находим силу N_{32} в качестве

замыкающей. Этот план сил можно и не строить, так как отрезок \overline{be} на рис. 4.2, b также изображает силу N_{32} .

В точке A на звено I действует сила $\overline{N}_{21} = -\overline{N}_{12}$. Определим остальные силы, действующие на звено I .

Поставим пунктиром стрелку у силы P_{yp} и составим уравнение моментов сил, действующих на звено 1, относительно точки O :

$$P_{yp}h - N_{21}h_{21} = 0,$$

откуда

$$P_{yp} = N_{21} \frac{h_{21}}{h}.$$

Так как сила P_{yp} получилась положительной, то стрелка поставлена у силы P_{yp} правильно. Далее составляем уравнение сил звена I :

$$\underline{\underline{\overline{N}_{21}}} + \underline{\underline{\overline{P}_{yp}}} + \underline{\underline{\overline{N}_{41}}} = 0$$

Построив план сил (см. рис. 4.2, ε), находим силу N_{4I} в виде замыкающей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М., «Наука», 1975.
2. Коловский М.З. и др. Теория механизмов и машин. М. «Наука», издание, 2010.
3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М., «Наука», 1973.
4. Юдин В.А. и др. Сборник задач по теории механизмов и машин. М., «Россвязьиздат», 1973.
5. Фролов К.В. Теория механизмов и машин. М., «Высшая школа», 1987.
6. Мулухов К.К. Сборник задач по теории механизмов и машин. М., Владикавказ, «Терек», 2003.
7. Мулухов К.К. Методические указания для использования ЭВМ в курсовом проектировании по теории механизмов и машин, Владикавказ, «Терек», 2001.

СОДЕРЖАНИЕ

	<i>Стр.</i>
Предисловие	3
1. Краткие методические указания к выполнению курсового проекта	4
1.1 Цель и задачи курсового проектирования	4
1.2. Оформление графической части проекта и расчетно-пояснительной за- писки	4
1.3. Единицы СИ механических величин	8
1.4. Масштабы и масштабные коэффициенты	11
1.5. Методика графического дифференцирования и интегрирования	12
2. Задания на курсовой проект	16
3. Примеры кинематического анализа механизмов графическим способом	45
4.Примеры силового (кинетостатического) анализа механизмов	51
Список литературы	59