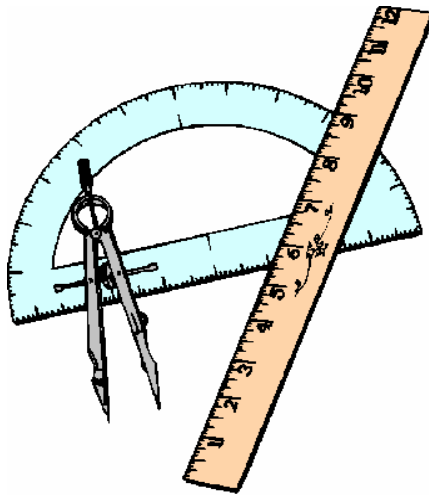


П.В. ФИЛЬ, А.М. АХТЯМОВ, П.Л. НОСКО, Н.В. МАНЬКО

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**



ЛУГАНСК 2003

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ВОСТОЧНОУКРАИНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. В. Даля**

**П.В.Филь
А.М. Ахтямов
П.Л.Носко
Н.В.Манько**

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

**Издательство ВУНУ
Луганск 2003**

УДК-621.01

Филь П.В., Ахтямов А.М., Носко П.Л., Манько Н.В. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. - Луганск: Изд-во Восточноукр. национ. ун-та им. В. Даля, 2003. - 105 с.

ISBN 966-590-179-6

Учебное пособие по выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин содержит сжатые теоретические положения к каждому разделу проекта и численные примеры расчетов конкретных механизмов; общие требования к содержанию и оформлению расчетно-пояснительной записке и графической части проекта; стандартные элементы проекта.

Учебное пособие может быть полезно в учебном процессе преподавателям, студентам технических специальностей заочной формы обучения, студентам нетехнических специальностей и учащимся колледжей всех форм обучения. Он также может быть использован инженерно-техническими работниками конструкторских бюро промышленных предприятий и проектных учреждений.

Табл. 16. Ил. 36. Библиогр.: 8 названий. Прил. 13.

Рецензенты: Глава комиссии научно-методического Совета министерства образования Украины по инженерной механике, докт. техн. наук., проф. Н.И.Бобырь (Национальный технический университет "Киевский политехнический институт")

докт. техн. наук., проф. Г.О. Тимофеев (Московское государственное техническое училище им. Н.Э.Баумана, каф. "Теория механизмов и машин)

докт. техн. наук., проф. В.П.Шишов (Восточноукраинский национальный университет им. В.Даля, каф. "Машиноведение")

Допущен Министерством образования и науки Украины в качестве учебного пособия (№1038 от 3.09.99)

Редактор Андропова З.И.
Технический редактор Хлевнюк Л.В.

ISBN 966-590-179-6

@ Восточноукраинский национальный университет им. В.Даля

@ Филь П.В., Ахтямов А.М.,
Носко П.Л., Манько Н.В. 1999

@ Филь П.В.

Компьютерный набор, редактирование
и изготовление оригинал-макета, 1999

Вступление

Целью курсового проектирования является: углубление изучения общих методов кинематического, динамического анализа и синтеза на примере исследования и проектирования конкретных механизмов; приобретение и развитие навыков самостоятельной работы с литературой; развитие творческой инициативы и ответственности за принятые решения; приобретение опыта научно-исследовательской работы и умения грамотно и эстетично оформить графическую часть проекта и расчетно-объяснительную записку с учетом требований стандартов.

Залогом успеха качества выполнения курсового проекта и его успешной защиты является предшествующее знакомство с литературой относительно теории, которая используется на данном этапе работы, осмысление общетеоретических положений с учетом заданного конкретного механизма, черновая (эскизная) обработка содержания, а также большой объем самостоятельной работы.

Однако практическое выполнение курсового проекта в большинстве случаев связано с трудностью организационного и методического порядка, в особенности тогда, когда на изучение курса ТММ в рабочем плане лекций отведено мало времени. Кроме того, выполнение расчетной и графической частей курсового проекта требует от студента непосредственного выбора и применения тех или иных методов и приемов среди их разнообразия в технической литературе. Поэтому возникла необходимость сконцентрировать в одном учебном пособии методы и приемы, изложенные в учебной литературе, привести примеры их применения.

Данное учебное пособие предназначен для студентов заочной формы обучения, которые имеют большой недостаток времени и для которых преподается ограниченный объем лекционного материала. По этим причинам материал проектирования подается с рядом упрощений и допущений, которые снижают общий объем времени выполнения проекта, не влияя на его качество.

Работа над проектом связана с последовательным решением задач, которые сгруппированы по разделам соответственно содержанию расчетно-пояснительной записки. Каждый раздел сопровождается рекомендациями и вариантами конкретных числовых примеров.

1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: изучение строения кинематической цепи; определение степени подвижности; выяснение, удовлетворяет ли заданная кинематическая цепь понятию “механизм”; последовательности отделения структурных групп, их класса, порядка и вида; класса механизма [1;2].

1.1. Строение кинематической цепи

Рассматривают структурную схему кинематической цепи, определяют наименования звеньев цепи в соответствии с терминологией, составляют характеристику кинематических пар, а именно: устанавливают их класс, вид допускаемого относительного движения образующих их звеньев.

Как известно, кинематическая пара - соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, а класс кинематической пары определяется по числу условий связи, наложенных на относительное движение звеньев.

1.2. Степень подвижности кинематической цепи

Степень подвижности кинематической цепи - число независимых возможных перемещений или число обобщенных координат, которые определяют положения всех звеньев цепи относительно неподвижной системы координат, связанной со стойкой.

Степень подвижности W плоской кинематической цепи вычисляется по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 \quad \text{или} \quad W = 3n - 2p_n - p_v,$$

где n - число подвижных звеньев; p_5, p_v - число кинематических пар пятого класса, низших; p_4, p_n - число кинематических пар четвертого класса, высших.

Чтобы выяснить, является ли заданная кинематическая цепь механизмом, необходимо сравнить вычисленную степень подвижности с числом начальных звеньев. Если эти числа совпадают, то заданная кинематическая цепь является механизмом.

1.3. Определение класса, порядка и вида структурных групп. Определение класса механизма

Структурная группа - простейшая кинематическая цепь имеющая нулевую степень подвижности относительно стойки.

Выделяют из механизма структурные группы, начиная со звеньев, кинематически наиболее удаленных от начального звена.

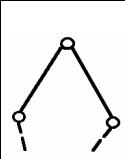
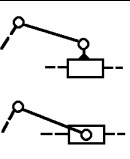
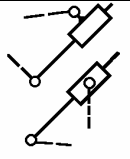
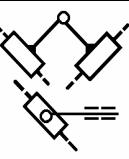
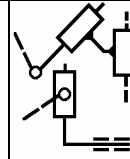
Класс структурной группы определяется числом кинематических пар, которые входят в наиболее сложный контур этой группы.

Порядок структурной группы определяется по числу элементов кинематических пар, которыми группа присоединяется к другим звеньям.

В данных указаниях рассматриваются механизмы, в состав которых входят только структурные группы второго класса.

Вид структурной группы второго класса определяется по числу и расположению поступательных пар (табл. 1.1).

Табл. 1.1

Вид группы	1	2	3	4	5
Группа					

После выделения структурных групп рассматривается группа начальных звеньев и делается вывод о классе механизма.

Класс механизма определяется по наивысшему классу структурных групп, входящих в состав механизма.

Пример 1

Выполнить структурный анализ заданной кинематической цепи (рис. 1.1).

Заданная кинематическая цепь состоит из звеньев: 0 - стойка, 1 - кривошип, 2 - шатун, 3 - кулиса, 4 - шатун, 5 - ползун. Звенья соединены кинематическими парами, характеристика которых приведены в табл. 1.2.

Вычислим степень подвижности по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1,$$

где $n=5$ число подвижных звеньев;

$p_5 = 7$ - число кинематических пар пятого класса;

$p_4 = 0$ - число кинематических пар четвертого класса.

Степень подвижности совпадает с числом начальных звеньев (по условию звено 1 - начальное). Таким образом, заданная кинематическая цепь является механизмом.

Выделим структурные группы (рис. 1.2, 1.3):

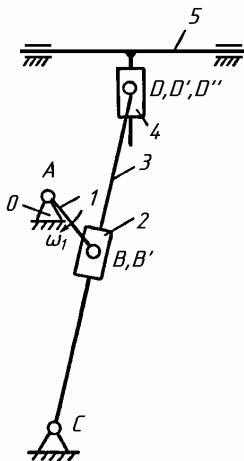


Рис. 1.1.

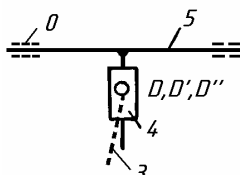


Рис. 1.2.

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0,$$

2-й класс, 2-й порядок, 5-й вид;

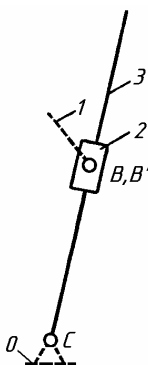


Рис. 1.4.

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0,$$

2-й класс, 2-й порядок, 3-й вид.

Часть кинематической цепи, которая осталась, является группой начальных звеньев (рис. 1.4)



Рис. 1.3.

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1.$$

Заданный механизм является механизмом 2-го класса.

Табл. 1.2

Обозначение кинематической пары	Характеристика кинематических пар						
	A	B	B'	C	D	D'	D''
Звенья, которые образуют кинематические пары	0,1	1,2	2,3	3,0	3,4	4,5	5,0
Вид допускаемого относительного движения	Вра- щат.	Вра- щат.	Пост.	Вра- щат.	Вра- щат.	Пост.	Пост.
Класс кинематической пары	5	5	5	5	5	5	5

Пример 2

Провести структурный анализ заданной кинематической цепи (рис. 1.5).

Заданная кинематическая цепь состоит из звеньев: 0 - стойка, 1 - кривошип, 2 - шатун, 3 - ползун, 4 - шатун, 5 - ползун. Звенья соединены кинематическими парами, характеристика которых представлена в табл. 1.3.

Вычислим степень подвижности кинематической цепи по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1,$$

где $n=5$ - число подвижных звеньев;

$p_5=7$ - число кинематических пар пятого класса;

$p_4=0$ - число кинематических пар четвертого класса.

По условию начальным звеном является звено 1.

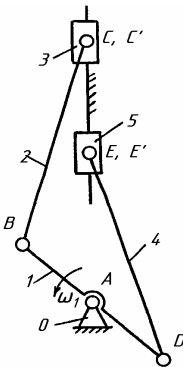


Рис. 1.5.

Степень подвижности совпадает с числом начальных звеньев. Таким образом, заданная кинематическая цепь является механизмом.

Табл. 1.3

Обозначение Кинематической пары	Характеристика кинематических пар						
	A	B	D	C	C'	E	E'
Звенья, которые образуют кинематические пары	0,1	1,2	1,4	2,3	3,0	4,5	5,0
Вид допускаемого относительного движения	Вра- щат.	Вра- щат.	Вра- щат.	Вра- щат.	Пост.	Вра- щат.	Пост.
Класс кинематической пары	5	5	5	5	5	5	5

Выделим структурные группы (рис. 1.6, 1.7):

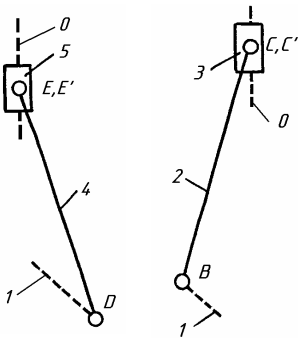


Рис. 1.6.

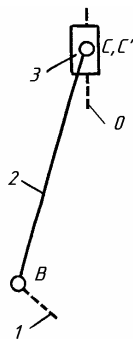


Рис. 1.7.

Часть оставшейся кинематической цепи является группой начальных звеньев (рис.1.8):

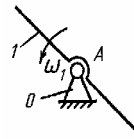


Рис. 1.8.

$$W = 3n - 2p_5 =$$

$$= 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0,$$

2-й класс,
2-й порядок,
2-й вид;

$$W = 3n - 2p_5 =$$

$$= 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0,$$

2-й класс,
2-й порядок,
2-й вид.

$$W = 3n - 2p_5 =$$

$$= 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1.$$

Заданный механизм является механизмом 2-го класса, так как структурные группы выше 2-го класса отсутствуют.

2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы: определить постоянные параметры кинематической схемы (чаще всего длины звеньев) по заданным условиям.

Условия синтеза разные, поэтому в каждом конкретном случае рекомендуется обращаться к [3], где рассмотрены все возможные случаи метрического синтеза рычажных механизмов.

Пример 1

Определить длину звеньев механизма строгального станка (рис. 2.1), структурный анализ которого рассмотрен в разделе 1.

Входные данные: коэффициент неравномерности хода машины $K=1,5$; расстояния $l_{AC} = 0,26\text{м}$; $l_{CS_3} = 0,5 \cdot l_{CD}$; ход пятого звена $H_5=0,35\text{ м}$. Угловой ход кулисы: $\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 180^\circ \frac{1,5-1}{1,5+1} = 36^\circ$.

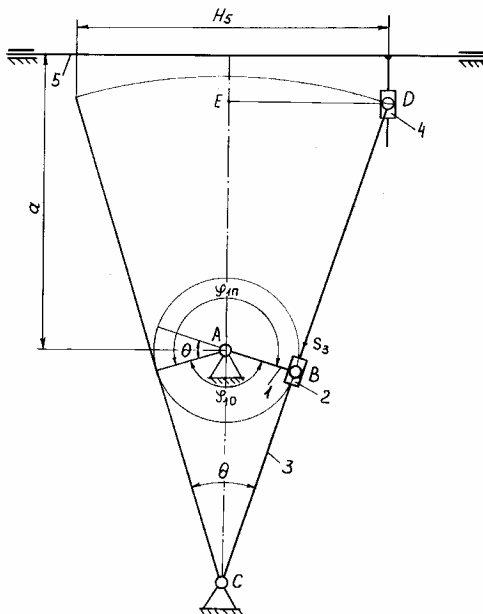


Рис. 2.1

Из треугольника ABC получим длину кривошипа

$$l_{AB} = l_{AC} \cdot \sin \frac{\theta}{2} = 0,26 \cdot \sin 18^\circ = 0,08 \text{ м.}$$

Длину l_{CD} кулисы вычислим, рассматривая треугольник CDE:

$$l_{CD} = \frac{H_5}{2 \sin \frac{\theta}{2}} = \frac{0,35}{2 \sin 18^\circ} = 0,566 \text{ м.}$$

Положение центра масс кулисы определяется расстоянием:

$$l_{CS_3} = 0,5 \cdot l_{CD} = 0,5 \cdot 0,566 = 0,283 \text{ м.}$$

Величина $a = 0,33 \text{ м}$ выбирается из конструктивных соображений.

Пример 2

Провести синтез механизма двигателя, структурный анализ которого рассмотрен в разделе 1 (рис. 1.5). Входные данные: $n_1 = 2400 \text{ об/мин}$; $\lambda = l_{BC}/l_{AB} = l_{DE}/l_{AD} = 3,56$; $V_{cp} = 8,64 \text{ м/с}$;

$$l_{BS_2} = l_{DS_4} = 0,28 \cdot l_{BC}.$$

Допустим, что кривошип вращается равномерно. Вычислим его угловую скорость:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 2400}{30} = 251,327 \text{ рад/с.}$$

В случае, если частота вращения n_1 начального звена указывается с единицей физической величины 1/с, то вычисление угловой скорости следует вести по формуле: $\omega_1 = 2\pi n_1$.

Определим время одного оборота кривошипа:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_1} = \frac{2 \cdot 3,14}{251,327} = 0,025 \text{ с.}$$

Для вычисления хода поршней используем зависимость
 $2H_3 = V_{cp5} \cdot T$, откуда:

$$H_3 = \frac{V_{cp5} \cdot T}{2} = \frac{8,64 \cdot 0,025}{2} = 0,108 \text{ м}; \quad H_5 = H_3 = 0,108 \text{ м}.$$

Рассмотрим механизм в крайних положениях, найдем длины кривошипов l_{AB} и l_{AD} :

$$l_{AB} = \frac{H_3}{2} = \frac{0,108}{2} = 0,054 \text{ м}; \quad l_{AD} = \frac{H_5}{2} = \frac{0,108}{2} = 0,054 \text{ м}.$$

Длины шатунов определим, используя заданный коэффициент λ :

$$l_{BC} = l_{DE} = 3,56 \cdot l_{AB} = 3,56 \cdot 0,054 = 0,192 \text{ м}.$$

Положение центров масс шатунов определяются расстоянием:

$$l_{BS_2} = l_{DS_4} = 0,28 \cdot l_{BC} = 0,28 \cdot 0,192 = 0,054 \text{ м}.$$

3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы: определить положения, траектории, скорости и ускорения точек и звеньев механизма с заданной угловой скоростью и направлением обращения начального звена [1;4].

Примем: длины звеньев - неизменные; зазоры в кинематических парах - отсутствуют.

3.1. Построение совмещенных планов механизма [5]

Совмещенные планы механизма строятся для 8-12 положений по указанию преподавателя. Масштабный коэффициент выбирается такой, чтобы совмещенные планы заняли не больше 0,25 листа чертежа. Все графические построения кинематического анализа должны занять не больше 0,5 листа чертежа.

Сначала в одной и той же системе координат чертится рычажный механизм в двух его крайних положениях, одно из которых соответствует началу прямого хода, принимается за нулевое. В направлении ω_1 от нулевого положения откладывается угол поворота криво-

шипа между двумя крайними положениями механизма, который является углом прямого хода $\varphi_{\text{пр}}$. Угол обратного хода равен:

$$\varphi_{\text{об}} = 360^\circ - \varphi_{\text{пр}}$$

Углы $\varphi_{\text{пр}}$ и $\varphi_{\text{об}}$ делим на части, которые соответствуют принятому числу совмещенных планов. Вычертим кривошип во всех положениях, нумеруем их в направлении ω_1 . Звенья первой, а потом второй группы вычертим с применением средства засечек.

Все звенья и пары изображаются тонкими линиями, а в одном положении - контурными. В этом положении показывают номера звеньев (арабскими цифрами) и их центры масс, а все вращательные пары показываются большими буквами латинского алфавита с индексом номера положения, взятого в круглые скобки.

Около траектории точки выходного звена технологической машины или входного звена энергетической машины вчерчивается с учетом масштабных коэффициентов график сил производственных сопротивлений или движущих сил. Разметка траектории точки этого звена переносится на графике для определения сил в каждом положении механизма.

Построения совмещенных планов рассмотрим на двух примерах.

Пример 1

Построить 10 совмещенных планов механизма строгального станка (рис. 3.1), размеры которого определенные в разделе 2.

Примем масштабный коэффициент длины $\mu_1 = 0,006$ м/мм. Вычислим длины отрезков, которые изображают ход, длины звеньев и расстояния до центров масс на чертеже:

$$\begin{aligned} \frac{H_5}{0,006} &= \frac{0,35}{0,006} = 58,3 \text{ мм}; & AB &= \frac{l_{AB}}{\mu_1} = \frac{0,08}{0,006} = 13,3 \text{ мм}; \\ CD &= \frac{l_{CD}}{\mu_1} = \frac{0,566}{0,006} = 94,3 \text{ мм}; & AC &= \frac{l_{AC}}{\mu_1} = \frac{0,26}{0,006} = 43,3 \text{ мм}; \\ CS_3 &= \frac{l_{CS_3}}{\mu_1} = \frac{0,283}{0,006} = 47,2 \text{ мм}; & a &= \frac{0,33}{0,006} = 55 \text{ мм}. \end{aligned}$$

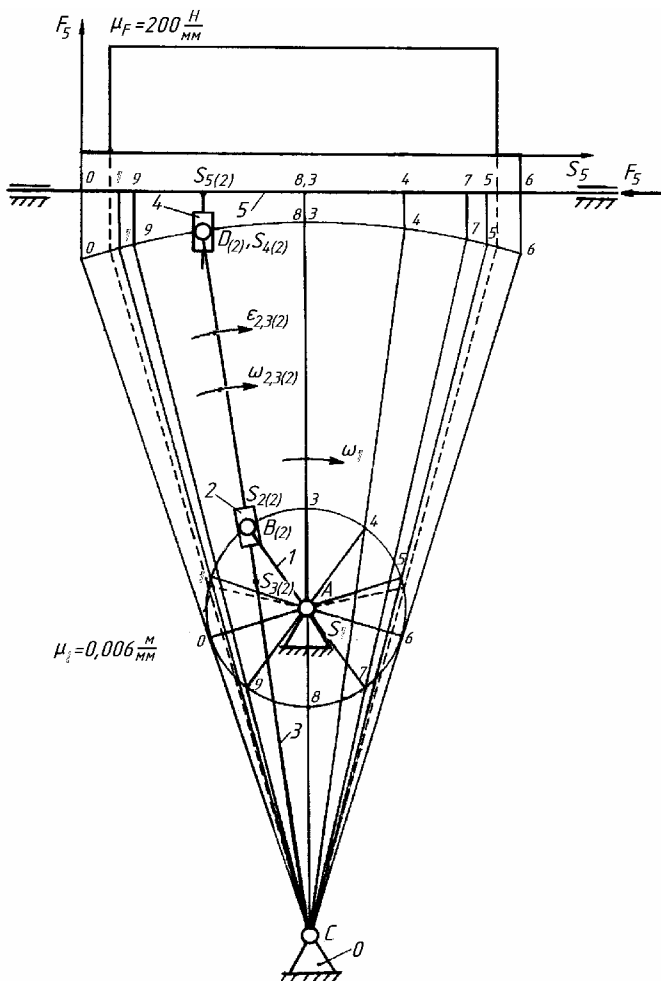


Рис. 3.1.

Обозначим на чертеже неподвижные точки А и С. Потом покажем траекторию точки В, крайние положения кулисы и соответствующие положения кривошипа. Укажем углы прямого $\varphi_{\text{П}}$ и обратного $\varphi_{\text{Ю}}$ ходов: $\varphi_{\text{П}} = 216^\circ$, $\varphi_{\text{Ю}} = 144^\circ$. Угол $\varphi_{\text{П}}$ разделим на 6 равных частей, а $\varphi_{\text{Ю}}$ - на 4 равные части. Для каждого положения кривошипа покажем положения оставшихся звеньев. Одно положение механизма выделим, обозначим звенья, их центры масс, кинематические пары.

Рядом с траекторией точки S_5 покажем график $F_3 = F_3(S_5)$, приняв масштабный коэффициент, например, $\mu_F = 100$ Н/мм.

Определим положения механизма в моменты начала и конца резания.

При выполнении курсового проекта совмещенные планы механизма вычерчиваются в левой верхней части листа 1 чертежа (приложение 1¹).

Пример 2

Построить 8 совмещенных планов механизма двигателя, размеры которого определены в разделе 2 (рис. 3.2).

Определим масштабный коэффициент длины:

$$\mu_1 = \frac{l_{AB}}{AB} = \frac{0,054}{22,5} = 0,0024 \text{ м/мм.}$$

Вычислим отрезки, которые изображают длины звеньев и расстояния до центров масс на чертеже:

$$AB=AD=22,5 \text{ мм; } BC = \frac{l_{BC}}{\mu_1} = \frac{0,192}{0,0024} = 80 \text{ мм; } DE = BC = 80 \text{ мм;}$$

$$BS_2 = \frac{l_{BS_2}}{\mu_1} = \frac{0,054}{0,0024} = 22,5 \text{ мм; } DS_4 = BS_2 = 22,5 \text{ мм.}$$

¹ Приложения графического характера приведены в качестве примера расположения построений на листах чертежей формата А1.

Нанесем на чертеже положения точки А и линию движения ползунов. Проводим круг радиусом $AB = AD$ (траекторию точек В и D). За начальное (нулевое) примем такое положение механизма, в котором звено 3 будет находиться в начале такта расширения. Обозначим 8 равноотстоящих положений кривошипа. Получим положения точек $V_{(0)}, V_{(1)}, V_{(2)} \dots$ и $D_{(0)}, D_{(1)}, D_{(2)} \dots$. Зная длины отрезков BC и DE, методом геометрических мест получим положения точек $C_{(0)}, C_{(1)}, C_{(2)} \dots$ и $E_{(0)}, E_{(1)}, E_{(2)} \dots$.

Один план механизма выделим контурными линиями, а остальные - в тонких линиях. Обозначим положения центров масс звеньев.

Около траекторий точек С и Е построим заданные индикаторные диаграммы в выбранном масштабе. В данном примере $P_{3\max} = P_{5\max} = 5,97 \text{ МПа}$, а $\mu_p = 5,97/20 = 0,3 \text{ МПа / мм}$. Незначительными давлениями в тактах выхлопа и всасывания пренебрежем.

Совмещенные планы начертим в левой верхней части листа 1 чертежа (приложение 2).

3.2. Составление векторных уравнений для определения скоростей и ускорений точек звеньев

Рассмотрим два случая:

1. Две точки принадлежат одному звену и расположены одна от одной на расстоянии l_{AB} (рис. 3.3). Представим абсолютную скорость точки В как геометрическую сумму скоростей переносного и относительного движений:

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} ,$$

где \bar{V}_B - абсолютная скорость точки В; \bar{V}_A - переносная скорость; \bar{V}_{BA} - относительная скорость.

Угловая скорость звена связана с относительной скоростью во вращательном движении зависимостью:

$$\omega_1 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} .$$

Аналогично ускорение точки В состоит из двух ускорений: ускорение точки А и ускорение точки В при обращении звена относительно точки А

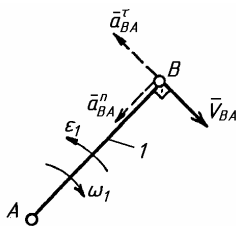


Рис. 3.3.

С учетом этого: $\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau$,

где $a_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}}$; $a_{BA}^\tau = \epsilon_1 \cdot l_{AB}$.

2. Две точки принадлежат двум звеньям, образующих поступательную пару и в данный момент времени геометрически совпадают (рис. 3.4). В данном случае вектор абсолютной скорости точки B_2 состоит из двух векторов скоростей: переносной \bar{V}_{B_1} и относительной $\bar{V}_{B_2B_1}$:

$$\bar{V}_{B_2} = \bar{V}_{B_1} + \bar{V}_{B_2B_1}.$$

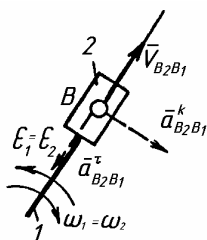


Рис. 3.4.

Абсолютное ускорение определяется как сумма трех векторов ускорений - переносного, поворотного (кориолисового) и относительного:

$$\bar{a}_{B_2} = \bar{a}_{B_1} + \bar{a}_{B_2B_1}^k + \bar{a}_{B_2B_1}^\tau,$$

где $a_{B_2B_1}^k = 2\omega_1 \cdot V_{B_2B_1}$.

Для определения направления поворотного (кориолисового) ускорения необходимо повернуть вектор $\bar{V}_{B_2B_1}$ на 90° в направлении переносного движения (ω_1).

3.3. Планы скоростей рычажного механизма

Планы скоростей механизма строятся по векторным уравнениям, которые складываются в отдельности для каждой структурной группы в порядке их присоединения к кинематической цепи. В табл. 3.1 показаны векторные уравнения и планы скоростей для структурных групп 2-го класса всех пяти видов.

Пример 1

Рассмотрим планы скоростей для всех положений механизма строгального станка (рис. 3.1), размеры которого определенные в примере 1 раздела 2.1. Вращение кривошипа с частотой $n_1 = 1,2$ об/с считаем равномерными. В качестве примера рассмотрим определение скоростей точек и звеньев с использованием метода планов для второго положения механизма.

Рассмотрим группу начальных звеньев:

$$\omega_1 = 2\pi n_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,2 = 7,53 \text{ рад/с};$$

$$V_B = \omega_1 l_{AB} = 7,53 \cdot 0,08 = 0,6 \text{ м/с};$$

структурную группу 2-3:

$$\begin{cases} \overline{V}_{B_3} = \overline{V}_B + \overline{V}_{B_3B} & \overline{V}_B \perp AB, \overline{V}_{B_3B} \parallel CD; \\ \overline{V}_{B_3} = \overline{V}_C + \overline{V}_{B_3C} & \overline{V}_C = 0, \overline{V}_{B_3C} \perp BC. \end{cases}$$

Определим масштабный коэффициент скорости:

$$\mu_v = \frac{V_B}{|pb|} = \frac{0,6}{30} = 0,02 \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-1}}{\text{мм}}.$$

Построение плана скоростей показано на рис. 3.5. Скорость т. D найдем, используя теорему подобия для плана скоростей:

$$\frac{|\overline{cb}_3|}{|\overline{cd}|} = \frac{CB}{CD}; \quad |\overline{cd}| = |\overline{cb}_3| \cdot \frac{CD}{CB} = 27 \cdot \frac{94}{55} = 46 \text{ мм}.$$

Табл. 3.1

ВИД	Кинематическая схема группы	Векторные уравнение	Планы скоростей
1		$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$ $\vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}$	
2		$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$ $\vec{V}_B = \vec{V}_{B4} + \vec{V}_{BB4}$	
3		$\vec{V}_{B2} = \vec{V}_A + \vec{V}_{B2A}$ $\vec{V}_{B2} = \vec{V}_B + \vec{V}_{B2B}$	
4		$\vec{V}_B = \vec{V}_{B1} + \vec{V}_{BB1}$ $\vec{V}_B = \vec{V}_{B4} + \vec{V}_{BB4}$	
5		$\vec{V}_{B3} = \vec{V}_B + \vec{V}_{B3B}$ $\vec{V}_{B3} = \vec{V}_{B4} + \vec{V}_{B3B4}$	

Определим и покажем на кинематической схеме направления угловых скоростей звеньев (рис. 3.1).

Планы скоростей необходимо построить для всех 10 положений (см. приложение 1). Значение отрезков $|\overline{cd}|$, вычисленных по теореме подобия, показаны в табл. 3.2.

Табл. 3.2

Параметры	Номер положения										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$ \overline{pb}_3 , \text{мм}$	0	16,5	27,0	30,0	27,0	16,5	0	20,0	30,0	20,0	0
СВ, мм	41,5	49,5	54,5	56,5	54,5	49,5	41,5	34,0	30,0	34,0	41,5
$ \overline{cd} , \text{мм}$	0	31,0	46,5	49,7	46,5	31,0	0	55,0	93,5	55,0	0

В завершении в табл. 3.3 сведем значения длин векторов скоростей и скорости всех точек, угловые скорости звеньев.

Табл. 3.3

Параметры	Номер положения										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$ \overline{pb}_3 , \text{мм}$	0	16,5	27,0	30,0	27,0	16,5	0	20,0	30,0	20,0	0
$V_{B_3}, \text{м/с}$	0	0,33	0,54	0,60	0,54	0,33	0	0,40	0,60	0,40	0
$ \overline{bb}_3 , \text{мм}$	30,0	25,5	14,0	0	14,0	25,5	30	23,0	0	23,0	30,0
$V_{B_3B}, \text{м/с}$	0,60	0,51	0,28	0	0,28	0,51	0,60	0,46	0	0,46	0,60
$ \overline{pd} , \text{мм}$	0	31,0	46,5	49,5	46,5	31,0	0	55,0	93,5	55,0	0
$V_D = V_{S_4}, \text{м/с}$	0	0,62	0,93	0,99	0,93	0,62	0	1,10	1,87	1,10	0
$ \overline{pd}_5 , \text{мм}$	0	30,5	46,0	49,5	46,0	30,5	0	53,5	93,5	53,5	0
$V_{D_5} = V_{S_5}, \text{м/с}$	0	0,61	0,92	0,99	0,92	0,61	0	1,07	1,87	1,07	0
$ \overline{pS}_3 , \text{мм}$	0	15,5	24,5	25,0	24,5	15,5	0	27,5	47,0	27,5	0
$V_{S_3}, \text{м/с}$	0	0,31	0,49	0,50	0,49	0,31	0	0,55	0,94	0,55	0
$\omega_2, \omega_3, \text{рад/с}$	0	1,10	1,64	1,75	1,64	1,10	0	1,94	3,30	1,94	0

Пример 2

Построить план скоростей для первого положения механизма двигателя (рис. 3.2), размеры которого определены в разделе 2.

Допустим, что кривошип (звено 1) вращается равномерно. Рассмотрим группу начальных звеньев 0-1:

$$\begin{aligned} V_B &= \omega_1 \cdot l_{AB} = 251,327 \cdot 0,054 = 13,572 \text{ м/с;} \\ V_D &= \omega_1 \cdot l_{AD} = 251,327 \cdot 0,054 = 13,572 \text{ м/с;} \end{aligned}$$

структурную группу 2-3:

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{V}_C = \overline{V}_B + \overline{V}_{CB} \quad \left| \quad \overline{V}_B \perp AB, \overline{V}_{CB} \perp CB; \right. \\ \overline{V}_C = \overline{V}_{C_0} + \overline{V}_{CC_0} \quad \left| \quad \overline{V}_{C_0} = 0, \overline{V}_{CC_0} \parallel AC; \right. \end{array} \right.$$

структурную группу 4-5:

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{V}_E = \overline{V}_D + \overline{V}_{ED} \quad \left| \quad \overline{V}_D \perp AD, \overline{V}_{ED} \perp ED; \right. \\ \overline{V}_E = \overline{V}_{E_0} + \overline{V}_{EE_0} \quad \left| \quad \overline{V}_{E_0} = 0, \overline{V}_{EE_0} \parallel AE. \right. \end{array} \right.$$

Вычислим масштабный коэффициент скоростей:

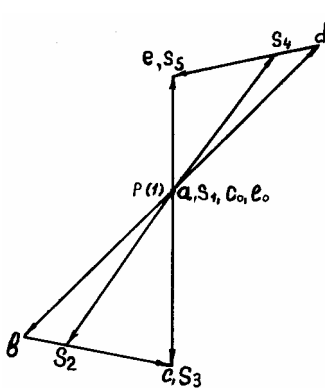
$$\mu_V = V_B / |\overline{pb}| = 13,572 / 27 = 0,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}.$$

Скорости центров масс S_2 и S_4 определим, предварительно вычислив по теореме подобия плана скоростей модули векторов $|\overline{bS_2}|$ и $|\overline{dS_4}|$ (рис. 3.6):

$$\begin{aligned} \frac{|\overline{bS_2}|}{|\overline{bc}|} &= \frac{BS_2}{BC} = 0,28; \quad |\overline{bS_2}| = 0,28 \cdot |\overline{bc}| = 0,28 \cdot 19,5 = 5,46 \text{ мм;} \\ \frac{|\overline{dS_4}|}{|\overline{de}|} &= \frac{DS_4}{DE} = 0,28; \quad |\overline{dS_4}| = 0,28 \cdot |\overline{de}| = 0,28 \cdot 19,5 = 5,46 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Вычислим скорости:

$$V_C = |\overline{pc}| \cdot \mu_V = 22,7 \cdot 0,5 = 11,37 \text{ м/с;}$$



$$V_{CB} = |\overline{bc}| \cdot \mu_V = 19,5 \cdot 0,5 = 9,75 \text{ м/с};$$

$$V_E = |\overline{pe}| \cdot \mu_V = 15 \cdot 0,5 = 7,50 \text{ м/с};$$

$$V_{ED} = |\overline{ed}| \cdot \mu_V = 19,5 \cdot 0,5 = 9,75 \text{ м/с};$$

$$V_{SI} = 0 \text{ м/с};$$

$$V_{S_2} = |\overline{pS_2}| \cdot \mu_V = 24,25 \cdot 0,5 = 12,12 \text{ м/с};$$

$$V_{S_3} = V_C = 11,37 \text{ м/с};$$

$$V_{S_4} = |\overline{pS_4}| \cdot \mu_V = 22,5 \cdot 0,5 = 11,25 \frac{\text{м}}{\text{мм}};$$

$$V_{S_5} = V_E = 7,50 \text{ м/с}.$$

Рис. 3.6.

При выполнении курсового проекта построим планы скоростей для всех 8-ми положений (см. приложение 2) и для положений, в которых действует максимальное давление на поршень 3 или на поршень 5. Вычисление длины отрезков $|\overline{bS_2}|$ и $|\overline{dS_4}|$ отображено в табл. 3.4, а результаты вычислений скоростей всех точек и угловых скоростей звеньев сведены в табл. 3.5.

Табл. 3.4.

Параметры	Номер положения										
	0	1'	1	2	3	4	5'	5	6	7	8
$ \overline{bc} , \text{мм}$	27,0	25,0	19,5	0	19,5	27	25	19,5	0	19,5	27
$ \overline{bS_2} , \text{мм}$	7,6	7,0	5,5	0	5,5	7,6	7	5,5	0	5,5	7,6
$ \overline{de} , \text{мм}$	27,0	25,0	19,5	0	19,5	27	25	19,5	0	19,5	27
$ \overline{dS_4} , \text{мм}$	7,6	7,0	5,5	0	5,5	7,6	7	5,5	0	5,5	7,6

Вычислим угловые скорости звеньев:

$$\omega_2 = V_{CB} / l_{CB} = 9,75 / 0,192 = 50,80 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = V_{ED} / l_{ED} = 9,75 / 0,192 = 50,80 \text{ рад/с}.$$

Определим и покажем на кинематической схеме направления угловых скоростей звеньев (рис. 3.2).

Табл. 3.5.

Параметры	Номер положения										
	0	1'	1	2	3	4	5'	5	6	7	8
$ \overline{pc} $, мм	0	13,3	22,8	27,0	15,0	0	7,3	15,0	27,0	22,8	0
V_C, V_{S3} , м/с	0	6,62	11,37	13,57	7,50	0	3,62	7,50	13,57	11,37	0
$ \overline{cb} $, мм	27,0	25,0	19,5	0	19,5	27,0	25,0	19,5	0	19,5	27,0
V_{CB} , м/с	13,57	12,50	9,75	0	9,75	13,57	12,50	9,75	0	9,75	13,57
$ \overline{pe} $, мм	0	7,3	15,0	27,0	22,8	0	13,3	22,8	27,0	15,0	0
V_E, V_{S5} , м/с	0	3,62	7,50	13,57	11,37	0	6,62	11,37	13,57	7,50	0
$ \overline{ed} $, мм	27,0	25,0	19,5	0	19,5	27,0	25,0	19,5	0	19,5	27,0
V_{ED} , м/с	13,57	12,50	9,75	0	9,75	13,57	12,50	9,75	0	9,75	13,57
$ \overline{pS_2} $, мм	19,5	21,0	24,25	27,0	22,5	19,5	20,0	22,5	27,0	24,25	19,5
V_{S_2} , м/с	9,75	10,50	12,12	13,57	11,25	9,75	10,00	11,25	13,57	12,12	9,75
$ \overline{pS_4} $, мм	19,5	20,0	22,5	27,0	24,25	19,5	21,0	24,25	27,0	22,5	19,5
V_{S_4} , м/с	9,75	10,00	11,25	13,57	12,12	9,75	10,50	12,12	13,57	11,25	9,75
ω_2 , рад/с	70,68	65,10	50,78	0	50,78	70,68	65,10	50,78	0	50,78	70,68
ω_4 , рад/с	70,68	65,10	50,78	0	50,78	70,68	65,10	50,78	0	50,78	70,68

3.4. Планы ускорений рычажного механизма

Планы ускорений как и планы скоростей, строятся по векторным уравнениями, составленным для каждой структурной группы (табл.3.6). Структурные группы следует рассматривать в соответствии с порядком их присоединения к кинематической цепи.

При выполнении курсового проекта следует построить один план ускорений для положения, указанного преподавателем.

Пример 1

Построить план ускорений для второго положения механизма строгального станка (рис. 3.1), размеры которого определены в разделе 2, а скорости - в разделе 3.

Рассмотрим группу начальных звеньев 0-1:

$$a_B = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 7,53^2 \cdot 0,08 = 4,53 \text{ м/с}^2.$$

Табл. 3.6.

Вид	Кинематическая схема группы	Векторные уравнение	Планы ускорений
1		$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau$ $\bar{a}_B = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^\tau$	
2		$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau$ $\bar{a}_B = \bar{a}_{B4} + \bar{a}_{BB4}^k + \bar{a}_{BB4}^\tau$	
3		$\bar{a}_{B2} = \bar{a}_B + \bar{a}_{B2B}^k + \bar{a}_{B2B}^\tau$ $\bar{a}_{B2} = \bar{a}_A + \bar{a}_{B2A}^n + \bar{a}_{B2A}^\tau$	
4		$\bar{a}_B = \bar{a}_{B1} + \bar{a}_{BB1}^k + \bar{a}_{BB1}^\tau$ $\bar{a}_B = \bar{a}_{B4} + \bar{a}_{BB4}^k + \bar{a}_{BB4}^\tau$	
5		$\bar{a}_{B3} = \bar{a}_B + \bar{a}_{B3B}^k + \bar{a}_{B3B}^\tau$ $\bar{a}_{B3} = \bar{a}_{B4} + \bar{a}_{B3B4}^k + \bar{a}_{B3B4}^\tau$	

Выберем масштабный коэффициент ускорения:

$$\mu_a = \frac{a_B}{|\pi b|} = \frac{4,53}{90} = 0,05 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм.}$$

Рассмотрим структурную группу 2-3:

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{a}_{B_3} = \overline{a}_B + \overline{a}_{B_3B}^k + \overline{a}_{B_3B}^\tau \left| \overline{a}_B \parallel AB, \overline{a}_{B_3B}^k \perp BC, \overline{a}_{B_3B}^\tau \parallel BC; \right. \\ \overline{a}_{B_3} = \overline{a}_C + \overline{a}_{B_3C}^n + \overline{a}_{B_3C}^\tau \left| \overline{a}_C = 0, \overline{a}_{B_3C}^n \parallel BC, \overline{a}_{B_3C}^\tau \perp BC. \right. \end{array} \right.$$

Вычислим кориолисово и нормальное ускорение:

$$a_{B_3B}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot V_{B_3B} = 2 \cdot 1,64 \cdot 0,28 = 0,92 \text{ м/с}^2 ;$$

$$a_{B_3C}^n = \frac{V_{B_3C}^2}{I_{BC}} = \frac{V_{B_3C}^2}{BC \cdot \mu_1} = \frac{0,54^2}{54,5 \cdot 0,006} = 0,89 \text{ м/с}^2.$$

Вычислим отрезки, которые изображают известные ускорения:

$$\left| \overline{bk}_{B_3B} \right| = \frac{a_{B_3B}^k}{\mu_a} = \frac{0,92}{0,05} = 18,4 \text{ мм} ;$$

$$\left| \overline{cn}_{B_3C} \right| = \frac{a_{B_3C}^n}{\mu_a} = \frac{0,89}{0,05} = 17,8 \text{ мм.}$$

Ускорение точки D найдем за теоремой сходства для плана ускорений (рис 3.7):

$$\frac{\left| \overline{cb}_3 \right|}{\left| \overline{cd} \right|} = \frac{CB}{CD}; \quad \left| \overline{cd} \right| = \left| \overline{cb}_3 \right| \cdot \frac{CD}{CB} = 29,75 \frac{93,5}{54,5} = 51 \text{ мм.}$$

Рассмотрим структурную группу 4-5:

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{a}_{D_5} = \overline{a}_D + \overline{a}_{D_5D}^k + \overline{a}_{D_5D}^\tau \left| \overline{a}_D \perp DC, \overline{a}_{D_5D}^k = 0, \overline{a}_{D_5D}^\tau - \text{верт.} \right. \\ \overline{a}_{D_5} = \overline{a}_{D_0} + \overline{a}_{D_5D_0}^k + \overline{a}_{D_5D_0}^\tau \left| \overline{a}_{D_0} = 0, \overline{a}_{D_5D_0}^k = 0, \overline{a}_{D_5D_0}^\tau - \text{гориз} \right. \end{array} \right.$$

Ускорение точки S_3 найдем, используя теорему сходства для плана ускорений:

$$\left| \overline{cS}_3 \right| = 0,5 \cdot \left| \overline{cd} \right| = 0,5 \cdot 51 = 25,5 \text{ мм.}$$

Определим угловые ускорения звеньев:

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_2 = \frac{a_{B_3C}^\tau}{l_{BC}} = \frac{a_{B_3C}^\tau}{BC \cdot \mu_1} = \frac{1,18}{54,50 \cdot 0,006} = 3,60 \text{ рад/с}^2; \quad \varepsilon_4 = \varepsilon_5 = 0.$$

Определим и покажем на кинематической схеме направления угловых ускорений звеньев (рис. 3.1).

П р и м е р 2

Построить план ускорений для первого положения механизма двигателя (рис. 3.2), размеры которого определенные в разделе 2, а скорости - в разделе 3.

Рассмотрим группу начальных звеньев 0-1:

$$a_B = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 251,33^2 \cdot 0,054 = 3410,90 \text{ м/с}^2;$$

$$a_D = \omega_1^2 \cdot l_{AD} = 251,33^2 \cdot 0,054 = 3410,90 \text{ м/с}^2.$$

Рассмотрим структурную группу 2-3:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^\tau \\ \bar{a}_C = \bar{a}_{C_0} + \bar{a}_{CC_0}^k + \bar{a}_{CC_0}^\tau \end{array} \right. \left| \begin{array}{l} \bar{a}_B \parallel AB, \bar{a}_{CB}^n \parallel CB, \bar{a}_{CB}^\tau \perp CB; \\ \bar{a}_{C_0} = 0, \bar{a}_{CC_0}^k = 0, \bar{a}_{CC_0}^\tau \parallel AC. \end{array} \right.$$

Вычислим нормальное ускорение:

$$a_{CB}^n = \frac{V_{CB}^2}{l_{CB}} = \frac{9,75^2}{0,192} = 495,12 \text{ м/с}^2.$$

Определим масштабный коэффициент ускорения:

$$\mu_a = \frac{a_B}{|\pi b|} = \frac{3410,90}{34,1} = 100 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}.$$

Вычислим длину вектора, который изображает a_{CB}^n :

$$|\bar{b}_{CB}^n| = a_{CB}^n / \mu_a = 495,12 / 100 = 4,95 \text{ мм}.$$

Вычислим ускорения точек звеньев:

$$\begin{aligned}
 a_C &= \left| \overline{\pi c} \right| \cdot \mu_a = 23,75 \cdot 100 = 2375 \text{ м/с}^2; \\
 a_{CB}^\tau &= \left| \overline{n_{CB} c} \right| \cdot \mu_a = 23,5 \cdot 100 = 2350 \text{ м/с}^2; \\
 a_E &= \left| \overline{\pi e} \right| \cdot \mu_a = 24,5 \cdot 100 = 2450 \text{ м/с}^2; \\
 a_{ED}^\tau &= \left| \overline{n_{ED} e} \right| \cdot \mu_a = 23,5 \cdot 100 = 2350 \text{ м/с}^2; \\
 a_{S_1} &= 0, \quad a_{S_2} = \left| \overline{\pi S_2} \right| \cdot \mu_a = 29,5 \cdot 100 = 2950 \text{ м/с}^2; \quad a_{S_3} = a_C; \\
 a_{S_4} &= \left| \overline{\pi S_4} \right| \cdot \mu_a = 29,5 \cdot 100 = 2950 \text{ м/с}^2; \quad a_{S_5} = a_E.
 \end{aligned}$$

Определим угловые ускорения звеньев:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_2 &= \frac{a_{CB}^\tau}{I_{CB}} = \frac{2350}{0,192} = 122396 \text{ рад/с}^2; \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{ED}^\tau}{I_{ED}} = \frac{2350}{0,192} = 122396 \text{ рад/с}^2; \\
 \varepsilon_3 &= \varepsilon_5 = 0.
 \end{aligned}$$

Определим и покажем на кинематической схеме направления угловых ускорений звеньев (рис. 3.2).

4. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы: определить реакции в кинематических парах и известный внешний момент сил (силу), который (которая) действует на начальное звено.

Силовой анализ выполняется за структурными группами, начиная от группы, наиболее удаленной от начального, и заканчивается силовым расчетом группы начальных звеньев. Для этого используется метод кинетостатики без учета сил трения. Кроме того, с целью упрощения, при выполнении силового анализа не учитывается вес маховика, кривошипа и прочее. Силовой анализ выполняется для одного положения механизма, для которого построены план ускорений в следующей последовательности:

- начертить наиболее удаленную от начального звена структурную группу, приняв масштабный коэффициент длины μ_l ;

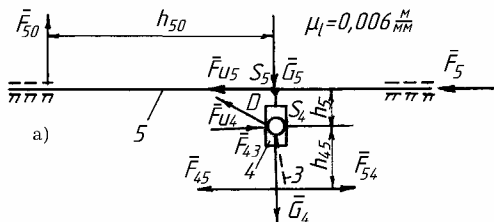
Табл. 4.1

Вид	Расчетная схема структурной группы	Уравнение равновесия	Искомые параметры
1		$\sum_2 M_B = 0,$ $\sum_3 M_B = 0,$ $\sum_{2,3} \bar{F} = 0,$ $\sum_2 \bar{F} = 0,$	F_{21}^r F_{34}^t $F_{21}^n, F_{34}^n, F_{21}, F_{34}$ F_{23}
2		$\sum_2 M_B = 0,$ $\sum_{2,3} \bar{F} = 0,$ $\sum_3 M_B = 0,$ $\sum_2 \bar{F} = 0.$	F_{21}^r F_{21}^n, F_{34}, F_{21} h_{34} F_{23}
3		$\sum_{2,3} M_A = 0,$ $\sum_2 \bar{F} = 0,$ $\sum_2 M_B = 0,$ $\sum_3 \bar{F} = 0.$	F_{21}^r F_{21}^n, F_{23}, F_{21} h_{23} F_{34}
4		$\sum_{2,3} \bar{F} = 0,$ $\sum_2 M_B = 0,$ $\sum_3 M_B = 0,$ $\sum_2 \bar{F} = 0.$	F_{21}, F_{34} h_{21} h_{34} F_{23}
5		$\sum_3 \bar{F} = 0,$ $\sum_2 M_B = 0,$ $\sum_3 M_B = 0,$ $\sum_2 \bar{F} = 0.$	F_{32}, F_{34} h_{23} h_{34} F_{21}

Вычислим длины векторов, которые изображают известные силы:

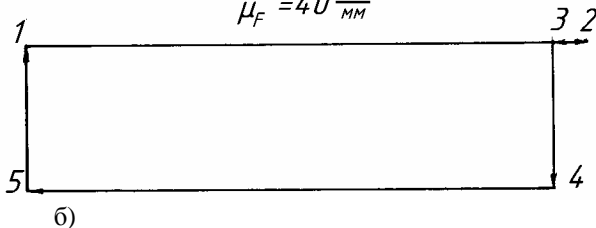
$$|2-3| = \frac{F_{H5}}{\mu_F} = \frac{179,5}{40} = 4,5 \text{ мм}; \quad |3-4| = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{784}{40} = 19,5 \text{ мм};$$

$$|4-5| = \frac{F_5}{\mu_F} = \frac{2800}{40} = 70 \text{ мм}.$$



План сил звена 5

$$\mu_F = 40 \frac{\text{H}}{\text{мм}}$$



План сил звена 4

$$\mu_F = 40 \frac{\text{H}}{\text{мм}}$$

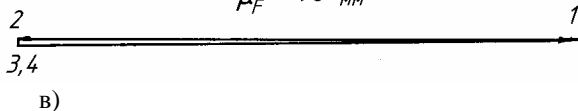


Рис. 4.1

Построим план сил и вычислим реакции (рис. 4.1, б):

$$F_{54} = |1-2| \cdot \mu_F = 74,5 \cdot 40 = 2980 \text{ Н}; \quad F_{50} = |5-1| \cdot \mu_F = 19,5 \cdot 40 = 780 \text{ Н}.$$

Запишем уравнения равновесия 4-го звена:

$$\sum \bar{F} = 0, \quad \bar{F}_{45} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{и4} + \bar{F}_{43} = 0 .$$

Примем масштабный коэффициент $\mu_F = 40 \text{ Н/мм}$, тогда:

$$|1\bar{-}2| = \frac{F_{45}}{\mu_F} = \frac{2980}{40} = 74,5 \text{ мм}; \quad |2\bar{-}3| = \frac{G_4}{\mu_F} = \frac{29,4}{40} = 0,75 \text{ мм};$$

$$|3\bar{-}4| = \frac{F_{и4}}{\mu_F} = \frac{7,65}{40} = 0,2 \text{ мм} \approx 0.$$

Построим план сил и вычислим реакцию (рис. 4.1, в):

$$F_{43} = |4\bar{-}1| \cdot \mu_F = 74,75 \cdot 40 = 2990 \text{ Н.}$$

Выразим еще одну условие равновесия 4-го звена:

$$\sum M_D = 0; \quad F_{45} \cdot h_{45} = 0; \quad h_{45} = 0.$$

Из уравнения равновесия звена 5

$$\sum M_D = 0; \quad F_{50} \cdot h_{50} \cdot \mu_1 - (F_{и5} + F_5) \cdot h_5 \cdot \mu_1 = 0$$

получим:

$$h_{50} \cdot \mu_1 = \frac{(F_{и5} + F_5) \cdot h_5 \cdot \mu_1}{F_{50}} = \frac{(179,2 + 2800) \cdot 5 \cdot 0,006}{780} = 0,115 \text{ м.}$$

Рассмотрим структурную группу 2-3 (рис. 4.2, а).

Силы тяжести звеньев:

$$G_2 = m_2 g = 2,8 \cdot 9,8 = 27,4 \text{ Н}; \quad G_3 = m_3 g = 5,66 \cdot 9,8 = 55,5 \text{ Н.}$$

Силы инерции:

$$F_{и2} = m_2 a_{S_2} = 2,8 \cdot 4,53 = 12,7 \text{ Н}; \quad F_{и3} = m_3 a_{S_3} = 5,66 \cdot 1,28 = 7,24 \text{ Н.}$$

Момент сил инерции

$$M_{и3} = J_{S_3} \cdot \varepsilon_3 = 0,151 \cdot 3,6 = 0,544 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выразим равновесие группы 2-3:

$$\sum_{2,3} M_C = 0; -F_{21}^{\tau} \cdot BC + G_2 \cdot h_{G2} + F_{и2} \cdot h_{и2} + F_{и3} \cdot h_{и3} + G_3 \cdot h_{G3} + F_{34} \cdot h_{34} + \frac{M_{и3}}{\mu_1} = 0,$$

где $F_{34} = -F_{43} = 2990 \text{ Н}$.

Из этого уравнения получим:

$$F_{21}^{\tau} = (G_2 \cdot h_{G2} + F_{и2} \cdot h_{и2} + F_{и3} \cdot h_{и3} + G_3 \cdot h_{G3} + F_{34} \cdot h_{34} + \frac{M_{и3}}{\mu_1}) / BC =$$

$$= (27,4 \cdot 9 + 12,7 \cdot 26,5 + 7,2 \cdot 37 + 55,5 \cdot 7 + 2990 \cdot 91,5 + \frac{0,544}{0,006}) / 54,5 = 5085,5 \text{ Н}.$$

Выразим условие равновесия 2-го звена:

$$\sum \bar{F} = 0; \bar{F}_{21}^n + \bar{F}_{21}^{\tau} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{и2} + \bar{F}_{23} = 0.$$

Примем масштабный коэффициент $\mu_F = 100 \text{ Н/мм}$.

Вычислим отрезки, которые изображают известные силы:

$$|2\bar{-}3| = \frac{F_{21}^{\tau}}{\mu_F} = \frac{5085,5}{200} = 25,40 \text{ мм}; \quad |3\bar{-}4| = \frac{G_2}{\mu_F} = \frac{27,4}{100} = 0,30 \text{ мм};$$

$$|4\bar{-}5| = \frac{F_{и2}}{\mu_F} = \frac{12,7}{100} = 0,13 \text{ мм}.$$

Построим план сил и вычислим реакции (рис. 4.2, б):

$$F_{21} = |1\bar{-}3| \cdot \mu_F = 50,5 \cdot 100 = 5050 \text{ Н};$$

$$F_{23} = |5\bar{-}1| \cdot \mu_F = 50,5 \cdot 100 = 5050 \text{ Н}; \quad \bar{F}_{32} = -\bar{F}_{23}.$$

Выразим условие равновесия 3-го звена:

$$\sum_3 \bar{F} = 0, \quad \bar{F}_{32} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{13} + \bar{F}_{34} + \bar{F}_{30} = 0.$$

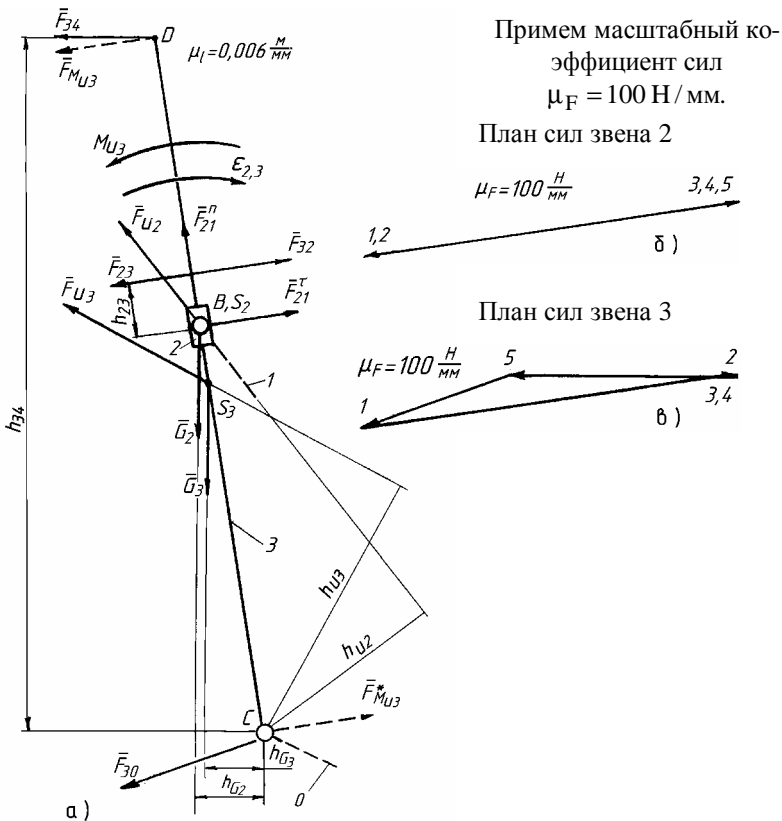


Рис. 4.2

Вычислим отрезки, которые изображают известные силы:

$$|1-2| = \frac{F_{32}}{\mu_F} = \frac{5050}{100} = 50,50 \text{ мм}; \quad |2-3| = \frac{G_3}{\mu_F} = \frac{55,5}{100} = 0,60 \text{ мм};$$

$$|3\bar{-}4| = \frac{F_{из3}}{\mu_F} = \frac{7,2}{100} = 0,07 \text{ мм}; \quad |4\bar{-}5| = \frac{F_{34}}{\mu_F} = \frac{2990}{100} = 29,90 \text{ мм}.$$

Построим план сил и вычислим реакцию (рис. 4.2, в):

$$F_{30} = |5\bar{-}1| \cdot \mu_F = 20,5 \cdot 100 = 2050 \text{ Н}.$$

В соответствии с условием равновесия 2 - го звена:

$$\sum_2 M_B = 0; \quad F_{23} \cdot h_{23} = 0; \quad h_{23} = 0.$$

Выполним силовой расчет начального звена (рис. 4.3).

Допустим, что движение на начальное звено передается с помощью зубчатой передачи Z_1 - Z_2 , при этом зубчатое колесо Z_2 установлено на валу начального звена. Кроме того, задано: $m = 5$, $Z_2 = 20$.

Неизвестная внешняя сила F_1 приложена к зубчатому колесу Z_2 и действует по линии зацепления.

Делительный радиус колеса:

$$r_2 = \frac{m \cdot Z_2}{2} = \frac{5 \cdot 20}{2} = 50 \text{ мм}.$$

Выразим условия равновесия 1-го звена:

$$\sum_1 M_A = 0. \quad -F_1 \cdot h_1 + F_{12} \cdot h_{12} = 0, \text{ откуда } F_1 = \frac{F_{12} \cdot h_{12}}{h_1} = \frac{5050 \cdot 12}{8} = 7575 \text{ Н},$$

где $F_{12} = -F_{21} = 5050 \text{ Н}$.

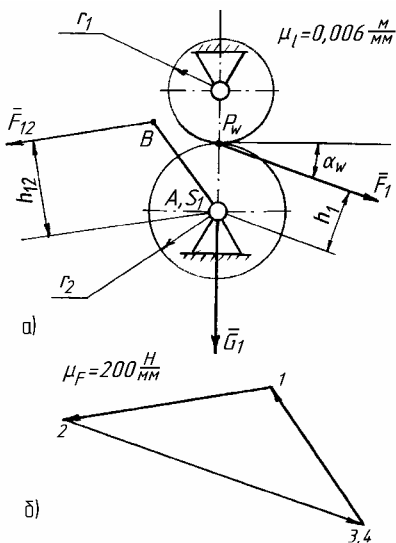
$$\sum_1 \bar{F} = 0, \quad \bar{F}_{12} + \bar{F}_1 + \bar{G}_1 + \bar{F}_{10} = 0,$$

где $G_1 = m_1 \cdot g = 4,2 \cdot 9,81 = 41,2 \text{ Н}$.

Примем масштабный коэффициент $\mu_F = 200 \text{ Н/мм}$.

Тогда:

$$|1\bar{-}2| = \frac{F_{12}}{\mu_F} = \frac{5050}{200} = 25,25 \text{ мм}; \quad |2\bar{-}3| = \frac{F_1}{\mu_F} = \frac{7575}{200} = 37,80 \text{ мм};$$



$$|3-4| = \frac{G_1}{\mu_F} = \frac{41,2}{200} = 0,2 \text{ мм.}$$

Построим план сил и вычислим реакцию F_{10} :

$$F_{10} = |4-1| \cdot \mu_F = 20,5 \cdot 200 = 4100 \text{ Н.}$$

Вычислим F_1 с помощью рычага Н.Е. Жуковского (рис.4.4). Повернем план скоростей (для удобства увеличенный в 1,5 раза) на 90° и приложим все действующие на механизм силы. Момент $M_{и3}$ заменим парой сил:

Рис. 4.3

$$F_{M_{и3}} = \frac{M_{и3}}{I_{DC}} = \frac{0,544}{0,566} = 0,96 \text{ Н.}$$

В соответствии с теоремой Н.Е. Жуковского

$$(F_5 + F_{и5}) \cdot |\overline{pd}_5| + F_{и4} \cdot h_{и4} + G_4 \cdot h_{G_4} + F_{M_{и3}} \cdot |\overline{pd}| + F_{и3} \cdot h_{и3} + G_3 \cdot h_{G_3} + G_2 \cdot h_{G_2} - F_1 \cdot h_1 = 0,$$

откуда

$$F_1 = [(F_5 + F_{и5}) \cdot |\overline{pd}_5| + F_{и4} \cdot h_{и4} + G_4 \cdot h_{G_4} + F_{M_{и3}} \cdot |\overline{pd}| + F_{и3} \cdot h_{и3} + G_3 \cdot h_{G_3} + G_2 \cdot h_{G_2}] / h_1 =$$

$$= [(2800 + 179,2) \cdot 69 + 7,65 \cdot 55 + 29,4 \cdot 11 + 0,96 \cdot 69,3 + 7,24 \cdot 29 + 55,55 \cdot 6 + 27,4 \cdot 26,5] / 26,5 = 7835,64 \text{ Н.}$$

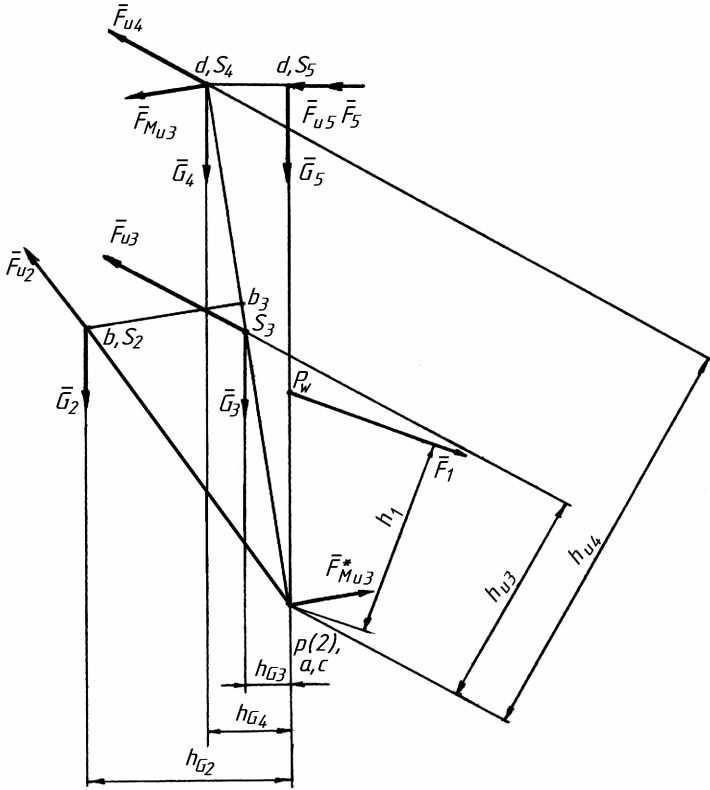


Рис. 4.4

Вычислим относительную погрешность метода кинестатики:

$$\Delta_{F_1^k} = \left| \frac{F_1^{2k} - F_1^k}{F_1^{2k}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{7835,64 - 7575}{7835,64} \right| \cdot 100\% = 3,33\%$$

где F_1^{2k}, F_1^k - сила F_1 , вычисленная соответственно методом рычага Н.Е.Жуковского и методом кинестатики.

Графическая часть выполнения силового анализа механизма представлена в приложении 1.

Пример 2

Выполнить силовой расчет механизма двигателя в первом положении. Скорости и ускорения получены в примере 2 раздела 3.

Дано: $m_2 = m_4 = 0,8$ кг; $m_3 = m_5 = 0,75$ кг;

$$J_{S_2} = J_{S_4} = 8,2 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; P_{3\max} = P_{5\max} = 5,97 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{вс}} = P_{\text{вых}} = 0, d = 0,098 \text{ м}.$$

Рассмотрим структурную группу 4-5.

Вес звеньев:

$$G_4 = m_4 g = 0,8 \cdot 9,81 = 7,85 \text{ Н}; \quad G_5 = m_5 g = 0,75 \cdot 9,81 = 7,36 \text{ Н}.$$

Силы инерции:

$$F_{и4} = m_4 \cdot a_{S_4} = 0,8 \cdot 2950 = 2360 \text{ Н}; \quad F_{и5} = m_5 \cdot a_{S_5} = 0,75 \cdot 2450 = 1837,5 \text{ Н}.$$

Момент сил инерции:

$$M_{и4} = J_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 0,0082 \cdot 12239 = 100,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В цилиндре с поршнем 5 осуществляется такт выхлопа, поэтому $F_5 = 0$. Вычертим структурную группу 4-5, приняв масштабный коэффициент длины $\mu_1 = 0,0024$ м/мм (рис. 4.5, а). Приложим все известные силы и искомые реакции. Последние определим, составив уравнения равновесия.

Уравнение равновесия 4-го звена

$$\sum M_E = 0; \quad -F_{41}^r \cdot ED - G_4 \cdot h_{G_4} + F_{и4} \cdot h_{и4} + M_{и4} / \mu_1 = 0, \text{ откуда}$$

$$F_{41}^r = \frac{-G_4 \cdot h_{G_4} + F_{и4} \cdot h_{и4} + M_{и4} / \mu_1}{ED} = \frac{-7,85 \cdot 10,5 + 2360 \cdot 20,8 + 100,3 / 0,0024}{80} = 11335 \text{ Н}.$$

Решим уравнения равновесия группы Ассур 4-5

$$\sum \bar{F} = 0; \quad \bar{F}_{41}^n + \bar{F}_{41}^r + \bar{G}_4 + \bar{F}_{14} + \bar{F}_{15} + \bar{G}_5 + \bar{F}_{50} = 0.$$

$\begin{matrix} 4,5 & & 1-2 & 2-3 & 3-4 & 4-5 & 5-6 & 6-7 & 7-1 \end{matrix}$

Пусть максимальная известная в этом уравнении сила $F_{и4}$ изображается вектором, длина которого $|\overline{4-5}| = 47,2$ мм. Тогда масштабный коэффициент для плана сил составит

$$\mu_F = \frac{F_{и4}}{|\overline{4-5}|} = \frac{2360}{47,2} = 50 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

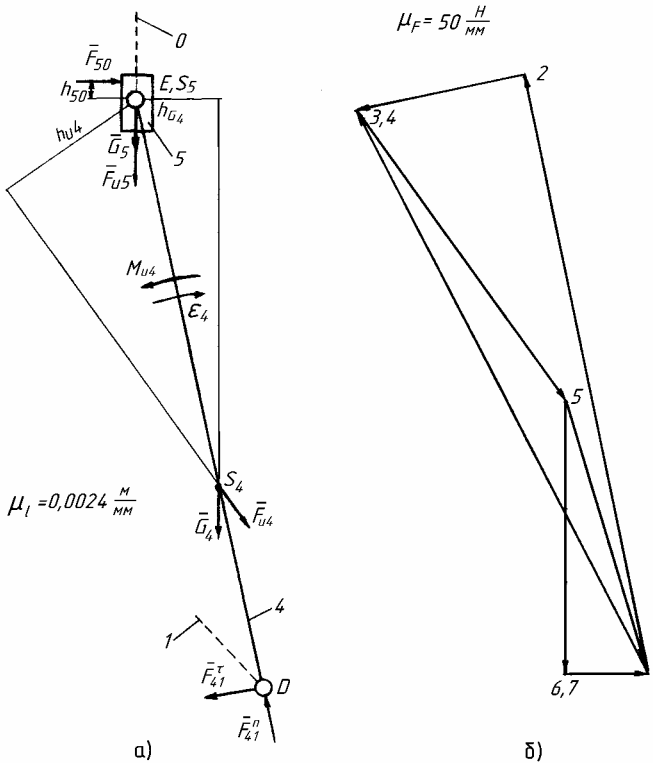


Рис. 4.5

Вычислим длины векторов, которые изображают известные силы:

$$|\overline{2-3}| = \frac{F_{41}^r}{\mu_F} = \frac{1133,5}{50} = 22,7 \text{ мм}; \quad |\overline{3-4}| = \frac{G_4}{\mu_F} = \frac{7,85}{50} = 0,15 \text{ мм};$$

$$|4\bar{-}5| = \frac{F_{и4}}{\mu_F} = \frac{2360}{50} = 47,2 \text{ мм}; \quad |5\bar{-}6| = \frac{F_{и5}}{\mu_F} = \frac{1837,5}{50} = 36,75 \text{ мм};$$

$$|6\bar{-}7| = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{7,36}{50} = 0,15 \text{ мм}.$$

Построим план сил (рис. 4.5, б) и вычислим реакции:

$$F_{41} = |1\bar{-}3| \cdot \mu_F = 84,5 \cdot 50 = 4225 \text{ Н}; \quad F_{50} = |7\bar{-}1| \cdot \mu_F = 10,75 \cdot 50 = 537,5 \text{ Н}.$$

Выразим условие равновесия 4-го звена в виде:

$$\sum_4 \bar{F} = 0; \quad \bar{F}_{41} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{15} + \bar{F}_{45} = 0.$$

Воспользуемся построенным планом сил, из которого получим:

$$F_{45} = |5\bar{-}1| \cdot \mu_F = 38 \cdot 50 = 1900 \text{ Н}; \quad \bar{F}_{54} = -\bar{F}_{45}$$

Определим точку приложения реакции \bar{F}_{50} :

$$\sum_5 M_E = 0; \quad F_{50} \cdot h_{50} = 0; \quad h_{50} = 0.$$

Рассмотрим структурную группу 2-3 (рис. 4.6, а).

Вес звеньев:

$$G_2 = m_2 \cdot g = 0,8 \cdot 9,81 = 7,85 \text{ Н}; \quad G_3 = m_3 \cdot g = 0,75 \cdot 9,81 = 7,36 \text{ Н}.$$

Силы инерции:

$$F_{и2} = m_2 \cdot a_{S_2} = 0,8 \cdot 2950 = 2360 \text{ Н}; \quad F_{и3} = m_3 \cdot a_{S_3} = 0,75 \cdot 2375 = 1781,25 \text{ Н}.$$

$$\text{Момент сил инерции: } M_{и2} = J_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0,0082 \cdot 12239 = 100,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В цилиндре с поршнем 3 осуществляется такт расширения. Движущая сила давления газа на звено 3 составляет:

$$F_3 = u_{P_3} \cdot \mu_P \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 7,5 \cdot 0,3 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,098^2}{4} \cdot 10^6 = 16971,7 \text{ Н},$$

где $u_{P_3} = 7,5 \text{ мм}$ - ордината, определенная по индикаторной диаграмме.

Вычертим структурную группу 2-3, приняв масштабный коэффициент длины $\mu_1 = 0,0024$ м/мм (рис. 4.6, а). Приложим все известные силы и искомые реакции. Последние определим, составив уравнения равновесия.

$$\text{Так, } \sum_2 M_C = 0, \quad -F_{21}^{\tau} \cdot CB - G_2 \cdot h_{G_2} + F_{и2} \cdot h_{и2} + M_{и2} / \mu_1 = 0,$$

$$\begin{aligned} \text{откуда } F_{21}^{\tau} &= \frac{-G_2 \cdot h_{G_2} + F_{и2} \cdot h_{и2} + M_{и2} / \mu_1}{CB} = \\ &= \frac{-7,85 \cdot 10,5 + 2360 \cdot 37,75 + 1003 / 0,0024}{80} = 1635,0 \text{ Н;} \end{aligned}$$

$$\sum_{2,3} \bar{F} = 0, \quad \bar{F}_{21}^n + \bar{F}_{21}^{\tau} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{и2} + \bar{F}_3 + \bar{G}_3 + \bar{F}_{и3} + \bar{F}_{30} = 0.$$

Примем масштабный коэффициент для плана сил $\mu_F = 200$ Н/мм.

Вычислим длины векторов, которые изображают известные силы:

$$\begin{aligned} |2\bar{-}3| &= \frac{F_{21}^{\tau}}{\mu_F} = \frac{1635}{200} = 8,2 \text{ мм}; & |3\bar{-}4| &= \frac{G_2}{\mu_F} = \frac{7,85}{200} = 0,04 \text{ мм}; \\ |4\bar{-}5| &= \frac{F_{и2}}{\mu_F} = \frac{2360}{200} = 11,8 \text{ мм}; & |5\bar{-}6| &= \frac{F_3}{\mu_F} = \frac{16971,7}{200} = 84,9 \text{ мм}; \\ |6\bar{-}7| &= \frac{G_3}{\mu_F} = \frac{7,36}{200} = 0,04 \text{ мм}; & |7\bar{-}8| &= \frac{F_{и3}}{\mu_F} = \frac{1781,2}{200} = 8,9 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Построим план сил (рис. 4.6, б).

Вычислим реакции:

$$F_{21} = |1\bar{-}3| \cdot \mu_F = 69 \cdot 200 = 13800 \text{ Н}; \quad F_{30} = |8\bar{-}1| \cdot \mu_F = 12 \cdot 200 = 2400 \text{ Н}.$$

Выразим условие равновесия 2-го звена в виде:

$$\sum_2 \bar{F} = 0, \quad \bar{F}_{21} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{и2} + \bar{F}_{23} = 0.$$

Воспользуемся построенным планом сил и получим:

$$F_{23} = |5\bar{-}1| \cdot \mu_F = 77 \cdot 200 = 15400 \text{ Н}; \quad \bar{F}_{32} = -\bar{F}_{23}.$$

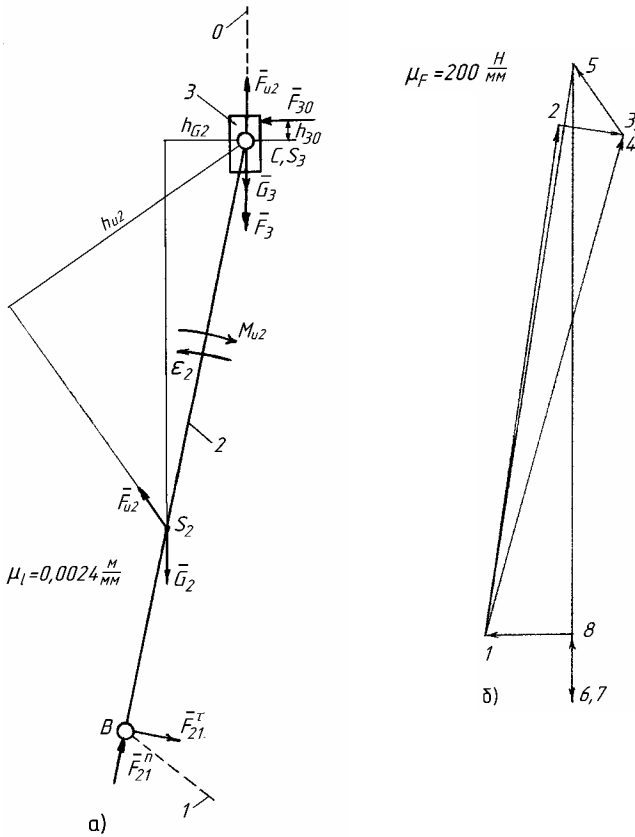


Рис. 4.6

Точку приложения реакции F_{30} определим, используя условие равновесия 3-го звена:

$$\sum_3 M_C = 0; \quad F_{30} \cdot h_{30} = 0; \quad h_{30} = 0.$$

Рассмотрим группу начальных звеньев (рис. 4.7, а). Допустим, что движение от вала звена 1 передается к валу технологической машины с помощью муфты. В таком случае к звену 1 приложим искомой внешний момент сил M_1 .

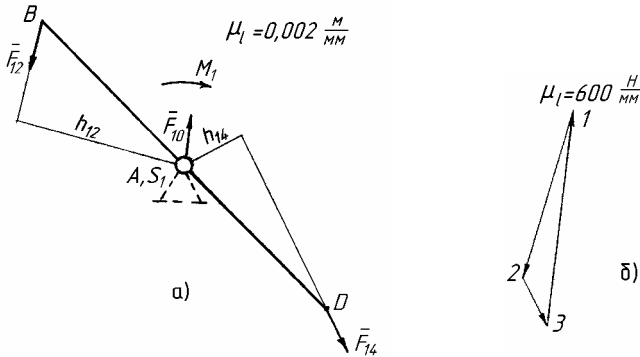


Рис. 4.7

Из условия равновесия 1-го звена

$$\sum M_A = 0; -M_1 - F_{14} \cdot h_{14} \cdot \mu_1 + F_{12} \cdot h_{12} \cdot \mu_1 = 0,$$

где $\bar{F}_{14} = -\bar{F}_{41} = 4225 \text{ Н}$; $\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21} = 13800 \text{ Н}$,

получим $M_1 = -F_{14} \cdot h_{14} \cdot \mu_1 + F_{12} \cdot h_{12} \cdot \mu_1 =$

$$= -4225 \cdot 9 \cdot 0,002 + 13800 \cdot 23 \cdot 0,002 = 558,75 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определим второе условие равновесия 1-го звена:

$$\sum \bar{F} = 0; \bar{F}_{12} + \bar{F}_{14} + \bar{F}_{10} = 0.$$

Приняв масштабный коэффициент $\mu_F = 600 \text{ Н/мм}$. определим длины векторов известных сил:

$$|1-2| = \frac{F_{12}}{\mu_F} = \frac{13800}{600} = 23 \text{ мм}, \quad |2-3| = \frac{F_{14}}{\mu_F} = \frac{4225}{600} = 7,04 \text{ мм}$$

Построим план сил - рис. 4.7, б. Вычислим реакцию:

$$F_{10} = |3-1| \cdot \mu_F = 29 \cdot 600 = 17400 \text{ Н}; \quad \bar{F}_{01} = -\bar{F}_{10}.$$

Определим M_1 , используя рычаг Н.Е. Жуковского. Заменяем моменты сил парами сил:

$$F_{M_{и2}} = \frac{M_{и2}}{I_{BC}} = \frac{100,3}{0,192} = 522,4 \text{ Н}; \quad F_{M_{и4}} = \frac{M_{и4}}{I_{DE}} = \frac{100,3}{0,192} = 522,4 \text{ Н}.$$

Внешний момент M_1 также заменим паром сил F_{M_1} , приложенных в точках А и В.

Повернем план скоростей на 90° (в произвольном направлении) и приложим все силы в соответствующих точках (рис. 4.8).

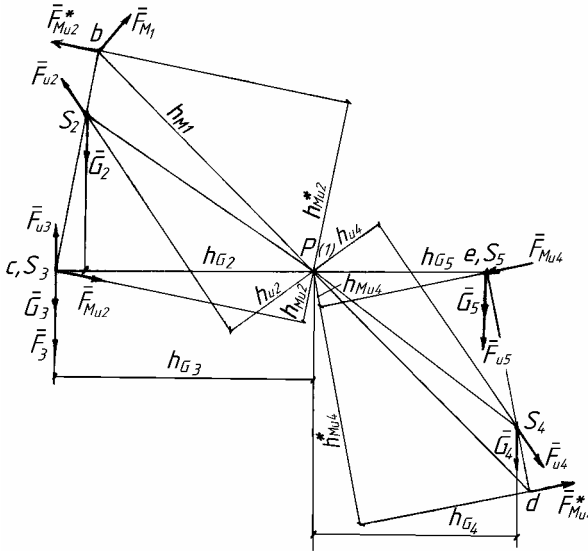


Рис. 4.8

Составим сумму произведений всех сил на их расстояния от полюса возвращенного плана скоростей и определим F_{M_1} .

$$F_{M_1} = [-F_{и2} \cdot h_{и2} + G_2 \cdot h_{G_2} + F_{M_{и2}} \cdot h_{M_{и2}}^* + F_{M_{и2}} \cdot h_{M_{и2}} + (F_3 + G_3 - F_{и3}) \cdot |pc| - \\ - G_4 \cdot h_{G_4} - F_{и4} \cdot h_{и4} - F_{M_{и4}} \cdot h_{M_{и4}} + F_{M_{и4}} \cdot h_{M_{и4}}^* - (G_5 + F_{и5}) \cdot |pe|] / h_{M_1} =$$

$$= [-2360 \cdot 14 + 7,85 \cdot 30 + 522,4 \cdot 23 + 522,4 \cdot 7 + (16971,7 + 7,36 - 1791,2) \cdot 34 - 7,85 \cdot 27 - 2360 \cdot 11 - 5224 \cdot 5 + 5224 \cdot 34 - (7,36 + 18375) \cdot 235] / 41 = 10858,98 \text{ Н.}$$

$$\text{Тогда } M_1 = F_{M_1} \cdot l_{AB} = 10858,98 \cdot 0,054 = 586,38 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Вычислим относительную погрешность определения внешнего момента M_1 за методом кинетостатики:

$$\Delta_{M_1} = \left| \frac{M_1^{\text{ж}} - M_1^{\text{к}}}{M_1^{\text{к}}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{586,38 - 558,75}{586,38} \right| \cdot 100\% = 4,71\%,$$

где $M_1^{\text{ж}}, M_1^{\text{к}}$ - момент сил M_1 , вычисленный соответственно за методом рычага Н.Е. Жуковского и по методу кинетостатики.

Графическая часть силового анализа приведена на приложении 2.

5. РАСЧЕТ МАХОВИКА

Цель работы: определить моменты инерции, размеры и массу маховика, который обеспечит заданный коэффициент неравномерности движения механизма.

В литературе [1], [4], [6] приведены различные методы расчета маховика. При выполнении курсового проекта можно использовать любой метод. В данной работе рассмотрен расчет маховика с помощью кривой “энергомасс” (метод Виттенбауэра). Графическая часть расчета маховика выполняется на втором листе чертежей курсового проекта.

5.1. Приведенный момент сил производственного сопротивления (движущих сил)

Первоначально необходимо определить силы производственного сопротивления для технологической машины или движущие силы для энергетической машины во всех положениях механизма с помощью заданного графика сил или индикаторной диаграммы.

После этого необходимо привести силы производственного сопротивления (движущие силы) к начальному звену из условия равенства мощностей приведенного момента и приводимых сил. Построить график

приведенного момента сил сопротивления $M_c^{pp} = M_c^{pp}(\varphi_1)$ или график приведенного момента движущих сил $M_d^{pp} = M_d^{pp}(\varphi_1)$, предварительно приняв масштабные коэффициенты μ_M и μ_φ .

5.2. Работа сил производственного сопротивления (движущих сил)

Методом графического интегрирования функции $M_c^{pp} = M_c^{pp}(\varphi_1)$ или $M_d^{pp} = M_d^{pp}(\varphi_1)$ построим график работы сил производственного сопротивления $A_c = A_c(\varphi_1)$ или движущих сил $A_d = A_d(\varphi_1)$. При этом масштабный коэффициент работы:

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H,$$

где H - полюсное расстояние при интегрировании, мм.

Исходя из того, что за цикл установившегося движения работа сил сопротивления равна работе движущих сил, а также приняв, что $M_d^{pp} = \text{const}$ ($M_d^{pp} = \text{const}$), построим линейную зависимость $A_d = A_d(\varphi_1)$, или для двигателя $A_c = A_c(\varphi_1)$. Теперь есть возможность получить методом графического дифференцирования график $M_d^{pp} = M_d^{pp}(\varphi_1)$ или для двигателя $M_c^{pp} = M_c^{pp}(\varphi_1)$.

5.3. Суммарная работа сил

Построим график суммарной работы $A_\Sigma = A_d + A_c$. Известно, что сумма работ всех сил численно равняется изменению кинетической энергии. Поэтому график $A_\Sigma = A_\Sigma(\varphi_1)$ является также и графиком $\Delta E = \Delta E(\varphi_1)$. Иногда для удобства дальнейших преобразований график $\Delta E = \Delta E(\varphi_1)$ целесообразно построить с использованием масштабного коэффициента μ_E , который меньше, чем μ_A .

5.4. Приведенный момент инерции механизма

Вычислим приведенный момент инерции механизма по равенству кинетических энергий приведенного момента и приводных масс и момен-

тов инерции звеньев механизма. Построим график $J^{np} = J^{np}(\varphi_1)$, приняв масштабные коэффициенты μ_J и μ_φ .

5.5. Диаграмма “энергомасс”

Построим диаграмму “энергомасс” $\Delta E = \Delta E(J^{np})$, исключив параметр φ_1 из графиков $\Delta E = \Delta E(\varphi_1)$ и $J^{np} = J^{np}(\varphi_1)$. К кривой “энергомасс” проведем касательные под углами ψ_{\max} и ψ_{\min} к оси J^{np} , которые определяются из уравнений:

$$\operatorname{tg}\psi_{\max} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \cdot \omega_1^2 \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2; \quad \operatorname{tg}\psi_{\min} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \cdot \omega_1^2 \left(1 - \frac{\delta}{2}\right)^2,$$

где δ - допустимое значение коэффициенту неравномерности движения механизма.

5.6. Момент инерции маховика

Момент инерции маховика вычислим по формуле

$$J_M = \frac{|ab| \cdot \mu_E}{\delta \cdot \omega_1^2},$$

где $|ab|$ - отрезок на оси ординат ΔE , которые отсекают касательные к кривой “энергомасс”.

5.7. Габаритные размеры маховика

Маховики изготавливаются из стали или чугуна в виде диска или в виде обода со спицами и ступицей (рис. 5.1).

Диаметр маховика в виде диска определяется зависимостью

$$D = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot J_M}{\pi \cdot \rho \cdot \kappa}},$$

где ρ - плотность материала, кг/м^3 ; $\kappa = B/D = (0,1 \dots 0,2)$ - отношение ширины маховика B к его диаметру D .

Если окружная скорость на ободу не превышает 30 м/с, целесообразно с целью облегчения маховика проектировать его в виде обода со спицами и ступицей.

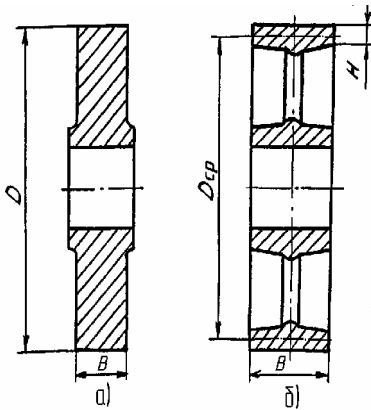


Рис. 5.1

Диаметр маховика со спицами определяется зависимостью

$$D_{cp} = \sqrt[5]{\frac{4 \cdot J_M}{\pi \cdot \rho \cdot k \cdot c}},$$

где $c = \frac{H}{D_{cp}} = (0,08 \dots 0,12)$ - отношение толщины обода H к его среднему диаметру.

Вычислим массу маховика. Для маховика в виде диска:

$$m_M = 8J_M / D^2.$$

Для маховика с спицами: $m_M = 4J_M / D_{cp}^2.$

Пример 1

Выполнить расчет маховика механизма строгального станка, скорости для которого были определены в примере 1 раздела 3. Допустимое значение коэффициента неравномерности движения механизма $\delta = 0,025$.

1. Вычислим приведенный момент сил производственного сопротивления

$$M_{c(2)}^{пр} \cdot \omega_1 = |F_5 \cdot V_{D5}| \cdot \cos(\bar{F}_5, \hat{V}_{D5}); \quad M_{c(2)}^{пр} = \frac{|F_5 \cdot V_{D5}| \cdot \cos(\bar{F}_5, \hat{V}_{D5})}{\omega_1}.$$

Так для второго положения

$$M_{c(2)}^{пр} = \frac{|F_5 \cdot V_{D5(2)}| \cdot \cos(\bar{F}_5, \hat{V}_{D5})}{\omega_1} = -\frac{2800 \cdot 0,92 \cdot 1}{7,53} = -342,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вычисления для всех положений рабочего хода покажем в табл. 5.1.

Табл. 5.1

Параметры	Номер положения						
	0	1	2	3	4	5	6
V_{D5} , м/с	0	0,61	0,92	0,99	0,92	0,61	0
M_c^{np} , Н·м	0	-226,8	-342,1	-368,1	-342,1	-226,8	0

Построим график $M_c^{np} = M_c^{np}(\varphi_1)$ (рис. 5.2, а), выбрав масштабный коэффициент μ_M и вычислив масштабный коэффициент μ_φ :

$$\mu_M = 12,5 \text{ Н} \cdot \text{м/мм}; \quad \mu_\varphi = 2\pi/72 = 0,08725 \text{ рад/мм}.$$

Выше этого графика покажем график $F_5 = F_5(\varphi_1)$. На основе этого графика ограничиваем кривую приведенного момента.

2. Построим график работ сил производственного сопротивления графическим интегрированием кривой M_c^{np} по φ_1 . Масштабный коэффициент полученного графика будет:

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H = 12,5 \cdot 0,08725 \cdot 16 = 17,45 \text{ Дж/мм},$$

где $H=16$ мм - полюсное расстояние при интегрировании (рис. 5.2, а).

Построение графика $A_c = A_c(\varphi_1)$ показано на рис. 5.2, б.

Принимая во внимание, что за цикл установившегося движения работа сил сопротивления и движущих сил равны, а также то, что приведенный момент движущих сил $M_d^{np} = \text{const}$, начертим график $A_d = A_d(\varphi_1)$.

Просуммируем $A_c + A_d$ и построим графическую зависимость $A_\Sigma = A_\Sigma(\varphi_1)$, которая одновременно является графиком приращения кинетической энергии механизма $\Delta E = \Delta E(\varphi_1)$.

Выполним графическое дифференцирование зависимости $A_d = A_d(\varphi_1)$ с целью получения графика $M_d^{np} = M_d^{np}(\varphi_1)$.

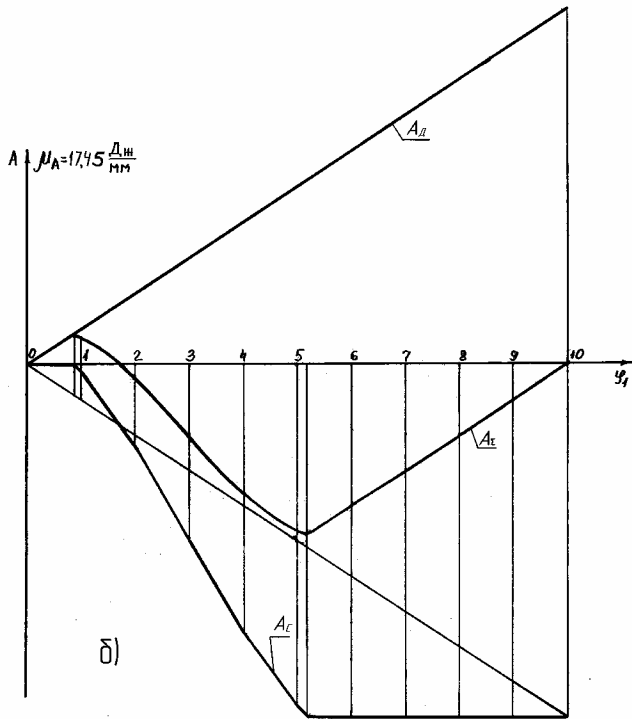
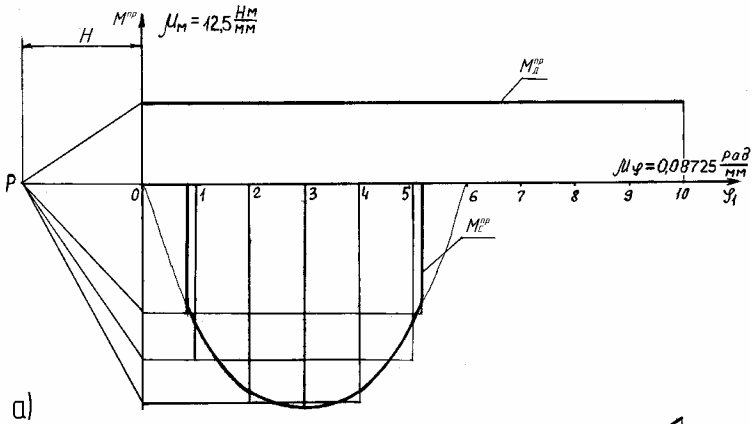


Рис. 5.2

3. Вычислим приведенный момент инерции

$$J^{\text{пр}} = (m_2 \cdot V_{S_2}^2 + J_{S_3} \cdot \omega_3^2 + m_3 \cdot V_{S_3}^2 + m_4 \cdot V_{S_4}^2 + m_5 \cdot V_{S_5}^2) / \omega_1^2.$$

$$\begin{aligned} \text{Так, } J_{(2)}^{\text{пр}} &= (m_2 \cdot V_{S_2(2)}^2 + J_{S_3} \cdot \omega_{3(2)}^2 + m_3 \cdot V_{S_3(2)}^2 + m_4 \cdot V_{S_4(2)}^2 + m_5 \cdot V_{S_5(2)}^2) / \omega_1^2 = \\ &= (2,8 \cdot 0,6^2 + 0,151 \cdot 1,64^2 + 5,66 \cdot 0,49^2 + 3,0 \cdot 0,93^2 + \\ &\quad + 80 \cdot 0,92^2) / 56,7009 = 1,289 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Вычисления $J^{\text{пр}}$ сведены в табл. 5.2.

Табл. 5.2

Параметры	Номер положения										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_{S_2} , м/с	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
$m_3 V_{S_3}^2$, кг·м ² /с ²	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008
ω_3 , с ⁻¹	0	1,10	1,64	1,75	1,64	1,10	0	1,94	3,3	1,94	0
$J_{S_3} \omega_3^2$, кг·м ² /с ²	0	0,183	0,406	0,462	0,406	0,183	0	0,568	1,644	0,568	0
V_{S_3} , м/с	0	0,31	0,49	0,50	0,49	0,31	0	0,55	0,94	0,55	0
$m_3 V_{S_3}^2$, кг·м ² /с ²	0	0,539	1,359	1,415	1,359	0,539	0	1,712	5,001	1,712	0
V_{S_4} , м/с	0	0,62	0,93	0,99	0,93	0,62	0	1,10	1,87	1,10	0
$m_4 V_{S_4}^2$, кг·м ² /с ²	0	1,153	2,595	2,940	2,595	1,153	0	3,63	10,49	3,63	0
V_{S_5} , м/с	0	0,61	0,92	0,99	0,92	0,61	0	1,07	1,87	1,07	0
$m_5 V_{S_5}^2$, кг·м ² /с ²	0	29,77	67,71	78,41	67,71	29,77	0	91,59	279,8	91,59	0
$J^{\text{пр}}$, кг·м ²	0,018	0,576	1,289	1,486	1,289	0,576	0,018	1,737	5,254	1,737	0,018

На основе вычислений построим график $J^{np} = J^{np}(\varphi_1)$ (рис. 5.3), используя масштабные коэффициенты:

$$\mu_J = 0,0875 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}; \quad \mu_\varphi = \frac{2\pi}{72} = \frac{2 \cdot 3,14}{72} = 0,08725 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

4. Исключая параметр φ_1 из графиков $J^{np} = J^{np}(\varphi_1)$ и $\Delta E = \Delta E(\varphi_1)$, получим кривую энергомасс (рис. 5.4).

Для удобства построения графика энергомасс целесообразно графики $\Delta E = \Delta E(\varphi_1)$ и $J^{np} = J^{np}(\varphi_1)$ разместить, как показано в приложении 2.

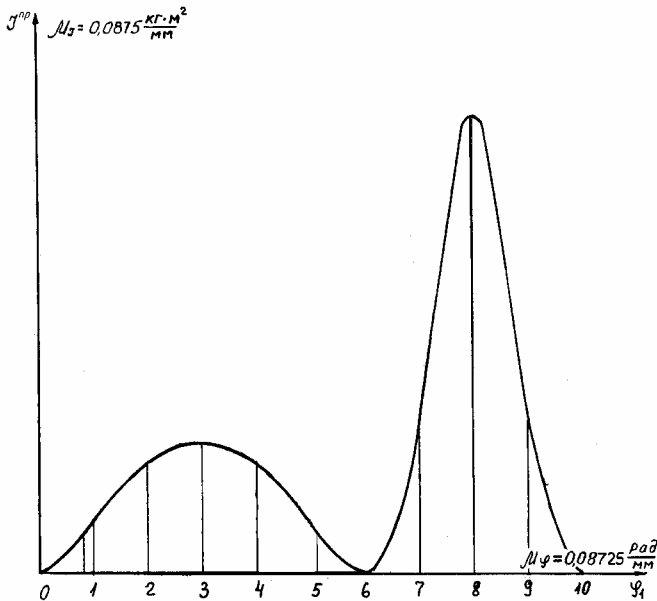


Рис. 5.3

Определим углы ψ_{\max} и ψ_{\min} :

$$\operatorname{tg} \psi_{\max} = \frac{\mu_J}{2 \cdot \mu_E} \omega_1^2 \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2 = \frac{0,0875}{2 \cdot 8,725} \cdot 7,53^2 \left(1 + \frac{0,025}{2}\right)^2 = 0,292; \quad \psi_{\max} = 16,25^\circ;$$

$$\operatorname{tg}\psi_{\min} = \frac{\mu_J}{2 \cdot \mu_E} \omega_1^2 \left(1 - \frac{\delta}{2}\right)^2 = \frac{0,0875}{2 \cdot 8,725} \cdot 7,53^2 \left(1 - \frac{0,025}{2}\right)^2 = 0,277; \quad \psi_{\min} = 15,50^\circ.$$

Проведем касательные к кривой $\Delta E = \Delta E(J^{\text{пр}})$ и измерим отрезок [ab], который отсекают эти касательные на оси ΔE . Получим [ab]=52 мм.

5. Вычислим момент инерции маховика:

$$J_M = \frac{|ab| \cdot \mu_E}{\delta \cdot \omega_1^2} = \frac{52 \cdot 8,725}{0,025 \cdot 7,53^2} = 320,065 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Примем, что маховик в виде обода с спицами. Средний диаметр обода:

$$D_{\text{ср}} = \sqrt[5]{\frac{4 \cdot J_M}{\pi \cdot \rho \cdot \kappa \cdot c}} = \sqrt[5]{\frac{4 \cdot 320,065}{3,14 \cdot 7300 \cdot 0,2 \cdot 0,12}} = 1,18 \text{ м},$$

где $\rho = 7300 \text{ кг/м}^3$ - плотность чугуна; $\kappa = \frac{B}{D_{\text{ср}}} = 0,2$;

$$c = \frac{H}{D_{\text{ср}}} = 0,12.$$

Окружная скорость на обode:

$$V_{\text{окр}} = \frac{1}{2} \omega_1 \cdot D_{\text{ср}} = \frac{1}{2} \cdot 7,53 \cdot 1,18 = 4,44 < 30 \text{ м/с}.$$

Ширина обода и его толщина:

$$B = 0,2 \cdot 1,18 = 0,236 \text{ м}; \quad H = 0,12 \cdot 1,18 = 0,142 \text{ м}.$$

Масса маховика:

$$m = \frac{4 \cdot J_M}{D_{\text{ср}}^2} = \frac{4 \cdot 320,065}{1,18^2} = 919 \text{ кг}.$$

Покажем эскиз маховика в масштабе 1:25 (рис. 5.5).

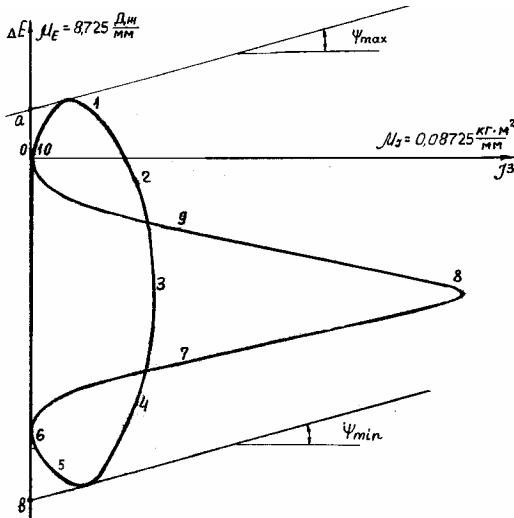


Рис. 5.4

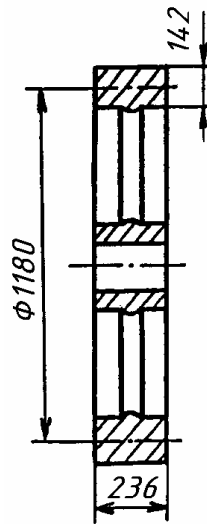


Рис. 5.5

Пример 2

Провести расчет маховика для механизма двигателя, скорости для которого были определены раньше в разделе 3. Момент инерции маховика должен обеспечить коэффициент неравномерности движения $\delta = 0,05$.

1. Приведем движущие силы к начальному звену:

$$M_3^{пр} \cdot \omega_1 = |F_3 \cdot V_C| \cos(\bar{F}_3, \hat{\bar{V}}_C),$$

откуда
$$M_3^{пр} = \frac{|F_3 \cdot V_C| \cos(\bar{F}_3, \hat{\bar{V}}_C)}{\omega_1};$$

$$M_5^{пр} \cdot \omega_1 = |F_5 \cdot V_E| \cos(\bar{F}_5, \hat{\bar{V}}_E),$$

откуда
$$M_5^{пр} = \frac{|F_5 \cdot V_E| \cos(\bar{F}_5, \hat{\bar{V}}_E)}{\omega_1}.$$

Вычислим приведенный момент в первом положении механизма:

$$M_{3(1)}^{pp} = \frac{16971,7 \cdot 11,37 \cdot 1}{251,327} = 767,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{5(1)}^{pp} = 0; M_{д(1)}^{pp} = M_{3(1)}^{pp} + M_{5(1)}^{pp} = 767,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для всех 16 положений расчеты движущих сил и приведенных моментов сил приведены в табл. 5.3. Кроме того, движущие силы и движущий момент сил определены в положениях, которые соответствуют максимальному давлению на поршень.

На основе расчетов построим график $M_{д}^{pp} = M_{д}^{pp}(\varphi_1)$ (рис.5.6, а), вычислив масштабные коэффициенты:

$$\mu_M = \frac{753}{30,12} = 25 \text{ Н} \cdot \text{м/мм};$$

$$\mu_\varphi = \frac{4\pi}{80} = 0,157 \text{ рад/мм}.$$

2. Построим графики работ. График работы движущих сил получим графическим интегрированием по углу φ_1 кривой $M_{д}^{pp} = M_{д}^{pp}(\varphi_1)$. Масштабный коэффициент полученного графика будет:

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_{\varphi_1} \cdot H = 25 \cdot 0,157 \cdot 12 = 47,1 \text{ Дж/мм},$$

где $H=12$ мм - полюсное расстояние при интегрировании, принятое произвольно (рис. 5, а).

Построение графика $A_{д} = A_{д}(\varphi_1)$ показано на рис. 5, б.

Принимая во внимание, что за цикл установившегося движения работа движущих сил и сил сопротивления равны, а также приняв, что приведенный момент сил сопротивления $M_c^{pp} = \text{const}$, начертим график $A_c = A_c(\varphi_1)$.

Просуммируем $A_{д} + A_c$ и построим графическую зависимость $A_{\Sigma} = A_{\Sigma}(\varphi_1)$, которая одновременно является графиком приращения кинетической энергии механизма $\Delta E = \Delta E(\varphi_1)$.

Выполним графическое дифференцирование зависимости $A_c = A_c(\varphi_1)$ с целью получения графика $M_c^{np} = M_c^{np}(\varphi_1)$.

3. Увеличим ординаты графика $A_\Sigma = A_\Sigma(\varphi_1)$ в 2 раза и построим график $\Delta \dot{\Gamma} = \Delta \dot{\Gamma}(\varphi_1)$ (приложение 4), для которого

$$\mu_E = \frac{\mu_A}{2} = \frac{47,1}{2} = 23,55 \text{ Дж/мм.}$$

Табл. 5.3

Ном. положения	Звено 3					Звено 5					$M_d^{np},$ Н•м		
	такт	$U_{д3}$ мм	$F_3, Н$	$V_C,$ м/с	$\cos \alpha_3$	$M_3^{np},$ Н•м	такт	$U_{д5}$ мм	$F_5, Н$	$V_E,$ м/с		$\cos \alpha_5$	$M_5^{np},$ Н•м
0	1	14	31680,3	0		0	2	0	0	0		0	0
1'	1	20	45257,6	6,62	1	1192,1	2	0	0	3,62		0	1192,1
1	1	7,5	16971,7	11,37	1	767,8	2	0	0	7,50		0	767,8
2	1	2,5	5657,2	13,57	1	305,4	2	0	0	13,57		0	305,4
3	1	1	2262,9	7,50	1	67,5	2	0	0	11,37		0	67,5
4	--	0	0	0		0	--	0	0	0		0	0
5	2	0	0	7,50		0	3	0	0	11,37		0	0
6	2	0	0	13,57		0	3	0	0	13,57		0	0
7	2	0	0	11,37		0	3	0	0	7,50		0	0
8	--	0	0	0		0	--	0	0	0		0	0
9	3	0	0	11,37		0	4	0	0	7,50	-1	0	0
10	3	0	0	13,57		0	4	0,5	1131,4	13,57	-1	-61,1	-61,1
11	3	0	0	7,50		0	4	2,5	5657,2	11,37	-1	-260,4	-260,4
12	--	0	0	0		0	--	14	31680,3	0		0	0
13'	4	0	0	3,62	-1	0	1	20	45257,6	6,62	1	1192,1	1192,1
13	4	0	0	7,50	-1	0	1	7,5	16971,7	11,37	1	767,8	767,8
14	4	0,5	1131,4	13,57	-1	-61,1	1	2,5	5657,2	13,57	1	305,4	244,3
15	4	2,5	5657,2	11,37	-1	-260,4	1	1,0	2262,9	7,50	1	67,5	-192,9
16	4	14	31680,3	0		0	1	0	0	0		0	0

Числовые обозначения тактов: 1 - расширение; 2 - выхлоп; 3 - всасывание; 4 - сжатие.

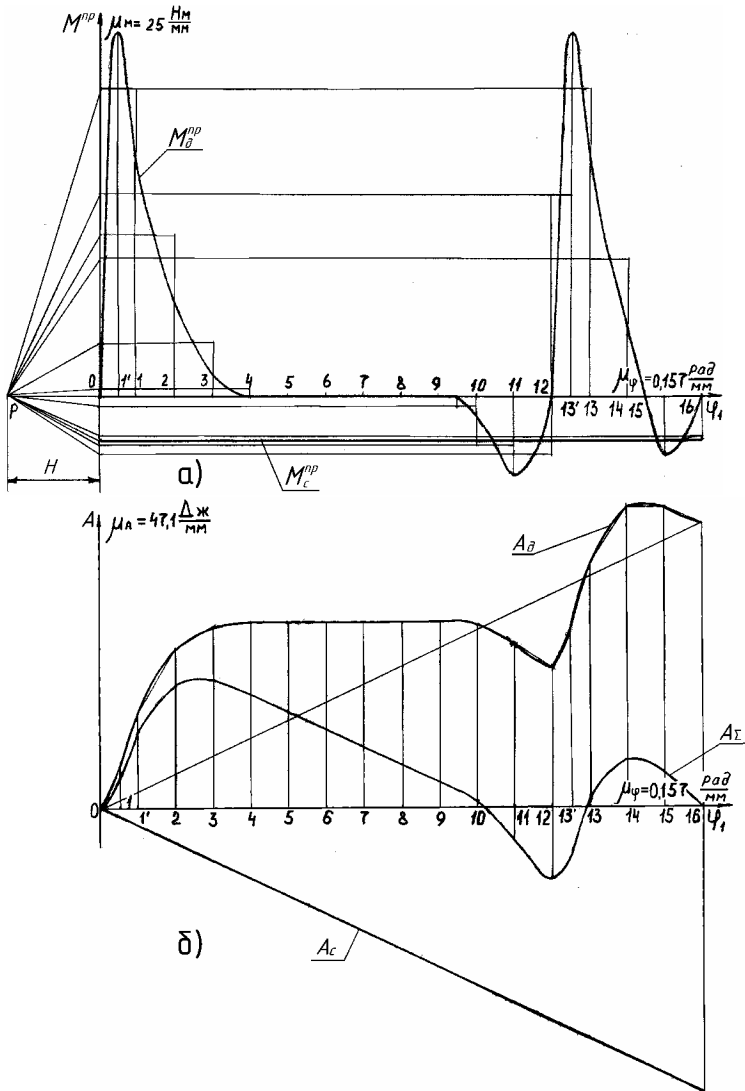


Рис. 5.6

4. Вычислим приведенный момент инерции $J^{пр}$ для одного оборота начального звена, поскольку для второго оборота значения будут такими же:

$$\frac{J^{пр} \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{m_2 V_{S2}^2}{2} + \frac{J_{S2} \omega_2^2}{2} + \frac{m_3 V_{S3}^2}{2} + \frac{m_4 V_{S4}^2}{2} + \frac{J_{S4} \omega_4^2}{2} + \frac{m_5 V_{S5}^2}{2},$$

откуда

$$J^{пр} = (m_2 V_{S2}^2 + J_{S2} \omega_2^2 + m_3 V_{S3}^2 + m_4 V_{S4}^2 + J_{S4} \omega_4^2 + m_5 V_{S5}^2) / \omega_1^2.$$

$$\text{Так, } J_{(I)}^{пр} = (0,8 \cdot 11,3^2 + 0,0082 \cdot 50,8^2 + 0,75 \cdot 11,4^2 + 0,8 \cdot 11,3^2 + 0,0082 \cdot 50,8^2 + 0,75 \cdot 7,5^2) / 251,327^2 = 0,00633 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Вычисление $J^{пр}$ для всех положений показаны в табл. 5.4.

Построим график $J^{пр} = J^{пр}(\varphi_1)$ (рис. 5.7), предварительно определив масштабные коэффициенты:

$$\mu_J = 0,00015 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}; \mu_\varphi = \frac{2\pi}{80} = 0,0785 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

5. Для удобства построения диаграммы $\Delta E = \Delta E(J^{пр})$ графики $\Delta E = \Delta E(\varphi_1)$ и $J^{пр} = J^{пр}(\varphi_1)$ разместим так, как показано на листе приложения 4. Теперь легко графически исключить параметр φ_1 (рис.5.8).

Вычислим углы ψ_{\max} и ψ_{\min} :

$$\text{tg } \psi_{\max} = \frac{\mu_J}{2 \cdot \mu_E} \omega_1^2 \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2 = \frac{0,00015}{2 \cdot 23,55} \cdot 251,327^2 \left(1 + \frac{0,05}{2}\right)^2 = 0,21135;$$

$$\psi_{\max} = 11,93^\circ = 11^\circ 56';$$

$$\text{tg } \psi_{\min} = \frac{\mu_J}{2 \cdot \mu_E} \omega_1^2 \left(1 - \frac{\delta}{2}\right)^2 = \frac{0,00015}{2 \cdot 23,55} \cdot 251,327^2 \left(1 - \frac{0,05}{2}\right)^2 = 0,19123;$$

$$\psi_{\min} = 10,83^\circ = 10^\circ 50'.$$

Табл. 5.4

Параметры	Номер положения								
	0, 8	1, 9	2, 10	3, 11	4, 12	5, 13	6, 14	7, 15	8, 16
V_{S_2} , м/с	9,75	12,12	13,57	11,25	9,75	11,25	13,57	12,12	9,75
$m_2 V_{S_2}^2$, кг·м ² /с ²	76,05	117,5 1	147,3 0	101,2 5	76,05	101,2 5	147,3 0	117,5 1	76,05
ω_2 , с ⁻¹	70,68	50,78	0	50,78	70,68	50,78	0	50,78	70,68
$J_{S_2} \omega_2^2$, кг·м ² /с ²	40,96	21,14	0	21,14	40,96	21,14	0	21,14	40,96
V_{S_3} , м/с	0	11,37	13,57	7,50	0	7,50	13,57	11,37	0
$m_3 V_{S_3}^2$, кг·м ² /с ²	0	96,96	138,1 0	42,19	0	42,19	138,1 0	96,96	0
V_{S_4} , м/с	9,75	11,25	13,57	12,12	9,75	12,12	13,57	11,25	9,75
$m_4 V_{S_4}^2$, кг·м ² /с ²	76,05	101,2 5	147,3 0	117,5 1	76,05	117,5 1	147,3 0	101,2 5	76,05
ω_4 , с ⁻¹	70,68	50,78	0	50,78	70,68	50,78	0	50,78	70,68
$J_{S_4} \omega_4^2$, кг·м ² /с ²	40,96	21,14	0	21,14	40,96	21,14	0	21,14	40,96
V_{S_5} , м/с	0	7,50	13,57	11,37	0	11,37	13,57	7,50	0
$m_5 V_{S_5}^2$, кг·м ² /с ²	0	42,19	138,1 0	96,96	0	96,96	138,1 0	42,19	0
$J^{np} \cdot 10^2$, кг·м ²	0,370	0,633	0,904	0,633	0,370	0,633	0,904	0,633	0,370

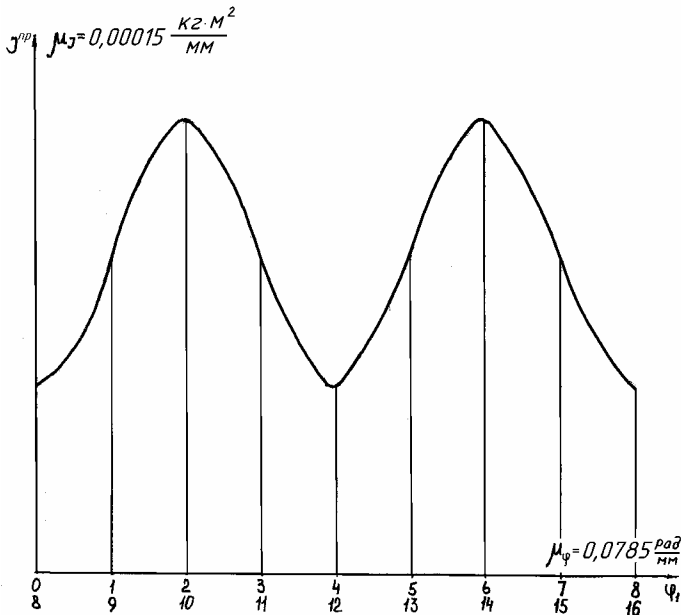


Рис. 5.7

6. Проведем касательные к кривой $\Delta E = \Delta E(J^{np})$ (рис. 5.8) и замерим отрезок $|ab|$. Получим $|ab| = 48,4$ мм.

Вычислим J_M по зависимости

$$J_M = \frac{|ab| \cdot \mu_E}{\delta \cdot \omega_1^2} = \frac{48,4 \cdot 23,55}{0,05 \cdot 251,327^2} = 0,3609 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

7. Выберем маховик в виде диска и вычислим его размеры:

$$D = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot J_M}{\pi \cdot \rho \cdot \kappa}} = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot 0,3609}{3,14 \cdot 7800 \cdot 0,2}} = 0,298 \text{ м};$$

$$B = \kappa \cdot D = 0,2 \cdot 0,298 = 0,060 \text{ м},$$

где $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ - плотность стали, $\kappa = \frac{B}{D} = 0,2$.

Масса маховика

$$m_M = \frac{8J_M}{D^2} = \frac{8 \cdot 0,3609}{0,298^2} = 32,5 \text{ кг.}$$

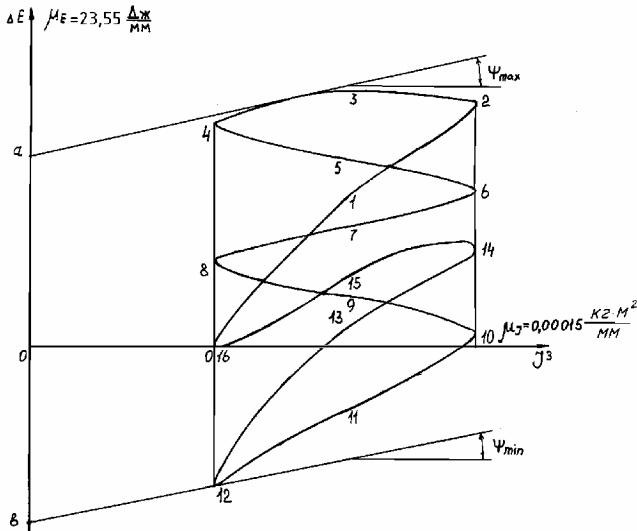


Рис. 5.8

6. СИНТЕЗ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы: выполнить геометрический расчет прямозубой эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи, колеса которой нарезаны без подрезания; определить качественные показатели зубчатой передачи.

6.1. Основные параметры передачи

Основными параметрами зубчатой передачи:

- Z_1 и Z_2 - числа зубьев колес;
- m - расчетный модуль зубчатого колеса, мм;
- α - угол профиля зуба начального контура, град;

h_a^* - коэффициент высоты головки зуба;
 c^* - коэффициент радиального зазора;
 β - делительный угол наклона линии зуба, град;
 x_1 и x_2 - коэффициенты сдвига начального контура.

При выполнении курсового проекта Z_1 , Z_2 и m задаются, $\beta = 0$ (передатка прямозубая), α , h_a^* , c^* определяются ГОСТ 13755-81 ($\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$), x_1 и x_2 выбираются из условия отсутствия подреза. Если число зубьев меньше 17, то $x = (17-Z)/17$; если число зубьев равняется, или больше 17, то $x = 0$.

6.2. Геометрический расчет передачи [7]

Угол зацепления определим через эвольвентный угол

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2)}{Z_1 + Z_2} \text{tg } \alpha.$$

По таблице эвольвентных углов (приложение 5) определим α_w .

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right);$$

уравнительного смещения

$$\Delta y = x_1 + x_2 - y.$$

Делительные радиусы зубчатых колес

$$r_{1,2} = \frac{m \cdot Z_{1,2}}{2}.$$

Основные радиусы зубчатых колес

$$r_{b1,2} = r_{1,2} \cdot \cos \alpha.$$

Начальные радиусы зубчатых колес

$$r_{w1,2} = r_{1,2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

Радиусы вершин зубчатых колес

$$r_{a1,2} = m \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + x_{1,2} + h_a^* - \Delta y \right).$$

Радиусы впадин зубчатых колес

$$r_{f1,2} = m \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_a^* - c^* \right).$$

Толщина зубьев по делительной окружности

$$S_{1,2} = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} \operatorname{tg} \alpha \right).$$

Толщина зубьев по хорде делительной окружности

$$\bar{S}_{1,2} = 2r_{1,2} \cdot \sin \left(\frac{S_{1,2} \cdot 180}{2r_{1,2} \cdot \pi} \right).$$

Шаг по делительной окружности

$$p = \pi m.$$

Шаг по хорде делительной окружности

$$\bar{P}_{1,2} = 2r_{1,2} \cdot \sin \left(\frac{P \cdot 180}{2r_{1,2} \cdot \pi} \right).$$

Межосевое расстояние

$$a_w = m \cdot \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} + y \right) \quad \text{или} \quad a_w = m \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

6.3. Качественные показатели зацепления

Коэффициент перекрытия для прямозубых передач вычислим по зависимости:

$$\varepsilon = \frac{\varphi_{\alpha 1}}{\tau_1} = \frac{\varphi_{\alpha 2}}{\tau_2},$$

где $\varphi_{\alpha 1}$ и $\varphi_{\alpha 2}$ - углы торцового перекрытия, которые определим графически, после построения картины зацепления;

$$\tau_1 \text{ и } \tau_2 - \text{угловые шаги, } \tau_1 = \frac{360^\circ}{Z_1}, \quad \tau_2 = \frac{360^\circ}{Z_2}.$$

Удельные скольжения определяются по формулам:

$$\vartheta_1 = \frac{V_1 - V_2}{V_1}; \quad \vartheta_2 = \frac{V_2 - V_1}{V_2} \quad \text{или} \quad \vartheta_1 = \frac{y_{V_1} - y_{V_2}}{y_{V_1}}; \quad \vartheta_2 = \frac{y_{V_2} - y_{V_1}}{y_{V_2}},$$

где V_1, V_2 - скорости перемещения общей точки по профилям зубьев 1-го и 2-го зубчатых колес;

y_{V_1}, y_{V_2} - ординаты этих величин на графиках скоростей общей точки по профилям зубьев.

Графики скоростей общей точки по профилям зубьев представляют собой $\Delta N_1 N_2 B$ и $\Delta N_1 N_2 C$, построенные на линии зацепления с учетом того, что в полюсе зацепления $V_1 = V_2$ и $y_{V_1} = y_{V_2}$ ($y_{V_1} = y_{V_2}$ выбираем произвольно). Выбираем на линии зацепления ряд точек, определяем соответствующие отрезки y_{V_1} и y_{V_2} и вычисляем ϑ_1 и ϑ_2 . Строим диаграммы удельных скольжений (рис. 6).

6. Графические построения

Выбираем масштаб построения таким, чтобы центры вращения колес находились в границах чертежа. Масштабы должны соответствовать ГОСТ 2.109-93.

Графические построения выполним в такой последовательности:

1. Откладываем межосевое расстояние a_w .

2. Проводим окружности начальные, делительные, основные, вершин и впадин. Начальные окружности соприкасаются; расстояние между делительными окружностями соответствует воспринимаемому смещению; расстояние между окружностями вершин одного колеса и впадин второго равняется радиальному зазору $c^* \cdot m$.

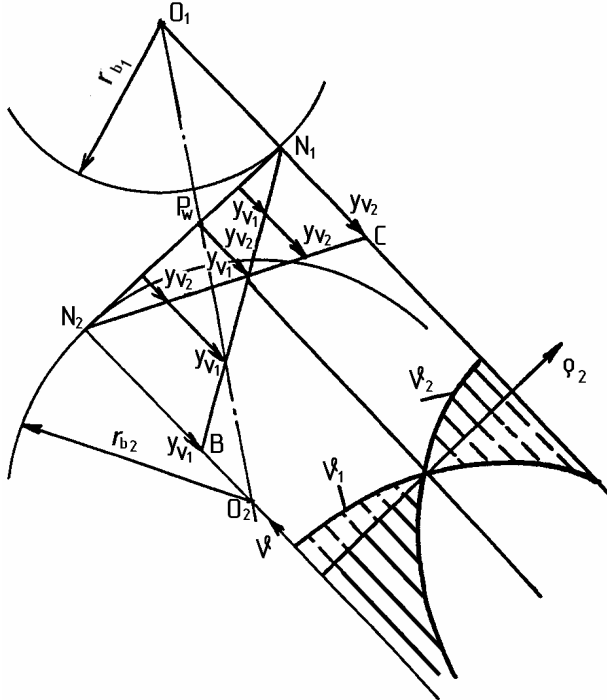


Рис. 6.1

3. Обозначим полюс зацепления P_w (точку соприкосновения начальных окружностей) и проведем линию зацепления N_1N_2 , касательную к основным окружностям; выделим активную линию зацепления AB , ограниченную точками пересечения линии зацепления с окружностями вершин зубьев первого и второго колес, покажем угол зацепления a_w .

4. Вычертим эвольвенты профили первого и второго колес. Для получения эвольвентного профиля первого колеса участок линии зацепления $N_1 P_w$ разделим на равное число частей по 15-25 мм; такие же отрезки откладываем на линии зацепления за точкой N_1 (2-4 деления); от точки N_1 влево и вправо на основной окружности откладываем длины дуг, которые равны выбранным отрезкам; через полученные точки на основной окружности проводим перпендикуляры к соответствующим радиусам, которые являются касательными к основным окружностям; на этих касательных откладываем отрезки, которые равны отрезкам на линии зацепления, замеренные от точки P_w ; полученные точки на касательных соединяем плавной кривой. Это и будет эвольвентный профиль зуба первого колеса. Таким же способом построим эвольвентный профиль зуба второго колеса.

5. Переходную кривую вычертим радиусом $\rho = 0,38m$.

6. По делительной окружности отложим делительную толщину по хорде зуба, разделим ее пополам и проведем ось симметрии зуба. Потом отложим делительный шаг по хорде, проведем ось симметрии следующего зуба; пользуясь шаблоном, который представляет собой полный профиль зуба, ось симметрии зуба и ось колеса, покажем 2-3 зуба каждого колеса; следим, чтобы точки контактов разместились на активных линиях зацепления.

7. Определяем углы торцового перекрытия. Для этого изображаем сопряженные в крайних точках активной линии зацепления (А и В) профили одной и той же пары зубьев в моменты входа и выхода их из зацепления и находим точки пересечения этих профилей с начальными окружностями (или другими окружностями); полученные точки соответственно соединяем с центрами колес, получаем центральные углы - углы торцового перекрытия φ_{α_1} и φ_{α_2} ; вычисляем коэффициент перекрытия.

8. Проведем расчет удельных скольжений и построим диаграммы.

Пример

Провести геометрический расчет зубчатой передачи, построить картину зацепления и определить его качественные показатели, если дано: $z_1 = 14$; $z_2 = 28$; $m = 3,5$ мм.

Определим коэффициенты смещения:

$$x_1 = (17 - Z) / 17 = (17 - 14) / 17 = 0,1765; x_2 = 0.$$

Проведем геометрический расчет.

Угол зацепления определим по эвольвентному углу

$$\begin{aligned}\operatorname{inv} \alpha_w &= \operatorname{inv} \alpha + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2)}{Z_1 + Z_2} \operatorname{tg} \alpha = \\ &= 0,014904 + \frac{2 \cdot (0,1765 + 0)}{14 + 28} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 0,017963.\end{aligned}$$

По таблице эвольвентных углов (приложение 5) $\alpha_w = 21,24^\circ = 21^\circ 14'$.

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) = \frac{14 + 28}{2} \cdot \left(\frac{\cos 20^\circ}{\cos 21^\circ 14'} - 1 \right) = 0,1717.$$

Коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y = x_1 + x_2 - y = 0,1765 + 0 - 0,1717 = 0,0048.$$

Делительные радиусы зубчатых колес:

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{3,5 \cdot 14}{2} = 24,5 \text{ мм};$$

$$r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{3,5 \cdot 28}{2} = 49 \text{ мм}.$$

Основные радиусы зубчатых колес:

$$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha = 24,5 \cdot \cos 20^\circ = 23,02 \text{ мм};$$

$$r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha = 49 \cdot \cos 20^\circ = 46,02 \text{ мм}.$$

Начальные радиусы зубчатых колес:

$$r_{w1} = r_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 24,5 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,24^\circ} = 24,7 \text{ мм};$$

$$r_{w2} = r_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 49 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,24^\circ} = 49,4 \text{ мм}.$$

Радиусы вершин зубчатых колес:

$$r_{a1} = m \left(\frac{Z_1}{2} + x_1 + h_a^* - \Delta y \right) = 3,5 \left(\frac{14}{2} + 0,1765 + 1 - 0,0048 \right) = 28,6 \text{ мм};$$

$$r_{a2} = m \left(\frac{Z_2}{2} + x_2 + h_a^* - \Delta y \right) = 3,5 \left(\frac{28}{2} + 0 + 1 - 0,0048 \right) = 52,48 \text{ мм}.$$

Радиусы впадин зубчатых колес:

$$r_{f1} = m \cdot \left(\frac{Z_1}{2} + x_1 - h_a^* - c^* \right) = 3,5 \cdot \left(\frac{14}{2} + 0,1765 - 1 - 0,25 \right) = 20,74 \text{ мм};$$

$$r_{f2} = m \cdot \left(\frac{Z_2}{2} + x_2 - h_a^* - c^* \right) = 3,5 \cdot \left(\frac{28}{2} + 0 - 1 - 0,25 \right) = 44,62 \text{ мм}.$$

Толщина зубьев по делительной окружности:

$$S_1 = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) = 3,5 \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,1765 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 5,95 \text{ мм};$$

$$S_2 = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha \right) = 3,5 \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 5,5 \text{ мм}.$$

Толщина зубьев по хорде делительной окружности:

$$\bar{S}_1 = 2r_1 \cdot \sin \left(\frac{S_1 \cdot 180}{2r_1 \cdot \pi} \right) = 2 \cdot 24,5 \cdot \sin \frac{5,95 \cdot 180}{2 \cdot 24,5 \cdot 3,14} = 5,94 \text{ мм};$$

$$\bar{S}_2 = 2r_2 \cdot \sin \left(\frac{S_2 \cdot 180}{2r_2 \cdot \pi} \right) = 2 \cdot 49 \cdot \sin \frac{5,5 \cdot 180}{2 \cdot 49 \cdot 3,14} = 5,49 \text{ мм}.$$

Шаг по делительной окружности: $P = \pi m = \pi \cdot 3,5 = 10,99 \text{ мм}$.

Шаг по хорде делительной окружности:

$$\bar{P}_1 = 2r_1 \cdot \sin \left(\frac{P \cdot 180}{2r_1 \cdot \pi} \right) = 2 \cdot 24,5 \cdot \sin \frac{10,99 \cdot 180}{2 \cdot 24,5 \cdot 3,14} = 10,9 \text{ мм};$$

$$\bar{P}_2 = 2r_2 \cdot \sin \left(\frac{P \cdot 180}{2r_2 \cdot \pi} \right) = 2 \cdot 49 \cdot \sin \frac{10,99 \cdot 180}{2 \cdot 49 \cdot 3,14} = 10,96 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = m \cdot \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} + y \right) = 3,5 \cdot \left(\frac{14 + 28}{2} + 0,1717 \right) = 74,1 \text{ мм};$$

$$a_w = m \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 3,5 \cdot \frac{14 + 28}{2} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,24^\circ} = 74,1 \text{ мм}.$$

Для построения картины зацепления выберем масштаб 4:1. Графические построения выполним в последовательности, изложенной в разделе 6.4.

Переходную кривую покажем дугой радиуса

$$\rho_t = 0,38 \cdot 3,5 = 1,33 \text{ мм}.$$

Вычислим коэффициент перекрытия

$$\varepsilon = \frac{\varphi_{\alpha_1}}{\tau_1} = \frac{\varphi_{\alpha_2}}{\tau_2} = \frac{38}{25,7} = \frac{19}{12,85} = 1,48,$$

где $\varphi_{\alpha_1} = 38^\circ$, $\varphi_{\alpha_2} = 19^\circ$ - замеренные на чертеже углы торцового перекрытия;

$$\tau_1 = \frac{360^\circ}{z_1} = \frac{360^\circ}{14} = 25,7^\circ; \quad \tau_2 = \frac{360^\circ}{z_2} = \frac{360^\circ}{28} = 12,85^\circ.$$

Определим удельные скольжения. Для построения графика скоростей общей точки по профилям зубьев примем $y_{V_1} = y_{V_2} = 25 \text{ мм}$ в полюсе зацепления. Отрезок линии зацепления $P_w N_1$ разделим на 3 равные части, а $P_w N_2$ - на 4 равные части.

Расчеты выполним по формулам:

$$\vartheta_1 = \frac{y_{V_1} - y_{V_2}}{y_{V_1}}; \quad \vartheta_2 = \frac{y_{V_2} - y_{V_1}}{y_{V_2}}.$$

Расчеты сведем в табл. 6.1.

Табл. 6.1

Параметры	Номер части							
	0	1	2	3	4	5	6	7
y_{V_1} , мм	0	8,5	17,0	25,0	37,0	50,0	62,5	75,0
y_{V_2} , мм	37,5	33,5	29,0	25,0	19,0	12,5	6,5	0
ϑ_1	$-\infty$	-2,94	-0,71	0	0,50	0,75	0,99	1,00
ϑ_2	1,00	0,75	0,41	0	-0,97	-3,0	-8,61	$-\infty$

Построим график удельных скольжений с учетом масштабного коэффициента:

$$\mu_{\vartheta} = \frac{\vartheta_{2(6)}}{y_{\vartheta_{2(6)}}} = \frac{8,61}{86,1} = 0,1 \frac{1}{\text{мм}}.$$

Графические построения представлены в приложении 6.

7. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: получить профиль кулачка, который обеспечит основное требование - заданный закон движения ведомого звена. При этом должны выполняться и дополнительные условия - ограничение по углу давления или условие выпуклости [8].

7.1. Закон движения начального звена

Входные данные: $\varphi_y, \varphi_{дс}, \varphi_c$ - фазовые углы, град; S_i, ψ_i - ход толкателя или угловой ход коромысла (перемещение интервала отдаление и интервала сближения), м, град, рад; $S'' = S''(\varphi)$ или $\psi'' = \psi''(\varphi)$ - функция аналога ускорения; $[\alpha]$ - допустимый угол давления, град; направление обращения кулачка.

Построение графиков закона движения ведомого звена выполняется в следующей последовательности:

1) по сумме трех углов ($\varphi_y + \varphi_{дс} + \varphi_c$), с учетом распределения места на чертеже, принимаем масштабный коэффициент угла поворота кулачка μ_{φ} , рад/мм;

2) независимо от заданного закона произвольно принимаем одну из ординат a_1 , или a_2 графика $S'' = S''(\varphi)$ или $\psi'' = \psi''(\varphi)$. Тогда вторая ордината определяется из зависимости:

$$a_1 / a_2 = \varphi_c^2 / \varphi_y^2.$$

Построение синусоидальной или косинусоидальной зависимости можно провести графически, как показано на рис. 7.1.

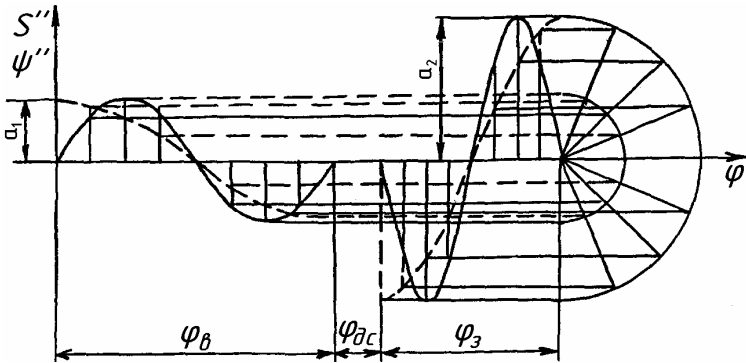


Рис. 7.1

3) методом графического интегрирования получим аналог линейной или угловой скорости, а потом зависимость линейного или углового перемещения от угла поворота кулачка. Полюсные расстояния H_1 и H_2 можно принять произвольно, а можно вычислить, как показано в примерах 1 и 3;

4) вычислим масштабные коэффициенты:

$$\mu_S = \frac{S_i}{y_{\max}}, \frac{\text{м}}{\text{мм}}; \mu_{\psi} = \frac{\psi_i}{y_{\max}}, \frac{\text{рад}}{\text{мм}},$$

где y_{\max} - максимальная ордината графика $S = S(\varphi)$ или $\psi = \psi(\varphi)$.

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{\mu_{\varphi} \cdot H_2}, \frac{\text{м}}{\text{мм}}; \mu_{\psi'} = \frac{\mu_{\psi}}{\mu_{\varphi} \cdot H_2}, \frac{1}{\text{мм}}.$$

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{\mu_\phi \cdot H_1}, \frac{m}{\text{мм}}; \quad \mu_{\psi'} = \frac{\mu_{\psi'}}{\mu_\phi \cdot H_1}, \frac{1}{\text{мм}}.$$

7.2. Основные параметры кулачковых механизмов

К основным параметрам относятся:

- 1) для кулачкового механизма с роликовым толкателем S_0 - начальная координата центра обращения ролика;
- 2) для кулачкового механизма с роликовым коромыслом - l_0 - межосевое расстояние; r_0 - минимальный радиус центрального профиля кулачка;
- 3) для кулачкового механизма с плоским толкателем - r_0 - минимальный радиус кулачка; l_1, l_2 - размеры тарелки.

В первых двух случаях основные параметры определяются из ограничения по углу давления:

$$[\alpha]_{\text{отр}} \leq \alpha \leq [\alpha]_{\text{пол}}.$$

В третьем случае основные параметры определяются из ограничений по кривизне профиля, а именно из условия выпуклости профиля кулачка $\rho > 0$.

Эти три случая определения основных параметров рассматриваются на примерах.

7.3. Построение профиля кулачка

После построения графика перемещений и определение основных параметров можно построить профиль кулачка с плоским толкателем и центральной профиль с роликом на ведомом звене. Для этого используется метод обращенного движения.

Для построения профиля кулачка с роликом на ведомом звене определяется минимальный радиус ρ_{\min} центрального профиля на его выпуклом участке.

Радиус ролика r_p выбирается как меньшее из двух значений, вычисленных по неравенству:

$$r_p \leq (0,3 - 0,4) r_o; \quad r_p \leq (0,7 - 0,8) r_{\min}.$$

Строится профиль кулачка как эквидистантный центрному. Построение профилей кулачка рассмотрим подробно в примерах.

Пример 1

Спроектировать нереверсивный кулачковый механизм с роликовым толкателем. Входные данные: $\varphi_y = 100^\circ$; $\varphi_{dc} = 35^\circ$, $\varphi_c = 70^\circ$; $S_1 = 0,01\text{м}$; $[\alpha]_{\text{пол}} = |[\alpha]_{\text{отр}}| = 30^\circ$; $S'' = S''(\varphi)$ - синусоидальный закон; направление вращения кулачка – по часовой стрелке; замыкание высшей пары - силовое.

1 Построим графики закона движения толкателя (приложение 7). Выберем масштабный коэффициент по оси абсцисс:

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_y}{l_y} = \frac{100}{50} = 2 \frac{\text{град}}{\text{мм}} = 0,0348 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

Отложим по оси абсцисс отрезки, которые изображают фазовые углы: $x_{\varphi_y} = 50 \text{ мм}$; $x_{\varphi_{dc}} = 17,5 \text{ мм}$; $x_{\varphi_c} = 35 \text{ мм}$.

Примем максимальную ординату графика $S'' = S''(\varphi)$ $a_2 = 35 \text{ мм}$.

Ординату a_1 вычислим из пропорции:

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{\varphi_c^2}{\varphi_y^2}; \quad a_1 = a_2 \cdot \frac{\varphi_c^2}{\varphi_y^2} = 35 \cdot \frac{70^2}{100^2} = 17,15 \text{ мм}.$$

Синусоидальные кривые построим аналогично описанному в подразделе 7.1. Методом графического интегрирования получим графики аналогов скорости и перемещений. Примем, что полюсные расстояния H_1 и H_2 равняются соответственно 12,5 и 14,3 мм.

Вычислим масштабные коэффициенты:

$$\mu_S = \frac{S_i}{y_{\max}} = \frac{0,01}{33,5} = 0,0003 \frac{\text{м}}{\text{мм}}; \quad \mu_{S'} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi \cdot H_2} = \frac{0,0003}{0,0348 \cdot 14,3} = 0,0006 \frac{\text{м}}{\text{мм}};$$

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_{S'}}{\mu_{\phi} \cdot H_1} = \frac{0,0006}{0,0348 \cdot 12,5} = 0,0014 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

2. Вычислим основные параметры. С использованием масштабных коэффициентов $\mu_S = \mu_{S'} = 0,0003 \text{ м/мм}$ построим график $S = S(S')$. Учтем только фазу удаления, так как в соответствии условию задачи механизм нереверсивный, а высшая пара с силовым замыканием. Для нахождения “О - зоны” проводим 2 касательные под углами $|\alpha|_{\text{пол}} = |\alpha|_{\text{отр}} = 30^\circ$.

Минимальные габариты кулачка получим, если центр вращения кулачка возьмем в вершине зоны. В этом случае

$$S_0 = |CB| \cdot \mu_S = 27,5 \cdot 0,0003 = 0,0082 \text{ г} = 8,2 \text{ мм};$$

$$e = |CO| \cdot \mu_S = 15 \cdot 0,0003 = 0,0045 \text{ г} = 4,5 \text{ мм};$$

$$r_0 = |OB| \cdot \mu_S = 31 \cdot 0,0003 = 0,0093 \text{ г} = 9,3 \text{ мм}.$$

3. Построим центральный профиль кулачка в масштабе 5:1. Для этого строим треугольник с катетами S_0 , e и гипотенузой r_0 и проводим 2 окружности радиусами r_0 и e . Выполним разметку траектории т. А толкателя (ординаты графика $S = S(\phi)$ приводим к необходимому масштабу графически).

От линии ОА в направления $-\omega$ откладываем фазовые углы $\phi_y, \phi_{дс}, \phi_c$. Дуги, которые стягивают углы ϕ_y и ϕ_c разделим на 8 частей каждую. Через полученные точки проводим касательные к окружности радиуса e , через последовательные положения т. А из центра О кулачка проводим дуги до пересечения с соответствующими касательными. Точки пересечения являются точками центрального профиля.

4. Выберем радиус ролика:

$$r_p \leq (0,3 - 0,4) r_0 \leq (0,3 - 0,4) \cdot 9,3 \leq 2,79 - 3,72 \text{ мм};$$

$$r_p \leq (0,7 - 0,8) \rho_{\text{min}} \leq (0,7 - 0,8) \cdot 4,4 \leq 3,08 - 3,52 \text{ мм},$$

где $\rho_{\text{min}} = 22 : 5 = 4,4 \text{ мм}$ - минимальный радиус кривизны центрального профиля, определен графически. Примем $r_p = 3,5 \text{ мм}$.

5. Построим профиль кулачка. Из точек на центральном профиле радиусом r_p проводятся дуги – огибающая дуг и является профилем кулачка.

Пример 2

Спроектировать нереверсивный кулачковый механизм с роликовым коромыслом. Входные данные: $\varphi_y = 80^\circ$; $\varphi_{дс} = 20^\circ$; $\varphi_c = 110^\circ$; $\psi_i = 30^\circ$; $l_{AB} = 90$ мм; $[\alpha]_{пол} = |[\alpha]_{отр}| = 45^\circ$; $\psi'' = \psi''(\varphi)$ - косинусоидальный закон; направление вращения кулачка - по часовой стрелке; замыкание высшей пары - силовое.

1. Построим графики закона движения коромысла (приложение 8). Выберем масштабный коэффициент по оси абсцисс:

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_y}{l_y} = \frac{80}{40} = 2 \frac{\text{град}}{\text{мм}} = 0,035 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

По оси абсцисс отложим отрезки изображающие фазовые углы: $x_{\varphi_y} = 40$ мм; $x_{\varphi_{дс}} = 10$ мм; $x_{\varphi_c} = 55$ мм. Примем максимальную ординату графика $\psi'' = \psi''(\varphi)$ $a_1 = 35$ мм. Ординату a_2 вычислим из пропорции:

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{\varphi_c^2}{\varphi_y^2}; \quad a_2 = a_1 \cdot \frac{\varphi_y^2}{\varphi_c^2} = 35 \cdot \frac{80^2}{110^2} = 18,5 \text{ мм}.$$

Аналогично описанному в подразделе 7.1, построим косинусоидальные кривые. Методом графического интегрирования получим графики аналогов угловой скорости и углового перемещения. Полюсные расстояния выберем произвольно: $H_1 = 20$ мм, $H_2 = 15$ мм.

Вычислим масштабные коэффициенты:

$$\begin{aligned} \mu_\psi &= \frac{\psi_i}{y_{\max}} = \frac{30 \cdot \pi}{38 \cdot 180} = 0,0138 \frac{1}{\text{мм}}; \\ \mu_{\psi'} &= \frac{\mu_\psi}{\mu_\varphi \cdot H_2} = \frac{0,0138}{0,035 \cdot 15} = 0,026 \frac{1}{\text{мм}}; \\ \mu_{\psi''} &= \frac{\mu_{\psi'}}{\mu_\varphi \cdot H_1} = \frac{0,026}{0,035 \cdot 20} = 0,037 \frac{1}{\text{мм}}. \end{aligned}$$

2. Вычислим основные параметры. Построим положения коромысла, откладывая углы, вычисленные по ординатам графика $\psi = \psi(\varphi)$:

$$\Psi_{(i)} = y_{(i)} \cdot \mu_{\Psi}$$

Вычисления сведены в табл. 7.1.

Для увеличения точности построения можно воспользоваться следующим приемом (рис. 7.2). На линии коромысла отложим отрезок $AC=100\text{мм}$. Из т. С проведем отрезок, перпендикулярный линии AC . На этом перпендикуляре отложим катет $K=AC \cdot \text{tg} \psi$.

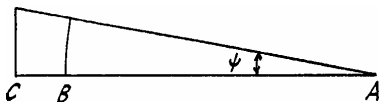


Рис. 7.2

Вычисление $K_{(i)}$ представлены в той же табл. 7.1. Определим значения $x_{(i)}$, которые изображают аналоги скоростей $S'_{(i)}$ центра В ролика в масштабе коромысла:

$$x_{(i)} = \frac{S'_{(i)}}{\mu_1} = \frac{l_{AB} \cdot \Psi'_{(i)}}{\mu_1} = AB \cdot \Psi'_{(i)} = AB \cdot y'_{(i)} \cdot \mu_{\Psi'}$$

Вычисление $x_{(i)}$ сведены в ту же табл. 7.1. По заданию механизм неревверсивный, а замыкание высшей пары - силовое, поэтому отрезки $x_{(i)}$ вычисляем и откладываем только для фазы удаления.

Табл. 7.1

Номер положе-	Параметры						
	у, мм	$\psi, ^\circ$	ψ , рад	$\text{tg} \psi$	К	y' , мм	х, мм
0	0	0	0	0	0	0	0
1	2	1,58	0,028	0,028	2,8	9	21,06
2	6	4,74	0,083	0,083	8,3	16	37,44
3	11,5	9,08	0,159	0,160	16,0	21	49,14
4	19	15,0	0,26	0,268	26,8	23	53,82
5	26,5	20,9	0,366	0,382	38,2	21	49,14
6	32	25,28	0,442	0,472	47,2	16	37,44
7	36	28,44	0,497	0,542	54,2	9	21,06
8	38	30	0,52	0,577	57,7	0	0

Для определения направления, в котором следует откладывать $x_{(i)}$, воспользуемся правилом: если ω и $\omega_{\text{кор}}$ в фазе удаления совпадают по направлению, то $x_{(i)}$ откладываем к центру обращения коромысла, в про-

тивном случае - $x_{(i)}$ откладываем на продолжении коромысла. В нашем случае ω и $\omega_{кор}$ по направлениям совпадают (по часовой стрелке), поэтому $x_{(i)}$ откладываем в направлении от т. В к т. А. Полученные точки соединяем лекальной кривой.

Через конец каждого отрезка $x_{(i)}$ проведем лучи под углами $[\alpha]_{пол} = 45^\circ$ и $[\alpha]_{отр} = -45^\circ$ по направлению скорости т. В коромысла. Эти линии выделяют “О-зону”, в середине которой можно разместить центр вращения кулачка.

Возьмем центр вращения кулачка в вершине “О-зоны”. Получим $r_0 = 25$ мм, $l_0 = 75$ мм.

3. Построим центральный профиль кулачка в масштабе 1:1. Выберем положения точки О - центра обращения кулачка. Построим треугольник $OA_{(0)}B_{(0)}$, сторонами которого являются r_0 , l_0 , l . Покажем положения коромысла, отметим точки 0, 1, 2, 3, ... Проведем две окружности: радиусом $r_0 = OB_{(0)}$ и $l_0 = OA_{(0)}$. От линии $OA_{(0)}$ в направлении $-\omega$ отложим фазовые углы $\varphi_y, \varphi_{дс}, \varphi_c$. Углы φ_y и φ_c разделим на 8 частей каждый. Проводим дуги радиусами $O1, O2$ и т.д., на которых сделаем засечки радиусом $AB = l$ из соответствующих точек А в обращенном движении. Через полученные точки проведем лекальную кривую. Участки 8–8' и 16–0 центрального профиля вычеркиваются дугами окружностей.

4. Определим радиус r_p ролика:

$$r_p \leq (0,3 - 0,4) \cdot r_0 \leq (0,3 - 0,4) \cdot 25 = 7,5 - 10 \text{ мм};$$

$$r_p \leq (0,7 - 0,8) \cdot \rho_{\min} \leq (0,7 - 0,8) \cdot 13 = 9,1 - 10,4 \text{ мм};$$

где $\rho_{\min} = 13$ мм - минимальный радиус центрального профиля, определенный графически. Примем $r_p = 7$ мм.

5. Построим профиль кулачка как эквидистантный центральному.

Пример 3

Спроектировать кулачковый механизм с плоским толкателем. Входные данные: $\varphi_y = 140^\circ$; $\varphi_{дс} = 20^\circ$; $\varphi_c = 120^\circ$; $S_i = 0,055$ м;

$S'' = S''(\varphi)$ - закон постоянных ускорений; направление обращения кулачка - по часовой стрелке; замыкание высшей пары - силовое.

1. Построим графики закона движения толкателя (приложение 9).
 Определим масштабный коэффициент по оси абсцисс:

$$\mu_{\varphi} = \frac{\varphi_y}{I_y} = \frac{140}{70} = 2 \frac{\text{град}}{\text{мм}} = 0,035 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

Отложим по оси абсцисс отрезки, которые изображают фазовые углы:
 $x_{\varphi_y} = 70$ мм; $x_{\varphi_{дс}} = 10$ мм; $x_{\varphi_c} = 60$ мм. Примем максимальную ординату графика $S'' = S''(\varphi)$ $a_2 = 35$ мм. Ординату a_1 вычислим из пропорции

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{\varphi_c^2}{\varphi_y^2}; a_1 = a_2 \cdot \frac{\varphi_c^2}{\varphi_y^2} = 35 \cdot \frac{120^2}{140^2} = 25,7 \text{ мм}.$$

Построим график $S'' = S''(\varphi)$. Методом графического интегрирования получим графики аналогов скорости и перемещений. Для удобства дальнейшего построения выберем полюсные расстояния так, чтобы $\mu_S = \mu_{S'} = \mu_{S''}$. В этом случае

$$H_1 = H_2 = \frac{1}{\mu_{\varphi}} = \frac{1}{0,035} = 28,6 \text{ мм}.$$

Вычислим масштабные коэффициенты:

$$\mu_S = \frac{S_i}{y_{\max}} = \frac{0,055}{40} = 0,00137 \frac{\text{м}}{\text{мм}};$$

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{\mu_{\varphi} \cdot H_2} = \frac{0,00137}{0,035 \cdot 28,6} = 0,00137 \frac{\text{м}}{\text{мм}};$$

$$\mu_{S''} = \frac{\mu_{S'}}{\mu_{\varphi} \cdot H_1} = \frac{0,00137}{0,035 \cdot 28,6} = 0,00137 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

2. Вычислим основные параметры. Построим график $S + S''$. Определяем минимальное значение ординаты этого графика $a = 14$ мм.
 Тогда $r_{\min} = a \cdot \mu_S = 14 \cdot 0,00137 = 0,02$ м.

Примем $r_0 = r_{\min} + \Delta r = 0,02 + 0,01 = 0,03$ м.

(Δr можно было выбрать и меньше, так как $\Delta r \geq 0,1 \cdot r_{\min}$).

Минимальные размеры тарелки

$$I_{1\min} = S'_{B\max} = y_{S'(4)} \cdot \mu_{S'} = 32 \cdot 0,00137 = 0,044 \text{ м};$$

$$I_{2\min} = |S'_{3\text{ax}}| = |y_{S'(12)}| \cdot \mu_{S'} = 37 \cdot 0,00137 = 0,051 \text{ м}.$$

3. Построим профиль кулачка в масштабе 1:1. Ординаты графика $S = S(\varphi)$ приведем графически к этому масштабу. Из точки О, принятой за центр обращения кулачка, проведем круг радиусом r_0 . Сделаем разметку траектории движения толкателя. От линии движения толкателя в направления - ω отложим фазовые углы $\varphi_y, \varphi_{dc}, \varphi_c$. Углы φ_y, φ_c разделим на 8 частей каждый и проведем радиальные лучи до пересечения с дугами, проведенными из центра через точки разметки траектории толкателя. Через полученные точки проведем перпендикуляры к радиальным лучам. Внутренняя обводная всех положений тарелки в обращенном движении образует профиль кулачка.

РАСЧЕТНО-ОБЪЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Расчетно-объяснительная записка к курсовому проекту выполняется на листах формата А4 и содержит все необходимые расчеты с краткими объяснениями и выводами относительно выполненной работы. Записка пишется лаконичным литературным технически грамотным языком от первого лица множественного числа с соблюдением требований стандартов; не допускаются произвольные условные обозначения, не расшифрованная аббревиатура, не принятые сокращения слов. Каждый раздел записки начинается с нового листа.

Структура записки: 1) титульный лист; 2) реферат; 3) задание к курсовому проекту; 4) содержание; 5) вступление; 6) содержание разделов по теме курсового проекта; 7) список использованной литературы; 8) приложения.

Титульный лист, как и весь текстовый материал расчетно-объяснительной записки оформляется соответственно ДСТУ 3008-95 “Документация. Отчеты в сфере науки и техники. Структура и правила оформления” (приложение 10).

Реферат содержит данные о количестве страниц, рисунков, таблиц и литературных источников, ключевые слова и короткое содержание работы (приложение 11). Объем реферата - около 1200 знаков.

Содержание записки составляется после того, как записка полностью оформлена и проставлены все номера ее листов. На этом листе выполняется основная надпись - форма 2, на остальных - форма 2а. Примеры заполнения граф основных надписей приведены в приложении 12.

Во вступлении даются: короткая характеристика исследуемой машины, цель курсового проектирования, методы решения задач, отображается место теории механизмов и машин в инженерном образовании в тесной связи с задачами, которые ставятся отраслью промышленности, в которой будет работать студент.

Фактический материал записки оформляется параллельно с выполнением графической части и содержит следующие разделы:

1. Структурный анализ рычажного механизма.
2. Геометрический синтез рычажного механизма.
3. Кинематический анализ рычажного механизма.
4. Силовой анализ рычажного механизма.
5. Расчет маховика.
6. Синтез зубчатой передачи.
7. Синтез кулачкового механизма.

В каждом разделе записка должна содержать:

1) короткие объяснения последовательности действий со ссылками на графическую часть и литературные источники, например: “На первом листе проекта методом засечек построим совмещенные планы 10 положений [...,с...]”, где в квадратных скобках проставляется номер литературного источника в соответствии с списком использованной литературы и номер первой страницы, с которой начинается объяснение метода построения;

2) формулы и вычисление по ним записываются в отдельной строке, при этом числовая подстановка осуществляется в порядке записи буквенных символов и без промежуточных вычислений приводится конечный результат и его единица измерения; при необходимости формулы нумеруются: номер формулы проставляется в круглых скобках у правой стороны листа, например, номер (2.5) обозначает пятую формулу в втором разделе записки;

3) наименование вычисляемых по формулам величин с расшифровкой всех входящих в формулу буквенных символов дается сразу после написания формулы (объяснение буквенного символа в тексте делается при первом его упоминании и не повторяется);

4) таблицы предназначены для выполнения повторяемых расчетов для заданных положений механизма, при этом для одного положения расчеты даются в тексте; справа над таблицей делается надпись, например “Таблица 3.1”, что означает, что это первая таблица третьего раздела записки;

5) рисунки, которые поясняют результаты структурного анализа, записанные уравнения и т.д.; все рисунки нумеруются по разделам, например, “Рис. 4.2” - означает второй рисунок четвертого раздела;

б) контрольные расчеты для выделенного положения механизма;

7) выводы по разделам и всей выполненной работе.

Список использованной литературы оформляется соответственно стандарту и приводится в последовательности упоминания на нее ссылок.

К числу приложений принадлежат листы чертежей, на которых сверху, посередине чертежным шрифтом большими буквами необходимо написать “Приложение 1”, “Приложение 2” и т.д., а ниже - текстовый заголовок.

В основных надписях чертежей необходимо указать номер листа в соответствии со сквозной нумерацией листов расчетно-пояснительной записки.

В затруднительных случаях при оформлении записки рекомендуется делать так, как это делается в технической литературе последних лет, изданной печатным способом.

После оформления всех частей и разделов записки (от титульного листа до приложений) ее переплетают. Обложка может быть выполнена из плотной бумаги или картона. На лицевой стороне обложки необходимо выполнить этикетку (соответственно приложению 11).

Титульный лист и этикетка на обложке могут быть напечатаны.

ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ПРОЕКТА

Графическая часть проекта состоит из четырех листов чертежей формата А1 (594x841) и должна содержать следующие обязательные разделы:

- 1-й лист – Кинематическое и силовое исследование механизма
1. Совмещенные планы положений механизма (8-12 положений).
2. Планы скоростей для всех положений.
3. План ускорений для одного положения (по согласованию с руководителем проекта).
4. Расчетные схемы к силовому анализу структурных групп рычажного механизма.
5. Планы сил структурных групп рычажного механизма.
6. Силовой расчет начального звена.
7. Рычаг Н.Е. Жуковского.

2-й лист - Расчет маховика.

1. График приведенных моментов движущих сил (сил производственных сопротивлений).
2. График работ движущих сил (сил производственных сопротивлений).
3. График работ сил производственных сопротивлений (движущих сил).
4. График приведенных моментов сил производственных сопротивлений (движущих сил).
5. График суммарной работы.
6. График приведенных моментов инерции.
7. Кривая энергомасс.

3-й лист - Синтез зубчатого механизма.

1. Картина зацепления пары зубчатых колес.
2. Графики удельных скольжений.
3. Таблица основных параметров зубчатой передачи.

4-й лист - Синтез кулачкового механизма.

1. Графики аналогов ускорений, аналогов скоростей и перемещений ведомого звена кулачкового механизма.
2. Графические построения с целью определения основных параметров кулачкового механизма.
3. Построение профиля кулачка.

Все чертежи выполняются соответственно с требованиями стандартов. Каждый лист должен иметь рамку, которая отступает слева на 20 мм, с других сторон - на 5 мм от края формата, и основная надпись по форме 2а с полностью заполненными графами. В основных надписях проставляется номер задания и номер варианта. Листы проекта и соответствующие разделы расчетно-объяснительной записки подписываются студентом, а потом и руководителем проекта. Студент несет полную ответственность за качественное выполнение графической и расчетной частей проекта.

Чертежи выполняются черным карандашом, при этом студент подбирает толщину линий. Например, совмещенные планы положений механизма (звенья и кинематические пары) выполняются тонкими линиями, но один из планов обводится линиями толщиной $S=0,6...1,0$ мм для более четкого представления о построении механизма. Графики рекомендуется выполнять таким образом: график, который изображает какую-нибудь функциональную зависимость, обводится линией толщиной S , ось координат

нат - линиями толщиной $S/2$, а все другие - толщиной $S/4$. При выполнении графиков ординаты следует вычерчивать только в границах от оси абсцисс к линии графика.

Все построения должны сопровождаться буквенными или числовыми обозначениями точек. Если, например, одна и та же точка или вращательная пара вычеркивается в разных положениях, то ее буквенное обозначение выполняется возле обведенного основными линиями положения, а в других положениях проставляются только номера положений. Номера положений проставляются и на любом из графиков, оси координат обозначаются буквами, рекомендованными системой СИ. Все построения сопровождаются масштабными коэффициентами с указанием их числовых значений и единиц измерения; при необходимости на чертеже выполняются поясняющие надписи.

При выполнении листов курсового проекта рекомендуется в начале работы спланировать размещения отдельных построений на листе так, чтобы листы были равномерно заполнены по всем полю - этого можно достичь рациональным подбором значений масштабных коэффициентов, которые, кроме того, должны быть удобными для устного счета. Все надписи выполняются чертежным шрифтом с правильным написанием подстрочных и надстрочных индексов и четким различием между большими и малыми буквами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1988. - 639 с.
2. Методические указания к самостоятельной работе по дисциплине ТММ / Сост. В.И. Бирюков, Н.В. Манько. - Луганск: ЛМСИ, 1988. - 32 с.
3. Методические указания к курсовому проектированию по ТММ "Синтез рычажных механизмов" / Сост. А.М. Ахтямов. - Луганск: ВУ-ГУ, 1998. - 32 с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учебн. пособие для втузов / Под ред. К.В. Фролова. - 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Высш. шк., 1998. - 351 с.
5. Методические указания к выполнению курсового проекта по ТММ "Динамический синтез и анализ рычажных механизмов" / Сост. В.И. Бирюков. - Луганск: ЛМСИ, 1993. - 17 с.
6. Методические указания к курсовому проектированию по ТММ "Расчет геометрии эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления" / Сост. Н.В. Манько. - Луганск: ЛМСИ, 1990. - 23 с.
8. Методические указания к курсовому проектированию по ТММ "Синтез кулачковых механизмов" / Сост. В.П. Литовченко. - Луганск: ЛМСИ, 1990. - 43 с.

Приложение 5
(справочное)

Значение эвольвентных углов

Табл. 5.1.

Минуты	Доля градуса	Углы, градусы						
		$\alpha = 17^\circ$	$\alpha = 18^\circ$	$\alpha = 19^\circ$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 21^\circ$	$\alpha = 22^\circ$	$\alpha = 23^\circ$
0'	0,000000	0,009025	0,010760	0,012715	0,014904	0,017345	0,020054	0,023049
1'	0,016667	0,009052	0,010791	0,012750	0,014943	0,017388	0,020101	0,023102
2'	0,033333	0,009079	0,010822	0,012784	0,014982	0,017431	0,020149	0,023154
3'	0,050000	0,009107	0,010853	0,012819	0,015020	0,017474	0,020197	0,023207
4'	0,066667	0,009134	0,010884	0,012854	0,015059	0,017517	0,020244	0,023259
5'	0,083333	0,009161	0,010915	0,012888	0,015098	0,017560	0,020292	0,023312
6'	0,100000	0,009189	0,010946	0,012923	0,015137	0,017603	0,020340	0,023365
7'	0,116667	0,009216	0,010977	0,012958	0,015176	0,017647	0,020388	0,023418
8'	0,133333	0,009244	0,011008	0,012993	0,015215	0,017690	0,020436	0,023471
9'	0,150000	0,009272	0,011039	0,013028	0,015254	0,017734	0,020484	0,023524
10'	0,166657	0,009290	0,011071	0,013063	0,015293	0,017777	0,020533	0,023577
11'	0,183333	0,009327	0,011102	0,013098	0,015333	0,017821	0,020581	0,023631
12'	0,200000	0,009355	0,011133	0,013134	0,015372	0,017865	0,020629	0,023684
13'	0,216667	0,009383	0,011165	0,013169	0,015411	0,017908	0,020678	0,023738
14'	0,233333	0,009411	0,011196	0,013204	0,015451	0,017952	0,020726	0,023791
15'	0,250000	0,009439	0,011228	0,013240	0,015490	0,017996	0,020775	0,023845
16'	0,266667	0,009467	0,011260	0,013275	0,015530	0,018040	0,020824	0,023899
17'	0,283333	0,009495	0,011291	0,013311	0,015570	0,018084	0,020873	0,023952
18'	0,300000	0,009523	0,011323	0,013346	0,015609	0,018129	0,020921	0,024006
19'	0,316667	0,009552	0,011355	0,013382	0,015649	0,018173	0,020970	0,024060
20'	0,333333	0,009580	0,011387	0,013418	0,015689	0,018217	0,021019	0,024114
21'	0,350000	0,009608	0,011419	0,013454	0,015729	0,018262	0,021069	0,024169
22'	0,366667	0,009637	0,011451	0,013490	0,015769	0,018306	0,021118	0,024223
23'	0,383333	0,009665	0,011483	0,013526	0,015809	0,018351	0,021167	0,024277
24'	0,400000	0,009694	0,011515	0,013562	0,015850	0,018395	0,021217	0,024332
25'	0,416667	0,009722	0,011547	0,013598	0,015890	0,018440	0,021266	0,024386
26'	0,433333	0,009751	0,011580	0,013634	0,015930	0,018485	0,021316	0,024441

Продолжение табл. 5.1.

Минуты	Доля градуса	Углы, градусы						
		$\alpha = 17^\circ$	$\alpha = 18^\circ$	$\alpha = 19^\circ$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 21^\circ$	$\alpha = 22^\circ$	$\alpha = 23^\circ$
27'	0,450000	0,009780	0,011612	0,013670	0,015971	0,018530	0,021365	0,024495
28'	0,466667	0,009808	0,011644	0,013707	0,016011	0,018575	0,021415	0,024550
29'	0,483333	0,009837	0,011677	0,013743	0,016052	0,018620	0,021465	0,024605
30'	0,500000	0,009866	0,011709	0,013779	0,016092	0,018665	0,021517	0,024660
31'	0,516667	0,009895	0,011742	0,013816	0,016133	0,018710	0,021564	0,024715
32'	0,533333	0,009924	0,011775	0,013852	0,016174	0,018755	0,021614	0,024770
33'	0,550000	0,009953	0,011807	0,013889	0,016215	0,018800	0,021665	0,024825
34'	0,566667	0,009982	0,011840	0,013926	0,016255	0,018846	0,021715	0,024881
35'	0,583333	0,010012	0,011873	0,013963	0,016296	0,018891	0,021765	0,024936
36'	0,600000	0,010041	0,011906	0,013999	0,016337	0,018937	0,021815	0,024992
37'	0,616667	0,010070	0,011939	0,014036	0,016379	0,018983	0,021866	0,25047
38'	0,633333	0,010099	0,011972	0,014073	0,016420	0,019028	0,021916	0,025103
39'	0,650000	0,010129	0,012005	0,014110	0,016461	0,019074	0,021967	0,025159
40'	0,666667	0,010158	0,012038	0,014148	0,016502	0,019120	0,022018	0,025214
41'	0,683333	0,010188	0,012071	0,014185	0,016544	0,019166	0,022068	0,025270
42'	0,700000	0,010217	0,012105	0,014222	0,016585	0,019212	0,022119	0,025326
43'	0,716667	0,010247	0,012138	0,014259	0,016627	0,019258	0,022170	0,025382
44'	0,733333	0,010277	0,012172	0,014297	0,016669	0,019304	0,022221	0,025439
45'	0,750000	0,010307	0,012205	0,014334	0,016710	0,019350	0,022272	0,025495
46'	0,766667	0,010336	0,012239	0,014372	0,016752	0,019397	0,022324	0,025551
47'	0,783333	0,010366	0,012272	0,014409	0,016794	0,019443	0,022375	0,025608
48'	0,800000	0,010396	0,012306	0,014447	0,016836	0,019490	0,022426	0,025664
49'	0,816667	0,010426	0,012340	0,014485	0,016878	0,019536	0,022478	0,025721
50'	0,833333	0,010456	0,012373	0,014523	0,016920	0,019583	0,022529	0,025777
51'	0,850000	0,010486	0,012407	0,014560	0,016962	0,019630	0,022581	0,025834
52'	0,866667	0,010517	0,012441	0,014598	0,017004	0,019676	0,022633	0,025891
53'	0,883333	0,010547	0,012475	0,014636	0,017047	0,019723	0,022684	0,025948
54'	0,900000	0,010577	0,012509	0,014674	0,017089	0,019770	0,022736	0,026005
55'	0,916667	0,010688	0,012543	0,014713	0,017132	0,019817	0,022788	0,026062
56'	0,933333	0,010638	0,012573	0,014751	0,017174	0,019864	0,022840	0,026120
57'	0,950000	0,010669	0,012612	0,014789	0,017217	0,019912	0,022892	0,026177

Продолжение табл. 5.1.

58'	0,966667	0,010699	0,012646	0,014827	0,017259	0,019959	0,022944	0,026235
59'	0,983333	0,010730	0,012681	0,014866	0,017302	0,020007	0,022997	0,026292
0'	0,000000	0,026350	0,029975	0,033947	0,038287	0,043017	0,048164	0,053751
1'	0,016667	0,026407	0,030039	0,034016	0,038362	0,043100	0,048253	0,053849
2'	0,033333	0,026465	0,030102	0,034086	0,038438	0,043182	0,048343	0,053946
3'	0,050000	0,026523	0,030166	0,034155	0,038514	0,043264	0,048432	0,054043
4'	0,066667	0,026581	0,030229	0,034225	0,038590	0,043347	0,048522	0,054140
5'	0,083333	0,026639	0,030293	0,034294	0,038666	0,043430	0,048612	0,054238
6'	0,100000	0,026697	0,030357	0,034364	0,038742	0,043513	0,048702	0,054336
7'	0,116667	0,026756	0,030420	0,034434	0,038818	0,043596	0,048792	0,054433
8'	0,133333	0,026814	0,030484	0,034504	0,038894	0,043679	0,048883	0,054531
9'	0,150000	0,026872	0,030549	0,034574	0,038971	0,043762	0,048973	0,054629
10'	0,166657	0,026931	0,030613	0,034644	0,039047	0,043845	0,049064	0,054728
11'	0,183333	0,026989	0,030677	0,034714	0,039124	0,043929	0,049154	0,054826
12'	0,200000	0,027048	0,030741	0,034785	0,039201	0,044012	0,049245	0,054924
13'	0,216667	0,027107	0,030806	0,034855	0,039278	0,044096	0,049336	0,055023
14'	0,233333	0,027166	0,030870	0,034926	0,039355	0,044180	0,049427	0,055122
15'	0,250000	0,027225	0,030935	0,034997	0,039432	0,044264	0,049518	0,055221
16'	0,266667	0,027284	0,031000	0,035067	0,039509	0,044348	0,049609	0,055320
17'	0,283333	0,027343	0,031065	0,035138	0,039586	0,044432	0,049701	0,055419
18'	0,300000	0,027402	0,031130	0,035209	0,039664	0,044516	0,049792	0,055518
19'	0,316667	0,027462	0,031195	0,035280	0,039741	0,044601	0,049884	0,055617
20'	0,333333	0,027521	0,031260	0,035352	0,039819	0,044685	0,049976	0,055717
21'	0,350000	0,027581	0,031325	0,035423	0,039897	0,044770	0,050068	0,055817
22'	0,366667	0,027640	0,031390	0,035494	0,039974	0,044855	0,050160	0,055916
23'	0,383333	0,027700	0,031456	0,035566	0,040052	0,044939	0,050252	0,056016
24'	0,400000	0,027760	0,031521	0,035637	0,040131	0,045024	0,050344	0,056116
25'	0,416667	0,027820	0,031587	0,035709	0,040209	0,045110	0,050437	0,056217
26'	0,433333	0,027880	0,031653	0,035781	0,040287	0,045195	0,050529	0,056317
27'	0,450000	0,027940	0,031718	0,035853	0,040366	0,045280	0,050622	0,056417
28'	0,466667	0,028000	0,031784	0,035925	0,040444	0,045366	0,050715	0,056518
29'	0,483333	0,028060	0,031850	0,035997	0,040523	0,045451	0,050808	0,056619
30'	0,500000	0,028121	0,031917	0,036069	0,040602	0,045537	0,050901	0,056720
31'	0,516667	0,028181	0,031983	0,036142	0,040680	0,045623	0,050994	0,056821

Продолжение табл. 5.1.

Минуты	Доля градуса	Углы, градусы						
		$\alpha = 17^\circ$	$\alpha = 18^\circ$	$\alpha = 19^\circ$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 21^\circ$	$\alpha = 22^\circ$	$\alpha = 23^\circ$
32'	0,533333	0,028242	0,032049	0,036214	0,040759	0,045709	0,051087	0,056922
33'	0,550000	0,028302	0,032116	0,036287	0,040839	0,045795	0,051181	0,057023
34'	0,566667	0,028363	0,032182	0,036359	0,040917	0,045881	0,051272	0,057124
35'	0,583333	0,028424	0,032249	0,036432	0,040997	0,045967	0,051368	0,057226
36'	0,600000	0,028485	0,032315	0,036505	0,041076	0,046054	0,051462	0,057328
37'	0,616667	0,028546	0,032382	0,036578	0,041156	0,046140	0,051556	0,057429
38'	0,633333	0,028607	0,032449	0,036651	0,041236	0,046227	0,051650	0,057531
39'	0,650000	0,028668	0,032516	0,036724	0,041316	0,046313	0,051744	0,057633
40'	0,666667	0,028729	0,032583	0,036798	0,041395	0,046400	0,051838	0,057736
41'	0,683333	0,028791	0,032651	0,036871	0,041475	0,046487	0,051933	0,057838
42'	0,700000	0,028852	0,032718	0,036945	0,041556	0,046575	0,052027	0,057940
43'	0,716667	0,028914	0,032785	0,037018	0,041636	0,046662	0,052122	0,058043
44'	0,733333	0,028976	0,032853	0,037092	0,041716	0,046749	0,052217	0,058146
45'	0,750000	0,029037	0,032920	0,037166	0,041797	0,046837	0,052312	0,058249
46'	0,766667	0,029099	0,032988	0,037240	0,041877	0,046924	0,052407	0,058352
47'	0,783333	0,029161	0,033056	0,037314	0,041958	0,047012	0,052502	0,058455
48'	0,800000	0,029223	0,033124	0,037388	0,042039	0,047100	0,052597	0,058558
49'	0,816667	0,029285	0,033192	0,037462	0,042120	0,047188	0,052693	0,058662
50'	0,833333	0,029348	0,033260	0,037537	0,042201	0,047276	0,052788	0,058765
51'	0,850000	0,029410	0,033328	0,037611	0,042282	0,047364	0,052884	0,058869
52'	0,866667	0,029472	0,033397	0,037686	0,042363	0,047452	0,052980	0,058973
53'	0,883333	0,029535	0,033465	0,037761	0,042444	0,047541	0,053076	0,059077
54'	0,900000	0,029598	0,033533	0,037835	0,042526	0,047630	0,053172	0,059181
55'	0,916667	0,029660	0,033602	0,037910	0,042607	0,047718	0,053268	0,059285
56'	0,933333	0,029723	0,033671	0,037985	0,042689	0,047807	0,053365	0,059390
57'	0,950000	0,029786	0,033740	0,038060	0,042771	0,047896	0,053461	0,059494
58'	0,966667	0,029849	0,033809	0,038136	0,042753	0,047985	0,053558	0,059599
59'	0,983333	0,029912	0,033878	0,038211	0,042935	0,048074	0,053655	0,059704

(справочное)

ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ТИТУЛЬНОГО ЛИСТА

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ВОСТОЧНОУКРАИНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. В. Даля

Кафедра "Машиноведение"

"СТРОГАЛЬНЫЙ СТАНОК"

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовому проекту

ТММ. КП. 46. А2В3.

Студент группы ММ₃-261

Дубров Д.Ю.

Руководитель проекта
доц.

Коваленко П.В.

Луганск 2003

ПРИЛОЖЕНИЕ 11
(справочное)

ПРИМЕР СОСТАВЛЕНИЯ РЕФЕРАТА

РЕФЕРАТ

Записка, 40 с. Ил. 12. Табл. 18: Библиогр.: 8 назв.

Структурный анализ, аналог скорости, приведенный момент, работа сил, кинетическая энергия, маховик, ускорение, зубчатая передача, кулачок.

Объект исследования - механизм строгального станка, его зубчатая передача и кулачковый механизм с роликовым толкателем.

Цель работы - динамический синтез и анализ механизма привода строгального станка.

В проекте выполнены: геометрический синтез рычажного механизма по заданному коэффициенту неравномерности хода машины; динамический синтез и анализ рычажного механизма, вследствие которого определены необходимый момент инерции маховика для заданного коэффициента неравномерности хода, основные кинематические характеристики механизма, реакции в кинематических парах и внешняя сила, приложенная к начальному звену; синтез зубчатой передачи и кулачкового механизма с роликовым толкателем.

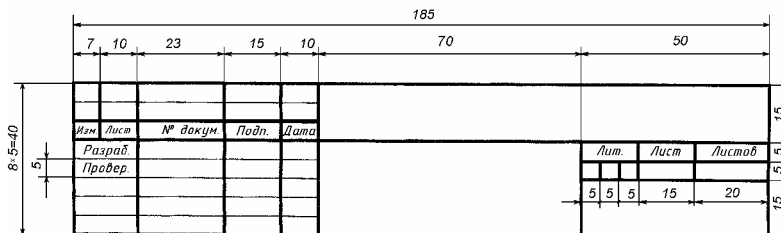
Геометрический синтез рычажного механизма выполнен аналитически, динамический синтез - графоаналитическим методом, динамический анализ - методом кинестатики и по методу "жесткого" рычага Жуковского. Синтез зубчатой передачи и кулачкового механизма выполнены с использованием графических методов.

Курсовой проект по ТММ выполнен на кафедре "Машиноведение" Восточноукраинского национального университета им. В. Даля. Полученные исходные данные могут быть использованы для конструкторской разработки механизма строгального станка.

ПРИЛОЖЕНИЕ 12
(справочное)

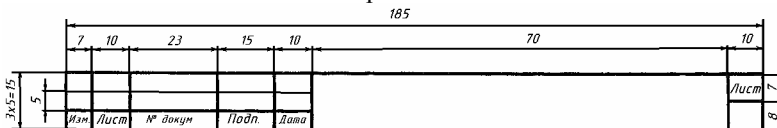
РАЗМЕРЫ И ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ
ОСНОВНОЙ НАДПИСИ

Форма 2



					ТММ. КП. 046. А2В3		
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Лист	Листов
Разраб.	Дудров				5	4	44
Провер.	Коваленко				ВНУ им. Дая каф. Машиностроения гр. ММз-261		

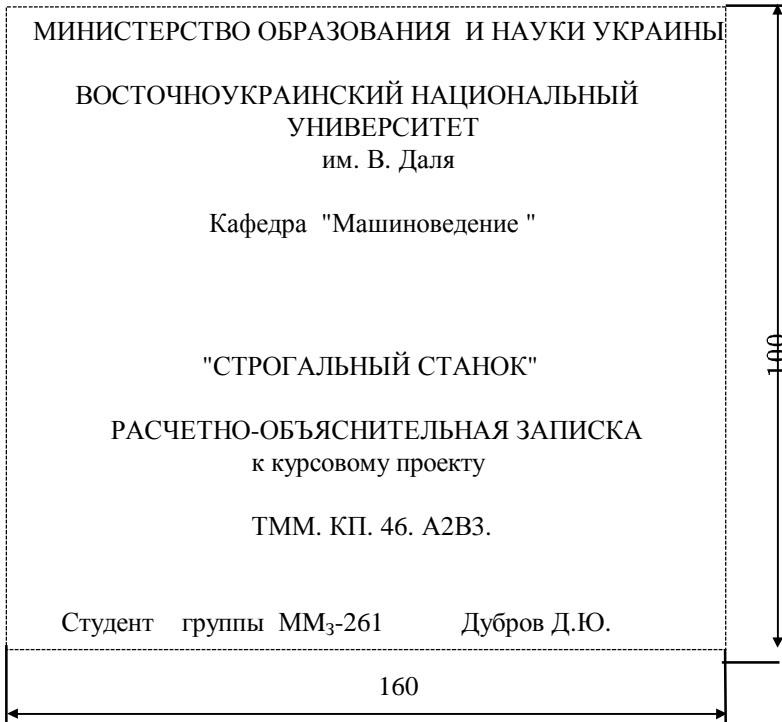
Форма 2а



	Разр	Дудров			ТММ. КП. 046. А2В3		Лист
	Провер	Коваленко					40
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			

ПРИЛОЖЕНИЕ 13
(справочное)

ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ЭТИКЕТКИ



СОДЕРЖАНИЕ

Вступление	
1. Структурный анализ рычажных механизмов	4
1.1. Строение кинематической цепи.....	4
1.2. Степень подвижности кинематической цепи.....	4
1.3. Определение класса, порядка и вида структурных групп. Определение класса механизма.....	5
2. Геометрический синтез рычажного механизма.....	9
3. Кинематический анализ рычажного механизма.....	11
3.1. Построение совмещенных планов механизма.. ..	11
3.2. Составление векторных уравнений для определения скоростей и ускорений точек звеньев.....	16
3.3. Планы скоростей рычажного механизма.....	18
3.4. Планы ускорений рычажного механизма.....	24
4. Силовой анализ рычажного механизма.....	30
5. Расчет маховика.....	47
5.1. Приведенный момент сил производственного сопротивления (движущих сил).....	47
5.2. Работа сил производственного сопротивления (движущих сил).....	48
5.3. Суммарная работа сил.....	48
5.4. Приведенный момент инерции механизма.....	48
5.5. Диаграмма “энергомасс”.....	49
5.6. Момент инерции маховика.....	49
5.7. Габаритные размеры маховика.....	49
6. Синтез зубчатой передачи.....	63
6.1. Основные параметры передачи.....	63
6.2. Геометрический расчет передачи.....	64
6.3. Качественные показатели зацепления.....	66
6.4. Графические построения.....	66
7. Синтез кулачковых механизмов.....	72
7.1. Закон движения начального звена.....	72
7.2. Основные параметры кулачковых механизмов.....	74
7.3. Построение профиля кулачка.....	74
Расчетно-пояснительная записка.....	81
Графическая часть проекта.....	83
Список литературы.....	86
Приложения.....	87

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

Павел Владимирович ФИЛЬ
Альберт Михайлович АХТЯМОВ
Павел Леонидович НОСКО
Надежда Викторовна МАНЬКО
Редактор Андропова З.И.

Подписано в печать

Формат 60x84¹/₁₆. Бумага типогр. Гарнитура Times.
Печать офсетная. Условн. печать. л. 5,5. Уч. кр.-отг. 6,2.
Тираж 300 экз. Изд. № 324. Зак. № 17 Цена договорная.

Издательство Восточнoукраинского национального университета
им. В.Даля
91034, г. Луганск,
кв. Молодежный, 20а

Участок оперативной полиграфии
Восточнoукраинского национального университета им. В.Даля
91034, г. Луганск,
кв. Молодежный, 20а

Адрес издательства: 91034, г.Луганск, кв.Молодежный, 20а
Телефон: 8 (0642) 41-31-12, **факс:** 8 (0642) 41-31-60
E-mail: uni@snu.edu.ua **http:** www.snu.edu.ua