

621.01(075.8)

Т 338



ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта
для студентов технических специальностей
всех форм обучения

Тольятти
ТГУ
2008

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Тольяттинский государственный университет

Автомеханический институт

**Кафедра «Механика и инженерная защита
окружающей среды»**

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта
для студентов технических специальностей
всех форм обучения

Тольятти

ТГУ

2008

УДК 621.01(075.8)

ББК 34.41

T11

Рецензент:

д-р техн. наук, профессор, завкафедрой

«Механика и инженерная защита окружающей среды»

Тольяттинского государственного университета *А.В. Васильев*.

T11 Теория механизмов и машин : учеб.-метод. пособие по выполнению курсового проекта / сост. : А.А. Балахнина, Э.Н. Хенкина. — Тольятти : ТГУ, 2008. — 67 с.

В пособии представлен перечень тем, входящих в курсовой проект, даны краткие теоретические сведения по каждой теме, изложены требования к оформлению курсового проекта.

Предназначено для студентов технических специальностей всех форм обучения.

Рекомендовано к изданию методической комиссией автомеханического института Тольяттинского государственного университета.

© Тольяттинский государственный университет, 2008

© А.А. Балахнина, Э.Н. Хенкина, составление, 2008

ВВЕДЕНИЕ

«Теория механизмов и машин» является одной из профилирующих дисциплин общеинженерного цикла, обеспечивающих подготовку специалистов технических специальностей по основам проектирования машин.

Данный курс базируется на общенаучных и общетехнических дисциплинах, таких как высшая математика, физика, теоретическая механика, вычислительная техника, сопротивление материалов, начертательная геометрия.

Основная цель курса – закрепление и расширение знаний, умений и навыков по применению метода исследования свойств механизмов и проектированию их схем.

В результате изучения дисциплины студенты должны:

а) знать:

- формы и структуру типовых кинематических цепей;
- основные виды механизмов и машин, методы их формирования и применения;
- структуру современных и перспективных механизмов и машин, используемых в них подсистем и функциональных узлов;
- принципы работы, технические, конструктивные особенности разрабатываемых и используемых технических средств;
- технологию проектирования, производства и эксплуатацию изделий и средств технологического оснащения;
- методы исследования, правила и условия выполнения работ;

б) уметь использовать:

- методы анализа и синтеза рациональной структурно-кинематической схемы проектирования устройства по западным критериям;
- вычислительные средства при проектировании технических систем;
- методы расчета типовых кинематических схем;

в) научиться:

- проводить расчеты основных параметров механизмов по заданным условиям с использованием графических, аналитических и численных методов вычислений;
- разрабатывать алгоритмы вычислений на ЭВМ для локальных задач анализа и синтеза механизмов;

- использовать измерительную аппаратуру для определения кинематических и динамических параметров и механизмов.

В соответствии с учебным планом дисциплина «Теория механизмов и машин» предусматривает выполнение курсового проекта, целью которого является развитие практических навыков по исследованию типовых механизмов машинных агрегатов.

Курсовой проект способствует закреплению, углублению и обобщению знаний, творческому применению их в комплексном решении конкретной инженерной задачи.

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО НАПИСАНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект состоит из графической части в объеме четырех тем, расчетно-пояснительной записки, оформленной по ГОСТ 2.105-79, и содержит следующие разделы:

1. Синтез и кинематическое исследование рычажного механизма.

Порядок выполнения:

- 1) производится синтез механизма по коэффициенту изменения скорости хода или другим условиям;
- 2) строится в масштабе кинематическая схема механизма и производится разметка траектории точек для 12-ти положений входного звена механизма начиная с одного из крайних;
- 3) строятся планы скоростей и ускорений для всех положений (допускается построение планов ускорений для одного-двух положений по указанию преподавателя);
- 4) определяются масштабы планов;
- 5) строится диаграмма перемещения рабочего звена в функции времени (или угла поворота кривошипа);
- 6) графическим дифференцированием строится диаграмма скорости;
- 7) графическим дифференцированием графика скорости строится диаграмма ускорений;
- 8) устанавливаются масштабы диаграмм;
- 9) определяются скорости и ускорения ведомого звена аналитическим способом, результаты заносятся в таблицу сравнения; оценивается погрешность.

2. Кинетостатический (силовой) расчет рычажного механизма.

Расчет ведется для заданного положения механизма.

Порядок выполнения:

- 1) строится диаграмма изменения движущих (или полезного сопротивления) сил за цикл или за время перемещения звеньев из одного крайнего положения в другое;
- 2) определяются силы веса и моменты инерции масс звеньев относительно оси, проходящей через центр тяжести;
- 3) определяются реакции в кинематических парах методом планов сил, уравновешивающая сила и ее момент;

- 4) с помощью рычага Жуковского определяется уравнивающая сила и производится сравнение результатов расчета двумя методами с оценкой относительной погрешности (погрешность не должна превышать 10%);
- 5) определяются потери мощности на трение в кинематических парах.

3. Синтез зубчатой передачи.

Порядок выполнения:

- 1) производится подбор чисел зубьев планетарной передачи по данным передаточным отношениям;
- 2) проверяется правильность подобранных чисел зубьев по условиям соосности, сборки и соседства;
- 3) вычерчивается механизм в масштабе в двух проекциях;
- 4) строятся план скоростей и картина угловых скоростей редуктора.

4. Синтез кулачкового механизма.

Порядок выполнения:

- 1) строится диаграмма $d^2S/d\varphi^2 = f(\varphi)$ в соответствии с заданным законом изменения этой функции;
- 2) графическим интегрированием закона изменения аналога ускорения толкателя определяются законы изменения аналога скорости и перемещения толкателя в функции от угла поворота кулачка;
- 3) строятся в масштабах график перемещения, графики аналогов скорости и ускорения;
- 4) производится определение радиуса основной шайбы;
- 5) методом обращения движения строится теоретический профиль кулачка. Определяется диаметр ролика и строится рабочий профиль;
- 6) строится заменяющий механизм в одном положении толкателя, и для него строятся планы скоростей и ускорений;
- 7) определяются графически углы передачи движения или углы давления, и для них строится график.

Оформление работы

Вариант задания на курсовой проект определяется студентом по двум последним цифрам в зачетной книжке. В случае отсутствия номера в зачетке, вариант выбирается по номеру в списке группы. Последняя цифра соответствует номеру варианта, предпоследняя – номеру строки в задании. Например: две последние – цифра 40. Соответствен-

но, вариант задания – 0, строка в задании – 4, или по номеру 07 в списке группы, соответственно, вариант задания – 7, строка в задании – 0.

Согласно ГОСТ 2.105-79 расчетно-пояснительная записка должна содержать:

- Титульный лист (прил. 2).
- Исходные данные из задания на проект и схему.
- Содержание.
- Перечень сокращений, символов.
- Раздел 1. Синтез и кинематическое исследование рычажного механизма.
- Раздел 2. Кинетостатический расчет механизма.
- Раздел 3. Синтез зубчатой передачи.
- Раздел 4. Синтез кулачкового механизма.
- Список использованных источников.

Разделы следует делить на подразделы.

Например: в разделе 1 могут быть подразделы:

- Синтез по коэффициенту изменения скорости хода.
- Структурный анализ.
- Построение планов скоростей и ускорений.
- Построение диаграмм.
- Сравнение данных, полученных из планов и диаграмм. Выводы.

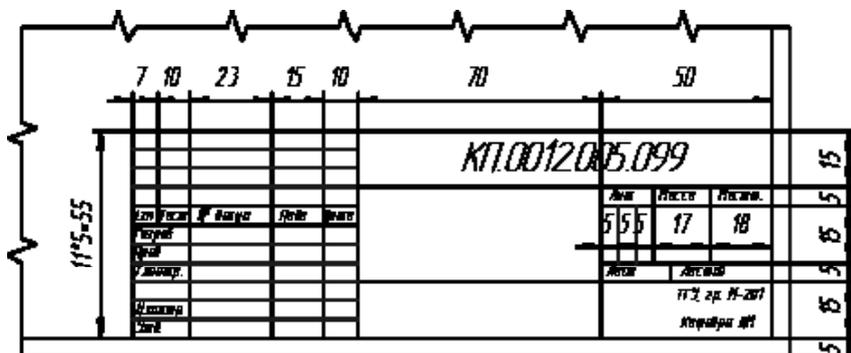
Расчетно-пояснительная записка должна сопровождаться иллюстрациями, обозначаемыми следующим образом: рис. 1.1, рис. 2.1 и т. д. Ссылки на них в тексте обязательны.

При выполнении вычислений следует исходить из практически необходимой точности.

Пояснительная записка должна быть оформлена на листах формата А4 (297×210) и сброшюрована. Первой страницей является титульный лист установленной формы, второй – исходные данные и т. д. Номера страниц проставляются в правом верхнем углу (кроме титульного листа).

Графическая часть проекта выполняется карандашом или на компьютере на листах формата А2. Надписи должны быть выполнены стандартным шрифтом (ГОСТ 2.304-81). Каждый лист чертежей и записки должен иметь рамку с полями: слева – 20 мм, остальные – по 5 мм. В правом нижнем углу чертежа (см. пример) располагают основную надпись формата 55×185, если чертеж выполняется на формате А2.

Пример



Оформление пояснительной записки, чертежей, схем

1. Все страницы пояснительной записки одинакового размера (формат А4 – 210×297 мм). Текст выполняется чернилами, пастой или на компьютере.

2. Поля: слева – 30-35 мм, сверху и внизу – 15-20 мм, справа – не менее 10 мм.

3. План пояснительной записки отражает последовательность работы над проектом. Порядковые номера заголовки разделов обозначаются арабскими цифрами. Подразделы имеют двузначную нумерацию в пределах каждого раздела. Подразделы могут состоять из несколько пунктов.

4. Расчетные формулы записывают в буквенных обозначениях с экспликацией, в которой приводят наименование каждой величины, входящей в формулу, и единицу СИ.

Например:

$$\xi = \frac{r}{b},$$

где ξ – коэффициент относительной длины кривошипа; r – длина кривошипа, мм; b – межцентровое расстояние, мм.

Затем в формулу подставляют необходимые числовые значения и приводят результат вычислений с указанием единицы размерности в системе СИ.

5. Задание функций и результаты решения уравнения с большим объемом числовых данных рекомендуется приводить в виде таблиц. Каждая таблица имеет заголовок, отражающий ее содержание, а также заголовки боковиков и граф.

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

7. Пояснительная записка содержит ссылки на использованную литературу, библиографический список приводится в конце текста до приложений.

8. Все страницы пояснительной записки брошюруют в обложку и нумеруют.

9. Характер изменения расчетных параметров показывают на графиках. Обводка листов допускается только карандашом.

10. Оси координат содержат обозначения физических величин и единиц СИ, разделенные запятой.

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

12. Толщина линий кривых на графике примерно в два раза больше толщины линий вспомогательных построений и ординат точек кривой.

13. Кинематические схемы механизмов приводятся в соответствии с требованиями ГОСТ 2.770-68, 2.703-68, 2.721-74.

14. При изображении кинематических схем механизмов с учетом длины звеньев и относительного положения кинематических пар, необходимых для кинематического анализа, следует указывать масштаб чертежа.

15. На каждом листе проекта в правом нижнем углу должна быть основная надпись по ГОСТ 2.104-68.

16. На планах механизмов, скоростей, ускорений, сил необходимо указывать соответствующие масштабы.

Например:

$$\mu_1 = 0,0033 \text{ м/мм},$$

или

$$\mu_1 = 0,053 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

Курсовой проект при окончательном оформлении подписывается студентом и руководителем проекта.

Раздел 1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

Данный раздел включает:

- 1) классификацию кинематических пар;
- 2) определение подвижности (степеней свободы) механизмов.

1.1. Классификация кинематических пар

Любой механизм состоит из звеньев, соединенных друг с другом кинематическими парами. Кинематической парой называется подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев.

По виду соединений кинематические пары могут быть высшими и низшими.

Высшей парой называется кинематическая пара, которая может быть выполнена соприкасанием элементов ее звеньев только по линиям или в точках, а низшей – соприкасанием только по поверхности.

Примеры высших пар приведены на рис. 1.1 и 1.2. В паре, изображенной на рис. 1.1, звенья соприкасаются по прямой, а на рис. 1.1 – в точке.

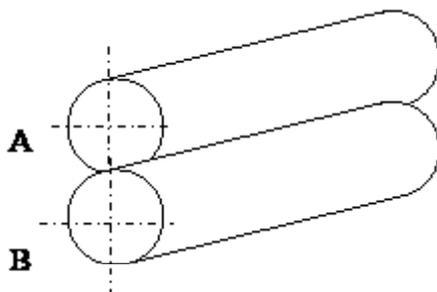


Рис. 1.1. Кинематическая пара в виде двух касающихся цилиндрических поверхностей

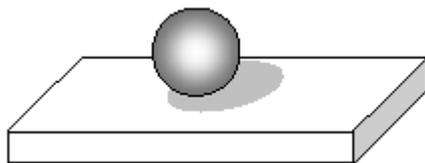


Рис. 1.2. Кинематическая пара в виде двух соприкасающихся поверхностей шар-плоскость

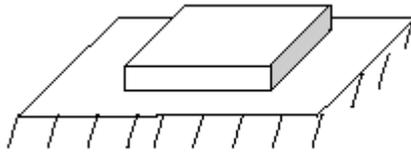


Рис. 1.3. Плоскостная кинематическая пара

Примером низшей кинематической пары может служить пара, показанная на рис. 1.3. В этой паре звенья соприкасаются плоскостями.

1.2. Виды звеньев

Кривошип – ведущее звено, совершающее полный оборот вокруг неподвижной оси.

Шатун – промежуточное звено, совершающее сложное плоскопараллельное движение.

Коромысло – звено, колеблющееся вокруг неподвижной оси.

Кулиса – любое подвижное звено, являющееся направляющей для ползуна.

Ползун – звено, совершающее поступательное движение.

1.3. Составление кинематических схем механизмов

Кинематическая схема механизма дает полное представление о структуре механизма и определяет его кинематические свойства. Она является графическим изображением механизма посредством условных обозначений звеньев и кинематических пар с указанием размеров, необходимых для кинематического анализа механизма.

Механизмы делятся на плоские и пространственные.

В плоских механизмах точки звеньев описывают траектории, лежащие в параллельных плоскостях.

Механизм будет пространственным, если точки его звеньев описывают неплоские траектории или траектории, лежащие в пересекающихся плоскостях.

На кинематических схемах механизмов звенья, как правило, изображаются отрезками прямых и нумеруются арабскими цифрами. Кинематические пары обозначаются большими буквами латинского алфавита. Стойку (неподвижное звено) принято выделять штриховкой.

Схематическое изображение кинематических пар плоских механизмов дано на рис. 1.4.

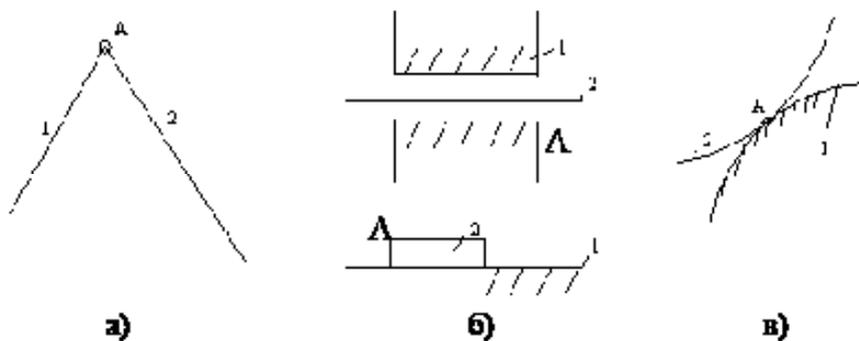


Рис. 1.4. Схематическое изображение кинематических пар в плоских механизмах: а) вращательная пара; б) поступательная пара; в) высшая пара

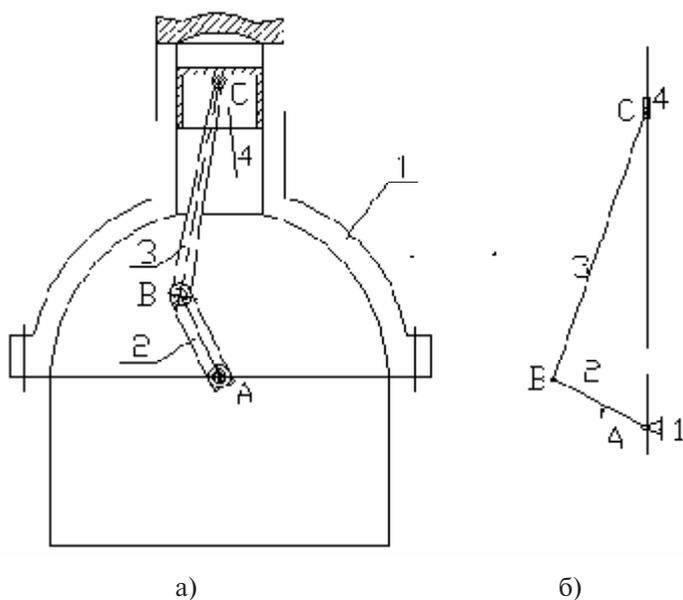


Рис. 1.5. Схема механизма поршневого двигателя

Для построения кинематической схемы механизма рекомендуется следующая последовательность:

- 1) установить основное кинематическое назначение механизма;
- 2) подсчитать общее число звеньев, включая стойку;
- 3) выяснить подвижность кинематических пар;
- 4) вычертить схему механизма, начиная с нанесения на чертеж неподвижных элементов кинематических пар.

Пример. Схема механизма поршневого двигателя:

- 1) изображение со схематизированными конструктивными формами;
- 2) изображение, применяемое на кинематических схемах.

1.4. Определение подвижности механизмов

Для определения подвижности плоских механизмов следует пользоваться формулой Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

где W – степень свободы механизма; n – число подвижных звеньев; p_1 – число низших кинематических пар (5 кл.); p_2 – число высших кинематических пар (4 кл.).

Раздел 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ С НИЗШИМИ ПАРАМИ

Кинематический анализ механизмов имеет своей целью изучение теории строения механизмов, исследование движения звеньев с геометрической точки зрения, независимо от сил, вызывающих движение этих тел.

Кинематическое исследование предполагает решение следующих задач:

- 1) определить класс механизмов, т. е. выяснить, из каких структурных групп состоит механизм и в какой последовательности эти группы присоединяются к исходному механизму 1-го класса;
- 2) определить перемещения звеньев и траекторий, описываемых точками звеньев;
- 3) определить скорости отдельных точек звеньев и угловые скорости звеньев;
- 4) определить ускорения отдельных точек звеньев и угловые ускорения звеньев.

Пример. Дана схема (рис. 2.1), длины звеньев $\ell_{O_1A} = 0,1 \text{ м}$, $\ell_{AB} = 0,28 \text{ м}$, $\ell_{BO_2} = 0,24 \text{ м}$, $\ell_{CO_2} = 0,18 \text{ м}$, $\ell_{CB} = 0,28 \text{ м}$, $n = 400 \text{ об/мин}$. Исследование механизма производится в 10-м положении.

Порядок расчета:

1. Выбираем масштаб для построения кинематической схемы, определяемый по формуле

$$\mu_1 = \frac{l_{O_1A}}{O_1A} = \frac{0,1}{50} = 0,002 \text{ м/мм},$$

где $\ell_{O_1A} = 0,1$ – истинная длина звена; $O_1A = 50 \text{ мм}$ – длина звена на чертеже.

2. В этом масштабе вычерчиваем планы механизма (рис. 2.1а) в двенадцати равноотстоящих положениях кривошипа. За нулевое следует принять одно из крайних положений механизма. Для этого необходимо найти длины отрезков всех остальных звеньев механизма, которые будут изображать их на чертеже:

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_1} = \frac{0,28}{0,002} = 140 \text{ мм}, \quad O_2C = \frac{l_{O_2C}}{\mu_1} = \frac{0,18}{0,002} = 90 \text{ мм}$$

Для того чтобы найти правое крайнее положение механизма, нужно из точки O_1 отрезком длиной $O_1A + AB$ сделать засечку на дуге ради-

уса O_3B . Получим точку B_0 для нулевого положения. Затем найдем все остальные положения звеньев механизма. С помощью засечки длиной $AB - O_1A$ на дуге радиуса O_3B определим левое крайнее положение точки B и обозначим ее через B_3 .

3. Производим структурный анализ. Так как заданный механизм плоский и относится к третьему семейству, то степень свободы механизма определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

где n – число подвижных звеньев, равное в данном механизме 5; p_5 – число кинематических пар 5-го класса (низшие кинематические пары). В данном механизме их 7 (0-1, 1-2, 2-3, 3-4, 3-0, 4-5, 5-0); p_4 – число кинематических пар 4-го класса (высшие кинематические пары), их в механизме нет. Тогда

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

В данном механизме нет лишних степеней свободы и пассивных связей.

Проведем разложение механизма на структурные группы Ассура. Разложение следует начинать с отделения группы, наиболее отдаленной от ведущего звена. Разложение будет правильным, если после отделения каждой группы оставшаяся часть будет представлять собой кинематическую цепь с тем же числом степеней свободы, что и исходный механизм. Поэтому разложение необходимо начинать с попытки отделения групп 2-го класса (двухповодковых). В случае неудачи следует отделить группу 3-го или 4-го класса.

На рис. 2.1б показано разложение механизма на структурные группы. Формула строения механизма имеет вид $1(0,1) \rightarrow 2_{21}(2,3) \rightarrow 2_{22}(4,5)$, т. е. к исходному механизму 1-го класса (звенья 0,1) присоединяются группы Ассура 2-го класса, состоящие из звеньев 2-3 (2-го порядка 1-го вида) и 4-5 (2-го порядка 2-го вида). По классификации Ассура-Артоболевского данный механизм является механизмом 2-го класса. Структурный анализ механизма всегда предшествует кинематическому исследованию.

Кинематическое исследование механизма необходимо начинать с механизма 1-го класса, т. е. с ведущего звена. Задачи кинематического и силового исследования механизма в каждом положении его ведущего звена решаются для каждой группы Ассура отдельно согласно формуле строения.

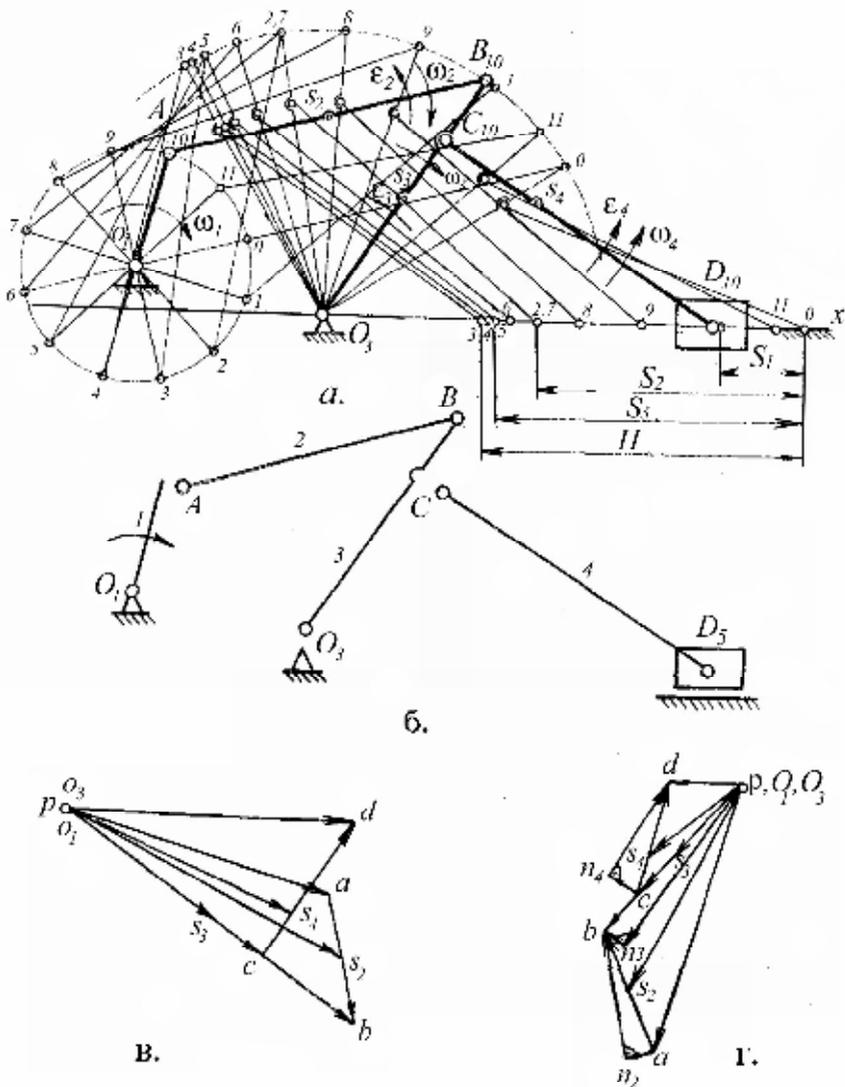


Рис. 2.1. Кинематическое исследование рычажного механизма методом планов: а) кинематическая схема; б) группы Ассур; в) план скоростей; г) план ускорений

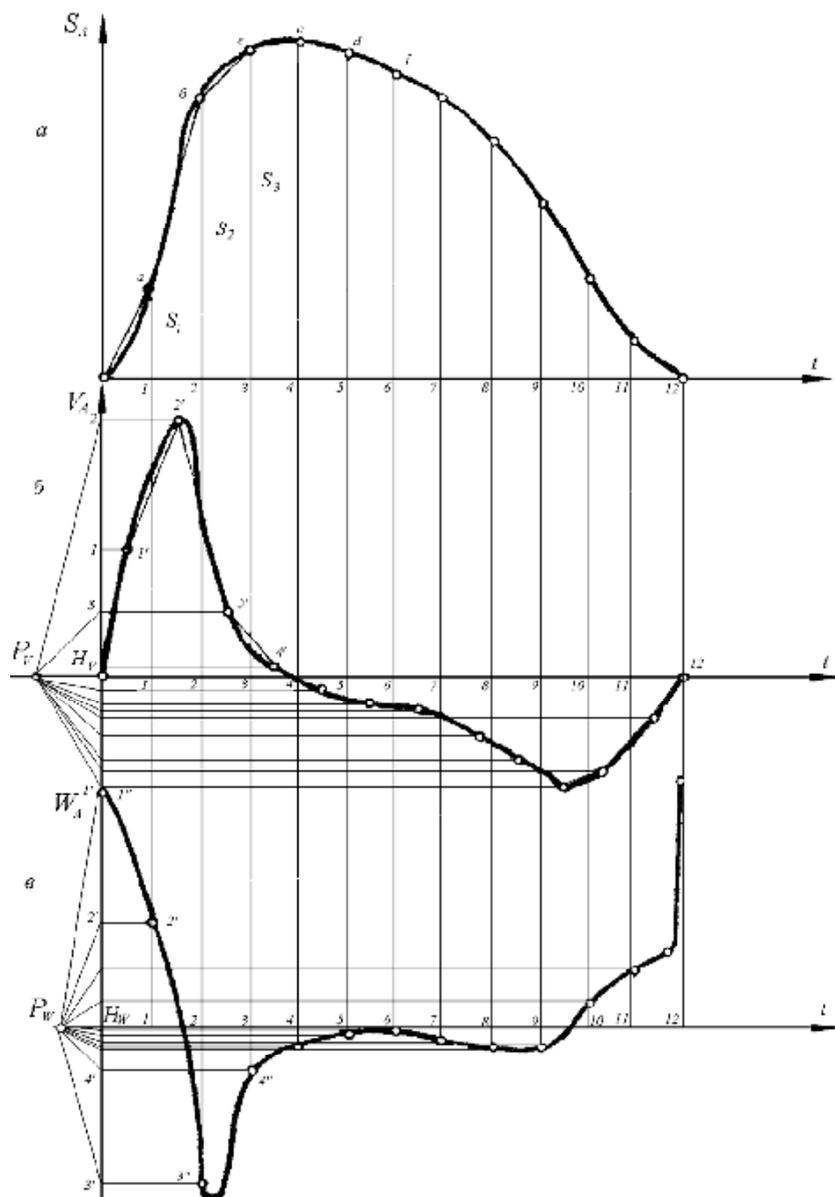


Рис. 2.2. Кинематические диаграммы

Рассмотрим построение кинематических диаграмм. По найденным на планах механизма (рис. 2.1а) положениям ведомого звена 5 вычерчиваем график перемещения ползуна D (рис. 2.2а), начиная от крайнего правого положения. Так как по условию $\omega_1 = \text{const}$, то ось абсцисс является не только осью углов (φ поворота кривошипа, но и осью времени t).

Время оборота ведущего звена (кривошипа O_1A) в секундах найдем по формуле

$$T = \frac{60}{n_{O_1A}}$$

Это время рекомендуется изображать на оси абсцисс отрезком $x = 0 - 12 = 120 \dots 180$ мм, тогда масштаб времени

$$\mu_t = \frac{T}{x}, \text{ с/мм.}$$

Масштаб перемещений, откладываемых по оси ординат, берем таким же, что и масштаб длины на схеме механизма, или изменяем.

Дифференцируя график перемещений, получим график изменения скорости ведомого звена. Дифференцирование проводим графически методом хорд.

Последовательность построения графика $V_D = V_D(t)$ (рис. 2.2б):

1. Проводим секущие (хорды) $0a, ab, bc, cd, df$ и т. д.
2. Выбираем полюс p_v на расстоянии H_v , которое рекомендуется брать порядка 20...40 мм, и проводим из него лучи 1, 2, 3, 4 и так далее, параллельные секущим $0a, ab, bc, cd, df$ и т. д., до пересечения с осью ординат.
3. Из точек пересечения 1, 2, 3 и т. д. проводим горизонталы до пересечения с вертикальными прямыми, проведенными из середин $0-1, 1-2$ и т. д. отрезков времени Δt .
4. Точки пересечения $1', 2', 3', 4'$ и т. д. соединяем плавной кривой. Это будет кривая изменения скорости ведомого звена.
5. Вычисляем масштаб скорости, $\text{мс}^{-1}/\text{мм}$:

$$\mu_v = \frac{\mu_s \cdot \omega_1}{\mu_t \cdot H_v};$$

где ω_1 – угловая скорость звена 1; $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 400}{30} = 41,9 \text{ рад/с}$

μ_s – масштаб перемещений; μ_t – масштаб времени; H_v – полюсное расстояние, мм.

Масштаб графика скорости зависит от выбора полюсного расстояния: чем больше полюсное расстояние, тем меньше численный масштаб и тем большие ординаты имеет график скорости. Начальная и конечная точки графика за период цикла движения механизма должны иметь одинаковые ординаты (в данном случае они равны нулю).

Аналогичным способом получим кривую ускорения (рис. 2.2в), дифференцируя график скорости. График ускорения, построенный путем графического дифференцирования кривой графика скорости, изображает закон изменения лишь касательного ускорения. Только в случае прямолинейного движения точки, когда нормальное ускорение равно нулю, построенный график отобразит (как в нашем примере) закон изменения полного ускорения. Начальная и конечная точки графика ускорения за время цикла движения механизма должны иметь одинаковые ординаты.

Масштаб графика ускорений определяется по формуле

$$\mu_w = \frac{\mu_v \cdot \omega_1}{\mu_l \cdot H_w}, \text{ мс}^{-1}/\text{мм}.$$

Рассмотрим построение плана скоростей для десятого положения (рис. 2.1в).

Величина скорости точки А, м/с, перпендикулярной кривошпигу 0_1A , определяется по формуле

$$\mathbf{V}_A = \omega_1 \ell_{0_1A}; \quad \mathbf{V}_A = 419 \cdot 0,1 = 419 \text{ м/с} \quad (2.1)$$

Для построения плана скоростей выбираем на плоскости произвольную точку р – полюс плана скоростей, который является началом плана скоростей. Из полюса откладываем отрезок p_a , изображающий на плане скоростей вектор скорости V_A . Он перпендикулярен звену 0_1A .

Тогда масштаб плана скоростей, мс⁻¹/мм:

$$\mu_v = \frac{V_A}{p_a} \quad (2.2)$$

Рассмотрим первую группу звеньев (звенья 2 и 3).

Для определения скорости точки В запишем два векторных уравнения согласно теореме о сложении скоростей при плоскопараллельном движении:

$$\bar{\mathbf{V}}_B = \frac{\bar{\mathbf{V}}_A}{\perp_{0_1A}} + \frac{\bar{\mathbf{V}}_{BA}}{\perp_{BA}}; \quad (2.3)$$

$$\overline{V_B} = \frac{\overline{V_{O_3}}}{=O_3} + \frac{\overline{V_{BO_3}}}{\perp BO_3}. \quad (2.4)$$

Векторы относительных скоростей V_{BA} и V_{BO_3} известны только по направлению. Вектор относительной скорости V_{BA} перпендикулярен звену АВ, а вектор V_{BO_3} — звену O_3B .

Точка O_3 неподвижна, поэтому $V_{O_3} = 0$. Таким образом, рассматриваемая группа присоединена к двум точкам, скорости которых известны и по направлению, и по величине.

В соответствии с векторным уравнением (2.3) на плане скоростей проводим через точку (а) прямую, перпендикулярную звену АВ. Это есть линия вектора V_{BA} . В соответствии с векторным равенством (2.4) проводим через точку O_3 на плане скоростей прямую, перпендикулярную звену O_3B . Это будет линия вектора V_{BO_3} . Точка (в) пересечения этих двух прямых и будет определять конец вектора, изображающего на плане скоростей вектор V_B . Чтобы определить истинную величину любого из векторов в м/с, надо его длину умножить на масштаб плана скоростей.

Например,

$$\overline{V_B} = \overline{pb} \cdot \mu_V; \quad \overline{V_{BA}} = \overline{ba} \cdot \mu_V.$$

Для определения скорости точки С воспользуемся тем, что картина относительных скоростей образует на плане скоростей фигуру, подобную фигуре звена и повернутую относительно ее на 90° в сторону вращения звена. В соответствии с этим отрезок pb плана скоростей разделим в отношении $O_3B:O_3C$, т. е.

$$O_3B + O_3C = \overline{pb} + \overline{pc}.$$

Откуда

$$\overline{pc} = \frac{O_3C}{O_3B} \cdot \overline{pb}.$$

Величина скорости точки С, м/с:

$$\overline{V_C} = \overline{pc} \cdot \mu_V.$$

Перейдем к группе (звенья 4 и 5).

Для определения скорости точки D напишем векторные уравнения:

$$\overline{V_D} = \frac{\overline{V_C}}{\perp BO_3} + \frac{\overline{V_{DC}}}{\perp DC}; \quad (2.5)$$

$$\overline{V_D} \parallel \mathbf{x} - \mathbf{x}. \quad (2.6)$$

Вектор относительной скорости V_{DC} и вектор абсолютной скорости V_D не известны по величине, но известны по направлению. В соответствии с векторным уравнением через точку С на плане скоростей проводим прямую, перпендикулярную звену CD. Это будет линия относительной скорости, где далее проводим линию параллельно направляющей X-X. Точка d пересечения этих прямых и есть искомая точка. Истинная величина скорости точки D, м/с:

$$V_D = \overline{pd} \cdot \mu_v.$$

Определим угловые скорости. Угловая скорость звена 2, рад/с, вычисляется по формуле

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{\ell_{BA}} = \frac{\overline{ba}}{BA \cdot \mu_l}. \quad (2.7)$$

Чтобы определить направление угловой скорости ω_2 , следует вектор относительной скорости V_{BA} перенести в точку В механизма, а точку А мысленно закрепить. Тогда вектор V_{BA} будет стремиться вращать звено 2 по ходу часовой стрелки. Это и будет направление угловой скорости ω_2 .

Остальные угловые скорости:

$$\omega_1 = \frac{V_{BO_3}}{\ell_{BO_3}} = \frac{\overline{pb} \cdot \mu_v}{BO \cdot \mu_l^2}. \quad (2.8)$$

$$\omega_4 = \frac{V_{DC}}{\ell_{DC}} = \frac{\overline{dc} \cdot \mu_v}{DC \cdot \mu_l}. \quad (2.9)$$

Угловая скорость ω_3 направлена по часовой стрелке, ω_4 – против.

Рассмотрим построение плана ускорений.

Для первой группы звеньев (звенья 2, 3) ускорение точки А, м/с², можно определить по величине и направлению.

Так как $\omega_1 = const$, то

$$a_A = a_{AO_3}^n = \omega_1^2 \cdot \ell_{O_3A}. \quad (2.10)$$

Точка O_3 неподвижна, следовательно, ускорение ее равно нулю.

Таким образом, группа присоединена к точкам, ускорения которых известны.

Для построения плана ускорений выбираем на плоскости произвольную точку π – полюс плана ускорений (рис. 3.1г). Из полюса откладываем отрезок πa , изображающий на плане ускорений вектор ускорений точки А- a_A . Ускорение a_A направлено вдоль звена O_3A от точки

А к точке O_1 (к центру вращения звена I). Тогда масштаб плана ускорений, мс-1/мм:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} \quad (2.11)$$

Для определения ускорения точки В напишем два векторных уравнения, рассмотрев движение точки В относительно точек А и O_3 :

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t};$$

$\downarrow \text{по } O_1 A$ $\downarrow \text{пв } A$ $\downarrow \text{пв } A$
 $\downarrow \text{от } B \rightarrow A$ $\downarrow \text{от } B \rightarrow A$

$$\overline{a_B} = \overline{a_{O_3}} + \overline{a_{BO_3}^n} + \overline{a_{BO_3}^t};$$

$\downarrow \text{по } O_3$ $\downarrow \text{пв } O_3$ $\downarrow \text{пв } O_3$
 $\downarrow \text{от } B \rightarrow A$ $\downarrow \text{от } B \rightarrow A$

Нормальные ускорения можно определить по величине и направлению. Величина вектора

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}} = \frac{(\overline{ab} \cdot \mu_v)^2}{BA \cdot \mu_l} \quad (2.14)$$

Вектор a_{BA}^n направлен вдоль звена АВ от точки В к точке А (к центру относительного вращения).

Величина вектора W_{BO_3} определяется по формуле

$$a_{BO_3}^n = \frac{V_{BO_3}^2}{l_{BO_3}} = \frac{(\overline{pb} \cdot \mu_v)^2}{BO_3 \cdot \mu_l} \quad (2.15)$$

Вектор a_{BA}^n направлен вдоль звена ВА от точки В к точке А как к центру вращения. Тангенциальные ускорения не известны по величине, но известны по направлению. Из конца вектора a_A , ускорения точки А проводим прямую, параллельную звену АВ – вектор нормального ускорения точки В относительно точки А (a_{BA}^n), масштабная величина которого $\pi n_2 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_w}$ измеряется в миллиметрах.

Через точку n_2 проводим направление вектора W_{BA}^t перпендикулярно звену ВА. Затем строим сумму векторов правой части векторного уравнения (2.11). Для этого проводим из полюса параллельно звену O_3B

вектор $a_{BO_3}^n$. Его масштабная величина на плане ускорений $\pi n_3 = \frac{a_{BO_3}^n}{\mu_w}$.

Затем через точку n_3 перпендикулярно звену O_3B проводим вектор тангенциального ускорения $a_{BO_3}^t$. Пересечение векторов $a_{BO_3}^n$ и a_{BA}^n определит точку (b). Вектор n_2b выражает ускорение a_{BA} , а вектор n_3b вы-

ражает ускорение $\mathbf{a}_{\text{ВОЗ}}^{\text{н}}$. Если соединить точку (а) с точкой (b) на плане ускорений, то вектор a_b выразит полное относительное ускорение $a_{\text{ВА}}$, так как является геометрической суммой векторов $\mathbf{a}_{\text{ВА}}^{\text{н}}$ и $\mathbf{a}_{\text{ВА}}^{\text{н}}$. Подобно этому вектор o_3b на плане ускорений представляет масштабное выражение вектора полного относительного ускорения $a_{\text{ВОЗ}}$. И, наконец, вектор πb выражает на плане ускорений вектор абсолютного ускорения точки В.

Для определения ускорения точки С воспользуемся свойством подобия. На основании теоремы подобия имеем

$$\overline{\pi c} = \left(\frac{O_3C}{BO_3} \right) \cdot \overline{\pi b}$$

Тогда

$$a_c = \pi c \cdot \mu_W.$$

Для определения ускорения точки D напишем векторное уравнение:

$$\overline{\frac{aD}{W}} = \overline{a_C} + \overline{\frac{a_{DC}^n}{W}} + \overline{\frac{a_{DC}^t}{W}} \quad (2.16)$$

Рассмотрим векторы, входящие в данное уравнение. Вектор W_C мы определили ранее. Величина вектора W_{DC}^n , м/с², определяется по формуле

$$\mathbf{a}_{DC}^n = \frac{V_{DC}^2}{\ell_{DC}}, \quad (2.17)$$

а остальные векторы известны только по направлению.

Достраиваем план ускорений. Из точки с параллельно звену DC проводим вектор \mathbf{a}_{DC}^n , масштабная величина которого, мм, на плане ускорений равна

$$cm_4 = \frac{\mathbf{a}_{DC}^n}{\mu_W}.$$

Через точку перпендикулярно звену CD проводим вектор \mathbf{a}_{DC}^t , а через точку π параллельно направляющей x-x – вектор a_D . На пересечении векторов \mathbf{a}_{DC}^t и a_D получим точку d, которая определит их величины. Полученный вектор π_4d на плане ускорений выражает в масштабе ускорение \mathbf{a}_{DC}^t , а вектор πd является изображением вектора ускорения a_D . Если соединить точку (с) с точкой (d), то вектор cd будет изображать полное относительное ускорение a_{DC} .

Определим угловые ускорения. Ведущее звено 7 вращается с постоянной угловой скоростью, поэтому его угловое ускорение $\varepsilon_1 = 0$.

Угловое ускорение звена 2 равно величине тангенциального (касательного) ускорения \mathbf{a}_{BA}^τ , деленной на длину звена АВ, т. е.

$$\epsilon_2 = \frac{\mathbf{a}_{BA}^\tau}{\ell_{BA}} = \frac{\overline{\mathbf{n}_2 \mathbf{b}} \cdot \boldsymbol{\mu}_2}{\ell_{BA}}. \quad (2.18)$$

Чтобы определить направление углового ускорения ϵ_2 , вектор относительного ускорения \mathbf{a}_{BA}^τ следует перенести с плана ускорений в точку В механизма, а точку А мысленно закрепить. Тогда вектор \mathbf{a}_{BA}^τ будет стремиться вращать звено 2 против хода часовой стрелки. Это и будет направление ϵ_2 .

Подобным образом находим угловые ускорения остальных звеньев:

$$\epsilon_3 = \frac{\mathbf{a}_{BO_3}^\tau}{\ell_{BO_3}} = \frac{\overline{\mathbf{n}_3 \mathbf{b}} \cdot \boldsymbol{\mu}_2}{\ell_{BO_3}}, \quad (2.19)$$

$$\epsilon_4 = \frac{\mathbf{a}_{DC}^\tau}{\ell_{DC}} = \frac{\overline{\mathbf{n}_4 \mathbf{b}} \cdot \boldsymbol{\mu}_2}{\ell_{DC}}. \quad (2.20)$$

ϵ_3 и ϵ_4 направлены против хода часовой стрелки.

Раздел 3. КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ (СИЛОВОЙ) АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

К механизму машины во время ее движения приложены различные силы. Это движущие силы, силы сопротивления, силы тяжести и др. Характер действия сил может быть разным: одни из них зависят от положения звеньев механизма, другие – от их скорости; силы могут быть и постоянными. Своим действием приложенные силы сообщают механизму тот или иной закон движения.

Кинематические характеристики: скорость, ускорение, время срабатывания и прочие – определяются посредством решения уравнения движения. Выбор способа решения уравнения движения зависит от характера действия заданных сил и от передаточных свойств механизма. При этом размеры, массы и моменты инерции звеньев должны быть известны. Необходимо подчеркнуть, что при решении обеих задач предполагается, что все звенья механизма являются абсолютно жесткими.

3.1. Силы, действующие в механизмах

Рассмотрим силы и пары сил, приложенные к механизму машины. Их можно разделить на следующие группы:

1. Движущие силы и моменты, совершающие положительную работу за время своего действия или за один цикл, если они изменяются периодически. Эти силы и моменты приложены к звеньям механизма, которые называют ведущими.

2. Силы и моменты сопротивления, совершающие отрицательную работу за время своего действия или за один цикл. Эти силы и моменты делятся, во-первых, на силы и моменты полезного сопротивления, которые совершают требуемую от машины работу и приложены к звеньям, называемым ведомыми, и, во-вторых, на силы и моменты сопротивления среды (газа, жидкости), в которой движутся звенья механизма. Силы сопротивления среды обычно малы, по сравнению с другими силами, поэтому в дальнейшем они учитываться не будут, а силы и моменты полезного сопротивления будут называться просто силами и моментами сопротивления.

3. Силы тяжести подвижных звеньев и силы упругости пружин. На отдельных участках движения механизма эти силы могут совер-

шать как положительную, так и отрицательную работу. Однако за полный кинематический цикл работа этих сил равна нулю, так как точки их приложения движутся циклически.

4. Силы и моменты, приложенные к корпусу машины (т. е. стойке) извне. К ним, помимо силы тяжести корпуса, относятся реакция основания (фундамента) машины на ее корпус и многие другие силы. Все эти силы и моменты, поскольку они приложены к неподвижному корпусу (стойке), работы не совершают.

5. Силы взаимодействия между звеньями механизма, т. е. силы, действующие в его кинематических парах. Эти силы, согласно третьему закону Ньютона, всегда взаимнообратны. Их нормальные составляющие работы не совершают, а касательные составляющие, т. е. силы трения, работу совершают, причем работа силы трения на относительном перемещении звеньев кинематической пары отрицательна.

Силы и моменты первых трех групп относятся к категории активных. Обычно они известны или могут быть оценены. Все эти силы и моменты приложены к механизму извне, а поэтому являются внешними. К числу внешних относятся также все силы и моменты четвертой группы. Однако не все они являются активными.

Наибольшее влияние на закон движения механизма оказывают движущие силы и моменты, а также силы и моменты сопротивления. Их физическая природа, величина и характер действия определяются рабочим процессом машины или прибора, в которых использован рассматриваемый механизм. В большинстве случаев эти силы и моменты не остаются постоянными, а изменяют свою величину при изменении положения звеньев механизма или их скорости.

Силы пятой группы, если рассматривать механизм в целом, не выделяя отдельных его частей, являются внутренними. Эти силы представляют собой реакции на действие активных сил. Реакцией будет также и сила (или момент), с которой основание (фундамент) машины действует на ее корпус (т. е. на стойку механизма). Реакции наперед неизвестны: они зависят от активных сил, моментов и от ускорений звеньев механизма.

Нагруженность кинематических пар силами взаимодействия является важной динамической характеристикой механизма. Знание сил в кинематических парах необходимо для расчета звеньев механизма

на прочность, жесткость, вибростойкость, износоустойчивость, для расчетов подшипников на долговечность и для проведения других подобных расчетов, выполняемых при проектировании механизма. Определение внутренних сил, а также (в ряде задач) сил и пар сил, приложенных к механизму извне, составляет содержание его силового расчета.

3.1. Общая методика силового расчета

Силовой расчет следует выполнять с учетом ускоренного движения звеньев, так как их ускорения в современных быстроходных машинах весьма значительны. Неучет ускоренного движения звеньев вызовет недооценку нагружающих сил, что может привести к ошибкам в дальнейших инженерных расчетах.

Учет ускоренного движения звеньев выполняется методом кинестатики. Согласно принципу Даламбера метод кинестатики заключается в том, что к каждому подвижному звену механизма, кроме заданных сил и реакций связей, необходимо условно приложить главный вектор P и главный момент M сил инерции. Тогда для каждого звена можно записать три уравнения кинестатики:

$$\sum P_x + P_n = 0; \quad (3.1)$$

$$\sum P_y + P_y = 0; \quad (3.2)$$

$$\sum M(P) + M_u = 0. \quad (3.3)$$

Два алгебраических уравнения (3.1) и (3.2) могут быть заменены одним эквивалентным векторным уравнением сил:

$$\sum \bar{P} + \bar{P}_u = 0. \quad (3.4)$$

Следует подчеркнуть, что никакой силы P_u и никакой пары сил M_u к звену в действительности не приложено. Главный вектор и главный момент сил инерции не имеют никакого физического содержания и в расчетных уравнениях (3.1)-(3.3) играют роль не более чем чисто математических величин, посредством которых учитывается влияние ускоренного движения звеньев.

Силовой расчет производится в следующей последовательности:

1. Определяются все внешние силы, приложенные к звеньям механизма, от действия которых требуется найти реакции в кинематических парах механизма.
2. Проводится разделение механизма на группы Ассура.

3. Проводится силовой расчет каждой группы Ассура в отдельности, так как группа Асура является статически определимой системой. Расчет следует начинать с группы Ассура, наиболее удаленной от ведущего звена.
4. В заключение производится силовой расчет ведущего звена.

Задачи решают графоаналитическим методом, используя уравнение равновесия всей группы или отдельных ее звеньев. В число сил и моментов, входящих в уравнения, включаются реакции и моменты реакций в кинематических парах группы.

На основании уравнений равновесия строятся многоугольники сил, которые называются планами сил групп.

Для реакций, возникающих между элементами кинематических пар, приняты следующие обозначения: реакция со стороны отброшенного звена j на рассматриваемое звено i обозначается R_{ji} , реакция же со стороны звена i на звено j соответственно обозначается R_{ij} . Очевидно, что

$$R_{ij} = -R_{ji}$$

Реакция характеризуется величиной, направлением и точкой приложения.

Пренебрегая трением в кинематических парах, можно отметить следующее (рис. 3.1):

- во вращательной паре (рис. 3.1а) подлежат определению величина и направление реакции, так как ее линия действия проходит через ось вращения пары;
- в поступательной паре (рис. 3.1б) подлежат определению величина и точка приложения реакции, так как известно только то, что направление реакции всегда перпендикулярно направляющей, по которой движется ползун.

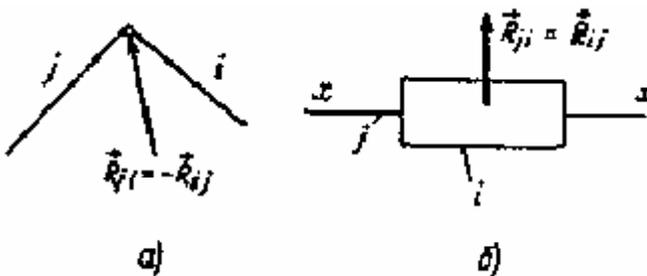


Рис. 3.1. Схемы к определению реакций в кинематических парах

Пример и методические указания. Провести силовой анализ механизма в заданном положении (рис. 3.2а). Механизм вычерчен в масштабе μ_1 [м/мм]; силы, приложенные к звеньям, изображены без масштаба; истинными являются лишь направления сил.

3.2.1. Определение внешних сил, действующих на звенья механизма

Все силы, действующие на звенья, считаем сосредоточенными. Для их приложения выбираем на звеньях точки, называемые «центры масс», обозначаемые S и нумеруемые по принадлежности к звену: центр масс второго звена – S_2 , и т. д. Расположение центра масс на звене может быть произвольным. Наиболее распространенными случаями расположения являются середина звена или одна треть звена. Желательно располагать точку центра масс таким образом, чтобы она была достаточно удалена от кинематических пар (шарниров).

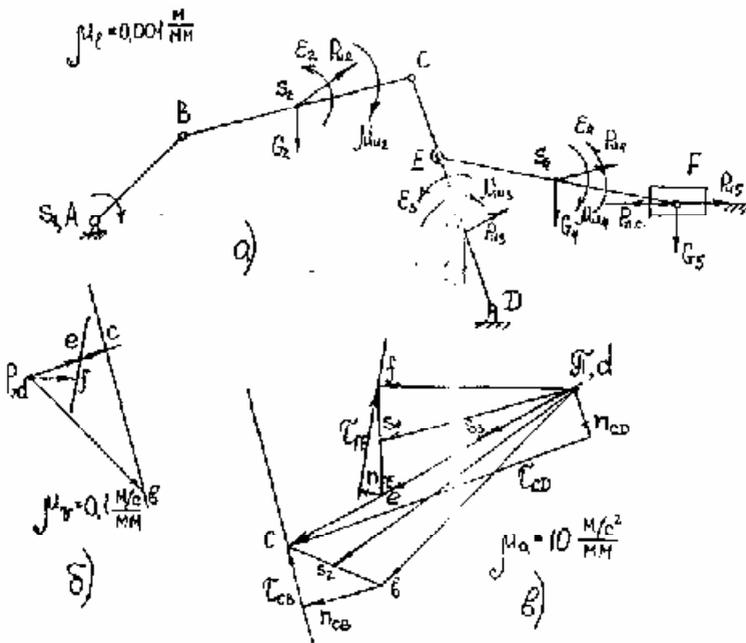


Рис. 3.2. Схема для определения внешних сил

Для ведущего звена (кривошипа) центр масс S_1 располагается в центре вращения звена (точке A). Следовательно, кривошип является ненагруженным звеном и силы для него можно не рассчитывать.

Для ползунов точки центров масс располагаем в шарнирах (внутренних вращательных кинематических парах).

1. Веса звеньев: $G_2, G_3, G_4, G_5, [H]$ – заданы в исходных данных; прикладываем их в центры масс, направляя вертикально вниз.

2. Главный вектор \overline{P}_u сил инерции, называемый обычно силой инерции звена, определяется по уравнению

$$\overline{P}_u = -m \cdot \overline{a}_s, \quad (3.5)$$

где m – масса звена, кг; получается при разделении веса соответствующего звена на ускорение свободного падения; a_s – ускорение центра масс звена $S, м/с^2$; для его определения используем план ускорений механизма, построенный в масштабе $\mu_a [м/с^2/мм]$ (см. рис. 3.2в).

Для нахождения точки центра масс S соответствующего звена на плане ускорений необходимо воспользоваться методом подобия, который заключается в том, что если на плане механизма существует точка S , которая делит какое-либо звено в определенной пропорции, то на плане ускорений существует подобная ей точка (s), которая делит соответствующий отрезок плана ускорений в той же пропорции. Определив положение точки (s) на плане, определяем полное ускорение этой точки. Полное ускорение центра масс выходит из полюса плана π и направлено в эту точку (s) (вектор $\overline{\pi s}$). Для определения истинного значения ускорения центра масс необходимо длину вектора умножить на масштаб плана ускорений:

$$\overline{a}_s = \overline{\pi s} \cdot \mu_a [м/с^2]$$

Полученные значения массы и ускорения подставляем в формулу (3.5), получая значение силы инерции в ньютонах $[H]$. Направление силы инерции противоположно направлению вектора ускорения центра масс a_s .

Определяем силы инерции для всех звеньев механизма.

3. Главный момент сил инерции M_u , называемый инерционным моментом звена, определяется по формуле

$$M_u = -I_s \cdot \varepsilon, \quad (3.6)$$

где I_s – момент инерции масс звена относительно оси, проходящей через его центр масс перпендикулярно плоскости его движения (центральный момент инерции звена), $кг \times м^2$. Величину центрального момента инерции звеньев определяем из предположения, что все звенья представляют собой цельные круглые стержни, следовательно:

$$I_z = \frac{m\ell^2}{12}, \quad (3.7)$$

где m – масса звена, кг; ℓ – длина звена, м; ε – угловое ускорение звена, сек⁻².

Угловое ускорение определяется через тангенциальную составляющую ускорения a^t соответствующего звена по величине и направлению (см. разд. 2).

Подставляем рассчитанные величины в формулу (3.6) и определяем величину инерционного момента [Н·м]. Направление инерционного момента противоположно направлению углового ускорения звена.

Определяем инерционные моменты для всех звеньев, у которых есть вращательная составляющая движения (шатуны, коромысла).

4. Сила полезного сопротивления $P_{п.с}$, [Н] задана по величине в исходных данных и прикладывается к центру масс выходного звена (ползуна). Сила полезного сопротивления (иначе сила технологического сопротивления) – это та сила, преодолевая которую, механизм совершает полезную работу. Следовательно, она направлена против движения выходного звена. Направление движения звена определяется по вектору скорости. Таким образом, сила полезного сопротивления направляется против скорости выходного звена (ползуна), направление которой определяется по плану скоростей (см. рис. 3.2б).

3.2.2. Определение реакций в группах Ассура

Делим механизм на группы Ассура и вычерчиваем каждую группу отдельно, отбросив связи и заменив их реакциями (рис. 3.3 и 3.4).

Сначала решаем группу, наиболее удаленную от кривошипа, т. е. группу, состоящую из звеньев 4 и 5.

Отброшенное звено 3 (CD) заменяем реакцией R_{34} , приложенной в центр шарнира E и неизвестной по величине и направлению, поэтому изображенной пунктиром в произвольном направлении. Отброшенную направляющую заменяем реакцией R_{05} , направленной перпендикулярно направляющей (вверх), приложенной в центр масс ползуна (точку F) и неизвестной по величине. Таким образом, получаем статически определимую систему, находящуюся в равновесии, с тремя неизвестными (рис. 3.3а).

Составляем уравнение суммы моментов сил, действующих на систему, относительно точки E. Таким образом избавляемся от двух неизвестных, которые дает реакция R_{34} , так как ее момент будет равен нулю:

$$\sum M_E = 0: G_4 \cdot h_1 + M_{u4} - P_{u4} \cdot h_2 + G_5 \cdot h_3 + P_{n.c.} \cdot h_4 - P_{u5} \cdot h_4 - R_{\theta} \cdot h_3 = 0.$$

Так как группа Ассура вычерчена в масштабе μ_r , то плечи для определения моментов сил можно измерять по чертежу и подставлять в миллиметрах чертежа, однако тогда инерционный момент необходимо завести в тот же масштаб, разделив его значение на μ_r .

Из этого уравнения определяем неизвестную реакцию R_{05} :

$$R_{\theta} = \frac{G_4 \cdot h_1 + \frac{M_{u4}}{\mu_r} - P_{u4} \cdot h_2 + G_5 \cdot h_3 + P_{n.c.} \cdot h_4 - P_{u5} \cdot h_4}{h_3}, [H].$$

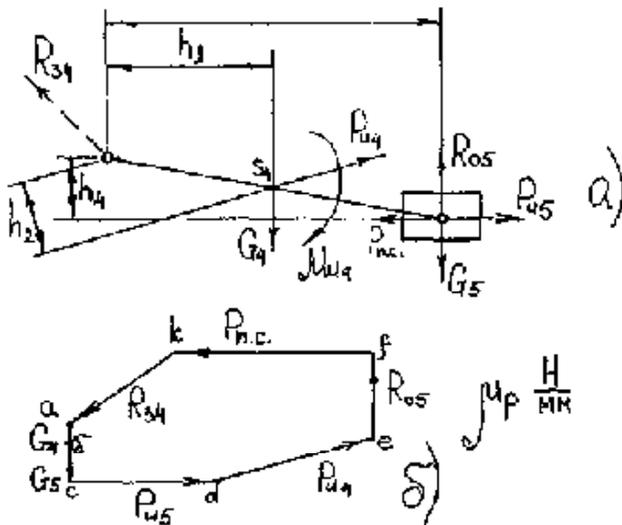


Рис. 3.3. Силовой расчет группы звеньев 4-5

Знак «+», полученный при расчете, показывает, что направление реакции было выбрано правильно.

Далее составляем векторное уравнение суммы сил, действующих на звенья 4 и 5:

$$\sum \vec{P} = 0: \vec{G}_4 + \vec{P}_{u4} + \vec{G}_5 + \vec{P}_{u5} + \vec{P}_{n.c.} + \vec{R}_{\theta} + \vec{R}_3 = 0.$$

Векторное уравнение решается графически, методом построения плана сил в масштабе μ_p (рис. 3.3б). Масштаб сил определяется через самую большую силу, приложенную к системе:

$$\mu_p = \frac{P_{nc}}{P_{nc}}, \left[\frac{H}{мм} \right]$$

Порядок построения векторов, входящих в векторную сумму, различен, но рекомендуется строить силы в такой последовательности, чтобы они по возможности не пересекались.

Переводим все известные силы в масштаб μ_p и строим многоугольник сил для группы 4-5. Отложим из точки (а) (см. рис. 3.3б) вес звена 4 в виде отрезка

$$|ab| = \frac{G_4}{\mu_p}, [мм],$$

от точки (б) откладываем вес звена 5 в виде отрезка $|bc|$; далее от точки с откладываем силу P_{u5} в виде отрезка $|cd|$; из точки (d) откладываем силу P_{u4} в виде отрезка $|de|$; из точки (e) откладываем реакцию R_{05} в виде отрезка $|ef|$ вверх, так как при расчете получили ее со знаком «+»; из точки (f) откладываем силу P_{nc} в виде отрезка $|fk|$. Мы построили все известные силы. Из точки (k) проводим вектор, замыкающий многоугольник, который в масштабе μ_p дает искомую реакцию R_{34} по величине и направлению. Определяем действительную величину реакции:

$$R_{34} = [R_{34}] \cdot \mu_p, [H]$$

Рассматриваем группу звеньев 2 и 3. Для упрощения расчетов вычерчиваем звенья группы, разделив шарнир С (рис. 3.4а). Отброшенное звено 1 заменяем реакцией R_{12} , приложенной в центр шарнира В и неизвестной по величине и направлению, поэтому изображенной пунктиром в произвольном направлении. Отброшенную стойку D заменяем реакцией R_{03} , приложенной в центр шарнира D и неизвестной по величине и направлению, поэтому изображенной пунктиром в произвольном направлении. Отброшенное звено 4 заменяем реакцией R_{43} , известной и по величине и по направлению из предыдущего расчета, т. к. $R_{43} = -R_{34}$. Прикладываем ее в центр шарнира Е, взяв направление из плана сил группы 4-5. Рассматривая звено 2 при отброшенном звене 3, получаем реакцию R_{32} , приложенную в центр шарнира С, которую раскладываем на две составляющие (нормальную и тангенциальную), направив их вдоль звеньев: R_{32}^n — вдоль звена ВС,

а \mathbf{R}_{12}^{τ} – вдоль звена CD. Следовательно, при рассмотрении звена 3 при отброшенном звене 2, получаем реакцию R_{23} , приложенную в центр шарнира С, составляющие которой направлены в противоположные стороны составляющим реакции R_{32} : $\mathbf{R}_{23}^a = -\mathbf{R}_{32}^a$, а $\mathbf{R}_{23}^{\tau} = -\mathbf{R}_{32}^{\tau}$.

Рассматриваем звено 2. Составляем уравнение моментов сил, приложенных к звену, относительно точки В (тем самым исключив из него момент неизвестной реакции R_{12}):

$$\sum \mathbf{M}_B^a = 0 \Rightarrow \mathbf{R}_{12}^{\tau}.$$

Из этого уравнения определяем величину тангенциальной составляющей реакции \mathbf{R}_{12}^{τ} , [Н]. Полученный знак показывает действительное направление составляющей.

Рассматриваем звено 3. Составляем уравнение моментов сил, приложенных к звену, относительно точки D (тем самым исключив из него момент неизвестной реакции R_{03}).

$$\sum \mathbf{M}_D^a = 0 \Rightarrow \mathbf{R}_{23}^a.$$

Из этого уравнения определяем величину нормальной составляющей реакции \mathbf{R}_{23}^a , [Н]. Полученный знак показывает действительное направление составляющей.

Таким образом, мы определили обе составляющие реакции R_c .

Далее составляем векторное уравнение суммы сил, действующих на звено 2, в которое войдут все внешние силы, обе составляющие реакции в точке С и реакция R_{12} :

$$\sum \overline{\mathbf{P}}_2 = 0 \Rightarrow \mathbf{R}_{12}.$$

Решая уравнение построением силового многоугольника (плана сил) в масштабе μ_p (см. рис. 3.4б), определим из построения величину и направление реакции R_{12} . Находим действительную величину реакции:

$$\mathbf{R}_{12} = [\mathbf{R}_{12}] \cdot \mu_p, [\text{Н}].$$

Составляем векторное уравнение суммы сил, действующих на звено 3, в которое войдут все внешние силы, обе составляющие реакции в точке С и реакция R_{03} .

$$\sum \overline{\mathbf{P}}_3 = 0 \Rightarrow \mathbf{R}_{03}.$$

Решая уравнение построением силового многоугольника (плана сил) в масштабе μ_p , определим из построения величину и направление реакции R_{03} (рис. 3.4б). Определяем действительную величину реакции:

$$\mathbf{R}_{03} = [\mathbf{R}_{03}] \cdot \mu_p, [\text{Н}].$$

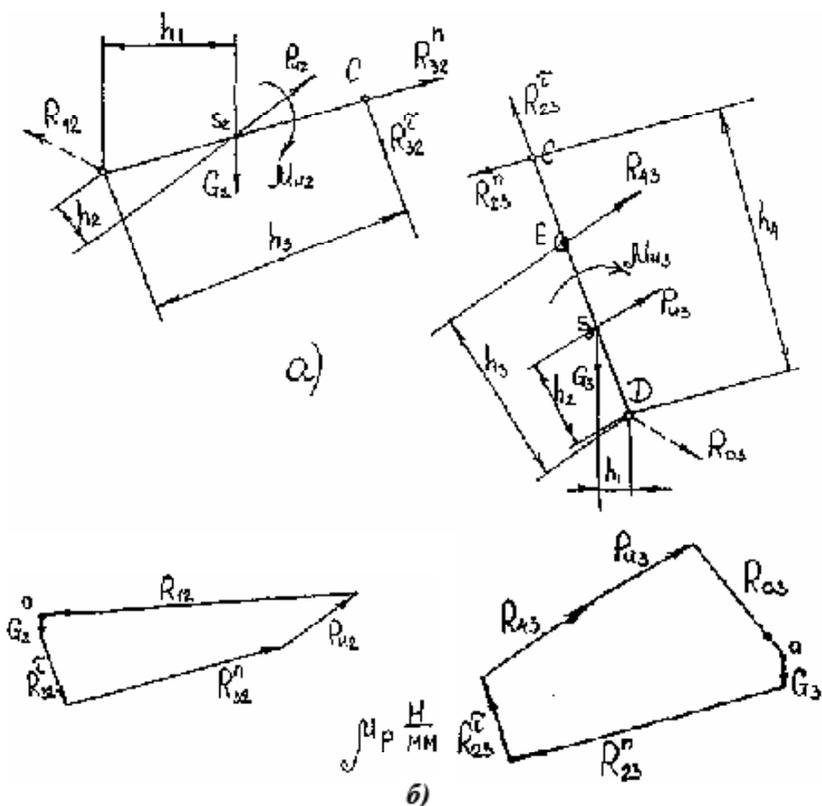


Рис. 3.4. Силовой расчет группы звеньев 2-3

Если план сил для группы 2-3 получается слишком мелким, допускается для этой группы рассчитать свой масштаб μ_p по самой большой силе, действующей на звенья группы. Тогда оба плана сил для этой группы должны быть построены в новом масштабе.

Рассматриваем ведущее звено. Так как к ведущему звену приложен закон движения, то степень подвижности этого звена $W = 1$, то есть оно не является статически определимой системой. Для того чтобы ведущее звено находилось в равновесии под действием приложенных к нему сил, необходимо учесть влияние привода (двигателя и редуктора), который и задает ведущему звену закон движения. Для этого к ведущему звену прикладывают уравнивающую силу, или уравнивающий момент. Уравнивающую силу прикладывают в крайнюю точку кривошипа (точка В на рис. 3.3) перпендикулярно звену, так как

в данном случае плечо этой силы относительно центра вращения звена (точки А) является максимальным. Таким образом, нам известна точка приложения уравновешивающей силы (центр шарнира В) и ее линия действия, а неизвестной является ее величина (рис. 3.5а).

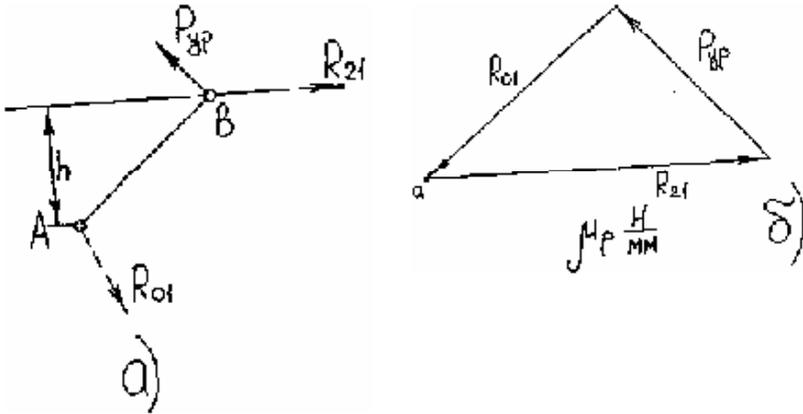


Рис. 3.5. Силовой анализ ведущего звена

Отброшенное звено 2 заменяем реакцией R_{21} , известной по величине и направлению из предыдущего расчета, т. к. $R_{21} = -R_{12}$. Прикладываем ее в центр шарнира В, взяв направление из плана сил группы 2-3. Отброшенную стойку А заменяем реакцией R_{01} , приложенной в центр шарнира А и неизвестной по величине и направлению, поэтому изображенной пунктиром в произвольном направлении. Таким образом, получаем статически определимую систему, находящуюся в равновесии, с тремя неизвестными (рис. 3.5а).

Составляем уравнение моментов сил, приложенных к звену, относительно точки А (тем самым исключив из него момент неизвестной реакции R_{10}):

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow P_{yp}$$

Из этого уравнения определяем величину уравновешивающей силы P_{yp} , [Н]. Полученный знак показывает действительное направление силы.

Составляем векторное уравнение суммы сил, действующих на звено 1:

$$\sum \vec{F}_1 = 0 \Rightarrow R_{01}$$

Решая уравнение построением силового многоугольника (плана сил) в масштабе μ_p , определим из построения величину и направление реакции R_{01} (см. рис. 3.5б). Найдем действительную величину реакции:

$$R_{01} = [R_{01}] \cdot \mu_p, \text{ [Н]}$$

Силовой расчет заканчиваем определением мощности, которую необходимо приложить к ведущему звену, чтобы механизм совершал работу, и для выполнения которой он создан. Для этого необходимо величину уравновешивающей силы умножить на скорость точки, в которую эта сила приложена:

$$N_{\text{зп}} = P_{\text{зп}} \cdot V_{B_2} \text{ [кВт]}$$

Раздел 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

4.1. Общие сведения

Зубчатая передача устанавливается между двигателем и рабочей машиной и служит для уменьшения (а иногда для увеличения) угловой скорости и увеличения момента. Дело в том, что при одной и той же мощности двигатель имеет тем меньший вес, чем больше скорость вращения его вала. В то же время скорость вращения вала рабочей машины определяется технологическим процессом. Так, для станков – это скорость, обеспечивающая экономическую стойкость инструмента, а для самолета – скорость вращения винта, работающего с наибольшим коэффициентом полезного действия (КПД). Например, вал турбовинтового двигателя вращается со скоростью 10000 об/мин, а винт – со скоростью 1000 об/мин. Тогда передаточное отношение редуктора равно десяти.

Если принять для зубчатой пары $Z_{1\min} = 20 \dots 25$ и $Z_{2\max} = 125 \dots 150$, то для машинного привода наибольшее передаточное отношение пары:

$$u_{12\max} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_{2\max}}{z_{1\min}} = \pm \frac{125 \dots 150}{20 \dots 25} = \pm 6. \quad (4.1)$$

Знак «плюс» относится к внутреннему зацеплению, а «минус» – к внешнему.

Для получения больших значений передаточного отношения применяют сложные передачи. Для транспортных машин широко применяются соосные многопоточные передачи, схемы и характеристики которых представлены в табл. 4.1. Это планетарные редукторы с отрицательным передаточным отношением обращенного механизма [$u(n) < 0$] с одно-венцовыми (схемы I, III) и двухвенцовыми (схема II) сателлитами. Число потоков мощности равно числу сателлитов αn (рис. 4.1). Кроме того, используются соосные многопоточные простые передачи с неподвижными осями. Их можно получить из планетарных путем остановки водила и освобождения центрального колеса (схема IV).

Схемы и характеристики соосных передач

Номер схемы	Схема	Рекомендуемые передаточные отношения	КПД
I		$U_{3H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_5}{Z_1}$ $3 \leq U_{3H}^{(3)} \leq 9$	$\eta_{3H}^{(3)} = \frac{1 - U_{13}^{(1)} \eta^{(1)}}{1 - U_{13}^{(1)}}$
II		$U_{3H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_1 Z_5}{Z_1' Z_2'}$ $3 \leq U_{3H}^{(3)} \leq 10$	$\eta_{3H}^{(3)} = \frac{1 - U_{13}^{(1)} \eta^{(1)}}{1 - U_{13}^{(1)}}$
III		$U_{3H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_1}{Z_3}$ $3 \leq U_{3H}^{(3)} \leq 6$	$\eta_{3H}^{(3)} = \frac{\eta^{(1)} U_{13}^{(1)}}{1 - U_{13}^{(1)}}$
IV		$U_{13}^{(1)} = \frac{Z_5}{Z_1}$ $2 \leq U_{13}^{(1)} \leq 8$	$\eta_{13}^{(1)} = \eta^{(1)}$
V		$U_{00} \quad U_{1H}^{(1)} \quad U_{4H}^{(4)}$ $0 \leq U_{00} \leq 0.01$	$\eta_{00} \quad \eta_{1H}^{(1)} \quad \eta_{4H}^{(4)}$

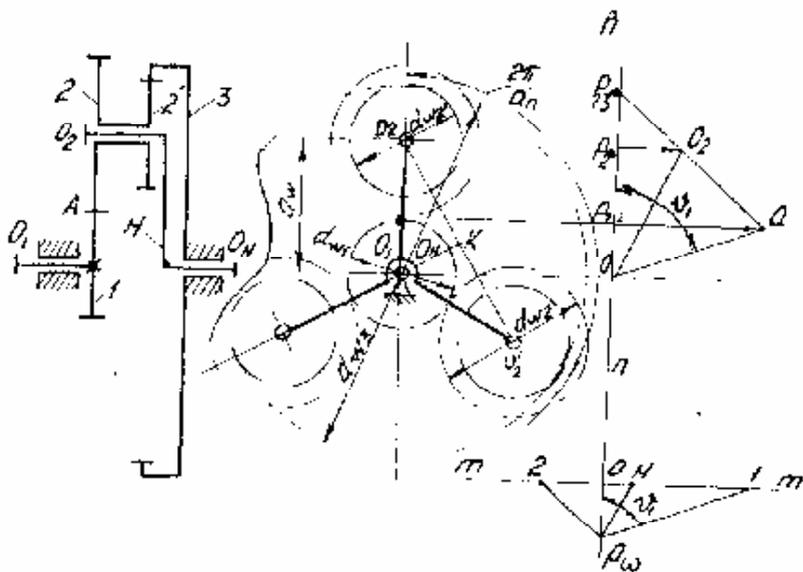


Рис. 4.1. Схема и картина скоростей планетарного редуктора с двухвенцовыми сателлитами

Для получения больших значений передаточных отношений используются многоступенчатые передачи, являющиеся последовательным соединением передач по схемам I-I (схема V), либо сочетание этих передач с цилиндрическими парами. Общее передаточное отношение определяется как произведение передаточных отношений зубчатых пар на передаточное отношение планетарных ступеней:

$$u_{об} = u_{Прост} \times u_{Прост} \dots u_{Плн} \times u_{Плн}. \quad (4.2)$$

Последняя (тихоходная) ступень передачи, является наиболее нагруженной, и от нее зависят вес и габариты всей конструкции. Поэтому последнюю ступень следует выполнять многопоточной за счет применения от 3 до 6 (и более) сателлитов в планетарных передачах и промежуточных колес в простых соосных механизмах. Зубчатые же пары целесообразно использовать как быстроходные ступени, располагая их ближе к валу двигателя.

Расчеты на прочность показывают, что для уменьшения габаритов передаточное отношение на быстроходные ступени u_b следует выбирать побольше, на тихоходные u_t — поменьше.

На рис. 4.2 приведена оптимальная с точки зрения снижения веса разбивка общего передаточного отношения u_0 для двухступенчатого редуктора с одновенцовыми сателлитами по схеме V (табл. 4.1), состоящего из двух передач по схеме I, и для двухступенчатого редуктора с двухвенцовыми сателлитами, состоящего из двух передач по схеме II (данные в скобках). Этим графиком можно пользоваться в случае, если одна из ступеней простая.

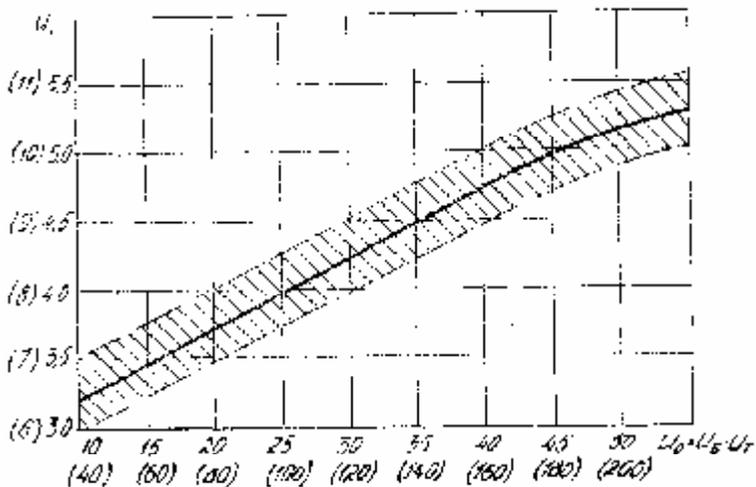


Рис. 4.2. График оптимальной разбивки передаточного отношения

Передаточное отношение любого планетарного редуктора определяется по формуле Виллиса:

$$u_{II}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(II)}. \quad (4.3)$$

Для схемы II (табл. 4.1):

$$u_{13}^{(II)} = u_{12}^{(II)} \cdot u_{23}^{(II)} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} < 0.$$

Для схем I и III:

$$u_{13}^{(I)} = -\frac{z_3}{z_1} < 0; \quad u_{31}^{(II)} = -\frac{z_1}{z_3} < 0.$$

Следовательно, схемы I, II и III имеют отрицательное передаточное отношение в простой передаче, получаемой из планетарной путем

остановки водила (схема IV) и называемой обращенной передачей. Передаточное отношение у передач по этим схемам лишь на единицу больше, чем у обращенных передач, зато КПД достигает 97-99%, что особенно важно при передаче большой мощности.

Именно схемы табл. 4.1 обеспечивают наиболее экономичную работу, что имеет решающее значение для транспортных машин.

4.2. Синтез передачи с $u_{\text{III}} < 0$ и двухвенцовыми сателлитами

Передаточное отношение редуктора (схема II табл. 4.1 и рис. 4.1):

$$u_{\text{III}}^{(3)} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2}. \quad (4.4)$$

При синтезе по заданному передаточному отношению необходимо выполнять следующие условия (рис. 4.1):

1. Условие соосности: (4.5)

2. Условие соседства (треугольник $O_1 O_2 O_2$, (рис. 4.1): (4.6)

Исходя из выполнения этого условия в табл. 4.2 даны предельные значения передаточных отношений.

Таблица 4.2

Предельные передаточные отношения	Число сателлитов					
	3	4	5	6	7	8
$ u_{12} _{\text{max}}$	5,35	1,90	1,05	0,76	0,60	0,50
$ u_{23} _{\text{min}}$	2,20	2,40	2,70	3,00	3,30	3,60
$u_{\text{III}}^{(3)}_{\text{max}}$	21,00	9,90	7,10	5,90	5,30	4,80

3. Условие сборки:

$$\frac{z_3 z_3 + z_1 z_2}{z_1 z_2} = c - \text{целое число}. \quad (4.7)$$

Для упрощения подбора чисел зубьев эти выражения преобразуем. Обозначим через λ и k отношения модулей и чисел зубьев венцов сателлита, представив их в виде отношения простых чисел:

$$\lambda = \frac{m_{12}}{m_{21}} = \frac{a}{b}; \quad k = \frac{z_2}{z_2'} = \frac{d}{l}. \quad (4.8)$$

Для стандартных значений модуля величина λ может быть выбрана из табл. 4.3.

Таблица 4.3

1/2	11/20	3/5	13/20	7/10	3/4	4/5	17/20
9/10	1,00	11/10	5/6	5/4	13/10	7/5	3/2

Решая совместно уравнения (4.4) и (4.7) с учетом выражения (4.8), получим:

$$z_1 = a_1 / u_{IH}^{(3)} c \geq 15. \quad (4.9)$$

Подставляя выражение (4.9) в (4.4), получим:

$$z_2 = \frac{u_{IH}^{(3)} - 1}{k} z_1 = \frac{u_{IH}^{(3)} - 1}{k u_{IH}^{(3)}} a_1 c. \quad (4.10)$$

Подставляя выражения (4.9) и (4.10) в (4.5), полагая $a_{\omega 12} = a_{\omega 23}$ и учитывая равенство (4.8), имеем

$$z_2' = \frac{z_2 - \lambda z_1}{\lambda k + 1} \frac{u_{IH}^{(3)} - (1 + \lambda k)}{k(1 + \lambda k)} z_1. \quad (4.11)$$

Тогда

$$z_2 = k \cdot z_2'. \quad (4.12)$$

Порядок синтеза редуктора по схеме (рис. 4.1) рассмотрим на примере передачи с $u_{IH}^{(3)} = 12$ (если $u_{IH}^{(3)}$ не целое, то его также надо представить в виде отношения целых чисел).

1. Из рис. 4.3 и по табл. 4.3 примем:

$$\lambda = \frac{m_{12}}{m_{21}} = \frac{a}{b} = 0,8 = \frac{4}{5};$$

$$k = \frac{z_2}{z_2'} = \frac{d}{l} \geq 2,5 = \frac{5}{2}. \quad (4.13)$$

2. Из табл. 4.2 для выполнения условия соседства при число сателлитов $a_n = 3$.

3. По выражению (4.9):

$$z_1 = \frac{a_1}{u_{IH}^{(3)}} c = \frac{3}{12} c = \frac{1}{4} c.$$

4. По уравнению (4.10):

$$z_3 = \frac{u_{\text{III}}^{(3)} - 1}{k} z_1 = \frac{(12-1) \cdot 2}{5} \cdot \frac{1}{4} c = \frac{11}{10} c$$

5. По выражению (4.11):

$$z_2 = \frac{u_{\text{II}}^{(3)} - (1 + \lambda k)}{k(1 + \lambda k)} z_1 = \frac{12 - (1 + \frac{5}{2} \cdot \frac{4}{5})}{\frac{5}{2} (1 + \frac{5}{2} \cdot \frac{4}{5})} \cdot \frac{1}{8} c = \frac{3}{10} c$$

6. По выражению (4.12):

$$z_2 = k z_3 = \frac{5}{2} \cdot \frac{3}{10} c = \frac{3}{4} c$$

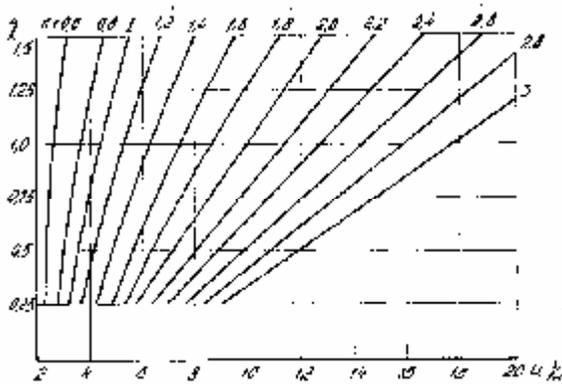


Рис. 4.3. График для определения параметра $k = z_2/z_3$ в планетарном редукторе с двухвенцовыми сателлитами

Так как числа зубьев должны быть целыми, то величина должна быть кратна наибольшему знаменателю в формулах для чисел зубьев, т. е. в нашем случае кратна 20. Можно принять $C = 20; 40; 60; 80; 100$.

Выбираем на основе анализа вариант с $C = 80$.

Тогда $z_1 = 20; z_3 = 88; z_2 = 24; z_2 = 60$.

Уменьшение C приводит к необходимости коррекции смещением инструмента, а увеличение ведет к росту чисел зубьев колес, что может привести к росту габаритов.

Если передаточное отношение – число не целое, то числа зубьев могут получаться слишком большими. В этом случае приходится де-

лать несколько попыток, меняя значения λ , k , а иногда и $\mu_{\text{ИЧ}}$ (последнее значение в пределах не более 2–3%).

Данные на графике рис. 4.3 носят рекомендуемый характер и от них можно отступать, но всегда в сторону увеличения k .

4.3. Построение картины линейных и угловых скоростей

Построение на рис. 4.1 выполнено для редуктора с $u_H < 0$ и двухвентцовым сателлитом. Порядок построения следующий:

1. В масштабе μ_1 [м/мм] строят кинематическую схему механизма, откладывая a_w и диаметры начальных окружностей $d_{w_1}, d_{w_2}, d_{w_3}$.
2. На вертикаль $n-n$ сносят центры вращения колес O_n и полюсы P .
3. В масштабе μ_v откладывают скорость на начальной окружности колеса 1:

$$V_{P_{12}} = \omega_1 \cdot 0,5d_{a1} = \overline{P_{12}a} \cdot \mu_v. \quad (4.14)$$

Соединив точки O и (a) прямой, получим картину линейных скоростей колеса 1.

4. Так как в полюсе P_{23} скорость равна нулю (колесо 3 неподвижно), линия $P_{23}a$ есть картина скоростей сателлита 2.

5. Линия O_2P_2 есть масштабное значение скорости сателлита и водела на оси O_2 , а линия OO_2 есть картина распределения скоростей на воделе H .

6. По рис. 4.1 из треугольника OP_{12} а тангенс угла

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{\overline{P_{12}a}}{OP_{12}} = \frac{\omega_1 0,5d_{a1} \mu_1}{\mu_v \cdot 0,5d_{a1}} = \frac{\omega_1 \mu_1}{\mu_v}, \quad (4.15)$$

т. е. пропорционален угловой скорости звена.

Тогда, если на вертикали $n-n$ отложить полюсное расстояние $h = OP_w$ и от точки P_w провести лучи, параллельные соответствующим лучам картины линейных скоростей, то с учетом выражения (4.15) получим, что отрезок $O1$ на горизонтали $m-m$:

$$\overline{O1} = h \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{h \mu_1}{\mu_v} \omega_1 = \frac{\omega_1}{\mu_m}. \quad (4.16)$$

Отсюда масштаб угловых скоростей:

$$\mu_m = \frac{\mu_v}{\mu_1 h}. \quad (4.17)$$

Следовательно, чтобы определить угловую скорость любого звена, надо соответствующий отрезок на картине угловых скоростей умножить на масштаб μ_w . Так, относительная угловая скорость сателлита относительно водила:

$$\omega_2^{(H)} = \omega_2 - \omega_H = 2\bar{H}\mu_w. \quad (4.18)$$

Передаточное отношение редуктора:

$$u_{H1}^{(2)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{\bar{O1}}{OH}. \quad (4.19)$$

Раздел 5. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

5.1. Типы кулачковых механизмов

Плоские трехзвенные кулачковые механизмы состоят из стойки и двух подвижных звеньев, причем подвижные звенья образуют со стойкой низшие кинематические пары (вращательные или поступательные), а друг с другом – высшую кинематическую пару.

Ведущее звено в кулачковом механизме, имеющее переменный радиус кривизны, называют кулачком, ведомое – толкателем.

Кулачковый механизм типа I (рис. 5.1а) состоит из кулачка 1 и толкателя 2, совершающего прямолинейное возвратно-поступательное движение. Во все время движения механизма толкатель касается кулачка одной и той же точкой. Если центр вращения кулачка лежит на продолжении линии движения толкателя, то кулачковый механизм называют центральным. Если же линия движения толкателя не проходит через центр вращения кулачка, то кулачковый механизм называют дезаксиальным (внецентренным). Расстояние ℓ от центра вращения кулачка до линии движения толкателя называют эксцентриситетом.

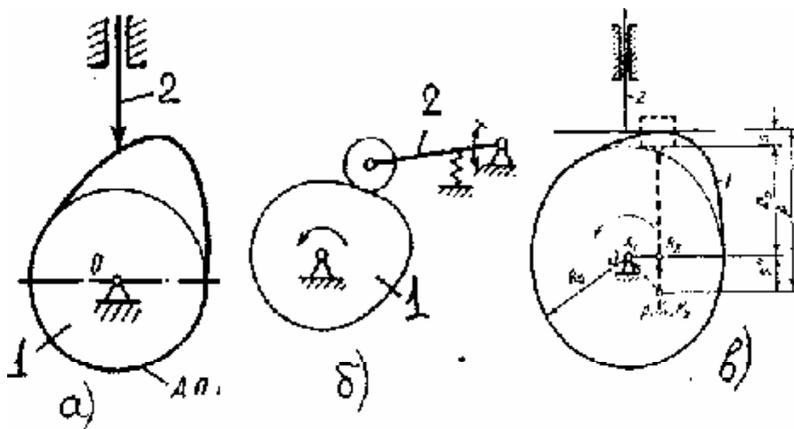


Рис. 5.1. Типы кулачковых механизмов

Кулачковый механизм типа II (рис. 5.1б) называется коромысловым и состоит из кулачка 1 и толкателя 2 (коромысла), который касается кулачка во все время движения одной и той же точкой и совершает колебательное вращательное движение вокруг неподвижной точки С.

В кулачковых механизмах I и II типа для уменьшения трения о поверхность кулачка толкатель часто снабжается роликом.

Кулачковый механизм типа III (рис. 5.1б) состоит из кулачка 1 и толкателя 2, заканчивающегося плоской тарелочкой. Толкатель совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение и касается кулачка во время движения различными точками своего прямолинейного профиля.

5.2. Фазовые углы

В кулачковых механизмах за один оборот кулачка чаще всего наблюдается четыре фазы движения, которые соответствуют:

- первая – прямому ходу или удалению толкателя от центра вращения кулачка и описывается углом удаления φ_y ;
- вторая – выстой толкателя в самой дальней точке профиля и описывается углом дальнего стояния (дальнего выстоя) φ_d ;
- третья – обратному ходу или возврату толкателя к центру вращения кулачка и описывается углом возврата φ_b ;
- четвертая – выстой толкателя в ближней точке профиля и описывается углом ближнего выстоя $\varphi_б$.

В частных случаях углы φ_d и $\varphi_б$ могут быть равны нулю.

Очевидно, что

$$\varphi_y + \varphi_d + \varphi_b + \varphi_б = 2\pi.$$

Сумму углов φ_y , φ_d и φ_b называют рабочим углом и обозначают φ_r :

$$\varphi_y + \varphi_d + \varphi_b = \varphi_r.$$

Различные типы трех- и четырехзвенных плоских кулачковых механизмов приведены на рис. 5.2.

5.3. Угол передачи движения

Движущая сила F_d , действующая с кулачка на толкатель, всегда совпадает с нормалью $n-n$ к профилю кулачка (рис. 5.3) в точке А. Силу F_d можно разложить на две составляющие: F и H . Сила F является силой, выталкивающей толкатель вверх, преодолевая силы, действующие на толкатель (силу трения, силу упругости пружины, силу инерции и т. д.). Сила H является горизонтальной составляющей, она изгибает ведомое звено, нагружает направляющие, вызывая в них трение.

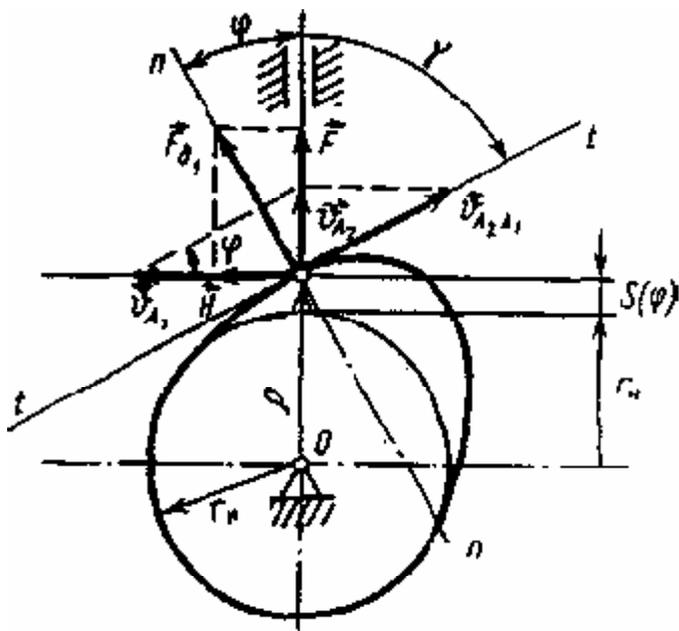


Рис. 5.3. Расчетная схема кулачкового механизма

Векторы силы F_d и скорости толкателя v_{d2} образуют угол α , который называют углом давления.

Угол $\gamma = 90^\circ - \alpha$ называют углом передачи движения.

Силы F и H связаны с углом передачи движения следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} F &= F_d \cdot \sin \gamma, \\ H &= F_d \cdot \cos \gamma. \end{aligned} \tag{5.1}$$

Как видно из формулы (5.1), с уменьшением угла передачи движения полезная сила F уменьшается, а вредная составляющая H увеличивается. При некотором значении угла γ может оказаться, что сила F не сможет преодолеть все силы, приложенные к толкателю, и механизм «заклинит».

При проектировании кулачкового механизма задают минимально допустимое значение угла γ , обозначаемое γ_{min} и значительно превышающее угол, при котором происходит заклинивание механизма.

5.4. Выбор закона движения толкателя

Наиболее типичным графиком зависимости между перемещением толкателя и углом поворота кулачка является кривая, приведенная на рис. 5.4 для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем.

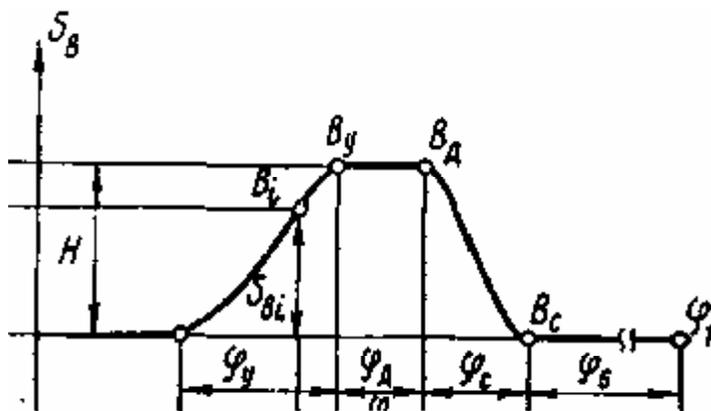


Рис. 5.4. Закон перемещения толкателя

В практике проектирования наибольшее распространение получили относительно простые законы движения толкателя, заданные диаграммами аналога ускорения S'' и аналога скорости S' толкателя, показанные на рис. 5.5 для фазы удаления толкателя: а – линейный; б – параболический; в – линейно-убывающий; г – косинусоидальный; д – синусоидальный; е, ж – описанные полиномами.

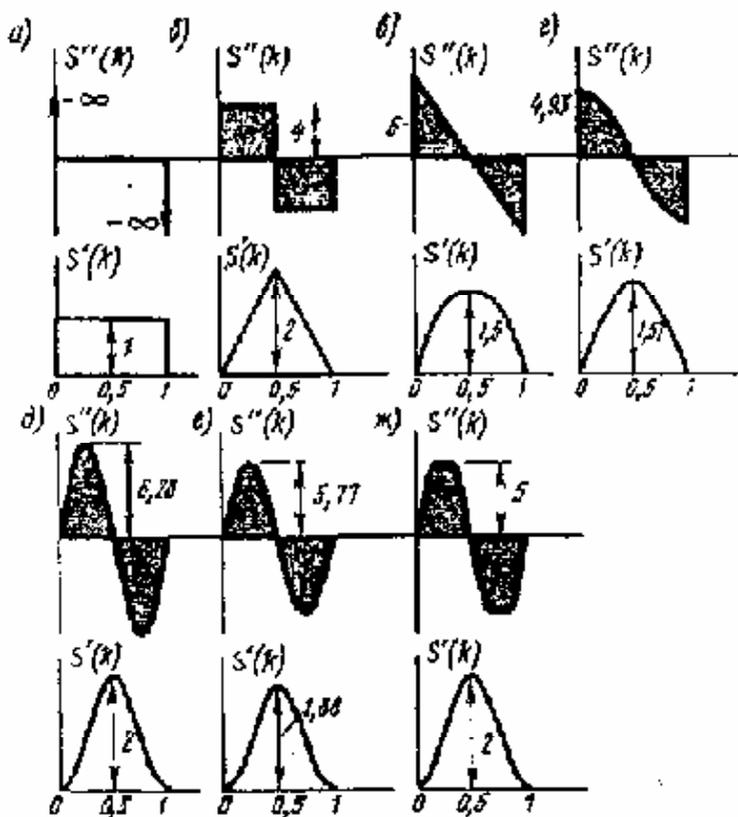


Рис. 5.5. Законы движения толкателя

При линейном законе скорость движения толкателя на фазе удаления постоянна, ускорение равно нулю, но в начале и конце фазы ускорение равно бесконечности, что проявляется в форме «жесткого» удара. Такой закон допустим при малых массах толкателя и малых скоростях движения.

В точках разрыва кривой ускорений (рис. 5.5), характерных для параболического (б), линейно-убывающего (в) и косинусоидального (г) законов движения, ускорение и силы инерции толкателя изменяются на конечную величину («мягкий» удар). При плавных кривых изменения ускорения (д, е, ж) удары теоретически отсутствуют, если погрешности изготовления профилей достаточно малы.

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{L}, \left[\frac{\text{рад}}{\text{м}} \right].$$

Далее переводим заданные углы φ_y , φ_d и φ_b в полученный масштаб μ_φ и откладываем их на оси x .

Площади F_1 и F_2 , а также F_2' и F_1' (рис. 5.6) должны быть равны между собой, поскольку скорость толкателя в начале и конце углов удаления и возвращения равна нулю. Для того чтобы получить равенство этих площадей на диаграмме, необходимо, чтобы наибольшие ординаты h' и h'' обоих участков диаграммы (на углах удаления и возврата) были взяты в отношении, обратном пропорциональном квадратам углов φ_y и φ_b , то есть:

$$\frac{h'}{h''} = \frac{\varphi_b^2}{\varphi_y^2}. \quad (5.2)$$

Величину отрезка h' принимаем произвольно, а затем по зависимости (5.2) рассчитываем величину h'' . Далее строим диаграмму S'' — так, чтобы она была симметричной относительно оси (x).

Проинтегрируем дважды графически полученную зависимость. Для этого:

- разбиваем угол удаления на восемь равных частей: 01; 12; 23 ...; строим ординаты $ab, cd..$, соответствующие серединам интервалов 01, 12.., и откладываем отрезки $Ob' = ab, Od' = cd$ на оси ординат;
- соединяем произвольно взятую точку P_1 на продолжении оси (x) влево (получив полюсное расстояние $O_1 P_1 = H_1$) с точками $b', d'..$;
- на графике $y'(x)$ из точки $O1$ проводим отрезок $O1b''$ в интервале 011 параллельно лучу P_1b' , отрезок $b''d''$ в интервале 1-2 параллельно лучу P_1d' и т. д.

Далее разбиваем угол возврата на равные восемь частей и при том же полюсном расстоянии H_1 повторяем пункты 2-4.

Полученная ломаная линия (в пределе — кривая) в графической форме представляет собой первый интеграл заданной зависимости, т. е.

кривую $y' = y'(x)$ и, значит, с учетом масштаба $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$.

Аналогично, интегрируя кривую $y' = y'(x)$, получаем вторую интегральную кривую $y = y(x)$ с учетом масштаба $S = S(\varphi)$ (график $y(x)$).

Между масштабами диаграмм при графическом интегрировании существуют такие зависимости:

$$\mu_S = H_1 \cdot \mu_\varphi \cdot \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} \quad (5.3)$$

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = H_1 \cdot \mu_\varphi \cdot \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} \quad (5.4)$$

Для того чтобы построенные диаграммы были удобочитаемыми, следует обеспечить такие значения ординат $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ и $\frac{dS}{d\varphi}$, которые были бы достаточно большими и вместе с тем не выходили за пределы участков, отведенных для этих диаграмм на чертеже. Значения $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ и $\frac{dS}{d\varphi}$ определяются также величиной полюсного расстояния H . Величину этих отрезков можно брать в пределах 40–60 мм. Таким образом, все три кинематические диаграммы строятся в неопределенном масштабе. Однако в задании на проект задан максимальный ход толкателя S_{\max} . На кривой $S - \varphi$ он представлен максимальной ординатой y_{\max} , величина которой определяется непосредственно на этой кривой после графического интегрирования. Зная S_{\max} и y_{\max} , можно найти масштаб μ_S , а именно:

$$\mu_S = \frac{S_{\max}}{y_{\max}} \cdot \left[\frac{M}{MM} \right]$$

Определив таким образом μ_S , можно затем по равенствам (5.3) и (5.4) найти $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}$ и $\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}}$.

5.7. Динамический синтез кулачковых механизмов

Рассмотрим механизм типа I (см. рис. 5.1а).

Задачей динамического синтеза в данном случае является определение такого минимального радиус-вектора профиля кулачка r_0 , при котором переменный угол передачи движения γ ни в одном положении кулачкового механизма не будет меньше γ_{\min} . Для этого необходимо построить диаграмму $S_2 = f\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$, представляющую собой изменение перемещения толкателя (S_2) в зависимости от его скорости $\left(\frac{dS_2}{d\varphi_1}\right)$, графиче-

чески исключив ось φ из диаграмм $S(\varphi)$ и $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$. При этом на получаемой диаграмме $S_2 = f\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$ (рис. 5.7) масштабы на обеих осях должны быть между собой равны: $\mu_s = \mu_{\frac{dS}{d\varphi}}$. Следовательно, при построении диаграммы необходимо пересчитать эти масштабы в какой-либо один.

К построенной диаграмме проводим предельные касательные t под углом γ_{\min} к оси абсцисс. Эти касательные продолжаем до их взаимного пересечения в точке O_1 . Заштрихованная область, определяемая пересечением предельных касательных t , является областью центров вращения кулачков. Если углы φ_y и φ_b не равны между собой, то точка O_1 не будет расположена на оси S_2 . Минимальное значение r_0 получится в том случае, если центр вращения кулачка расположить в точке пересечения касательных O_1 . Оно будет равно расстоянию $r_0 = OO_1$. Расстояние от принятого центра вращения кулачка до линии перемещения толкателя дает величину эксцентриситета e . В зависимости от выбора точки центра вращения кулачка, его можно сделать центральным или дезаксиальным.

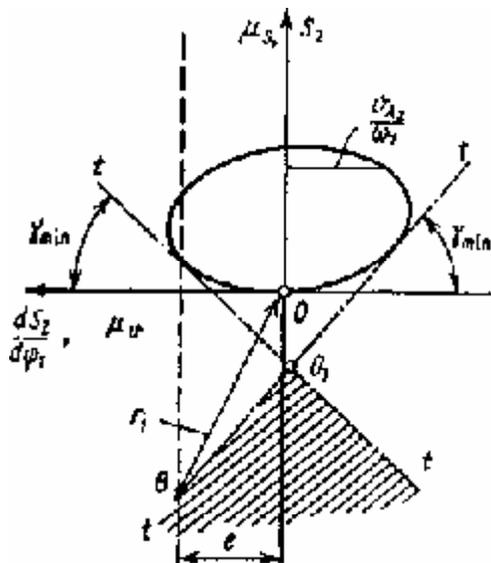


Рис. 5.7. Схема к определению минимального радиуса кулачка

Рассмотрим механизм типа III (см. рис. 5.1б).

Тем же методом графического исключения параметра φ строится диаграмма зависимости $S_2 = f\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)$ (рис. 5.8). Масштабы на обеих осях также должны быть между собой равны: $\mu_s = \mu \frac{d^2S}{d\varphi^2}$.

Полученная кривая $S_2 = f\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)$ расположится в первом и втором квадрантах координатной системы.

Проводим предельную касательную АВ к кривой в отрицательной области ускорений под углом 45° к оси S_2 . Она пересечет ось ординат в точке В. Несколько увеличенный отрезок ОВ с учетом масштаба является минимальным радиусом кулачка:

$$r_{\min} = OB_1 \cdot \mu_s \cdot \sin \gamma.$$

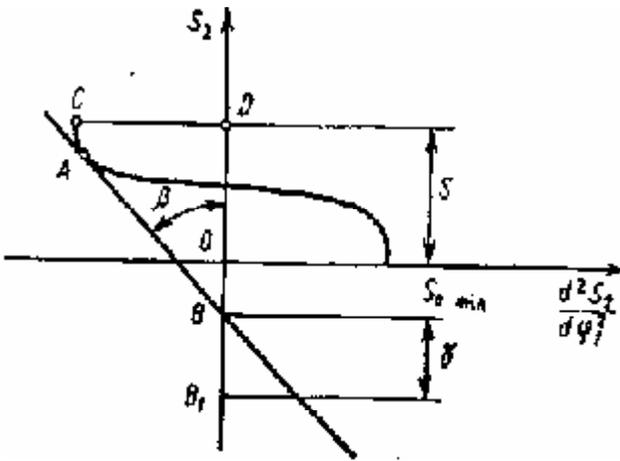


Рис. 5.8. Схема к определению минимального радиуса кулачка. Механизм с плоским толкателем

Рассмотрим механизм типа II (см. рис. 5.1б).

Порядок построения. В произвольном месте выбирается точка C_0 , из которой радиусом, равным длине толкателя, проводят дугу окружности. По хордам откладывают перемещения точки В. Полученные точки последовательно соединяют с точкой C_0 .

На этих прямых и на их продолжении откладываются отрезки кинематических отношений, посчитанные в масштабе μ_s^* по вышеприве-

денной формуле. Там, где отрезок имеет максимальное значение, восстанавливается перпендикуляр, и под углом $[\theta]$ проводится луч.

Если учитывать реверс, то второй луч проводят под углом $[\theta]$ через отрезок кинематических отношений, отложенный под углом в 90° по направлению реверса и имеющий максимальное значение. Центр кулачка будет в точке O_1^* :

$$r_o = O_1 B_o.$$

Если реверс не учитывать, то второй луч проводят через точку B_o под углом $[\theta]$. Центр кулачка будет в точке O_1^* :

$$r_o = O_1 \cdot B_o.$$

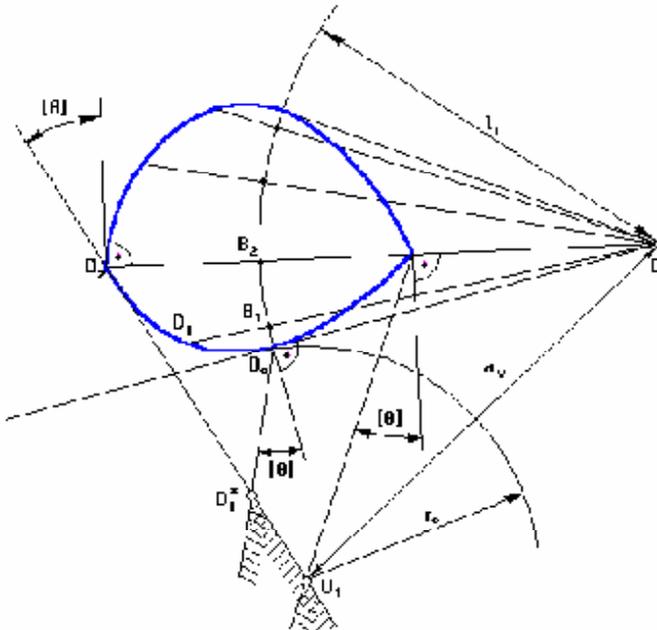


Рис. 5.9. Схема к определению минимального радиуса кулачка.
Механизм с качающимся толкателем

5.8. Метод обращения движения

Решение задачи кинематического синтеза кулачковых механизмов связано с определенными трудностями. Эта задача значительно упрощается, если при ее решении пользоваться так называемым методом обращения движения.

В применении к задаче кинематического синтеза кулачковых механизмов этот метод выражается в следующем виде: мысленно придаем всему механизму, т. е. кулачковой шайбе, толкателю и стойке, вращение вокруг центра вращения кулачка с угловой скоростью $(-\omega_k)$, равной, но противоположно направленной угловой скорости кулачка. Тогда угловая скорость кулачка становится равной $\omega_k + (-\omega_k) = 0$, т. е. кулачок как бы становится неподвижным. Толкатель, если он в прямом движении перемещался поступательно, помимо своего абсолютного движения приобретает вместе со своими неподвижными направляющими добавочное движение – вращение вокруг оси O_2 кулачка с угловой скоростью, равной $(-\omega_k)$. При этом, однако, относительное расположение толкателя и кулачка не нарушается.

5.9. Кинематический синтез кулачковых механизмов

Построение профиля кулачка

1. С поступательно движущимся толкателем (рис. 5.10.а)

Дано: $r_0 \min$; внеосность левая «е»; $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$; $\omega_k = \omega_1$; $s_B = f(\varphi_1)$.

Требуется построить профиль кулачка.

В обращенном движении кулачок вращается с угловой скоростью, Равной $\omega_1 + (-\omega_1) = 0$.

Порядок построения. На окружности радиусом $r = r_0$, проведенной в масштабе μ_1 , с левой стороны от оси O_1 на расстоянии e выбирается точка B_0 (пересечение оси толкателя, отстоящей на величину (e) от точки O_1 , с окружностью $r_{0 \min}$). Точку B_0 соединяют с центром O_1 . От полученного луча B_0O_1 в направлении $(-\omega_1)$ откладывают угол $\omega_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$ и проводят луч O_1B_{10} . Полученная дуга B_0B_{10} делится на 10 равных частей. В каждой из позиций 1, 2, ..., проводится положение оси толкателя в обращенном движении, при этом ось толкателя, перемещаясь в направлении $(-\omega_1)$, будет все время касаться окружности радиуса e , проведенной из центра O_1 с учетом масштаба μ_1 . В каждой из позиций от точек 1, 2, 3... откладывают перемещения t . В толкателя вдоль оси толкателя, взятые с графика перемещений с учетом соотношения масштабов μ_1 и μ_3 . Полученные точки 1*, 2*, 3*... соединяют плавной кривой и получают центровую, или теоретический, профиль. Для построения рабочего профиля необходимо знать радиус ролика толкателя. Если он не задан, то его выбирают из конструктивных соображений:

$$r_p = \left(\frac{1}{4} + \frac{1}{16} \right) r_{o \min}$$

Кроме того, радиус ролика должен быть таким, чтобы при построении профиля кулачка не было заострения в вершине кулачка. Выбрав радиус ролика, из любых точек теоретического профиля кулачка (чем чаще, тем лучше) проводят дуги окружности $r = r_p$ внутренним образом. Проведя огибающую к дугам, получают рабочий профиль кулачка. Если требуется построить профиль кулачка с поступательно движущимся толкателем и внеосностью $e = 0$, то порядок построения профиля будет таким же, только ось толкателя будет проходить через центр вращения кулачка O_1 .

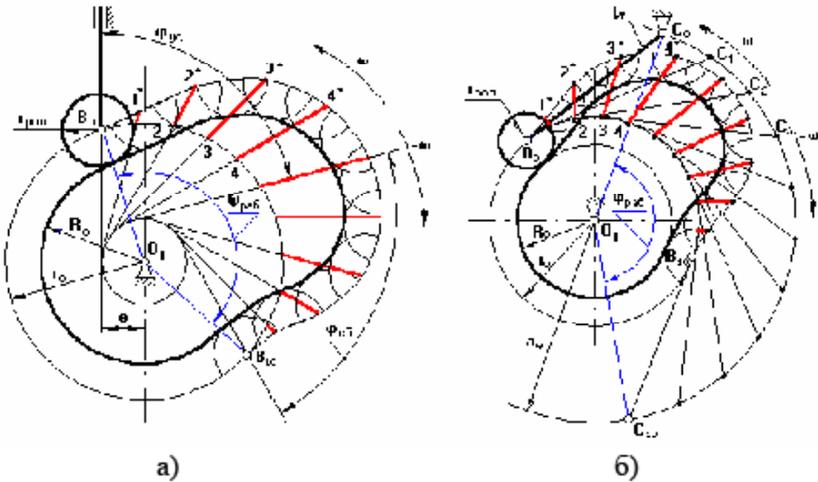


Рис. 5.10

2. С качающимся толкателем (рис. 5.10б)

Дано: $r_{o \min}$, ℓ_r , $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$, $\omega_k = \omega_1$, $s_B = f(\varphi_1)$, a_w (из чертежа для определения $r_{o \min}$).

Требуется построить профиль кулачка.

Порядок построения. В масштабе μ_1 проводятся окружности радиусами r_o и a_w . В произвольном месте окружности с $r = a_w$ выберем т. C_0 . Соединим точку C_0 с точкой O_1 . От полученного луча в направлении $(-\omega_1)$ отложим угол $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$, получим точку C_{10} . Дугу C_0C_{10} разделим на 10 равных частей (получим точки $C_1, C_2, C_3 \dots$ — положение оси

толкателя в обратном движении). Из полученных точек проводим окружности радиусом ℓ_r до пересечения с окружностью радиуса $r_{o \min}$. Из полученных точек 1, 2, 3... по хордам соответствующих дуг откладывают перемещения точки В толкателя, взятые с графика перемещения с учетом масштаба μ_1 . Полученные точки 1*, 2*, 3*, ..., соединяют плавной кривой – теоретический профиль кулачка. Радиусом ролика проводят дуги вовнутрь, и строят огибающую. Это и есть действительный профиль кулачка.

Библиографический список

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975.
2. Андриющенко, В.М. Математические таблицы для расчета зубчатых передач / В.М. Андриющенко. – М. : Машиностроение, 1974.
3. Кореняко, А.С. Курсовое проектирование по теории машин и механизмов / А.С. Кореняко, Л.И. Кременштейн, С.Д. Петровский. – Киев : Вища школа, 1970.
4. Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин : учеб. пособие для машиностроительных вузов / С.А. Попов ; под ред. К.В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1986.
5. Болотовская, Т.П. Справочник по геометрическому расчету зубчатых передач / Т.П. Болотовская [и др.]. – М. : Машгиз, 1963.
6. Кудрявцев, В.И. Планетарные передачи / В.И. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1977.
7. Ястребов, В.М. ТММ в авиации : учеб. пособие / В.М. Ястребов, М.Ф. Кричевер, А.П. Савинов. – Самара, 1993.

**Условные обозначения и единицы измерения основных параметров
теории механизмов и машин**

- a – ускорение линейное, м/сек².
 G – сила, Н, кН.
 g – ускорение свободного падения, м/сек².
 J – момент инерции тела, кг×м².
 K_v – коэффициент изменения средней скорости выходного звена.
 l – длина, м, мм.
 m – масса, кг.
 μ – масштабы длин, скоростей, ускорений.
 n – частота вращения, мин⁻¹ (об/мин); число подвижных звеньев.
 p – давление, Па; число кинематических пар.
 q – плотность материала, кг/м³.
 s – длина пути, перемещение, м.
 t – время, сек.
 v – скорость линейная, м/сек.
 W – число степеней свободы.
 ε – угловое ускорение, рад/сек².
 ω – угловая скорость, рад/сек.
 δ – коэффициент неравномерности движения механизма.

Образец оформления титульного листа

Федеральное агентство по образованию
Тольяттинский государственный университет
Кафедра «Механика и инженерная защита окружающей среды»

КУРСОВАЯ РАБОТА
по теме «Теория механизмов и машин»

Студент:
Группа:
Преподаватель:

Тольятти 200__

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО НАПИСАНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	5
Раздел 1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ.....	10
1.1. Классификация кинематических пар.....	10
1.2. Виды звеньев.....	11
1.3. Составление кинематических схем механизмов.....	11
1.4. Определение подвижности механизмов.....	13
Раздел 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ С НИЗШИМИ ПАРАМИ.....	14
Раздел 3. КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ (СИЛОВОЙ) АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА.....	25
3.1. Силы, действующие в механизмах.....	25
3.1. Общая методика силового расчета.....	27
Раздел 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.....	38
4.1. Общие сведения.....	38
4.2. Синтез передачи с $U_{(H)} < 0$ и двухвенцовыми сателлитами.....	42
4.3. Построение картины линейных и угловых скоростей.....	45
Раздел 5. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ.....	47
5.1. Типы кулачковых механизмов.....	47
5.2. Фазовые углы.....	48
5.3. Угол передачи движения.....	50
5.4. Выбор закона движения толкателя.....	51
5.5. Задача проектирования кулачковых механизмов.....	53
5.6. Графическое интегрирование.....	53

5.7. Динамический синтез кулачковых механизмов.....	55
5.8. Метод обращения движения.....	58
5.9. Кинематический синтез кулачковых механизмов.....	59
Библиографический список.....	62
Приложения.....	63

Учебное издание

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта
для студентов технических специальностей
всех форм обучения

Составители:

Анна Александровна *Балахнина*,
Эльвира Николаевна *Хенкина*

Редактор *З.М. Малявина*
Вёрстка: *Л.В. Сызганцева*
Дизайн обложки: *Г.В. Карасева*

Подписано в печать 01.12.2008. Формат 60×84/16.
Печать оперативная. Усл. п. л. 4,2. Уч.-изд. л. 3,9.
Тираж 500 экз. Заказ № 1-135-08.

Тольяттинский государственный университет
445667, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14

12-89