

СТАУ: 6(У)
Я 854

САМАРСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ
имени академика
С. П. КОРОЛЕВА

2317

В. М. Ястребов

М. Ф. Кричевер

А. П. Савинов

Т М М

В АВИАСТРОЕНИИ

САМАРА
1993

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПО ВЫСШЕМУ ОБРАЗОВАНИЮ

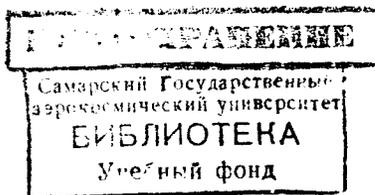
САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

В. М. Ястребов, М. Ф. Кричевер, А. П. Савинов

ТММ В АВИАСТРОЕНИИ

Учебное пособие

Издание второе, переработанное



САМАРА 1993 (2005)

УДК 621.01

ТММ в авиационии: Учеб. пособие/В. М. Ястребов, М. Ф. Кричевер, А. П. Савинов; Самар. гос. аэрокосмич. ун-т. Самара, 1993. 77 с. ISBN 5—230—16949—4

Излагаются требования, предъявляемые к проекту по ТММ применительно к авиационии. В качестве примеров приведены анализ и динамическое исследование шасси самолетов, механизмов двигателей и других механизмов авиационной техники. Рассмотрены особенности проектирования авиационных многосателлитных планетарных передач.

Предназначено для студентов машиностроительных специальностей вузов.

Табл. 10. Ил. 30. Библиогр.: 7 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва

Рецензенты: Е. М. Маркушин, каф. «Механика»
Самар. ин-та инж. ж.-д. трансп.

1. СОДЕРЖАНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЕКТА

1.1. СОДЕРЖАНИЕ ПРОЕКТА

Проект состоит из графической части в объеме 4 листов, расчетно-пояснительной записки, оформленной по ГОСТ 2.105—79, и содержит следующие разделы.

Раздел 1. Синтез и кинематическое исследование рычажного механизма (лист 1)

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 положений входного звена в случае циклических механизмов и для 7 положений в случае нециклических (шасси), 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. Определяются масштабы диаграмм.

9. Определяются скорости и ускорения ведомого звена аналитическим способом на ЭВМ, результаты заносятся в таблицу сравнения. Оценивается погрешность.

Раздел 2. Кинестатический (силовой) расчет механизма (лист 2)

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. Определяется для каждого звена результирующая сила инерции по величине, направлению и точке приложения.

4. Определяются реакции в кинематических парах методом планов сил, уравновешивающая сила и ее момент.

5. С помощью рычага Жуковского определяется уравновешивающая сила и производится сравнение результатов расчета двумя методами с оценкой относительной погрешности. Погрешность не должна превышать 5%.

6. Определяются потери мощности на трение в кинематических парах.

Раздел 3. Синтез зубчатой передачи (лист 3)

Порядок выполнения:

1. Определяется общее передаточное отношение и производится разбивка его по ступеням.

2. Производится подбор чисел зубьев планетарной и простой ступени редуктора по полученным передаточным отношениям.

3. Строятся план скоростей и картина угловых скоростей редуктора.

4. Производится геометрический расчет зубчатой пары простой передачи по заданному межцентровому расстоянию и модулю с использованием таблиц [1]. Коэффициенты смещения выбираются с помощью блокирующих контуров [2] или по заданным условиям.

5. Вычерчивается картина зацепления с выделением рабочих участков линии зацепления и профилей зубьев. Строится график удельных скольжений.

6. Приводится схема замера по общей нормали.

7. На чертеже помещается таблица с основными параметрами зацепления в соответствии с ГОСТ 2.403—75 и ГОСТ 2.405—75.

Раздел 4. Синтез кулачкового механизма (лист 4)

Порядок выполнения:

1. Строится циклограмма и определяются фазовые углы: удаления, дальнего стояния и возвращения.
2. Аналитическим 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.

1.2. ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЕКТА

Согласно ГОСТ 2. 105—79 расчетно-пояснительная записка должна содержать:

1. Титульный лист (см. прил. 1).
 2. Реферат по ГОСТ 7.9—77 (см. прил. 2).
 3. Исходные данные из задания на проект и схему.
 4. Содержание.
 5. Перечень сокращений, символов.
 6. Раздел 1. Синтез и кинематическое исследование рычажного механизма.
 7. Раздел 2. Кинестатический расчет механизма.
 8. Раздел 3. Синтез зубчатой передачи.
 9. Раздел 4. Синтез кулачкового механизма.
 10. Список использованных источников.
- Разделы следует делить на подразделы.
Например, в разд. 1 могут быть подразделы:
- 1.1. Синтез по коэффициенту изменения скорости хода.
 - 1.2. Структурный анализ.
 - 1.3. Построение планов скоростей и ускорений.
 - 1.4. Построение диаграмм.
 - 1.5. Сравнение данных, полученных из планов и диаграмм, выводы.

Записка должна сопровождаться иллюстрациями, обозначаемыми рис. 1.1, рис. 2.1 и т. д., со ссылками на них в тексте.

При выполнении вычислений следует исходить из практически необходимой точности.

Записка должна быть аккуратно оформлена на листах формата А4 (297×210) и переплетена. Первой страницей является титульный лист, второй — реферат и т. д. Номера страниц проставляются в правом верхнем углу (кроме титульного листа).

Графическая часть проекта выполняется карандашом на 4—5 листах формата А1 (594×841). 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 располагают основную надпись формата 55×185 (рис. 1.1).

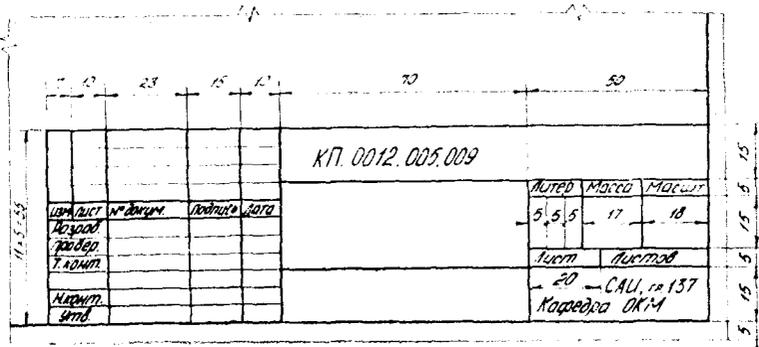


Рис. 1.1. Основная надпись

2. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ С НИЗШИМИ ПАРАМИ

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

Структурное и кинематическое исследование состоит в решении следующих задач:

1. Определение класса механизма, т. е. выяснение, из каких структурных групп состоит механизм и в какой последователь-

ности эти группы присоединяются к исходному механизму I класса.

2. Определение перемещений звеньев и траекторий, описываемых точками звеньев.

3. Определение скоростей отдельных точек звеньев и угловых скоростей звеньев.

4. Определение ускорений отдельных точек звеньев и угловых ускорений звеньев.

Пример 1. Дана схема (рис. 2.1), длины звеньев $l_{O_1A} = 0,1$ м, $l_{AB} = 0,28$ м, $l_{BO_3} = 0,24$ м, $l_{CO_3} = 0,18$ м, $l_{CD} = 0,28$ м, $n_1 = 400$ об/мин. Исследование механизма производится в 10-м положении.

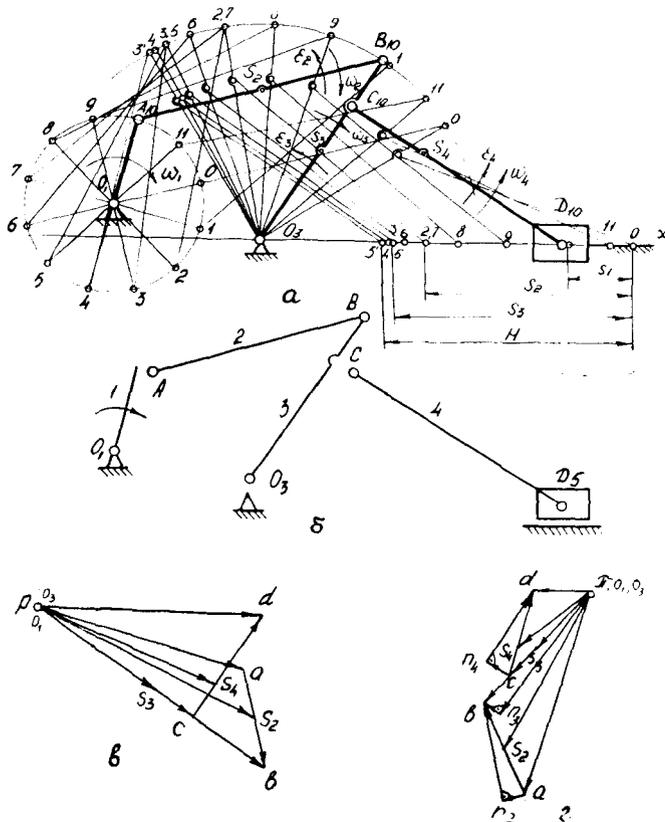


Рис. 2.1. Кинематическое исследование рычажного механизма методом планов: а — кинематическая схема; б — группы Ассура; в — план скоростей; г — план ускорений

Порядок расчета:

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

$$\mu_l = \frac{l_{O_1A}}{O_1A} = \frac{0,1}{50} = 0,002 \text{ м/мм}, \quad (2.1)$$

где $l_{O_1A} = 0,1 \text{ м}$ — истинная длина звена;

$O_1A = 50 \text{ мм}$ — длина звена на чертеже.

2. В этом масштабе вычерчиваем планы механизма (рис. 2.1,а), в 12 или 7 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:

$$AB = \frac{l_{1B}}{\mu_l} = \frac{0,28}{0,002} = 140 \text{ мм}; \quad O_3C = \frac{l_{O_3C}}{\mu_l} = \frac{0,18}{0,002} = 90 \text{ мм}$$

и так далее.

Для того, чтобы найти правое крайнее положение механизма, нужно из точки O_1 отрезком длиной $O_1A + AB$ сделать засечку на дуге радиуса 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 представляет собой кинематическую цепь с тем же числом

степеней свободы, что и исходный механизм. Поэтому разложение необходимо начать с попытки отделения групп 2-го класса (двухповодковых). В случае неудачи следует выделить группу 3-го класса или 4-го класса.

На рис. 2.1,6 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 Ассуря 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 Ассуря-Артоболовского 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 Ассуря отдельно, согласно формуле строения.

Рассмотрим построение кинематических диаграмм. По найденным на планах механизма (рис. 2.1,а) положениям ведомого звена 5 вычерчиваем график перемещения ползуна D (рис. 2.2,а), 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

$$T = 60 / n_{O_1A}. \quad (2.2)$$

Это время рекомендуется изображать на оси абсцисс отрезком $x = 0-12=120\dots180$ мм; тогда масштаб времени, с/мм

$$\mu_t = T/x. \quad (2.3)$$

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. 2.2,б):

1. Проводим секущие (хорды) Oa, ab, bc, cd, dj 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 т. д., параллельные секущим Oa, ab, bc, cd и т. д., до пересечения с осью ординат.

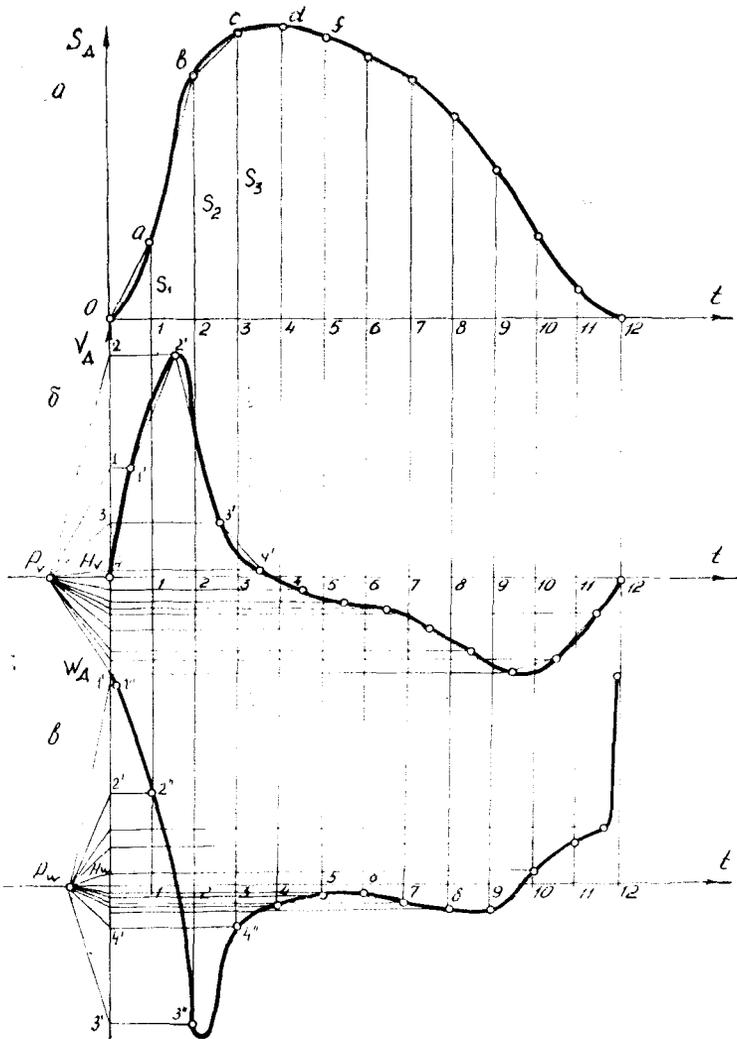


Рис. 2.2. Кинематические диаграммы

3. Из точек пересечения $1, 2, 3$ и т. д. проводим горизонталы до пересечения с вертикальными прямыми, проведенными из середины $0-1, 1-2$ 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, $\text{мс}^{-1}/\text{мм}$,

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_v} \quad (2.4)$$

где 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. 2.2,в), 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, $\text{мс}^{-2}/\text{мм}$, определяется по формуле

$$\mu_w = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_w} \quad (2.5)$$

Рассмотрим построение плана скоростей для 10-го положения (рис. 2.1,в). Начинаем с первой группы Ассура 2_{21} .

Величина скорости точки A , м/с, перпендикулярной кривошипу O_1A , определяется по формуле

$$V_A = \omega_1 l_{O_1A}, \quad (2.6)$$

где ω_1 — угловая скорость звена I,

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 400}{30} = 41,9 \text{ рад/с.}$$

Тогда $V_A = 41,9 \cdot 0,1 = 4,19 \text{ м/с.}$

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. Подчеркнем их двумя чертами.

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

$$\underline{V}_B = \underline{V}_A + \underline{V}_{B/A}; \quad (2.7)$$

$$\underline{V}_B = \underline{V}_{O_3} + \underline{V}_{B/O_3}. \quad (2.8)$$

Векторы относительных скоростей \underline{V}_{BA} и \underline{V}_{BO_3} известны только по направлению. Подчеркнем их одной чертой. Вектор относительной скорости \underline{V}_{BA} перпендикулярен звену AB , а вектор \underline{V}_{BO_3} — звену O_3B .

Для построения плана скоростей выбираем на плоскости произвольную точку p — полюс плана скоростей, который является началом плана скоростей. Из полюса откладываем отрезок \overline{pa} , изображающий на плане скоростей вектор скорости \underline{V}_A . Он перпендикулярен звену O_1A .

Тогда масштаб плана скоростей, $\text{мс}^{-1}/\text{мм}$

$$\mu_v = V_A / \overline{pa}. \quad (2.9)$$

В соответствии с векторным уравнением (2.7) на плане скоростей проводим через точку a прямую, перпендикулярную звену AB . Это есть линия вектора \underline{V}_{BA} . В соответствии с векторным равенством (2.8) проводим через точку O_3 на плане скоростей прямую, перпендикулярную звену O_3B . Это будет линия вектора \underline{V}_{BO_3} . Точка b пересечения этих двух прямых и будет определять конец вектора, изображающего на плане скоростей вектор \underline{V}_B . Чтобы определить истинную величину любого из векторов в м/с, надо его длину умножить на масштаб плана скоростей. Например,

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

Для определения скорости точки C 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 \overline{pb} плана скоростей разделим в отношении $O_3B : O_3C$, т. е. $O_3B : O_3C = \overline{pb} : \overline{pc}$.

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

Величина скорости точки C , м/с

$$V_C = \overline{pc} \cdot \mu_2.$$

Перейдем к группе 2₂₂ (звенья 4 и 5). Для определения скорости точки D напишем векторное уравнение

$$\frac{\overline{V_D}}{\perp x} = \overline{V_C} + \frac{\overline{V_{DC}}}{\perp DC}. \quad (2.10)$$

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

$$V_D = pd \cdot \mu_2.$$

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

$$\omega_2 = \frac{V_{B1}}{l_{B1}} = \frac{\overline{ba} \cdot \mu_2}{BA \cdot \mu_1}. \quad (2.11)$$

Чтобы определить направление угловой скорости ω_2 , следует вектор относительной скорости $\overline{V_{B1}}$ перенести в точку B механизма, а точку A мысленно закрепить. Тогда вектор $\overline{V_{B1}}$ будет стремиться вращать звено 2 по ходу часовой стрелки. Это и будет направление угловой скорости ω_2 .

Остальные угловые скорости:

$$\omega_3 = \frac{V_{BO3}}{l_{BO3}} = \frac{\overline{pb} \cdot \mu_2}{BO_3 \cdot \mu_1}; \quad (2.12)$$

$$\omega_4 = \frac{V_{DC}}{l_{DC}} = \frac{\overline{dc} \cdot \mu_2}{DC \cdot \mu_1}. \quad (2.13)$$

ω_3 направлена по часовой стрелке, ω_4 — против.

Рассмотрим построение плана ускорений. Для группы Ассура 2₂₁ (звенья 2, 3) ускорение точки A , м/с², можно определить по величине и направлению. Так как $\omega_1 = \text{const}$, то

$$W_A = W_{A O_1} = \omega_1^2 \cdot l_{O_1 A}. \quad (2.14)$$

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. 2.1, г). Из полюса откладываем отрезок $\pi \bar{a}$, изображающий на плане ускорений вектор ускорений точки A \bar{W}_A . Ускорение \bar{W}_A направлено вдоль звена O_1A от точки A к точке O_1 (к центру вращения звена l). Тогда масштаб плана ускорений, $\text{мс}^{-2}/\text{мм}$,

$$\mu_w = \bar{W}_A / \pi \bar{a}. \quad (2.15)$$

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

$$\bar{W}_B = \underbrace{\bar{W}_A}_{\parallel O_1A} + \underbrace{\bar{W}_{BA}^n}_{\perp BA} + \underbrace{\bar{W}_{BA}^c}_{\parallel BA}, \quad (2.16)$$

от $B \rightarrow A$

$$\bar{W}_B = \underbrace{\bar{W}_{O_3}^c}_{\parallel O_3B} + \underbrace{\bar{W}_{BO_3}^n}_{\perp BO_3} + \underbrace{\bar{W}_{BO_3}^c}_{\parallel BO_3}, \quad (2.17)$$

от $B \rightarrow O_3$

Нормальные ускорения можно определить по величине и направлению. Величина вектора

$$W_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}} = \frac{(\bar{ab} \cdot \mu_v)^2}{BA \cdot \mu_l}. \quad (2.18)$$

Вектор W_{BA}^n направлен вдоль звена AB от точки B к точке A (к центру относительного вращения).

Величина вектора W_{BO_3} определяется по формуле

$$W_{BO_3}^n = \frac{V_{BO_3}^2}{l_{BO_3}} = \frac{(\bar{pb} \cdot \mu_v)^2}{BO_3 \cdot \mu_l}. \quad (2.19)$$

Вектор W_{BA}^n направлен вдоль звена BA от точки B к точке A к O_3 , как к центру вращения.

Тангенциальные ускорения не известны по величине, но известны по направлению.

Из конца a вектора \bar{W}_A , ускорения точки A проводим прямую, параллельную звену AB — вектор нормального ускорения точки B относительно точки A (W_{BA}^n), масштабная величина которого $\bar{an}_2 = W_{BA}^n / \mu_w$, измеряется в миллиметрах.

Через точку n_2 проводим направление вектора W_{BA}^c перпендикулярно звену BA . Затем строим сумму векторов правой части векторного уравнения (2.17). Для этого проводим из полюса параллельно звену O_3B вектор $W_{BO_3}^c$. Его масштабная величина на плане ускорений $\pi n_3 = W_{BO_3}^c / \mu_w$. Затем через

точку n_3 перпендикулярно звену O_3B проводим вектор тангенциального ускорения $\overline{W}^{\tau_{BO_3}}$. Пересечение векторов $\overline{W}^{\tau_{BO_3}}$ и $\overline{W}^{\tau_{BA}}$ определит точку b . Вектор $\overline{n_3b}$ выражает ускорение \overline{W}_{BA} , а вектор $\overline{n_3b}$ выражает ускорение $\overline{W}^{\tau_{BO_3}}$. Если соединить точку a с точкой b на плане ускорений, то вектор \overline{ab} выразит полное относительное ускорение \overline{W}_{BA} , так как является геометрической суммой векторов $\overline{W}^{\tau_{BA}}$ и $\overline{W}^{\tau_{BO_3}}$. Подобно этому вектор $\overline{o_3b}$ на плане ускорений представляет масштабное выражение вектора полного относительного ускорения \overline{W}_{BO_3} . И, наконец, вектор $\overline{\pi b}$ выражает на плане ускорений вектор абсолютного ускорения точки B .

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

$$\overline{\pi c} = (\overline{O_3C}/\overline{BO_3})\overline{\pi b}.$$

Тогда $W_c = \overline{\pi c} \cdot \mu_{\overline{W}}$.

Для определения ускорения точки D напишем векторное уравнение

$$\overline{W}_D = \overline{W}_C + \overline{W}_{DC} + \overline{W}_{\xi D} \quad (2.20)$$

Рассмотрим векторы, входящие в данное уравнение. Вектор \overline{W}_C мы определили ранее. Величина вектора \overline{W}^n_{DC} , м/с^2 , определяется по формуле

$$W^n_{DC} = V^2_{DC}/l_{DC}, \quad (2.21)$$

а остальные векторы известны только по направлению.

Достраиваем план ускорений. Из точки c параллельно звену DC проводим вектор \overline{W}^n_{DC} , масштабная величина которого, мм, на плане ускорений равна $cn_1 = W^n_{DC}/\mu_{\overline{W}}$.

Через точку n_4 перпендикулярно звену CD проводим вектор $\overline{W}^{\tau_{DC}}$, а через точку π параллельно направляющей — вектор \overline{W}_D . На пересечении векторов $\overline{W}^{\tau_{DC}}$ и \overline{W}_D получим точку d , которая определит их величины. Полученный вектор $\overline{n_4d}$ на плане ускорений выражает в масштабе ускорение $\overline{W}^{\tau_{DC}}$, а вектор $\overline{\pi d}$ является изображением вектора ускорения \overline{W}_D . Если соединить точку c с точкой d , то вектор \overline{cd} будет изображать полное относительное ускорение \overline{W}_{DC} .

Определим угловое ускорение. Ведущее звено 1 вращается с постоянной угловой скоростью. Поэтому его угловое ускорение $\epsilon_1 = 0$.

Угловое ускорение звена 2 , с^{-2} , равно величине тангенциального (касательного) ускорения $\overline{W}^{\tau_{B1}}$, деленной на длину зве-

на AB , т. е.

$$\varepsilon_2 = \frac{W^{\tau}_{BA}}{l_{BA}} = \frac{\overline{n_2 b \cdot \mu_{\omega}}}{l_{BA}}. \quad (2.22)$$

Чтобы определить направление углового ускорения ε_2 , вектор относительного ускорения $\overline{W^{\tau}_{BA}}$ следует перенести с плана ускорений в точку B механизма, а точку A мысленно закрепить. Тогда вектор $\overline{W^{\tau}_{BA}}$ будет стремиться вращать звено 2 против хода часовой стрелки. Это и будет направление ε_2 . Вектор ε_2 будет направлен перпендикулярно плоскости движения звена AB так, чтобы с конца вектора ε_2 направление вращения вектора $\overline{W^{\tau}_{BA}}$ относительно точки A было против хода часовой стрелки.

Подобным образом находим угловые ускорения остальных звеньев:

$$\varepsilon_3 = \frac{W^{\tau}_{BO3}}{l_{BO3}} = \frac{\overline{n_3 b \cdot \mu_{\omega}}}{l_{BO3}}; \quad (2.23)$$

$$\varepsilon_4 = \frac{W^{\tau}_{DC}}{l_{DC}} = \frac{\overline{n_4 d \cdot \mu_{\omega}}}{l_{DC}}. \quad (2.24)$$

ε_3 и ε_4 направлены против хода часовой стрелки.

Пример 2. Рассмотрим построение планов скоростей и ускорений механизма шасси самолета с ведущим шатуном 2 (рис. 2.3). Относительная скорость шатуна $\overline{V^r} = \text{const}$.

Векторное уравнение имеет вид

$$\overline{V}_{A1} = \overline{V}_{A2} + \overline{V}_{11A2}. \quad (2.25)$$

Так как $\overline{V}_{A1} = 0$, то

$$\overline{V}_{A2} = \overline{V}_{A2A1} = \overline{V^r}; \quad \overline{V}_{A2} = \overline{V}_{A2B} + \overline{V}_{B2A1} \quad (2.26)$$

Скорость точки C определяется по теореме подобия.

Скорость точки D найдется из выражения

$$\frac{\overline{V}_D}{\perp O_2D} = \frac{\overline{V}_C}{\perp O_2C} + \frac{\overline{V}_{DC}}{\perp DC}. \quad (2.27)$$

Векторные уравнения для плана ускорений имеют вид

$$\overline{W}_{A1} = \overline{W}_{A2} + \overline{w}_{A1A2} + \overline{W}_{A2A1}; \quad (2.28)$$

$$\overline{w}_{A1A2} = 2\omega_2 \overline{V}_{A1A2}; \quad (2.29)$$

$$\overline{W}_{A2} = \overline{W}_B + \frac{\overline{W}_{A2B}}{\perp AB} + \frac{\overline{W}_{A2B}}{\perp AB} \quad (2.30)$$

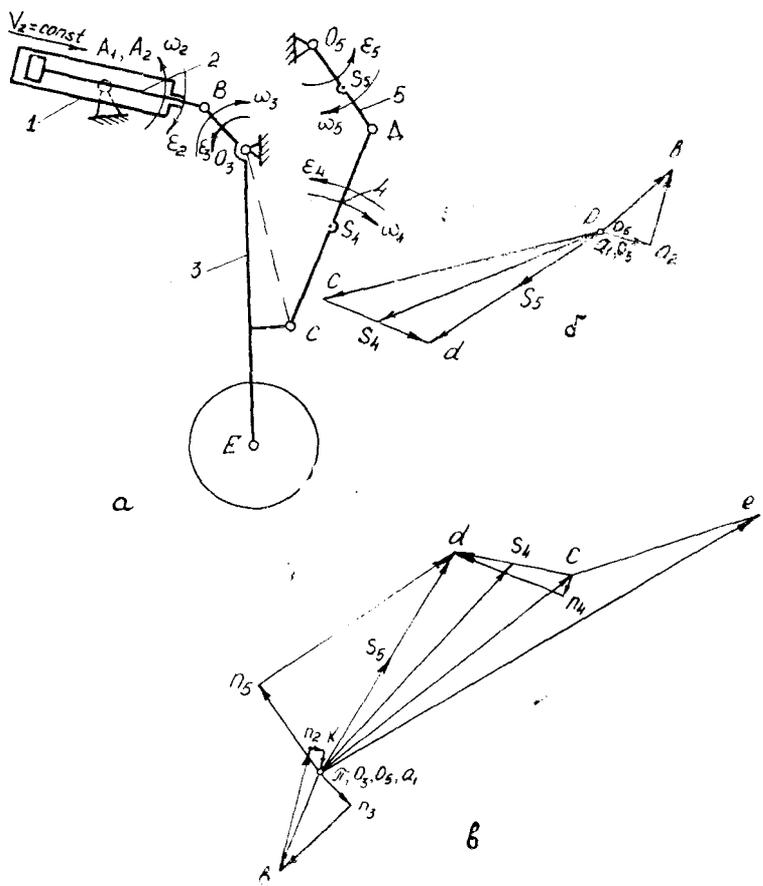


Рис. 2.3. Кинематическое исследование механизма шасси методом планов: а — кинематическая схема; б — план скоростей; в — план ускорений

Тогда окончательно

$$\frac{\overline{W}_{AO_3}^n}{\perp BO_3} + \frac{\overline{W}_{AO_3}^r}{\perp BO_3} + \frac{\overline{W}_{A_2B}^r}{\perp AB} + \frac{\overline{W}_{A_2B}^n}{\parallel AB} + \frac{\overline{W}_{A_1A_2}^k}{\perp AB} = 0. \quad (2.31)$$

Ускорение точки D определяется по теореме подобия:

$$\overline{W}_D = \overline{W}_C + \frac{\overline{W}_{DC}^n}{\parallel DC} + \frac{\overline{W}_{DC}^r}{\perp DC}; \quad (2.32)$$

$$\overline{W}_D = \overline{W}_{D_1} + \frac{\overline{W}_{D_1D_2}^n}{\parallel D_1D_2} + \frac{\overline{W}_{D_1D_2}^r}{\perp D_1D_2}. \quad (2.33)$$

В качестве третьего примера рассмотрим построение планов скоростей и ускорений кулисного механизма (рис. 2.4):

$$\overline{V}_{A_1} = \omega_1 \rho_{O_1A}; \quad (2.34)$$

$$\overline{V}_{A_1} = \frac{\overline{V}_{A_3A_1}}{\perp O_3A} + \frac{\overline{V}_{A_1A_3}}{\parallel O_3A}$$

$$W_{A_1A_3}^k = 2 \omega_3 V_{A_1A_3}; \quad (2.35)$$

$$\frac{\overline{W}_{A_1}^n}{\parallel O_3A} = \frac{\overline{W}_{A_3O_3}^n}{\parallel O_3A} + \frac{\overline{W}_{A_3O_3}^r}{\perp O_3A} + \frac{\overline{W}_{A_1A_3}^z}{\parallel O_3A} + \frac{\overline{W}_{A_1A_3}^k}{\perp O_3A} \quad (2.36)$$

Скорость и ускорение точки B определяются по теореме подобия.

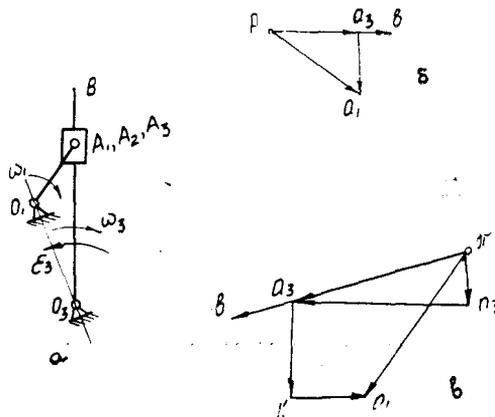


Рис. 2.4. Кинематическое исследование кулисного механизма методом планов: a — кинематическая схема; b — план скоростей; v — план ускорений

3. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Кулачковыми называются механизмы, в состав которых входят высшие кинематические пары, причём одно из звеньев совершает возвратное движение. Применяются они в тех случаях, когда перемещение, скорость и ускорение звена должны изменяться по заранее заданному закону, и, в частности, в тех случаях, когда ведомое звено должно временно останавливаться при непрерывном движении ведущего звена. Профиль кулачка является своеобразной программой работы приводимых им в движение механизмов, что и определило чрезвычайно широкое применение кулачковых механизмов в самых разнообразных машинах, в том числе в машинах-автоматах.

К достоинствам кулачковых механизмов можно отнести:

возможность воспроизведения почти любого закона движения ведомого звена путем соответствующего профилирования кулачка;

возможность получения малых габаритов механизма;

простоту выполнения согласованной работы нескольких механизмов в машинах-автоматах.

Недостатками кулачковых механизмов являются значительные удельные давления в зоне контакта высшей пары и, как следствие, повышенный износ трущихся поверхностей и уменьшение долговечности механизмов.

3.2. НЕКОТОРЫЕ ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ВЕДОМОГО ЗВЕНА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОСТОЯННЫХ ИНТЕГРИРОВАНИЯ

Кулачковые механизмы в зависимости от закона движения могут работать с жесткими или мягкими ударами, либо без ударов (табл. 3.1).

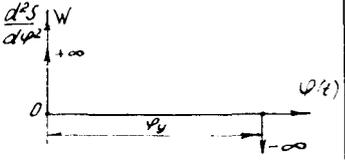
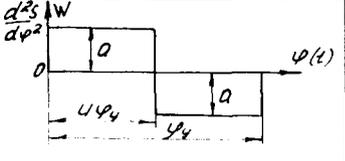
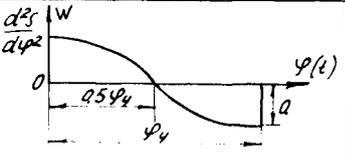
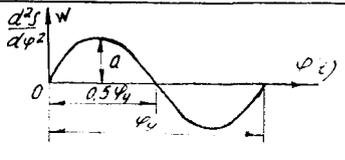
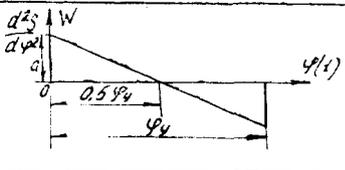
Для того, чтобы кулачковые механизмы не испытывали жестких ударов, необходимо выполнить в начале удаления толкателя следующие начальные условия:

при $\varphi = 0$ $dS/d\varphi = 0$ и $S = 0$.

Начальные и конечные условия дают возможность определить постоянные интегрирования функции аналогов ускорения $d^2 S/d\varphi^2 = f(\varphi)$ и постоянную величину a функции $d^2 S/d\varphi^2$, которая зависит от величины хода h , угла поворота кулачка за время удаления толкателя от центра кулачка φ_0 и коэффициента u .

В курсовом проекте для закона 2 принято $u = 0,5$.

Таблица 3.1

Применяемые законы движения на участке цолинения	График ускорения или его интеграла	Характеристики закона
1. Постоянная скорость $v = \text{const}$, $\frac{ds}{dt} = v$		Жесткие удары
2. Постоянное ускорение $\frac{d^2s}{dt^2} = \pm a$		Мягкие удары
3. Закон косинусов $\frac{d^2s}{dt^2} = a \cos \frac{\pi}{\varphi_4} \cdot \varphi$		Мягкие удары
4. Закон синусоиды $\frac{d^2s}{dt^2} = a \sin \frac{2\pi}{\varphi_4} \cdot \varphi$		Удары отсутствуют
5. Равнотривающее ускорение $\frac{d^2s}{dt^2} = a \left(1 - \frac{\varphi}{0.5\varphi_4}\right)$		Мягкие удары

Основные законы движения толкателя

Конечные условия для законов 3, 4, 5, приведенные в табл. 3.1, следующие:

$$\text{при } \varphi = \varphi_y \quad S = h,$$

а для закона 2 ввиду симметричности графиков аналогов скоростей

$$\text{при } \varphi = 0,5 \varphi_y \quad S = 0,5 h.$$

3.3. ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Пример 1. Проектирование кулачкового механизма с поступательно движущимся роликовым толкателем (рис. 3.1).

Задан закон 2 движения ведомого звена по табл. 3.1.

Фазовые углы поворота: $\varphi_y = 90^\circ$, $\varphi_d = 30^\circ$, $\varphi_b = 60^\circ$.

Ход толкателя $h = 0,06$ м и допустимый угол давления $\alpha_{\text{доп}} = 30^\circ$. Кулачок вращается по часовой стрелке.

Проектирование начнем с построения диаграммы аналогов ускорений $d^2 S/d\varphi^2 = j(\varphi)$ (рис. 3.2). Для этого путем интегрирования найдем выражения максимальных аналогов ускорений $a_{y(b)}$ и скоростей $b_{y(b)}$.

Для данного закона движения определим максимальное значение аналогов ускорений на фазах удаления и возвращения:

$$a_y = \frac{4h}{\varphi_y^2} = \frac{4 \cdot 0,06}{(\pi/2)^2} = 0,097 \text{ м}; \quad a_b = \frac{4h}{\varphi_b^2} = \frac{4 \cdot 0,06}{(\pi/3)^2} = 0,222 \text{ м}.$$

Определим масштаб по оси абсцисс (ось φ):

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_b}{\alpha} = \frac{\pi}{180} = 0,017 \text{ рад/мм},$$

$$\text{где } \varphi_p = \varphi_y + \varphi_d + \varphi_b = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{6} + \frac{\pi}{3} = \pi \text{ рад}.$$

\bar{x} — произвольно выбранный отрезок, пропорциональный углу φ_p , в мм.

Отрезок x делим на части, пропорциональные углам φ_y , φ_d и φ_b . Выберем масштаб по оси ординат $d^2 S/d\varphi^2$. Для этого примем $\bar{a}_y = 15$ мм.

$$\text{Получим масштаб } \mu_{d^2 S} = \frac{a_y}{\bar{a}_y} = \frac{0,097}{15} = 0,0064 \text{ м/мм}.$$

$$\text{Тогда } \bar{a}_b = \frac{a_b}{\mu_{d^2 S}} = \frac{0,222}{0,0064} = 34,4 \text{ мм}.$$

Построение диаграммы аналога ускорений ясно из рис. 3.2.

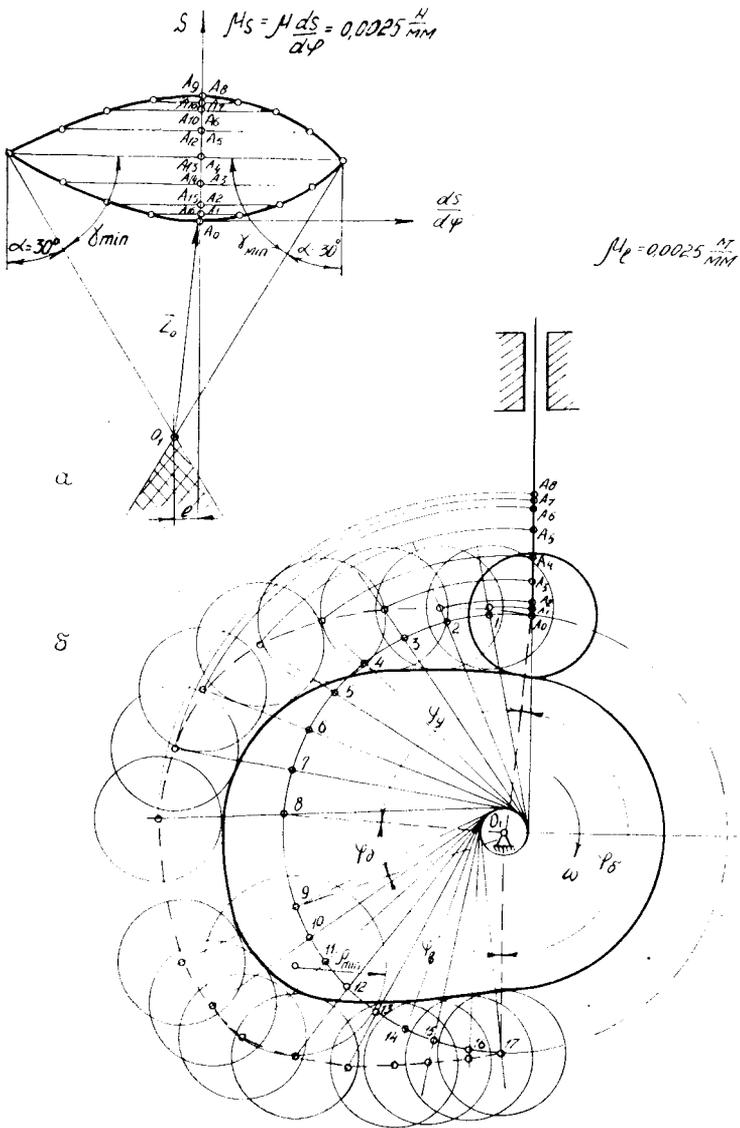


Рис. 3.1. Проектирование кулачкового механизма с роликовым толкателем: а — диаграмма $S=S(dS/d\varphi)$; б — построение профиля кулачка

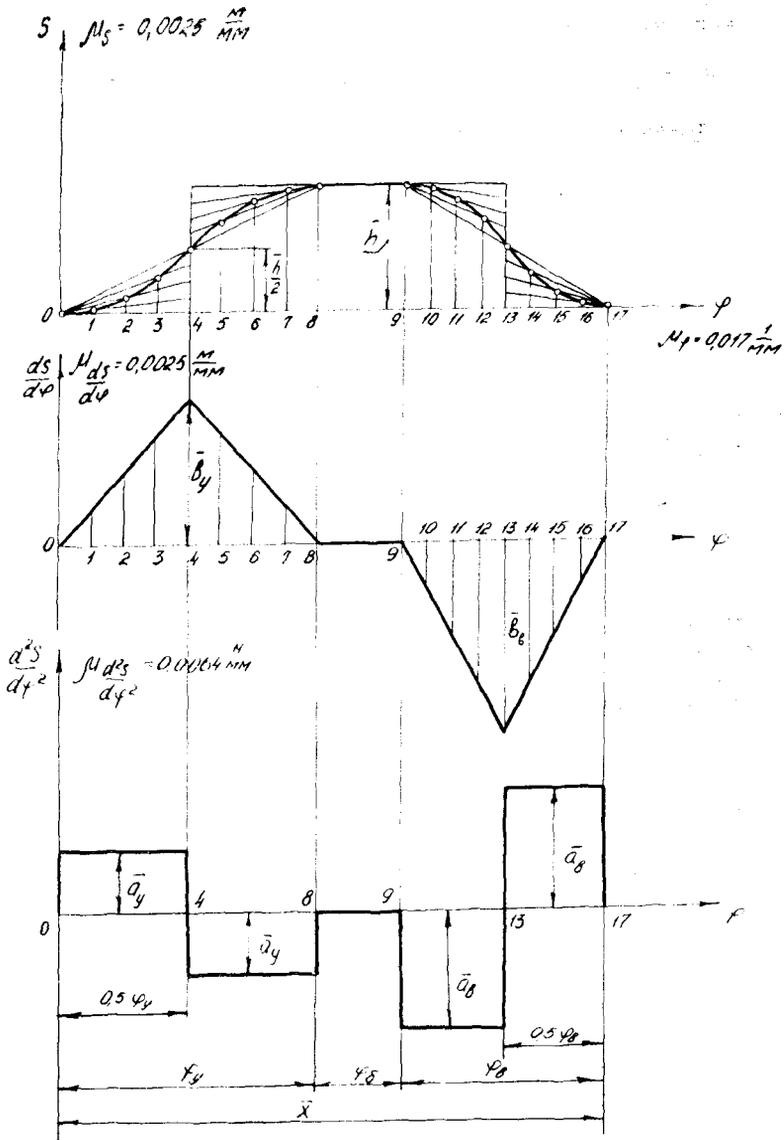


Рис. 3.2. Кинематические диаграммы движения толкателя с постоянным ускорением

Для построения диаграммы аналога скоростей найдем значения максимальных аналогов скоростей:

$$b_y = \frac{2h}{\varphi_y} = \frac{2 \cdot 0,06}{\pi/2} = 0,076 \text{ м}; \quad b_b = \frac{2h}{\varphi_b} = \frac{2 \cdot 0,06}{\pi/3} = 0,115 \text{ м}.$$

Выберем масштаб по оси ординат:

$$\mu_{SP} = \frac{b_y}{\bar{b}_y} = \frac{0,076}{30} = 0,0025 \text{ м/мм}.$$

$$\text{Тогда } \bar{b}_b = \frac{b_b}{\mu_{dS}} = \frac{0,115}{0,0025} = 46 \text{ мм}.$$

Построение диаграммы ясно на рис. 3.2.

Для построения графика перемещений в конце отрезков $0,5\bar{h}$ и h в масштабе

$$\mu_s = \mu \frac{dS}{d\varphi} = 0,0025 \text{ м/мм}.$$

$$\text{Тогда } \bar{h} = \frac{h}{\mu_s} = \frac{0,06}{0,0025} = 24 \text{ мм}.$$

Кривые перемещений на участках φ_y и φ_b представляют собой две сопряженные параболы, которые строят графическим способом (рис. 3.2).

Определяем минимальный радиус профиля кулачка r_0 (рис. 3.1,а). Для этого строим диаграмму $S = S(dS/d\varphi)$ методом исключения угла поворота кулачка. Масштабы по осям координат должны быть одинаковыми.

По оси ординат откладываем положение S центра ролика A согласно диаграмме перемещений, а по оси абсцисс откладываем величины $dS/d\varphi$, взятые из графика аналогов скоростей, предварительно повернув их на 90° в сторону вращения кулачка. К диаграмме проведем две касательные справа и слева под заданным допустимым углом давления $\alpha_{\text{доп}} = 30^\circ$ ($\gamma_{\text{min}} = 60^\circ$).

Найдем точку их пересечения O_1 . Приняв эту точку за центр вращения кулачка, получим наименьший радиус теоретического (центрового) профиля кулачка $r_0 = O_1A_0 \cdot \mu_s$, при котором угол давления не выходит за допустимые пределы.

Расстояние от точки O_1 до направления движения толкателя равно смещению e .

Для построения теоретического профиля (рис. 3.1,б) проводим в выбранном масштабе окружность $r_0 = O_1A_0$ и окруж-

ность радиусом смещения e . Построение ведем в положении начала подъема толкателя, используя метод обращения движения.

1. Через нижнее положение острия толкателя A_0 проводим касательную в нужном направлении эксцентриситета к окружности смещения и на этой касательной откладываем перемещения $A_0A_1 = s_1$, $A_0A_2 = s_2$ и т. д., взятые с диаграммы перемещения (рис. 3.1). Получим ряд последовательных положений точки A (A_0, A_1, A_2 и т. д.).

2. Делим окружность радиуса r_0 на части, пропорциональные углам φ_y , φ_d , φ_v и φ_6 , отсчитываем от радиуса O_1A_0 в направлении, обратном вращению кулачка.

3. Дуги окружности r_0 соответствующие углам φ_y и φ_v , делим на n равных частей и через точки деления проводим касательные к окружности радиуса e .

4. Для построения теоретического профиля кулачка из центра O_1 через точки A_1, A_2 и т. д. проводим дуги до пересечения с соответствующими касательными.

5. Соединяя последовательно найденные точки пересечения, получим теоретический профиль.

6. Теоретический профиль на участках φ_d и φ_v очерчивается дугами окружности с центром в точке O_1 .

Определение радиуса ролика проводим методом проб, т. е. находим участок с наибольшей кривизной и описываем круг кривизны с радиусом ρ_{\min} . Радиус ролика определяется так: $r_{\text{рол}} \leq 0,7\rho_{\min}$ или $r_{\text{рол}} \leq 0,4r_0$. Из этих двух величин берем наименьшую. Последнее условие связано с прочностью кулачка. В нашем примере принимаем $r_{\text{рол}} \leq 0,7\rho_{\min} = 0,04$ м. Для построения конструктивного (рабочего) профиля кулачка из произвольных точек центрального профиля проводим окружности радиусом $r_{\text{рол}}$ и строим их огибающую.

Пример 2. Проектирование кулачкового механизма с поступательно движущимся плоским толкателем (рис. 3.3).

Задан закон 4 движения ведомого звена по табл. 3.1. Кулачок вращается против часовой стрелки. Остальные данные берем из примера 1.

Построение начинаем так же, как и в примере 1, с построения диаграммы аналогов ускорения. Для этого найдем значения

$$a_y = \frac{2\pi h}{\varphi_y^2} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,06}{(\pi/2)^2} = 0,153 \text{ м,}$$

$$a_v = \frac{2\pi \cdot h}{\varphi_v^2} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,06}{(\pi/3)^2} = 0,348 \text{ м.}$$

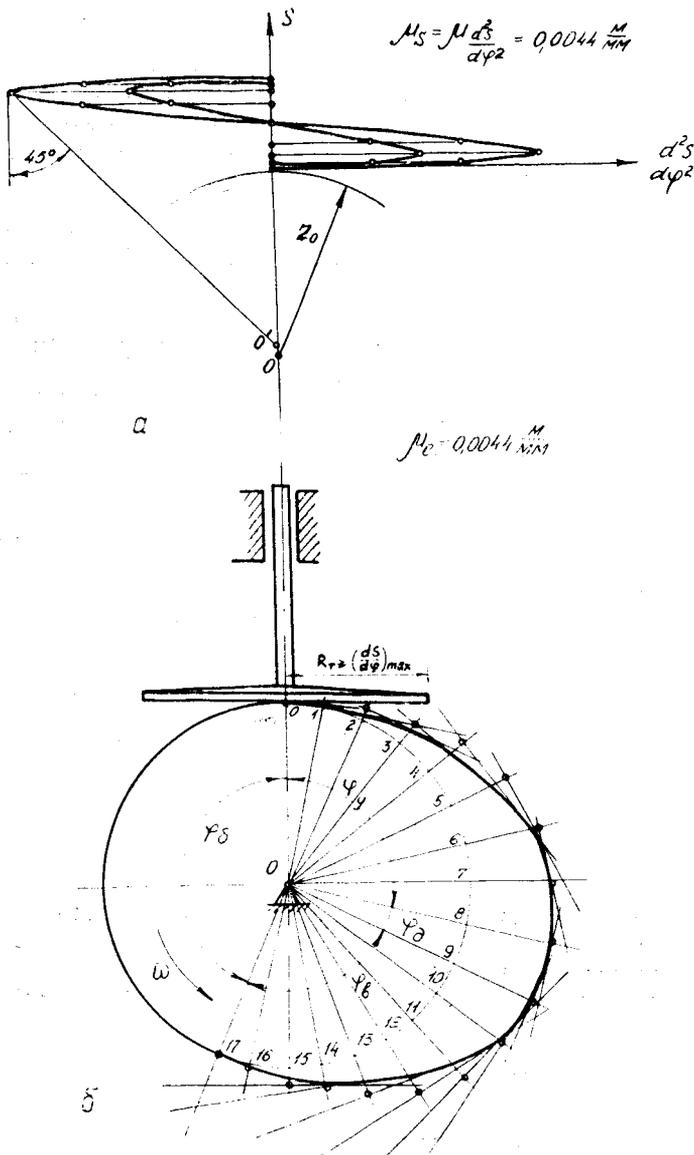


Рис. 3.3. Проектирование кулачкового механизма с плоским толкателем: а — диаграмма $S = S(d^2S/d\varphi^2)$; б — построение профиля кулачка

Диаграмма аналогов ускорений изображается двумя синусоидами (рис. 3.4). Масштаб по оси ординат примем равным

$$\mu \frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{a_y}{\bar{a}_y} = \frac{0,153}{35} = 0,0044 \text{ м/мм},$$

где $\bar{a}_y = 35$ мм выбрали произвольно, а

$$\bar{a}_x = \frac{a_x}{\mu \frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{0,348}{0,0044} = 79,1 \text{ мм}.$$

Построение аналогов скоростей начнем с определения

$$b_y = (dS/d\varphi)_{\max} = \frac{2h}{\varphi_y} = \frac{2 \cdot 0,06}{\pi/2} = 0,076 \text{ м}.$$

$$b_x = \frac{2h}{\varphi_x} = \frac{2 \cdot 0,06}{\pi/3} = 0,115 \text{ м}.$$

Масштаб диаграммы аналогов скоростей $\mu \frac{dS}{d\varphi} = 0,0044$ м/мм.

$$\text{Тогда } \bar{b}_y = \frac{b_y}{\mu \frac{dS}{d\varphi}} = \frac{0,076}{0,0044} = 17,2 \text{ мм и } \bar{b}_x = \frac{b_x}{\mu \frac{dS}{d\varphi}} = \frac{0,115}{0,0044} = 26,1 \text{ мм}.$$

Диаграмма аналогов скоростей изображается двумя косинусоидами, сдвинутыми на величину амплитуд h/φ_y и h/φ_x , которые строятся графическим способом.

Диаграмма перемещения представляет собой алгебраическую сумму ординат прямой $(h/\varphi_y)\varphi$, проходящей через начало координат O и конец ординаты $S = h$ при $\varphi = \varphi_y$, и ординат синусоиды с амплитудой $h/2\pi$.

Масштаб перемещения $\mu_s = \mu \frac{d^2S}{d\varphi^2} = 0,0044$ м/мм.

Для фазы приближения φ_x кривая перемещения строится аналогично. Определяем минимальный радиус кулачка r_0 . Для этого строим диаграмму перемещения в функции аналога ускорения (рис. 3.3, а). Масштаб по осям координат должен быть одинаков, т. е. $\mu_s = \mu \frac{d^2S}{d\varphi^2}$.

Положительное ускорение откладываем в положительную сторону оси аналогов ускорения, а отрицательное — в противоположную. Затем проводим касательную к максимальной стрижательной ветви кривой под углом 45° к оси ординат, которая пересечет ось ординат в точке O' . Центр вращения кулачка выбираем в точке O_1 , расположенной ниже точки O' на расстоянии 10 мм во избежание больших местных напряжений.

Минимальный радиус профиля r_0 пропорционален расстоянию O_1O .

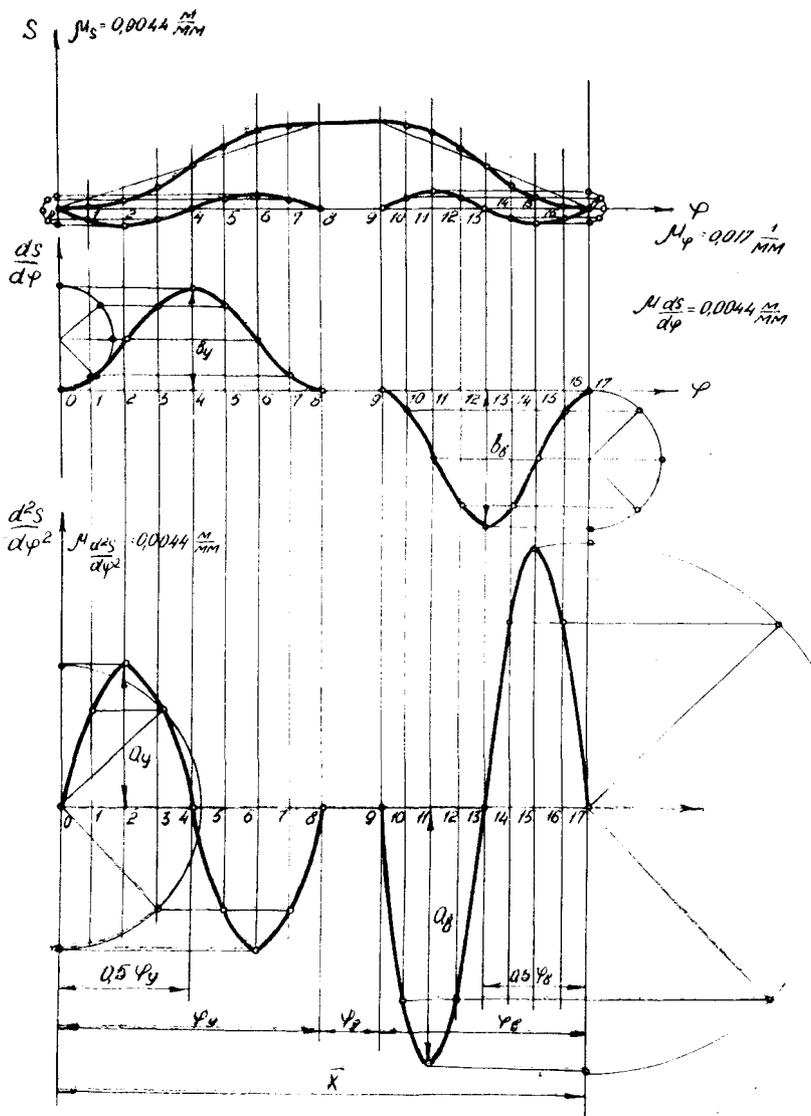


Рис. 3.4. Кинематические диаграммы движения толкателя с ускорением по закону синуса

Для построения профиля кулачка в положении начала подъема толкателя из точки O_1 проводим окружность радиуса r_0 и делим ее на части, пропорциональные фазовым углам. Фазовые углы откладываем в направлении, противоположном направлению вращения кулачка. Фазовые углы φ_y и φ_b делим на восемь равных частей. От точек деления на окружности радиуса r_0 вдоль радиальных лучей откладываем соответствующие перемещения S , взятые из диаграммы перемещения, и через полученные точки проводим перпендикуляры к лучам. Огибающая всех построенных перпендикуляров и будет профилем кулачка. Профиль кулачка на фазах φ_d и φ_0 очерчивается дугами окружностей с центром в точке O_1 . Радиус плоского толкателя находится из условия

$$R_T \geq (dS/d\varphi)_{\max}.$$

Пример 3. Построение кулачкового механизма с вращающимся роликковым (коромысловым) толкателем.

Задан закон 2 движения ведомого звена по табл. 3.1. Длина коромысла $l_{O_2A} = 0,2$ и угол размаха его $\psi = 30^\circ$. Допустимый угол давления $\alpha_{\text{доп}} = 45^\circ$ и $u = 0,1$. Остальные данные взяты из примера 1 (рис. 3.5).

Кулачок и коромысло при удалении вращаются в одном направлении, т. е. по часовой стрелке.

Пректирование начинаем с построения диаграммы аналогов ускорения (рис. 3.6). Значения постоянных найдем согласно указанию в п. 3.2:

$$a_y = \frac{h}{u\varphi_y^2(1-u)} = \frac{\psi l_{O_2A}}{u\varphi_y^2(1-u)} = \frac{\frac{\pi}{6} \cdot 0,2}{0,1(\pi/2)^2(1-0,1)} = 0,47 \text{ м};$$

$$a_b = \frac{\psi l_{O_2A}}{u\varphi_b^2(1-u)} = \frac{\frac{\pi}{6} \cdot 0,2}{0,1(\pi/3)^2(1-0,1)} = 1,06 \text{ м}.$$

Примем $\bar{a}_y = 25$ мм. Тогда масштаб

$$\mu^{d^2s/dq^2} = \frac{a_y}{\bar{a}_y} = \frac{0,47}{25} = 0,0188 \text{ м/мм} \text{ и } \bar{a}_b = \frac{a_b}{\mu^{d^2s/dq^2}} = \frac{1,06}{0,0188} = 56,3 \text{ мм}.$$

Для построения диаграммы аналогов скоростей определим

$$b_y = \frac{h}{\varphi_y(1-u)} = \frac{\frac{\pi}{6} \cdot 0,2}{\frac{\pi}{2}(1-0,1)} = 0,074 \text{ м}; \quad b_b = \frac{h}{\varphi_b(1-u)} = \frac{\frac{\pi}{6} \cdot 0,2}{\frac{\pi}{3}(1-0,1)} = 0,11 \text{ м}.$$

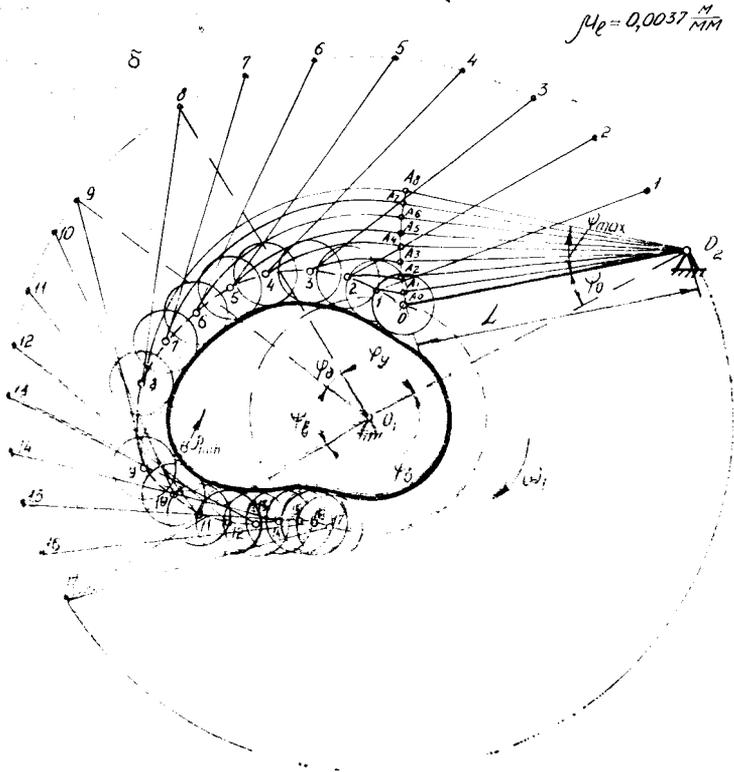
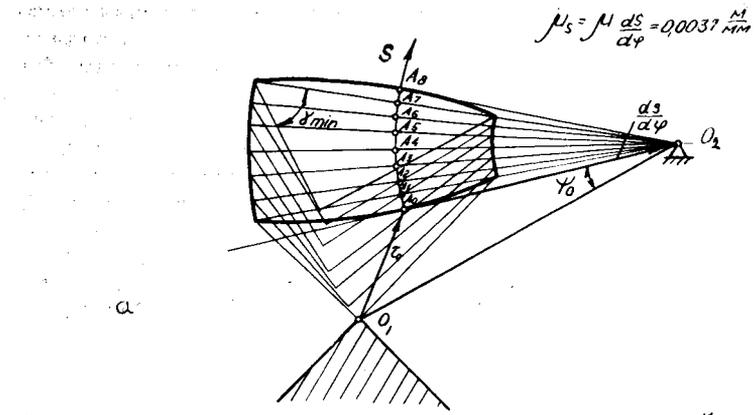


Рис. 3.5. Проектирование кулачкового механизма с коромысловым толкателем: а — диаграмма $S = S(dS/d\varphi)$; б — построение профиля кулачка

Примем $\bar{b}_y = 20$ мм. Тогда масштаб

$$\mu^2 dS/d\varphi = \frac{b_y}{\bar{b}_y} = \frac{0,074}{20} = 0,0037 \text{ м/мм} \text{ и } \bar{b}_s = \frac{b_s}{\mu^2 d^2 S/d\varphi^2} = \frac{0,11}{0,0037} = 29,7 \text{ мм.}$$

Построение ясно из рис. 3.6.

Для построения диаграммы $S = S(\varphi)$ (рис. 3.5) вычисляем величину хода $h = \psi l_{O_2A} = \frac{\pi}{6} \cdot 0,2 = 0,104$ м.

На первом участке при значении $0 \leq \varphi \leq \varphi_y$ кривая перемещений является параболой, конечная ордината которой при $u = \varphi_y$ равняется $h/18 = 0,006$ м. На участке II при значении $\varphi_y \leq \varphi \leq \varphi_y(1-u)$ график перемещения представляет собой прямую линию. На участке III при значении $\varphi_y(1-u) \leq \varphi \leq \varphi_s$ получается парабола. При $\varphi = \varphi_y$ ордината равна $h = \psi l_{O_2A}$ и в данной точке ординаты находится вершина параболы III участка. Параболы на I и III участках строим, используя графические методы. На фазе приближения кривая перемещений строится аналогично.

После построения диаграмм переходим к определению минимального радиуса профиля кулачка. Для этого при помощи диаграмм $S = S(\varphi)$ проводим разметку положений центра ролика на его траектории — дуге окружности радиуса O_2A , описанной из произвольно выбранного центра O_2 вращения коромысла. Отрезки по оси абсцисс на диаграмме $S = S(\varphi)$, пропорциональные углам φ_y и φ_s , делим на восемь равных частей и находим соответствующие им ординаты. Найденные ординаты откладываем от нулевого положения коромысла O_2A_0 , взятого произвольно, в результате чего определяем положения центра ролика на его траектории, соответствующие заданным углам поворота кулачка. Центр вращения O_2 коромысла и размеченные положения центра ролика A_1, A_2 и т. д. на его траектории соединяем радиальными прямыми.

На лучах O_2A_0, A_1O_2, O_2A_2 и т. д. от точек дуги A_0, A_1, A_2 откладываем соответствующие аналоги скоростей, взятые с диаграммы аналогов скоростей. Аналоги скоростей поворачиваем в сторону вращения кулачка до совпадения со своими лучами. Через концы отрезков аналогов скоростей проводим прямые под углом $\gamma_{\min} = 90^\circ - \alpha_{\text{доп}} = 45^\circ$ к направлению радиуса O_2A и этим самым определяется область, где возможно поместить ось кулачка (на рис. 3.5,а заштрихованная часть). Минимальный радиус кулачка $r_0 = \overline{O_1A_0} \cdot \mu_s$. Выбранное положение центра O_1 вращения кулачка определяет также расстояние $l_{O_1O_2}$ между осями O_1 и O_2 кулачка и коромысла.

По найденным $r_0, l_{O_1O_2}$ и заданной диаграмме перемещения в положении начала подъема толкателя строим профиль кулачка

ка, используя для этой цели метод обращения движения. Проводим из произвольно выбранной точки O_1 окружность радиусом O_1O_2 , делим ее на части, пропорциональные углам φ_y , φ_d , φ_b и φ_6 , и откладываем их в направлении, противоположном вращению кулачка. Каждую из дуг, стягивающую углы φ_y и φ_b , делим на n (восемь) равных частей. Далее из точек деления 1, 2, 3 и т. д. окружности радиуса O_1O_2 радиусом O_2A проводим дуги окружности и находим точки их пересечения соответственно с дугами радиусов O_1A_1 , O_1A_2 , O_1A_3 и т. д., описанными из центра O_1 вращения кулачка. Полученные точки пересечения являются точками теоретического профиля, изображенного на рис. 3.5 пунктирной кривой. Для углов φ_d и φ_6 поворота кулачка теоретический профиль очерчен дугами окружностей с центром в точке O_1 .

Радиус ролика определяется, как в примере 1.

Для построения конструктивного профиля из произвольных точек теоретического профиля описывают окружности радиусом ролика и строят их огибающую, в результате чего получают рабочий профиль кулачка.

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 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 КПД. Например, вал турбовинтового двигателя вращается со скоростью 10 000 об/мин, а винт — со скоростью 1 000 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 ($u^{(1)} < 0$) с однозвеновыми (схема I, III) и двухзвеновыми (схема II) сателлитами. Число потоков мощности равно числу сателлитов a_n (рис. 4.1). Кроме того,

Таблица 4.1

Схемы и характеристики соосных передач

Номер схемы	Схема	Рекомендуемое передаточное отношение	КПД
I		$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1};$ $3 \leq u_{1H}^{(3)} \leq 9$	$\eta_{1H}^{(3)} = \frac{1 - u_{13}^{(2)H}}{1 - u_{13}^{(2)}}$
II		$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_3'};$ $3 \leq u_{1H}^{(3)} \leq 16$	$\eta_{1H}^{(3)} = \frac{1 - u_{13}^{(2)H}}{1 - u_{13}^{(2)}}$
III		$u_{3H}^{(2)} = 1 + \frac{Z_1}{Z_3};$ $1,55 \leq u_{3H}^{(2)} \leq 1,6$	$\eta_{3H}^{(2)} = \frac{1 - u_{13}^{(2)H}}{1 - u_{13}^{(2)}}$
IV		$u_{13}^{(2)} = -\frac{Z_3}{Z_1};$ $2 \leq u_{13}^{(2)} < 8$	$\eta_{13}^{(2)} = \eta^H$
V		$u_{60} \cdot u_{1H}^{(3)} \cdot u_{3H}^{(2)}$ $8 \leq u_{60} \leq 60$	$\eta_{60} = \eta_{1H}^{(3)} \cdot \eta_{3H}^{(2)}$

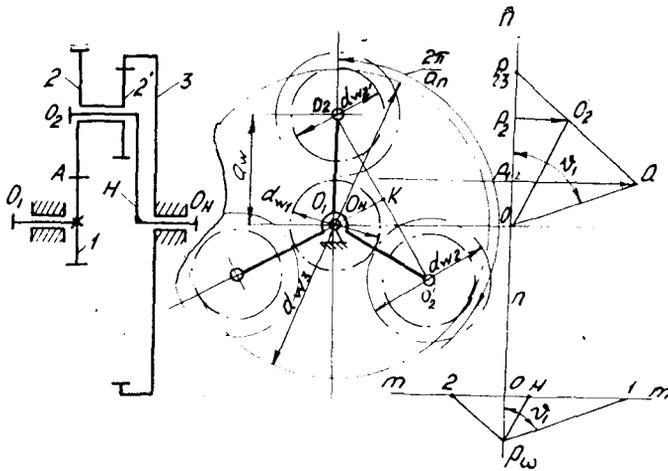


Рис. 4.1. Схема и картина скоростей планетарного редуктора с двухвенцовыми сателлитами

используются соосные многopotочные простые передачи с неподвижными осями. Их можно получить из планетарных путем остановки водила и освобождения центрального колеса (схема (IV)).

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

$$u_{\text{об}} = u_{\text{I прост}} \cdot u_{\text{II прост}} \dots u_{\text{I пл}} \cdot u_{\text{II пл}} \dots \quad (4.2)$$

Последняя тихоходная ступень передачи является наиболее нагруженной и от нее зависят вес и габариты всей конструкции. Поэтому последнюю ступень следует выполнять многopotочной 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.

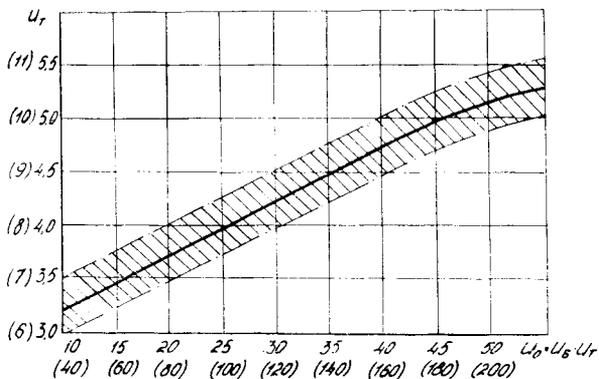


Рис. 4.2. График оптимальной разбивки передаточного отношения

Передаточное отношение любого планетарного редуктора определяется по формуле Виллиса

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

Для схемы II табл. 4.1

$$u_{13}^{(II)} = u_{12}^{(II)} \cdot u_{2'3}^{(II)} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} < 0$$

Для схемы I и III

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

Следовательно, схемы I, II, и III имеют отрицательное передаточное отношение в простой передаче, получаемой из планетарной путем остановки водила (схема IV) и называемой обратной 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 и особенно для авиации.

Примечание. При использовании внутреннего зацепления необходимо помнить о следующем:

1. Для увеличения контактной и изломной прочности зубьев в авиационных редукторах часто используется угловая и высотная коррекция, т. е. вместо 20-градусного стандартного исходного контура рейки применяется специальный с $\alpha = 28^\circ$, $h_a^* = 0,80$ и $c^* = 0,35$ (редуктор двигателя АИ-20). В этом случае все колеса можно выполнять без смещения исходного контура, но специальным инструментом.

2. Если используется стандартное 20-градусное зацепление, то для устранения интерференции во внутреннем зацеплении (пересечение головки зуба колеса K и переходной кривой ножки зуба сателлита C) рекомендуется это зацепление выполнить равносмещенным с коррекцией Э. Бакингема [4]:

$$x_c = x_k = +0,25; \quad d_{ak} = d_k - 1,20 m; \quad d_{ac} = d_c + 2,5 m.$$

4.2. СИНТЕЗ ПЕРЕДАЧИ С $u^{(H)} < 9$ И ДВУХВЕНЦОВЫМИ САТЕЛЛИТАМИ (СХЕМА II ТАБЛ. 4.1 И РИС. 4.1)

Передаточное отношение редуктора

$$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} \quad (4.4)$$

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

1. Условие соосности:

$$a_{\omega 12} = a_{\omega 2'3} \quad \text{или} \quad \frac{m_{12}(z_2 + z_1)}{\cos \alpha_{\omega 12}} = \frac{m_{2'3}(z_3 - z_2')}{\cos \alpha_{\omega 2'3}} \quad (4.5)$$

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

$$2 a_{\omega} \sin \frac{\sigma}{a_n} > d_{a2} \quad (4.6)$$

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} _{\max}$	5,35	1,90	1,05	0,76	0,60	0,50
$ u_{2'3} _{\min}$	2,20	2,40	2,70	3,00	3,30	3,60
$u_{1H}^{(3)}_{\max}$	21,00	9,90	7,10	5,90	5,30	4,80

3. Условие сборки:

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

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:

$$\lambda = m_{12}/m_{2'3} = a/b; \quad k = z_2/z_2' = d/l. \quad (4.8)$$

Для стандартных значений модуля величина λ может быть выбрана из ряда 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

$$z_1 = a_n / u_{1H}^{(3)} c \geq 15. \quad (4.9)$$

Подставляя выражение (4.9) в (4.4), получим

$$z_3 = \frac{u_{1H}^{(3)} - 1}{k} z_1 = \frac{u_{1H}^{(3)} - 1}{k u_{1H}^{(3)}} a_n c. \quad (4.10)$$

Подставляя выражения (4.9) и (4.10) в (4.5), полагая $\alpha_{w12} = \alpha_{w2'3}$ и учитывая равенство (4.8), имеем

$$z_{2'} = \frac{z_3 - \lambda z_1}{\lambda k + 1} = \frac{u_{1H}^{(3)} - (1 + \lambda k)}{k(1 + \lambda k)} z_1. \quad (4.11)$$

Тогда

$$z_2 = k \cdot z_{2'}. \quad (4.12)$$

Порядок синтеза редуктора по схеме рис. 4.1 рассмотрим на примере передачи с $u_{1H}^{(3)} = 12$ (если $u_{1H}^{(3)}$ не целое, то его также надо представить в виде отношения целых чисел).

1. Из рис. 4.3 и по табл. 4.3 примем

$$\lambda = \frac{m_{12}}{m_{2'3}} = \frac{a}{b} = 0,8 = \frac{4}{5}; \quad k = \frac{z_2}{z_2'} = \frac{d}{l} \geq 2,5 = \frac{5}{2}.$$

2. Из табл. 4.2 для выполнения условия соседства при $u_{1H}^{(3)} = 12$ число сателлитов $a_n = 3$.

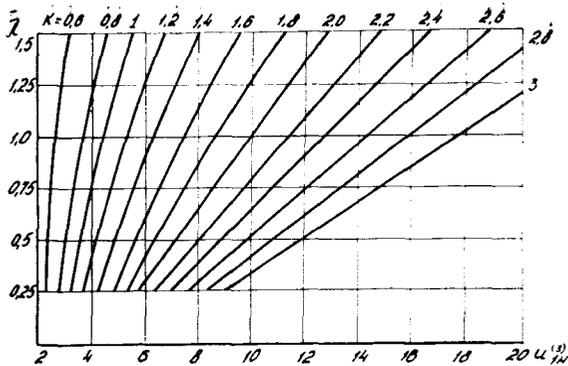


Рис. 4.3. График для определения параметра $k = z_2/z_2'$ в планетарном редукторе с двухвенцовыми сателлитами

3. По выражению (4.9)

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

4. По уравнению (4.10)

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

5. По выражению (4.11)

$$z_2' = \frac{u_{1H}^{(3)} - (1 + \lambda k)}{k(1 + \lambda k)} z_1 = \frac{12 - \left(1 + \frac{5}{2} \cdot \frac{4}{5}\right)}{\frac{5}{2} \left(1 + \frac{5}{2} \cdot \frac{4}{5}\right)} \frac{1}{8} c = \frac{3}{10} c.$$

6. По выражению (4.12)

$$z_2 = k z_2' = \frac{5}{2} \frac{3}{10} c = \frac{3}{4} c.$$

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 $z_1 = 20$; $z_3 = 88$; $z_2' = 24$; $z_2 = 60$. Этот вариант виброустойчив, так как числа зубьев центральных колес z_1 и z_3 не кратны числу сателлитов a_n , что существенно для авиационных передач.

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, числа зубьев могут получаться слишком большими. В этом случае приходится делать несколько попыток, меняя значения λ , k , а иногда и $u_{III}^{(3)}$ (последнее значение в пределах 2—3%, не более). Данные на графике рис. 4.3 — рекомендуемые и от них можно отступать, но всегда в сторону увеличения k .

4.3. СИНТЕЗ ПЕРЕДАЧ С $u^{(H)} < 0$ И ОДНОВЕНЦОВЫМИ САТЕЛЛИТАМИ (СХЕМА I ТАБЛ. 4.1)

Формулы для такой передачи получаются из формул для передачи по схеме II подстановкой $z_c = z_c$ и $m_{12} = m_{2,3} = m$. Тогда формула для передаточного отношения, а также условия соосности, сборки и соседства примут вид

$$u_{III}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}; \quad (4.13)$$

$$\frac{z_1 + z_2}{\cos \alpha_{\omega 12}} = \frac{z_3 - z_2}{\cos \alpha_{\omega 23}}; \quad (4.14)$$

$$2 a_{\omega} \sin \frac{\pi}{a_n} < d_{a2}; \quad (4.15)$$

$$\frac{z_1 + z_3}{a_n} = c \text{ — целое число.} \quad (4.16)$$

Из условия соседства предельные значения передаточного отношения при числе сателлитов a_n приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4

a_n	3	4	5	6	8	10
$u_{III}^{(3)} \text{ макс}$	13,7	6,5	4,7	3,9	3,2	2,8

Из анализа блокирующих контуров видно, что из-за интерференции внутреннее 20-градусное зацепление применять без коррекции нельзя. Зацепление сателлита 2 с колесом 3 целесообразно выполнить равносмещенным с коррекцией Э. Бакингема либо 28-градусным (см. примечания в п. 4.1).

Опыт эксплуатации и расчеты на прочность показали, что слабым местом таких передач является не внутреннее зацепление, обладающее большим приведенным радиусом кривизны и малым коэффициентом удельного давления (выпуклый профиль работает по вогнутому), а внешнее зацепление сателлита

с солнечным колесом 1. В случае 20-градусного исходного контура для повышения контактной и изломной прочности этого зацепления его следует выполнять неравносмещенным с $\alpha_w > \alpha$, для чего число зубьев сателлита надо определять по формуле:

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} - (0,5 \text{ или } 1), \quad (4.17)$$

где 0,5 — принимается для нечетной разницы $z_3 - z_1$

1 — для четной.

Остальные параметры определяются из условия соосности (4.14) и основного уравнения зацепления (формула (2) табл.4.5).

Таблица 4.5

Формулы расчета геометрических параметров зацепления

Номер формулы	Внешнее зацепление	Внутреннее зацепление
1	$\cos \alpha_w = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 a_w}$	$\cos \alpha_w = \frac{m(z_2 - z_1) \cos \alpha}{2 a_w}$
2	$x_2 = x_1 + x_2 = \frac{(z_1 + z_2)(\sin \alpha_w - \sin \alpha)}{2 \operatorname{tg} \alpha}$	$x_2 = x_1 - x_2 = \frac{(z_2 - z_1)(\sin \alpha_w - \sin \alpha)}{2 \operatorname{tg} \alpha}$
3	$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2$	
4	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha; \quad d_{b2} = d_2 \cos \alpha$	
5	$p = \pi m; \quad p_b = p \cos \alpha$	
6	$d_{w1} = \frac{d_{b1}}{\cos \alpha_w}; \quad d_{w2} = \frac{d_{b2}}{\cos \alpha_w}$	
7	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*)m + 2x_1 m$	$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^*)m - 2x_2 m$
	$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^*)m + 2x_2 m$	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*)m - 2x_1 m$
8	$d_{a1} = 2a_w - d_{f2} - 2c^*m$	$d_{a1} = d_{f2} - 2a_w - 2c^*m$
	$d_{a2} = 2a_w - d_{f1} - 2c^*m$	$d_{a2} = 2a_w - d_{f1} + 2c^*m$
9	$S_2 = 0,5p + 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha$	
	$S_2 = 0,5p + 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha$	$S_2 = 0,5p - 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha$
10	$S_{g1} = d_{b1} \left(\frac{S_2}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha \right)$	
	$S_{g2} = d_{b2} \left(\frac{S_2}{d_2} + \operatorname{inv} \alpha \right)$	$S_{g2} = d_{b2} \left(\frac{S_2}{d_2} - \operatorname{inv} \alpha \right)$

Номер формулы	Внешнее зацепление	Внутреннее зацепление
11	$S_{a1} = d_{w1} \left(\frac{z_1}{d_1} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{a1} \right) \geq (0,3 \dots 0,4)m$, где $\cos\alpha_{a1} = d_{g1}/d_{w1}$.	
	$S_{a2} = d_{w2} \left(\frac{z_2}{d_2} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{a2} \right)$	$S_{a2} = d_{w2} \left(\frac{z_2}{d_2} - \text{inv}\alpha + \text{inv}\alpha_{a2} \right)$
12	$S_{w1} = d_{w1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_w \right)$	
	$S_{w2} = d_{w2} \left(\frac{S_2}{d_2} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_w \right)$	$S_{w2} = d_{w2} \left(\frac{S_2}{d_2} - \text{inv}\alpha + \text{inv}\alpha_w \right)$
13	$\varepsilon = \frac{\rho_{r1} + \rho_{r2} - a_w \text{Sin}\alpha_w}{p_g}$	$\varepsilon = \frac{\rho_{r1} - \rho_{r2} + a_w \text{Sin}\alpha_w}{p_g}$
14	$\rho_{a1} = 0,5 \sqrt{d_{a1}^2 - d_{g1}^2} = 0,5 d_{g1} \text{tg}\alpha_{a1}$	
	$\rho_{a2} = 0,5 \sqrt{d_{a2}^2 - d_{g2}^2} = 0,5 d_{g2} \text{tg}\alpha_{a2}$	
15	$v_{a1} = 1 - \frac{\rho_{r2} z_1}{\rho_{a1} z_2}$;	$v_{r1} = 1 - \frac{\rho_{r2} z_1}{\rho_{r1} z_2}$
	$v_{a2} = 1 - \frac{\rho_{r1} z_2}{\rho_{r2} z_1}$;	$v_{r2} = 1 - \frac{\rho_{r1} z_2}{\rho_{r2} z_1}$
16	$\rho_{r1} = a_w \text{Sin}\alpha_w - \rho_{r2}$	$\rho_{r1} = \rho_{r2} - a_w \text{Sin}\alpha_w$
	$\rho_{r2} = a_w \text{Sin}\alpha_w - \rho_{r1}$	$\rho_{r2} = \rho_{r1} + a_w \text{Sin}\alpha_w$
17	$q_p = \sqrt{\frac{m}{p_m}} = 2 \sqrt{\frac{m a_w}{d_{w1} d_{w2} \text{Sin}\alpha_w}}$	
	$W_1 = (z_{n1} - 1)p_g + S_{g1}$; $z_{n1} = \frac{z_1}{g} + 0,5$; $z_{n2} = \frac{z_2}{g} + 0,5$.	
18	$W_2 = (z_{n2} - 1)p_g + S_{g2}$	$W_2 = z'_{n2} p_g - S_{g2}$;
	z_n - число охватываемых зубцов	z'_{n2} - число схватываемых зубцов

В случае применения 28-градусного зацепления с $h_a^* = 0,8$ и $c^* = 0,35$ опасность интерференции отсутствует и колеса можно изготавливать без смещения, нулевыми.

Тогда

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \quad (4.18)$$

В этом случае делительные окружности совпадают с начальными, а расчет и построение картины скоростей упрощаются.

Порядок синтеза передачи следующий:

1. По заданному значению $u_{1H}^{(3)}$ из табл. 4.4 выбираем приемлемое значение числа спутников a_n .

2. Из формулы (4.13) определяем отношение z_3/z_1 , представив его в виде простой дроби

$$z_3/z_1 = u_{1H}^{(3)} - 1 = a/b. \quad (4.19)$$

3. Из условия сборки (4.16) с учетом выражения (4.19) получаем $z_1 + z_3 = a_n c = \frac{a+b}{b} z_1$.

Тогда

$$z_1 = \frac{b}{a+b} \cdot a_n \cdot c. \quad (4.20)$$

Задаемся целым числом c таким образом, чтобы получить $z_1 \geq z_{\min} = 17$ и целое число.

4. Из выражения (4.19) определяем z_3 :

$$z_3 = \frac{a}{b} z_1. \quad (4.21)$$

5. Задаемся углом профиля исходного контура и определяем число зубьев спутника по формуле (4.17) при $\alpha = 20^\circ$ и по формуле (4.18) при $\alpha = 28^\circ$.

Примечание. Задача подбора чисел зубьев упрощается, если принимать z_1 и z_3 кратными числу спутников a_n . Однако, если поставлена задача снизить виброактивность передачи, то в этом случае величины z_1 и z_3 не должны быть кратны числу спутников.

Пример. Дано $u_{1H}^{(3)} = 3,68$. Примем $\alpha = 28^\circ$

1. По табл. 4.4 для $u_{1H}^{(3)} = 3,68$ $a_n \leq 6$. Примем $a_n = 4$.

2. По выражению (4.19)

$$\frac{z_3}{z_1} = u_{1H}^{(3)} - 1 = 3,68 - 1 = 2,68 = \frac{268}{100} = \frac{67}{25} = \frac{a}{b}.$$

3. По выражению (4.20)

$$z_1 = \frac{b}{b+a} a_n c = \frac{25}{67+25} 4 c = \frac{25}{23} c.$$

Принимаем $c = 23$. Тогда $z_1 = 25$.

4. По выражению (4.21) и (4.18)

$$z_3 = \frac{a}{b} z_1 = \frac{67}{25} 25 = 67; \quad z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{67 - 25}{2} = 21.$$

Так как z_1 и z_3 не кратны a_n , передача имеет пониженную виброактивность.

Примечание. В случае $\alpha = 20^\circ$ по равенству (4.17)

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} - 1 = \frac{67 - 25}{2} - 1 = 20.$$

4.4. ПОСТРОЕНИЕ КАРТИНЫ ЛИНЕЙНЫХ И УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

Построение на рис. 4.1 выполнено для редуктора с $u^H < 0$ и двухвенцовым сателлитом. Порядок построения следующий:

1. Строят в масштабе μ_d [м/мм] кинематическую схему механизма, откладывая a_w и диаметры начальных окружностей d_{w1} , d_{w2} , $d_{w2'}$, d_{w3} .

2. На вертикаль mn сносят центры вращения колес O_n и полюсы P .

3. В масштабе μ_V откладывают скорость на начальной окружности колеса I :

$$V_{p12} = \omega_1 \cdot 0,5 d_{w1} = P_{12} \bar{a} \cdot \mu_V.$$

Соединив точки O и a прямой, получим картину линейных скоростей колеса I .

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

5. Линия O_2P_2 есть масштабное значение скорости сателлита и водила на оси O_2 , а линия $\overline{OO_2}$ есть картина распределения скоростей на водиле H .

6. Из рис. 4.1 из треугольника $OP_{12}a$ тангенс угла

$$\operatorname{tg} v_1 = \frac{\overline{P_{12}a}}{\overline{OP_{12}}} = \frac{\omega_1 \cdot 0,5 d_{w1} \mu_s}{\mu_V \cdot 0,5 d_{w1}} = \frac{\omega_1 \mu_s}{\mu_V}, \quad (4.22)$$

т. е. пропорционален угловой скорости звена.

Тогда, если на вертикали mn отложить полюсное расстояние $h = \overline{OP_{12}}$ и от точки P_{12} провести лучи, параллельные соответствующим лучам картины линейных скоростей, то получим с учетом выражения (4.22), что отрезок $\overline{O1}$ на горизонтали mn

$$\overline{O1} = h \operatorname{tg} v_1 = \frac{h \mu_s}{\mu_V} \omega_1 = \frac{\omega_1}{\mu_\omega}.$$

Отсюда масштаб угловых скоростей

$$\mu_\omega = \frac{\mu_V}{\mu_s h}. \quad (4.23)$$

Следовательно, чтобы определить угловую скорость любого звена, надо соответствующий отрезок на картине угловых скоростей умножить на масштаб μ_ω . Так, относительная угловая

скорость спутника относительно водила

$$\omega_2^{(H)} = \omega_2 - \omega_H = \overline{2H} \mu_{\omega}.$$

Передаточное отношение редуктора

$$u_{1H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{\overline{0I}}{0H}.$$

4.5. РАСЧЕТ И ВЫЧЕРЧИВАНИЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Исходные данные при расчете: модуль m , межосевое расстояние a_w , числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 , параметры исходного контура α , h_a^* , c^* .

Расчет ведется с точностью в пять значащих цифр с использованием таблицы [1] и микрокалькулятора, по формулам табл. 4.5 (рис. 4.4 и 4.5).

Определив коэффициент суммы смещений, необходимо определить x_1 и x_2 .

Если шестерня имеет число зубьев меньше 17, то чтобы не было подреза, должно выполняться условие

$$x_1 \geq x_{1 \min} = \frac{17 - z_1}{17}.$$

По ГОСТ 16532-70 при $z_1 \geq 11$ и $z_2 \geq 19$ в случае $0,5 \leq x_2 \leq 1$ рекомендуется принимать

$$x_1 = +0,50; \quad x_2 = -0,50. \quad (4.24)$$

При $z \geq 11$ и $z_2 \geq 21$ в случае $0 \leq x_2 < 0,5$ рекомендуется принимать

$$x_1 = x_2; \quad x_2 = 0. \quad (4.25)$$

В этих случаях повышается нагрузочная способность передачи по сравнению с передачами, нарезанными без смещения.

Можно также воспользоваться блокирующими контурами (2).

Пример геометрического расчета внешнего зацепления.

Исходные данные: $z_1 = 11$; $z_2 = 30$; $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$; $m = 10$ мм; $a_w = 215,01$ мм.

Порядок расчета (табл. 4.5):

1. Угол зацепления

$$\cos \alpha_w = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2a_w} = \frac{10(11 + 30)0,93969}{2 \cdot 215,01} = 0,89594.$$

По таблицам [1] $\alpha_w = 26,37^\circ$; $\text{inv } \alpha_w = 0,03552$.

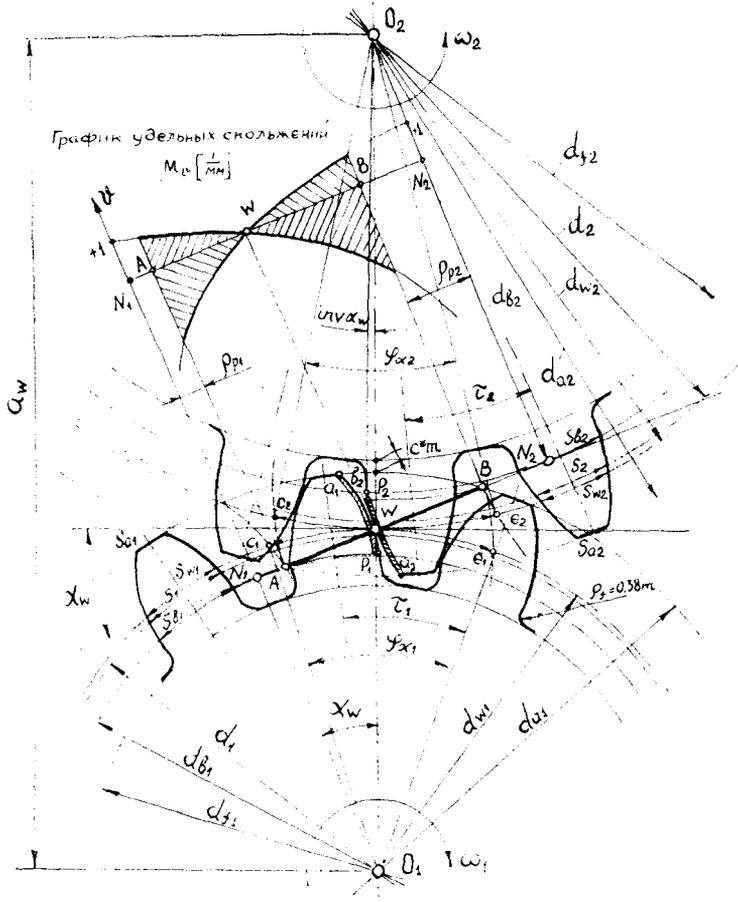


Рис. 4.4. Геометрические элементы зубчатого колеса внешнего зацепления

2. Коэффициенты смещения исходного контура

$$\begin{aligned}
 x_{\Sigma} &= x_1 + x_2 = \frac{(z_1 + z_2)(\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha)}{2 \text{tg } \alpha} = \\
 &= \frac{(11 + 30)(0,03552 - 0,01490)}{2 \cdot 0,36397} = 1,16.
 \end{aligned}$$

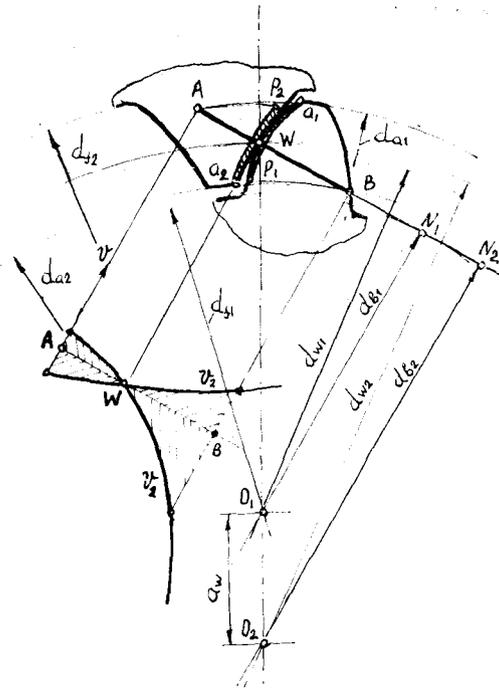


Рис. 4.5. Геометрические элементы зубчатого колеса внутреннего зацепления

Произведем разбивку. Наименьший коэффициент смещения для шестерни

$$x_{1 \min} = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 11}{17} = -0,35.$$

Следовательно, $x_1 \geq 0,35$.

По блокирующим контурам [2] для получения наибольшей контактной прочности $x_1 = 0,66$; $x_2 = x_1 - x_1 = 1,16 - 0,66 = 0,5$.

3. Делительные диаметры

$$d_1 = mz_1 = 10 \cdot 11 = 110 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 10 \cdot 30 = 300 \text{ мм}.$$

4. Основные диаметры

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 110 \cdot 0,93969 = 103,37 \text{ мм};$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 300 \cdot 0,93969 = 281,91 \text{ мм}.$$

5. Шаг делительный

$$P = \pi m = 3,1416 \cdot 10 = 31,416 \text{ мм};$$

основной

$$P_b = P \cos \alpha = 31,416 \cdot 0,93969 = 29,521 \text{ мм}.$$

6. Диаметры начальных окружностей

$$d_{w1} = \frac{d_{b1}}{\cos \alpha_w} = \frac{103,37}{0,89594} = 115,36 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = \frac{d_{b2}}{\cos \alpha_w} = \frac{281,91}{0,89594} = 314,66 \text{ мм}.$$

7. Диаметры впадин

$$\begin{aligned} d_{j1} &= d_1 - 2(h_a^* + c^*)m + 2x_1m = \\ &= 110 - 2(1 + 0,25)10 + 2 \cdot 0,66 \cdot 10 = 98,20 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{j2} &= d_2 - 2(h_a^* + c^*)m + 2x_2m = \\ &= 300 - 2(1 + 0,25)10 + 2 \cdot 0,50 \cdot 10 = 285,04 \text{ мм}. \end{aligned}$$

8. Диаметры вершин

$$\begin{aligned} d_{a1} &= 2a_w - d_{j2} - 2c^*m = \\ &= 2 \cdot 215,01 - 285,04 - 2 \cdot 0,25 \cdot 10 = 140,0 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= 2a_w - d_{j1} - 2c^*m = \\ &= 2 \cdot 215,01 - 98,20 - 2 \cdot 0,25 \cdot 10 = 326,82 \text{ мм}. \end{aligned}$$

9. Делительная толщина зубьев

$$\begin{aligned} s_1 &= 0,5p + 2x_1m \operatorname{tg} \alpha = \\ &= 0,5 \cdot 31,416 + 2 \cdot 0,66 \cdot 10 \cdot 0,36397 = 20,512 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s_2 &= 0,5p + 2x_2m \operatorname{tg} \alpha = \\ &= 0,5 \cdot 31,416 + 2 \cdot 0,5 \cdot 10 \cdot 0,36397 = 19,355 \text{ мм}. \end{aligned}$$

10. Основная толщина зубьев

$$s_{b1} = d_{b1} \left(\frac{s_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha \right) = 103,37 \left(\frac{20,512}{110} + 0,01490 \right) = 20,815 \text{ мм};$$

$$s_{b2} = d_{b2} \left(\frac{s_2}{d_2} + \operatorname{inv} \alpha \right) = 281,91 \left(\frac{19,355}{300} + 0,01490 \right) = 22,389 \text{ мм}.$$

11. Толщина зубьев по окружности вершин

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \frac{103,37}{140,0} = 0,73833; \quad \alpha_{a1} = 42,41^\circ; \quad \operatorname{inv} \alpha_{a1} = 0,17325;$$

$$\cos \alpha_{a2} = \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \frac{281,91}{326,82} = 0,86258; \quad \alpha_{a2} = 30,39^\circ; \quad \operatorname{inv} \alpha_{a2} = 0,05606;$$

$$s_{a1} = d_{a1} \left(\frac{s_i}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right) = 140,0 \times$$

$$\times \left(\frac{20,512}{110} + 0,01490 - 0,17325 \right) = 3,92 \text{ мм} \approx 0,4 \text{ м};$$

$$s_{a2} = d_{a2} \left(\frac{s_2}{d_2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha \right) = 326,82 \times$$

$$\times \left(\frac{19,355}{300} + 0,01490 - 0,05606 \right) = 7,63 > 0,4 \text{ м}.$$

Остальные расчеты производятся по формулам (12)...(17), табл. 4.5.

12. Размер по общей нормали

$$z_{n1} = \frac{z_1}{9} + 0,5 = \frac{11}{9} + 0,5 = 1,72; \text{ принимаем } z_{n1} = 2;$$

$$W_1 = (z_{n1} - 1)P_b + s_{b1} = (2 - 1)29,521 + 20,815 = 50,34 \text{ мм};$$

$$z_{n2} = \frac{z_2}{9} + 0,5 = \frac{30}{9} + 0,5 = 3,83; \text{ принимаем } z_{n2} = 4;$$

$$W_2 = (z_{n2} - 1)P_b + s_{b2} = (4 - 1)29,521 + 22,389 = 110,95 \text{ мм}.$$

Подсчитав все размеры по формулам табл. 4,5, приступают к вычерчиванию зацепления (рис. 4.4 и 4.5). Масштаб построения выбирают таким, чтобы высота зуба была не менее 40—50 мм.

Прежде всего наносят в масштабе межосевое расстояние и все окружности. Точка касания начальных окружностей есть полюс зацепления W . Общая касательная к основным окружностям, проходящая через полюс, есть линия зацепления.

Профиль зуба можно построить как развертку основной окружности, либо по точкам, используя рассчитанные толщины зубьев s_a , s_b и s . Дополнительно следует определить толщину зуба по начальной окружности по формуле

$$s_w = d_w \left(\frac{s}{d} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w \right). \quad (4.26)$$

Отложив от полюса в масштабе толщину s_w и разделив ее пополам, проводят ось симметрии зуба. От этой оси на соответствующих окружностях откладывают толщины и полученные точки соединяют с помощью лекала. Это и будет эвольвентный профиль зуба.

Если $d_f < d_b$, то зуб на этом участке строят по радиальной прямой. Сопряжение профиля зуба с окружностью впадин выполняют радиусом $r_f = 0,38 \text{ м}$. Отложив по делительной окружности шаг, с помощью шаблона строят 2—3 зуба. Активный участок линии зацепления AB определится пересечением линии зацепления с окружностями вершин шестерни 1 и колеса 2.

При указанном на рис. 4.4 направлении вращения шестерни контакт начнется в точке A зацеплением точки p_1 на ножке шестерни и точки a_2 на головке колеса. Закончится зацепление в точке B контактом точек a_1 и p_2 (точка p_2 получается засечкой на ножке зуба колеса радиусом O_2B). Дуги эвольвент a_1p_1 и a_2p_2 есть активные участки профилей зубьев.

На основании результатов расчетов по формулам табл. 4.5 удельных скольжений в точках a_1 , a_2 , p_1 и p_2 строят график удельного скольжения. Для удовлетворительной работы передачи удельное скольжение на ножке не должно превышать

$$v_{\max} = 3-6 \text{ при } V_{\text{окр}} = 1...20 \text{ м/с,}$$

$$v = 1-5 \text{ при } V_{\text{окр}} > 20 \text{ м/с,}$$

где $V_{\text{окр}} = 0,5 \cdot \omega \cdot d$.

Согласно ГОСТ 2.403—75* в правом верхнем углу листа 3 (чертеж зацепления) должна располагаться таблица с основными параметрами зацепления (рис. 4.6). На чертеже зацеп-

		10	20	20
Зубчатый венец	-	1	2	
Модуль	m	10	10	
Число зубьев	Z	11	30	
Исходный контакт ГОСТ 13755-81	α	20°	20°	
	h_a^*	1.0	1.0	
	c^*	0.25	0.25	
Длина общей нормали	W	50,34	250,55	
Коэффициент смещения	X	0,66	0,5	

Рис. 4.6. Таблица основных параметров зацепления

ления надо на размерных линиях наряду с буквами дать численные значения с точностью в пять значащих цифр. Например, $\varnothing 103,37$ (d_{b1}), $\varnothing 140,00$ (d_{a1}).

5. КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ (СИЛОВОЙ) РАСЧЕТ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ С НИЗШИМИ ПАРАМИ

При решении задач силового расчета механизмов предполагаются известными закон движения ведущего звена, массы и моменты инерции звеньев механизма. Таким образом, всегда могут быть определены те силы инерции, которые необходимы для решения задач силового расчета с помощью уравнений равновесия.

Кинестатика механизмов занимается решением двух задач: определением усилий (реакций) в кинематических парах; определением так называемых уравновешивающих сил.

Без знания сил, найденных путем кинестатического расчета, нельзя рассчитывать детали машины на прочность и износ, подбирать подшипники, определять необходимую мощность и коэффициент полезного действия. В качестве примера приведем силовой расчет шестизвездного механизма с ведущим звеном I , показанного на рис. 2.1, с известными массами звеньев m и силой полезного сопротивления F_c .

Кинестатический расчет механизма начинают с группы Ассура, наиболее удаленной от ведущего звена, и проводят его последовательно согласно формуле строения $1 \rightarrow 2_{21} (2, 3) \rightarrow 2_{22} (4, 5)$.

Рассмотрим расчет группы 2_{22} (звенья 4, 5). Силы тяжести G_5 и G_4 звеньев 5 и 4 приложены в центрах тяжести в точках D и S_4 и направлены вертикально вниз. Так как группы Ассура являются статически определяемыми кинематическими цепями, то, применяя принцип Даламбера, сводим задачу динамики к задаче статики. Рассматриваемая группа освобождена от связей. Вместо них надо приложить соответствующие реакции: \bar{R}_{05} — реакцию, действующую в поступательной паре со стороны стойки на звено 5 и \bar{R}_{34} — реакцию, действующую в шарнире C со стороны звена 3 на звено 4. Реакция \bar{R}_{05} не известна по величине, но известна по направлению — перпендикулярна направлению x . Реакция \bar{R}_{34} — неизвестна ни по величине, ни по направлению. Поэтому разложим ее на две составляющие: \bar{R}_{34}^t — тангенциальную, направленную перпендикулярно звену CD , и \bar{R}_{34}^n — нормальную, направленную вдоль звена CD (рис. 5.1).

Для того, чтобы написать условия равновесия для группы 2_{22} , необходимо приложить к ней силы инерции. Величина силы инерции звена 5 определяется по формуле

$$F_{i5} = m_5 W_{D_5}$$

где m_5 — масса звена 5;

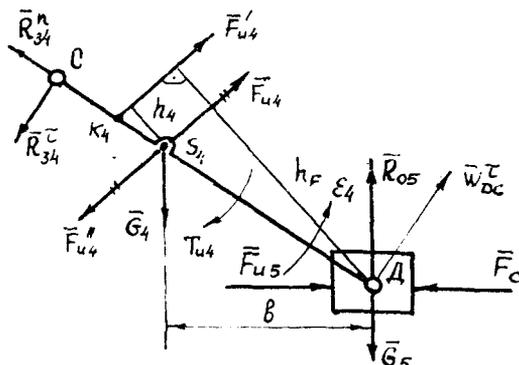


Рис. 5.1. Схема к силовому расчету группы Ассур второго вида

\bar{W}_D — полное ускорение точки D , м/с²; $\bar{W}_D = \pi \bar{d} \cdot \mu \omega$.
 $\pi \bar{d}$ — взято из плана ускорений.

Сила инерции \bar{F}_{u5} приложена в точке D ползуна 5 и направлена противоположно направлению ускорения \bar{W}_D . Сила инерции \bar{F}_{u4} , Н звена 4 приложена в центре тяжести S_4 этого звена, направлена противоположно ускорению \bar{W}_{S_4} точки S_4 и равна по величине $F_{u4} = m_4 \bar{W}_{S_4}$.

Центр тяжести S_4 звена 4 находится на расстоянии l_{c_4} . На основании теоремы подобия точка S_4 на плане ускорений (рис. 2.1, г) будет лежать на расстоянии $\overline{cs_4} = (CS_4/CD) \overline{cD}$. Соединив точку s_4 с полюсом π , получим вектор πs_4 , который будет изображать величину и направление ускорения точки S_4 в выбранном масштабе. Величину его, м/с², находим по формуле

$$\bar{W}_{S_4} = \pi s_4 \cdot \mu \omega.$$

Момент сил инерции, Нм, звена 4 определяется по формуле

$$T_{u4} = I_{S_4} \cdot \varepsilon_4$$

и направлен в сторону, противоположную направлению углового ускорения ε_4 — в нашем случае по часовой стрелке.

Момент инерции, кгм², звена 4 относительно оси, проходящей через центр тяжести, определяем по формуле

$$I_{S_4} = \frac{m_4 \rho_{CD}^2}{10}.$$

Силу инерции \bar{F}_{u4} и момент силы инерции T_{u4} можно привести к одной результирующей силе инерции. Для этого следует момент силы инерции T_{u4} заменить парой сил $T_{u4} = F_{u4} \cdot h_4$.

Откуда $h_4 = T_{н4} / F_{н4}$, а отрезок на чертеже, выражающий эту величину в мм, $\bar{h}_4 = h_4 / \mu$.

Силу $F_{н4}$ следует перенести так, чтобы она создавала момент относительно точки S_4 , направленный в ту же сторону, что и $T_{н4}$. Точку пересечения линии действия силы $F_{н4}$ со звеном CD обозначим через K_4 . Определению подлежат реакции \bar{R}_{34} , $\bar{R}_{45} = -\bar{R}_{54}$.

Рассматривая равновесие звена 4 (рис. 5.1), можно записать, что сумма моментов всех сил, действующих на одно звено, относительно точки D равна нулю, т. е. $\Sigma T_D = 0$. Перед составлением уравнения зададим направление реакции \bar{R}_{34} . Тогда

$$R_{34} \cdot \bar{CD} - F_{н4} \cdot \bar{h}_F + G_4 \cdot \bar{b} = 0.$$

Все плечи определяются непосредственно замером на чертеже в миллиметрах.

Решая уравнение относительно неизвестной силы R_{34} и подставляя числовые значения, получим в Ньютонах.

$$R_{34} = (F_{н4} \cdot \bar{h}_F - G_4 \cdot \bar{b}) / CD.$$

Если искомая сила получилась с положительным знаком, то ее действительное направление совпадает с первоначально выбранным. Если же сила R_{34} получится со знаком «минус», то это означает, что она направлена противоположно направлению, первоначально выбранному (рис. 5.1). В дальнейших расчетах мы будем принимать ее действительное направление.

Теперь рассмотрим равновесие всей группы в целом и определим реакции \bar{R}_{05} и \bar{R}_{34} . Поскольку группа находится в равновесии под действием заданных сил, сил реакций и сил инерции, то главный вектор всех сил равен нулю. Составляем уравнение

$$\underbrace{\bar{R}_{34}^n}_{\parallel CD} + \bar{R}_{34}^t + \bar{F}_{04} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{05} + \bar{G}_5 + \bar{F}_c + \frac{\bar{R}_{05}}{x} = 0$$

Это означает, что многоугольник сил должен быть замкнутым. В данном векторном уравнении неизвестными являются величины сил \bar{R}_{34} и \bar{R}_{05} , а направления этих сил известны.

Для наиболее рационального построения плана сил в уравнении, выражающем геометрическую сумму всех сил, векторы рекомендуется записывать в определенном порядке. Во-первых, согласно принципу построения необходимо записывать одну неизвестную силу в начале, а другую — в конце уравнения. Во-вторых, тангенциальную составляющую какой-либо реакции записывать рядом с ее нормальной составляющей. Это позволит сразу на том же плане сил определить полную реакцию. В-тре-

тых, следует сгруппировать все силы, действующие на одно звено (звено 4), а затем на другое (звено 5).

В соответствии с векторным уравнением начинаем строить многоугольник сил, начиная с силы \bar{R}_{34} (рис. 5.2), последовательно откладывая векторы сил. Построение ведем в произвольно выбранном масштабе μ_F в Н/мм. Чтобы отложить на

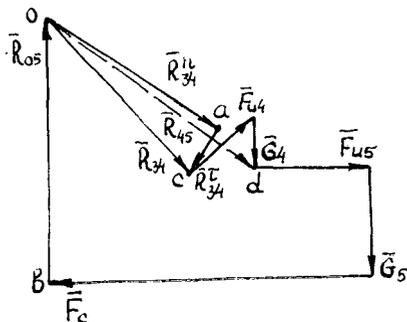


Рис. 5.2. План сил для группы Ассур второго вида

плане сил векторы, изображающие силы, их величины следует разделить на масштаб сил. В конце каждого вектора ставим стрелку и здесь же ставим его обозначение. Построение известных сил заканчивается вектором \bar{F}_c . Чтобы замкнуть многоугольник, проводим через начало силы \bar{R}_{34} направление силы \bar{R}_{34} , а через конец силы \bar{F}_c — направление силы \bar{R}_{05} . Эти силы пересекаются в некоторой точке — o и замыкают силовой многоугольник. Точка o пересечения этих сил определяет их величины: отрезок ob изображает силу \bar{R}_{05} , а отрезок oa — силу \bar{R}_{34} . Определим их истинные величины:

$$R_{34}^n = \overline{oa} \cdot \mu_F; \quad R_{05} = \overline{ob} \cdot \mu_F.$$

Определив \bar{R}_{43} и \bar{R}_{34} , можно сразу же на плане сил найти полную реакцию \bar{R}_{34} как их равнодействующую: $\bar{R}_{34} = \bar{R}_{34}^n + \bar{R}_{34}^t$. Истинная величина $R_{34} = oc \cdot \mu_F$.

Рассмотрим равновесие звена 4 и определим реакцию \bar{R}_{54} . Поскольку звено 4 находится в равновесии, геометрическая сумма всех сил, действующих на него, равна нулю:

$$\bar{R}_{34} + \bar{F}_{n4} + \bar{G}_4 + \bar{R}_{54} = 0.$$

Векторная сумма $\bar{R}_{34} + \bar{F}_{n4} + \bar{G}_4$ на плане сил уже имеется. Следовательно, если соединим начало вектора \bar{R}_{34} с концом

вектора \vec{G}_4 , то получим искомый вектор \vec{R}_{54} (рис. 5.2). Его истинная величина $R_{54} = \alpha d \cdot \mu F$.

Переходим к расчету группы 2_{21} (звенья 2 и 3). На эту структурную группу действуют следующие силы. В точке C со стороны звена 4 на звено 3 действует сила \vec{R}_{43} (рис. 5.3). Она равна по величине силе \vec{R}_{34} и противоположна ей по направлению.

В центре тяжести S_2 звена 2 приложена сила веса G_2 . Сила G_3 приложена в центре тяжести S_3 звена 3, расположенном на его середине. В шарнире A со стороны звена 1 на звено 2 действует неизвестная по величине и направлению реакция \vec{R}_{12} . Разложим ее на две составляющие: \vec{R}_{12}^{τ} — тангенциальную, направленную перпендикулярно звену AB , и \vec{R}_{12}^n — нормальную, направленную вдоль звена AB , т. е.

$$\vec{R}_{12} = \vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^{\tau} \\ \parallel AB \perp AB.$$

В шарнире O_3 со стороны неподвижного звена O (стойки) на звено 3 действует неизвестная по величине и направлению реакция \vec{R}_{03} . Ее также разлагаем по двум направлениям: \vec{R}_{03}^{τ} — перпендикулярно звену BO_3 и \vec{R}_{03}^n — вдоль звена BO_3 , т. е.

$$\vec{R}_{03} = \vec{R}_{03}^n + \vec{R}_{03}^{\tau} \\ \parallel BO_3 \perp BO_3.$$

Сила инерции $F_{и2}$, H , звена 2 приложена в центре тяжести S_2 , направлена противоположно ускорению центра тяжести \vec{W}_{s2} и

$$F_{и2} = m_2 W_{s2}.$$

На плане ускорений находим точку S_2 и соединяем ее с полюсом. Полученный отрезок $\overline{\pi s_2}$ и будет изображать ускорение точки S_2 .

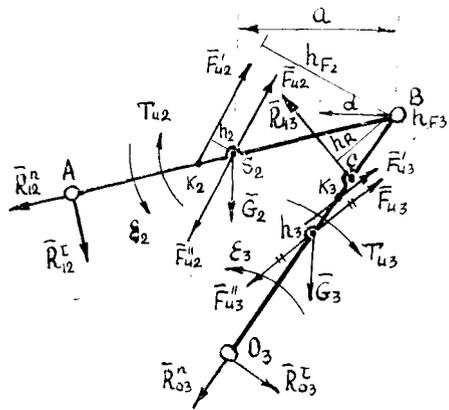


Рис. 5.3. Схема к силовому расчету группы Ассура первого вида

Момент сил инерции \bar{T}_{n2} звена, Нм, определяется по формуле

$$T_{n2} = I_{S2} \cdot \epsilon_2.$$

и направлен противоположно угловому ускорению ϵ_2 . В нашем случае он направлен по часовой стрелке. Момент инерции, кгм^2 , относительно оси, проходящей через его центр тяжести S_2 , находится по формуле

$$I_{S2} = m_2 l_{AB}^2 / 12.$$

Силу инерции и момент сил инерции F_{n2} и T_{n2} можно привести к одной результирующей силе инерции. Для этого следует момент сил инерции заменить парой сил $T_{n2} = F_{n2} \cdot h_2$. Откуда $h_2 = T_{n2} / F_{n2}$, измеряется в метрах.

Отрезок на чертеже, выражающий эту величину, в мм,

$$\bar{h}_2 = h_2 / \mu_c.$$

Силы инерции звена 3 можно найти аналогично.

Так как звено 3 вращается вокруг неподвижной оси O_3 , не проходящей через центр тяжести S_3 , звена 3, то результирующая сила инерции будет приложена в центре качания (точке K) звена 3, направлена противоположно ускорению \bar{W}_{S3} центра тяжести S_3 и

$$F_{n3} = m_3 \cdot \bar{W}_{S3}.$$

Положение центра качания K , м, определяется по формуле

$$I_{S3k} = \frac{I_{S3}}{m_3 I_{S3O3}}.$$

В нашем случае $I_{S3O3} = \frac{l_{BO3}}{2}$ и $I_{S3} = \frac{m_3 l_{BO3}^2}{12}$.

Тогда величина $I_{S3k} = l_{BO3} / 6$ и ее масштабное значение в мм

$$\bar{s}_3k = I_{S3k} / \mu_c.$$

Рассмотрим равновесие звена 2 и определим реакцию \bar{R}_{12}^- . Для этого составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено 2, относительно точки C , предварительно выбрав направление реакции \bar{R}_{12}^- :

$$R_{12}^- \cdot \bar{BA} - F_{n2} \cdot \bar{h}_{F2} + G_2 \bar{a} = 0.$$

Решая это уравнение относительно R_{12}^- , получим

$$R_{12}^- = \frac{F_{n2} \cdot \bar{h}_{F2} - G_2 \cdot \bar{a}}{\bar{BA}}.$$

Величины плеч \bar{h}_{F2} , \bar{a} , \bar{BA} берем с чертежа (рис. 5.3).

Если сила \bar{R}_{12}^- получится со знаком «плюс», то ее действительное направление совпадет с первоначально выбранным, а

если со знаком «минус», то действительное направление ее будет противоположно выбранному.

Определим реакцию \bar{R}_{03}^{τ} . Для этого составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено 3, относительно точки B , предварительно выбрав направление реакции \bar{R}_{03}^{τ} :

$$-R_{03}^{\tau} \cdot \overline{BO}_3 + F_{13} \bar{h}_{F3} + R_{43} \bar{h}_R + G_3 \cdot \bar{d} = 0.$$

Решая это уравнение относительно R_{03}^{τ} , предварительно за-
мерив плечи на чертеже (рис. 5.3), получим

$$R_{03}^{\tau} = \frac{F_{13} \bar{h}_{F3} + R_{43} \bar{h}_R + G_3 \cdot \bar{d}}{\overline{BO}_3}.$$

Для определения сил \bar{R}_{12}^n , \bar{R}_{03}^n , воспользуемся принципом Даламбера. На основании этого принципа можно записать условие равновесия, согласно которому результирующий вектор всех сил, действующих на группу 2₁, равен нулю:

$$\frac{\bar{R}_{12}^n}{\parallel BA} - \bar{R}_{12}^{\tau} + \bar{F}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{23} + \bar{R}_{43} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{23}^{\tau} + \bar{R}_{03}^n = 0$$

Это означает, что многоугольник сил должен быть замкнутым. В данном векторном уравнении неизвестными являются величины сил \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{03}^n , а направления этих сил известны.

В соответствии с этим уравнением начинаем строить многоугольник сил с известной силы \bar{R}_{12}^{τ} (рис. 5.4), последовательно откладывая векторы сил. Чтобы отложить на плане сил векторы, изображающие силы, следует предварительно их величины разделить на масштаб сил. Последней известной силой будет \bar{R}_{03}^{τ} . Через конец вектора \bar{R}_{03}^{τ} (точка o) и через начало вектора \bar{R}_{12}^n (точка a) проводим линии, параллельные звеньям BO_3 и BA . Эти линии пересекаются в точке b , которая и определит величины векторов \bar{R}_{03}^n и \bar{R}_{12}^n и их направления на чертеже. Определим их истинные величины

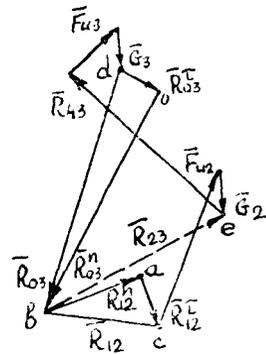


Рис. 5.4. План сил для группы Ассура первого вида

$$R_{03}^n = \overline{ob} \cdot \mu_F \quad \text{и} \quad R_{12}^n = \overline{ab} \cdot \mu_F.$$

Определим полные реакции \bar{R}_{12} и \bar{R}_{03} :

$$R_{12} = \overline{bc} \cdot \mu_F \quad \text{и} \quad R_{03} = \overline{ab} \cdot \mu_F$$

Рассматривая равновесие звена 2 или 3, определяем реакцию \bar{R}_{32} (\bar{R}_{23}):

$$\underline{\bar{R}}_{12} + \underline{\bar{F}}_{u2} + \underline{\bar{G}}_2 + \underline{\bar{R}}_{32} = 0$$

или

$$\underline{\bar{R}}_{23} + \underline{\bar{F}}_{u3} + \underline{\bar{R}}_{u3} + \underline{\bar{G}}_3 + \underline{\bar{R}}_{03} = 0$$

Сумма первых трех векторов по первому уравнению или сумма четырех последних векторов по второму уравнению на плане сил уже построена. Тогда из конца вектора \bar{G}_2 (точка e) проводим прямую в начало вектора \bar{R}_{12} (точка b). Это и есть сила \bar{R}_{32} или \bar{R}_{23} , действующая в кинематической паре B .

Истинная величина этой силы $R_{32} = be \cdot \mu_F$.

На рис. 5.4 эта сила показана пунктирной линией. Но нужно помнить, что $\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{23}$.

Переходим к кинетостатике ведущего звена. Сила тяжести G_1 ведущего звена O_1A приложена в центре тяжести S_1 (рис. 5.5).

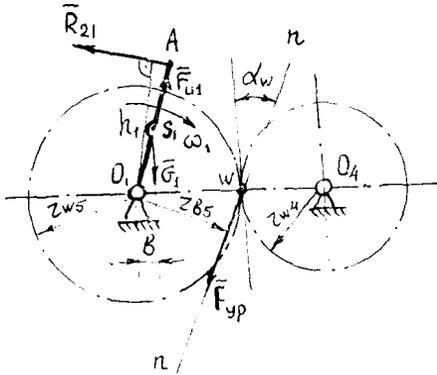


Рис. 5.5. Схема с зубчатой передачей к расчету уравновешивающей силы

В точке A на звено 1 со стороны звена 2 действует сила $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$. Сила инерции приложена в центре тяжести S_1 и равна по величине $F_{и1} = m_1 W_{s1}$.

Так как ведущее звено вращается равномерно, считаем, что действующие на него силы уравновешиваются силой, которую назовем уравновешивающей $F_{ур}$, приложенной к нему со стороны двигателя. Точка приложения и направление

уравновешивающей силы зависят от конструкции привода, передающего движение от двигателя к рабочей машине.

Если вращение передается с помощью зубчатых колес и ступень, которая связана с ведущим звеном, является ступенью с неподвижными осями, то сила $F_{ур}$ проходит через полюс зацепления, т. е. через точку касания начальных окружностей. Сила $F_{ур}$ направлена по линии зацепления. При эвольвентном зацеплении линия зацепления совпадает с нормалью, проведенной в точке касания зубьев, и образует с касательной к начальным окружностям угол зацепления α_w .

Сила \bar{R}_{01} (реакция со стороны стойки O на звено I в кинематической паре O_1) неизвестна ни по величине, ни по направлению. Начальные окружности зубчатых колес вычерчиваются в том же масштабе, что и механизм.

Под действием указанных выше сил можно считать, что ведущее звено I находится в равновесии. Поэтому можно применить условие равновесия статики. Для определения величины силы F_{yp} составим уравнение равновесия в виде суммы моментов всех сил, действующих на ведущее звено (кривошип) относительно точки O_1 (рис. 5.5):

$$R_{21} \cdot \bar{h}_1 - G_1 \cdot \bar{b} - F_{yp} \cdot \bar{r}_{b5} = 0;$$

откуда

$$F_{yp} = \frac{R_{21} \cdot \bar{h}_1 - G_1 \bar{b}}{\bar{r}_{b5}}.$$

Величины плеч определяются непосредственно из чертежа в миллиметрах. Кратчайшее расстояние (плечо) от точки O_1 до направления силы F_{yp} есть не что иное, как радиус основной окружности зубчатого колеса, жестко соединенного со звеном O_1A .

Для определения реакции \bar{R}_{01} составим уравнение равновесия, согласно которому главный вектор всех сил, действующих на кривошип, равен нулю:

$$\bar{G}_1 + \bar{R}_{21} + \bar{F}_{yp} + \bar{F}_{u1} + \bar{R}_{01} = 0$$

В соответствии с этим уравнением строим план сил, действующих на кривошип (рис. 5.6). Построение плана начинаем с силы R_{21} . Сложив все известные силы и соединив точки a и b , получим вектор силы \bar{R}_{01} . Его истинная величина $R_{01} = ab \cdot \mu_F$.

Сила F_{yp} создает на звене O_1A относительно O_1 момент, M_y ,

$$M_{yp} = F_{yp} \cdot r_{b5},$$

где

$$r_{b5} = r_{\omega 5} \cos \alpha_{\omega 5}.$$

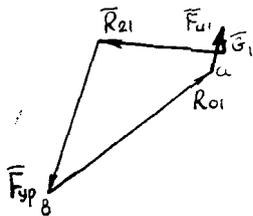


Рис. 5.6. План сил исходного механизма первого класса

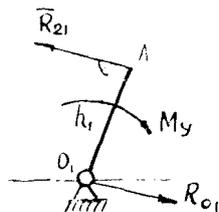


Рис. 5.7. Схема к расчету сил исходного механизма первого класса

При определении реакции в опоре O_1 ведущего звена практически возможен и другой случай, когда кривошипный вал соединен с двигателем посредством муфты или жестко связан с водилом или с одним из центральных колес планетарного редуктора (рис. 5.7). В этом случае к валу применен уравновешивающий момент

$$M_{ур} = P_{21} \cdot \bar{h}_1 / \mu_c,$$

а реакция в опоре вала будет равна действию второго звена на кривошип $\bar{R}_{01} = -\bar{R}_{21}$ (если пренебречь весом звена I).

Переходим к определению уравновешивающей силы или уравновешивающего момента при помощи рычага Н. Е. Жуковского. Теорема Жуковского о жестком рычаге позволяет определить уравновешивающую силу или уравновешивающий момент, не определяя реакций в кинематических парах. Эта теорема основана на принципе возможных перемещений и ее можно сформулировать так: если механизм находится в динамическом равновесии под действием активных сил и сил инерции, то план скоростей, повернутый на 90° и нагруженный этими же силами в соответствующих точках, будет также находиться в равновесии и сумма моментов этих сил относительно полюса плана

скоростей равна нулю. План скоростей рассматривается здесь как жесткий рычаг, имеющий одну неподвижную точку p — полюс плана скоростей.

Силы, действующие на звенья механизма, переносим параллельно самим себе в соответствующие точки s_1, k_2, k_1, s_2 и т. д., повернутого на 90° плана скоростей. Повернутый план скоростей может быть построен в любом произвольно выбранном масштабе (рис. 5.8).

Силу $F'_{ур}$ будем считать условно приложенной в точке A кривошипа перпендикулярно звену O_1A . Тогда на повернутом плане скоростей (рис. 5.8) силу $F'_{ур}$ приложим в точке a перпендикулярно отрезку pa . Затем напишем уравнение мо-

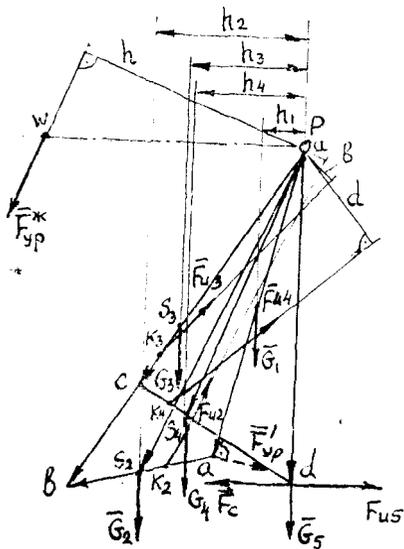


Рис. 5.8. Определение уравновешивающей силы с помощью рычага Жуковского

ментов всех сил относительно полюса p плана скоростей:

$$F'_{yp} \cdot \overline{pa} + G_2 \overline{h_2} + G_1 \overline{h_1} + F_{n2} \overline{a} + G_3 \overline{h_3} + G_4 \overline{h_4} + \\ + F_{n3} \overline{b} + F_{n4} \overline{d} + F_{n5} \overline{pd} - F_c \overline{pd} = 0.$$

Длину плеч в миллиметрах берем с чертежа (рис. 5.8). Решая составленное уравнение относительно F'_{yp} , получим

$$F'_{yp} = \frac{-G_2 \overline{h_2} - G_1 \overline{h_1} - F_{n2} \overline{a} - G_3 \overline{h_3} - G_4 \overline{h_4} - F_{n3} \overline{b} - F_{n4} \overline{d} - F_{n5} \overline{pd} + F_c \overline{pd}}{\overline{pa}},$$

а уравновешивающий момент

$$M'_{yp} = F'_{yp} l_{O1A}.$$

В действительности уравновешивающая сила будет приложена в полюсе зацепления колес 4 и 5 (рис. 5.6). Поэтому желательно на повернутом плане скоростей определить скорость V_ω точки зацепления ω и в конце вектора скорости $\overline{V_\omega}$ приложить F^*_{yp} (рис. 5.8). Тогда

$$F^*_{yp} = \frac{G_2 \overline{h} - G_1 \overline{h_1} - F_{n2} \overline{a} - G_3 \overline{h_3} - G_4 \overline{h_4} - F_{n3} \overline{b} - F_{n4} \overline{d} - F_{n5} \overline{pd} + F_c \overline{pd}}{\overline{h}},$$

а уравновешивающий момент

$$M'_{yp} = F^*_{yp} r_{b5}.$$

Значения M_{yp} , полученные с помощью планов сил и по теореме Жуковского, не должны иметь расхождение более 5%. Погрешность подсчитывается по формуле

$$\Delta = \frac{M_{yp} - M'_{yp}}{0.5(M_{yp} + M'_{yp})} 100\% \quad \text{или} \quad \Delta = \frac{F_{yp} - F^*_{yp}}{0.5(F_{yp} + F^*_{yp})} 100\%.$$

Примечание. План скоростей для рычага Жуковского можно строить и в обычном положении, не поворачивая его, но тогда надо повернуть на 90° в одну сторону все силы. При сложных планах скоростей этот метод может оказаться более удобным.

Рассмотрим определение потерь на трение в рычажных механизмах. После того, как рассчитаны давления (реакции) в кинематических парах рычажного механизма с идеальными связями, можно подсчитать суммарную мощность потерь на трение.

Полная мгновенная мощность потерь на трение в механизме получится суммированием мощностей, вычисленных для всех кинематических пар:

$$P_{тр} = P_{трO1} + P_{трA} + P_{трB} + P_{трO3} + P_{трC} + P_{трDв} + P_{трDн}.$$

где

$$P_{тр \text{ вращ}} = \dot{f}_в \cdot R_{ij} \frac{d_{ij}}{2} \text{ Вт},$$

$$P_{\text{тр пост}} = f_{\text{п}} \cdot R_{oi} \cdot V_i;$$

R_{ij} — давление в кинематической паре;

$f_{\text{в}}$ и $f_{\text{п}}$ — коэффициенты трения во вращательной и поступательной парах;

$d_{\text{ш}}$ — диаметр шарнира, м;

ω_{ij} — относительная угловая скорость. Для пары звеньев 1—2 $\omega_{12} = \omega_1 \pm \omega_2$.

Знак «плюс» берется, если угловые скорости разного знака, а знак «минус» — если одного знака.

Давления и угловые скорости звеньев были определены выше.

Приведенный к валу момент трения, Нм.

$$T_{\text{тр}}^{\text{пр}} = P_{\text{тр}} / \omega_1.$$

В разных положениях рычажного механизма результат вычислений будет различным, поэтому полная картина получится при рассмотрении ряда положений механизма.

Мгновенный коэффициент полезного действия рычажного механизма определяется по формулам

$$\eta = \frac{P_{\text{ис}}}{P_{\text{ис}} + P_{\text{тр}}} \quad \text{для рабочей машины}$$

и

$$\eta = \frac{P_{\text{пр}} - P_{\text{тр}}}{P_{\text{пр}}} \quad \text{для двигателя,}$$

где $P_{\text{ис}}$ — мощность сил полезного сопротивления;

$P_{\text{пр}}$ — мощность движущих сил.

Мгновенный коэффициент полезного действия рычажного механизма можно также вычислить, если известны приведенный момент трения $T_{\text{тр}}^{\text{пр}}$ и уравновешивающий момент $M_{\text{ур}}$, по формуле

$$\eta = \frac{M_{\text{ур}}}{M_{\text{ур}} + T_{\text{тр}}^{\text{пр}}}.$$

Вычислив этот коэффициент для нескольких положений, можно найти средний коэффициент полезного действия рассматриваемого механизма.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Андрущенко В. М. Математические таблицы для расчета зубчатых передач. М.: Машиностроение, 1974.
2. Справочник по геометрическому расчету зубчатых передач / Т. П. Болотовская, Г. С. Богаров, А. Б. Ефименко и др. М.: Машгиз, 1963.

3. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975.
4. Бакингом Э. Руководство по проектированию зубчатых передач. М.: Машгиз, 1948. Ч. 1, 2, 3.
5. Кудрявцев В. И. Планетарные передачи. М.: Машиностроение, 1977.
6. Курсовое проектирование по теории машин и механизмов / А. С. Коренько, Л. И. Кременштейн, С. Д. Петровский и др. Киев: Вища школа, 1970.
7. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учеб. пособие для машиностроит. вузов / Под ред. К. В. Фролова. М.: Высш. шк., 1986.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Образец титульного листа

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПО ВЫСШЕМУ ОБРАЗОВАНИЮ

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

КАФЕДРА ОКМ

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовому проекту по ТММ на тему:
«Исследование механизма уборки шасси самолета»

Задание № 6

Вариант № 2

Выполнил студент
группа

Иванов В. И.
139

Руководитель проекта

Петров П. Н.

Оценка

хорошо

Дата

15.12.93.

САМАРА 1993

Образец реферата

РЕФЕРАТ

Курсовой проект.

Пояснительная записка: 22 стр., 6 рис., 5 таблиц, 4 источника.

Графическая документация: 4 листа А1.

**КОМПРЕССОР, СИНТЕЗ, АНАЛИЗ, РЕДУКТОР,
МЕХАНИЗМ КУЛАЧКОВЫЙ**

В курсовом проекте рассматривается синтез, а также структурный, кинематический и силовой анализы механизма двухцилиндрового воздушного компрессора. По заданной схеме и отдельным параметрам проведен подбор чисел зубьев колес редуктора, расчет геометрических параметров зацепления простой ступени редуктора и его качественных показателей.

Произведен синтез кулачкового механизма.

ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ МЕХАНИЗМОВ

Процесс проектирования — творческий многостадийный процесс со свойственными ему закономерностями построения и развития. Конструктору часто бывает необходимо вернуться к первоначальному расчетам, чтобы повторить их с новыми исходными данными с целью улучшения характеристики и выбора оптимального решения. Синтез и анализ рычажных механизмов связан с большим объемом вычислительных операций, поэтому применение ЭВМ сокращает сроки и повышает качество проектирования.

На кафедре ОКМ разработаны многочисленные программы кинематического анализа кривошипно-ползунного и кулисного механизмов, синтеза планетарного и замкнутого дифференциального зубчатых механизмов, синтеза нескольких типов кулачковых механизмов, расчета геометрических параметров зацепления. Рассмотрим некоторые из них.

Кинематический анализ плоского рычажного механизма. Исходными данными являются кинематическая схема механизма, определяющая его структуру и размеры звеньев и зависимости обобщенных координат механизма от времени.

На рис. П1 показана кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма. Для центрального кривошипно-ползунного механизма имеют место следующие соотношения:

$$\varphi_2 = -\arcsin(\sin \varphi_1 / \lambda),$$

где $\lambda = l_2 / l_1$.

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = - \frac{\cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi_1}};$$

$$\frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} = \frac{-\cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi_1}} \left(\frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2} \right) + \frac{\sin \varphi_1}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi_1}} \left(1 - \frac{\cos^2 \varphi_1}{\lambda^2 - \sin^2 \varphi_1} \right);$$

Для точки B на ползуне 3

$$x_B = l_1 (\cos \varphi_1 + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi_1});$$

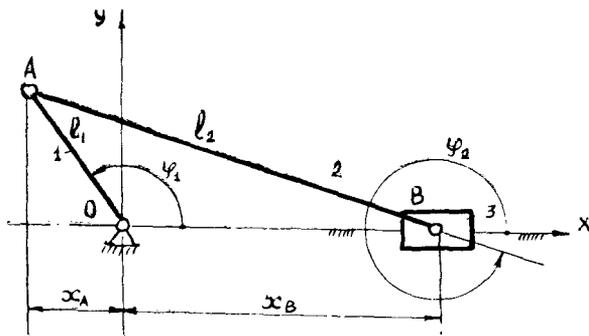


Рис. П1. Схема кривошипно-ползунного механизма

$$V_{\dot{\varphi}B} = \frac{V_B}{\omega_1} = -l_1 \sin \varphi_1 \left(1 + \frac{\cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi_1}} \right);$$

$$\frac{\omega_B}{\omega_1^2} = -l_1 \left[\sin \varphi_1 \left(1 + \frac{\cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi_1}} \right) \left(\frac{e_1}{\omega_1^2} \right) + \right. \\ \left. + \cos \varphi_1 - \frac{1 - 2 \cos^2 \varphi_1 - (\sin^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 \varphi_1) / (\lambda^2 - \sin^2 \varphi_1)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi_1}} \right].$$

На рис. П2 приведена программа кинематического расчета.

Расчет на ЭВМ цилиндрической зубчатой передачи. Использование ЭВМ позволяет быстро выполнить расчет для ряда вариантов зубчатых передач и выбрать из них оптимальный. В основу программы расчета положены формулы, приведенные в табл. 4.5.

На рис. П3 приведена блок-схема программы расчета геометрических параметров зубчатого зацепления.

На рис. П4 показана распечатка результатов этого расчета.

Синтез плоского кулачкового механизма с толкателем роликового типа. Исходные данные для синтеза кулачкового механизма и законы движения толкателей приведены в разд. 3. Основные расчетные формулы следующие:

$$\alpha \geq \operatorname{arctg} \frac{\frac{dS(q)}{dq} - e}{h_0 + S(q)};$$

$$\gamma_{\min} \leq \operatorname{arctg} \frac{h_0 + S(q)}{\frac{dS(q)}{dq} - e},$$

где $\gamma_{\min} = 90^\circ - \alpha_{\max}$.

Откуда

$$h_0(q) \geq \frac{dS(q)}{dq} \cdot \operatorname{tg} \gamma_{\min} - S(q) - e \operatorname{tg} \gamma_{\min}.$$

Значения величин $(h_0)_{\max}$ и q^* определяются методом нахождения максимума функции $h_0(q)$, имеющей вид рабочей формулы

$$h_0(q) = 2h \left[\left(\frac{q}{q_y} \right)^3 - 1.5 \left(\frac{2 \operatorname{tg} \gamma_{\min}}{q_y} + 1 \right) \left(\frac{q}{q_y} \right)^2 + \frac{3 \operatorname{tg} \gamma_{\min}}{q_y} \left(\frac{q}{q_y} \right) \right].$$

Для определения величины эксцентриситета e и минимального радиуса теоретического профиля кулачка r_c или величины h_c , обеспечивающие минимальные габариты кулачка, необходимо выполнить следующее условие для начальной точки профиля кулачка на фазе удаления:

$$\alpha \geq \operatorname{arctg} \frac{e}{(h_0)_{\max} - e \operatorname{tg} \gamma_{\min}}.$$

После вычисления оптимальных величин эксцентриситета e и минимального радиуса профиля кулачка r_c или h_c , а также радиуса ролика r_p переходим к задаче кинематического синтеза.

На рис. П5 показана блок-схема программы расчета.

```

SET NO DOUBLE
10 PROGRAM TMM2(FF88,FF78,AR8,0)
12 ON ERROR GOTO 400\ CLEAR
20 OPEN RR8 FOR OUTPUT AS FILE #0
25 DEF FNRAD(XX)=PI*XX/180
28 DEF FNDEG(ZZ)=180*ZZ/PI
30 CLEAR DSH=1
35 PRINT FF88;\ PRINT ' ГРУППА ',FF78;\ PRINT
40 PRINT ' ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРИВОШИПНО-ПОЛУЗУННОГО МЕХАНИЗМА'
42 PRINT
45 PRINT 'ВВЕДИТЕ РАДИУС КРИВОШИПА R В М ';\ INPUT #0,R
48 PRINT 'ВВЕДИТЕ ДЛИНУ ШАТУНА А В М ';\ INPUT #0,A
50 PRINT 'ВВЕДИТЕ УГЛОВУЮ СКОРОСТЬ ВЕДУЩЕГО ЗВЕНА ';\ INPUT #0,W
51 PRINT #0,CHR8(27);CHR8(14);
52 PRINT #0,FF88;\ PRINT #0,CHR8(20);
53 PRINT #0,FF78;\ PRINT #0,' ГРУППА '
54 PRINT #0;\ PRINT #0,CHR8(27);CHR8(14);
55 PRINT #0,' ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРИВОШИПНО-ПОЛУЗУННОГО'
56 PRINT #0,CHR8(27);CHR8(14);
58 PRINT #0,' МЕХАНИЗМА'
59 PRINT #0
60 PRINT #0,CHR8(27);CHR8(14);
62 PRINT #0,' ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ'
65 PRINT #0,'РАДИУС КРИВОШИПА ';\ PRINT #0 USING '###.###' ,R
68 PRINT #0,'ДЛИНА ШАТУНА ';\ PRINT #0 USING '###.###' ,A
70 PRINT #0,'УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ ';\ PRINT #0 USING '###.###' ,W
71 F=0;VL=AVU=0
72 PRINT #0

```

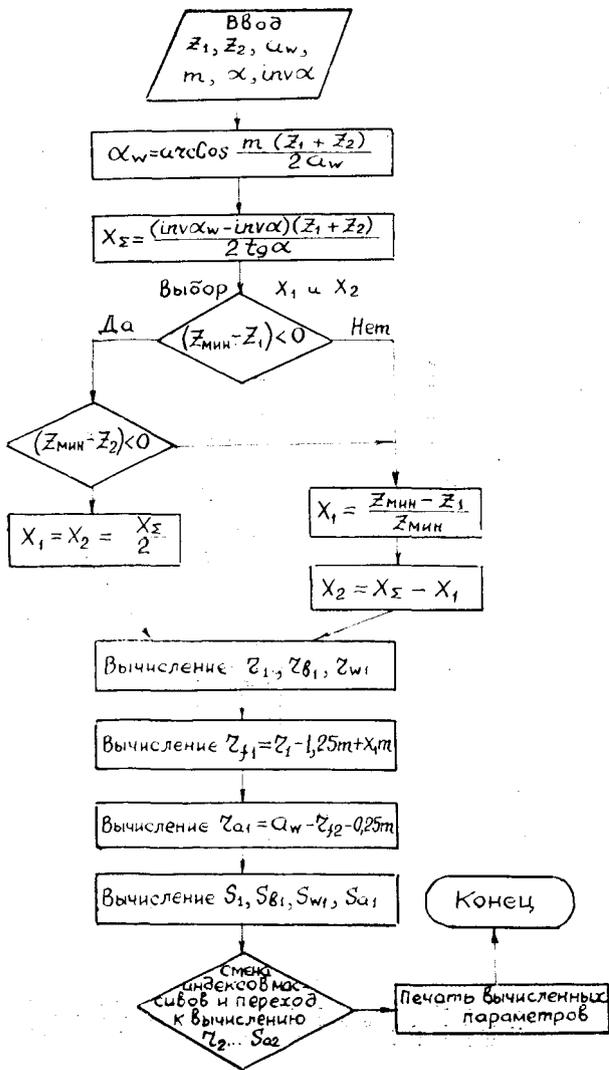



Рис. ПЗ. Блок-схема программы расчета геометрических параметров зубчатого зацепления

САВИНОВ А. П. ГРУППА 333

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ		
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ	Z1	13.00
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ КОЛЕСА	Z2	19.00
МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	AW	65.00
МОДУЛЬ	m	4.00

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ	LW	22.29520
КОЭФФ. СМЕЩЕНИЯ ШЕСТЕРНИ		0.23529
КОЭФФ. СМЕЩЕНИЯ КОЛЕСА		0.02863
РАДИУС ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ ШЕСТЕРНИ		26.00000
РАДИУС ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ КОЛЕСА		38.00000
РАДИУС ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ ШЕСТЕРНИ		24.43210
РАДИУС ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ КОЛЕСА		35.70850
РАДИУС НАЧАЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ ШЕСТЕРНИ		26.43020
РАДИУС НАЧАЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ КОЛЕСА		38.59370
РАДИУС ВПАДИН ШЕСТЕРНИ		21.94110
РАДИУС ВПАДИН КОЛЕСА		33.11450
РАДИУС ВЕРШИН ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ		30.88540
РАДИУС ВЕРШИН ЗУБЬЕВ КОЛЕСА		42.05880

ЗНАЧЕНИЯ ТОЛЩИН ЗУБЬЕВ

ПО ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ ШЕСТЕРНИ	6.968
ПО ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ КОЛЕСА	6.367
ПО ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ ШЕСТЕРНИ	7.270
ПО ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ КОЛЕСА	7.047
ВЕРШИН ШЕСТЕРНИ	2.091
ВЕРШИН КОЛЕСА	2.778
ПО НАЧАЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ ШЕСТЕРНИ	6.760
ПО НАЧАЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ КОЛЕСА	6.003

Рис. П4. Распечатка результатов расчета геометрических параметров зацепления

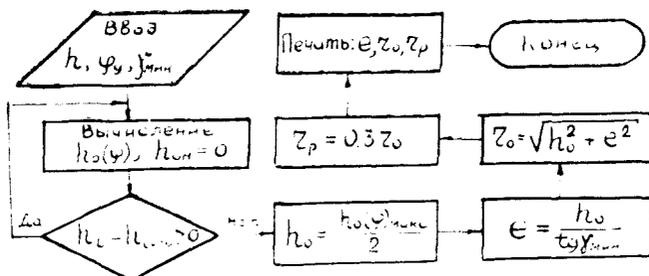


Рис. П5. Блок-схема программы расчета

Таблица подбора чисел зубьев колес планетарной передачи с однозвеновым сателлитом (схема 1, табл. 4.1)

$u_{1H}^{(3)}$	z_1	z_3	a_n	$u_{1H}^{(3)}$	z_1	z_3	a_n	$u_{1H}^{(3)}$	z_1	z_3	a_n
3,00	40	80	4	3,80	30	84	3	5,70	20	94	3
3,15	54	116	5	3,83	47	132	4	5,73	22	104	4
3,26	43	97	5	3,87	31	89	5	5,86	21	102	3
3,27	33	75	3	3,90	41	119	4	6,00	18	90	3
3,36	49	111	5	4,00	21	63	3	6,15	20	103	3
3,40	30	72	3	4,17	24	76	5	6,21	28	146	3
3,50	32	80	4	4,20	20	64	3	6,30	20	106	3
3,51	37	93	5	4,22	37	119	4	6,40	15	81	3
3,57	47	121	4	4,37	24	81	3	6,50	18	99	3
3,62	24	63	3	4,41	29	99	4	6,60	20	112	3
3,62	32	84	4	4,50	20	70	3	6,78	23	133	3
3,64	28	74	6	4,67	18	66	3	6,90	20	118	3
3,64	45	119	4	4,80	20	76	3	7,15	26	160	3
3,65	26	69	5	4,80	35	133	3	7,36	22	140	3
3,66	32	85	3	4,91	22	86	3	7,58	19	125	3
3,68	37	99	4	5,00	18	72	3	7,76	17	115	3
3,69	39	105	4	5,09	22	90	4	7,91	22	152	3
3,70	27	73	5	5,18	22	92	3	8,10	20	142	3
3,72	25	68	3	5,31	26	112	3	8,25	20	145	3
3,72	43	117	4	5,40	20	88	3	8,53	19	143	3
3,74	47	129	5	5,56	18	82	4	8,82	17	133	3
3,76	33	91	4	5,59	29	133	3	9,16	19	155	3

Таблица подбора чисел зубьев колес планетарной передачи с двухвенцовым сателлитом (схема II, табл. 4.1) при $\lambda = 1$, $a_v = 3$

$u_{1H}^{(3)}$	z_1	z_2	z_2'	z_3	k	$u_{1H}^{(3)}$	z_1	z_2	z_2'	z_3	k
5.00	18	24	21	63	1,14	8,25	32	56	28	116	2,00
5.20	30	42	36	108	1,16	8,40	30	54	27	111	2,00
5.50	24	36	30	90	1,20	8,50	24	44	22	90	2,00
5.80	75	49	35	180	2,20	8,50	24	60	42	126	1,42
6.00	18	30	24	72	1,25	8,50	30	72	48	150	1,50
6.25	24	36	24	84	1,50	8,80	15	39	27	81	1,14
6.40	60	68	34	162	2,00	9,00	18	48	33	99	1,15
6.40	15	27	21	63	1,28	9,20	30	62	31	123	2,00
6.50	30	48	32	110	1,50	9,30	20	42	21	83	2,00
6.70	60	74	37	171	2,00	9,50	24	52	26	102	2,00
6.80	60	76	38	174	2,00	9,60	20	44	22	86	2,00
7.00	36	72	54	162	1,33	9,80	30	68	34	132	2,00
7.00	30	54	36	120	1,80	10,00	18	54	36	108	1,50
7.20	35	70	50	155	1,40	10,20	20	48	24	92	2,00
7.30	60	86	43	189	2,00	10,50	24	60	30	114	2,00
7.50	18	36	24	78	1,50	11,00	24	64	32	120	2,00
7.60	15	33	24	72	1,37	11,50	24	68	34	126	2,00
7.65	40	62	31	133	2,00	12,00	16	48	24	88	2,00
7.80	30	48	24	102	2,00	13,00	18	60	30	108	2,00
8,00	15	30	18	63	1,67	14,00	18	52	20	90	2,60
8,00	18	42	30	90	1,40	15,00	24	66	22	112	3,00
8,20	30	52	26	108	2,00	16,00	24	72	24	120	3,00

Таблица рекомендуемых значений x_1 и x_2 по контакту (К), излому (И) и заеданию (З)

z_2	z_1										Усло- вия
	15		18		22		28		34		
	x_1	x_2									
22	0,38	0,75	0,60	0,64	0,68	0,68	—	—	—	—	К
	0,73	0,32	0,81	0,38	0,95	0,39	—	—	—	—	И
	0,53	0,54	0,60	0,63	0,67	0,67	—	—	—	—	З
28	0,26	1,04	0,40	1,02	0,59	0,94	0,86	0,86	—	—	К
	0,79	0,35	0,89	0,38	1,04	0,40	1,26	0,46	—	—	И
	0,60	0,63	0,63	0,72	0,71	0,81	0,85	0,85	—	—	З
34	0,13	1,42	0,30	1,30	0,48	1,20	0,80	1,08	1,01	1,01	К
	0,83	0,34	0,93	0,37	1,08	0,38	1,30	0,36	1,38	0,34	И
	0,63	0,72	0,67	0,82	0,82	0,74	0,90	0,86	1,00	1,00	З
42	0,20	1,53	0,29	1,48	0,40	1,48	0,72	2,33	0,90	1,30	К
	0,92	0,32	1,02	0,36	1,18	0,38	1,24	0,31	1,31	0,27	И
	0,68	0,88	0,68	0,94	0,76	1,03	0,88	1,12	1,00	1,16	З
50	0,25	1,65	0,32	1,63	0,43	1,60	0,64	1,60	0,80	1,58	К
	0,97	0,31	1,05	0,36	1,22	0,42	1,22	0,25	1,25	0,20	И
	0,66	1,02	0,70	1,11	0,76	1,17	0,91	1,26	1,00	1,31	З
65	0,26	1,87	0,41	1,89	0,53	1,80	0,70	1,84	0,83	1,70	К
	0,80	0,04	1,10	0,40	1,17	0,36	1,19	0,20	1,23	0,15	И
	0,67	1,22	0,71	1,35	0,76	1,44	0,88	0,56	0,99	1,55	З
80	0,30	2,14	0,48	2,08	0,61	1,99	0,75	2,04	0,89	1,97	К
	0,73	0,15	1,14	0,40	1,15	0,26	1,16	0,12	1,19	0,07	И
	0,67	1,36	0,71	1,61	0,76	1,73	0,87	1,85	0,98	1,81	З
100 и бо- лее	0,36	2,32	0,52	2,31	0,65	2,19	0,80	2,26	0,94	2,22	К
	0,71	0,22	1,00	0,28	1,12	0,22	1,14	0,08	1,15	0,01	И
	0,66	1,70	0,71	1,90	0,76	1,98	0,86	2,12	0,97	2,15	З

Таблица значений эвольвентной функции $inv \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$

Градусы	Порядок	0,0'	10'	20'	30'	40'	50'
15	0,00	61488	63611	65773	67985	70248	72561
16	0,0	07493	07735	07982	08234	08492	08766
17	0,0	09025	09299	09580	09866	10158	10456
18	0,0	10760	11071	11387	11709	12038	12373
19	0,0	12715	13063	13418	13780	14148	14523
20	0,0	14904	15293	15689	16092	16505	16920
21	0,0	17345	17777	18217	18665	19120	19583
22	0,0	20054	20533	21019	21514	22018	22529
23	0,0	23044	23577	24114	24660	25214	25778
24	0,0	26350	26931	17521	28121	28729	29348
25	0,0	29975	30613	31260	31917	32583	33260
26	0,0	33947	34644	35352	36069	36798	37537
27	0,0	38287	39047	39810	40602	41395	42201
28	0,0	43107	43845	44685	45537	46400	27270
29	0,0	48164	49064	48876	50901	51838	52788
30	0,0	53751	54728	55717	56720	57736	58765
31	0,0	58809	60856	61937	63022	64122	65236
32	0,0	66364	67507	68665	69838	71026	72230
33	0,0	73449	74684	75934	77200	78483	79981
34	0,0	81097	82428	83777	85142	86525	87925
35	0,0	89342	90777	92230	93701	95190	96698
36	0,	09822	09977	10133	10292	10452	10614
37	0,	10778	10944	11113	11283	11455	11630
38	0,	11806	11985	12165	12348	12534	12721
39	0,	12911	13102	13297	13493	13692	13893
40	0,	14095	14303	14511	14722	14936	15152
41	0,	15370	15591	15815	16041	16270	16502

СОДЕРЖАНИЕ

1. Содержание и оформление проекта	3
1.1. Содержание проекта	3
1.2. Оформление проекта	5
2. Кинематическое исследование рычажных механизмов	6
3. Синтез кулачковых механизмов	19
3.1. Общие сведения	19
3.2. Некоторые законы движения ведомого звена и определение постоянных интегрирования	19
3.3. Примеры проектирования кулачковых механизмов различных типов	21
4. Проектирование зубчатых передач	33
4.1. Общие сведения	33
4.2. Синтез передач с $u_H < 0$ и двухвенцовыми сателлитами	37
4.3. Синтез передачи с $u_H < 0$ и одновенцовыми сателлитами	40
4.4. Построение картины линейных и угловых скоростей	44
4.5. Расчет и вычерчивание зацепления	45
5. Кинестатический (силовой) расчет плоских механизмов с нижними парами	51
Библиографический список	62
Приложения	64

Ястребов Владимир Модестович

Кричевер Михаил Федорович

Савинов Адольф Павлович

ТММ В АВИАСТРОЕНИИ

Редактор Т. К. Кретинина
Техн. редактор Н. М. Каленюк
Корректор Т. И. Щелочкова

Сдано в набор 2.03.1993 г. Подписано в печать 19.11.93 г.
Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная.
Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. п. л. 4,41. Усл. кр.-отт. 4,53. Уч.-изд. л. 4,65.
Тираж 1500 экз. Заказ 131. Арт. С—2/93

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королева,
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Тип. ИПО Самарского государственного аэрокосмического
университета. 443001 Самара, ул. Ульяновская, 18.