

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный
институт им. С.П.Королева

М.Ф.КРИЧЕВЕР, Л.К.КУДИНОВА

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
ПЛОСКИХ КУДАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Учебное пособие по курсу
"Теория механизмов и машин"

Утверждено редакционным
советом института 7 марта
1968 года

Куйбышев

1968

В учебном пособии освещены вопросы теории, расчета и выбора основных размеров дисковых кулачковых механизмов. Наряду с известными методами расчета и проектирования изложен единый аналитический метод расчета радиус-вектора теоретического и конструктивного профиля дисковых кулачков. Предлагаемый метод позволяет произвести расчет конструктивного профиля кулачка, не вычисляя координат центрального профиля.

В пособии излагаются методы определения мгновенного крутящего момента на валу кулачка и мгновенного к.п.д. дисковых кулачковых механизмов. В отличие от существующих методов расчета крутящего момента на валу кулачка и к.п.д., эти величины определяются как функции аналога скорости, без определения приведенного коэффициента трения и полной реакции в направляющих.

Кроме того, даются рекомендации для выбора основных размеров кулачковых механизмов.

Отв. редактор - В.К.НИКОЛАЕВ

Г л а в а I

КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

§ I. Общие сведения о кулачковых механизмах

К у л а ч к о в ы м называется механизм, в состав которого входит высшая кинематическая пара, причем, одно из звеньев совершает возвратное движение.

Кулачковые механизмы применяются 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 и, в особенности, в производственных машинах-автоматах. Кулачковые механизмы наряду с зубчатыми являются наиболее распространенным видом передаточных механизмов в современных машинах.

Двигатели внутреннего сгорания и дизели, паровые машины, гидравлические и паровые турбины, текстильные и полиграфические машины, пищевые и торговые автоматы, множество типов металлорежущих станков, приборы и

счетные устройства - вот далеко не полный перечень машин, в которых важную роль играют кулачковые механизмы.

Достоинствами кулачковых механизмов следует считать:

1. Возможность воспроизведения почти любого закона движения ведомого звена путем соответствующего профилирования кулачка.
2. Возможность достижения высокой производительности за счет рационального выбора закона движения ведомого звена.
3. Возможность быстрого изменения закона движения ведомого звена за счет применения быстросъемных кулачков.
4. Возможность получения малых габаритов механизма.
5. Простота выполнения согласованной работы нескольких механизмов в машинах-автоматах.

Недостатки кулачковых механизмов таковы:

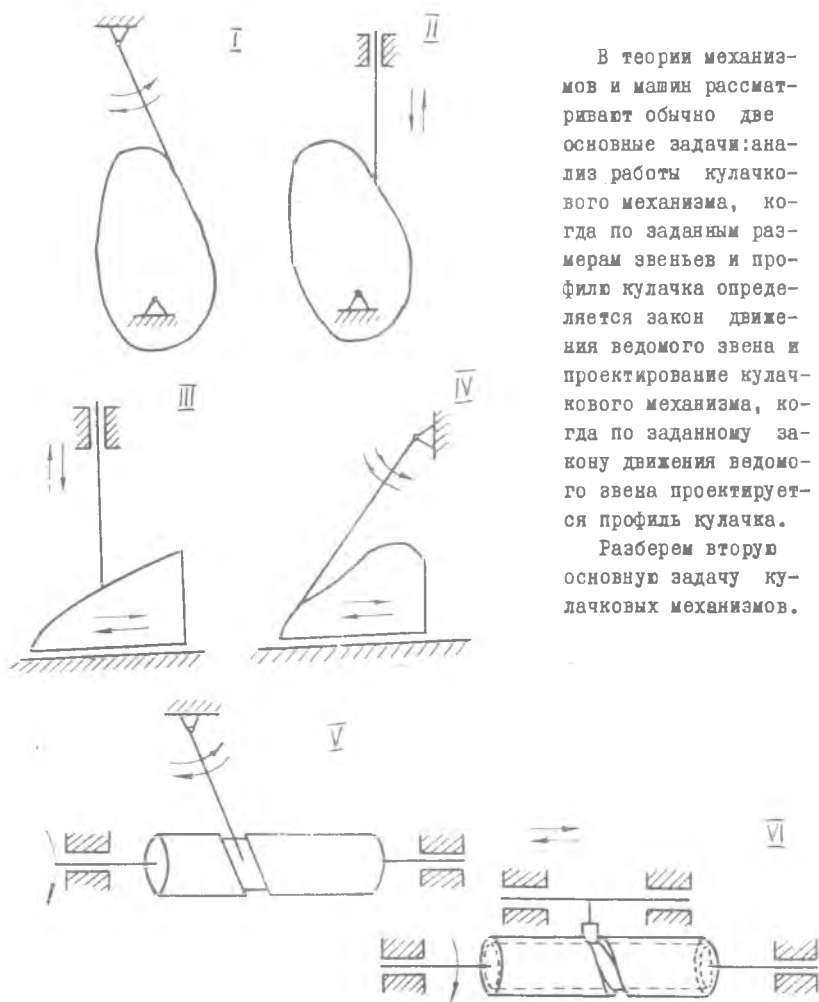
1. Значительные величины удельных давлений на поверхностях соприкосновения звеньев, образующих высшие кинематические пары и, как следствие, повышенный износ трущихся поверхностей и уменьшение долговечности механизмов.
2. При большой скорости движения ведомого звена, кроме того возможно возникновение ударов, в особенности, если предусмотрено только силовое замыкание.
3. Сложное изготовление профиля кулачка.

§ 2. Основные типы кулачковых механизмов

На рис.1 показаны схемы кулачковых механизмов, наиболее часто применяемых в современной технике.

Механизмы I-IV схем являются плоскими. Траектории всех точек этих механизмов - плоские кривые, лежащие в параллельных плоскостях. V-VI схемы изображают пространственные механизмы.

Во всех шести схемах на рис.1 в высшей паре «кулачок-ведомое звено» показан контакт в одной точке. Толкатель с острием применяется в кулачковых механизмах приборов, где действуют небольшие усилия. Для уменьшения контактных напряжений и износа применяются следующие конструкции ведомого звена, показанные на рис.2: ведомое звено с роликом; ведомое звено с «грибом»; ведомое звено с плоской тарелкой.



В теории механизмов и машин рассматривают обычно две основные задачи: анализ работы кулачкового механизма, когда по заданным размерам звеньев и профилю кулачка определяется закон движения ведомого звена и проектирование кулачкового механизма, когда по заданному закону движения ведомого звена проектируется профиль кулачка.

Разберем вторую основную задачу кулачковых механизмов.

Рис. I.

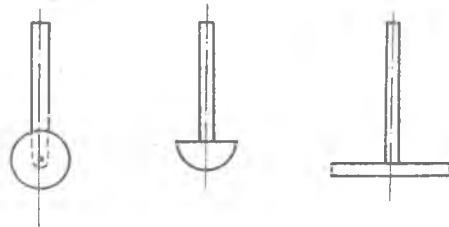


Рис. 2.

§ 3. Проектирование кулачковых механизмов

При проектировании кулачковых механизмов необходимо выбрать схему механизма; форму элемента высшей пары ведомого звена (толкателя); законы движения ведомого и ведущего (кулачка) звеньев и основные размеры механизма.

К основным размерам относятся минимальный радиус профиля кулачка; радиус ролика; расстояние между центрами вращения кулачка и ведомого звена; длина толкателя (коромысла) и максимальное расстояние от контактной точки до оси вращения кулачка (радиус плоского башмака).

Закон движения кулачка определяется обычно из условий проектирования всей машины в целом и почти во всех практических случаях соответствует равномерному движению.

При выборе схемы механизма (если это зависит от конструктора) следует отдавать предпочтение кулачковым механизмам с вращательным движением ведомого звена, так как они имеют более высокий коэффициент полезного действия и более надежны в работе при больших углах давления.

Обычно схема кулачкового механизма в значительной степени предопределяется общей компоновкой машины.

Выбор закона движения толкателя и основных размеров кулачкового механизма должен производиться так, чтобы были выполнены следующие условия:

- а) соответствие закона движения ведомого звена требованиям технологического процесса;
- б) получение высокой производительности машин;
- в) высокий коэффициент полезного действия;
- г) обеспечение прочности и долговечности машин;
- д) простота изготовления кулачка.

Первое условие может быть удовлетворено надлежащим выбором закона движения ведомого звена, причем в некоторых случаях на определенном участке закон движения задается технологическим процессом. Во многих случаях требования технологического процесса определяют отдельные параметры закона движения ведомого звена (величину хода, максимальную скорость и максимальное ускорение).

Иногда требуется переместить рабочий орган на определенную длину в течение некоторого промежутка времени, найденного из условия согласованности работы механизмов при заданной максимальной скорости и максимальном ускорении. При проектировании распределительных механизмов тепловых двигателей возникает необходимость получения возможно большого "время-сечение", т.е. возможно большего значения $\int S dt$ или $\int S d\varphi$ пропорционального площади, ограниченной кривой $S = f(\varphi)$. Для этого необходимо увеличить максимальные скорость и ускорение толкателя. Увеличение максимальной скорости и максимального ускорения ведомого звена выше допустимого предела может вызвать нарушение технологического процесса или снижения его качества.

Для выполнения второго условия надо выбирать в первую очередь тот закон, при котором время выполнения кулачковым механизмом заданной операции оказывается минимальным, но удовлетворяющим первому условию.

Рациональным выбором закона движения можно выполнить и остальные условия (например, можно уменьшить крутящий момент на валу кулачка или усилие в кинематической паре "кулачок-толкатель").

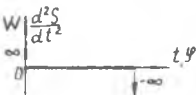

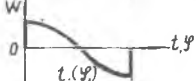

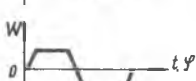


При определении профиля кулачка и основных размеров звеньев кулачковых механизмов надо учитывать различные и часто противоречивые условия.

При выборе закона движения необходимо учитывать влияние отдельных параметров: максимальной скорости, максимального ускорения коэффициента динамичности, постоянной пружины, максимального крутящего момента и максимального усилия в кинематической паре "кулачок-толкатель" на работу кулачкового механизма.

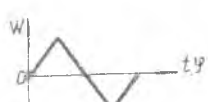
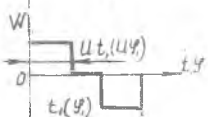
§ 4. Некоторые законы движения ведомого звена

Для того, чтобы облегчить выбор закона движения ведомого звена, приводим таблицу некоторых законов, применяемых при проектировании кулачковых механизмов.

Таблица I

№ п/п	Наименование закона движения	График ускорения или график аналога ускорения	Максим. коэффициент скорости	Максим. коэффициент ускорения	
I	2	3	4	5	6
1.	Постоянная скорость		1	0	
2.	Постоянное ускорение		2	4	При K=1
3.	Изменение ускорения по косинусоиде		1,57	4,93	
4.	Изменение ускорения по синусоиде		2	6,28	
5.	Изменение ускорения по трапеции		2	5,33	
6.	Равномерно-убывающее ускорение		1,5	6	
7.	Равномерно-возрастающее ускорение		3	12	

Продолжение таблицы I

I	2	3	4	5	6
8.	Изменение ускорения: по треугольнику		2	8	
9.	Постоянная скорость: с переходными участ- ками с постоянными ускорениями		При $\mu = 0,1$ $\frac{10}{9}$	$\frac{100}{9}$	

Скорость и ускорение толкателя можно представить следующими выраже-
ниями, если угловая скорость кулачка $\omega = const$:

$$v = \frac{dS}{dt} = \omega \frac{dS}{d\varphi}$$

$$W = \frac{d^2S}{dt^2} = \omega^2 \frac{d^2S}{d\varphi^2} \quad (I.1)$$

где S - перемещение толкателя;

φ - угол поворота кулачка.

Скорость толкателя пропорциональна аналогу скоростей $\frac{dS}{d\varphi}$, а ускоре-
ние пропорционально аналогу ускорения $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$.

Проанализируем законы движения для прямолинейно-движущегося толкате-
ля, наиболее часто применяемые на практике.

Обозначим ход толкателя через h , угол поворота кулачка за время t_1 ,
удаления через φ_1 .

Очевидно, что для кулачкового механизма с вращающимся толкателем
следует во все формулы и зависимости вместо h подставить произведение
 $\varphi \cdot \ell$, где ℓ - длина коромысла и φ - угол размаха коромысла. Сред-
няя скорость и среднее ускорение толкателя могут быть выражены следую-
щими формулами:

$$(I.2)$$

$$v_{cp} = \frac{h}{t_1}$$

$$W_{cp} = \frac{t_1}{t_1^2} \quad (I.3)$$

а максимальная скорость и максимальное ускорение выражениями:

$$V_{max} = \delta V_{cp} \quad (I.4)$$

$$W_{max} = \lambda W_{cp} \quad (I.5)$$

где δ и λ - коэффициенты, зависящие от закона движения.

В табл. I под номером I изображен график линейного движения ведомого звена. Скорость, постоянная в пределе фазового времени удаления t_1 , мгновенно возрастает от 0 до $V = const$ в начале движения и мгновенно уменьшается до нуля в конце.

На диаграмме в соответствующих точках кривая скоростей претерпевает разрыв. Ускорение ведомого звена для всех значений t_1 равно нулю, кроме начала и конца удаления толкателя. В этих точках ускорение теоретически равно бесконечности и работа механизма будет сопровождаться жесткими ударами. Жесткие удары появляются в кулачковых механизмах, если скорость или аналог скорости ведомого звена мгновенно меняет величину и направление, при этом силы действующие на звенья возрастают теоретически до бесконечности.

В действительности, благодаря упругости материала звеньев, силы инерции имеют конечные величины, но достигают больших значений.

Закон движения толкателя с постоянной скоростью можно применять в тихоходных машинах и когда масса толкателя и связанных с ним деталей невелика. Для этого закона $\delta = 1$. При проектировании кулачковых механизмов в таких случаях заранее вводят переходные кривые, при помощи которых силы инерции, пропорциональные ускорению, могут быть сведены до желаемой величины. В качестве переходных кривых можно принять синусоиду, косинусоиду или другие кривые (например, закон 9). В этом случае закон движения называет трехпериодным, причем рабочим периодом является второй.

Параболический закон движения или закон постоянных ускорений (закон 2) часто применяют при проектировании кулачков распределительных механизмов двигателей.

При этом законе толкатель сначала движется равноускоренно, а затем равнозамедленно. Положениями мгновенного изменения величины и направления ускорения соответствуют мгновенные изменения силы инерции, которые также проявляются в виде удара. Однако эти удары гораздо менее опасны и потому получили название мягких ударов. За счет упругости звеньев мягкий удар еще более ослабляется.

Время и углы t'_i , φ'_i и t''_i , φ''_i , в пределах которых положительное и отрицательное ускорения для фазового угла φ_i или для фазового времени удаления t_i остаются постоянными, могут быть различными. Их отношения обозначим через K .

$$\frac{W''_i}{W'_i} = \frac{t'_i}{t''_i} = \frac{\varphi'_i}{\varphi''_i} = K \quad (I.6)$$

причем
$$\varphi'_i + \varphi''_i = \varphi_i \quad (I.7)$$

Решив систему (I.6) и (I.7), получим выражения для φ'_i и φ''_i :

$$\varphi'_i = \varphi_i \frac{K}{1+K} \quad (I.8)$$

$$\varphi''_i = \varphi_i \frac{1}{1+K} \quad (I.9)$$

Выбор значения K определяется характером выполняемых кулачковым механизмом функций.

Величина K на практике берется меньше или равной единице, но не менее 1/4. В тепловых двигателях с уменьшением K увеличивается «время сечение» и ускорение W'_i , но при этом увеличивается нагрузка от сил инерции на детали клапанного привода в период движения клапана с положительным ускорением.

В звездообразных двигателях K берется ближе к единице. Если $K=1$,

то коэффициенты δ и λ соответственно равны:

$$\delta = 2 \text{ и } \lambda = 4$$

При проектировании кулачкового механизма по синусоидальному (4) или по трапецеидальному (5) законам движения, механизм не испытывает ни жестких, ни мягких ударов. Для синусоидального закона: $\delta = 2$; $\lambda = 6,28$; для трапецеидального - $\delta = 2$; $\lambda = 5,33$. Синусоидальный закон движения применяют при проектировании кулачковых механизмов быстроходных машин, в которых масса толкателя невелика. При значительной массе толкателя принимают трапецеидальный закон. Анализируя коэффициенты δ приходим к заключению, что для симметричных законов движения (2,4,5,8) $\delta = 2$, а для несимметричных законов δ больше или меньше 2.

Если центр тяжести площади положительного ускорения или аналога ускорения смещается к оси ординат, то $\delta < 2$ (закон 3 и 6), а если центр тяжести удаляется к концу интервала, то $\delta > 2$ (закон 7).

Пример 1. Требуется по заданному ходу h и интервалу t_1 выбрать закон с наименьшей максимальной скоростью толкателя.

Наименьшая максимальная скорость будет при действии закона 6 - равноубывающего ускорения $V_{max} = 1,5 \cdot V_{cp} = 1,5 \frac{h}{t_1}$, т.к. $\delta = 1,5$.

Пример 2. Требуется по заданному ходу h и интервалу t_1 выбрать закон движения с наименьшим максимальным ускорением толкателя.

Этому условию соответствует закон постоянных ускорений при $k = 1$.

$$W_{max} = 4 \frac{h}{t_1^2} = 4 W_{cp}, \text{ т.к. } \lambda = 4$$

Пример 3. Требуется по заданному ходу h и максимальной скорости V_{max} толкателя выбрать закон движения с наименьшим интервалом t_1 .

Это будет закон движения толкателя с постоянной скоростью (закон 1).

$t_1 = \frac{h}{V_{max}}$, но если нежелательны жесткие удары, то можно применить закон 6 $t_1 = 1,5 \frac{h}{V_{max}}$.

§ 5. Коэффициент динамичности

При мгновенном приложении нагрузки к реальному механизму с упруги-

ми звеньями возбуждаются упругие колебания этих звеньев.

Максимальные действительные ускорения звеньев с учетом колебаний оказываются больше теоретически подсчитанных. Фактические ускорения могут быть найдены при помощи коэффициента динамичности:

$$K_g = \frac{W_{gmax}}{W_{max}}, \quad (I.10)$$

где W_{gmax} - действительное максимальное ускорение;
 W_{max} - теоретическое максимальное ускорение.

На основании теоретических и экспериментальных работ А.Е.Кобринского и других установлены следующие значения коэффициента динамичности:

для законов с мгновенным изменением ускорения по величине и направлению

$$K_g \approx 3 ;$$

для законов с мгновенным изменением только величины ускорения

$$K_g \approx 2 ;$$

для законов с плавным изменением ускорения $K \approx 1$.

Эти коэффициенты динамичности верны только вдали от зоны резонанса. Для уменьшения динамических нагрузок и реакций в кинематических парах, для увеличения долговечности механизма лучше применять законы движения с плавным изменением ускорения (например, синусоидальный).

§ 6. Минимальный крутящий момент на валу кулачка

На основании принципа возможных скоростей без учета трения в кинематических парах имеем (рис.3):

$$M_{кр} = \frac{QU}{\omega}, \quad (I.11)$$

где Q - сила, действующая на толкатель;

U - скорость толкателя;

$M_{кр}$ - крутящий момент на валу кулачка;

ω - угловая скорость кулачка.
 Из формулы (I.II) видно, что если нагрузка Q от внешних сил сопротивления постоянна, то наименьший крутящий момент получается для тех законов движения, где максимальная скорость будет наименьшей.

При действии динамических нагрузок (быстроходные машины), когда силы инерции во много раз больше сил сопротивления, сила Q определяется по формуле:

$$Q = mW,$$

тогда

$$M_{кр} = \frac{m}{\omega} v W \quad (I.I2)$$

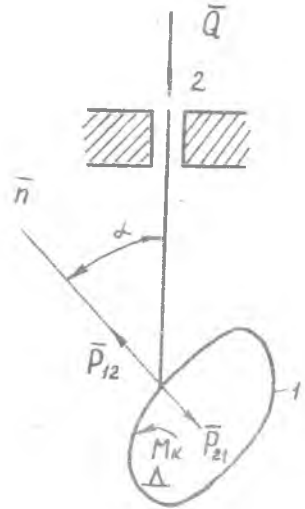


Рис. 3.

В данном случае наименьший крутящий момент дает закон движения, при котором максимальная скорость не совпадает с максимальным ускорением.

Максимальная скорость и максимальное ускорение не совпадают при несимметричных законах (законы 3,6).

§ 7. Минимальная величина усилия в кинематической паре „Кулачок-толкатель“

При заданной нагрузке Q усилие $\bar{P}_{12} = -\bar{P}_{21}$ возрастает с увеличением угла давления α (рис.3):

$$P_{12} = \frac{Q}{\cos \alpha} \quad (I.I3)$$

Угол, образованный вектором абсолютной скорости толкателя и общей нормалью в точке контакта кулачка и толкателя, называет углом давления.

Минимальное давление получится при $V=const$, т.е. при законе движения с постоянным углом давления.

Это условие требуется выполнить, например, в тихоходных, тяжело нагруженных механизмах, чтобы получить наименьшее давление между кулачком и толкателем.

§ 8. Постоянная пружины

Рассмотрим силовое замыкание высшей кинематической пары в кулачковом механизме при помощи пружины.

Размеры пружины должны быть подобраны так, чтобы не было отрыва толкателя от кулачка.

Для того, чтобы не было отрыва толкателя от кулачка, необходимо, чтобы внешнее усилие пружины на интервале отрицательных ускорений при прямом ходе и на интервале положительных ускорений при обратном ходе было больше силы инерции:

$$|Q + P_n| > |P_u| \quad , \quad (I.I4)$$

где P_n - сила упругости пружины;
 P_u - сила инерции.

Но если считать, что нагрузка на ведомое звено складывается только из силы упругости пружины и силы инерции, то необходимо выполнить следующее условие для любого момента времени:

$$|P_n| > |P_u| \quad (I.I5)$$

Условие (I.I5) можно выполнить, если надлежащим образом подобрать постоянную величину предварительного натяжения пружины.

Как известно, сила упругости пружины и сила инерции по абсолютной величине определяются следующим образом:

$$|P_n| = |C(S_n + S)| \quad , \quad (I.I6)$$

$$|P_u| = |mW| \quad , \quad (I.I7)$$

- где C - постоянная пружины;
 S_n - предварительное натяжение пружины;
 S - перемещение толкателя;
 m - масса толкателя;
 W - ускорение толкателя.

Имея графики изменения ускорения при прямом и обратном ходе в функции перемещения, можно построить графики изменения силы инерции толкателя в функции перемещения.

Для этого нужно ускорение в каждом положении умножить на массу и учесть, что сила инерции направлена в противоположную сторону ускорения (рис.4,5).

Графики сил упругости пружины с предварительным натяжением имеют следующий вид (рис.6 и 7).

Условие (I.15) удовлетворяется, если график $P_n=f(S)$ располагается выше или касается графика $P_u(f(S))$ (рис.4, 5). Для определения постоянной пружины C следует найти точку касания графиков P_u и P_n . Положение этой точки P (или P' , если взять с некоторым запасом) определяет величину ускорения W_p , силу инерции P_{up} и перемещение S_p для определения постоянной пружины.

На основании формул (I.15), (I.16), (I.17) постоянную пружины C определяют следующим образом:

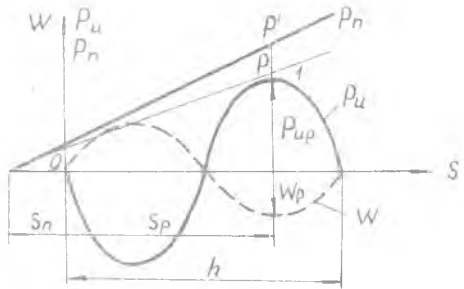


Рис. 4.

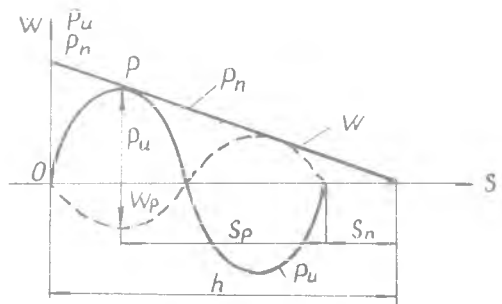


Рис. 5.

$$C \geq \frac{mWp}{S_n + S_p}$$

(I.18)

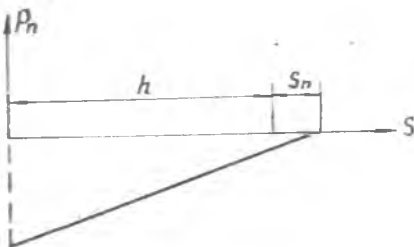
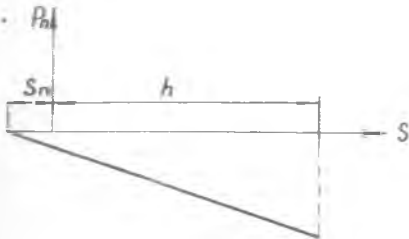


Рис. 7.

Увеличивая предварительное натяжение S_n , можно уменьшить постоянную пружины. Величиной S_n можно в курсовых работах пренебречь или взять примерно $(0,1-0,2)S_p$.

Вычисление постоянной пружины производят для прямого и обратного хода толкателя. Выбирают наибольшую величину из двух найденных для того, чтобы не было отрыва толкателя от кулачка при прямом или обратном ходе.

Величина постоянной пружины зависит от выбора закона движения. Лучший результат дают те законы движения, максимум отрицательного ускорения которых смещен к концу интервала (при прямом ходе).

Из вышесказанного следует, что постоянную пружины можно уменьшать за счет уменьшения коэффициента K до $1/4$ в законе движения с постоянным ускорением. Можно также выбрать законы движения с равномерно убывающим или косинусоидальным ускорениями.

Г л а в а П

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ КУЛАЧКА И КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

§ I. Угол давления в кулачковых механизмах

Рассмотрим вращающийся плоский кулачок с поступательнодвижущимся толкателем (рис.8). Давление кулачка на толкатель \vec{P}_{12} направлено по нормали, если пренебречь трением в высшей кинематической паре „кулачок-толкатель“.

Угол, образованный нормалью в точке касания элементов высшей пары и вектором абсолютной скорости толкателя, называется углом давления.

Угол давления играет существенную роль в работе механизма. С увеличением угла давления увеличивается перекос толкателя в направляющих, а это ведет к ухудшению работы механизма. Вследствии перекоса в направляющей возникают реакции, которые будем считать приложенными на конце направляющих. Если считать давление в направляющей распределенным по закону треугольника, то реакции будут приложены на расстоянии $1/6 \ell$ от концов направляющей, т.е. расчетная длина направляющей уменьшится до $2/3 \ell$.

На толкатель со стороны кулачка действует сила давления $\vec{P}_{12} \cdot Q$ - вся внешняя нагрузка, в которую включены силы сопротивления, сила упругости

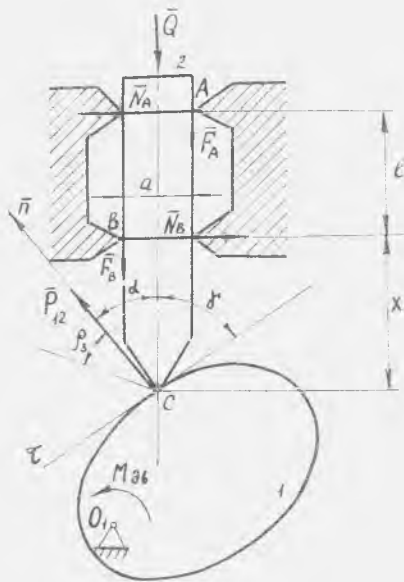


Рис. 8.

пружины и силы инерции;
 N_A и N_B - нормальные
 реакции направляющей на
 толкатель; F_A , F_B и
 $F_{\Sigma} = f \cdot N_A$ - силы

трения, где f - коэффи-
 циент трения в направля-
 ющей. Можно для этой си-
 стемы сил составить три
 уравнения равновесия:

$$P_{12} \cos \alpha - Q - N_A - f \cdot N_B - f \cdot Q = 0 \quad (2.1)$$

$$-P_{12} \sin \alpha \cdot x - N_A \cdot f \cdot a - Q \cdot \frac{a}{2} - P_{12} \cos \alpha \cdot \frac{a}{2} + N_B \cdot l = 0 \quad (2.2)$$

$$P_{12} \sin \alpha \cdot (x + l) + N_B \cdot f \cdot a + Q \cdot \frac{a}{2} - P_{12} \cos \alpha \cdot \frac{a}{2} + N_B \cdot l = 0 \quad (2.3)$$

Решая данную систему уравнений, получим выражения для P_{12} в следую-
 щем виде:

$$P_{12} = \frac{Q}{\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \frac{2a}{l} - f \cdot a)} \quad (2.4)$$

Так как величина f в уравнении (2.4) в случае кулачковых меха-
 низмов мала по сравнению с остальными величинами, заключенными в скоб-
 ках, то для этих механизмов можно практически пользоваться уравнением:

$$P_{12} = \frac{G}{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha \left(1 + \frac{a^2}{l^2}\right)} \quad (2.5)$$

Из уравнений (2.4) и (2.5) видно: для того, чтобы уменьшить усилие P_{12} , при проектировании кулачковых механизмов необходимо стремиться к уменьшению угла давления α , длины консоли l и к увеличению длины c направляющих. Но так как угол давления α есть дополнительный до 90° к углу передачи γ , то приходим к следующему выводу: при проектировании кулачковых механизмов необходимо стремиться к увеличению угла передачи γ . Углом передачи называется угол, образованный векторами абсолютной и относительной скоростей.

С увеличением угла давления увеличиваются нормальные реакции, силы трения и усилие P_{12} , необходимое для подъема толкателя. И, наконец, при некотором угле давления $\alpha_{кр}$, который называется критическим, наступает самоторможение.

Заклинивание наступит, если знаменатель дроби в уравнениях (2.4) и (2.5) станет равным нулю, а сила $P_{12} = \infty$, в этом случае движение невозможно. $\cos \alpha_{кр} - f_2 \sin \alpha_{кр} \left(1 + \frac{a^2}{l^2} - \frac{f_2 a^2}{l^2}\right) = 0$ (2.6)

Решая уравнение (2.6) относительно $\alpha_{кр}$, найдем значение $\alpha_{кр}$:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{кр} = \frac{1}{f_2} \left(1 + \frac{a^2}{l^2} - \frac{f_2 a^2}{l^2}\right) \quad (2.7)$$

или приближенно:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{кр} = f_2 \left(1 + \frac{a^2}{l^2}\right) \quad (2.8)$$

Никакая конечная сила давления кулачка на толкатель P_{12} не сможет сдвинуть его с места.

Заклинивание не произойдет, если действительный угол давления в любом положении механизма будет не больше допускаемого. Допускаемый угол давления принимают меньше критического угла давления:

$$\alpha_{\text{действ.}} \leq \alpha_{\text{допуск}} < \alpha_{\text{критич}}$$

Пример 1: Дано $f_2 = 0,2$; $\frac{r}{c} = 1$, тогда, согласно уравнению (2.8), $\alpha_{кр} = 60^\circ$.

Для механизмов с поступательным движением толкателя принимает $\gamma_{кр} = 30^\circ$ и в редких случаях допускает увеличение до 45° .

Критический угол давления можно увеличить, располагая опоры по обе стороны от контактной точки толкателя и кулачка, если это допускается конструкцией.

Рассмотрим критические углы давления в коромысловом кулачковом механизме (рис.9).

M_c - внешняя нагрузка;

M_r - момент трения в цапфе O_2 .

Реакция R_{O_2} равна по величине силе P_{12} и направлена в противоположную сторону, т.е. моменты M_r и M_c могут быть уравновешены только парой сил (R_{O_2} , P_{12}).

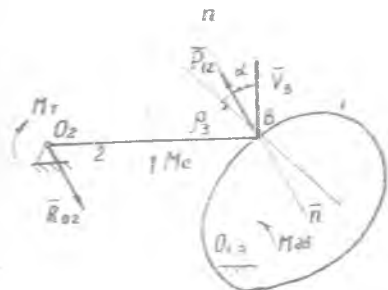


Рис. 9.

Условие равновесия коромысла под действием заданной системы сил имеет вид:

$$P_{12} c_{O_2B} \cos \alpha - M_r - M_c = 0 \quad (2.9)$$

$$M_r = R_{O_2} f_2 \frac{d_{O_2}}{2} - P_{12} f_2 \frac{d_{O_2}}{2} \quad (2.10)$$

где d_{O_2} - диаметр цапфы O_2 ;

f_2 - приведенный коэффициент трения в цапфе O_2 .

Решая совместно систему уравнений (2.9) и (2.10), окончательно получаем:

$$P_{12} = \frac{M_c / c_{O_2B}}{\cos \alpha - f_2 \frac{d_{O_2}}{2r_{12}}} \quad (2.11)$$

Критический угол давления получим, если знаменатель в формуле (2.II) приравняем нулю:

$$\cos \alpha_{кр} = f_2 \frac{d\alpha_2}{2l_{0,8}} \quad (2.I2)$$

Пример: $f_2 = 0.1$ и $\frac{d\alpha_2}{l_{0,8}} = 0.1$

Получим, согласно уравнению (2.I2), критический угол давления $\alpha_{кр} = 89^\circ$.

Для коромысловых кулачковых механизмов допустимый угол давления принимают не более 60° .

Как видно из приведенных примеров, критические углы давления для коромысловых кулачковых механизмов больше, чем для кулачковых механизмов с поступательно-движущимся толкателем.

Если учесть трение скольжения в высшей кинематической паре (кулачок-толкатель, рис.8 и 9), то сила давления кулачка на толкатель будет направлена не по нормали, а под углом $\alpha + \rho_3$ к вектору абсолютной скорости точки В, где ρ_3 - угол трения.

Необходимое усилие P_{12} для подъема толкателя будет иметь следующие выражения согласно уравнениям (2.4), (2.5), (2.II):

$$P_{12} = \frac{G}{\cos(\alpha + \rho_3) - f_2 \sin(\alpha + \rho_3) \left(1 + \frac{2x}{l} - \frac{f_2 \alpha}{l}\right)} \quad (2.I3)$$

если пренебречь величиной $\frac{f_2 \alpha}{l}$, то

$$P_{12} = \frac{G}{\cos(\alpha + \rho_3) - f_2 \sin(\alpha + \rho_3) \left(1 + \frac{2x}{l}\right)}, \quad (2.I4)$$

для кулачкового механизма с вращающимся толкателем:

$$P_{12} = \frac{M_c \cdot \cos \alpha}{\cos(\alpha + \rho_3) - f_2 \frac{d\alpha_2}{2l_{0,8}}} \quad (2.I5)$$

Выражения для критических углов давления с учетом трения скольжения в кинематической паре «кулачок-толкатель»:

$$\operatorname{ctg}(\alpha_{кр} + \rho_3) = f_2 \left(1 + 2 \frac{x}{r} \right) \quad (2.16)$$

$$\cos(\alpha_{кр} + \rho_3) = \frac{1}{2} \frac{d_{02}}{r_{0,8}} \quad (2.17)$$

Решив равенства (2.16) и (2.17) относительно критических углов давления, получим следующие выражения:

$$\alpha_{кр} = \arcsin \operatorname{ctg} f_2 \left(1 + 2 \frac{x}{r} \right) - \rho_3 \quad (2.18)$$

$$\alpha_{кр} = \arcsin \frac{d_{02}}{2r_{0,8}} f_2 \quad (2.19)$$

§ 2. Крутящий момент (движущий) на валу кулачка

А. Кулачковые механизмы с поступательно движущимся толкателем

Движущий момент, который должен быть приложен к валу кулачка для преодоления силы Q или M_c с учетом трения в направляющих, трения скольжения между толкателем и кулачком и трения на оси кулачка, определяется следующим образом:

$$M_{qv} = P_{21} OD + f_1 R_{o1} \frac{d_o}{2} \quad (2.20)$$

Реакция $\bar{R}_{O_1} = -\bar{P}_{21}$ и ϵ_3 - приведенный коэффициент трения. Из прямоугольника DDK (рис.10) имеем:

$$QD = DK \cos(\alpha + \beta_3) \quad (2.21)$$

По основной теореме зацепления можно записать, что скорость толкателя разна

$$V_B = O_1P \cdot \omega_1 \quad (2.22)$$

Скорость толкателя можно записать также в виде первой производной перемещения толкателя по времени:

$$V_B = \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\varphi} \omega_1 \quad (2.23)$$

где $\frac{dS}{d\varphi}$ - аналог скорости.

Из выражений (2.22) и (2.23), следует:

$$O_1P = \frac{dS}{d\varphi} \quad (2.24)$$

Величину O_1K прямоугольного треугольника O_1DK можно представить так

$$O_1K = O_1P - TP + TK \quad (2.25)$$

Величина

$$TP = (\sqrt{z_0^2 - e^2} - S) \epsilon_3 \alpha \quad (2.26)$$

а величина

$$TK = (\sqrt{z_0^2 - e^2} + S) \epsilon_3 (\alpha + \beta_3), \quad (2.27)$$

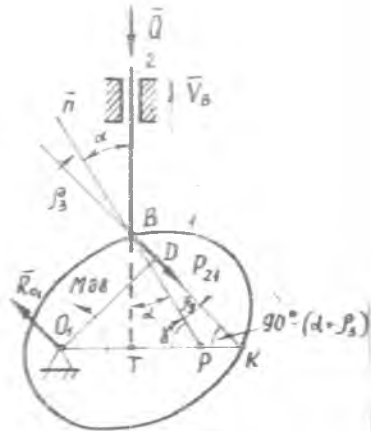


Рис. 10.

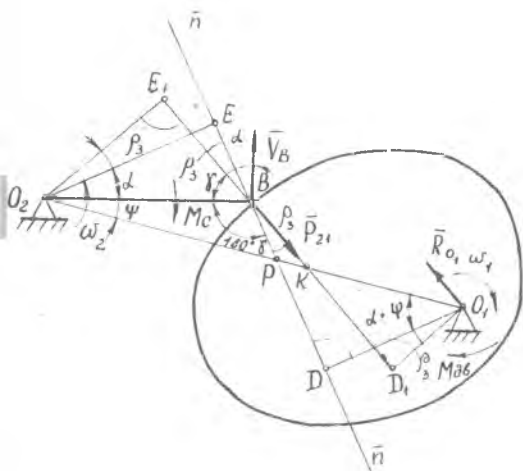
где z_0 - минимальный радиус профиля кулачка;
 e - величина смещения оси толкателя;
 S - величина перемещения толкателя.

Учитывая выражения (2.20-2.27) и также (2.I3) или (2.I4) имеем окончательно уравнения для крутящего момента на валу кулачка:

$$M_{кр} = M_{qb} = Q \frac{\left[\frac{dS}{d\alpha} + (\sqrt{z_0^2 - e^2} + S)(t_{q_1}(d+\rho_3) - t_{q_2}\alpha) \right] \cos(\alpha + \rho_3) + f_t \frac{d\alpha}{2}}{\cos(\alpha + \rho_3) - f_t \left(1 + \frac{2e}{\rho} - \frac{f_t \alpha}{\rho} \right) \sin(\alpha + \rho_3)} \quad (2.26)$$

$$M_{кр} = M_{qt} = Q \frac{\left[\frac{dS}{d\alpha} + (\sqrt{z_0^2 - e^2} + S)(t_{q_1}(d+\rho_3) - t_{q_2}\alpha) \right] \cos(\alpha + \rho_3) + f_t \frac{d\alpha}{2}}{\cos(\alpha + \rho_3) - f_t \left(1 + \frac{2e}{\rho} \right) \sin(\alpha + \rho_3)} \quad (2.27)$$

Б. Кулачковые механизмы с качающимся толкателем (рис.II)



Из прямоугольного треугольника $O_2E'B$ или O_2E_1B , если учитывать трение скольжение между кулачком и толкателем, имеем:

$$l_{O_2E} = l_{O_2B} \cdot \cos \alpha \quad (2.28)$$

$$l_{O_2E_1} = l_{O_2B} \cos(\alpha + \rho_3) \quad (2.29)$$

Рис. II.

Величина $\ell_{O_1K} = \ell_{O_1P} + \ell_{O_2P} - \ell_{O_2K} = \ell_{O_1O_2} \cdot \ell_{O_2K}$;

из прямоугольного треугольника O_2E_1K

имеем
$$\ell_{O_2K} = \frac{\ell_{O_2B} \cos(\alpha + \beta_3)}{\cos(\alpha + \beta_3 + \psi)} \quad (2.30)$$

Окончательно:

$$\ell_{O_1K} = \ell_{O_1O_2} = \frac{\ell_{O_2B} \cos(\alpha + \beta_3)}{\cos(\alpha + \psi + \beta_3)} \quad (2.31)$$

Движущий момент, который должен быть приложен к валу кулачка для преодоления момента сопротивления с учетом трения во вращательных парах и трения скольжения между толкателем и кулачком, определяется по уравнению (2.20):

$$M_{qb} = P_{21} O_1 D_1 + f_1 R_{O_1} \frac{d_{O_1}}{2}, \quad (2.32)$$

где

$$\bar{R}_{O_1} = -\bar{P}_{21}$$

f_1 — приведенный коэффициент трения.

Из прямоугольного треугольника KO_1D_1 имеем:

$$O_1 D_1 = O_1 K \cos(\alpha + \psi + \beta_3) \quad (2.33)$$

Окончательно движущий момент на валу кулачка с учетом (2.15), (2.31), (2.32) и (2.33) имеет следующее выражение:

$$M_{qb} = \frac{M_c / \ell_{O_2B}}{\cos(\alpha + \beta_3) - f_2 \frac{d_{O_2}}{2\ell_{O_2B}}} \cdot \left[\ell_{O_1O_2} \cdot \cos(\alpha + \psi + \beta_3) - \ell_{O_2B} \cos(\alpha + \beta_3) + f_1 \frac{d_{O_1}}{2} \right] \quad (2.34)$$

Построив кривую M_{qb} в зависимости от угла поворота кулачка, можно определить средний крутящий момент, который необходимо приложить к валу кулачка, чтобы преодолеть силу Q или M_c , и силы трения в кинематических парах.

Величину среднего крутящего момента находим как среднее арифметическое из суммы ординат кривой $M_{qk} - M_{qk}(\varphi)$

$$M_{ср\ qk} = \frac{M_1 \cdot M_2 \cdot \dots \cdot M_n}{K} \quad , \text{ кгм,}$$

где K - число интервалов.

Величину $M_{ср\ qk}$ можно определить как среднюю планиметрическую величину:

$$M_{ср\ qk} = \frac{\int_0^\varphi M_{qk} d\varphi}{\Phi}$$

где Φ - угол поворота кулачка за некоторый интервал времени.

Зная средний крутящий момент на валу кулачка, определяем необходимую мощность для привода данного механизма:

$$N = \frac{M_{ср\ qk}}{9,55} \cdot \omega = \frac{M_{ср\ qk}}{9,55} \cdot n \quad , \text{ л.с.,}$$

или

$$N = \frac{M_{ср\ qk} \cdot n}{975} \quad , \text{ квт,}$$

где n - число оборотов кулачка.

На величину крутящего момента или величину необходимой мощности, кроме закона движения, влияют так же основные размеры кулачкового механизма.

Для определения суммарного крутящего момента на распределительном валу машины-автомата, на котором закреплены несколько ведущих звеньев (кулачков) механизмов, входящих в состав исполнительных агрегатов машины, по цикловой диаграмме ведут подсчеты крутящих моментов отдельных механизмов, затем их алгебраически суммируют по углам поворота распределительного вала.

Движущий момент, определенный с учетом сил трения в кинематических парах, можно определить и по следующим уравнениям:

для кулачка с поступательно-движущимся толкателем:

$$M_{qb} = \frac{Q U_2}{\omega_1} + M_{тр}^n \quad (2.35)$$

для кулачка с движущимся толкателем:

$$M_{qb} = \frac{M_c \omega_2}{\omega_1} + M_{тр}^n, \quad (2.36)$$

где $M_{тр}^n$ - приведенный к валу кулачка момент от сил трения в кинематических парах.

§ 3. Коэффициент полезного действия

Мгновенный к.п.д. кулачкового механизма равен:

$$\eta = \frac{N_{nc}}{N_{qb}} \quad (2.37)$$

где $N_{qb} = M_{qb} \omega_1$ - мощность движущихся сил.

Для механизма с поступательно движущимся толкателем мощность сил сопротивления равна:

$$N_{nc} = Q U_2.$$

Для механизма с вращающимся толкателем:

$$N_{nc} = M_c \omega_2$$

Подставляя значения мощности сил сопротивления в выражения (2.37), получим формулу для определения мгновенного к.п.д.:

$$\eta_n = \frac{Q}{M_{qb}} \frac{dS}{d\varphi} \quad (2.38)$$

$$\eta_B = \frac{M_{\alpha}}{M_{q\delta}} = \frac{d\psi}{d\varphi} \quad (2.39)$$

или, учитывая выражения для $M_{q\delta}$ (2.26) и (2.34), получим окончательно выражение для определения мгновенных к.п.д. кулачковых механизмов с поступательно движущимся толкателем и вращающимся толкателем:

$$\eta_n = \frac{\cos(\alpha + \rho_3) \cdot f_2 \left(1 + \frac{2x}{l} - \frac{2a}{2l_{02}}\right) \sin(\alpha + \rho_3)}{\left[\frac{dS}{d\varphi} + (\sqrt{2l^2 - e^2} + S) \cdot l_1 (k + \rho_3) - l_1 \cdot d \right] \cos(\alpha + \rho_3) + f_1 \frac{d\sigma_1}{2}} \cdot \frac{dS}{d\varphi} \quad (2.40)$$

и

$$\eta_B = \frac{\left[\cos(\alpha + \rho_3) \cdot f_2 \frac{d\sigma_2}{2l_{02}} \right]}{\left[\cos(\alpha + \psi + \rho_3) \cdot l_{02B} \cos(\alpha + \psi) + f_1 \frac{d\sigma_1}{2} \right]} \cdot \frac{dS}{d\varphi} \quad (2.41)$$

Если пренебречь величиной α и трением в высшей кинематической паре "кулачок-толкатель", то получим упрощенные формулы для мгновенного к.п.д.:

$$\eta_n = \frac{\cos \alpha \cdot f_2 \left(1 + \frac{2x}{l}\right) \sin \alpha}{\frac{dS}{d\varphi} \cos \alpha + f_1 \frac{d\sigma_1}{2}} \cdot \frac{dS}{d\varphi} \quad (2.42)$$

и

$$\eta_B = \frac{\cos \alpha \cdot f_2 \frac{d\sigma_2}{2l_{02}}}{\frac{dS}{d\varphi} \cos \alpha + f_1 \frac{d\sigma_1}{2}} \cdot \frac{dS}{d\varphi} \quad (2.43)$$

Т.к. $l_{0102} \cos(\alpha + \psi) \cdot l_{02B} \cos \alpha + O_1 D$
 $O_1 D = \frac{dS}{d\varphi} \cos \alpha$

Сравнивая выражения (2.42) и (2.43) для мгновенных к.п.д. в кулачковых механизмах с поступательно движущимся и качающимся толкателем, замечаем, что $\eta_B > \eta_n$, т.к.

$$f_2 \left(1 + \frac{2x}{l}\right) \sin \alpha > f_2 \frac{d\sigma_2}{2l_{02B}}$$

Если выбор схемы механизма зависит от конструктора, то следует отдавать предпочтение механизмам с качающимся толкателем.

Анализируя выражения (2.40-2.43), приходим к заключению, что на величину к.п.д., кроме углов давления и коэффициентов трения в кинематических парах, влияют основные размеры механизма и закон движения ведомого звена.

Определяя по формулам (2.40)-(2.43) для различных углов поворота кулачка, можно построить кривую изменения мгновенного к.п.д. как функцию угла поворота кулачка.

Имея кривую $\eta(\varphi)$, можно найти средний к.п.д. на каком-то интервале.

Для повышения к.п.д. механизма и уменьшения его износа особое внимание следует уделить кинематической паре «кулачок-толкатель», т.к. в ней скорости скольжения, как правило, велики.

Для уменьшения трения на конце толкателя обычно устанавливают ролик. Условия работы ролика тяжелые, т.к. радиус ролика мал и даже при сравнительно небольших относительных скоростях угловая скорость его вращения вокруг собственной оси очень велика.

Достаточная смазка оси ролика ввиду малых ее размеров часто затруднительна, а применение подшипников качения увеличивает габариты механизма. Поэтому в ряде случаев (например, в приводах к клапанам поршневых двигателей внутреннего сгорания) применяют механизмы с плоскими или сферическими толкателями.

Рабочие поверхности могут быть хорошо смазаны, а поэтому их износ, несмотря на трение скольжения, сравнительно невелик.

§ 4. Определение крутящего момента и к.п.д. кулачкового механизма с плоским толкателем

Описываются условия заклинивания толкателя, определение крутящего момента на валу кулачка и коэффициента полезного действия. (Рис.12).

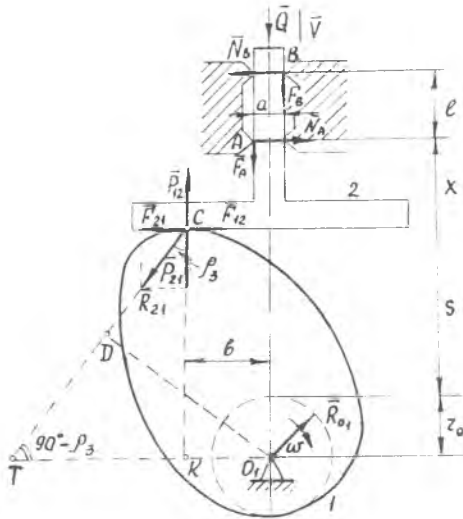


Рис. 12.

Рассмотрим равновесие толкателя под действием приложенной системы сил, пренебрегая трением качения кулачка по толкателю:

$$P_{12} - F_R - F_B - Q = 0, \quad (3.1)$$

$$N_B e + F_R \cdot a + Q \frac{e}{2} + F_{12} (x + e) - P_{12} (b + \frac{e}{2}) = 0, \quad (3.2)$$

$$N_B e - F_B \cdot a - Q \frac{e}{2} + F_{12} x - P_{12} (b - \frac{e}{2}) = 0, \quad (3.3)$$

$$F_R = f_1 N_B; F_B = f_2 N_B \text{ и } F_{12} = f_3 P_{12}, \quad (3.4)$$

где f_1 - коэффициент трения в направляющей толкателя;
 f_2 - коэффициент трения между кулачком и толкателем.

Решая совместно уравнения (3.2) и (3.3), находим сумму нормальных реакций:

$$N_A + N_B = \frac{P_2 [f_2 a (f_3 l - a) - l (2 f_3 x + f_3 l - 2 b)] \cdot Q a^2 f_2}{e^2 - f_2^2 a^2} \quad (3.4a)$$

Сумма сил трения в направляющих равна:

$$F_A + F_B = f_2 (N_A + N_B) ,$$

если пренебречь в виду малости величинами $f_2^2 a f_3 l$ и $a^2 f_2^2$ в уравнении (3.4a), получим:

$$F_A + F_B = -\frac{f_2 P_2}{f} [f_3 (2x + l) - 2b] \quad (3.5)$$

Подставляя значения равенства (3.5) в уравнение (3.1), получим:

$$P_2 = Q \frac{e}{(1 + f_3 f_2) l - 2 f_2 (b - f_3 x)} \quad (3.6)$$

Заклинивание толкателя произойдет в том случае, если знаменатель в выражении (3.6) станет равен нулю:

$$(1 + f_2 f_3) l - 2 f_2 (b - f_3 x) = 0$$

Заклинивание не произойдет, если длина направляющих:

$$l > \frac{2 f_2 (b - f_3 x)}{1 + f_2 f_3} \quad (3.6a)$$

так как величина $f_2 f_3$ не больше 0,05, то ею можно пренебречь и получить следующее выражение для определения длины направляющей толкателя:

$$l > 2 f_2 (b - f_3 x), \quad (3.7)$$

где величина $b = \frac{d_s}{\alpha \varphi}$ — кратчайшее расстояние от оси кулачка до нормали, проведенной через контактную точку кулачка и толкателя. Во время работы кулачкового механизма размеры b и x изменяются.

Неравенство (3.7) позволяет выбрать такую длину l , при которой не произойдет заклинивание толкателя в направляющей. Движущий момент, который нужно приложить к кулачку с учетом трения в опоре кулачка, будет равен (рис.12):

$$M_{q\delta} = R_{21} OD + f_1 R_{01} \frac{d_0}{2}, \quad (3.8)$$

где

$$R_{21} = \frac{P_{21}}{\cos \rho_3} \quad (3.9)$$

$$\bar{R}_{01} = \bar{R}_{21} \quad (3.10)$$

f_1 — приведенный коэффициент трения в опоре кулачка.

Величину OD можно найти из прямоугольного треугольника OTD :

$$OD = OT \cos \rho_3 \quad (3.11)$$

а величину OT представить, как сумму отрезков:

$$OT = TK + KO = (z_0 + S) t_{q\rho_3} + \frac{d_s}{\alpha \varphi}$$

или

$$OT = (z_0 + S) \left|_3 + \frac{d_s}{\alpha \varphi} \right|; \quad \text{т.к. } t_{q\rho_3} = f_3. \quad (3.12)$$

Если в выражение (3.8) подставим выражения (3.6), (3.9), (3.10), (3.14) в (3.12), получим окончательно формулу для определения движущего момента, который надо приложить к кулачку:

$$M_{gb} = Ql \frac{(z_0 + S) f_3 + \frac{dS}{d\varphi} + \frac{f_1}{2} \cdot \frac{d_0}{\cos \rho_3}}{(1 + f_3 f_2) l - 2 f_2 \left(\frac{dS}{d\varphi} - f_3 x \right)} \quad (3.13)$$

Мгновенный к.п.д.:

$$\eta = \frac{Qv}{M_{gb} \omega} = \frac{Q}{M_{gb}} \frac{dS}{d\varphi} \quad (3.14)$$

Принимая во внимание равенство (3.13), получим формулу для определения мгновенного к.п.д. кулачкового механизма с плоским толкателем.

$$\eta = \frac{(1 + f_3 f_2) l - 2 f_2 \left(\frac{dS}{d\varphi} - f_3 x \right)}{\left[(z_0 + S) f_3 + \frac{dS}{d\varphi} + \frac{f_1 d_0}{2 \cos \rho_3} \right] l} \frac{dS}{d\varphi} \quad (3.15)$$

Г л а в а Ш

ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

§ 1. Определение основных размеров кулачковых механизмов

Прежде чем графическим или аналитическим методом спрофилировать кулачок, необходимо определить основные размеры механизма: минимальный радиус-вектор профиля кулачка ζ_0 ; длину направляющей ведомого звена ℓ ; смещение e ; минимальное расстояние от направляющих до точки касания толкателя с профилем кулачка; длину вращающегося толкателя (ведомого звена); расстояние между центрами вращения кулачка и толкателя и начальный угол поворота ведомого звена (угол между вращающимся толкателем и линией, проходящей через центры вращения кулачка и ведомого звена).

При решении задачи об определении основных размеров стремятся получить механизмы с наименьшими габаритами.

§ 2. Определение радиуса ζ_0 базовой окружности центрового профиля кулачка (минимального радиуса кулачка)

Дисковый кулачок должен иметь ступицу, которой он насаживается на

вал и поэтому минимальный радиус конструктивного профиля кулачка должен быть больше диаметра вала настолько, чтобы обеспечить прочность его:

$$z_0 = z_0' + z_p = \frac{dc}{2} + a + z_p,$$

- где $z_0' = \frac{dc}{2} + a$ - радиус базовой окружности конструктивного профиля;
- $a \geq 3$ - конструктивный размер, мм;
- z_p - радиус ролика;
- dc - диаметр ступицы.

Минимальный радиус кулачка определяется из условия получения минимальных габаритов кулачкового механизма.

Для кулачкового механизма с плоским толкателем (рис.13):

$$z_0 \geq \frac{dc}{2} - a$$

Минимальный радиус-вектор определяется также из условия допустимых углов давлений, а для кулачковых механизмов с плоским толкателем из условия отсутствия вогнутых участков профиля кулачка. Для обеспечения указанных условий z_0 нужно взять наибольшим из двух вычисленных величин.

Из формул, выведенных выше, следует, что при одних и тех же значениях внешней нагрузки Q сила давления кулачка на толкатель и движущий момент на валу кулачка будет тем больше, чем больше угол давления.

С увеличением угла давления уменьшается к.п.д. механизма, ухудшаются условия его работы. В кулачковых механизмах величина угла давления изменяется в течение одного цикла работы. В отдельных положениях этот угол может достиг значений критического угла давления. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить, чтобы угол давления был достаточно удален от его критического значения, т.к. по

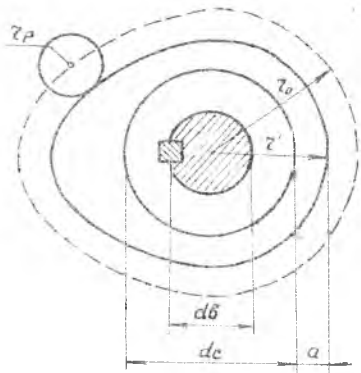


Рис. 13.

мере приближения к последнему к.п.д. механизма резко уменьшается.

На основании общей теоремы зацепления можно сформулировать следующую теорему.

Если величину аналога скорости толкателя повернуть в сторону вращения кулачка на 90° и конец аналога скорости точку P соединить с осью O кулачка, то линия DO , параллельная общей нормали, образует с аналогом скорости BD угол BDO , равный углу передачи $\gamma = 90^\circ - \alpha$ (рис. 14).

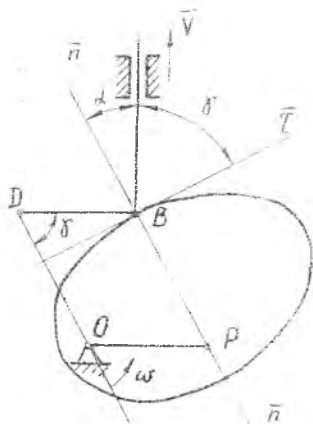


Рис. 14.

На основании теоремы можно определить минимальный радиус кулачка по заданному допустимому углу давления. Покажем это на примере.

Пример. Требуется определить радиус-вектор профиля кулачкового механизма с поступательно-движущимся толкателем, оканчивающимся острием. Пусть при этом известен допустимый угол давления αg и аналог скорости $\frac{ds}{dt}$. Кулачок вращается против часовой стрелки.

Для решения этой задачи необходимо аналог скорости $\frac{ds}{dt}$ повернуть на 90° в сторону вращения и отложить его величину в данном положении от точки B (рис. 15), затем провести через

точку D линию под углом $90^\circ - \alpha g = \gamma g$ к аналогу скорости. Любая точка этой прямой может быть принята за ось кулачка и угол давления будет равен допустимому углу давления. Радиус-вектор в этом случае равен $OB \cdot R$.

Предположим, что за ось кулачка взяли точку O_1 , лежащую правой линии DO или точку O_2 , лежащую левее. В первом случае угол давления будет больше допустимого, а во втором меньше, т.к. $\beta_1 < \gamma g$ и $\beta_2 > \gamma g$.

Для определения минимального радиуса r_c центрального профиля кулачка построим (рис. 16) диаграмму перемещения как функцию аналога скорости на фазе удаления и приближения, причем масштабы вдоль осей координат

должны быть одинаковые. По оси S отложим перемещения толкателя, по оси $\frac{dS}{d\psi}$ соответствующие аналоги скоростей. Максимальное перемещение толкателя равно ходу h .

На фазе удаления аналоги скорости откладываем вправо, а на фазе приближения - влево, если кулачок вращается по часовой стрелке, величину $\frac{v}{\omega}$ поворачиваем на 90° в сторону вращения кулачка и откладываем в соответствующих положениях толкателя. Концы аналогов скорости соединим плавной кривой, получим диаграмму. Далее проводим две касательные τ_1 и τ_2 к диаграмме под углом $\delta q = 90^\circ - \alpha q$

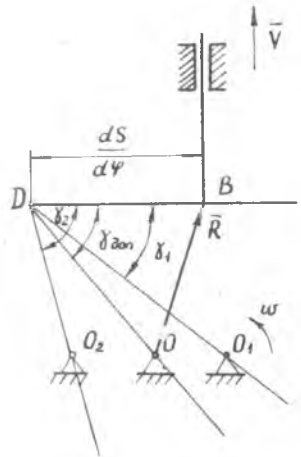


Рис. 15.

Кривая на фазе приближения

Кривая на фазе удаления

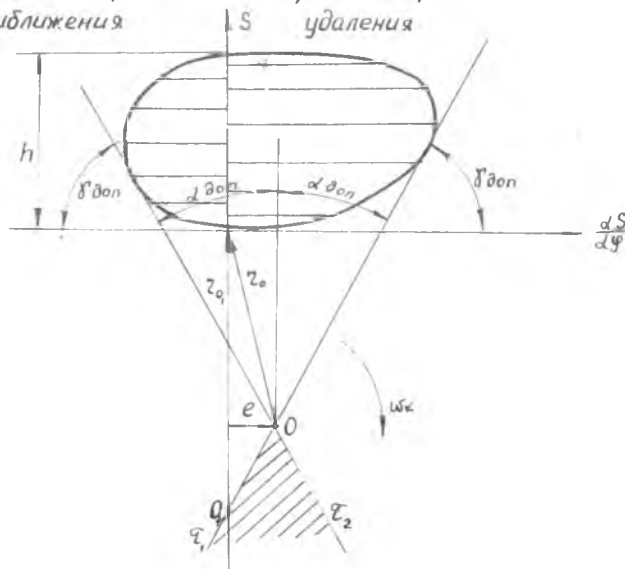


Рис. 16.

Для обратного хода или опускания толкателя допустимый угол давления берется больше, чем для прямого хода. В заштрихованной области можно выбрать любую точку за ось кулачка, при этом угол давления для всех положений кулачка будет меньше допустимого угла давления. Точка пересечения касательных τ_1 и τ_2 определяет положение оси кулачка O , при которой радиус z_0 базовой окружности центрального кулачка будет минимальным. Одновременно определяется величина эксцентриситета (смещения) e .

Если желательно иметь осевой механизм, то ось кулачка следует поместить в точке O_1 . При этом габариты механизма несколько возрастут (увеличится z_0 до z_{01}). Указанное построение показывает, что с уменьшением допустимого угла давления увеличивается z_0 .

Можно минимальный радиус кулачка найти и аналитически (рис. 17).

Для этого рассмотрим прямоугольный треугольник OCB .

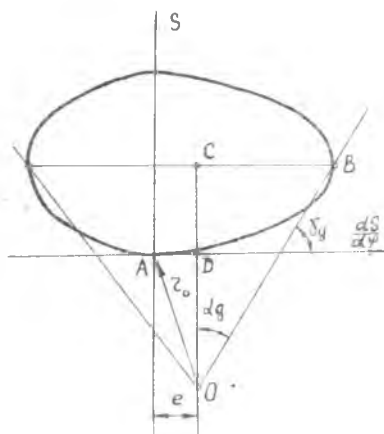


Рис. 17.

$$tg \alpha q = \frac{CB}{OC}$$

где CB приближенно равно

$$CB \approx \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{max} - e$$

если ось толкателя смещена влево от оси кулачка и

$$CB \approx \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{max} + e$$

если ось толкателя смещена вправо от оси кулачка и

$$OC = \sqrt{z_0^2 - e^2} + S$$

где S - перемещение толкателя соответствующее максимальной скорости.

Окончательно имеем:

$$tg \alpha q = \frac{\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{max} \pm e}{z_0 + S} \quad (3.16)$$

Для осевого кулачкового механизма смещение $e=0$ и формула принимает вид:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{\text{min}}}{r_0 \cdot S} \quad (3.17)$$

Из полученных формул по заданным величинам e , $\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{\text{min}}$ и r_0 можно определить минимальный радиус профиля кулачка.

Минимальный радиус кулачка для механизма с вращающимся толкателем определяется аналогично, но отличается от построения указанного на рис. 16 только тем, что перемещение конца толкателя откладывается не на прямой, а на дуге, протяженностью

$$l = l_{30_2} \cdot \psi$$

где l_{30_2} - длина толкателя;
 ψ - полный угол отклонения толкателя от начального положения.

Величины аналогов скорости $\frac{dS}{d\varphi} = l_{30_2} \cdot \frac{d\psi}{d\varphi}$ откладывают в каждой точке дуги по направлению ее радиуса.

Вращая кулачок по часовой стрелке аналог скорости при подъеме толкателя поворачиваем в сторону вращения кулачка до совпадения с толкателем в данном положении и откладываем от дуги (рис.18).

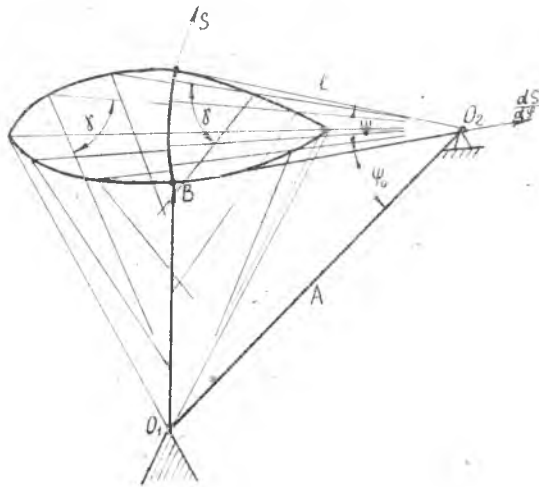


Рис. 18.

Концы аналогов скорости соединяют плавной кривой. Кроме того, вместо проведения касательных к диаграмме, следует провести прямые, наклоненные к концам аналогов скоростей под углом $\gamma_g = 90^\circ - \alpha_g$. За ось кулачка может быть взята любая точка заштрихованной области. Кулачковый механизм будет иметь минимальные размеры, если за ось взята точка O_1 . По диаграмме (рис.18) определяют искомые величины ψ_0 ; $O_1O_2 = A$ и $O_1B = z_0$.

Длину толкателя l , величины $\frac{d\psi}{d\varphi}$ откладывают в одном масштабе. Так как в механизмах с качающимся толкателем заклинивание невозможно, то можно определить минимальный радиус z_0 центрового профиля кулачка аналитически по следующей формуле (рис.19):

$$z_0 = \sqrt{A^2 + l^2 - 2Al \cos \psi_0} \quad (3.18)$$

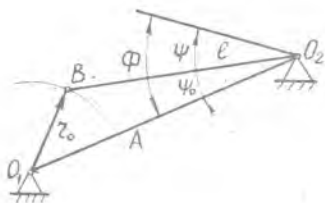


Рис. 19.

где ψ_0 - угол начального отклонения толкателя от линии центров

Рекомендуется выбирать отношение $\frac{l}{A\psi}$ в пределах 0,8 - 0,9 и $\frac{\psi}{\phi}$ от 0,1 - 0,15.

Здесь $\phi = \psi_0 + \psi$ - полный угол отклонения толкателя от линии центров. Величину ϕ рекомендуется брать не больше $66-70^\circ$.

При $\psi = 90^\circ$ максимальный радиус-вектор больше межцентрового расстояния при любом значении l_{BO_2} , что конструктивно недопустимо.

§ 3. Определение минимального радиуса профиля кулачка в кулачковом механизме с поступательно движущимся плоским толкателем

Кулачковый механизм с плоским толкателем имеет два положительных качества: относительно малые контактные напряжения, т.к. кривизна

плоской поверхности толкателя равна нулю; угол давления в любом положении механизма равен нулю, если плоскость тарелки толкателя перпендикулярна к оси толкателя (рис. 20). Поскольку угол давления во всех положениях равен нулю, он не может быть использован для определения положения оси вращения кулачка. В рассматриваемом механизме имеется особенность: профиль кулачка должен быть выпуклым, т.е. $\rho > a$, здесь ρ - радиус кривизны профиля кулачка в любом положении.

Построим заменяющий механизм и для него в масштабе кривошипа $\mu_w = \omega^2 \frac{m}{gkmm}$, построим план ускорения, причем за полюс плана ускорения примем точку A . Запишем векторное уравнение для определения ускорений:

$$\underline{W_{B_3}} = \underline{W_{B_2}} + \underline{W_{B_2 B_3}}; \quad W_{B_3} = W_A,$$

$\perp Bx \quad \parallel Bx$

так как звено AB_3 совершает поступательное движение.

Вектор ускорения точки A по модулю равен $W_A = \omega^2 l_{OA}$ и направлен по линии AO к точке O . Вектор W_{B_2} - направлен вдоль оси толкателя, а вектор $W_{B_2 B_3}$ перпендикулярен оси толкателя.

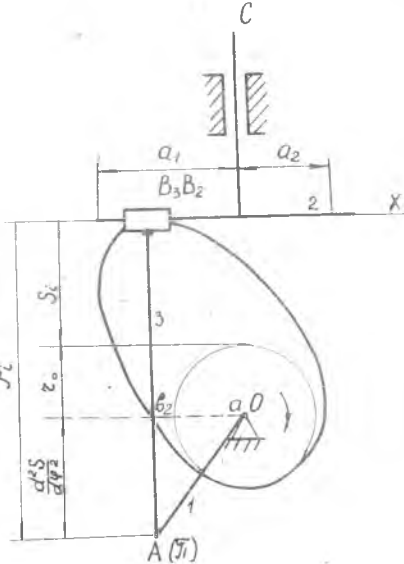


Рис. 20.

Пусть механизм вычерчен в натуральную величину, тогда отрезок $\overline{\pi b_2}$ на плане ускорений есть не что иное, как аналог ускорения $\frac{d^2 S}{dt^2}$.

Радиус кривизны ρ_i профиля кулачка находим непосредственно из чертежа.

$$\rho_i = \frac{(d^2 S)}{(d\varphi^2)}_i + z_0 + S_i > 0, \quad (3.19)$$

$$z_0 > -/S_i + \left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2}\right)_i /, \quad (3.20)$$

где S - перемещение толкателя;

r_0 - наименьший радиус профиля кулачка.

Величина суммы $r_0 + S$ в неравенстве (3.19) всегда положительна. Следовательно, неравенство может нарушиться только при отрицательных значениях аналога ускорений больших значений $r_0 + S$.

Для положительных значений $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ неравенство (3.20) всегда удовлетворяется, поэтому для определения r_0 необходимо рассмотреть лишь область отрицательных значений суммы $S + \frac{d^2S}{d\varphi^2}$.

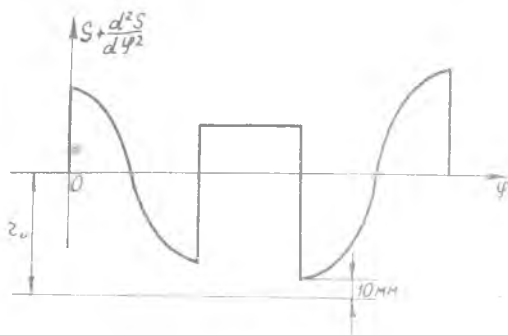


Рис. 21.

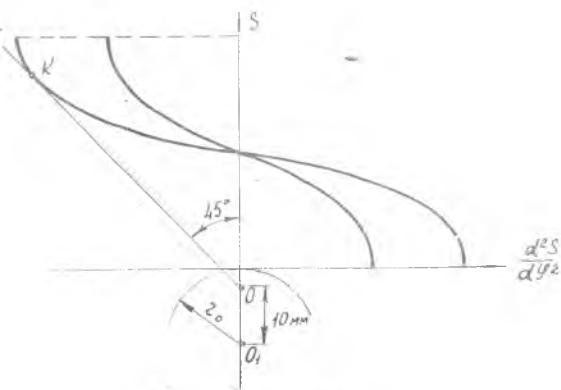


Рис. 22.

Если плоскость тарелки составляет с направлением движения толкателя угол β , то r_0 необходимо определять из неравенства

$$r_0 > -|S + \frac{d^2S}{d\varphi^2}| / \sin \beta.$$

Для определения r_0 нужно найти наибольшее по абсолютной величине отрицательное значение суммы $S + \frac{d^2S}{d\varphi^2}$ и

взять r_0 больше этой абсолютной величины.

Для определения r_0 можно использовать графический метод. В этом случае строят суммарную кривую $S + \frac{d^2S}{d\varphi^2}$ в функции угла поворота φ , $S + \frac{d^2S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$ (рис. 21) или кривую $S = f(\frac{d^2S}{d\varphi^2})$ (рис. 22) за полный оборот кулачка.

Проводим касательную к максимальной отрицательной ветви кривой под углом 45° к оси S перемещения (рис 22).

ла оси S получим точку O . Минимальный радиус кулачка z , берется больше расстояния от точки O до начала координат на величину не менее 10 мм во избежание больших местных напряжений. Если фазовые углы поворота кулачка на фазе удаления и сближения толкателя лежат в пределах до 40° , то габариты кулачкового механизма с плоским толкателем получаются на много больше габаритов кулачкового механизма с толкателем, снабженным роликом т.к. минимальный радиус профиля кулачка с плоским толкателем больше минимального радиуса профиля кулачка с роликовым толкателем. При фазовых углах поворота свыше $60-70^\circ$ эта разница уменьшается. Разберем профилирование вращающегося кулачка с плоским толкателем. Толкатель воспроизводит зависимость $S=f(\varphi)$, где φ - угол поворота кулачка и при $\varphi = 0$

$S=z_0, \frac{dS}{d\varphi}=0$. Свяжем с кулачком систему прямоугольных осей координат XOY (рис.20). Сообщим мысленно всему механизму вращение против часовой стрелки, предполагая, что кулачок вращается в направлении стрелки часов. При повороте на угол φ плоскость толкателя (башмака) относительно кулачка займет положение, показанное на рис.23. Так как профиль кулачка всегда касается прямой TT' , представляющей след плоскости толкателя, то профиль является огибающей семейства прямых TT' , зависящих от параметра φ - угла поворота кулачка.

Уравнение этого семейства имеет вид:

$$X \cos \varphi + Y \sin \varphi = S \quad (3.21)$$

Дифференцируя равенства (3.21) по φ , получим:

$$X \sin \varphi - Y \cos \varphi = -S' \quad (3.22)$$

Решая данную систему (3.21) и (3.22), получим уравнение профиля кулачка в параметрической форме:

$$X = S \cos \varphi - S' \sin \varphi ; Y = S \sin \varphi + S' \cos \varphi , \quad (3.23)$$

где $S' = \frac{dS}{d\varphi}$

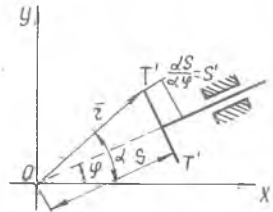


Рис. 23.

Уравнение профиля кулачка в полярных координатах получим из равенства:

$$z = \sqrt{x^2 + y^2} = \sqrt{S^2 + S'^2} \quad (3.24)$$

Из рисунка (23) видно, что

$$\chi = \varphi + \arctg \frac{S'}{S} \quad (3.25)$$

Расстояние от контактной точки до оси толкателя на основании основной теоремы зацепления равно аналогу скоростей $\frac{dS}{d\varphi} = S'$, поэтому величина радиуса тарелки определяется из условия $\alpha_1 \geq \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{max_1}$ на фазе удаления и $\alpha_2 \geq \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{max_2}$ на фазе приближения (рис.20).

Если при расчетах величина α_1 получается значительно больше α_{21} , то рационально с точки зрения изготовления и уменьшения потерь на трение сместить направляющие влево на величину

$$\frac{\alpha_1 - \alpha_2}{2} \quad (3.26)$$

(рис.24, пунктир), при этом наиболее удаленная точка контакта приблизится к оси направляющих.

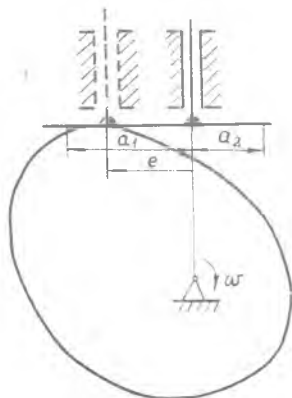


Рис. 24.

Недостатком толкателя с плоской тарелкой является сильное скольжение между кулачком и тарелкой, его можно смягчить, если поставить толкатель несимметрично с тем, чтобы контакт происходил не в плоскости симметрии толкателя, а на некотором расстоянии от не (см.рис. 25, пунктиром показано симметричное расположение толкателя). Если сечение толкателя, перпендикулярное к его оси, сделать круглым, то сила трения будет вращать толкатель, что сильно уменьшит истирание соприкасающихся в высшей паре поверхностей.

§ 4. Выбор радиуса ролика

При построении профиля кулачка нужно иметь в виду, что радиус ролика должен выбираться так, чтобы профиль получился очерченным непересекающимися кривыми, в противном случае заданный закон движения полностью не может быть воспроизведен. Во избежание появления пересечения частей профиля радиус ролика $r_{рол}$ должен быть меньше минимального радиуса кривизны эквидистантной кривой. Обычно принимают $r_{рол} \leq (0,7-0,8)r_{min}$ (рис.26). Радиус ролика должен находиться также в известном соотношении с минимальным радиусом r_0 (центрального профиля кулачка, а именно $r_p \leq 0,4r_0$, исходя из условия прочности).

Таким образом, для радиуса r_p ролика получают два значения. Для построения профиля кулачка принимают в качестве радиуса ролика меньшее из них.

Нужно также обратить внимание при выборе радиуса ролика на условие, обеспечивающее обкатывание ролика по кулачку.

Это условие приводим ниже без вывода:

$$r_{рол} > \frac{1,27 f_0 d + 2(K_0 + K)}{2(p - m \frac{W}{p})}$$

- где p - давление со стороны кулачка на толкатель;
 f_0 - коэффициент трения скольжения ролика об ось;
 d - диаметр оси ролика, установленной в толкателе, величина его назначается из расчета на прочность;
 K_0 - коэффициент трения-качения ролика об ось;
 K - коэффициент трения-качения ролика о кулачок;
 f - коэффициент трения-скольжения ролика по кулачку;

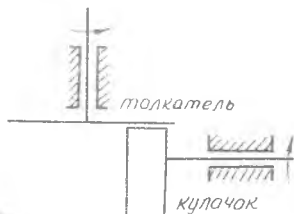


Рис. 25.



Рис. 26.

m_n - масса ролика, приведенная к его внешней окружности;

W - проекция относительного ускорения толкателя на направление общей касательной к центральному профилю в точке касания кулачка с толкателем.

Влияние инерции массы ролика, силы трения качения ролика об ось и ролика по кулачку невелико, ими можно пренебречь.

При ориентировочных расчетах радиуса ролика можно пользоваться значениями, полученными из приближенной формулы $z_{рол} > \frac{1,27 \text{ фсд}}{2f}$ и округлять расчетное значение радиуса ролика до ближайшего большего по стандарту на линейные размеры в машиностроении.

§ 5. Определение максимальной длины консоли и длины направляющей толкателя кулачкового механизма

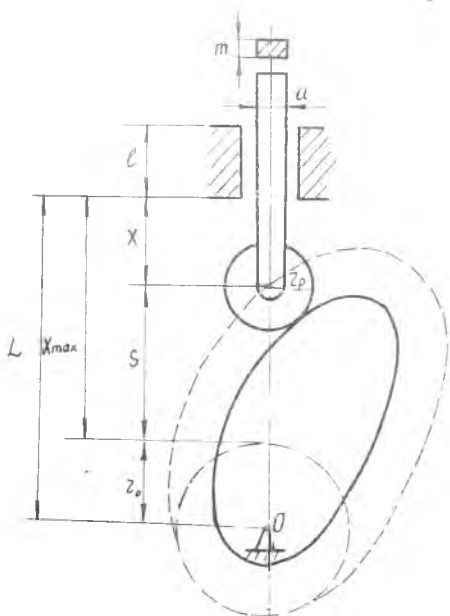


Рис. 27.

Максимальную величину консоли X_{max} (рис.27 и 28) обычно выбирают наименьшей возможной величиной из условия размещения механизма.

X_{max} для кулачковых механизмов (см.соответственно, рис. 27 и рис.28) определяют следующим образом:

$$X_{max} \geq h + z_p \quad (3.26)$$

$$X_{max} > h + c \quad (3.27)$$

где h - величина хода толкателя.

Если пружина расположена

между направляющей толкателя и кулачком, то в формулах (3.26) и (3.27) нужно добавить длину пружины в сжатом состоянии.

Величину консоли χ , как функцию угла поворота кулачка определяют по следующей формуле:

$$\chi = \chi_{max} - S, \quad (3.28)$$

где $S = f(\varphi)$.

Расстояние Z от направляющей ведомого звена до оси кулачка определяют по следующему равенству:

$$Z = Z_0 + \chi_{max} \quad (3.29)$$

Длину направляющей ℓ выбирают наибольшей допустимой из условия размещения механизма. Чем больше длина направляющей, тем больше критический угол давления (см. формулу 2.8).

Если принять коэффициент трения f_2 в направляющей толкателя в пределах $0,1+0,15$ (см. формулу 2.8), то длину направляющей ℓ для кулачковых механизмов с роликовым толкателем (рис.27) в студенческих работах брать не менее

$$\ell > (1,5 \div 2) \chi_{max}, \quad (3.30)$$

а для кулачковых механизмов с плоским толкателем (рис.29) ℓ брать (см. формулу 3.7):

$$\ell > 2f_2 \left(\frac{dS}{d\varphi} - f_3 \chi \right)$$

Так как величина $f_3 \chi$ весьма мала, то длину направляющей ℓ следует брать с запасом. В студенческих работах ℓ брать не менее

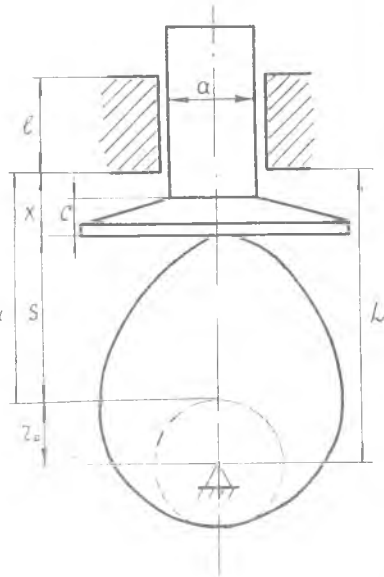


Рис. 28.

$$l > (0,8 - 1,0) \frac{AS}{(\lambda \varphi)_{\max}} \quad (3.31)$$

Размеры сечения A и величину C толкателя выбирают из условия прочности.

§ 6. ЦИКЛОГРАММЫ

Во многих случаях технологическое задание на проектирование кулачкового механизма не содержит закона движения и фазового времени или фазовых углов поворота кулачка. При определении фазового времени или фазовых углов поворота часто приходится вести расчет, исходя из так называемой цикловой диаграммы. Цикловая диаграмма представляет собой схему работы кулачкового механизма, в которой указываются интервалы углов поворота кулачка и соответствующее этим интервалам состояние ведомого звена (толкателя). Общая схема циклограммы кулачкового механизма показана в табл. 2. Полный цикл соответствует одному обороту кулачка или времени одного оборота.

Таблица 2

Цикловая диаграмма

Интервалы или углы	$\varphi_1(t_1)$	$\varphi_2(t_2)$	$\varphi_3(t_3)$	$\varphi_4(t_4)$
Состояние ведомого звена:	Удаление	Остановка дальнее стоян.	Приближение	Остановка ближнее стоян.
	:	:	:	:
	:	:	:	:

На фазе удаления толкатель удаляется от центра вращения кулачка, на фазе приближения - приближается.

Цикл движения кулачкового механизма включает интервалы перемещения и останова толкателя. Число интервалов и их длительность могут быть различными. Структуру цикла движения определяет его цикловая диаграмма.

В работе кулачковых механизмов могут отсутствовать второй или четвертый интервал, но всегда имеется первый и третий.

Расчет синхронизации перемещений рабочих органов необходим в технологических машинах и в машинах-двигателях.

В машинах надо не только обеспечить движение рабочих органов с заданными скоростями, но и заданную последовательность их рабочих и холостых перемещений.

Для согласования работы отдельных механизмов строят диаграммы, которые называют *цикловыми*, т.к. они относятся к некоторому циклу явлений, регулярно повторяющихся. Цикл соответствует одному или нескольким оборотам некоторого вала машины. В четырехтактном двигателе внутреннего сгорания полный цикл происходит за два оборота коленчатого вала двигателя.

Последовательность рабочих и холостых перемещений будет выполнена, если цикловые диаграммы отдельных механизмов будут занимать заданное относительное положение в кинематическом цикле машины. Кинематический цикл машины удобно измерять временем или углом поворота ведущего звена того из исполнительных механизмов, который выполняет основную для данной машины операцию; этот механизм называют *цикловым механизмом*.

Кинематический цикл отсчитывают от начального положения (или начала рабочего хода) циклового механизма; это положение принимают за начальное положение машины. В начальном положении машины только ее цикловой механизм занимает свое начальное положение: остальные механизмы могут занимать любые, отличные от начальных, положения. Циклограмма позволяет определить фазовые углы поворота кулачка или фазовое время, а также определить, в каком из интервалов будет находиться каждый рабочий орган в любой момент времени или при любом угле поворота ведущего вала (звена) циклового механизма.

При составлении циклограммы конструктор должен найти оптимальное относительное расположение интервалов циклов отдельных механизмов внутри цикла движения машины.

По циклограмме можно определить иногда только один интервал t_1 , или угол поворота кулачка φ_1 , а иногда сумму нескольких интервалов $t_1 + t_2 + t_3 = t_p$ или сумму углов поворота кулачка $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = \varphi_p$. Установление длительности отдельных интервалов представляет неопределенную задачу и конструктор должен найти оптимальное решение.

Составляя цикловую диаграмму, необходимо стремиться, помимо техноло-

гических требований, к тому, чтобы интервалы движения рабочих органов механизмов не были чрезмерно короткими, т.к. это приводит к большим ускорениям, динамическим нагрузкам и увеличивает размеры кулачков.

Кроме того, не следует назначать работу отдельных механизмов «впри-
тык», т.е. каждый последующий механизм должен начать перемещение рабо-
чего органа только после того, как предыдущий рабочий орган выполнил
свою функцию. Цикловые диаграммы, определяя интервалы работы механиз-
мов, дают необходимые сведения для расчета кулачков, а также углов их
закрепления на валу.

Пример. Поперечно-строгальный станок. Подача стола производится при
помощи кулачкового механизма с вращающимся толкателем (рис.29).

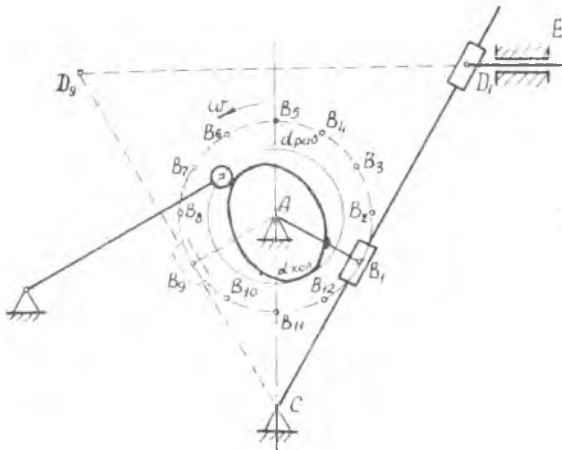
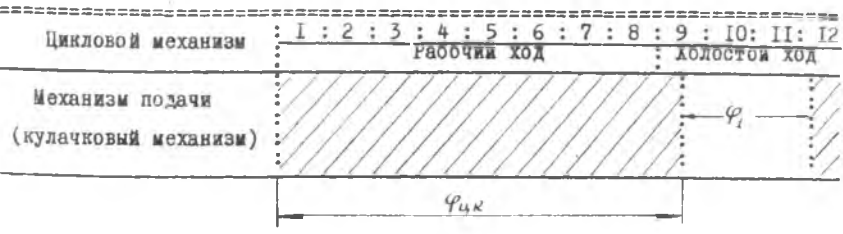


Рис. 29.

Шестишвен-
ный кулисный
механизм вы-
бираем в ка-
честве цикло-
вого. Кинема-
тический цикл
соответствует
одному оборо-
ту кривошипа
AB и кулачка.
Начальное по-
ложение цик-
лового меха-
низма - I-е
положение.

Рабочий
ход основного
механизма с

первого положения примерно по девятое положение.



В начале и в конце рабочего хода кривошип AB образует с кулисой CD прямой угол.

Каждое деление соответствует повороту кривошипа на 30° с девятого положения кривошипа по первый - холостой ход основного механизма.

Резец снимает стружку с первого по восьмое положение. Для получения хорошей поверхности обрабатываемой детали подачу можно совершить во время холостого хода основного (циклового) механизма, т.е. подачу начать немного позже окончания рабочего хода и закончить немного раньше, чем начнется рабочий ход. По циклограмме холостой ход основного (циклового) механизма происходит на угле поворота кривошипа, равного 90° . И угол поворота кулачка φ_1 будет меньше, чем угол холостого хода основного механизма примерно на 10-15 %, т.е. другими словами, угол поворота кулачка во время удаления толкателя можно взять примерно равным $\varphi_1 = 80^\circ$. φ_2 можно принять равным нулю, т.к. по технологическому процессу не требуется дальнего останова. Весь цикл кулачкового механизма совершается за один оборот кулачка, так что $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 360^\circ$.

Далее можно определить сумму углов поворота кулачка во время обратного хода и нижнего выстоя.

$$\varphi_3 + \varphi_4 = 360^\circ - 80^\circ = 280^\circ$$

Для угла поворота, соответствующего ближнему выстоя, можно взять примерно $\varphi_4 = 60^\circ$ и для угла поворота, соответствующего приближению (обратному ходу), $\varphi_3 = 220^\circ$.

На примере видно, что циклограмма лимитировала только угол φ_1 , а при выборе φ_3 и φ_4 мы исходили из того, чтобы не было больших динамических нагрузок.

Пример 2. Расчет циклограммы двухцилиндрового У-образного четырехтактного двигателя, включающей цикловые диаграммы обоих поршней и четырех кулачковых механизмов (рис.30 и 31).

На рис.30 и 31 двигатель имеет полный цикл, состоящий из четырех полных ходов поршней: 1 - всасывание; 2 - сжатие; 3 - рабочий ход; 4 - выхлоп.

Четыре вращающихся кулачка управляют движением четырех толкателей, перемещающих, соответственно, впускные и выхлопные клапаны. Полный цикл работы каждого кулачкового механизма совпадает с одним оборотом кулачкового валика (распределительный валик), кривошипно-шатунный механизм - с прицепным шатуном, причем за цикловой механизм примем механизм ABC (без левого цилиндра). За начальное положение циклового ме-

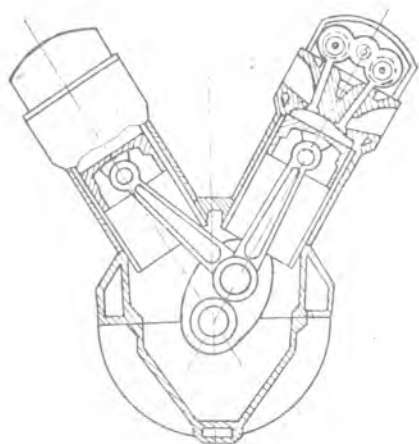


Рис. 30.

ханизма примем положение I когда кривошип AB и шатун BC вытянуты вдоль одной прямой AC . В данном положении в правом цилиндре начало рабочего хода, а в левом - всасывание, (см. рис.32).

За два оборота коленчатого вала (кривошипа AB) распределительные валики сделают только один оборот.

Выхлопные и всасывающие клапаны должны открываться с опережением и закрываться с опозданием по отношению к тактам выхлопа и всасывания, как указано на рисунке. При построении циклограммы сделано допущение, что в II и 5 положениях кривошипы соответствуют верхнему и нижнему положению левого поршня. Крайние положения левого поршня в действительности будут вблизи данных положений кривошипа.

Каждое деление на циклограмме для коленчатого вала соответствует углу поворота его на 30° , а для распределительного валика - углу поворота на 15° .

По циклограмме определяют угол φ_1 и суммарный угол:

$$\varphi_{\Sigma} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$$

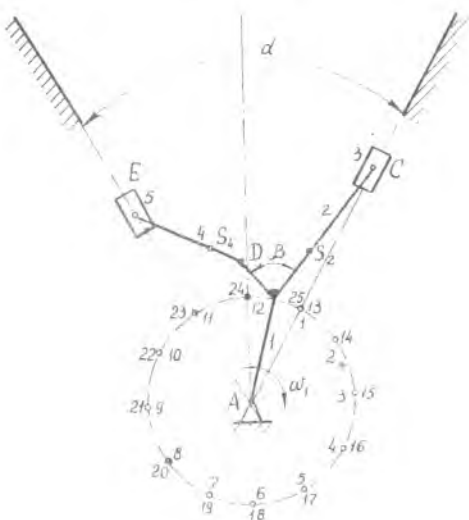
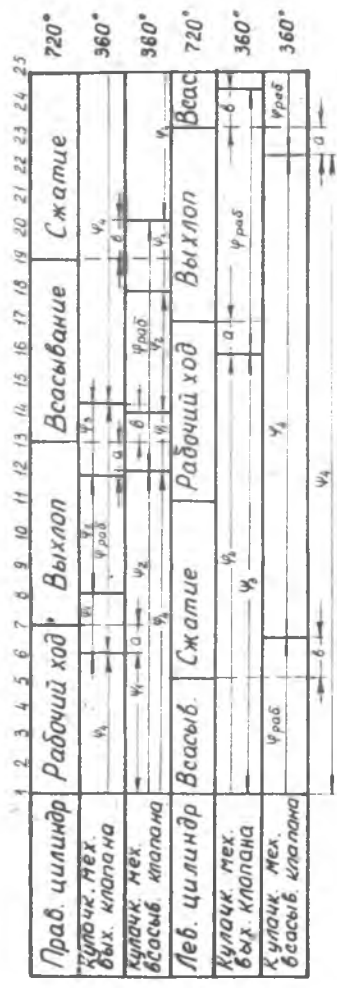


Рис. 31.



Циклограмма

для V-образного двигателя внутреннего сгорания

Конструктор, определив φ_4 и φ_p по циклограмме, далее может определить углы φ_1 , φ_2 и φ_3 , соответствующие времени открытия, времени стояния в открытом положении и времени закрытия клапана, при этом желательно получить с одной стороны, наибольшее «время x сечение», а с другой — наименьшие динамические нагрузки. В студенческих курсовых работах указано, что φ_1 , φ_2 , φ_3 надо принимать в определенных процентах от суммарного угла φ_p .

§ 7. Углы закрепления ведущих звеньев

После того, как профиль кулачка рассчитан и изготовлен, необходимо его установить на валу так, чтобы выполнялись заданные циклограммой фазовые углы. Ведущие звенья механизма должны быть закреплены на валу под определенными углами по отношению к ведущему звену циклового механизма; эти углы называют углами закрепления ведущих звеньев.

Пример I. Рассмотрим определение углов закрепления кулачка и кривошипа на валу поперечно-строгального станка. Вычерчим основной (цикловой) механизм (рис.33) в начальном положении. Затем вычерчиваем кулачковый механизм,

когда штанга $\ell-O_2F$ этого механизма касается начального радиуса-вектора z_0-AF профиля кулачка (это положение показано штрихами).

От радиуса-вектора AF против вращения вала A откладываем заданный фазовый угол — $\varphi_{ик}$ (см.циклограмму). Угол $\varphi_{ик}$ есть угол между начальным положением ведущего звена циклового механизма и начальным положением

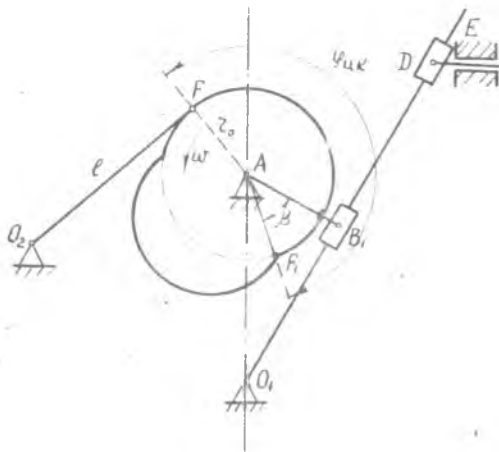


Рис. 33.

ведущего звена (кулачка) кулачкового механизма. Угол $B_1AE_1 = \beta$ будет искомым углом закрепления.

Пример 2. Определим угол закрепления кулачков механизма газораспределения четырехтактного двигателя внутреннего сгорания. Определим углы закрепления кулачков для правого цилиндра. Вычерчим основной (цикловой) механизм AB_1C_1 (рис.34) в начальном положении, т.е. в первом положении, когда кривошип AB и шатун BC совпадают с осью правого цилиндра. Затем вычерчиваем кулачковые механизмы в положении, когда толкатели выхлопного и всасывающего клапанов касаются начальных радиус-векторов z_0 профиля кулачков. Левый кулачковый механизм для выхлопного клапана, а правый - для всасывающего клапана (эти положения показаны штрихами). Оси толкателей расположены к оси цилиндра под углами равными α .

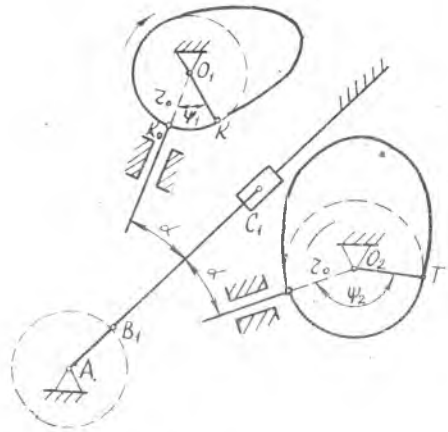


Рис. 34.

От радиус-векторов O_1K_0 и O_2T_0 против вращения вала A откладываем заданные фазовые углы ψ_1 и ψ_2 (циклограмма рис.32). Углы ψ_1 и ψ_2 - углы между начальным положением ведущего звена циклового механизма и начальными положениями ведущих звеньев кулачковых механизмов. Положение радиус-векторов z_0 (O_1K и O_2T) указанных на рис.34 указывают как нужно закрепить кулачки, чтобы работа механизмов соответствовала циклограмме. Фазовые углы ψ_3 и ψ_4 , показанные на циклограмме необходимы для закрепления кулачков левого цилиндра.

Пример 3. Предположим, что имеется два механизма, ведущие звенья которых закреплены на одном валу; кривошипно-шатунный механизм OBC - цикловой. Вычерчиваем этот механизм в начальном положении OB_0C_0 (рис.35) Затем вычерчиваем начальное положение второго механизма $OA_0C_0'D$ (на рисунке показано штрихами). От линии OA_0 в направлении, обратном враще-

нив вала, откладываем заданный фазовый угол ψ четырехшарнирного механизма. Угол AOB_0 будет углом β , под которым надо закрепить на валу ведущий кривошип этого механизма по отношению к кривошипу OB_0 циклового механизма.

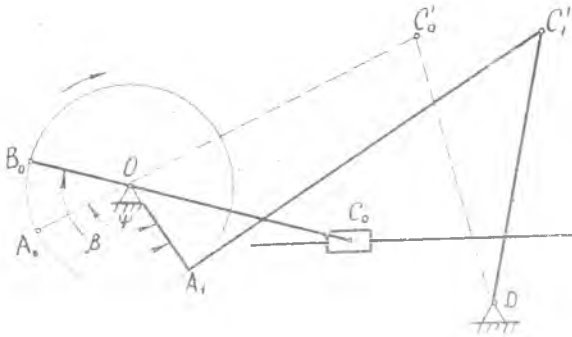


Рис. 35.

Г л а в а IУ

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА РАДИУСА-ВЕКТОРА ЦЕНТРОВОГО И КОНСТРУКТИВНОГО ПРОФИЛЯ ДИСКОВЫХ КУЛАЧКОВ

В этой главе излагается единый аналитический метод расчета профиля кулачка для кулачковых механизмов с плоскими и острыми толкателями и толкателями, снабженными роликами. Приводится вычисление длины нормали (т.е. расстояния от мгновенного центра в относительном движении до контактной точки кулачка и толкателя).

Задача профилирования кулачков сводится к решению уравнений проекций на подвижные оси координат контура, образованного радиусом-вектором, нормалью и аналогом скоростей с последующим преобразованием координат. Предлагаемый метод позволяет произвести расчет конструктивного профиля кулачка, не вычисляя координат центрального профиля.

При решении поставленной задачи мы предполагаем, что минимальный радиус ρ_0 кулачка определен и выбран закон движения толкателя в виде функциональной зависимости перемещения толкателя от угла поворота кулачка, если толкатель движется поступательно, или в виде функциональной зависимости угла поворота вращающегося толкателя от угла поворота кулачка

$$S = f(\varphi) \quad \text{или} \quad \psi = f_1(\varphi) \quad (4.1)$$

§ I. Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем

Решение проведем в предположении, что толкатель опирается на кулачок острием. Свяжем с кулачком систему прямоугольных осей координат XOY . Сообщим мысленно всему механизму вращение по часовой стрелке, предполагая, что кулачок вращается против часовой стрелки. При повороте на угол φ подвижная система координат $X_1O_1Y_1$, связанная с толкателем, в относительном движении займет положение, показанное на рис.36.

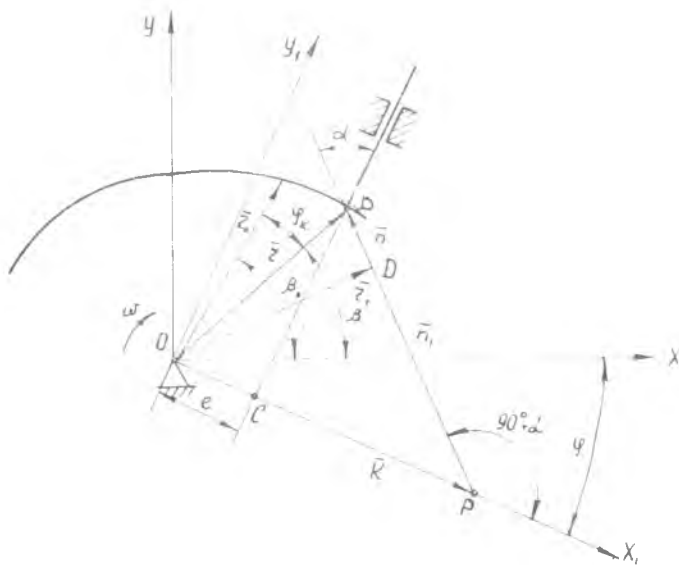


Рис. 36.

По основной теореме зацепления имеем: расстояние от оси вращения кулачка до мгновенного центра вращения в относительном движении равно аналогу скоростей.

$$OP = \frac{dS}{d\varphi} = k \quad (4.2)$$

$n = BP$ - нормаль (расстояние от мгновенного центра вращения до контактной точки штанги и кулачка), проведенная в точке касания кулачка и штанги в относительном движении;

α - угол давления;

e - величина смещения толкателя;

z - радиус-вектор кулачка при повороте его на угол φ .

Рассматривая контур OPB , можно составить векторное уравнение:

$$\vec{z} = \vec{k} + \vec{n} \quad (4.3)$$

Длину нормали в данном положении и угол давления можно получить, если рассмотреть прямоугольный треугольник CBP :

$$n = \frac{CB}{\cos \alpha} \quad (4.4)$$

или

$$n = \frac{CP}{\sin \alpha} \quad (4.5)$$

где

$$CP = \frac{dS}{d\varphi} - e \quad (4.6)$$

$$CB = \sqrt{z^2 - e^2} + S \quad (4.7)$$

S - величина перемещения толкателя при повороте кулачка на угол φ .

Окончательно имеем:

для прямого хода:

$$n = \frac{\sqrt{z^2 - e^2} + S}{\cos \alpha} \quad (4.8)$$

$$n = \frac{\frac{dS}{d\varphi} - e}{\sin \alpha} \quad (4.9)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{dS}{d\varphi} \cdot \rho}{\sqrt{r^2 - \rho^2} \cdot S} \quad (4.10)$$

для обратного хода:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{dS}{d\varphi} \cdot \rho}{\sqrt{r^2 - \rho^2} \cdot S} \quad (4.10a)$$

Проектируя векторное уравнение на подвижную систему координат $X_1 O Y_1$, получаем величины проекций радиуса-вектора в данной системе координат:

для прямого хода:

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{dS}{d\varphi} - n \sin \alpha, \\ Y_1 &= n \cos \alpha \end{aligned} \quad (4.11)$$

для обратного хода:

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{dS}{d\varphi} + n \sin \alpha, \\ Y_1 &= n \cos \alpha \end{aligned} \quad (4.12)$$

Проекции радиуса-вектора кулачка в подвижной системе координат $X O Y$ согласно формулам преобразования координат будут:

$$\begin{aligned} X &= X_1 \cos \varphi + Y_1 \sin \varphi, \\ Y &= -X_1 \sin \varphi + Y_1 \cos \varphi \end{aligned} \quad (4.13)$$

Величина радиуса-вектора определяется по формуле:

$$r = \sqrt{X^2 + Y^2} \quad (4.14)$$

β - угол, образованный радиусом-вектором с осью X , определится из соотношения:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{y}{x} \quad (4.15)$$

Второй угол β определяется от соответствующего ему центрального угла φ_k на кулачке и определяется следующим образом.

Вначале определяем проекции X_0 и Y_0 и угол β_0 , образованный радиусом-вектором с осью в неподвижной системе координат при $\varphi = 0$, по уравнениям (4.13) и (4.15):

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{Y_0}{X_0} \quad (4.16)$$

Угол профиля кулачка φ_k получим, если из угла β_0 вычтем угол β , соответствующий углу поворота кулачка:

$$\varphi_k = \beta_0 - \beta \quad (4.17)$$

Угол поворота кулачка равен углу профиля $\varphi - \varphi_k$, если $\epsilon = 0$.

§ 2. Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем, снабженным роликом

Предлагаемый метод в отличие от других методов, изложенных в учебниках по теории механизмов и машин и в технической литературе, позволяет произвести расчет конструктивного профиля кулачка, не вычисляя координат центрального профиля.

Рассмотрим контур OPD (рис.36). Для него векторное уравнение запишется в следующем виде:

$$\vec{r}_1 = \vec{r}_k + \vec{r}_L \quad (4.18)$$

где $r_L = PD = r - r_p \quad (4.19)$

величина нормали, т.е. расстояние от мгновенного центра вращения в отно-

сительном движении до контактной точки кулачка и ролика;

r_p - радиус ролика;

r_i - радиус-вектор конструктивного профиля.

Конструктивный профиль кулачка получим, если в уравнениях (4.11) и (4.12) значение r заменим значением r_i , вычисленному по формуле (4.19). Дальнейший расчет ведется по уравнениям (4.13), (4.14), (4.15), (4.16) и (4.17) без изменения.

§ 3. Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем, имеющим в качестве огибаемой прямую (рис. 37)

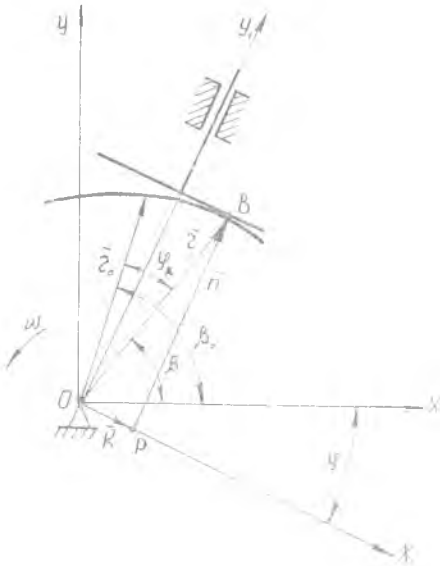


Рис. 37.

Для вывода формул, позволяющих определить радиус-вектор кулачка в кулачковом механизме с плоским толкателем, рассмотрим контур OPB как сумму векторов:

$$\vec{r} = \vec{R} + \vec{n} \quad (4.20)$$

где величина векторов соответственно равна:

$$R = \frac{ds}{d\varphi} = OP$$

$$\text{и } n = r_1 \cdot S \quad (4.21)$$

Проектируя векторное уравнение (4.20) на подвижную систему координат X_1OY_1 ,

получаем величины проекций радиуса-вектора в данной системе координат для прямого хода:

$$X_1 = R' ; Y_1 = r \quad (4.22)$$

и для обратного хода толкателя

$$X_1 = -R' ; Y_1 = r \quad (4.23)$$

Проекции радиуса-вектора кулачка в неподвижной системе координат согласно формулам преобразования координат будут

$$\begin{aligned} X &= X_1 \cos \varphi + Y_1 \sin \varphi \\ Y &= -X_1 \sin \varphi + Y_1 \cos \varphi \end{aligned} \quad (4.24)$$

Величину и направление радиуса-вектора определяем по формулам (4.14) (4.15), (4.16) и (4.17), как было приведено выше.

§ 4. Кулачковый механизм с вращающимся толкателем, имеющим в качестве огибаемой точку

Для вывода формул, позволяющих определить радиус-вектор кулачка в кулачковом механизме с вращающимся толкателем, рассмотрим контур как сумму векторов (рис.38).

$$\vec{z} = \vec{R}' + \vec{r} \quad (4.25)$$

Проектируя векторное уравнение (4.25) на подвижную систему координат $X_1 O_1 Y_1$, получаем величины радиуса-вектора в данной системе координат

Для прямого хода и для случая, когда угловые скорости кулачка ω_1 , и толкателя ω_2 разных знаков, имеем:

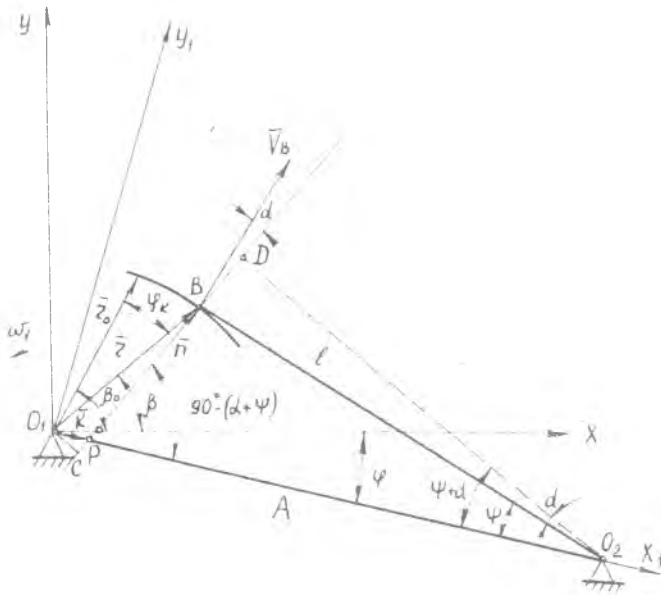


Рис. 38.

$$\begin{aligned} X_1 &= k + n \sin(\alpha + \psi) \\ Y_1 &= n \cos(\alpha + \psi) \end{aligned} \quad (4.26)$$

Для обратного хода толкателя, когда угловые скорости кулачка и толкателя одного знака, имеем:

$$\begin{aligned} X_1 &= -k + n \sin(\alpha + \psi) \\ Y_1 &= n \cos(\alpha + \psi) \end{aligned} \quad (4.27)$$

Величину и направление радиуса-вектора определяем согласно формулам (4.13), (4.14), (4.15), (4.16) и (4.17), как было отмечено выше.

Величину нормали n от контактной точки до мгновенного центра P в относительном движении можно определить, если рассмотреть прямоугольные треугольники PDO_2 и BDO_2 :

$$n = PD - BD, \quad (4.28)$$

где

$$\begin{aligned} PD &= \ell \cos \alpha \operatorname{tg}(\alpha + \psi), \\ BD &= \ell \sin \alpha \end{aligned} \quad (4.29)$$

$\ell = BO_2$ - длина толкателя.

Подставляя значения (4.29) в выражение (4.28), получим длину нормали

$$n = \ell \cos \alpha \operatorname{tg}(\alpha + \psi) - \ell \sin \alpha \quad (4.30)$$

Длину нормали можно получить иначе, если представить в виде:

$$n = DC - DB - PC, \quad (4.31)$$

где

$$\begin{aligned} DC &= A \sin(\alpha + \psi), \\ BD &= \ell \sin \alpha, \end{aligned} \quad (4.32)$$

$$PC = \ell \cos \alpha \frac{d\psi}{d\varphi} \operatorname{tg}(\alpha + \psi).$$

$A = O_1O_2$ - межцентровое расстояние.

Окончательно, с учетом формул (4.32) имеем:

$$n = A \sin(\alpha + \psi) - \ell \sin \alpha - \ell \cos \alpha \frac{d\psi}{d\varphi} \operatorname{tg}(\alpha + \psi) \quad (4.33)$$

Если приравняем формулы (4.30) и (4.33), получим уравнение для углов давления:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{A \cos \psi - \ell \left(1 \mp \frac{d\psi}{d\varphi}\right)}{A \sin \psi} \quad (4.34)$$

Знак «плюс» будет в том случае, когда ω_1 и ω_2 разного знака, «минус» будет, когда ω_1 и ω_2 одного знака.

Для определения величины вектора K^2 воспользуемся основной теоремой зацепления:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{O_1 C}{O_2 D} \quad (4.35)$$

Отношение угловых скоростей может быть заменено аналогом скоростей, т.е.

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\psi}{d\varphi} \quad (4.36)$$

а

$$O_2 D = \ell \cos \alpha \quad (4.37)$$

С учетом формул (4.36) и (4.37) имеем:

$$O_1 C = \ell \cos \alpha \frac{d\psi}{d\varphi} \quad (4.38)$$

Из прямоугольного треугольника $O_1 C P$:

$$K = P O_1 = \frac{\ell \cos \alpha \frac{d\psi}{d\varphi}}{\cos(\alpha + \psi)} \quad (4.39)$$

Величину вектора $K^2 = P O_1$ можно представить иначе (вывод опускаем):

$$K = O_1 P = A \frac{\frac{d\psi}{d\varphi}}{1 \mp \frac{d\psi}{d\varphi}} = A \frac{\frac{dS}{d\varphi}}{\ell \mp \frac{dS}{d\varphi}} \quad (4.40)$$

Знак „плюс" будет в том случае, когда ω_1 и ω_2 разного знака, „минус" будет, когда ω_1 и ω_2 одного знака.

§ 5. Кулачковый механизм с вращающимся толкателем, снабженным роликом

Для вывода формул, позволяющих определить радиус-вектор конструктивного профиля кулачка, не вычисляя координат центрального профиля, рассмотрим контур O_1PE и запишем для него векторное уравнение (рис.39):

$$\bar{z}_i = \bar{r} + \bar{n}_i \quad (4.41)$$

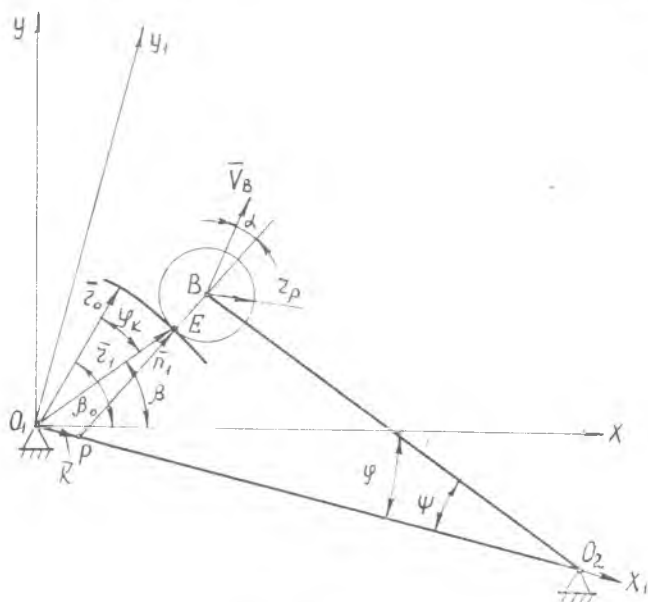


Рис. 39.

Проектируя векторное уравнение (4.41) на подвижную систему координат $X_1 O_1 Y_1$, получаем величины проекций радиуса-вектора конструктивного профиля в подвижной системе координат.

Для прямого хода, когда угловая скорость кулачка ω_1 , и угловая скорость толкателя ω_2 разных знаков, имеем:

$$\begin{aligned} X_1 &= R + n_1 \sin(\alpha + \psi) \\ Y_1 &= n_1 \cos(\alpha + \psi) \end{aligned} \quad (4.42)$$

Для обратного хода толкателя, если угловая скорость кулачка ω_1 и угловая скорость толкателя ω_2 одного знака, запишем:

$$\begin{aligned} X_1 &= -R + n_1 \sin(\alpha + \psi) \\ Y_1 &= n_1 \cos(\alpha + \psi) \end{aligned} \quad (4.43)$$

где $n_1 = PE = n - r_p$ (4.44)

n - определяют по формуле (4.30) или по формуле (4.33);

$R = O_1 P$ - определяют по формуле (4.39) или по формуле (4.40);

α - угол давления определяют по формуле (4.54).

Величину и направление радиуса-вектора конструктивного профиля определяют согласно уравнениям (4.13), (4.14), (4.15), (4.16) и (4.17), как было отмечено выше.

Г л а в а У

НЕКОТОРЫЕ ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ВЕДОМОГО ЗВЕНА

§ I. Параболический закон движения (закон постоянных ускорений)

При удалении толкателя кулачкового механизма на величину h (рис.40) ускорение остается постоянным по участкам за время поворота кулачка на угол φ :

$$\frac{d^2S}{d^2\varphi^2} = \frac{W}{C\omega^2} = \pm a_1 = \text{const.} \quad (5.1)$$

Углы φ_1' и φ_2'' , в пределах которых положительное и отрицательное ускорения для фазового угла φ удаления остаются постоянными, могут быть различными, причем их отношение $K=1$, т.е. $\varphi_1' = \varphi_2'' = \frac{\varphi}{2}$

Последовательно интегрируя дважды выражение (5.1) при изменении угла φ в пределах $0 < \varphi < \varphi_1'$ и в пределах $\varphi_1' < \varphi < \varphi_2''$, получим:

$$\frac{dS}{d\varphi} = a_1 \varphi + C_1, \quad (5.2)$$

$$S = \frac{a_1 \varphi^2}{2} + C_1 \varphi, \quad (5.3)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = -a_1 \varphi + C_3 \quad (5.4)$$

$$S = -\frac{a_1 \varphi^2}{2} + C_3 \varphi + C_4 \quad (5.5)$$

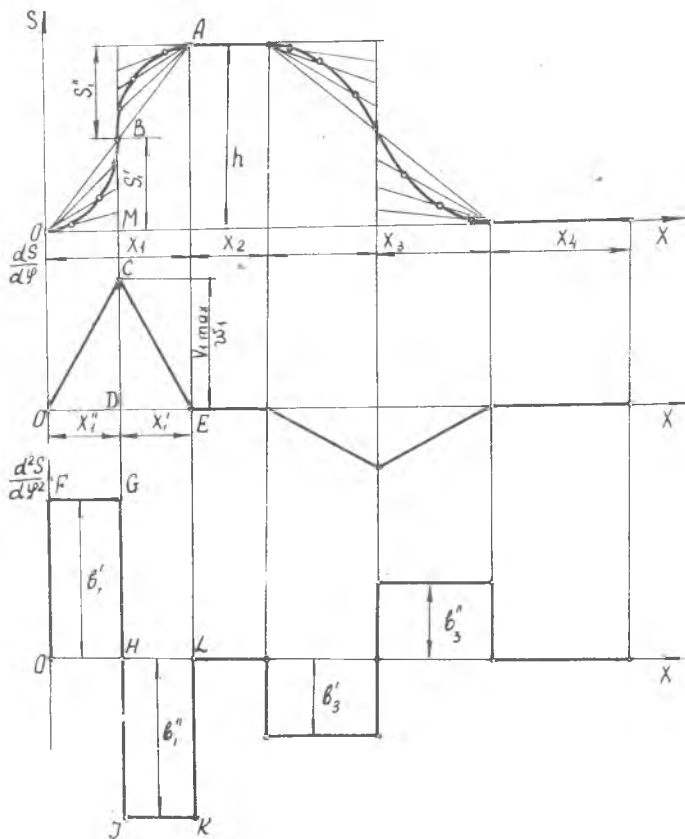


Рис. 40.

Начальными условиями для определения постоянных интегрирования при изменении угла φ в пределах $0 < \varphi < \frac{\varphi_1}{2}$ будут:

$$\varphi = 0, \quad \frac{dS}{d\varphi} = 0 \quad \text{и} \quad S = 0 \quad (5.6)$$

При этих условиях обе постоянные интегрирования обращаются в нуль:

$$C_1 = 0 \quad \text{и} \quad C_2 = 0$$

Начальными условиями для определения постоянных интегрирования при изменении угла φ в пределах $\frac{\varphi_1}{2} < \varphi < \varphi_1$ будут:

$$\varphi = \frac{\varphi_1}{2}, \quad \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_I = \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{II}, \quad S_I = S_{II} \quad (5.7)$$

При этих условиях получим:

$$\frac{a_1 \varphi_1}{2} = -\frac{a_1 \varphi_1}{2} + C_3, \quad ,$$

откуда $C_3 = a_1 \varphi_1$ (5.8)

$$\frac{a_1 \varphi_1^2}{8} = -\frac{a_1 \varphi_1^2}{8} + \frac{a_1 \varphi_1^2}{2} + C_4, \quad C_4 = -\frac{a_1 \varphi_1^2}{4} \quad (5.9)$$

Постоянную a_1 определим по формуле (5.5) для конечных значений $\varphi = \varphi_1$ и $S = h$, с учетом формул (5.8) и (5.9):

$$h = -\frac{a_1 \varphi_1^2}{2} + a_1 \varphi_1 - \frac{a_1 \varphi_1^2}{4}, \quad (5.10)$$

окончательно получим, что на участке $0 < \varphi < \frac{\varphi_1}{2}$:

$$\frac{W}{\omega_1^2} = a_1 = \frac{4h}{\varphi_1^2} \quad (5.11)$$

и на участке

$$\frac{\varphi_1}{2} < \varphi < \varphi_2 \quad a_1 = -\frac{4h}{\varphi_1^2} \quad (5.12)$$

Формулы (5.2), (5.3), (5.4) и (5.5) можно записать теперь в следующем виде:

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{4h}{\varphi_1^2} \varphi \quad (5.13)$$

$$S = \frac{4h}{\varphi_1^2} \cdot \frac{\varphi^2}{2} \quad (5.14)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = -\frac{4h}{\varphi_2^2} \varphi + \frac{4h}{\varphi_1} \quad (5.15)$$

$$S = -\frac{4h}{\varphi_2^2} \cdot \frac{\varphi^2}{2} + \frac{4h}{\varphi_1} \varphi - h \quad (5.16)$$

В формулах (5.13) и (5.15) $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ - линейная функция φ , принимает наибольшее значение при изменении знака $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$. Так как в конце удаления при $\varphi = \varphi_2$ $\frac{dS}{d\varphi} = 0$, то площади положительных ускорений на участке $0 < \varphi < \frac{\varphi_1}{2}$ и отрицательных ускорений на участке $\frac{\varphi_1}{2} < \varphi < \varphi_1$ на диаграмме $[\frac{d^2S}{d\varphi^2}, t]$ или $\frac{d^2S}{d\varphi^2}, \varphi$ должны быть равны.

Максимальное ускорение или аналог ускорения толкателя равен

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \lambda \left(\frac{d^2S}{d\varphi^2} \right)_{cp}, \quad \text{где } \lambda = 4 \quad \text{и, следовательно, } \left(\frac{d^2S}{d\varphi^2} \right)_{cp} = \frac{h}{\varphi_1^2}$$

Максимальная скорость или аналог скорости будет при $\varphi = \frac{\varphi_1}{2}$ и равен:

$$v_1 = \frac{v_{1max}}{\omega} = \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{max} = \frac{2h}{\varphi_1} \quad (5.17)$$

Можно представить выражение (5.17) в следующем образом:

$$\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{max} = \vartheta \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{cp}$$

где $\vartheta = 2$ и $\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{cp} = \frac{h}{\varphi_1}$

Это совпадает с данными, приведенными в таблице I.

Полученные равенства показывают, что точка B сопряжения парабол имеет координаты $S = \frac{H}{2}$ и $\varphi = \frac{\varphi_1}{2}$. На первом участке парабола имеет вершину в начале координат, а вторая - в точке A . Этим обстоятельством следует пользоваться при построении кривой перемещений по заданным h , φ_1 и $k' = 1$. Если $k' \neq 1$, то координаты будут другие.

При проектировании кулачков различные точки кривых, указанных на рис. 40, можно рассчитать по приведенным выше формулам или построить, используя графические методы построения. Для этого нужно сделать следующее. По оси абсцисс откладывают отрезки, пропорциональные углам $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и если $k' = 1$, то участки, соответствующие углам φ_1 и φ_3 , делят пополам. В конце отрезка φ_1 восстанавливают ординату, пропорциональную величине $\frac{H}{2}$ для поступательно движущегося толкателя или величину $\frac{H}{2}$ для качающегося толкателя. После этого начало координат соединяют прямой с точкой A и находят точку B пересечения прямой OA с ординатой, восстановленной через конец φ_1 . Далее, отрезки OM и MB делят на одинаковое число равных частей, и точки деления отрезка MB соединяют прямыми с точкой O , а через точки деления отрезка OM проводят прямые, параллельные оси ординат.

Точки пересечения построенных прямых, проведенных через одноименные точки деления отрезков OM и MB , определяют точки параболы. Построение параболы для второй половины фазы φ_1' производят аналогично, принимая вершину параболы в точке A .

Если закон движения на фазе сближения φ_3 также параболический и $\varphi_3 \neq \varphi_1$, то необходимо произвести аналогичное построение. При этом можно воспользоваться соответствующими формулами, указанными выше, заменив φ_1 на φ_3 и отсчитывать φ_3 от конца сближения в противоположном направлении по сравнению с отсчетом угла φ_1 .

Для построения графика $\left(\frac{dS}{dt}, \varphi\right)$ достаточно определить величину $\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$ по формуле (5.17) и отметить пропорциональную ординату на диаграмме для $\varphi = \varphi_1 = \frac{\varphi_1}{2}$. Соединив ее с началом и концом отрезка, пропорционального φ_1 , получим диаграмму $\left(\frac{dS}{d\varphi}, \varphi\right)$.

На основании формулы (5.17) имеем на участке удаления $b_2 = \frac{H}{\varphi_3}$ и на участке сближения $b_2 = \frac{H}{\varphi_3}$, откуда получаем

$$\frac{b_2}{c} = \frac{\varphi_3}{\varphi_1} \quad (5.18)$$

Если фазовые углы не равны между собой, $\varphi_1 \neq \varphi_3$, то максимальная скорость при прямом ходе не равна максимальной скорости при обратном ходе толкателя.

Если величины прямого и обратного хода толкателя равны, то площадь положительных аналогов скоростей равна площади отрицательных аналогов скоростей:

$$\int_0^{\varphi_1} \frac{dS}{d\varphi} d\varphi = \int_0^{\varphi_3} \frac{dS}{d\varphi} d\varphi$$

На основании формулы (5.11) имеем:

$$a_1 = \frac{4h_1}{\varphi_1^2} \quad \text{и} \quad a_3 = \frac{4h_3}{\varphi_3^2}$$

откуда получаем

$$\frac{a_1}{a_3} = \left(\frac{\varphi_3}{\varphi_1} \right)^2 \quad (5.19)$$

Если $\varphi_1 \neq \varphi_3$, то $a_1 \neq a_3$.

§ 2. Синусоидальный закон движения

Ускорение ведомого звена задается в виде синусоиды (рис.41).

Если S , V и W выразить в функции угла поворота, получим:

$$\frac{W}{\omega^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2} = a_1 \sin \frac{2\pi}{\varphi_1} \varphi \quad (5.20)$$

Последовательно интегрируя, получим для первой фазы:

$$\frac{dS}{d\varphi} = -\frac{a_1 \varphi_1}{2\pi} \cos \frac{2\pi}{\varphi_1} \varphi + C \quad (5.20a)$$

$$S = -\frac{a_1 \varphi_1^2}{4\pi^2} \sin \frac{2\pi}{\varphi_1} \varphi + C_1 \varphi + C_2 \quad (5.21)$$

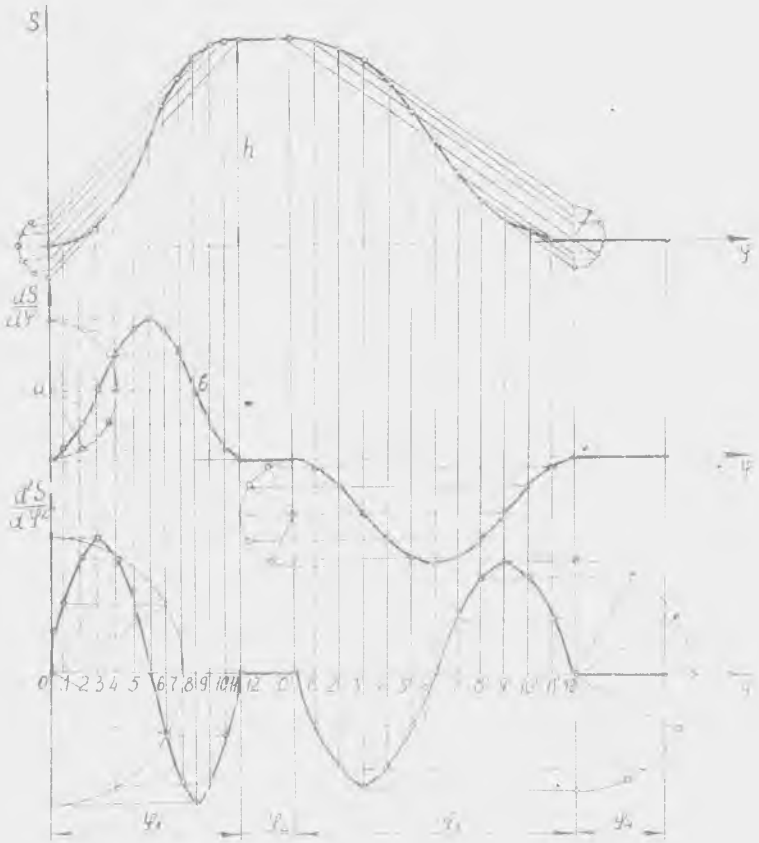


Рис. 4Г.

постоянно интегрирования C_1 и C_2 определим из начальных условий при

$$y = 0, \quad \frac{dS}{dy} = 0, \quad \frac{d^2S}{dy^2} = 0$$

Эти условия дают $C_2 = 0$ и $C_1 = \frac{h^2}{24}$

Благодаря тому, что ускорение, скорость и перемещение толкателя в пределах угла являются непрерывными функциями, максимальное ускорение или максимальный аналог ускорения определим из следующих конечных условий:

$$\varphi = \varphi_1, S = h, \text{ т.е. } a_1 = \frac{2\sqrt{h}}{\varphi_1^2} \quad (5.22)$$

Подставляя найденные значения C_1, C_2 и a_1 , получим:

$$\frac{\alpha S}{\alpha \varphi} = -\frac{h}{\varphi_1} \cos \alpha \frac{2\sqrt{h}}{\varphi_1} \varphi + \frac{h}{\varphi_1} \quad (5.33)$$

$$S = \frac{h}{2\sqrt{h}} \sin \alpha \frac{2\sqrt{h}}{\varphi_1} \varphi + \frac{h}{\varphi_1} \varphi \quad (5.34)$$

Максимальную скорость толкателя или максимальный аналог скорости получим по формуле (5.33) при $\varphi = \frac{\varphi_1}{2}$.

$$\frac{v_{max}}{\omega} = \left(\frac{\alpha S}{\alpha \varphi} \right)_{max} = \frac{2h}{\varphi_1} \quad (5.35)$$

или $\left(\frac{\alpha S}{\alpha \varphi} \right)_{max} = \delta \frac{h}{\varphi_1}$

Максимальный аналог ускорения получим по формулам (5.20) и (5.22) при $\varphi = \frac{\varphi_1}{2}$.

$$\frac{W_{max}}{\omega^2} = \left(\frac{\alpha^2 S}{\alpha^2 \varphi^2} \right)_{max} = a_1 \cdot 2\sqrt{h} \frac{h}{\varphi_1^2}$$

или $\left(\frac{\alpha^2 S}{\alpha^2 \varphi^2} \right)_{max} = \lambda \frac{h}{\varphi_1^2}$

Коэффициенты $\delta=2$ и $\lambda=2\sqrt{h} \cdot 6,28$ совпадают с данными, которые указаны в табл. I. Для фазы φ_3 солижения толкателя можно использовать формулы (5.20-5.35), заменив φ_2 на φ_3 .

При построении профиля кулачка каждую из функций (5.20), (5.33), (5.34) следует строить, используя графический метод, указанный на рис. 41.

§ 3. Косинусоидальный закон движения (рис. 42)

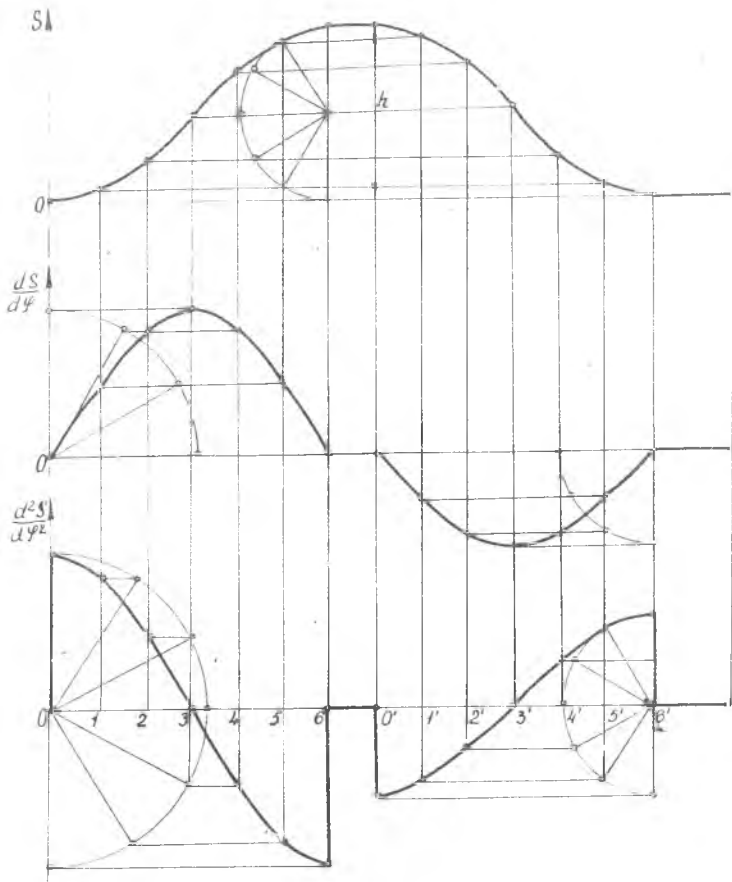


Рис. 42.

При изменении аналога ускорения по косинусоидальному закону:

$$\frac{d^2S}{dt^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2} \cdot \omega^2 \cos \varphi = \frac{h}{4r} \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \quad (5.36)$$

после двукратного интегрирования и определения постоянных C_1 , C_2 и α по тем же условиям, что и при синусоидальном законе, получим:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{h}{4r} \cdot \omega \cdot \sin \frac{\omega}{2} \varphi \quad (5.37)$$

$$S = -\frac{h}{2} \cdot \cos \frac{\omega}{2} \varphi + \frac{h}{2} \quad (5.38)$$

$$S = -\frac{h}{2} \cdot \cos \frac{\omega}{2} \varphi + \frac{h}{2} \quad (5.39)$$

Построение этих функций графическими методами приведено на рис.42. Наибольшее ускорение будет при $\varphi=0$ и $\varphi=\varphi_c$:

$$\left(\frac{d^2S}{dt^2} \right)_{max} = W_{max} = \frac{h}{2} \cdot \frac{\omega^2}{4r} \cdot \cos^2 \varphi \quad (5.40)$$

Наибольшая скорость толкателя при $\varphi = \frac{\varphi_c}{2}$:

$$\left(\frac{dS}{dt} \right)_{max} = v_{max} = \frac{h}{2} \cdot \frac{\omega}{4r} \quad (5.41)$$

коэффициенты $\delta=1,57$ и $\lambda=4,93$ совпадают с указанными в таблице I.

§ 4. Постоянная скорость с переходными участками
постоянного ускорения (дис. 43)

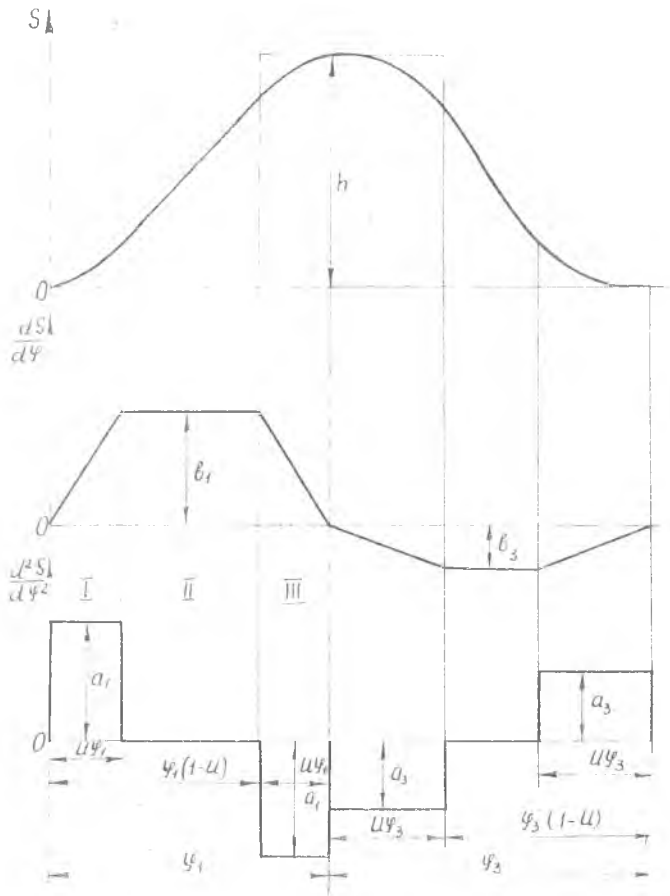


Рис. 43.

Рассмотрим три участка:

$$I. 0 \leq \varphi \leq u \varphi_1$$

$$II. u \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_1 (1-u)$$

$$III. \varphi_1 (1-u) \leq \varphi \leq \varphi_1$$

На первом участке

$$\frac{d^2 S}{d \varphi^2} = a_1 \quad (5.42)$$

На втором участке

$$\frac{d^2 S}{d \varphi^2} = 0 \quad (5.43)$$

На третьем участке

$$\frac{d^2 S}{d \varphi^2} = -a_1 \quad (5.44)$$

При $u=0,5$ получаем закон постоянных ускорений, при $u < 0,5$ - трехпериодную тахограмму.

В студенческих курсовых работах u принимать в пределах $0,1 - 0,3$.

Последовательно интегрируя дважды выражения (5.42), (5.43) и (5.44) при изменении угла φ в пределах $0 \leq \varphi \leq u \varphi_1$ на первом участке, $u \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_1 (1-u)$ на втором участке и $\varphi_1 (1-u) \leq \varphi \leq \varphi_1$ на третьем участке, получим

$$\frac{dS}{d\varphi} = a_1 \varphi + C_1 \quad (5.45)$$

I участок

$$S = \frac{a_1 \varphi^2}{2} + C_1 \varphi + C_2 \quad (5.46)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = C_1 \quad (5.47)$$

II участок

$$S = C_2 \varphi + C_3 \quad (5.48)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = -a_1 \varphi + C_5 \quad (5.48a)$$

III участок

$$S = -a_1 \frac{\varphi^2}{2} + C_5 \varphi + C_6 \quad (5.49)$$

Начальные условия для определения постоянных интегрирования на первом участке следующие:

$$\varphi = 0, \quad \frac{dS}{d\varphi} = 0, \quad S = 0$$

При этих условиях $C_1 = 0$ и $C_2 = 0$

Начальные условия для определения постоянных интегрирования на II участке следующие:

$$\varphi = u \varphi_1, \quad \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{\bar{I}} = \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{\bar{II}}, \quad S_{\bar{I}} = S_{\bar{II}}$$

При этих условиях получим:

$$a_1 u \varphi_1 = C_5 \quad (5.50)$$

$$\frac{a_1 u^2 \varphi_1^2}{2} = a_1 u^2 \varphi_1^2 + C_6 \quad (5.51)$$

откуда:

$$C_6 = -\frac{a_1 u^2 \varphi_1^2}{2} \quad (5.52)$$

начальные условия для определения постоянных интегрирования на III-м участке следующие:

$$\varphi = \varphi_i(1-u), \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_i = \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{ii}, S_{ii} = S_{iii} \quad (5.53)$$

При этих условиях получим:

$$a_1 u \varphi_i = a_1 \varphi_i(1-u) \cdot C_5 \cdot C_6 = a_1 \varphi_i \quad (5.54)$$

$$a_1 u \varphi_i^2(1-u) - \frac{a_1 u^2 \varphi_i^2}{2} - \frac{a_1 \varphi_i^2(1-u)^2}{2} + a \varphi_i^2(1-u) + C_6$$

$$C_6 = -\frac{a_1 \varphi_i^2}{2} + a_1 u \varphi_i^2(1-u) \quad (5.55)$$

Постоянную a_1 определим подставляя конечные условия в формулу (5.49), учитывая при этом формулы (5.54) и (5.55).

Получим

$$a_1 = \frac{h}{u \varphi_i^2(1-u)} \quad (5.56)$$

Если принять $u = 0,1$, то $a_1 = \frac{100}{9} \frac{h}{\varphi_i^2}$

и коэффициент $\lambda = \frac{100}{9} \approx 11$

Максимальную скорость или максимальный аналог скорости получим из формулы (5.47) с учетом (5.50) и (5.56):

$$b_{11} = \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{max} = \frac{h}{\varphi_i(1-u)} \quad (5.57)$$

при $u = 0,1$

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{max} = \frac{10}{9} \frac{h}{\varphi_i}$$

и $\delta^* = 1,1$

Коэффициенты δ и λ соответствуют указанным в таблице I. Подставляя в формулы (5.45)–(5.49) выражения из формул (5.50)–(5.56), получим функции для перемещения, аналога скорости и аналога ускорения при прямом ходе (или фазы удаления) в окончательном виде.

На участке $0 \leq \varphi \leq u \varphi_1$:

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \frac{h}{u \varphi_1^2 (1-u)} , \quad (5.58)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{h}{u \varphi_1^2 (1-u)} \varphi , \quad (5.59)$$

$$S = \frac{h}{u \varphi_1^2 (1-u)} \cdot \frac{\varphi^2}{2} . \quad (5.60)$$

На участке $u \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_1 (1-u)$:

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = 0 . \quad (5.61)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{h}{\varphi_1 (1-u)} , \quad (5.62)$$

$$S = \frac{h}{\varphi_1 (1-u)} \cdot \varphi - \frac{u h}{2(1-u)} . \quad (5.63)$$

На участке $\varphi_1 (1-u) \leq \varphi \leq \varphi_1$:

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = -\frac{h}{u \varphi_1^2 (1-u)} , \quad (5.64)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = -\frac{h}{u \varphi_1^2 (1-u)} \varphi + \frac{h}{u \varphi_1 (1-u)} , \quad (5.65)$$

$$S = -\frac{h}{u \varphi_1^2 (1-u)} \cdot \frac{\varphi^2}{2} + \frac{h}{u \varphi_1 (1-u)} \varphi - \frac{h}{2u(1-u)} . \quad (5.66)$$

Если закон для фазы сближения тот же, что и для фазы удаления, но $\varphi_1 \neq \varphi_3$, то уравнение движения на фазе сближения получим, если в формулах (5.58) - (5.66) φ_1 заменим на φ_3 . Построить графики функций можно как аналитически, так и графически.

Г л а в а У I

ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

§ I. Проектирование кулачкового механизма с поступательно движущимся роликовым толкателем (рис.44а,б)

Задан закон движения ведомого звена на фазе удаления и сближения

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \pm c$$

Фазовые углы поворота кулачка: при удалении $\varphi_1 = 90^\circ$, дальнем стоянии $\varphi_2 = 30^\circ$, сближении $\varphi_3 = 60^\circ$ и ближнем стоянии $\varphi_4 = 180^\circ$. Ход толкателя $h = 0,06m$.

Допустимый угол давления $\chi_{доп} = 30^\circ$. Кулачок вращается по часовой стрелке. Проектирование начинаем с построения диаграммы

$$\left[\frac{d^2S}{d\varphi^2}, \varphi \right], \left[\frac{dS}{d\varphi}, \varphi \right], [S, \varphi]$$

Диаграммы строим, используя графические методы. Для построения диаграммы $\left[\frac{d^2S}{d\varphi^2}, \varphi \right]$ найдем значения постоянных a_1 и a_2 по формуле (5.II):

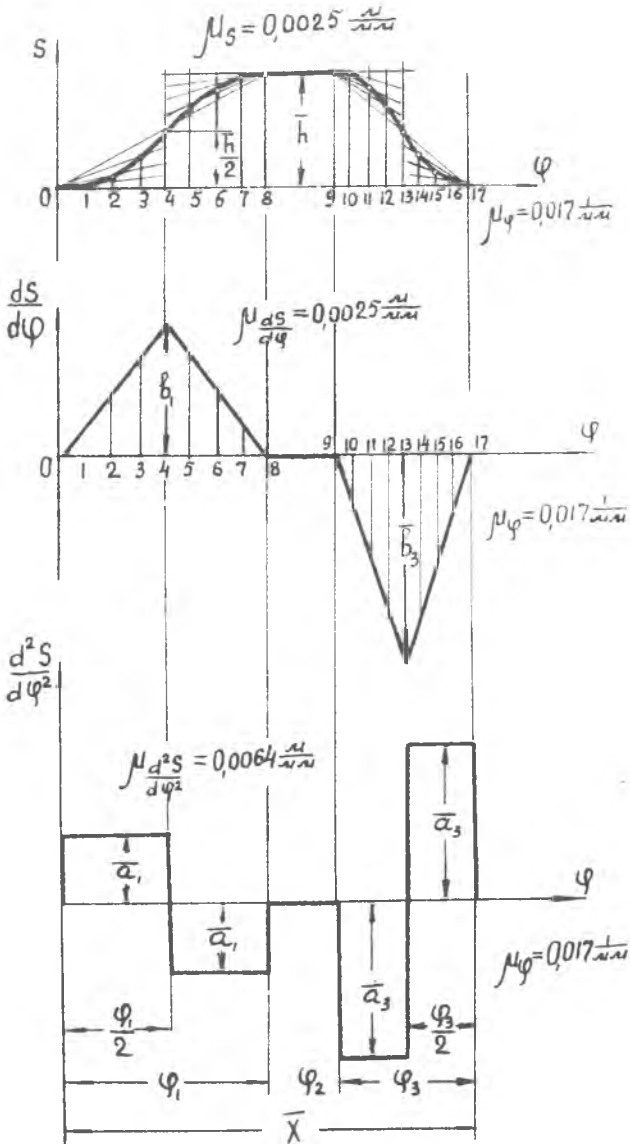


Рис. 44а.

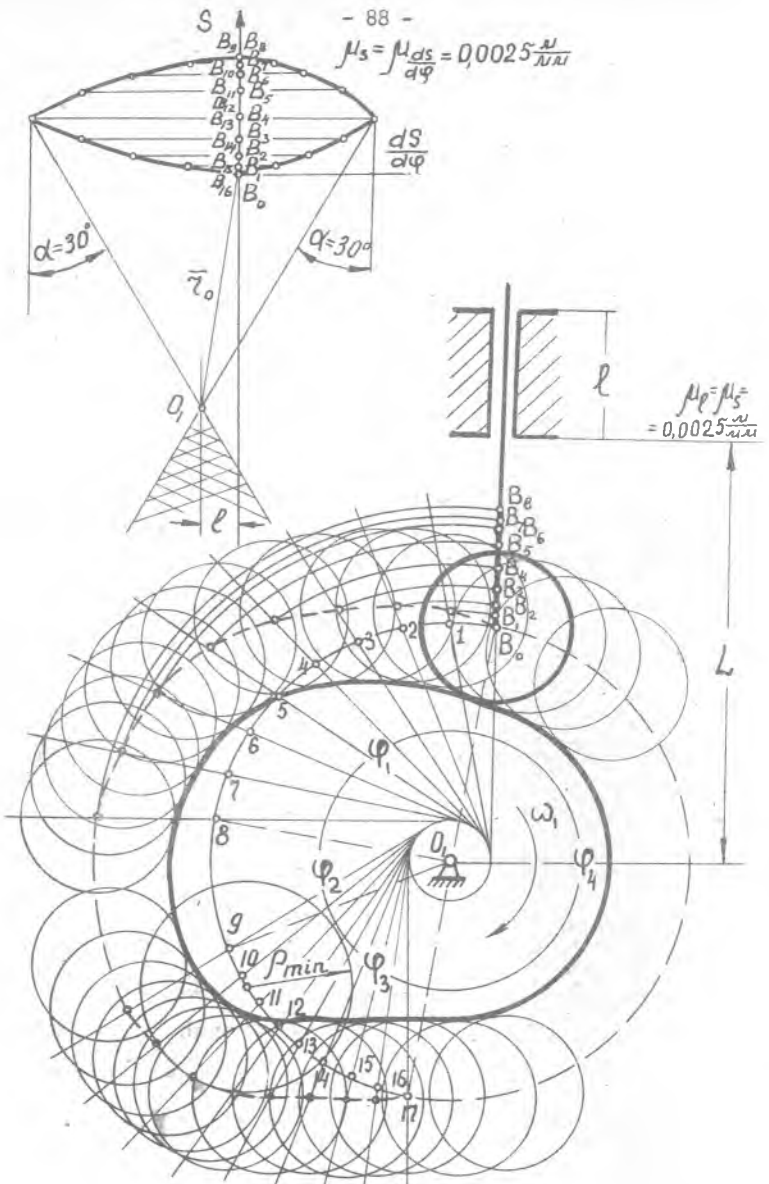


Рис. 446.

$$a_1 = \frac{4h}{\varphi_1^2} = \frac{4 \cdot 0,06}{1,57^2} = 0,097 \text{ м}$$

$$a_3 = \frac{4h}{\varphi_3^2} = \frac{4 \cdot 0,06}{1,04^2} = 0,222 \text{ м}$$

Определим масштаб по оси абсцисс (оси φ):

$$\varphi_{\text{рад}} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{6} + \frac{\pi}{3} = \pi$$

$$\mu_{\varphi} = \frac{\varphi_{\text{рад.}}}{\bar{X}} = \frac{\pi}{90 \text{ мм}} = 0,017 \text{ 1/мм}$$

где \bar{X} - отрезок, пропорциональный углу π , мм.

Отрезок \bar{X} делим на части, пропорциональные углам φ_1 , φ_2 и φ_3 .

Выберем масштаб по оси ординат $[\frac{d^2S}{d\varphi^2}]$.

Принимая $\bar{a}_1 = 15 \text{ мм}$, получим масштаб:

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{a_1}{\bar{a}_1} = \frac{0,097}{15} = 0,0064; \bar{a}_3 = \frac{a_3}{\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}}} = \frac{0,222}{0,0064} = 34,4 \text{ мм}$$

Построение диаграммы $[\frac{d^2S}{d\varphi^2}, \varphi]$ ясно из чертежа.

Для построения диаграммы $[\frac{dS}{d\varphi}, \varphi]$ найдем значения максимальных скоростей v_1 и v_3 по формуле (5.17):

$$v_1 = \frac{2h}{\varphi_1} = \frac{2 \cdot 0,06}{1,57} = 0,076 \text{ м}$$

$$v_3 = \frac{2h}{\varphi_3} = \frac{2 \cdot 0,06}{1,04} = 0,115 \text{ м}$$

Выберем масштаб по оси $\frac{dS}{d\varphi}$.

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{v_1}{\bar{b}_1} = \frac{0,076}{30} = 0,0025 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

$$\bar{b}_3 = \frac{v_3}{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}} = \frac{0,115}{0,0025} = 46 \text{ мм}$$

Построение диаграммы $\left[\frac{dS}{d\varphi}, \varphi \right]$ ясно из чертежа.

Для построения диаграммы $[S, \varphi]$ в конце отрезка $\frac{\varphi_2}{2}$ и φ_1 восстанавливают ординаты и откладывают $\frac{h}{\mu_s}$ и h в масштабе диаграммы. Примем масштаб $\mu_s = 0,0025 \text{ м/мм}$

$$h \cdot \frac{h}{\mu_s} = \frac{0,06}{0,0025} = 24 \text{ мм}$$

Кривая перемещений на участке φ_1 представляет две сопряженные параболы, которые строят графическим способом, изложенным ранее.

Для определения минимального радиуса профиля кулачка ρ_0 строим диаграмму $[S, \frac{d^2S}{d\varphi^2}]$.

Масштабы по осям $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ и S должны быть одинаковы.

$$\text{Примем } \mu_s = \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = 0,0025 \text{ м/мм}$$

Диаграмму $[S, \frac{d^2S}{d\varphi^2}]$ строим методом, изложенным ранее. По оси φ производим разметку положений центра ролика B на его траектории согласно диаграмме перемещений. По оси $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ вправо откладываем величины $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$, соответствующие фазе удаления, а влево - соответствующие фазе приближения. Кулачок вращается по часовой стрелке. К диаграмме проведем две касательные справа и слева под заданным допустимым углом давления $\alpha_{\text{доп}} = 30^\circ$. Найдем точку их пересечения O_1 . Приняв эту точку за центр вращения кулачка, получим наименьший радиус ρ_0 эквидистанты, при котором угол давления не выходит за допустимые пределы. Расстояние от точки O_1 до направления движения толкателя равно смещению e .

Для построения по заданному закону движения эквидистанты проводим окружность радиуса $O_1B = \rho_0$ и делим ее на части, пропорциональные углам $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и φ_4 , отсчитываемым от радиуса O_1B_0 в направлении, обратном вращению кулачка.

Дуги, соответствующие углам φ_1 и φ_2 , делим так же, как и пропорциональные им отрезки на оси абсцисс диаграммы $[S, \varphi]$, на восемь равных частей и через каждую точку деления проводим касательные к окружности радиуса e . Для построения точек эквидистанты из центра O_1 через точки B_1, B_2, B_3 и т.д. проводим дуги до пересечения с соответствующими касательными. Соединив последовательно найденные точки плавной кривой, получим эквидистанту для углов φ_2 и φ_4 эквидистанта образовывается дугами окружностей с центром в точке O_1 .

Для определения радиуса ρ_0 методом проб находим участок с наибольшей кривизной и описываем круг кривизны с радиусом ρ_0 . Радиус ролика

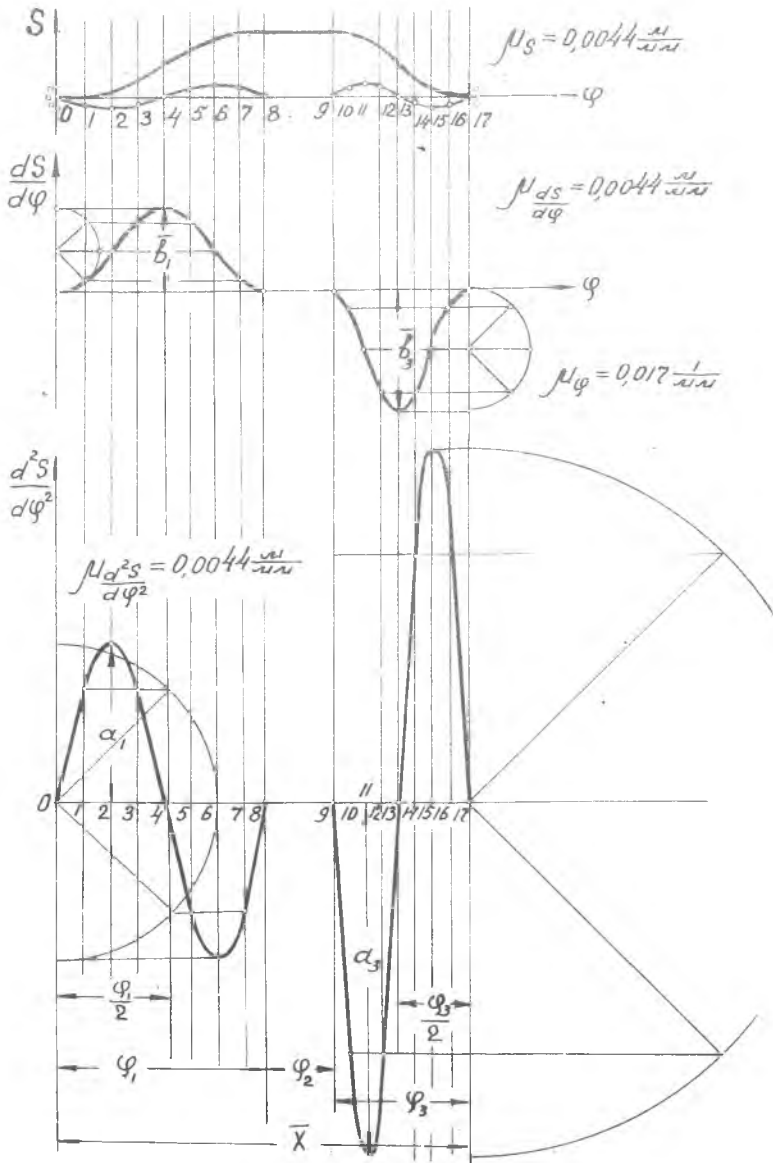


Рис. 45а.

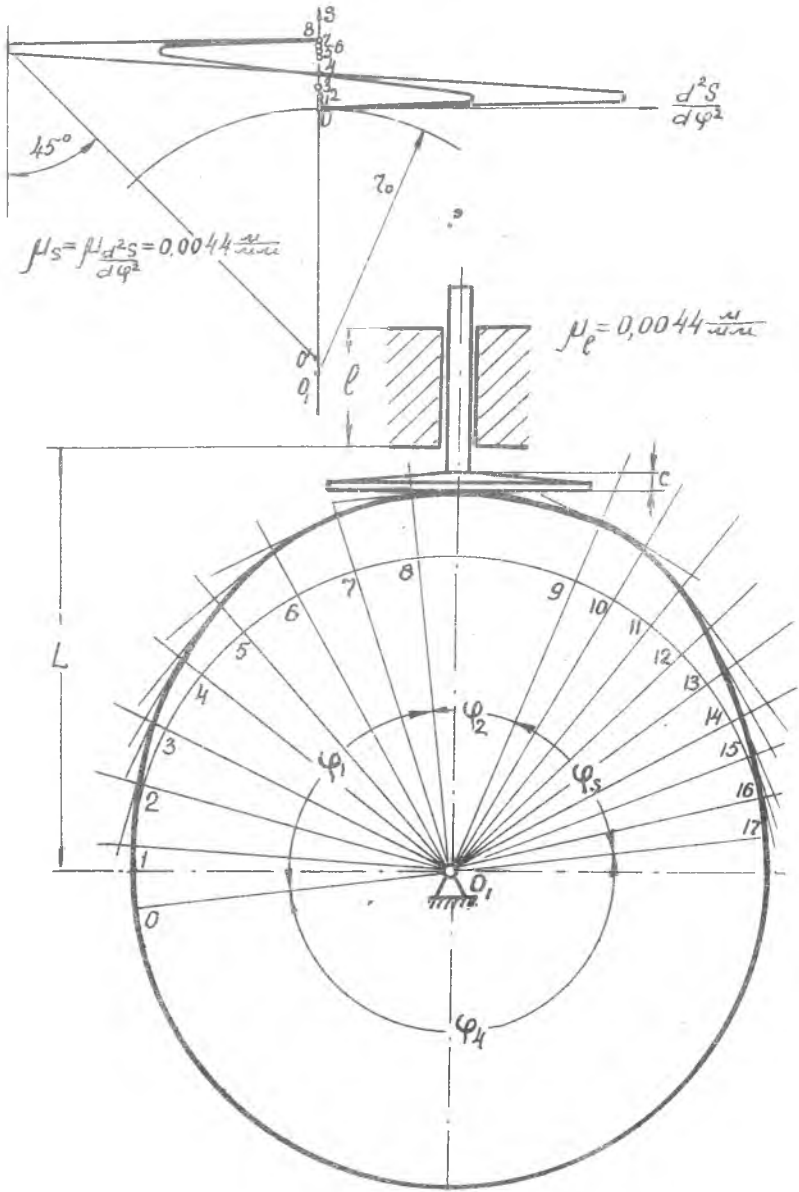


Рис. 456.

$$\rho_{\text{пол}} \leq 0,7 \rho_{\text{мин}} \text{ или } r_{\text{пол}} \leq 0,4 r_o.$$

Из этих двух величин берем наименьшую. Принимаем $r_{\text{пол}} = 0,7 \rho_{\text{мин}} = 0,04 \text{ м}$.

Для построения практического профиля кулачка из произвольных точек эквидистанты описываем окружности радиусом $r_{\text{пол}}$ и строим их огибающую.

Расстояние от оси кулачка до направляющей ведомого звена определим по формуле (3.29).

$$L = r_o + X_{\text{max}}; X_{\text{max}} \geq h + r_{\text{пол}} \quad r_o \quad 0,132 \text{ м}$$

$$X_{\text{max}} \geq 0,06 + 0,04 \geq 0,1 \text{ м}$$

Примем $X_{\text{max}} = 0,11 \text{ м}$, тогда $L = 0,132 + 0,11 = 0,242 \text{ м}$

Длину направляющих примем $l = 1,5$, $X_{\text{max}} = 0,15 \text{ м}$.

§ 2. Проектирование кулачкового механизма с поступательно движущимся плоским толкателем (рис.45)

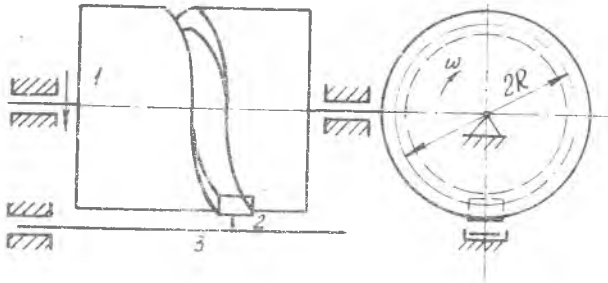


Рис. 45.

Задан закон движения ведомого звена на фазе удаления и сближения уравнением:

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = a_1 \sin \frac{2h}{\varphi_1} \varphi$$

Фазовые углы поворота кулачка: при удалении $\varphi_1 = 90^\circ$, дальнем стоянии $\varphi_2 = 30^\circ$, соприжении $\varphi_3 = 60^\circ$ и ближнем стоянии $\varphi_4 = 180^\circ$. Ход толкателя 0,06 м.

Кулачок вращается против часовой стрелки. Постоянные для фазы удаления и сближения a_1 и a_3 найдем по формуле (5.22).

$$a_1 = \frac{2\sqrt{h}}{\varphi_1^2} = \frac{2\sqrt{0,06}}{1,57^2} = 0,153 \text{ м}$$

$$a_3 = \frac{2\sqrt{h}}{\varphi_3^2} = \frac{2\sqrt{0,06}}{1,04^2} = 0,348 \text{ м}$$

Диаграмма $\left[\frac{d^2S}{d\varphi^2}, \varphi \right]$ изображается двумя синусоидами.

Масштаб по оси ординат $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ прием равным:

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{a_1}{a_1} = \frac{0,153}{35} = 0,0044 \text{ м/мм}$$

$$\bar{a}_3 = \frac{a_3}{\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}}} = \frac{0,348}{0,0044} = 79,1 \text{ мм}$$

Масштаб по оси абсцисс определяем так же, как в первом примере:

$$\mu_\varphi = 0,017' / \text{мм}$$

Чтобы построить диаграмму $\left[\frac{dS}{d\varphi}, \varphi \right]$, найдем максимальные значения $\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\text{max}}$ по формуле (5.35) для фазы удаления и сближения.

$$b_1 = \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\text{max}_1} = \frac{2h}{\varphi_1} = \frac{2 \cdot 0,06}{1,57} = 0,076 \text{ м}$$

$$b_2 = \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\text{max}_2} = \frac{2h}{\varphi_3} = \frac{2 \cdot 0,06}{1,04} = 0,115 \text{ м}$$

Масштаб диаграммы $\left[\frac{dS}{d\varphi}, \varphi \right]$ примем равным $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0,0044 \text{ м/мм}$, тогда $b_1 = 17,2 \text{ мм}$, $b_2 = 26,1 \text{ мм}$

Диаграмма $\left[\frac{dS}{d\varphi}, \varphi \right]$ изображается двумя сдвинутыми на величину амплитуд $\frac{h}{\varphi_1}$ и $\frac{h}{\varphi_2}$ косинусоидами, которые строятся обычным графическим способом.

Диаграмма $[S, \varphi]$ представляет собой алгебраическую сумму ординат прямой $\frac{h}{\varphi_1}$, проходящей через начало координат и конец ординаты для $S-h$, и ординат синусоиды с амплитудой $\frac{h}{2\varphi_2}$ (см. формулу 5.34). Построение кривой $[S, \varphi]$ выполняется следующим образом: для $\varphi = \varphi_1$ откладывается ордината, равная ходу h , и ее конец соединяется с началом координат. Далее, из начала координат описывается окружность радиуса $\frac{h}{2}$ и строится синусоида обычным графическим способом. Складывая алгебраически соответствующие ординаты прямой и синусоиды, получим кривую перемещений $[S, \varphi]$, аналитически выраженную формулой (5.34). Масштаб для $[S, \varphi]$ примем равным

$$\mu = 0,0044 \text{ м/мм}$$

Для фазы удаления φ_3 кривая перемещений строится аналогично.

Чтобы определить минимальный радиус профиля ρ_0 , строим диаграмму зависимости $\left[S, \frac{d^2S}{d\varphi^2} \right]$. Масштаб по оси S и $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ должен быть одинаков. В нашем случае $\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0,0044 \text{ м/мм}$. Положительные ускорения откладываем в положительную сторону оси $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$, отрицательные - в отрицательную сторону.

Проведем касательную к максимальной отрицательной ветви кривой под углом 45° к оси S перемещений. На оси S получим точку O . Центр вращения кулачка выбираем в точке O_1 , расположенной ниже точки O на расстоянии 10 мм в масштабе чертежа, во избежание больших местных напряжений. Радиус кривой ρ_0 минимальный радиус профиля ρ_0 пропорционален расстоянию OO_1 .

Для построения профиля кулачка из точки O_1 проводим окружность радиуса ρ_0 и делим ее на части, пропорциональные углам $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и φ_4 . Кроме этого, углы φ_1 и φ_3 делим на восемь равных частей. От точек деления на окружности радиуса ρ_0 вдоль радиальных лучей откладываем соответствующие перемещения S из диаграммы $[S, \varphi]$ и через полученные точки проводим перпендикуляры к радиусам. Обгибающая всех построенных перпендику-

ляров будет профилем кулачка. Профиль кулачка для углов φ_2 и φ_4 очерчивается дугами окружностей с центром в точке O_1 . Расстояние L от оси кулачка до направляющей ведомого звена определим по формуле (3.29):

$$L = z_0 + X_{\text{min}},$$

$$X_{\text{min}} \geq h + C \geq 0,06 + 0,0176 \geq 0,077$$

$$z_0 = 0,3 \text{ м}$$

Примем $X_{\text{min}} = 0,11$, тогда $L = 0,3 + 0,11 = 0,41 \text{ м}$
 Длина направляющих $\ell = 0,115 \text{ м}$.

§ 3. Проектирование профиля простейшего пространственного цилиндрического кулачкового механизма (рис. 47а,б)

Простейший и наиболее распространенный пространственный кулачковый механизм представлен на рис. 46.

Здесь цилиндрический кулачок с профильным пазом на боковой поверхности, обеспечивающим кинематическое замыкание высшей пары, вращается с постоянной угловой скоростью ω_1 вокруг оси, параллельной направлению движения толкателя. При вращении цилиндрического кулачка I с заданной угловой скоростью ведомому звену 3 через ролик 2 сообщается движение, закон изменения которого зависит от очертания профиля паза. Задача о проектировании данного пространственного кулачкового механизма может быть сведена к задаче о проектировании плоских кулачковых механизмов. Пусть задан закон движения ведомого звена на фазе удаления и сближения в виде $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = a_1 \cos \frac{\varphi}{\varphi} \varphi$. Допустимый угол давления $\alpha_{\text{gen}} = 30^\circ$. Фазовые углы $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_2 = 30^\circ$, $\varphi_3 = 60^\circ$ и $\varphi_4 = 180^\circ$. Ход толкателя $h = 0,06 \text{ м}$.

Проектирование (см. рис. 47а,б) начинаем с построения диаграммы перемещения $[S, \varphi]$. Диаграмма перемещений представляет собой алгебраическую сумму ординат прямой $\frac{h}{2}$, параллельной оси абсцисс и косинусоиды с максимальной амплитудой $\frac{h}{2}$ (см. формулу 5.39). Таким образом, диаграмма перемещений изображается двумя сдвинутыми на величину амплитуды $\frac{h}{2}$ косинусоидами для фазы удаления и сближения. Построение ясно из чертежа. Диаграмма перемещений строится в масштабе:

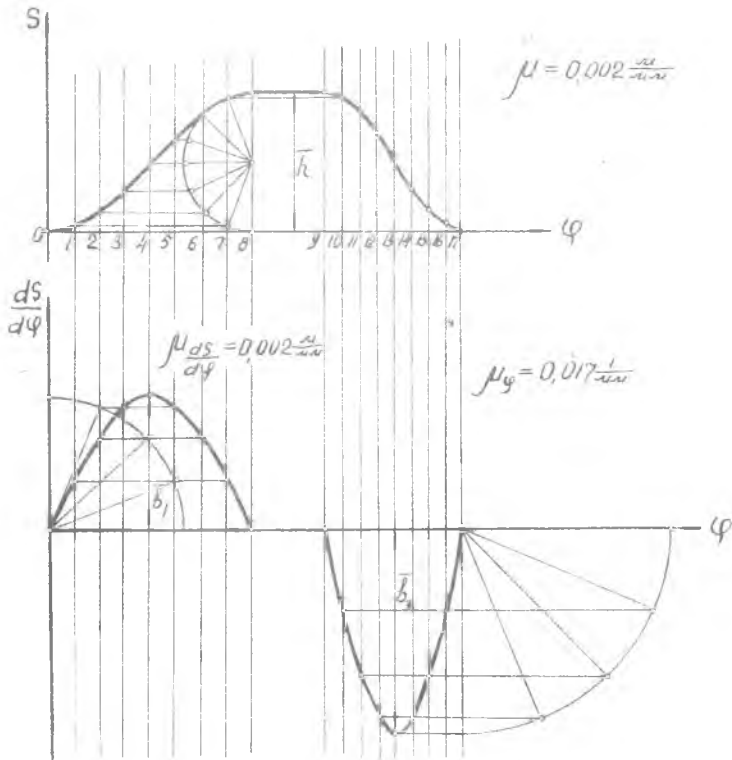


Рис. 47а.

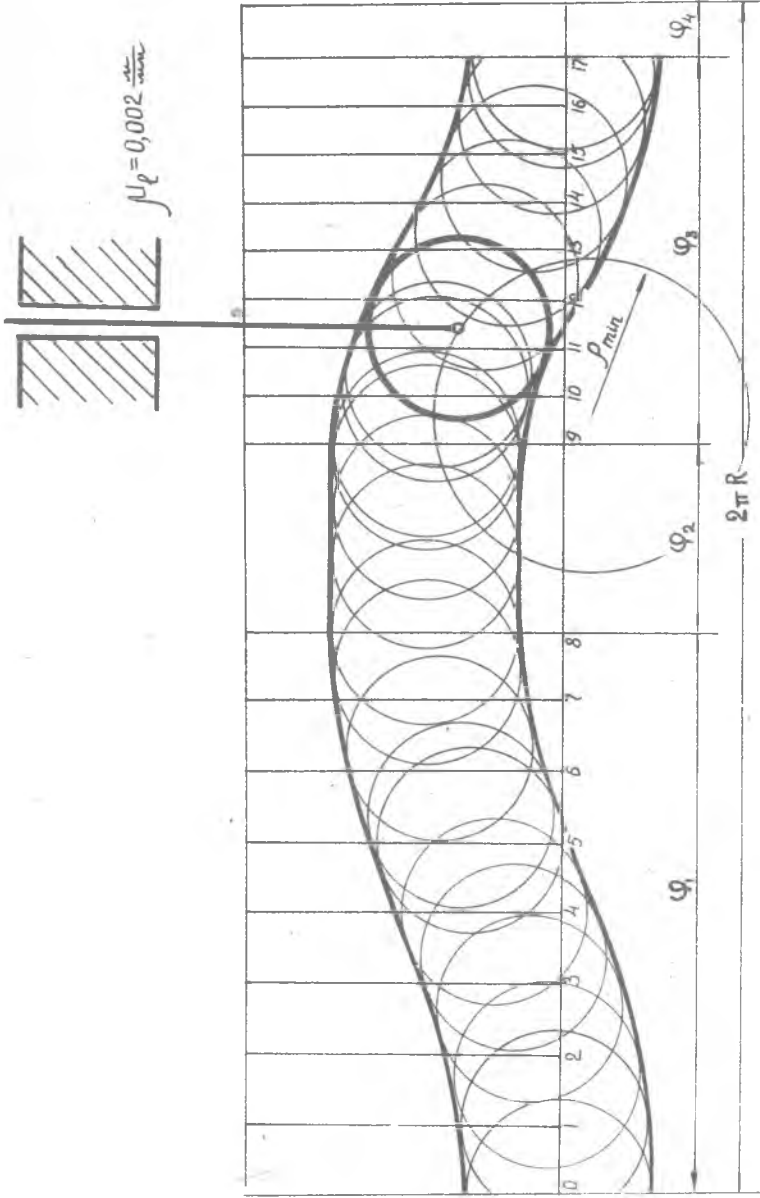


Рис. 476.

$$\mu_s = \frac{l_1}{l_2} = \frac{0,06}{30} = 0,002 \text{ 1/мм}$$

Масштаб по оси абсцисс определен аналогично первому примеру:

$$\mu_\varphi = 0,017 \text{ 1/мм}$$

Диаграмма $[\frac{ds}{d\varphi}, \varphi]$ представляет собой неполные синусоиды для фазы удаления и сближения.

Для построения диаграммы $[\frac{ds}{d\varphi}, \varphi]$ найдем значения максимальных аналогов скоростей v_1 и v_3 по формуле (5.4I):

$$v_1 = \frac{\pi l_1}{2 \varphi_1} = \frac{\pi \cdot 0,06}{2 \cdot \frac{\pi}{2}} = 0,06 \text{ м}$$

$$v_3 = \frac{\pi l_3}{2 \varphi_3} = \frac{\pi \cdot 0,06}{2 \cdot \frac{\pi}{3}} = 0,09 \text{ м}$$

Примем масштаб по оси $\frac{ds}{d\varphi}$:

$$\mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{0,06}{30} = 0,002 \text{ 1/мм}; \quad \bar{v}_3 = \frac{v_3}{\mu_{\frac{ds}{d\varphi}}} = \frac{0,09}{0,002} = 45 \text{ мм}$$

Построение диаграммы ясно из чертежа.

Средний радиус R развертки цилиндра вычисляется по наибольшему значению $(\frac{ds}{d\varphi})_{\max}$ для заданного закона движения ведомого звена:

$$R \geq \frac{(\frac{ds}{d\varphi})_{\max}}{\text{tg } \alpha_{\text{гор.}}}; \quad R \geq \frac{0,09}{\text{tg } 30^\circ}$$

Принимаем $R = 0,16 \text{ м}$.

Для построения профиля кулачка развертку окружности по среднему диаметру $2\pi R$ делим на части, пропорциональные углам φ_1 , φ_2 , φ_3 и φ_4 . Углы φ_2 и φ_3 делим на столько же равных частей, на сколько они разделены на диаграмме $[S, \varphi]$, в нашем случае на восемь. Через каждую точку деления проводим вертикаль, параллельную образующей цилиндра. Если теперь перемещения ведомого звена отложить вдоль вертикалей от горизон-

тальной линии, проведенной через наиболее низкое положение центра ролика, и соединить концы отложенных отрезков, то получим траекторию центра ролика при движении относительно развертки. Для построения развертки паза достаточно построить две эквидистантные кривые, отстоящие по обе стороны от траектории относительного движения на расстояние, равное радиусу ролика: $r_{рол} = 0,7$ $\rho_{мин} = 0,04$ м

$\rho_{мин}$ определяется аналогично первому примеру.

§ 4. Проектирование кулачкового механизма с вращающимся роликовым толкателем (рис.48а.б)

Задан закон движения ведомого звена на фазе удаления и сближения - постоянная скорость с переходными участками постоянного ускорения (см. рис.43). Задан угол качания коромысла $\psi_{max} = 30^\circ$. Фазовые углы поворота кулачка: $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_2 = 30^\circ$, $\varphi_3 = 60^\circ$, $\varphi_4 = 180^\circ$. Длина коромысла $l_{вс} = 0,2$ м. Кулачок и коромысло при удалении вращаются по часовой стрелке. Допустимый угол давления $\alpha_{доп} = 45^\circ$. Примем $u = 0,1$.

Проектирование начинаем с построения диаграммы $\left[\frac{d^2s}{d\varphi^2}, \varphi \right]$. Значения постоянных a_1 и a_3 найдем по формуле (5.56).

Получим:

$$a_1 = \frac{l_1}{u \varphi_1^2 (1-u)} = \frac{\psi l_{вс}}{u \varphi_1^2 (1-u)} = \frac{\frac{\pi}{6} \cdot 0,2}{0,1 \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 (1-0,1)} = 0,47 \text{ м}$$

$$a_3 = \frac{l_3}{u \varphi_3^2 (1-u)} = \frac{\frac{\pi}{6} \cdot 0,2}{0,1 \left(\frac{\pi}{3}\right)^2 (1-0,1)} = 1,06 \text{ м}$$

Выберем масштаб

$$\mu \frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{a_1}{\alpha_1} = \frac{0,47}{25} = 0,0188 \text{ м/мм}; \quad \bar{a}_3 = \frac{a_3}{\mu \frac{d^2s}{d\varphi^2}} = \frac{1,06}{0,0188} = 56,3 \text{ мм}$$

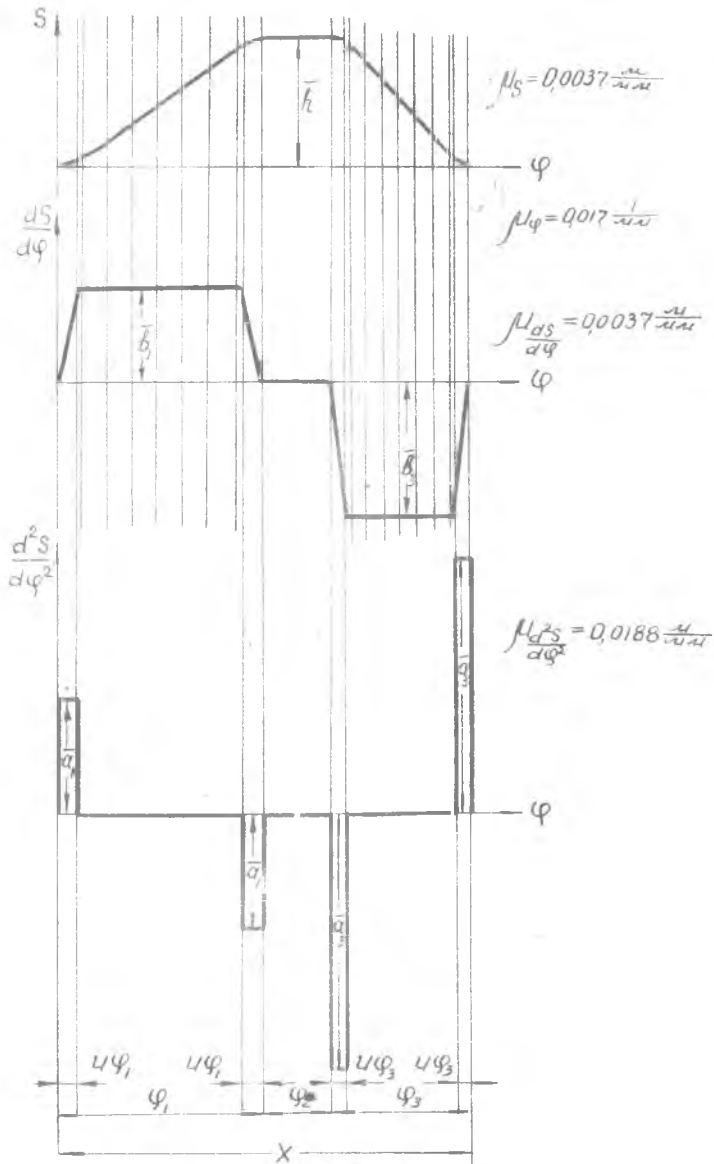
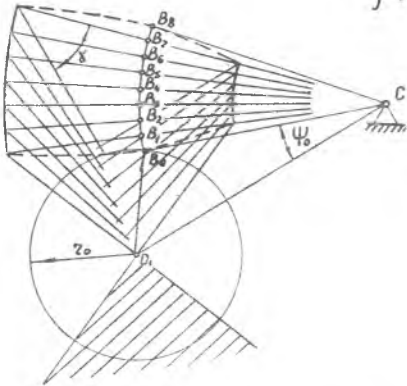


Рис. 48а.

$$\mu_s = \mu \frac{ds}{d\varphi} = 0,0037 \frac{M}{H}$$



$$\mu_e = 0,0037 \frac{M}{H}$$

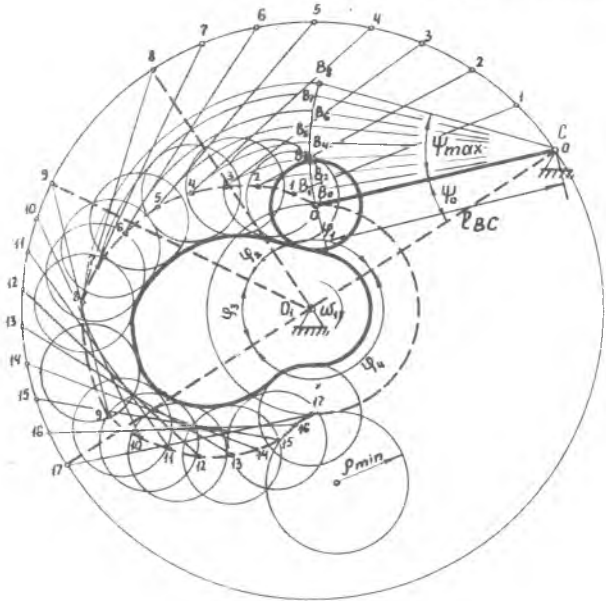


Рис. 486.

Масштаб по оси абсцисс выбирается аналогично первому примеру.

$$\mu_{\varphi} = 0,017 \text{ 1/мм.}$$

Для построения диаграммы $[\frac{dS}{d\varphi}, \varphi]$ определим максимальные значения аналогов скоростей v_1 и v_3 по формуле (5.57):

$$v_1 = \frac{h_1}{\varphi_1(1-u)} = \frac{\frac{\sqrt{h}}{6} \cdot 0,2}{\frac{h}{2}(1-0,1)} = 0,074 \text{ м.}$$

$$v_3 = \frac{h_2}{\varphi_3(1-u)} = \frac{\frac{\sqrt{h}}{6} \cdot 0,2}{\frac{h}{3}(1-0,1)} = 0,11 \text{ м.}$$

Примем масштаб по оси $\frac{dS}{d\varphi}$:

$$\mu \frac{dS}{d\varphi} = \frac{v_1}{\bar{v}_1} = \frac{0,074}{20} = 0,0037 \text{ 1/мм}$$

$$\bar{v}_1 = \frac{v_3}{\mu \frac{dS}{d\varphi}} = \frac{0,11}{0,0037} = 29,7 \text{ м}$$

Построение диаграммы ясно из чертежа.

Для построения диаграммы $[S, \varphi]$ вычислим величину хода:

$$r_2 = \varphi l = \frac{\sqrt{h}}{6} \cdot 0,2 = 0,104 \text{ м.}$$

На участке $0 \leq \varphi \leq \varphi_1$, кривая перемещений является параболой, конечная ордината которой при $\varphi = \varphi_1$ равняется $\frac{r_2}{18} = 0,006 \text{ м}$ (см. формулу 5.60). На участке $\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2(1-u)$ график перемещений представляет прямую линию. На участке $\varphi_2(1-u) \leq \varphi \leq \varphi_2$ - парабола, ордината которой при $\varphi = \varphi_2(1-u)$ равна $\frac{17}{18} h = 0,098 \text{ м}$, а при $\varphi = \varphi_2$, ордината равна $h = 0,104 \text{ м}$. В этой точке находится вершина параболы.

Параболы на I и III участках строим, используя графические методы.

На фазе удаления кривая перемещений строится аналогично.

После построения диаграммы переходим к определению минимального радиуса профиля кулачка. Для этого при помощи диаграмм $[S, \varphi]$ производим

разметку положений центра ролика на его траектории—дуге окружности радиуса CB , описанной из произвольно выбранного центра C вращения коромысла. Отрезки по оси абсцисс, пропорциональные углам φ_1 и φ_2 диаграммы $[S, \varphi]$, делим на восемь равных частей и находим соответствующие им ординаты. Найденные ординаты откладываются от нулевого положения коромысла CB взятого произвольно, в результате чего определяются положения центра B ролика на его траектории, соответствующие заданным углам поворота кулачка. Через центр вращения C коромысла и размеченные положения центра ролика на его траектории проводим радиусы. На лучах откладывают соответствующие аналоги скоростей $\frac{dS}{d\varphi}$, взятые с диаграммы $[\frac{dS}{d\varphi}, \varphi]$. Для фазы удаления аналоги скорости откладывают от точек C , а для фазы сближения — в противоположную сторону, в соответствии с заданным направлением вращения кулачка — по часовой стрелке. Через концы каждой пары отрезков $\frac{dS}{d\varphi}$, соответствующих одному и тому же положению коромысла при удалении и сближении, проводим прямые под углом $90^\circ - \angle_{\text{гол}} = 45^\circ$ к направлению радиуса и находим точки их пересечения. Наиболее удаленную от точки B_0 точку пересечения лучей O_1 , принимаем за центр вращения кулачка. Минимальный радиус профиля кулачка равен $r_0 = O_1 B_0$. Выбранное положение центра O_1 вращения кулачка определяет также расстояние между центрами O_1 и C кулачка и коромысла. По найденным r_0 и $\rho_{0,1C}$ и заданной диаграмме $[S, \varphi]$ строим профиль кулачка, используя для этой цели метод обращенного движения. Проводим из произвольной выбранной точки O_1 окружность радиусом $O_1 C$, делим ее на части, пропорциональные углам $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и φ_4 и откладываем их в направлении, противоположном вращению кулачка. Каждую из дуг, стягивающих углы φ_1 и φ_2 делим на восемь равных частей. Далее из точек деления 1, 2, 3... и т.д. окружности радиуса $O_1 C$ радиусом CB проводим дуги окружности и находим точки их пересечения соответственно с дугами радиусов $O_1 B_1, O_2 B_2$ и т.д., описанными из центра O_1 вращения кулачка. Полученные точки пересечения являются точками теоретического профиля, изображенного на рис. 48 пунктирной кривой. Для углов φ_2 и φ_4 поворота кулачка теоретический профиль очерчен дугами окружностей с центром в точке O_1 . Радиус ролика определяется аналогично первому примеру: $r_{\text{рол.}} = 0,7 \rho_{\text{мин}}$. Для построения практического профиля из произвольных точек теоретического профиля описывают окружности радиусом $r_{\text{рол.}}$ и строят их огибающую, в результате чего получаем профиль кулачка.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. И.И.АРТОВОЛЕВСКИЙ. "Теория механизмов и машин", М., 1964.
2. С.И.АРТОВОЛЕВСКИЙ. "Теория механизмов и машин", М., 1965.
3. А.М.АНТОВИЛЬ. "Теория механизмов и машин", М., 1961.
4. С.И.АРТОВОЛЕВСКИЙ. "Машины-автоматы", М., 1949.
5. Г.Г.БАРАНОВ. "Курс теории механизмов и машин", М., 1958.
6. Н.И.ЛЕВИТСКИЙ. "Методы расчета кулачковых механизмов", М., 1954.
7. Л.Н.РЕШЕТОВ. "Кулачковые механизмы", М., 1953.
8. К.В.ТИР. "Комплексный расчет кулачковых механизмов", М., 1958.
9. Г.А.ШАУМЯН. "Автоматы", М., 1952.

О Г Л А В Л Е Н И Е

	Стр.
Г л а в а I	
КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ	
§ 1. Общие сведения о кулачковых механизмах	3
§ 2. Основные типы кулачковых механизмов	4
§ 3. Проектирование кулачковых механизмов	6
§ 4. Некоторые законы движения ведомого звена	8
§ 5. Коэффициент динамичности	12
§ 6. Минимальный крутящий момент на валу кулачка	13
§ 7. Минимальная величина усилия в кинематической паре "кулачок-толкатель"	14
§ 8. Постоянная пружины	15
Г л а в а П	
КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ КУЛАЧКА И КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ	
18	
§ 1. Угол давления в кулачковых механизмах	18
§ 2. Крутящий момент (движущий) на валу кулачка	23
А. Кулачковые механизмы с поступательно движущимся толкателем	
23	
Б. Кулачковые механизмы с качающимся толкателем (рис. II)	
25	
§ 3. Коэффициент полезного действия	28
§ 4. Определение крутящего момента и к.п.д. кулачкового меха- низма с плоским толкателем	30
Г л а в а Ш	
ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ	
35	
§ 1. Определение основных размеров кулачковых механизмов	35

	Стр.
§ 2. Определение радиуса r_0 базовой окружности центрального профиля кулачка (минимального радиуса кулачка)	35
§ 3. Определение минимального радиуса профиля кулачка в кулачковом механизме с поступательно движущимся плоским толкателем.	41
§ 4. Выбор радиуса ролика	46
§ 5. Определение максимальной длины консоли и длины направляющей толкателя кулачкового механизма	47
§ 6. Циклограммы	49
§ 7. Углы закрепления ведущих звеньев	55

Г л а в а I V

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА РАДИУСА-ВЕКТОРА ЦЕНТРОВОГО И КОНСТРУКТИВНОГО ПРОФИЛЯ ДИСКОВЫХ КУЛАЧКОВ

§ 1. Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем...	59
§ 2. Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем, снабженным роликом	62
§ 3. Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем, имеющим в качестве огибаемой прямую (рис.37)	63
§ 4. Кулачковый механизм с вращающимся толкателем, имеющим в качестве огибаемой точку	64
§ 5. Кулачковый механизм с вращающимся толкателем, снабженным роликом	68

Г л а в а У

НЕКОТОРЫЕ ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ВЕДОМОГО ЗВЕНА

§ 1. Параболический закон движения (закон постоянных ускорений)..	70
§ 2. Синусоидальный закон движения	75
§ 3. Косинусоидальный закон движения (рис.42)	78
§ 4. Постоянная скорость с переходными участками постоянного ускорения (рис.43)	80

Г л а в а У I

ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

§ 1. Проектирование кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем	86
---	----

	щимся роликовым толкателем (рис.44а,б)	86
§ 2.	Проектирование кулачкового механизма с поступательно движущимся плоским толкателем (рис.45)	93
§ 3.	Проектирование профиля простейшего пространственного цилиндрического кулачкового механизма (рис.47а,б)	96
§ 4.	Проектирование кулачкового механизма с вращающимся роликовым толкателем (рис.48а,б)	100

Михаил Федорович КРИЧЕВЕР
Лидия Капитоновна КУДИНОВА

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Учебное пособие по курсу
„Теория механизмов и машин“

Редактор - И.С.КОЛЫШЕВА
Корректор - И.Б.ГРИДИНА

Подписано к печати II.УП.68 г.Е005742
Формат бумаги 60 x 84¹/₁₆. Объем 6,75 печ.листов.
Тираж 1500 экз. Заказ №

Куйбышевский авиационный институт им. С.П.Королева,
г.Куйбышев, ул.Молодогвардейская, 151.

Ротапечатьный цех областной типографии им.Мяги управления
по печати при Куйбышевском облисполкоме,
г.Куйбышев, ул.Венцека, 60. Цена 60 коп.