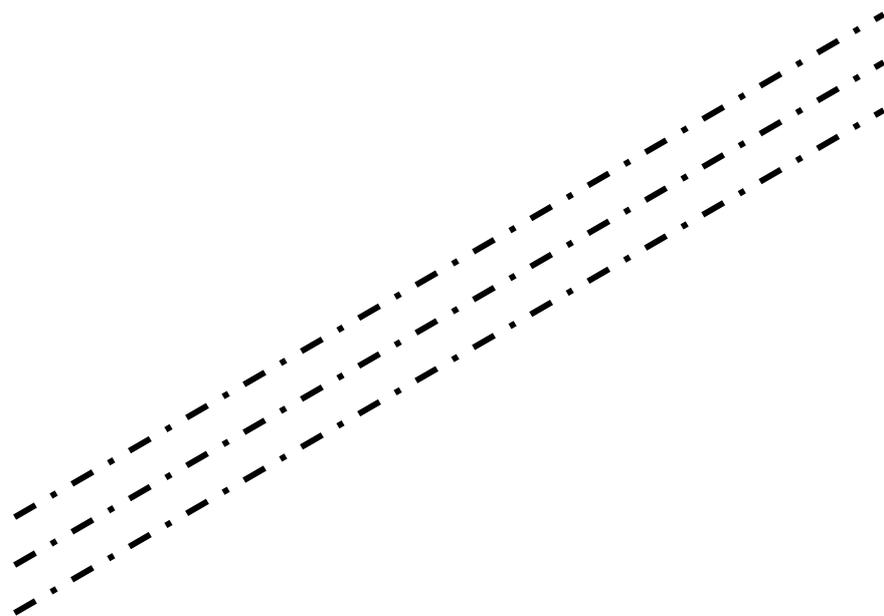


# **ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ**



**ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ**

Министерство образования и науки Российской Федерации  
ГОУ ВПО "Тамбовский государственный технический университет"

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания по курсовому проектированию  
для студентов дневного и заочного отделений  
специальностей 240801, 260601, 190601, 110301, 151001, 110304



---

Тамбов  
Издательство ТГТУ  
2006

УДК 621.83  
ББК К4я73-5  
В751

Утверждено Редакционно-издательским советом университета

Рецензент  
Доктор технических наук, профессор ТГТУ  
*В.Ф. Першин*

Составители:  
*Ю.В. Воробьев,*  
*Л.Х. Никитина,*  
*П.А. Галкин*

В751 Проектирование и анализ кулачковых механизмов : методические указания / сост. : Ю.В. Воробьев, Л.Х. Никитина, П.А. Галкин. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2006. – 32 с. – 250 экз.

Методические указания рекомендуются при выполнении курсового проекта по теории механизмов и машин для студентов дневного и заочного отделений специальностей 240801, 260601, 190601, 110301, 151001, 110304.

УДК 621.83  
ББК К4я73-5

© ГОУ ВПО "Тамбовский государственный  
технический университет" (ТГТУ), 2006

Учебное издание

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания

Составители:

ВОРОБЬЕВ Юрий Валентинович,  
НИКИТИНА Людмила Христофоровна,  
ГАЛКИН Павел Александрович

Редактор В.Н. Митрофанова

Компьютерное макетирование Е.В. Кораблевой

Подписано в печать 26.10.2006

Формат 60 × 84/16. Бумага газетная. Гарнитура Times New Roman.  
1,80 уч.-изд. л. Тираж 250 экз. Заказ № 571

Издательско-полиграфический центр ТГТУ  
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

## 1. ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Процесс проектирования кулачковых механизмов включает в себя следующие основные этапы:

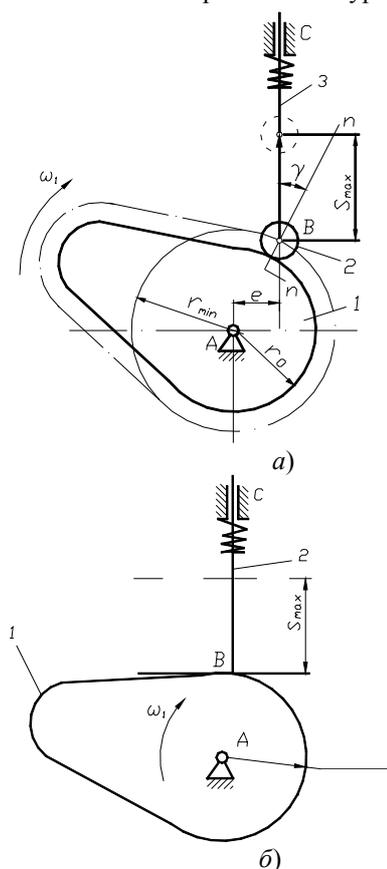
1. Выбор кинематической схемы механизма.
2. Выбор и обоснование закона движения выходного звена-толкателя.
3. Определение основных размеров звеньев.
4. Графическое профилирование кулачка или аналитический расчет координат его профиля.
5. Расчет элементов высшей кинематической пары на основе динамических и прочностных условий.

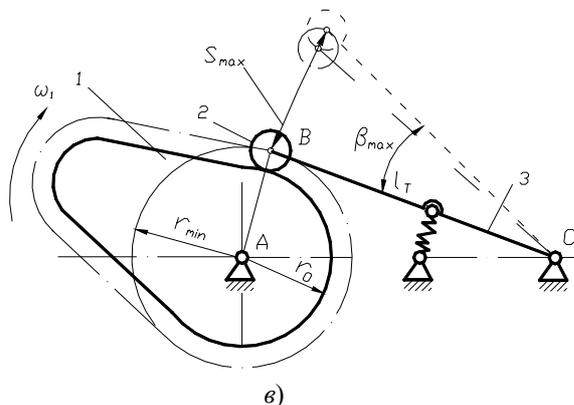
Для выполнения курсового проекта по программе курса "Теория механизмов и машин" кинематическая схема кулачкового механизма и закон движения толкателя в функции обобщенной координаты – угла поворота кулачка – задаются, поэтому решение задачи синтеза кулачкового механизма сводится к определению его основных размеров и профилированию кулачка.

Задача проектирования кулачкового механизма решается студентами при выполнении третьего листа курсового проекта по теории механизмов и машин.

## 2. СОДЕРЖАНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

1. В задании предусмотрено решение задач синтеза одного из трех типов кулачковых механизмов (рис. 1):
  - а) с вращающимся кулачком и прямолинейно вращающимся роликовым толкателем (рис. 1, а);
  - б) с вращающимся кулачком и качающимся роликовым толкателем (рис. 1, б);
  - в) с вращающимся кулачком и прямолинейно перемещающимся плоским толкателем (рис. 1, в).
2. Величина и направление угловой скорости  $\omega_1$  кулачка идентичны величине и направлению угловой скорости  $\omega_{кр}$  кривошипа рычажного механизма, кинематический анализ которого в соответствии с заданием выполняется в первом листе курсового проекта.





**Рис. 1. Кулачковые механизмы с силовым замыканием высшей пары**

3. Ход толкателя – полное его перемещение  $S_{\max}$  для механизмов с прямолинейно перемещающимися толкателями (рис. 1, а, в и рис. 2, а) или угловой ход  $\beta_{\max}$  и длина  $l_T$  толкателя для механизмов с качающимися толкателями (рис. 1, б и рис. 2, б). В последнем случае максимальное перемещение  $S_{\max}$  центра  $B$  ролика по дуге равно произведению  $l_T \beta_{\max}$ .

4. Фазовые углы поворота кулачка заданы в долях от углов  $\Phi_{\text{рх}}$  рабочего и  $\Phi_{\text{хх}}$  холостого ходов кривошипа, определяемых при выполнении первого листа курсового проекта:  $\Phi_{\text{уд}}$  – фаза удаления толкателя;  $\Phi_{\text{дв}}$  – фаза дальнего выстоя;  $\Phi_{\text{пр}}$  – фаза приближения и  $\Phi_{\text{бв}}$  – фаза ближнего выстоя. Сумма всех фазовых углов:  $\Phi_{\text{уд}} + \Phi_{\text{дв}} + \Phi_{\text{пр}} + \Phi_{\text{бв}} = 360^\circ$ .

5. В заданиях предусмотрен один из двух видов замыкания высшей кинематической пары: силовое (рис. 1), кинематическое с использованием плоского пазового кулачка (рис. 2).

6. Закон движения толкателя задан в виде графика изменения аналога ускорения  $S''$  его точки  $B$  в зависимости от угла  $\varphi$  поворота кулачка (рис. 3 – 9) (при качающемся толкателе задан закон изменения аналога тангенциальной составляющей ускорения центра ролика толкателя).

Различают три группы законов движения, характеризующихся следующими особенностями:

а) движение толкателя сопровождается жесткими ударами в тех положениях, где функция  $S'(\varphi)$  претерпевает разрыв;

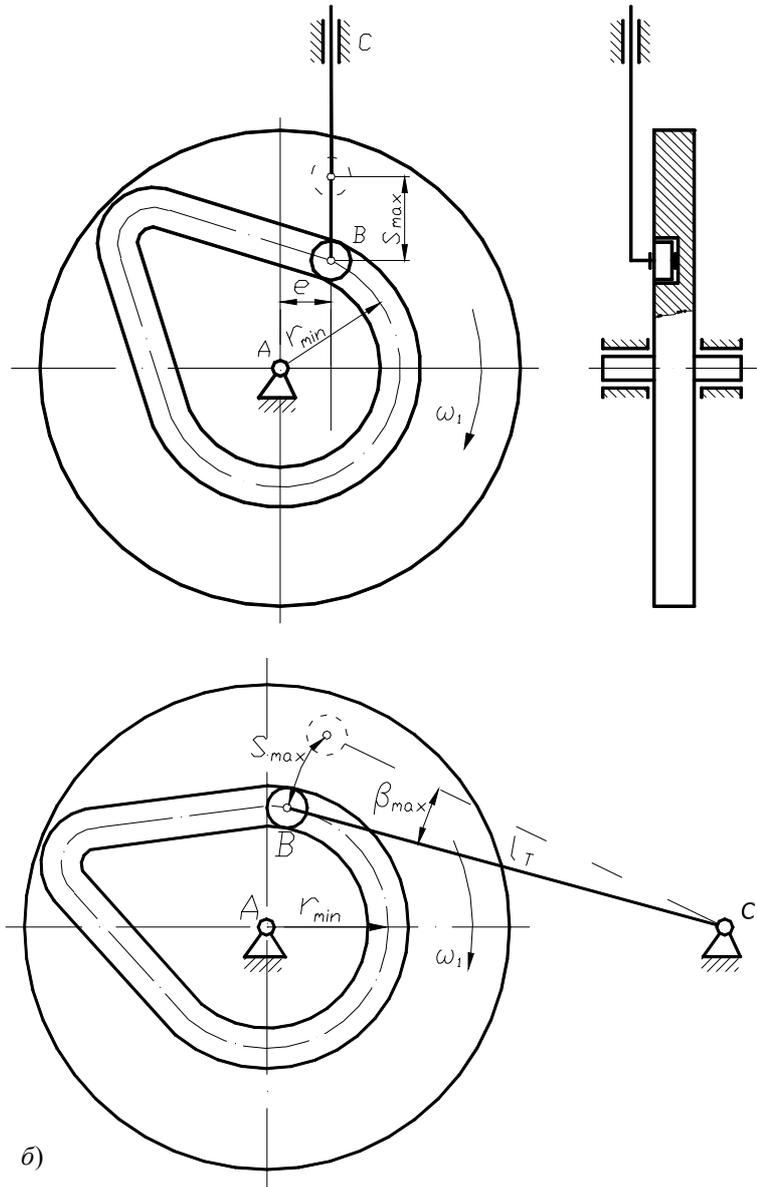
б) движение толкателя сопровождается мягкими ударами там, где разрыв претерпевает функция  $S''(\varphi)$  (рис. 4, 5, 7, 9);

в) движение толкателя происходит без ударов тогда, когда функции  $S'(\varphi)$  и  $S''(\varphi)$  не претерпевают разрыва и аналоги скоростей и ускорений в начале и в конце движения толкателя равны нулю (рис. 3, 6, 8).

Жесткие удары допустимы только в тихоходных механизмах при малых весах толкателей. Мягкие удары вызывают резкое изменение динамических усилий, действующих на кулачковый механизм, однако они менее опасны, чем жесткие.

7. Величина максимально допускаемого угла давления  $\gamma_{\max}$  (при силовом замыкании высшей кинематической пары – на фазе удаления, при кинематическом – на фазе удаления и фазе приближения толкателя).

8. Диаметр  $d_v$  вала, на котором устанавливается кулачок (в тех случаях, когда диаметр вала не задан, можно принять его равным 20...30 мм).



**Рис. 2. Кулачковые механизмы с кинематическим замыканием высшей пары**

### 3. СОДЕРЖАНИЕ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

#### 3.1. Проектирование кулачковых механизмов с роликовыми толкателями

1. Построить цикловую диаграмму по заданным фазовым углам:  $\varphi_{уд}$ ,  $\varphi_{дв}$ ,  $\varphi_{пр}$  и  $\varphi_{обв}$  поворота кулачка.
2. Построить кинематические диаграммы:
  - а) линейных или угловых перемещений толкателя

$$S = S(\varphi) \text{ или } \beta = \beta(\varphi);$$

- б) линейного или углового аналога скорости толкателя

$$S' = dS/d\varphi = S'(\varphi) \text{ или } \beta' = d\beta/d\varphi = \beta'(\varphi);$$

- в) линейного или углового аналога ускорения толкателя

$$S'' = d^2S/d\varphi^2 = S''(\varphi), \beta'' = d^2\beta/d\varphi^2 = \beta''(\varphi).$$

3. Построить диаграмму  $S(S') = S(dS/d\varphi)$  (рис. 10, 11) и определить с ее помощью зону возможных положений оси вращения кулачка по заданному максимальному углу давления  $\gamma_{max}$ . Выбрать положение этой оси вращения.

4. Построить теоретический профиль кулачка методом обращения движения (рис. 13, 14).

5. Подобрать радиус  $r_p$  ролика по наименьшему радиусу  $\rho_{\min}$  кривизны теоретического профиля и принятому минимальному радиусу кулачка  $r_{\min}$ .
6. Построить практический профиль кулачка (построение диаграмм и профилей кулачка производить по 12 точкам на каждой фазе толкателя, т.е. на фазах удаления и приближения).
7. Построить схему заменяющего механизма для положения с минимальным радиусом  $\rho_{\min}$  теоретического профиля кулачка.
8. Построить планы скоростей и ускорений для заменяющего механизма.
9. Построить в масштабе кинематическую схему кулачкового механизма и рядом с ней разместить таблицу исходных данных.
10. Проставить масштабные коэффициенты над всеми чертежами листа и в нижнем правом углу листа вычертить штамп установленной формы.

### 3.2. Проектирование кулачковых механизмов с плоскими толкателями

Пункты 1, 2, 4, 6 – 10 предыдущего раздела остаются без изменений, а пункты 3 и 5 имеют иное содержание.

В п. 3 следует читать: построить диаграмму  $[S + S''](\varphi)$  и с ее помощью определить радиус  $r_0$  основной окружности кулачка, соблюдая условие выпуклости его профиля  $r_0 \geq \left| -[S + S'']_{\min} \right|$ .

В п. 5 следует читать: показать положения плоскости тарелки толкателя в обращенном движении.

## 4. ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ

### 4.1 Трапецеидальный закон движения

Для трапецеидального закона движения максимальные значения аналога скорости и аналога ускорения определяются по формулам, представленным на рис. 3. Причем на фазе приближения и фазе удаления величина угла  $\varphi_\phi$ , входящего в формулы, определяется в радианах и равна соответственно  $\varphi_{уд}$  и  $\varphi_{пр}$ .

В курсовом проекте требуется по известным зависимостям изменения аналога ускорения  $S''(\varphi)$  путем графического интегрирования по методу хорд построить графики  $S'(\varphi)$  и  $S(\varphi)$ .

Для построения диаграммы  $S''(\varphi)$  пользуются следующей зависимостью:  $A_1\varphi_{уд}^2 = A_2\varphi_{пр}^2$ . Масштабный коэффициент по оси абсцисс определяется по формуле

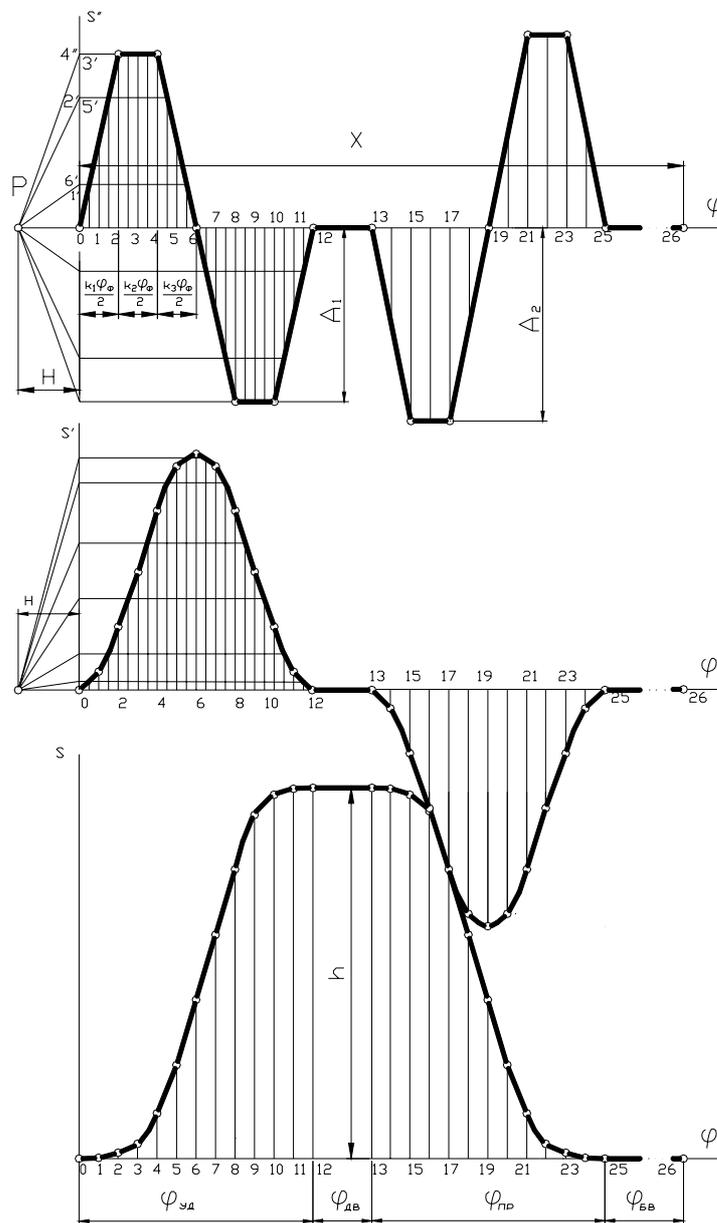
$$\mu_\phi = \frac{2\pi}{x}, \quad \frac{1}{\text{мм}},$$

где  $x$  – отрезок на оси абсцисс, изображающий сумму всех фазовых углов кулачкового механизма.

Для интегрирования графика  $S'(\varphi)$  делим каждый из отрезков, изображающих на оси абсцисс фазовые углы удаления  $\varphi_{уд}$  и приближения  $\varphi_{пр}$ , на 12 равных частей. Из середин полученных участков восстанавливаются перпендикуляры до пересечения с графиком  $S'(\varphi)$ , после чего из полученных на графике  $S'(\varphi)$  точек проводятся прямые, параллельные оси абсцисс до пересечения с осью ординат, где отмечаются точки  $1'$ ,  $2'$ ,  $3'$  и т.д.

На оси абсцисс выбирается точка  $P$ , отстоящая на расстоянии  $H$  от начала координат с которой соединяются все точки, полученные на оси ординат.

$$S''_{\max} = \frac{12S_{\max}}{\varphi_\phi^2} (2 + K_2^2 + 2K_2K_3 - 1)^{-1}, \text{ м}$$



**Рис. 3. Трапецидальный закон движения**

Координатные оси графика  $S'(\varphi)$  выбираются так, чтобы ось ординат этого графика находилась на одной прямой с осью ординат графика  $S''(\varphi)$ . Ось абсцисс графика  $S'(\varphi)$  разбивается на участки, равные соответствующим участкам диаграммы  $S''(\varphi)$ . На каждом участке системы координат  $S' - \varphi$  проводятся хорды, параллельные соответствующим лучам, выходящим из точки  $P$ . Например, хорда на участке  $0-1$  параллельна линии  $P-I'$  и т.д. Через полученные таким образом точки проводится плавная кривая.

Масштабный коэффициент по оси ординат полученного графика  $S'(\varphi)$  определяется по формуле

$$\mu_{S'} = \mu_{S''} \mu_{\varphi} H, \quad \frac{\text{М}}{\text{мм}}.$$

Ординаты полученной интегральной кривой обратно пропорциональны выбранному отрезку  $H$ . График зависимости  $S(\varphi)$  строится аналогично путем интегрирования функции  $S'(\varphi)$ , при этом

$$\mu_S = \mu_{S'} \mu_{\varphi} H, \quad \frac{\text{М}}{\text{мм}}.$$

Отрезок  $H$  рекомендуется принимать равным или кратным величине

$$H = \frac{x}{2\pi}, \text{ мм.}$$

Если указанное равенство соблюдается при построении интегральных кривых, то  $\mu_S = \mu_{S'} = \mu_{S''}$ .

После построения диаграммы  $S(\varphi)$  по заданному ходу толкателя  $S_{\max}$  и полученному  $h$  определяем масштабный коэффициент

$$\mu_S = \frac{S_{\max}}{h}, \frac{\text{М}}{\text{ММ}}$$

Далее находим остальные масштабные коэффициенты, используя вышеуказанные зависимости.

#### 4.2. Равнопеременный закон движения

Для равнопеременного закона движения максимальные значения аналога скорости и аналога ускорения определяются по формулам, представленным на рис. 4. На фазах удаления и приближения величина угла  $\varphi_\phi$ , входящего в формулы, определяется в радианах и равна соответственно  $\varphi_{уд}$  и  $\varphi_{пр}$ .

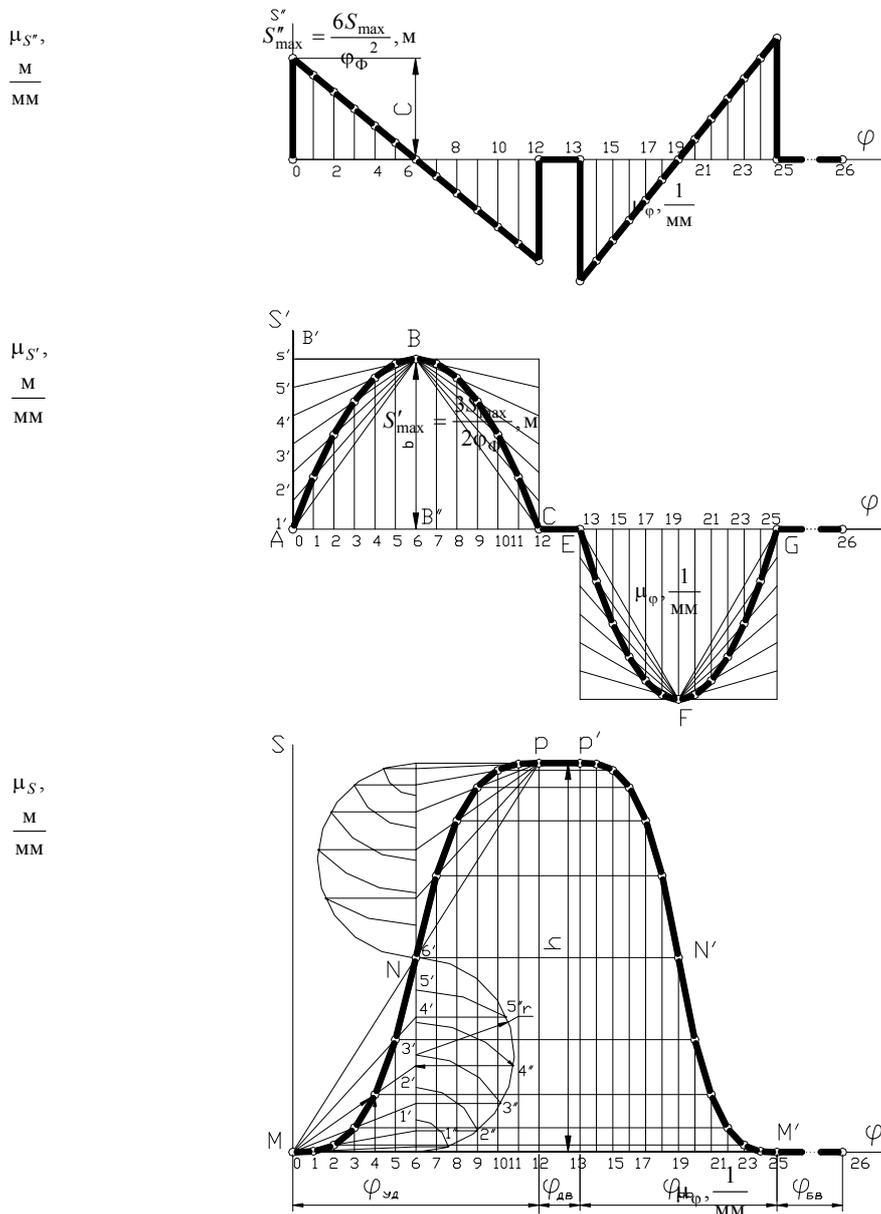


Рис. 4. Равнопеременный закон движения

Построение графиков  $S''(\varphi)$ ,  $S'(\varphi)$  и  $S(\varphi)$  показано на рис. 4. Кривые  $ABC$  и  $EFG$  представляют собой квадратные параболы, точное построение которых можно осуществить без использования метода графического интегрирования. Например, для построения квадратной параболы на участке  $AB$  необходимо на оси ординат графика  $S'(\varphi)$  от центра координат отложить отрезок  $AB'$ , величина которого равна  $b$ . Этот отрезок делится на столько же равных частей, насколько разделен отрезок  $AB''$ . Полученные на оси ординат точки  $1', 2', 3'$  и т.д. соединяются лучами с точкой  $B$ . Из точек  $1, 2, 3$  и т.д., лежащих на оси абсцисс, восстанавливаются перпендикуляры до пересечения с лучами соответственно  $B-1', B-2', B-3'$  и т.д. Полученные точки пересечения соединяются плавной кривой, представляющей квадратную параболу. Часть квадратной параболы на участке  $BC$  симметрична кривой на участке  $AB$  относительно вертикальной прямой, проходящей через точки  $B$  и  $B''$ . Аналогично строится график  $S(\varphi)$  на фазе приближения.

На графике  $S(\varphi)$  кривые  $MN$ ,  $NP$ ,  $P'N'$  и  $N'M'$  представляют собой кубические параболы. Построение

каждой из них показано на рис. 4. Рассмотрим, как строится кубическая парабола на участке  $MN$ . Для этого отрезок  $N-b$  прямой, перпендикулярной оси абсцисс и проведенной через точку  $b$ , лежащую в середине фазового угла, делится на столько же равных частей, насколько разделен отрезок  $M-b$ . Высота отрезка  $N-b$  равна  $h/2$ . Далее проводятся дуги окружностей  $1'-1''$ ,  $2'-2''$ ,  $3'-3''$ ,  $4'-4''$  и т.д., центр которых находится в точке  $b$ . Точки  $1''$ ,  $2''$ ,  $3''$ ,  $4''$  и т.д. расположены на окружности, радиус  $r$  которой равен  $h/4$ . Центр этой окружности находится в середине отрезка  $N-b$ . Полученные точки пересечения соединяются лучами с точкой  $M$ . Из точек  $1$ ,  $2$ ,  $3$ ,  $4$  и т.д. восстанавливаются перпендикуляры к оси абсцисс до пересечения с лучами, исходящими из точки  $M$ . На рис. 4 стрелками показано, как определяется величина перемещения толкателя в положении 4.

Для определения масштабных коэффициентов  $\mu_S$ ,  $\mu_{S'}$  и  $\mu_{S''}$  необходимо максимальные значения  $S_{\max}$ ,  $S'_{\max}$  и  $S''_{\max}$ , разделить на принятые длины изображающих их отрезков  $h$ ,  $b$ ,  $c$ , мм:

$$\mu_S = \frac{S_{\max}}{h}; \quad \mu_{S'} = \frac{S'_{\max}}{b}; \quad \mu_{S''} = \frac{S''_{\max}}{c}.$$

Рекомендуется строить графики функций  $S(\varphi)$ ,  $S'(\varphi)$  и  $S''(\varphi)$  так. Чтобы отрезки, изображающие их максимальные положительные и отрицательные ординаты были в пределах от 40 до 100 мм.

На каждой из фаз удаления и приближения графики перечисленных функций должны быть построены в одном масштабе.

Для удобства дальнейшего выполнения графических работ и определения основных размеров проектируемого кулачкового механизма рекомендуется принимать  $\mu_S = \mu_{S'}$ , т.е. вычерчивать графики перемещений  $S(\varphi)$  и аналога скорости  $S'(\varphi)$  толкателя в одном масштабе.

### 4.3. Косинусоидальный закон движения

Максимальные значения  $S'_{\max}$  аналога скорости и  $S''_{\max}$  аналога ускорения определяются по формулам, представленным на рис. 5. Для фазы удаления толкателя  $\varphi_{\phi} = \varphi_{уд}$ , для фазы приближения  $-\varphi_{\phi} = \varphi_{пр}$ .

Математическое описание косинусоидального закона движения на фазе удаления может быть представлено следующими выражениями:

$$S = \frac{S_{\max}}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{\varphi_{уд}} \varphi \right);$$

$$S' = \frac{\pi}{2\varphi_{уд}} S_{\max} \sin \frac{\pi}{\varphi_{уд}} \varphi;$$

$$S'' = \frac{\pi^2}{2\varphi_{уд}^2} S_{\max} \cos \frac{\pi}{\varphi_{уд}} \varphi.$$

Для фазы  $\varphi_{пр}$  приближения толкателя можно использовать те же уравнения, производя отсчет угла  $\varphi$  от конца фазы в отрицательном направлении оси абсцисс.

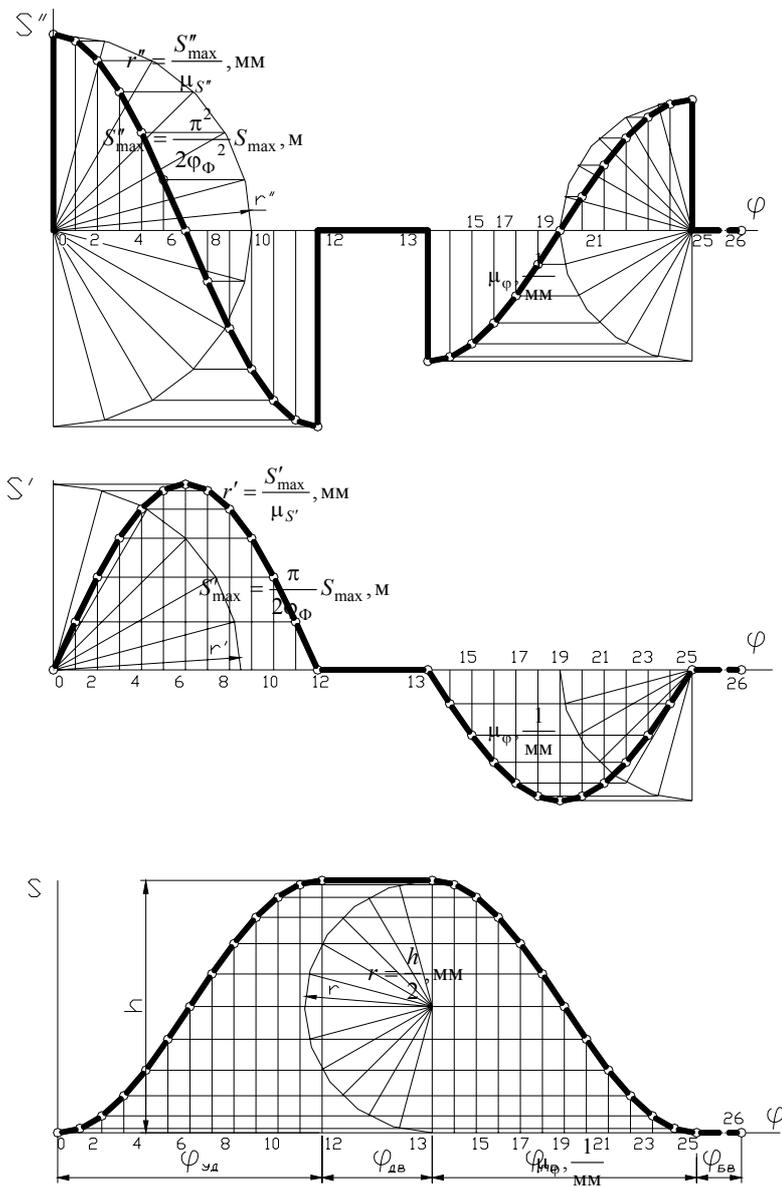
Каждую из функций  $S(\varphi)$ ,  $S'(\varphi)$  и  $S''(\varphi)$  следует строить, используя известные графические методы. Эти построения показаны на рис. 4.

Масштабные коэффициенты  $\mu_S$ ,  $\mu_{S'}$  и  $\mu_{S''}$  рекомендуется принимать равными, при этом максимальные ординаты графиков желательно выбирать в пределах от 40 до 100 мм.

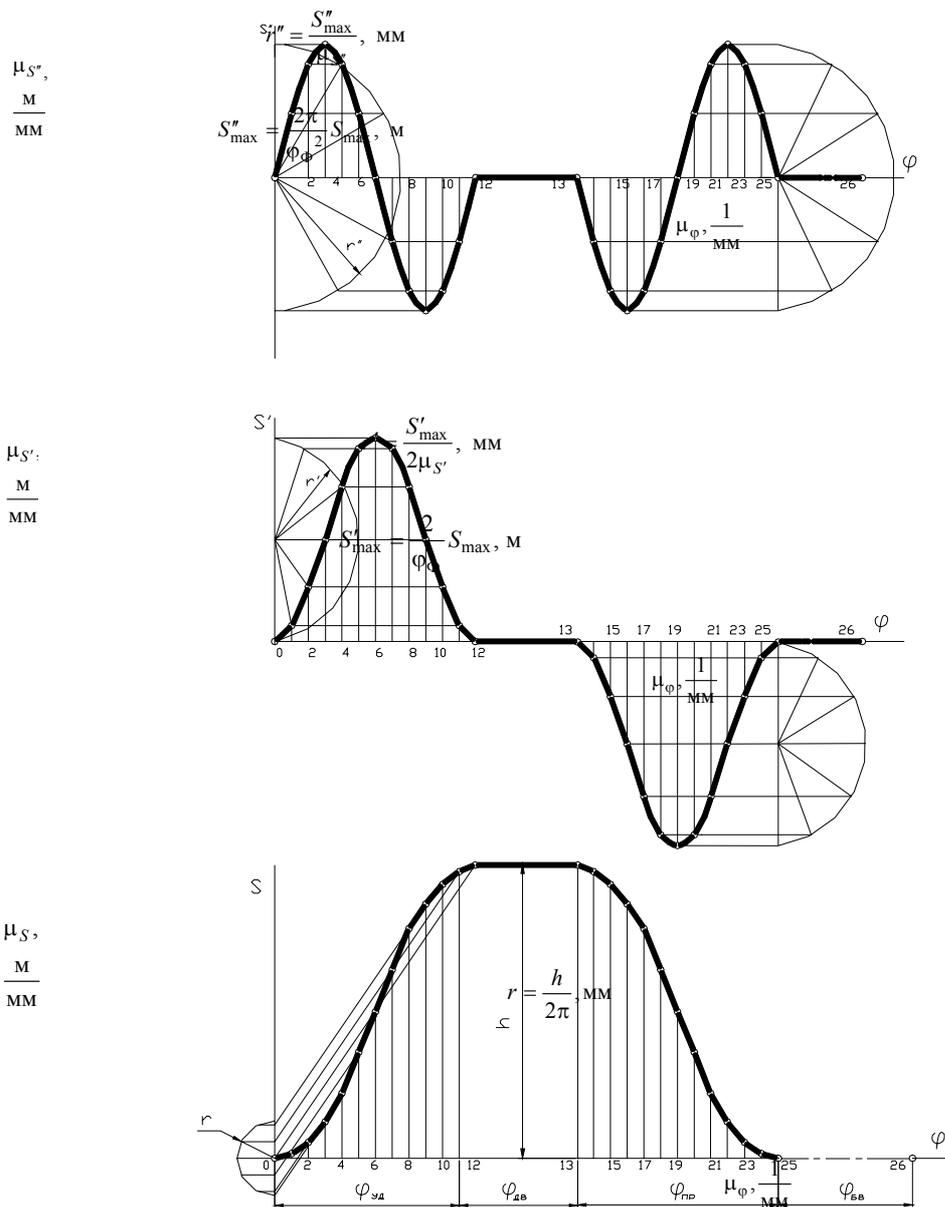
### 4.4. Синусоидальный закон движения

Ускорение толкателя задается в виде синусоиды. Максимальные значения  $S'_{\max}$  аналога скорости и  $S''_{\max}$  аналога ускорения рассчитываются по формулам, данным на рис. 6.

Математическое описание синусоидального закона движения на фазе удаления может быть представлено следующими выражениями:



**Рис. 5. Косинусоидальный закон движения**



**Рис. 6. Синусоидальный закон движения**

$$S = S_{\max} \left( \frac{\varphi}{\varphi_{\text{уд}}} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\varphi_{\text{уд}}} \varphi \right);$$

$$S' = \frac{S_{\max}}{\varphi_{\text{уд}}} \left( 1 - \cos \frac{2\pi}{\varphi_{\text{уд}}} \varphi \right);$$

$$S'' = \frac{2\pi}{\varphi_{\text{уд}}^2} \sin \frac{2\pi}{\varphi_{\text{уд}}} \varphi.$$

Для фазы  $\varphi_{\text{пр}}$  приближения толкателя можно использовать те же уравнения, производя отсчет угла  $\varphi$  от конца фазы в отрицательном направлении оси абсцисс.

Каждую из функций  $S(\varphi)$ ,  $S'(\varphi)$  и  $S''(\varphi)$  следует строить, используя известные графические методы, показанные на рис. 6.

График перемещений на каждой из фаз удаления и приближения представляет собой наклонную синусоиду, являющуюся алгебраической суммой ординат прямой, проходящей через начало координат и конец ординаты для  $\varphi = \varphi_{\text{уд}}$ , и ординат синусоиды с амплитудой  $h/2\pi$ . Построение наклонной синусоиды также показано на рис. 6.

Масштабные коэффициенты  $\mu_S$ ,  $\mu_{S'}$  и  $\mu_{S''}$  выбираются так же, как это рекомендуется в разд. 4.3.

#### 4.5. Закон постоянного ускорения

На рис. 7 представлены формулы для определения максимальных значений  $S'_{\max}$  аналога скорости и  $S''_{\max}$  аналога ускорения. График  $S(\varphi)$  перемещений толкателя на участках  $OB$ ,  $BA$ ,  $AB$ ,  $BO$  состоит из квадратных парабол, точное графическое построение которых описано в разделе 4.2. Масштабные коэффициенты  $\mu_S$ ,  $\mu_{S'}$  и  $\mu_{S''}$  определяются в соответствии с рекомендациями, приведенными в разделе 4.3.

#### 4.6. Движение толкателя по законам треугольника

Максимальные значения ординат на графиках  $S''(\varphi)$  и  $S'(\varphi)$  рассчитываются по формулам, представленным на рис. 8 и 9.

При построении графиков  $S'(\varphi)$  и  $S(\varphi)$  соответствующих законам треугольника, удобно использовать метод графического интегрирования, описание которого дано в разделе 4.1.

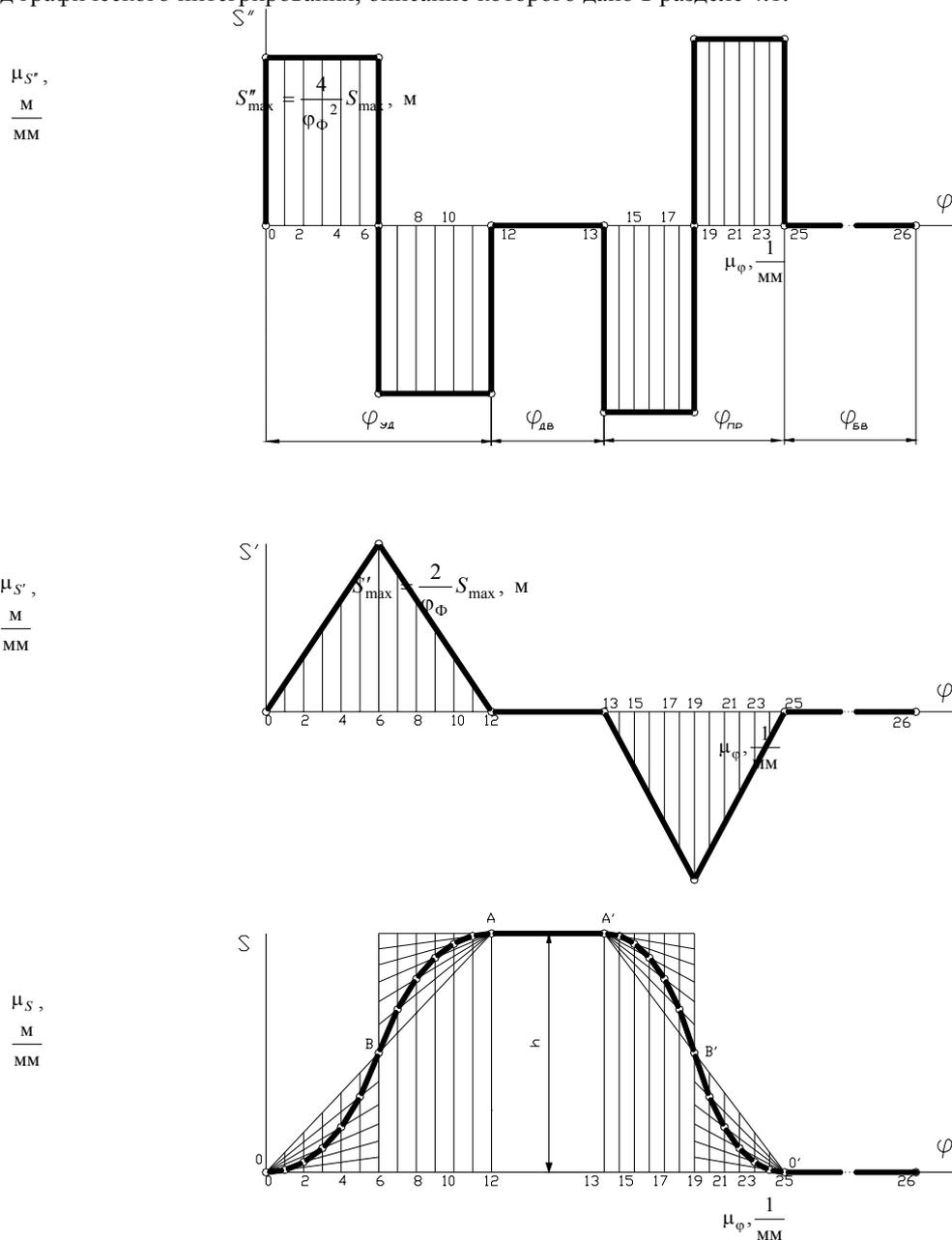


Рис. 7. Закон постоянного ускорения

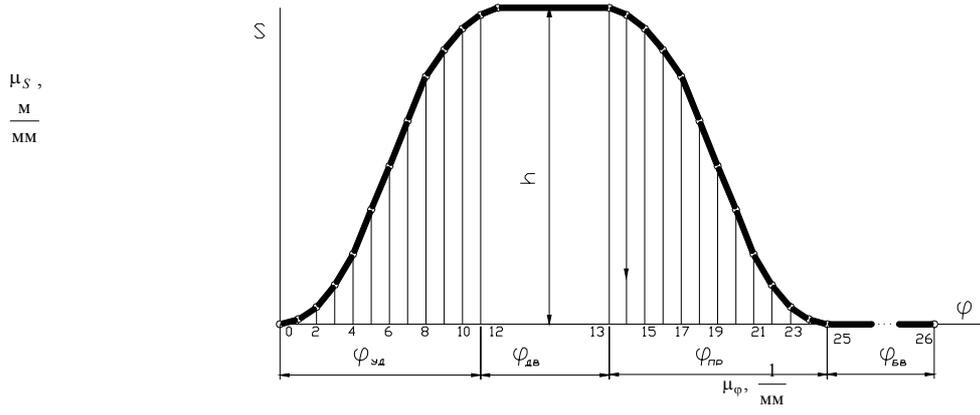
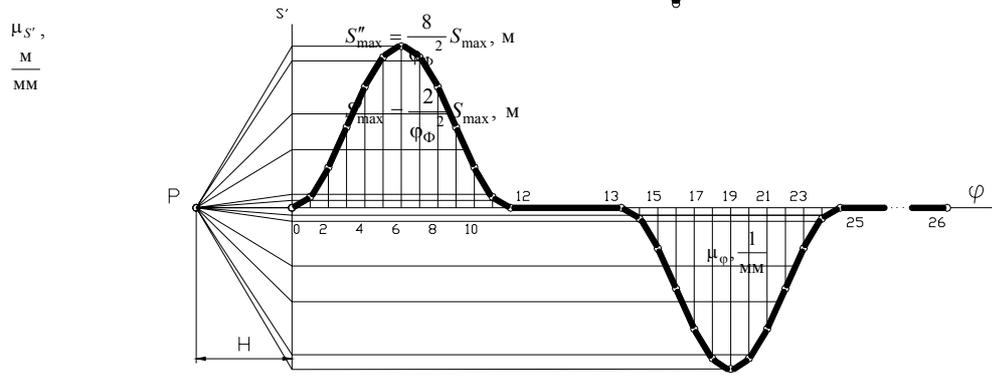
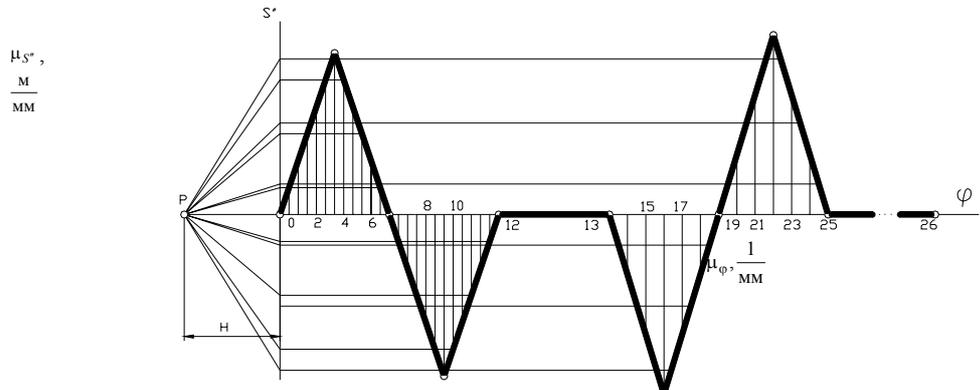


Рис. 8. Закон треугольника

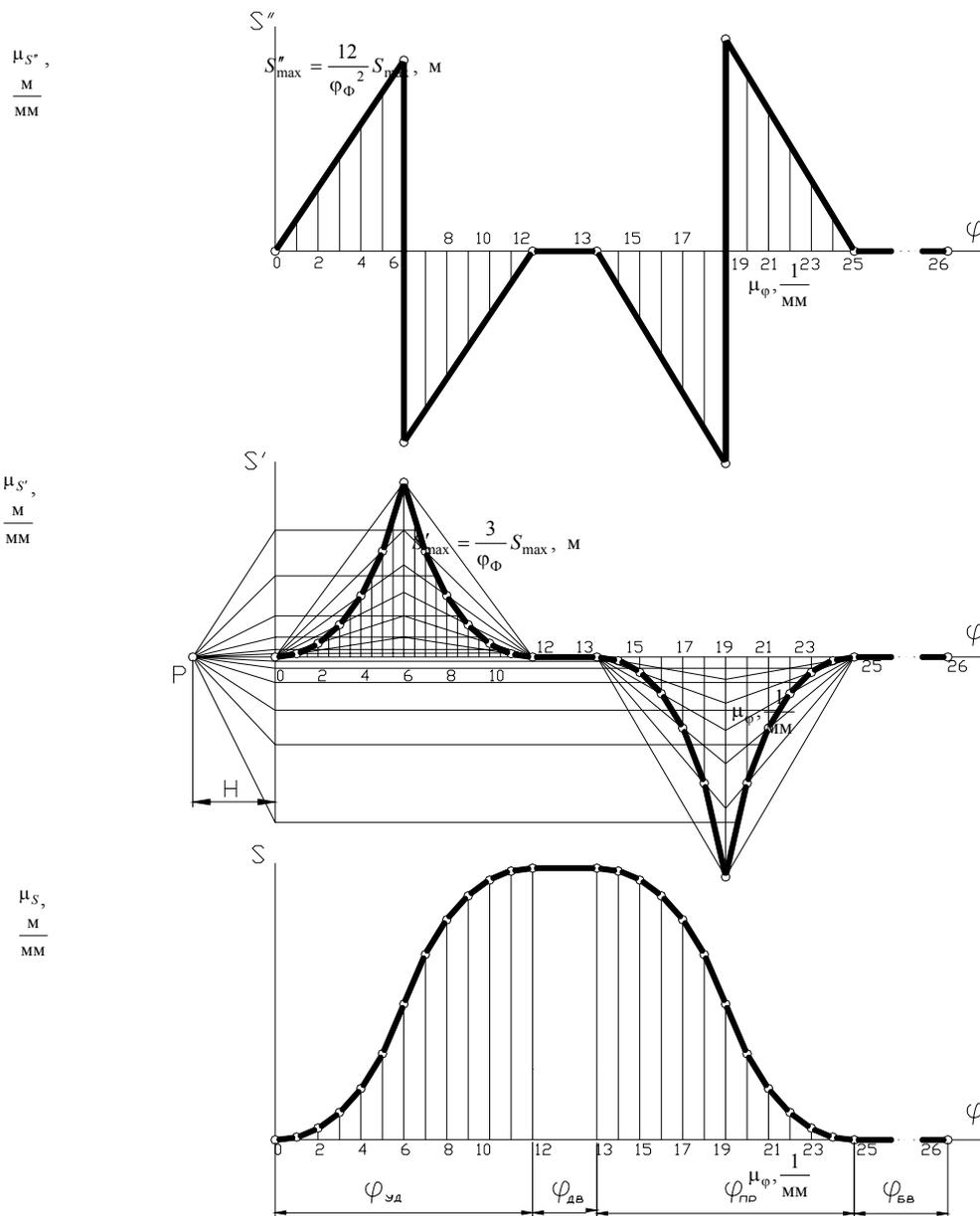


Рис. 9. Закон треугольника  
**5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЗВЕНЬЕВ  
 КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА**

**5.1. Механизм с вращающимся кулачком и  
 прямолинейно движущимся роликовым толкателем**

К основным размерам кулачковых механизмов, изображенных на рис. 1, *a* и рис. 2, *a*, относятся минимальный радиус  $r_{min}$  кулачка и эксцентриситет  $e$ . Эти размеры определяются из условия ограничения на углы давления: в любом положении кулачкового механизма угол давления не должен превышать максимально допустимой величины  $\gamma_{max}$ . Углом давления называется угол  $\gamma$  между нормалью  $n - n$  в высшей кинематической паре (см. рис. 1, *a*) и вектором линейной скорости точки  $B$  толкателя.

При силовом замыкании высшей кинематической пары (см. рис. 1, *a*) толкатель является ведомым звеном только на фазе удаления. Опускание толкателя (приближение его к центру кулачка) осуществляется за счет сил тяжести толкателя и связанных с ним звеньев (в том случае, когда толкатель находится сверху) или под действием пружины. Поэтому при определении основных размеров кулачкового механизма с силовым замыканием углы давления  $\gamma$  должны быть меньше допустимой величины  $\gamma_{max}$  только для фазы удаления.

При кинематическом замыкании (см. рис. 2, *a*) кулачок является ведущим звеном на всех фазах работы кулачкового механизма. Поэтому при определении основных размеров кулачкового механизма углы давления  $\gamma$  должны быть меньше допустимой величины  $\gamma_{max}$ , как на фазе удаления, так и на фазе приближения толкателя.

Для решения поставленной задачи используется график  $S(S')$  (рис. 10). По оси ординат этого графика от



## роликовым толкателем

К основным размерам кулачковых механизмов, изображенных на рис. 1, а и рис. 2, б, относятся минимальный радиус  $r_{\min}$  кулачка и межцентровое расстояние  $l_{OC}$ . Эти метрические параметры определяются из условия ограничения на углы давления.

При силовом замыкании высшей кинематической пары (см. рис. 1, б) углы давления  $\gamma$  должны быть меньше допустимой величины  $\gamma_{\max}$  только на фазе удаления толкателя. Максимальному углу давления  $\gamma_{\max}$  соответствует минимальный угол передачи  $\mu_{\min} = 90^\circ - \gamma_{\max}$ . Следовательно, углы передачи  $\mu$  в каждом положении кулачкового механизма на фазе удаления должны быть больше угла  $\mu_{\min}$ .

При кинематическом замыкании (рис. 2, б) углы передачи должны быть больше допустимого угла  $\mu_{\min}$  на фазах удаления и приближения толкателя.

Построение зон  $T$  и  $M$  возможных перемещений оси вращения кулачка соответственно при силовом и кинематическом замыкании высшей пары показано на рис. 11, где предполагается, что кулачок вращается по часовой стрелке.

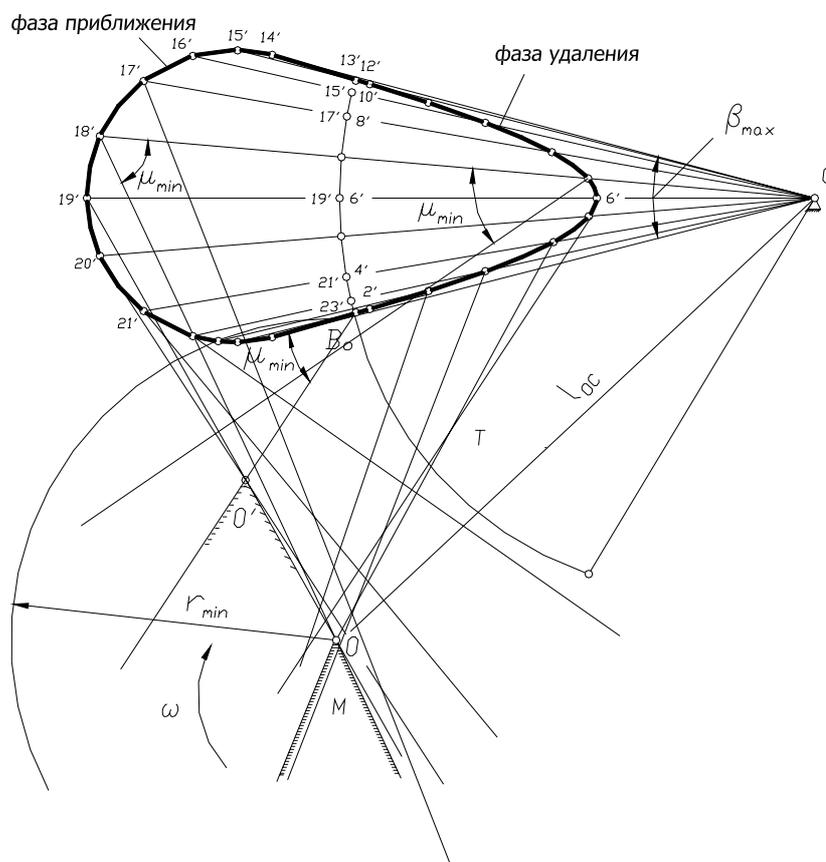


Рис. 11. Определение основных размеров кулачковых механизмов с качающимися роликовыми толкателями

*Рекомендации по выбору основных размеров механизма:*

- межцентровое расстояние  $l_{OC}$  следует выбирать таким, чтобы оно как можно меньше отличалось от длины толкателя  $l_T$ ;
- при выборе радиуса  $r_{\min}$  необходимо соблюдать условие посадки кулачка на вал, как указано в разд. 5.1;
- для обеспечения благоприятных условий технологического процесса изготовления кулачка и обработки его профиля желательно принимать  $r_{\min} \geq l_T \beta_{\max}$ ;
- с целью уменьшения габаритов механизма необходимо стремиться к уменьшению радиуса  $r_{\min}$ .

В каждом отдельном случае выбор метрических параметров кулачкового механизма должен быть обоснован и изложен в пояснительной записке.

### 5.3. Механизм с вращающимся кулачком и прямолинейно

### перемещающимся плоским толкателем

Во всех положениях кулачкового механизма (см. рис. 1, в) угол давления  $\gamma$  равен нулю. Поэтому радиус  $r_0$  кулачка (рис. 12, в) определяется из условия обеспечения выпуклости его профиля

$$\rho_k > r_0 + S + S'' > 0,$$

где  $\rho_k$  – текущий радиус кривизны кулачка (рис. 12, б).

После преобразования условие выпуклости будет иметь вид

$$r_0 > -(S + S'').$$

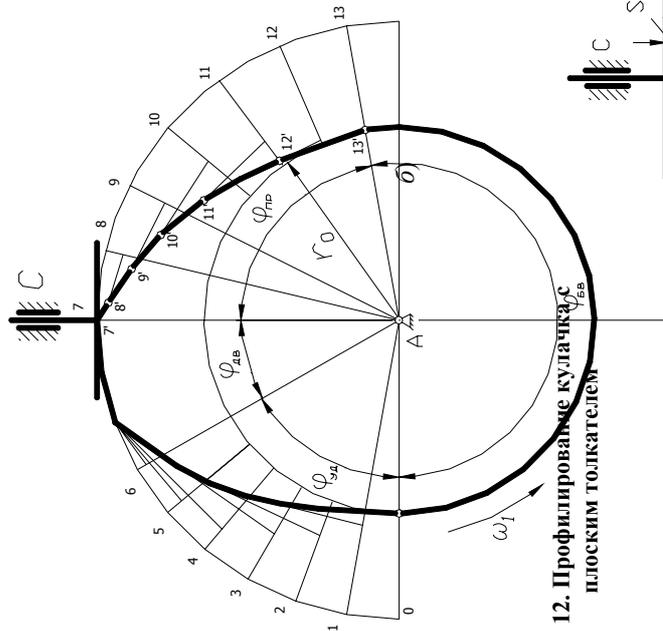
Складывая ординаты графика  $S(\varphi)$  (рис. 11, в) с ординатами графика  $S''(\varphi)$  (рис. 12, з) при равенстве масштабных коэффициентов  $\mu_S$  и  $\mu_{S''}$ , получают функцию  $[S + S''](\varphi)$ , наибольшее отрицательное значение которой ограничивает зону  $M$  возможных положений оси вращения кулачка (рис. 12, в).

### 6. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВ

При профилировании кулачков используется метод обращения движения, заключающийся в том, что всем звеньям кулачкового механизма условно сообщается вращение с угловой скоростью, равной скорости кулачка, но направленной в противоположную сторону. Таким образом, если кулачок вращался со скоростью  $+\omega_1$ , то скорость обращенного движения равна  $-\omega_1$ . В результате кулачок становится как бы неподвижным, а стойка получает подвижность и начинает вращаться относительно центра кулачка с угловой скоростью  $-\omega_1$ . Движение толкателя относительно профиля кулачка в действительном и обращенном движении одинаково.

Графические построения профилей кулачков показаны на рис. 12, а, рис. 13 и 14.

a)



б)

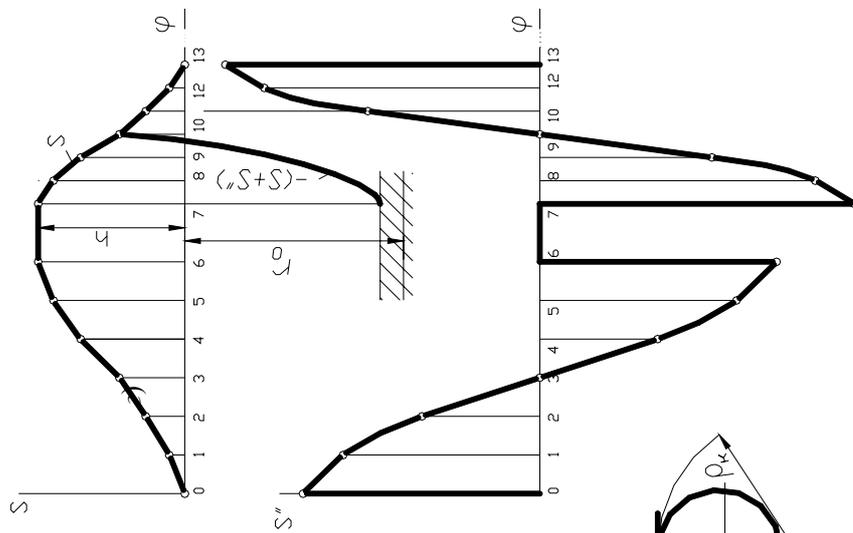
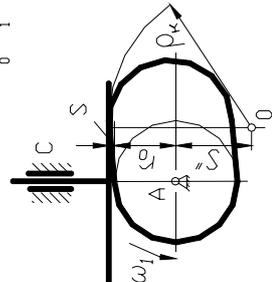


Рис. 12. Профилирование кулачка с плоским толкателем



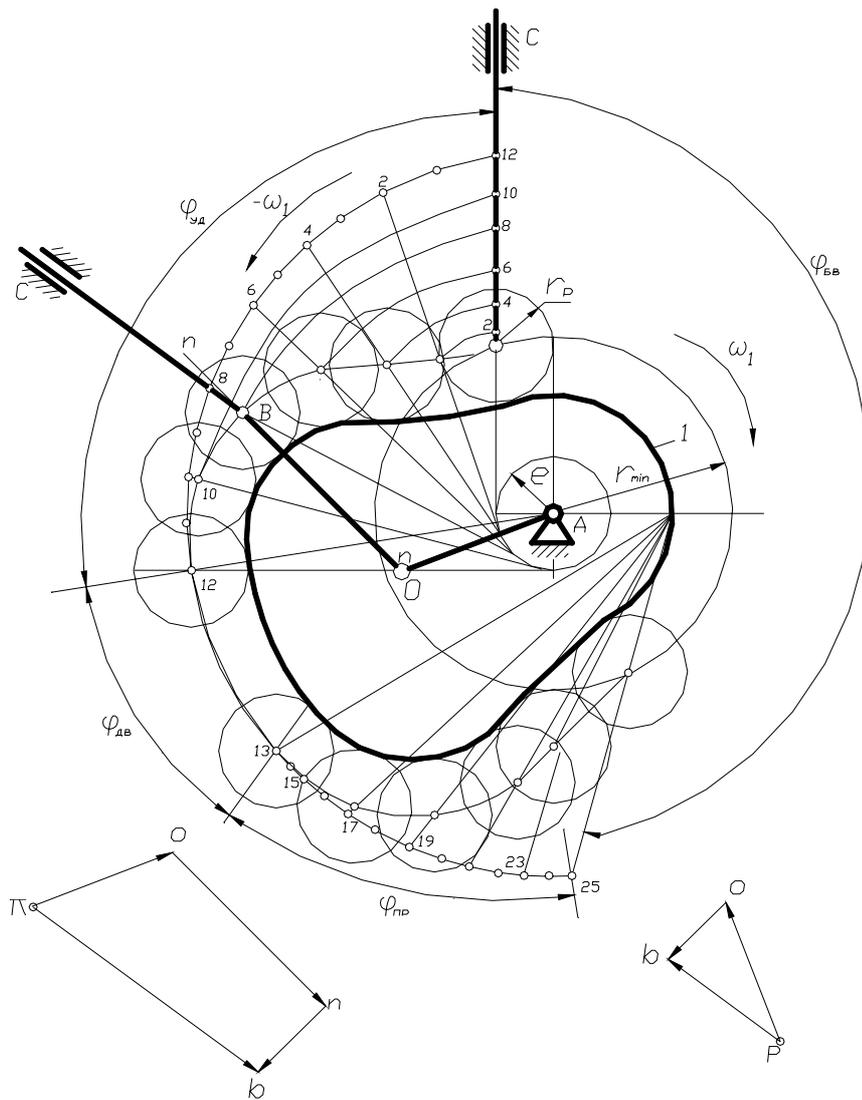


Рис. 13. Профилирование кулачка и кинематический анализ механизма с поступательно движущимся роликовым толкателем



$$\mu_v = \mu_1 \omega_1, \frac{\text{М}}{\text{с} \cdot \text{мм}}; \mu_a = \omega_1^2, \frac{\text{М}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}},$$

где  $\omega_1, \text{с}^{-1}$  – угловая скорость вращения кулачка.

Векторные уравнения, определяющие связь между скоростями звеньев заменяющих механизмов имеют вид

$$\vec{V}_B = \vec{V}_O + \vec{V}_{B/O}; \vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{B/C}.$$

Векторные уравнения, определяющие связь между ускорениями звеньев заменяющего механизма на рис. 13 имеют вид

$$\vec{a}_B = \vec{a}_O + \vec{a}_{B/O}^n + \vec{a}_{B/O}^t; \vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{B/C}.$$

На рис. 14  $\vec{a}_B = \vec{a}_O + \vec{a}_{B/O}^n + \vec{a}_{B/O}^t; \vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{B/C}^n + \vec{a}_{B/C}^t.$



