

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Московский Государственный Технический Университет

«МАМИ»

Кафедра « Теория механизмов и машин»

Петрова Т.М.

Балабина Т.А

Мамаев А.Н.

Одобрено

методической комиссией

общетехнических дисциплин

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовому проектированию по Теории механизмов и машин «Синтез кулачкового механизма» для студентов всех специальностей.

Доцент, к.т.н. Петрова Т.М.

Доцент, к.т.н. Балабина Т.А.

Профессор, к.т.н. Мамаев А.Н.

Методические указания к курсовому проектированию по Теории механизмов и машин «Синтез кулачкового механизма», для студентов всех специальностей.

Кол-во стр. ; рис. ...; М., МГТУ «МАМИ», 2010г

Цель данных методических указаний - определение основных размеров кулачковых механизмов и профилирование кулачков.

Методические указания предназначены для студентов всех специальностей МГТУ «МАМИ» при выполнении курсового проекта по «Теории механизмов и машин».

© Московский государственный технический университет «МАМИ».

© Татьяна Морицовна Петрова

© Балабина Татьяна Александровна

© Мамаев Алексей Николаевич

2010г.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Задачи синтеза кулачкового механизма
2. Исходные данные
3. Законы движения толкателя
4. Построение кинематических диаграмм
5. Определение основных размеров кулачкового механизма
 - а) дисковый кулачок с качающимся роликовым толкателем
 - б) дисковый кулачок с поступательно движущимся роликовым толкателем
 - в) цилиндрический кулачок с качающимся роликовым толкателем
 - г) цилиндрический кулачок с поступательно движущимся роликовым толкателем
 - д) дисковый кулачок с поступательно движущимся плоским толкателем
 - е) поступательно движущийся кулачок с качающимся роликовым толкателем.
6. Профилирование кулачка
 - а) профилирование дискового кулачка с качающимся роликовым толкателем.
 - б) профилирование дискового кулачка с поступательно движущимся смещённым роликовым толкателем.
 - в) профилирование дискового кулачка с поступательно движущимся плоским толкателем
 - г) профилирование поступательно движущегося плоского кулачка с качающимся роликовым толкателем.
 - д) профилирование пространственных кулачков
7. Построение графика углов давления
8. Приложение:

Графическое дифференцирование и интегрирование.
9. Оформление листа и расчётно-пояснительной записки
10. Литература

1. ЗАДАЧИ СИНТЕЗА КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

При проектировании кулачковых механизмов можно выделить следующие основные этапы:

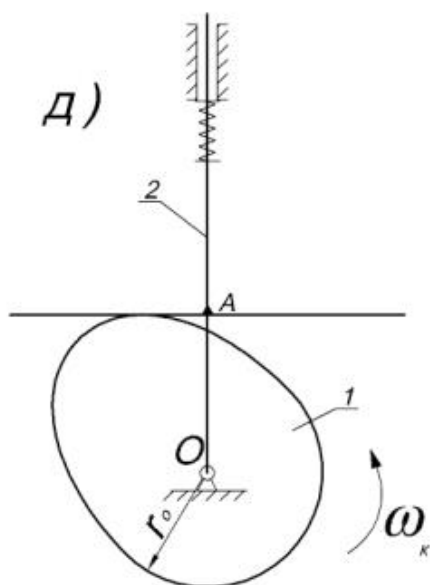
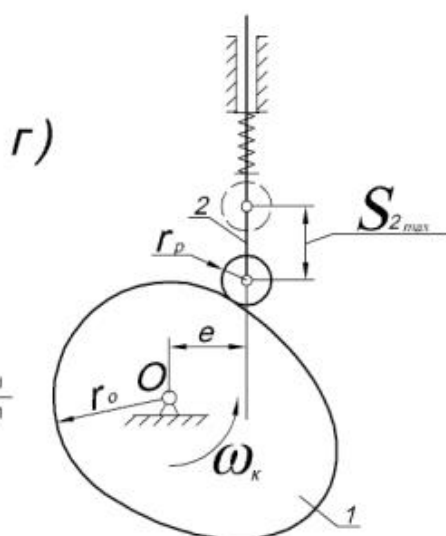
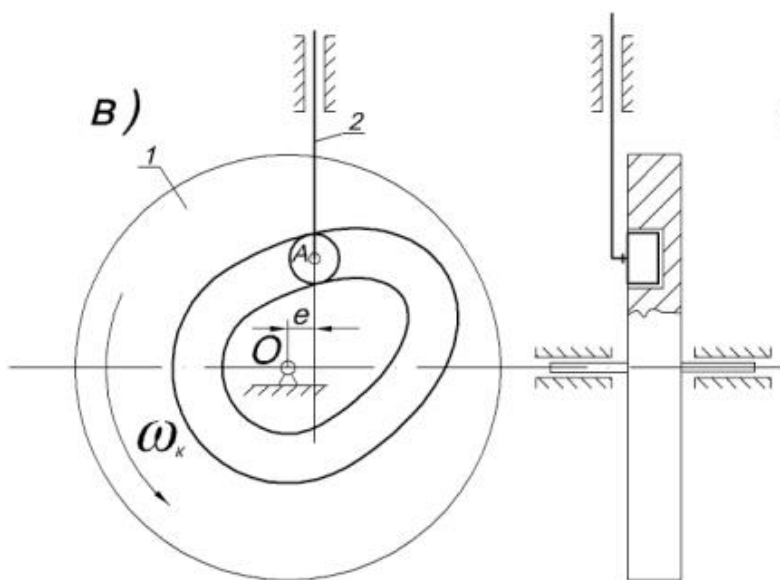
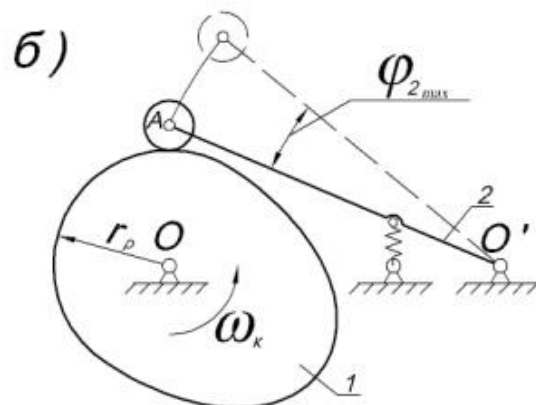
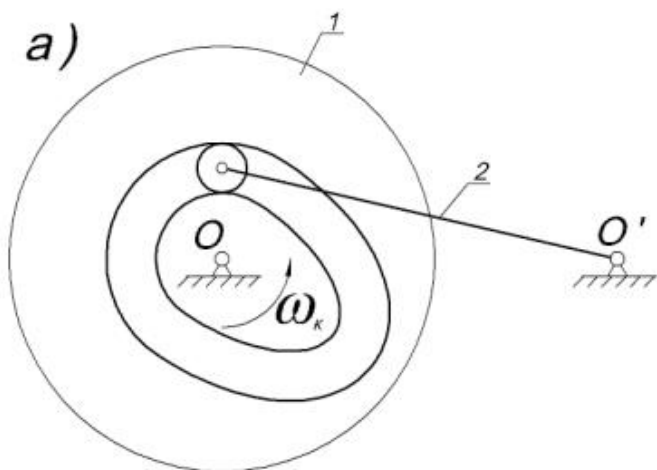
1. Выбор схемы механизма.
2. Выбор закона движения выходного звена - толкателя в функции обобщенной координаты - угла поворота или перемещения кулачка.
3. Определение основных размеров механизма.
4. Профилирование кулачка.

В исходных данных на курсовой проект задаются схема кулачкового механизма с указанием размеров некоторых из его звеньев и закон движения толкателя, поэтому задача синтеза кулачкового механизма сводится к определению основных размеров кулачкового механизма и к построению профиля кулачка, обеспечивающего движение толкателя по требуемому закону.

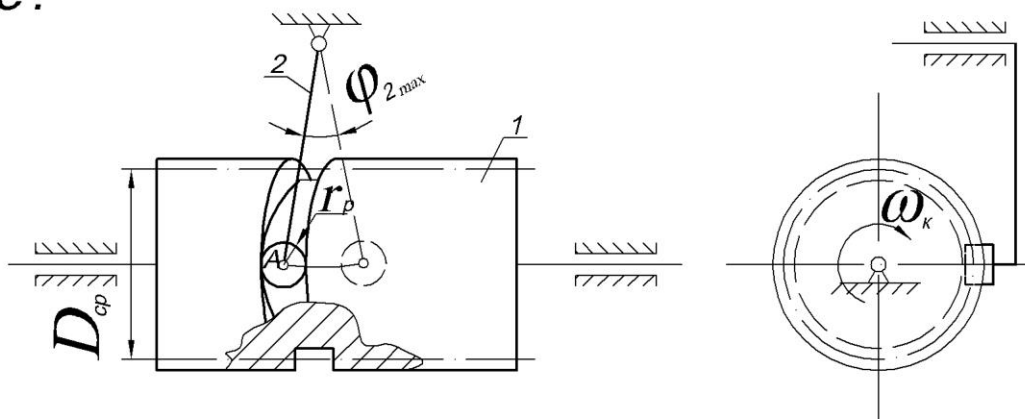
2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

I. Схема кулачкового механизма (рис.1):

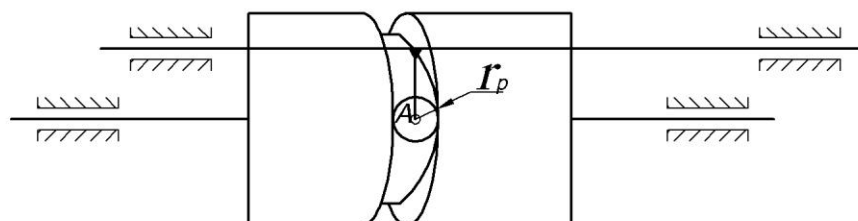
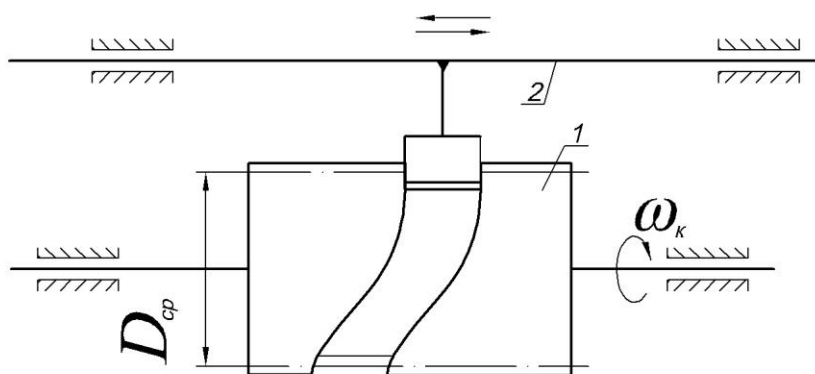
- а) механизм с плоским пазовым кулачком и качающимся роликовым толкателем (кинематическое замыкание высшей пары),
- б) механизм с дисковым кулачком и качающимся роликовым толкателем (силовое замыкание высшей пары),
- в) механизм с плоским пазовым кулачком и поступательно движущимся роликовым толкателем (кинематическое замыкание),
- г) механизм с дисковым кулачком и поступательно движущимся роликовым толкателем (силовое замыкание),
- д) механизм с дисковым кулачком и поступательно движущимся плоским толкателем (силовое замыкание),
- е) механизм с цилиндрическим пазовым кулачком и качающимся роликовым толкателем (кинематическое замыкание),



е.



ж.



з.

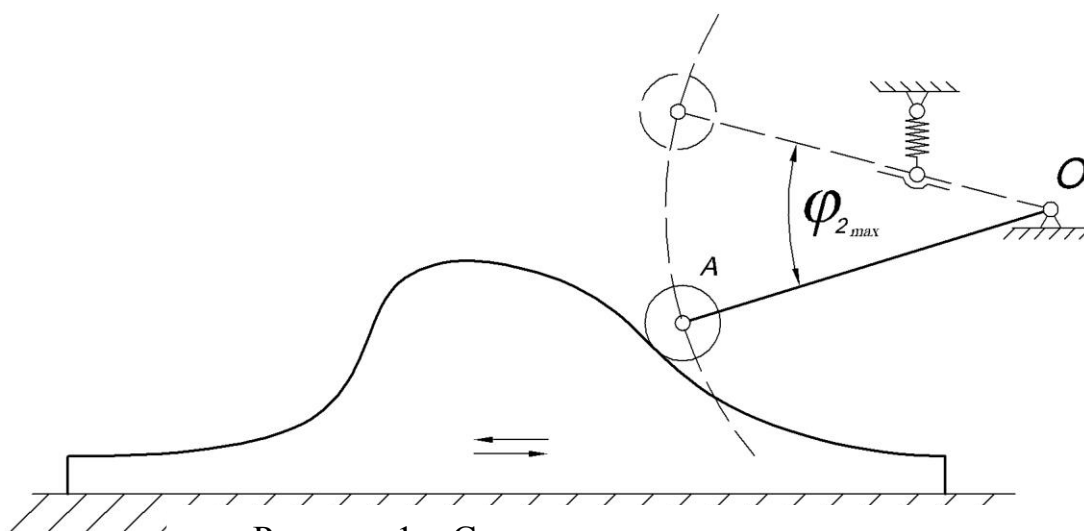


Рисунок 1 – Схемы кулачковых механизмов

ж) механизм с цилиндрическим пазовым кулачком и
поступательно движущимся роликовым толкателем
(кинематическое замыкание),

з) механизм с поступательно движущимся кулачком и качающимся
роликовым толкателем (силовое замыкание).

2. Размеры кулачкового механизма.

В механизмах с качающимся толкателем:

$l_{O'A}$ - длина толкателя,

$\varphi_{2\max}$ - угловой ход толкателя (размах),

r_p - радиус ролика толкателя,

В механизмах с поступательно движущимся толкателем:

$S_{2\max}$ - ход толкателя,

e - смещение центра вращения кулачка относительно траектории центра
ролиka толкателя.

3. Фазовые углы поворота кулачка:

$\varphi_{\Pi}; S_{\Pi}$ - фаза подъёма,

$\varphi_{\text{ВВ}}; S_{\text{ВВ}}$ - фаза верхнего выстоя,

$\varphi_o; S_o$ - фаза опускания,

$\varphi_{\text{НВ}}; S_{\text{НВ}}$ фаза нижнего выстоя

$$\varphi_{\text{I}} + \varphi_{\text{AA}} + \varphi_{\text{I}} + \varphi_{\text{I A}} = 360^0,$$

$$S_{\Pi} + S_{\text{ВВ}} + S_o + S_{\text{НВ}} = S_{\text{кул}}.$$

4. Закон движения толкателя на фазе подъёма (на фазе опускания принять
обратный закон движения толкателя).

Закон движения толкателя задан в виде закона изменения аналога
ускорения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка (при качающемся

толкателе задан закон изменения аналога тангенциальной составляющей ускорения центра ролика толкателя).

5. Значение максимально допустимого угла давления (при силовом замыкании - на фазе подъема, при кинематическом замыкании - на фазе подъема и на фазе опускания) ϑ_{don} .

Требуется:

I. По заданному закону изменения аналога ускорения толкателя, применяя метод графического интегрирования, построить график изменения аналога скорости и график перемещения толкателя. Рассчитать масштабы по осям графиков.

2. Графически определить начальный радиус кулачка, учитывая допустимый угол давления или условие выпуклости профиля кулачка.

3. Применяя метод обращения движения, построить профиль кулачка.

4. Построить график изменения угла давления для фазы подъема.

3. ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ

Законом движения толкателя называется функция перемещения (линейного или углового) толкателя, а также одна из ее производных, взятых по времени или обобщенной координате - перемещению ведущего звена (кулачка); таким образом, законы движения толкателя могут быть заданы одной из следующих функций:

а) для механизма с поступательно движущимся толкателем:

$$\begin{aligned} S_2 &= S_2(t); & S_2 &= S_2(\varphi_1); \\ V_2 &= V_2(t); & S'_2 &= \frac{dS_2}{d\varphi_1} = S'_2(\varphi_1); \\ a_2 &= a_2(t); & S''_2 &= \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = S''_2(\varphi_1); \end{aligned}$$

здесь S_2, V_2, a_2 - соответственно перемещение, скорость и ускорение поступательно движущегося толкателя; t - время, φ_1 - угол поворота кулачка, S'_2 - аналог скорости толкателя, S''_2 - аналог ускорения толкателя;

б) для механизмов с качающимся толкателем:

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \varphi_2(t); & \varphi_2 &= \varphi_2(\varphi_1); \\ \text{или} \quad S_{A_2} &= S_{A_2}(t); & S_{A_2} &= S_{A_2}(\varphi_1); \\ \omega_2 &= \omega_2(t); & \varphi'_2 &= \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \varphi'_2(\varphi_1); \\ V_{A_2} &= V_{A_2}(t); & S'_{A_2} &= \frac{dS_{A_2}}{d\varphi_1} = S'_{A_2}(\varphi_1); \\ \varepsilon_2 &= \varepsilon_2(t); & \varphi''_2 &= \frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} = \varphi''_2(\varphi_1); \\ a_{A_2} &= a_{A_2}(t); & S''_{A_2} &= \frac{d^2S_{A_2}}{d\varphi_1^2} = S''_{A_2}(\varphi_1), \end{aligned}$$

где φ_2 - угол поворота толкателя, S_{A_2} - перемещение точки A (центра ролика) толкателя, измеренное по дуге; ω_2 - угловая скорость толкателя, φ'_2 - аналог угловой скорости толкателя, V_{A_2} - скорость центра ролика толкателя,

S'_{A_2} - аналог скорости точки A толкателя, ε_2 - угловое ускорение толкателя, φ''_2 - аналог углового ускорения толкателя; a_{A_2} - тангенциальная составляющая ускорения точки A толкателя, S''_{A_2} - аналог тангенциальной составляющей ускорения точки A толкателя; φ_1 - угол поворота кулачка.

Аналоги скорости и ускорения связаны с величинами скоростей и ускорений следующими зависимостями:

$$V_2 = S'_2 \omega_1, \quad \omega_2 = \varphi'_2 \omega_1, \quad a_2 = S''_2 \omega_1^2, \quad \varepsilon_2 = \varphi''_2 \omega_1^2,$$

где ω_1 - угловая скорость равномерно вращающегося кулачка.

При проектировании кулачкового механизма с динамической точки зрения целесообразно исходить из закона изменения ускорения толкателя, так как именно ускорения определяют силы инерции, возникающие при работе механизма.

Различают три группы законов движения, характеризующиеся следующими особенностями:

1. движение толкателя сопровождается жёсткими ударами,
2. движение толкателя сопровождается мягкими ударами,
3. движение толкателя происходит без ударов.

Очень часто по условиям производства необходимо движение толкателя с постоянной скоростью. На рис.2 показаны графики изменения аналогов скорости и ускорения для этого случая.

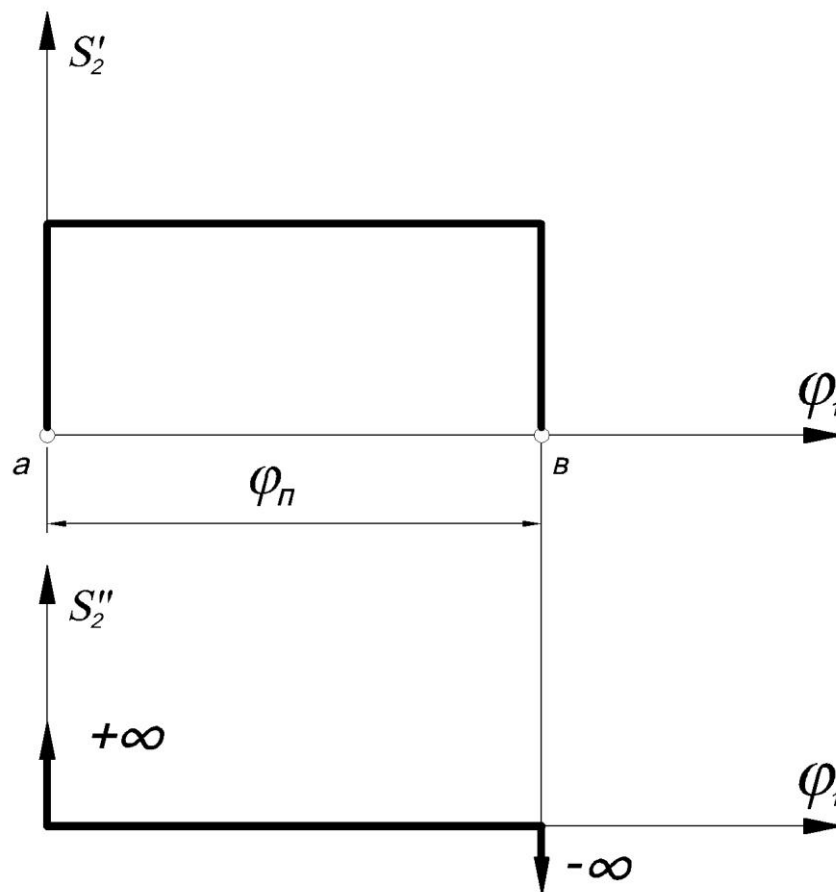


Рисунок 2 -

В месте скачкообразного изменения скорости (в точках “а” и “в”) ускорение теоретически достигает бесконечности, бесконечно большими должны быть и динамические нагрузки. Практически вследствие упругости звеньев бесконечно большой динамической нагрузки не получается, но величина ее оказывается всё-таки очень большой. Такие удары называются "жесткими" и допустимы только в тихоходных механизмах и при малых весах толкателя.

Мягкими ударами сопровождается работа кулачкового механизма, если функция скорости не имеет разрыва, но разрыв непрерывности претерпевает функция ускорения (или аналога ускорения) толкателя (рис. 3а, д). Мгновенное изменение ускорения на конечную величину вызывает резкое изменение динамических усилий, которое также проявляется в виде удара. Однако эти удары менее опасны.

Кулачковый механизм работает плавно, без ударов, если функции скорости и ускорения толкателя не претерпевают разрыва, изменяются плавно и при условии, что скорости и ускорения в начале и в конце движения равны нулю (рис. 3 б-г).

Закон движения толкателя может быть задан как в аналитической форме - в виде уравнения, так и в графической - в виде диаграммы.

В заданиях на курсовой проект встречаются следующие законы изменения аналогов ускорений центра ролика толкателя на фазе подъема (рис. 3), заданные в виде диаграмм:

а) Равноускоренный закон изменения аналога ускорения толкателя.

Здесь $(y_S'')_{\dot{\varphi}_1}$ и $(y_S'')_{\dot{\varphi}_2}$ - соответственно положительные и отрицательные ординаты графика аналога ускорений; $\varphi_{\dot{\varphi}_1}$ и $\varphi_{\dot{\varphi}_2}$ — углы поворота кулачка, соответствующие положительному и отрицательному ускорениям на фазе подъема.

При проектировании кулачков двигателей внутреннего сгорания задается соотношение

$$\nu = \frac{(y_{S''})_{\dot{I} 1}}{(y_{S''})_{\dot{I} 2}} = \frac{\varphi_{\ddot{I} 2}}{\varphi_{\ddot{I} 1}}, \quad \text{причём } \nu > 1$$

и углы $\varphi_{\dot{I} 1}$ и $\varphi_{\dot{I} 2}$ определяются из соотношений:

$$\varphi_{\ddot{I} 1} = \frac{\varphi_{\dot{I}}}{1 + \nu}, \quad \varphi_{\ddot{I} 2} = \frac{\varphi_{\dot{I}} \cdot \nu}{1 + \nu}$$

Для всех остальных схем $\nu = 1$, т.е. принимается закон движения $\pm \hat{e}$.

Как указывалось выше, при равноускоренном законе движения толкателя проектируемый кулачковый механизм будет испытывать мягкие удары в начале и в конце каждого из интервалов $0 < \varphi_1 < \varphi_{\dot{I} 1}$ и $\varphi_{\dot{I} 1} < \varphi_1 < \varphi_{\dot{I}}$.

При проектировании кулачков двигателя внутреннего сгорания выбирают $\nu > 1$, чтобы уменьшить отрицательное ускорение, т.к. оно создает силу, отбрасывающую толкатель от кулачка, которая должна быть уравновешена пружиной.

б) Треугольный закон изменения аналога ускорения ($\pm \Delta$) обеспечивает безударную работу кулачкового механизма.

в) Трапецеидальный закон изменения аналога ускорения (\pm трап.) обеспечивает также безударную работу механизма.

Чтобы не получить слишком затяжного начального периода подъема толкателя, проекция наклонных участков трапеции не должна превышать $\left(\frac{1}{10} \dots \frac{1}{12}\right) \varphi_{\dot{I}}$. Тогда на участки с постоянным ускорением остается $\left(\frac{3}{5} \dots \frac{2}{3}\right) \varphi_{\dot{I}}$.

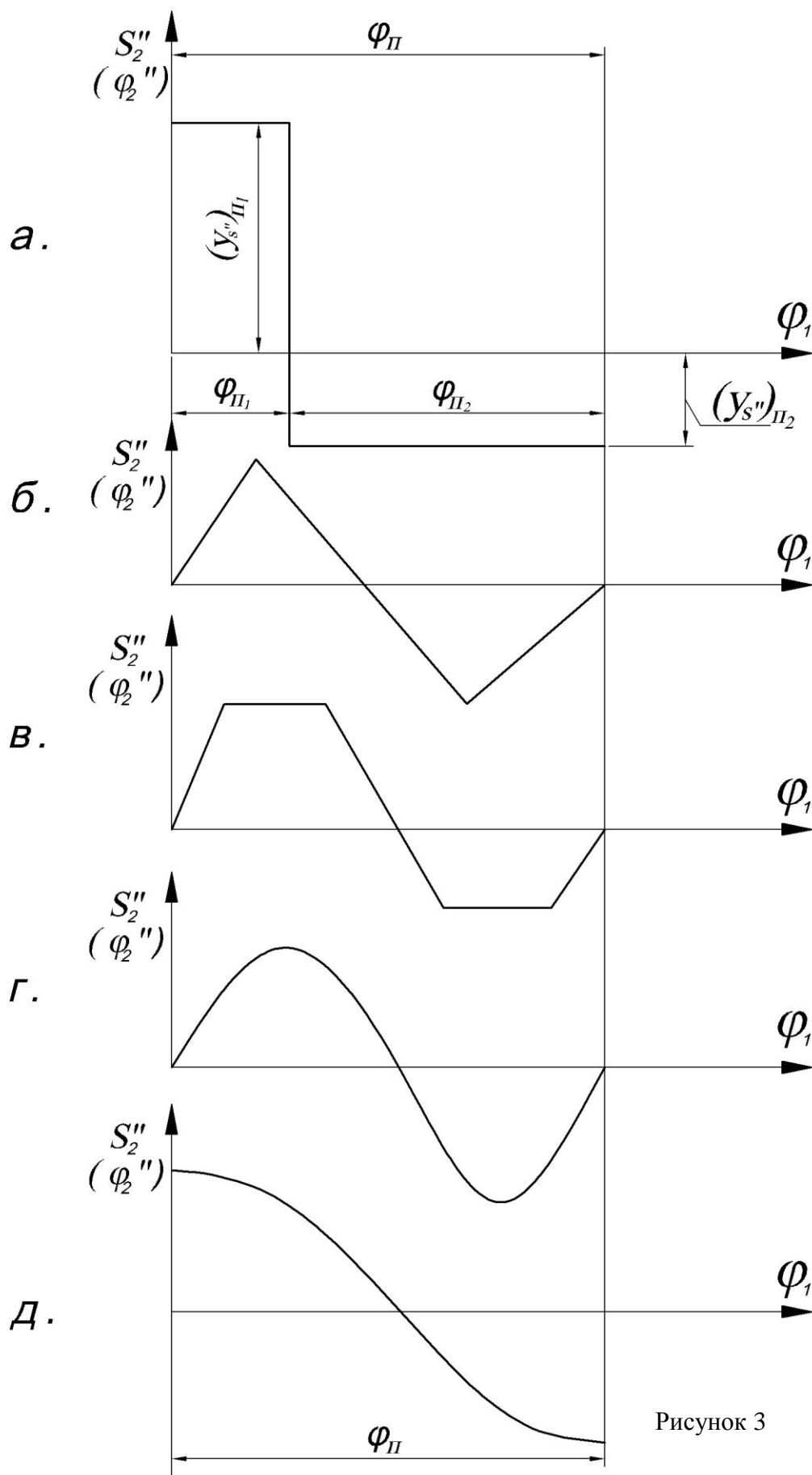
г) Синусоидальный закон изменения аналога ускорения

$\left[\hat{e} \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_{\dot{I}}} \right]$ обеспечивает наибольшую плавность движения (характерным является то, что не только скорость и ускорение, но и производные более высокого порядка меняются плавно). Однако для этого закона движения максимальное ускорение при одинаковых $\varphi_{\dot{I}}$ и $S_{2\max}$ оказывается больше, чем в случае равноускоренного и трапецеидального законов изменения аналогов ускорений.

Недостатком этого закона движения является и то, что нарастание скорости в начале подъема, а следовательно, и сам подъем происходит медленно.

д) Косинусоидальный закон изменения аналога ускорения $\left[\hat{e} \cos \frac{\pi \varphi}{\varphi_I} \right]$

вызывает мягкие удары в начале и в конце хода толкателя. Однако при косинусоидальном законе происходит быстрое нарастание скорости в начале хода и быстрое ее убывание в конце, что желательно при работе многих кулачковых механизмов.



4. ПОСТРОЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ДИАГРАММ

Графики аналога ускорения, аналога скорости и график перемещения удобно поместить один под другим, откладывая по осям абсцисс одинаковый для всех трех графиков произвольный отрезок $x_{1об.}$ или $x_{\hat{e}\hat{o}\hat{e}.}$, изображающий в масштабе угол, соответствующий полному обороту (угол 360°) или перемещению кулачка. Отрезок делится на части, пропорциональные заданным углам $\varphi_{\dot{I}}, \varphi_{\hat{A}\hat{A}}, \varphi_{\dot{I}}, \varphi_{\dot{I}\hat{A}}$ или перемещениям $S_{\dot{I}}, S_{\hat{A}\hat{A}}, S_{\dot{I}}, S_{\dot{I}\hat{A}}$ (рис. 4).

Масштаб по оси абсцисс для всех трех графиков определяется как:

$$\mu_{\varphi} = \frac{2\pi}{x_{1об.}} \left[\frac{рад}{мм} \right] \quad \text{или} \quad \mu_{\varphi} = \frac{\varphi_{\dot{I}}}{x_{\dot{I}}} \left[\frac{\partial \dot{\alpha} \ddot{\alpha}}{\dot{\alpha} \dot{\alpha}} \right];$$

$$\mu = \frac{S_{кул}}{x_{кул}} \left[\frac{м}{мм} \right] \quad \text{или} \quad \mu_s = \frac{S_{\dot{I}}}{x_{\dot{I}}} \left[\frac{\dot{\alpha}}{\dot{\alpha} \dot{\alpha}} \right]$$

где $x_{1об.}$ - отрезок в мм, соответствующий на чертеже повороту кулачка на угол 2π , $x_{\hat{e}\hat{o}\hat{e}.}$ - отрезок в мм, соответствующий на чертеже перемещению кулачка на расстояние $S_{кул}$; $x_{\dot{I}}$ - отрезок в мм, соответствующий на чертеже повороту кулачка на угол $\varphi_{\dot{I}}$ или перемещению кулачка на расстояние $S_{\dot{I}}$.

Так как закон изменения аналога ускорения толкателя задается лишь по характеру, без указания конкретных числовых значений, то при построении графика аналога ускорения на угле $\varphi_{\dot{I}}$ или перемещения $S_{\dot{I}}$ наибольший аналог ускорения на чертеже можно изображать произвольным отрезком (рекомендуется 40...50 мм), соблюдая равенство площадей, ограниченных положительными и отрицательными ускорениями.

На рис. 4 в качестве примера показано построение графиков аналога ускорения, аналога скорости и графика перемещения толкателя при синусоидальном законе изменения аналога ускорения. Для построения синусоиды на угле $\varphi_{\dot{I}}$ или перемещении $S_{\dot{I}}$ делим соответствующий этому углу отрезок на несколько (рекомендуется - 12) равных частей и ординаты в

выбранных положениях определяем при помощи проектирования на ось ординат радиусов некоторой вспомогательной окружности. Окружность эта должна быть разделена на такое же число равных частей, как и угол $\varphi_{\dot{I}}$ или перемещение S_{II} , и проектируемые радиусы проведены в точки деления. Аналогично строится и косинусоида.

График аналога скорости на угле $\varphi_{\dot{I}}$ или перемещении S_{II} получаем интегрированием графика аналога ускорения, применяя графическое интегрирование по методу хорд (см. приложение). Максимальную ординату графика аналога скорости удобно выбирать равной 50...60 мм.

Аналогично, интегрируя график аналога скорости на угле $\varphi_{\dot{I}}$ или перемещении S_{II} , получаем график перемещения толкателя $[S_{A2}, \varphi_1]$.

Исходный график аналога ускорения толкателя строился в произвольном масштабе по оси ординат. Поэтому и графики аналога скорости и перемещения толкателя получились в неизвестных произвольных масштабах. Определение масштабов можем начинать лишь после построения графика перемещения. На этом графике ордината $y_{S_{A\max}}$ в некотором масштабе будет изображать максимальное перемещение толкателя. Тогда масштаб по оси ординат графика перемещения определяется по заданному перемещению центра ролика толкателя $S_{A2\max}$ как

$$\mu_S = \frac{S_{A2\max}}{y_{S_{A\max}}} \left[\frac{\dot{i}}{\dot{i} \dot{i}} \right].$$

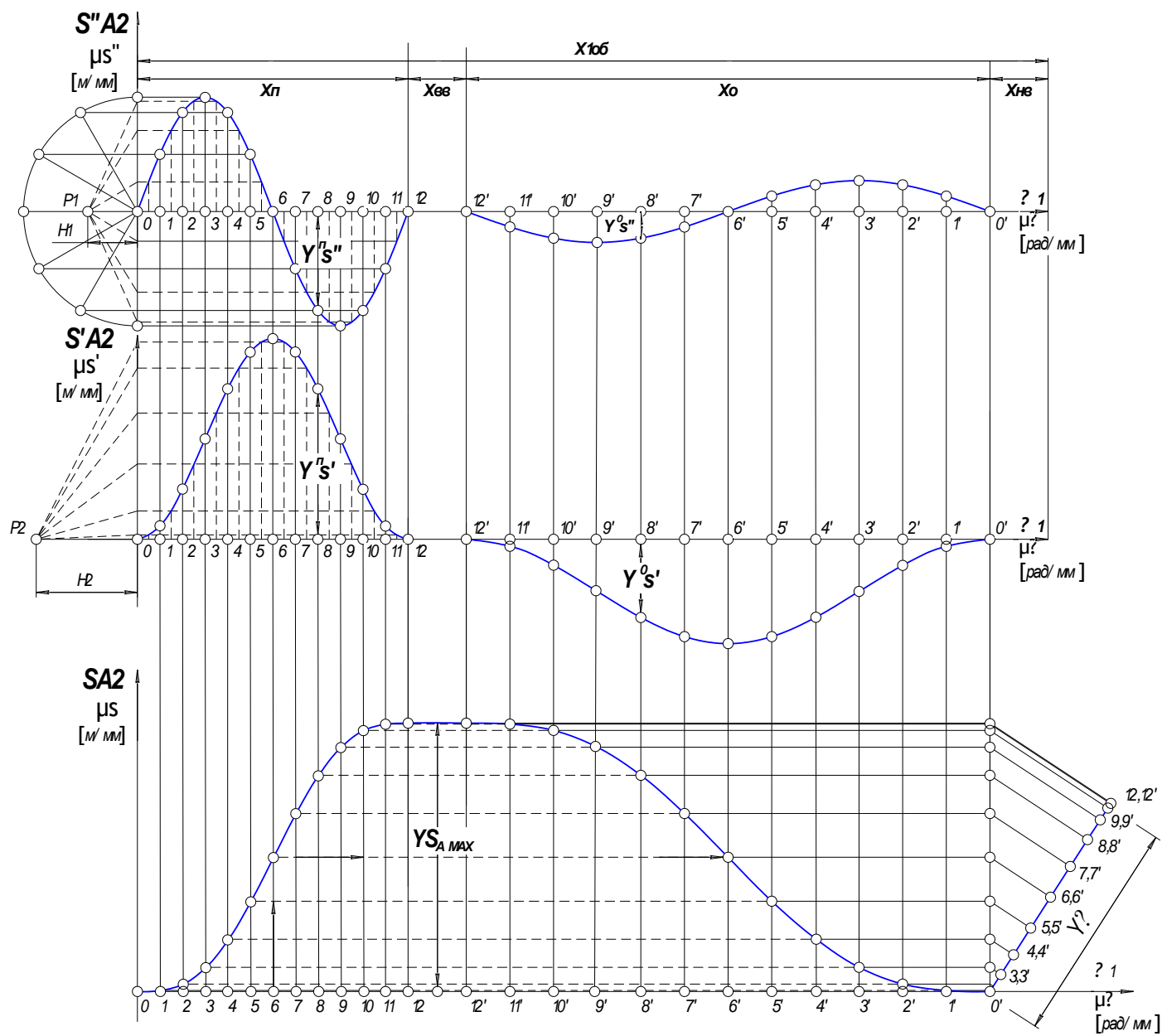


Рис.4

Для поступательно движущегося толкателя $S_{A_{2\max}}$ равно ходу толкателя $S_{2\max}$.

Для кулачкового механизма с качающимся толкателем

$$S_{A_{2\max}} = \varphi_{2\max} l_{O'A},$$

где $S_{A_{2\max}}$ - максимальное перемещение точки A толкателя, измеренное по дуге;

$\varphi_{2\max}$ - угловой ход толкателя (размах) в радианах;

$l_{O'A}$ - длина толкателя в метрах.

Масштабы по осям ординат графиков аналогов скоростей и аналогов ускорений получим, используя зависимость между масштабами при графическом дифференцировании (см. приложение):

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi \cdot H_2} \left[\frac{M}{MM} \right], \quad \mu_{S''} = \frac{\mu_{S'}}{\mu_\varphi \cdot H_1} \left[\frac{M}{MM} \right],$$

здесь H_1 и H_2 - полюсные расстояния (рис.4).

На фазе опускания φ_i графика перемещений для упрощения принимаем обратный закон движения толкателя. При этом условии для построения кривой на угле φ_i или перемещении S_o делим отрезок, соответствующий углу φ_i или перемещению S_o , на такое же число равных частей, как угол φ_i или перемещение S_o (т.е. на 12 равных частей), но нумеруем части угла φ_i или перемещения S_o в обратном направлении. В точках деления восстанавливаем перпендикуляры, на которые переносим без изменения одноименные ординаты графика перемещений на угле φ_i или перемещении S_o .

Ординаты графиков аналогов скорости и аналогов ускорения на угле φ_i или перемещении S_o определяем пересчетом соответствующих ординат графиков на угле φ_i или перемещении S_o :

$$Y_{S'}^{\hat{I}} = Y_{S'}^{\ddot{I}} \frac{\varphi_{\hat{I}}^{\ddot{I}}}{\varphi_{\hat{I}}} = Y_{S'}^{\ddot{I}} \cdot \frac{S_{\hat{I}}^{\ddot{I}}}{S_{\hat{I}}},$$

$$Y_{S''}^{\hat{I}} = Y_{S''}^{\ddot{I}} \left(\frac{\varphi_{\hat{I}}^{\ddot{I}}}{\varphi_{\hat{I}}} \right)^2 = Y_{S''}^{\ddot{I}} \left(\frac{S_{\hat{I}}^{\ddot{I}}}{S_{\hat{I}}} \right)^2,$$

где $Y_{S'}^{\ddot{I}}, Y_{S'}^0$ - соответственно ординаты графика аналога скорости на углах $\varphi_{\hat{I}}$ и $\varphi_{\hat{I}}$ или перемещениях S_{Π} и S_o в одноимённых положениях, $Y_{S''}^{\ddot{I}}, Y_{S''}^{\hat{I}}$ - соответственно ординаты графика аналога ускорения на углах $\varphi_{\hat{I}}$ и $\varphi_{\hat{I}}$ или перемещениях S_{Π} и S_o в одноимённых положениях.

Графики аналога скорости и аналога ускорения на угле $\varphi_{\hat{I}}$ могут быть получены и двукратным дифференцированием графика перемещений на этом угле с использованием тех же полюсных расстояний H_1 и H_2 , что и на угле $\varphi_{\hat{I}}$ (однако, графическое дифференцирование не обеспечивает точности построений).

Полученный график перемещений $[S_{A_2}, \varphi_1]$ используем для профилирования кулачка. Так как кулачок удобно строить в масштабе $\mu_{\ell} = 0,001 \left[\frac{\dot{i}}{\dot{i} \dot{i}} \right]$ (можно и в другом, но обязательно в машиностроительном масштабе), то перемещения, полученные на графике в произвольном масштабе μ_s , необходимо перевести в масштаб μ_{ℓ} . Для этого из точки O' графика перемещений под произвольным углом проводим прямую и на ней откладываем отрезок y_{ℓ} , равный $y_{\ell} = \frac{S_{A_{2MAX}}}{\mu_{\ell}} [\text{мм}]$ и изображающий в масштабе кулачка (μ_{ℓ}) максимальное перемещение точки A . Конец отрезка соединяем с точкой, соответствующей $y_{S_{A_{max}}}$, и затем параллельными прямыми

переводим в масштаб μ_ℓ , ординаты графика перемещений во всех выбранных 12 положениях механизма на углах $\varphi_{\dot{I}}$ и $\varphi_{\dot{I}}$ или перемещениях S_{II} и S_o .

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Основные размеры кулачковых механизмов (начальный радиус дискового кулачка, средний радиус цилиндрического кулачка, смещение, межосевое расстояние и пр.) определяются чаще всего из условия ограничения на углы давления или условия выпуклости профиля кулачка (для механизма с плоским толкателем).

Уменьшение начального радиуса дискового кулачка или среднего радиуса цилиндрического кулачка при прочих равных условиях ведет к увеличению углов давления. С увеличением углов давления увеличиваются силы, действующие на звенья механизма, снижается коэффициент полезного действия механизма, возникает возможность самоторможения (заклинивания механизма). Поэтому для обеспечения надежной работы кулачкового механизма необходимо так выбрать его основные размеры, чтобы угол давления ϑ ни в одном из положений не превышал некоторого допустимого значения ϑ_{don} .

При кинематическом замыкании, когда постоянство контакта звеньев, образующих высшую пару, осуществляется геометрически (конструктивным путем), кулачок является ведущим звеном и при подъеме толкателя и при его опускании. По этому при определении основных размеров кулачкового механизма с кинематическим замыканием исходят из выполнения условия, $\vartheta \leq \vartheta_{don}$ как на фазе подъема, так и на фазе опускания.

При силовом замыкании толкатель является ведомым звеном (т.е. движется под действием кулачка) только на фазе подъема. Опускание толкателя происходит за счет сил тяжести толкателя и связанных с ним звеньев или под действием пружины. Поэтому при определении основных размеров

кулачкового механизма с силовым замыканием исходят из выполнения условия $\vartheta \leq \vartheta_{don}$ только для фазы подъёма.

В кулачковом механизме с плоским толкателем угол давления во всех положениях остаётся постоянным. В частном случае, когда плоскость тарелки толкателя перпендикулярна к оси его движения, $\vartheta = 0$, так как линия действия силы со стороны кулачка на толкатель (без учета трения) параллельна скорости толкателя. Ограничивающим условием, положенным в основу определения начального радиуса кулачка с плоским толкателем, является условие выпуклости профиля кулачка, так как только выпуклый профиль может последовательно соприкасаться всеми своими точками с плоскостью.

а) Дисковый кулачок с качающимся роликовым толкателем (рис. 1.а, б).

При определении основных размеров $(r_0, l_{OO'})$ кулачкового механизма с дисковым кулачком и качающимся роликовым толкателем при кинематическом замыкании высшей пары (рис.1а) находим из условия, чтобы угол давления ни в одном из положений механизма не превышал $\vartheta_{don} = 45^\circ$.

Решение задачи проводим графически с помощью вспомогательной диаграммы $[S'_{A2}, S_{A2}]$ зависимости аналога скорости точки A толкателя от ее перемещения.

Для построения диаграммы из произвольной точки O' проводим дугу радиуса $l_{O'A}$ в масштабе μ_ℓ (рис.5). На этой дуге отмечаем точку A_0 - начальное положение центра ролика толкателя. От точки A_0 , пользуясь малыми растворами циркуля, переносим на дугу деления отрезка Y_ℓ , размечая траекторию центра ролика при его подъеме и опускании. Из полученных точек $A_1(A_{1'}), A_2(A_{2'}), A_3(A_{3'})...A_{12}(A_{12'})$ через точку O' проводим лучи, которые определяют положения толкателя, соответствующие выбранным

углам поворота кулачка. На лучах $O'A_1, O'A_2$ и т.д. откладываем повернутые на 90° по вращению кулачка отрезки $A_i D_i$ и $A_{i'} D_{i'}$, изображающие в масштабе μ_ℓ аналоги скорости

$$A_i D_i = \frac{(S'_{A_{2i}})^{\ddot{I}}}{\mu_\ell} [\dot{i} \dot{i}], \quad A_{i'} D_{i'} = \frac{(S'_{A_{2i}})^{\hat{I}}}{\mu_\ell} [\dot{i} \dot{i}],$$

где $(S'_{A_{2i}})^{\ddot{I}}$ и $(S'_{A_{2i}})^{\hat{I}}$ - аналоги скорости точки A толкателя

в рассматриваемых положениях механизма соответственно на углах $\varphi_{\dot{I}}$ и φ_o , определяемые по графику $[S'_{A2}, \varphi_1]$ как

$$(S'_{A_{2i}})^{\ddot{I}} = y_{S'_{A_{2i}}}^{\ddot{I}} \cdot \mu_{S'}, \quad [m]$$

$$(S'_{A_{2i}})^{\hat{I}} = y_{S'_{A_{2i}}}^{\hat{I}} \cdot \mu_{S'} \quad [\dot{i}].$$

При построении диаграммы $[S'_{A2}, S_{A2}]$ для фазы подъема на рис.5 полагаем, что кулачок вращается против часовой стрелки.

Через конец каждого из отрезков $A_i D_i, A_{i'} D_{i'}$ проводим лучи под углом $(90^\circ - \vartheta_{don})$ к соответствующему положению толкателя. Каждая пара лучей ограничивает область возможного расположения центров вращения кулачка, удовлетворяющих условию $\vartheta \leq \vartheta_{don}$ только для своего положения механизма. Чтобы угол давления ϑ , ни в одном положении механизма не превышал ϑ_{don} , необходимо центр вращения кулачка расположить в заштрихованной зоне, которая является общей для всех положений механизма, т.е. является искомым геометрическим местом возможного расположения центра вращения. Она ограничена с одной стороны ломаной линией

D_4O_1F , с другой стороны ломаной D_6O_1BC . Выбранное в допустимой зоне положение центра вращения кулачка определяет не только искомый начальный радиус центрального профиля кулачка, но и расстояние между центрами вращения кулачка и толкателя. Кулачковый механизм наименьших габаритов получим, если за центр вращения кулачка возьмем точку O_1 . При этом начальный радиус центрального профиля кулачка и межосевое расстояние определяются как

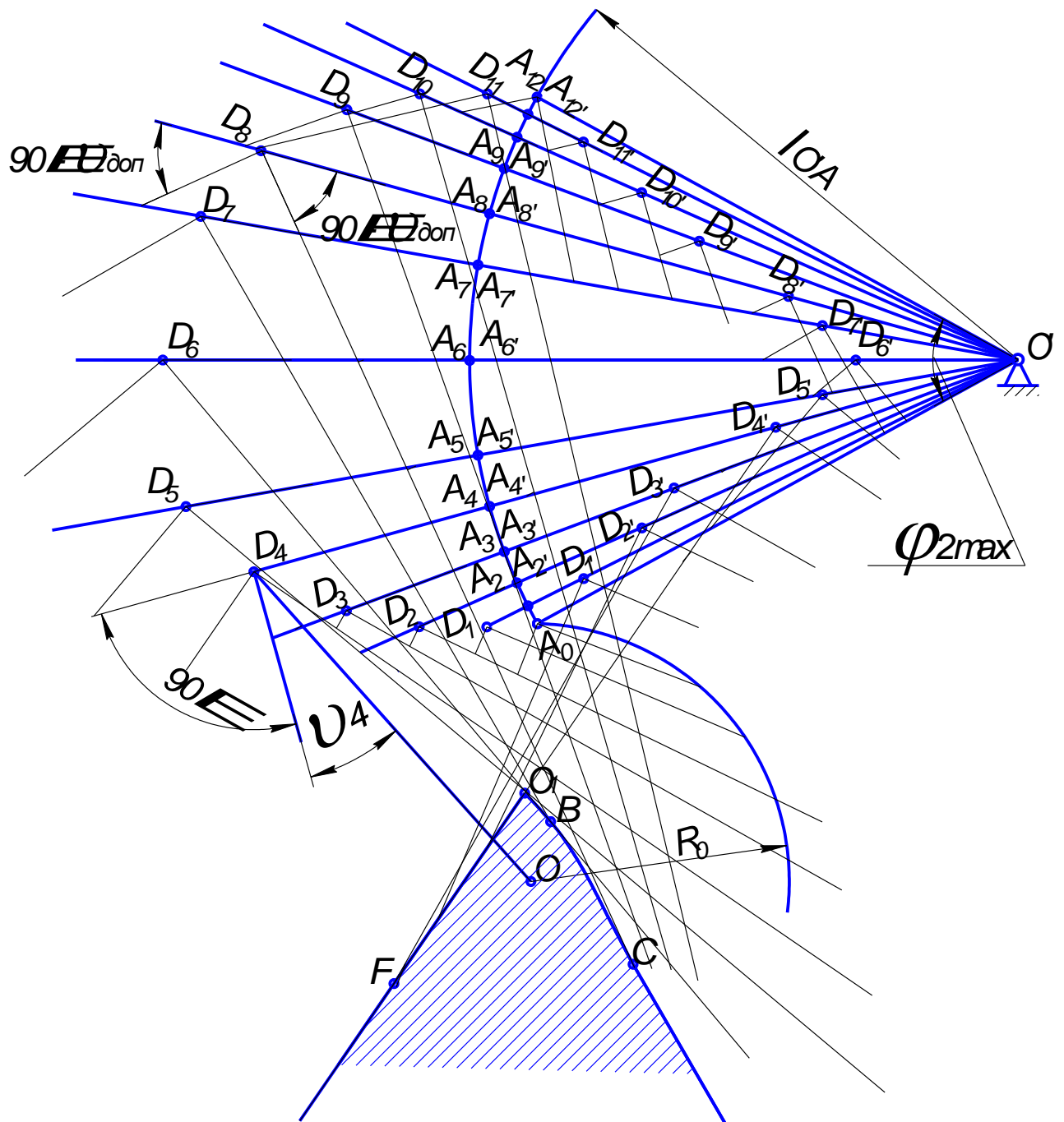


Рис.5

$$R_{i \min} = O_1 A_i \cdot \mu_\ell [\dot{i}]; \quad l_{O_1 O'} = O_1 O' \cdot \mu_\ell [\dot{i}].$$

Если полученная величина $R_{O \min}$, найденная по вершине заштрихованной области O_1 , недостаточна для установки кулачка на вал, то точка O - центр вращения кулачка - может быть выбрана внутри заштрихованной области, как это сделано на рис. 5. Тогда

$$R_i = O A_i \cdot \mu_\ell [\dot{i}]; \quad l_{OO'} = OO' \cdot \mu_\ell [\dot{i}].$$

Начальный радиус рабочего профиля

$$r_O = R_O - r_P.$$

При выборе центра вращения кулачка в точке O во всех положениях проектируемого механизма углы давления будут меньше ϑ_{don} . Это можно проверить, соединив любую точку D_i с точкой O . Прямая OD_i составляет с перпендикуляром к $A_i D_i$ угол давления ϑ_i . На рис.5 показано определение угла давления в четвертом положении (ϑ_4).

Из рис.5 видно, что через точки D_i, D_i' достаточно про водить лучи под углом ($\angle 90^\circ - \vartheta_{don}$) только в тех положениях коромысла, где аналоги скорости близки к максимальным значениям.

При силовом замыкании (рис.1б), когда условие $\vartheta \leq \vartheta_{don}$ должно выполняться при подъеме толкателя, диаграмма зависимости аналога скорости точки A толкателя от ее перемещения $[S'_{A_2}, S_{A_2}]$ строится только для фазы подъема. На рис.6 показано определение области возможного расположения центра вращения кулачка при силовом замыкании высшей пары. Эта область ограничена с одной стороны лучом I-I, проведенным через точку A_O , с другой стороны ломаной $D_5 O_1 BCF$. Как и в предыдущем случае, кулачковый

механизм наименьших габаритов получим, если за центр вращения кулачка возьмем точку O_1 . Тогда

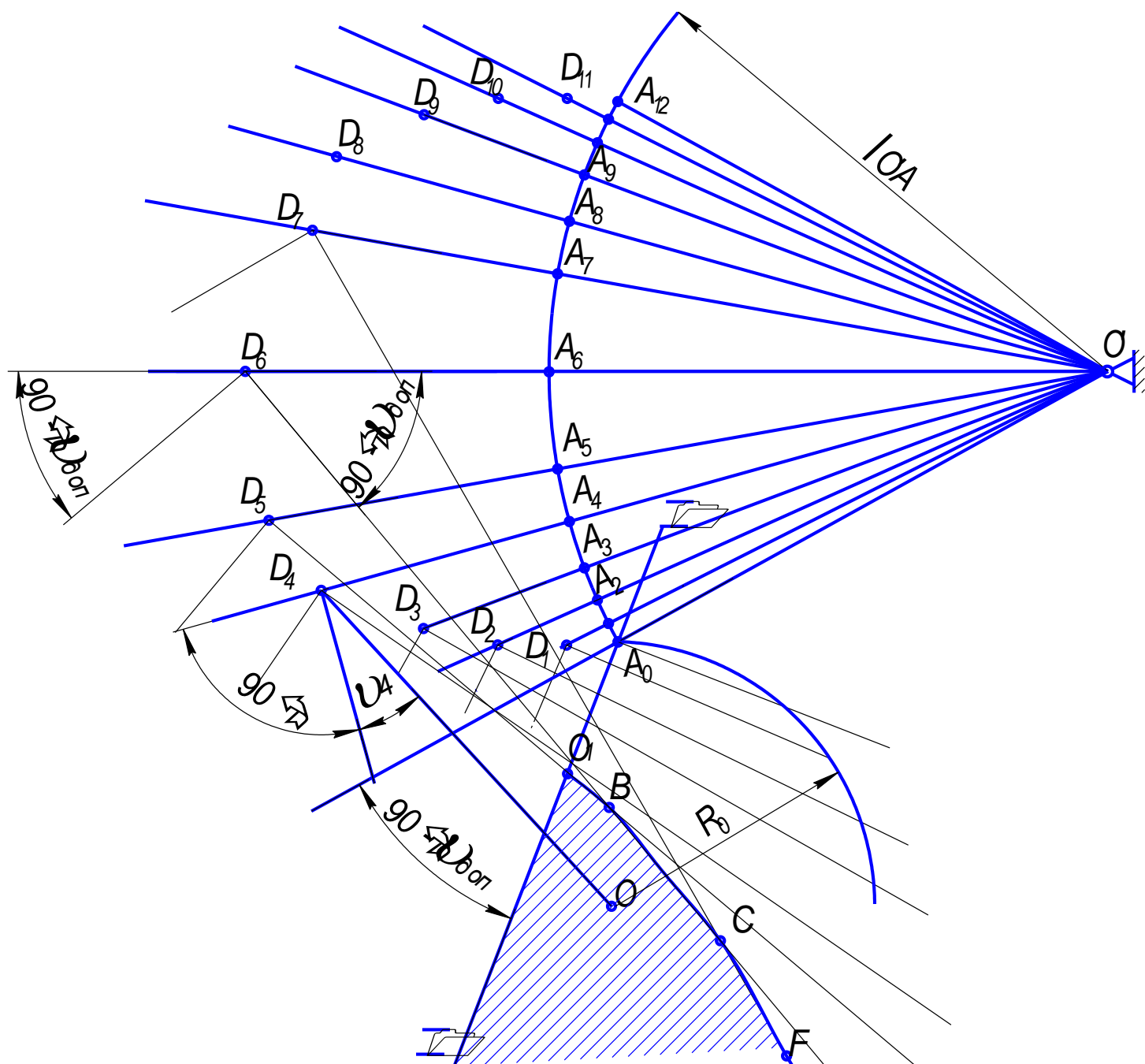


Рис.6

$$R_{i \min} = O_1 A_i \cdot \mu_\ell [\dot{i}]; l_{O_1 O'} = O_1 O' \cdot \mu_\ell [\dot{i}].$$

При выборе центра вращения кулачка в точке O получим соответственно

$$R_O = O A_O \cdot \mu_\ell [\dot{i}]; l_{O O'} = O O' \cdot \mu_\ell [\dot{i}],$$

$$r_O = R_O - r_P.$$

б) Дисковый кулачок с поступательно движущимся роликовым толкателем (рис. 1. в, г).

При определении основных размеров (r_O, e) кулачкового механизма с дисковым кулачком и поступательно движущимся роликовым толкателем при кинематическом замыкании (рис.1в) высшей пары исходим из условия, чтобы угол давления ни в одном из положений механизма не превышал $\vartheta_{don} = 30^\circ$.

При графическом решении этой задачи используем график зависимости величины аналога скорости толкателя S'_2 от его перемещения S_2 $[S'_2 = S'_2(S_2)]$. По оси ординат графика $S'_2 = S'_2(S_2)$ откладываем перемещение точки A толкателя в масштабе μ_ℓ (отрезок y_ℓ с соответствующей разметкой), по оси абсцисс – отрезки $A_i D_i$, изображающие также в масштабе μ_ℓ аналоги скорости

$$A_i D_i = \frac{S'_{2i}}{\mu_\ell} [\dot{i} \dot{i}], \text{ где } S'_{2i} = y_{S'_{2i}} \cdot \mu_{S'} [\dot{i}].$$

Для определения направления, в котором надо откладывать отрезки $A_i D_i$ от точек A_i при подъёме и опускании толкателя, следует аналог скорости в соответствующем положении повернуть на 90° по вращению кулачка. На рис.7 предполагается, что кулачок вращается против часовой стрелки.

Через концы каждого из отрезков $A_i D_i$ проводим пару лучей под углом $\angle 90^\circ - \vartheta_{don}$ к $A_i D_i$ (на рис.7 показано для девятого положения). Каждая пара лучей ограничивает геометрическое место центров вращения кулачка, удовлетворяющих условию $\vartheta \leq \vartheta_{don}$ только для своего положения механизма. Чтобы угол давления ϑ ни в одном положении механизма не превышал ϑ_{don}

–необходимо центр вращения кулачка расположить в зоне, ограниченной касательными $\tau_1 - \tau_1$ и $\tau_2 - \tau_2$ к диаграмме, проведенными под углом \mathcal{G}_{don} к оси толкателя ($\tau_2 O_1 \tau_1$). При выборе центра вращения кулачка в точке O_1 получим наименьший начальный радиус кулачка $O_1 A_o$ и вполне определенную величину смещения e_1 .

При заданном смещении e на диаграмме $S'_2 = S'_2(S_2)$ проводится прямая II-II, параллельная траектории центра ролика и отстоящая от нее с заданной стороны на расстоянии, равном смещению e в масштабе μ_ℓ .

Центр вращения кулачка с наименьшими размерами определится точкой пересечения этой прямой с касательной $\tau_2 - \tau_2$, а начальный радиус центрального профиля кулачка будет $R_{i \min} = O_2 A_i \cdot \mu_\ell [\dot{i}]$.

При расположении центра вращения кулачка в точке O_2 углы давления во всех положениях механизма можно проверить, соединив каждую точку D_i с точкой O_2 . Эта прямая $O_2 D_i$ составляет с перпендикуляром к $A_i D_i$ угол давления \mathcal{G}_i . На рис.7 показано определение угла давления в четвертом положении (\mathcal{G}_4).

Заданным условиям ($\mathcal{G} \leq \mathcal{G}_{don}; e$) отвечают и кулачки, центры вращения которых расположены на прямой II-II ниже точки O_2 , только габариты их больше.

В случае центрального роликового толкателя ($e = 0$) центр вращения кулачка определится точкой O_3 , а начальный радиус центрального профиля кулачка будет равен

$$R_i = O_3 A_i \cdot \mu_\ell [\dot{i}].$$

Начальный радиус рабочего профиля

$$r_o = R_o - r_p.$$

При силовом замыкании высшей пары, когда требуется удовлетворить условию $\mathcal{G} \leq \mathcal{G}_{don}$ только при подъеме толкателя, указанные построения нужно выполнить только для фазы подъема (построить левую ветвь диаграммы $S'_2 = S'_2(S_2)$). При силовом замыкании область возможного расположения центра вращения кулачка ($IO_4\tau_1$) ограничена с одной стороны касательной $\tau_1 - \tau_1$, с другой - лучом I-I, проведенным через точку A_i также под углом \mathcal{G}_{don} к оси толкателя, но отклоненным в другую сторону. При выборе центра вращения кулачка в точке O_4 получим механизм наименьших габаритов ($R_{i\min} = O_2'A_i \cdot \mu_\ell$) с определенным смещением e_4 .

Если величина смещения e задана, то центр вращения кулачка должен находиться на прямой II-II ($R_i = O_2'A_i \cdot \mu_\ell$). При $e = 0$ центр вращения кулачка располагается на оси толкателя ($R_i = O_3'A_i \cdot \mu_\ell$).

При прочих равных условиях габариты кулачкового механизма с силовым замыканием меньше габаритов механизма с кинематическим замыканием.

На рис.7 показано определение угла давления (\mathcal{G}'_4) в четвертом положении для механизма с силовым замыканием.

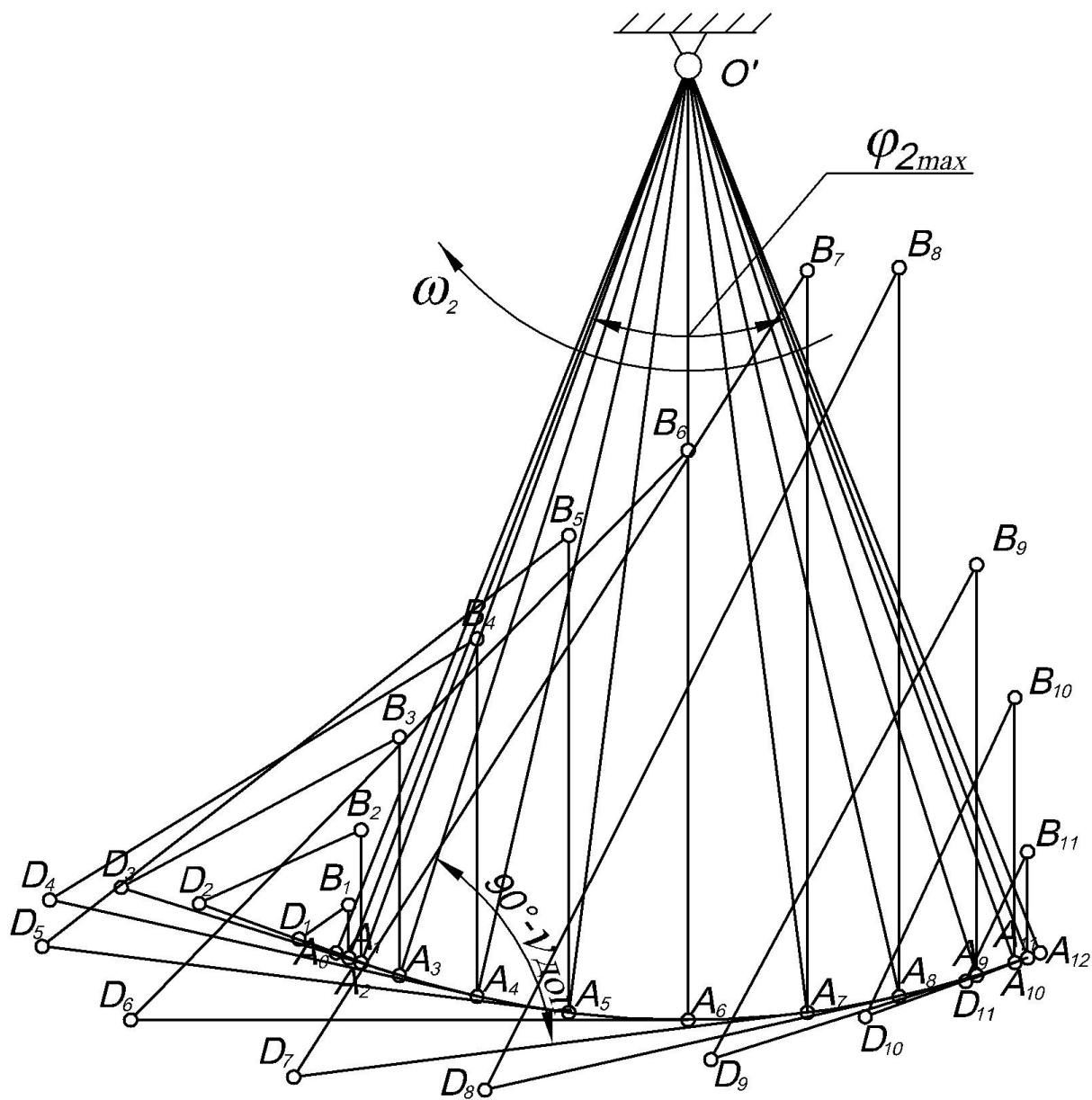


Рис. 9

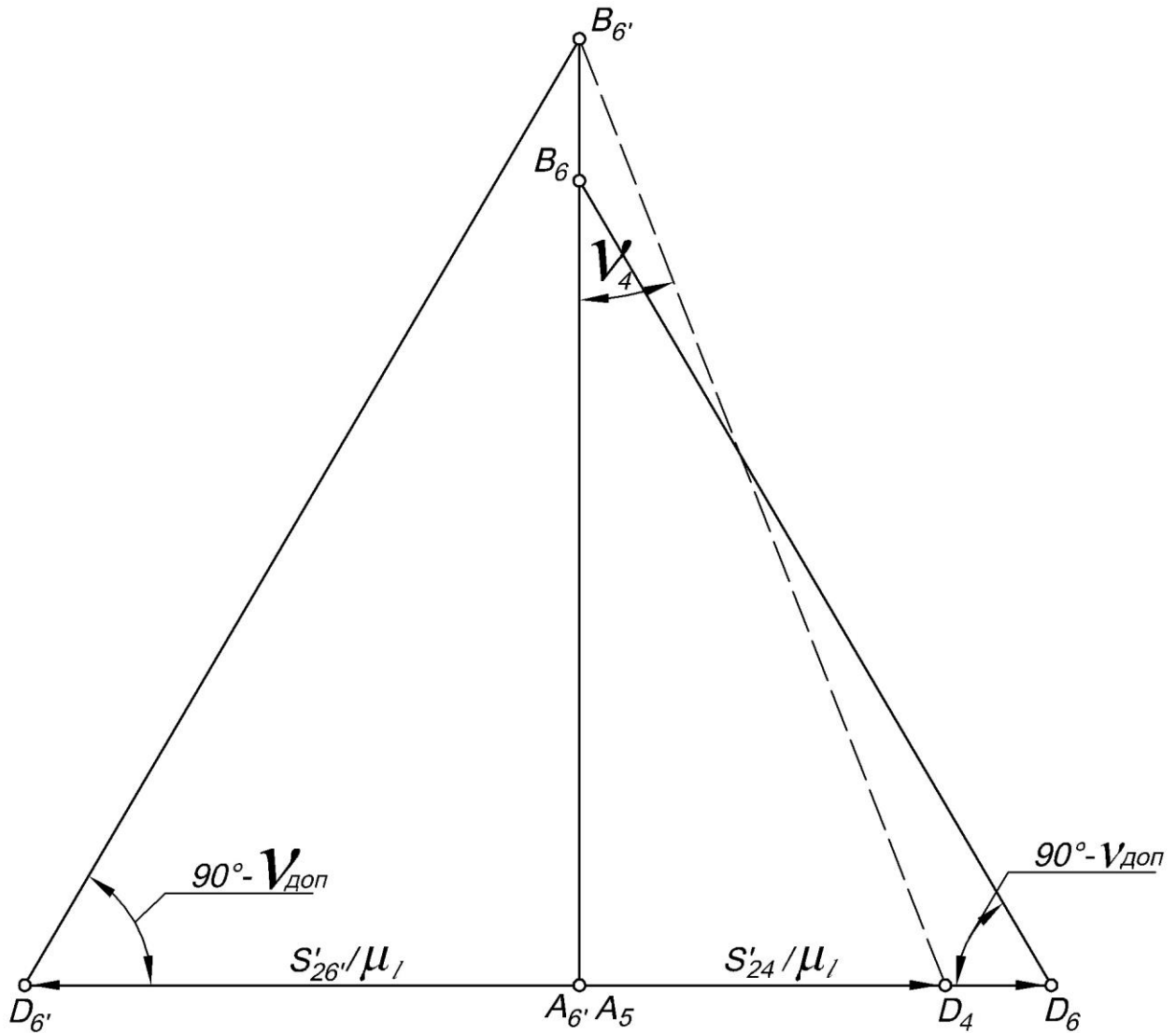


Рис 10

в) Цилиндрический кулачок с качающимся роликовым толкателем (рис. 1ж)

Минимально допустимый средний радиус паза цилиндрического кулачка определим из условия, чтобы угол давления ϑ ни в одном из положений механизма не превышал $\vartheta_{\text{доп}}$. Для качающегося роликового толкателя принимаем $\vartheta_{\text{доп}} = 45^\circ$.

Средний радиус кулачка определим графически следующим образом. Из произвольно выбранной точки O' проводим дугу радиусом $l_{O'A}$ в масштабе кулачка μ_ℓ (рис. 8, 9). На этой дуге отмечаем точку A_0 – начальное положение центра ролика толкателя. От точки A_0 переносим на дугу разметку отрезка y_ℓ , пользуясь малыми растворами циркуля. Из полученных точек $A_1, A_2, A_3 \dots$ через точку O' проводим лучи, которые определяют положения толкателя,

соответствующие выбранным углам поворота кулачка. В каждом положении толкателя по действительному направлению скорости точки А откладываем отрезки $A_i D_i$, изображающие в масштабе μ_ℓ соответствующие аналоги скорости

$$A_i D_i = \frac{S'_{A_{2i}}}{\mu_\ell} [\dot{\varphi} \dot{\varphi}], \text{ где } S'_{A_{2i}} = y_{S'_{A_{2i}}} \cdot \mu_{S'} [\dot{\varphi}].$$

(Например, из точки A_2 откладываем перпендикулярно $O'A_2$ отрезок $A_2 D_2$ и т.д.)

Затем из точек $A_1, A_2, A_3 \dots$ проводим лучи, перпендикулярные оси вращения кулачка, в направлении его окружной скорости в месте взаимодействия кулачка и толкателя, а из точек $D_1, D_2, D_3 \dots$ проводим лучи под углом $90^\circ - \varphi_{\dot{\varphi} \dot{\varphi}}$ к отрезкам $A_i D_i$. Точки пересечения соответствующих лучей обозначим $B_1, B_2, B_3 \dots$. Каждый из полученных отрезков $A_i B_i$ определяет средний радиус кулачка, при котором угол давления в данном положении механизма будет равен $\varphi_{\dot{\varphi} \dot{\varphi}}$. Для того, чтобы ни в одном из положений механизма угол давления не превышал заданного значения $\varphi_{\dot{\varphi} \dot{\varphi}}$, такое построение выполняется как для угла $\varphi_{\dot{\varphi} \dot{\varphi}}$ (рис. 8), так и $\varphi_{\dot{\varphi} \dot{\varphi}}$ (рис. 9) и радиус среднего цилиндра определяется по наибольшему из всех полученных отрезков $A_i B_i$. Этот радиус будет минимально допустимым средним радиусом проектируемого цилиндрического кулачка, т.е.

$$R_{\dot{\varphi} \dot{\varphi} \min} = A_i B_i \max \mu_\ell [\dot{\varphi}],$$

при котором угол давления ни в одном из положений кулачка не достигает значения $\varphi_{\dot{\varphi} \dot{\varphi}}$.

На рисунке 8 показано определение угла давления φ_4 . На продолжении луча $A_4 B_4$ отложен отрезок $A_i B_i \max$ соответствующий минимально допустимому среднему радиусу кулачка. Полученная точка B'_4 соединена с точкой D_4 . Прямая $D_4 B'_4$ составляет с перпендикуляром к $A_4 D_4$, проведенным через точку D_4 , угол давления φ_4 .

г) Цилиндрический кулачок с поступательно движущимся роликовым толкателем (рис. 1ж).

Этот тип кулачкового механизма можно рассматривать как частный случай цилиндрического кулачка с качающимся роликовым толкателем.

Минимально допустимый средний радиус паза цилиндрического кулачка можно определить также из условия, чтобы угол давления ϑ ни в одном из положений механизма на фазе подъема и на фазе опускания не превышал $\vartheta_{\text{доп}}$. Для механизма с поступательно движущимся толкателем принимаем $\vartheta_{\text{доп}} = 30^\circ$.

При графическом решении задачи (рис.10) достаточно, разметив траекторию точки А толкателя (отрезок Y_ℓ) при его подъеме и опускании, отложить по направлению движения толкателя в соответствующих точках А отрезки, изображающие максимальные значения аналогов скоростей для фазы подъема и опускания ($A_6D_6 = \frac{S'_{26}}{\mu_\ell}$; $A_6D_6' = \frac{S'_{26'}}{\mu_\ell}$). Затем через полученные точки D_6 и D_6' под углом $\angle 90^\circ - \vartheta_{\text{доп}}$ к отрезкам следует провести лучи до пересечения с перпендикуляром к оси вращения кулачка, восстановленным в точке $\hat{A}_6(\hat{A}_6')$, в направлении окружной скорости кулачка в месте его взаимодействия с толкателем. Допустимый радиус кулачка тогда определяется как

$$R_{\text{доп}} = \hat{A}_6 \hat{A}_6' \cdot \mu_\ell [\dot{\varphi}].$$

Возможно и аналитическое решение. Как видно из рисунка 10

$$R_{cp} = \frac{S'_{2\max}}{\text{tg } \vartheta_{\text{доп}}} [\dot{\varphi}],$$

где $S'_{2\max}$ - максимальное значение аналога скорости толкателя за полный цикл движения.

На рисунке 10 пунктиром показано определение угла давления в четвертом положении (ϑ_4).

д) Дисковый кулачок с поступательно движущимся плоским толкателем
(рис. 1д)

При плоском толкателе начальный радиус кулачка определяется из условия выпуклости его профиля. Математически условие выпуклости профиля кулачка выражается неравенством

$$\rho_i > 0,$$

здесь ρ_i - текущее значение переменного радиуса кривизны профиля кулачка.

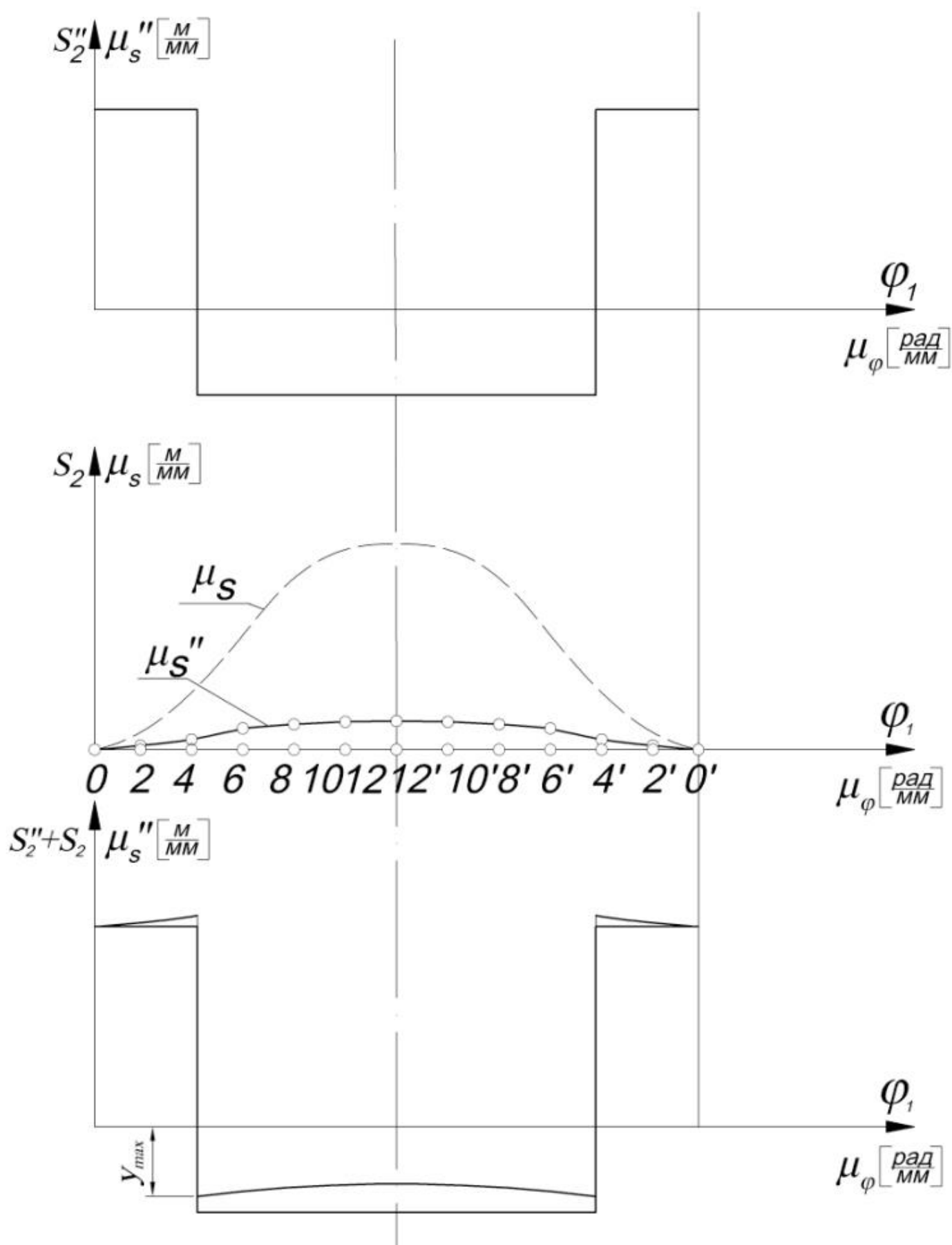
Из этого условия получена следующая формула для определения начального радиуса кулачка:

$$r_0 > - (S_2'' + S_2).$$

Поскольку r_0 и S_2 всегда положительны, то при положительных значениях аналога ускорения S_2'' неравенство всегда удовлетворяется. При определении минимального допустимого начального радиуса кулачка решение следует искать в области отрицательных значений аналога ускорений, в тех положениях толкателя, в которых отрицательные значения S_2'' оказываются больше положительных значений S_2 , т.е. в области отрицательных значений суммы $(S_2'' + S_2)$.

Графическое определение r_0 заключается в суммировании ординат графиков $[S_2, \varphi_1]$ и $[S_2'', \varphi_1]$, и построении кривой $[(S_2'' + S_2), \varphi_1]$. Построение суммарной кривой необходимо производить при численном равенстве масштабов $\mu_S = \mu_{S''}$.

Масштаб суммарного графика удобно принять равным масштабу $\mu_{S''}$. Тогда необходимо ординаты графика перемещения $[S_2, \varphi_1]$, выполненного в масштабе μ_S , перевести в масштаб $\mu_{S''}$, определяя новые ординаты из равенства



$y'_s \cdot \mu_s$ Рис. 11 ,

откуда
$$y'_S = \frac{y_S \cdot \mu_S}{\mu_{S''}}.$$

Сложение ординат графика и определение наибольшей отрицательной ординаты суммарного графика показано на рис. 11. По этой ординате начальный радиус кулачка определяется как $r_{\tilde{\Gamma}} = y_{\max} \cdot \mu_{S''} + 0,01[i]$.

д) Поступательно движущийся кулачок с качающимся роликовым толкателем (рис. 13).

К основным размерам данного типа кулачкового механизма относятся длина профильной части поступательно движущегося кулачка $S_{кул}$, длина коромысла ℓ_{OA} и межосевое расстояние. Эти параметры определяются из условия не превышения угла давления. Однако ввиду большого объема вычислений при определении этих величин, их численные значения приведены в исходных данных на курсовой проект и здесь не определяются.

6. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКА

Графическое построение профиля кулачка основано на методе обращения движения. Метод обращения движения заключается в том, что всему механизму условно сообщается дополнительное движение, обратное движению кулачка. В результате двух движений кулачок останавливается, стойка совершает движение, обратное движению кулачка, а толкатель совершает сложное движение: он движется, во-первых, вместе со стойкой и, во-вторых, относительно стойки – по заданному закону.

Профилирование выполняется в следующем порядке:

1) строим механизм в начальном положении и размечаем абсолютную траекторию точки A в соответствии с выбранными положениями механизма;

2) применяя метод обращения движения, находим относительные положения точки O' стойки для тех же положений механизма;

3) находим относительные положения центра ролика A и строим центровой профиль кулачка;

4) строим относительные положения рабочей поверхности толкателя и получаем рабочий профиль кулачка как их огибающую.

а) Профилирование дискового кулачка с качающимся роликовым толкателем (рис. 1 а, б)

При профилировании дискового кулачка с качающимся роликовым толкателем должны быть известны зависимость перемещения точки A толкателя от угла поворота кулачка $S_{A_2} = S_{A_2}(\varphi_1)$ и основные размеры кулачкового механизма: начальный радиус кулачка r_l , длина толкателя $l_{O'A}$, угловой ход толкателя $\varphi_{2\max}$, расстояние между центрами вращения кулачка и толкателя $l_{OO'}$, радиус ролика r_p .

Построение профиля кулачка проводится в следующей последовательности.

Строим механизм в начальном положении в масштабе μ_ℓ (рис. 12). Для этого из произвольно выбранного центра кулачка O проводим окружность радиуса $R_o = r_o + r_p$ и окружность радиуса $l_{OO'}$, на которой в произвольном месте выбираем точку O'_o - начальное положение центра качания толкателя. Из точки O'_o проводим дугу радиуса $l_{O'A}$ до пересечения с окружностью R_o . Точка пересечения A_o определяет начальное положение центра ролика толкателя. От точки A_o , пользуясь малыми растворами циркуля, переносим на дугу деления отрезка U_ℓ , размечая, таким образом абсолютную траекторию центра ролика. Полученные точки обозначаем A_1, A_2, \dots .

В обращенном движении стойка OO' кулачкового механизма превращается в звено, вращающееся вокруг точки O . Если задано вращение кулачка с постоянной угловой скоростью $\omega_k = const$, то с такой же скоростью в обращенном движении будет вращаться стойка, но в обратном направлении. Центр качания толкателя O' в обращенном движении перемещается по окружности радиуса $l_{OO'}$. Для определения относительных положений точки O' в обращенном движении от прямой OO'_o откладываем в направлении, противоположном вращению кулачка,

углы $\varphi_{\hat{I}}, \varphi_{\hat{A}\hat{A}}, \varphi_{\hat{I}}, \varphi_{\hat{I}\hat{A}}$. Дуги окружности $l_{OO'}$, соответствующие углам $\varphi_{\hat{I}}$ и $\varphi_{\hat{I}}$, делим на 12 равных частей. Точки деления обозначаем $O'_1, O'_2, \dots, O'_{12}, O'_{12'}, \dots, O'_{1'}, O'_{O'}$.

Из центра O вращения кулачка проводим окружности через точки A_1, A_2, \dots . На этих окружностях делаем засечки радиусом, равным длине толкателя $l_{O'A}$ в масштабе μ_ℓ , соответствующих центров $O'_1, O'_2, \dots, O'_{12}, O'_{12'}, \dots, O'_{1'}, O'_{O'}$. Точки пересечения дуг $A'_1, A'_2, \dots, A'_{12}, A'_{12'}, A'_{11'}, \dots, A'_{O'}$ - относительные положения центра ролика A в обращенном движении (на рис. 12 показано построение точки A'_5 в пересечении окружности радиуса OA_5 и дуги радиуса $l_{O'A}$, проведенной из центра O'_5). Соединяя соответствующие точки O' и A' , можно построить положения толкателя в обращенном движении - $O'_1A'_1, O'_2A'_2$ и т.д. Соединяя последовательно точки A' плавной кривой, получаем центровой профиль кулачка. На фазах верхнего и нижнего выстоев кулачок очерчен дугами окружности из центра O , радиусы которых соответственно равны $R_{OA'_{12}} = R_{OA'_{12'}}$ и $R_{OA'_{O'}} = R_{OA'_{O'}} = R_O$.

При построении рабочего профиля кулачка необходимо учитывать характер замыкания высшей пары. При силовом замыкании для построения рабочего профиля кулачка из произвольных точек центрального профиля, как из центров, описываем дуги радиусом ролика. Огибающая этих дуг и будет рабочим профилем кулачка. При кинематическом замыкании рабочий профиль кулачка представляет собой паз, образованный двумя эквидистантными кривыми, отстоящими от центрального профиля на расстоянии, равном радиусу ролика. На рис. 12 показано построение рабочего профиля только для кулачкового механизма с силовым замыканием.

б) Профилирование дискового кулачка с поступательно движущимся смещённым роликовым толкателем (рис. 1в, г)

При профилировании дискового кулачка с поступательно движущимся роликовым толкателем должны быть известны зависимость перемещения толкателя от угла поворота кулачка $S_2 = S_2(\varphi_1)$ основные размеры кулачкового механизма: начальный радиус кулачка - r_o , смещение - e , радиус ролика - r_p .

Построение профиля кулачка проводим следующим образом.

Строим механизм в начальном положении в масштабе μ_ℓ (рис.13). Для этого из произвольно выбранного центра кулачка O проводим окружности радиуса $R_o = r_o + r_p$ и радиуса e . С заданной стороны от центра O проводим ось направляющих толкателя касательно к окружности радиуса e . Точка A_o пересечения касательной с окружностью R_o определяет начальное положение центра ролика, от которого производим разметку траектории точки A , откладывая отрезок Y_ℓ с его делениями. Полученные точки обозначаем $A_1, A_2, \dots, A_{12}, A_{12'}, \dots, A_{O'}$.

На оси направляющих толкателя выбираем произвольно точку O'_o (лучше вне пределов Y_ℓ), которой будем определять положение стойки. В обратном движении эта точка стойки будет перемещаться по окружности радиуса $l_{OO'}$. От

прямой OO'_o откладываем углы $\varphi_{\ddot{I}}, \varphi_{\hat{A}\hat{A}}, \varphi_{\ddot{I}}, \varphi_{\hat{I}\hat{A}}$ в направлении, обратном вращению кулачка. Дуги окружности $l_{OO'}$, соответствующие углам $\varphi_{\ddot{I}}$ и $\varphi_{\hat{I}}$, делим на 12 равных частей. Точки деления обозначаем

$O'_1, O'_2, \dots, O'_{12}, O'_{12'}, \dots, O'_1, O'_{O'}$ и через них проводим касательные к окружности радиуса e . Эти касательные определяют положения оси толкателя в обратном движении. Из центра вращения кулачка O проводим окружности через точки

A_1, A_2, \dots . Точки пересечения этих окружностей с соответствующими

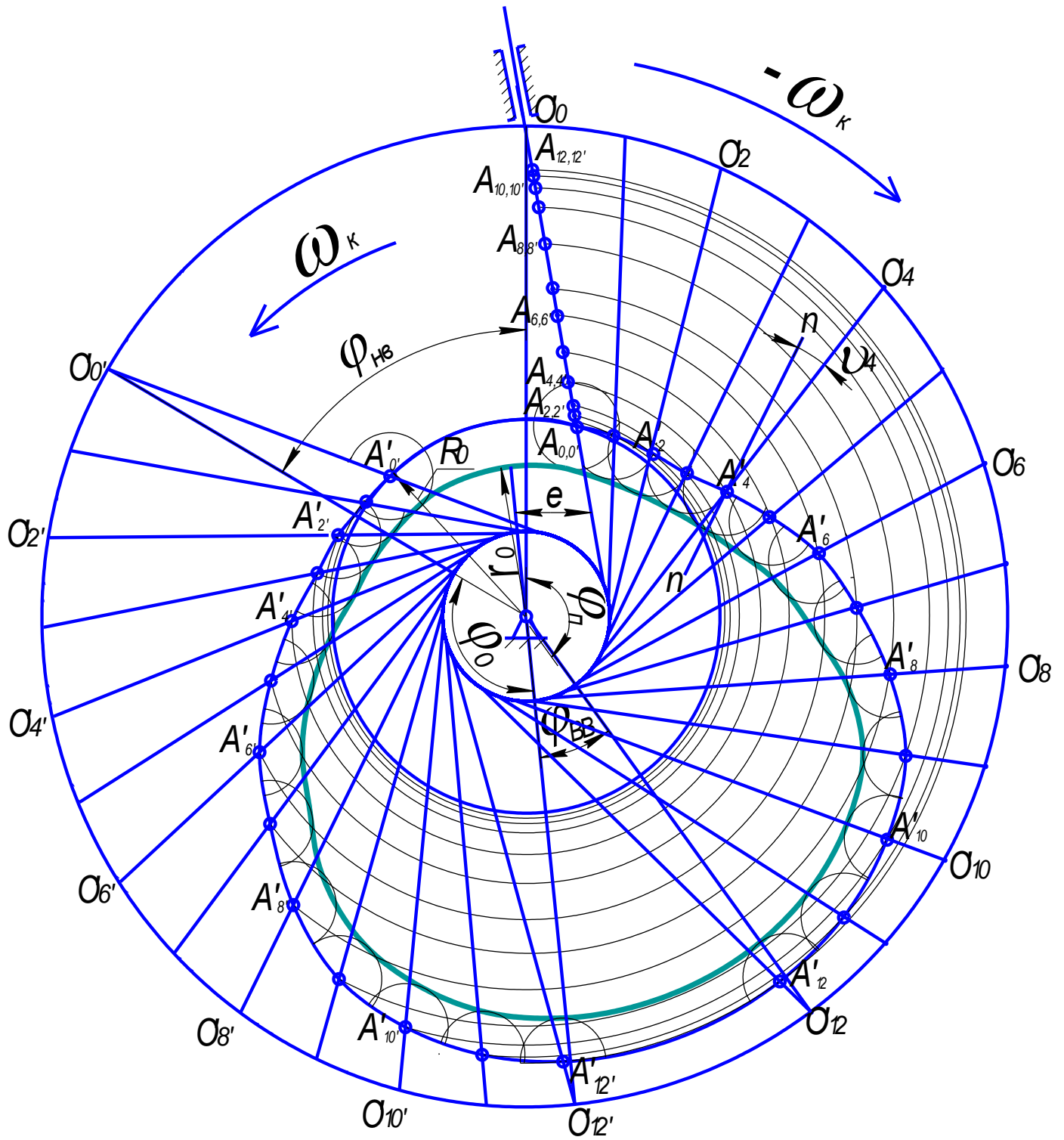


Рис.13

касательными дают относительные положения центра ролика $A'_1, A'_2, \dots, A'_{12}, A'_{12'}, A'_{11'}, \dots, A'_{O'}$. Соединяя полученные точки плавной кривой, получаем центровый профиль кулачка.

При построении рабочего профиля кулачка необходимо учитывать характер замыкания высшей пары. При силовом замыкании для построения рабочего профиля кулачка из произвольных точек центрового профиля, как из центров, описываем дуги радиусом ролика. Огибающая этих дуг и будет рабочим профилем кулачка. При кинематическом замыкании рабочий профиль кулачка представляет собой паз, образованный двумя эквидистантными кривыми, отстоящими от центрового профиля на расстоянии, равном радиусу ролика. На рис.13 показано построение рабочего профиля только для кулачкового механизма с силовым замыканием.

При $e = 0$, т.е. при центральном толкателе, профилирование кулачка упрощается: окружность радиуса e обращается в точку и все касательные к этой окружности, проведенные из точек O' , превращаются в радиальные лучи, которые и будут определять положения оси толкателя в обратном движении.

в) Профилирование дискового кулачка с поступательно движущимся плоским толкателем (рис. 1д)

Исходными данными при профилировании кулачка с поступательно движущимся плоским толкателем являются: зависимость перемещения толкателя от угла поворота кулачка $S_2 = S_2(\varphi_1)$, начальный радиус кулачка r_O , ход толкателя S_2 .

Профилирование кулачка выполняется в следующей последовательности.

Строим механизм в начальном положении в масштабе μ_ℓ (рис. 13). Для этого из произвольно выбранного центра O вращения кулачка проводим окружность радиуса r_ℓ . Через центр вращения кулачка проводим ось направляющих толкателя. Точка A_O пересечения этой прямой с окружностью r_ℓ определяет

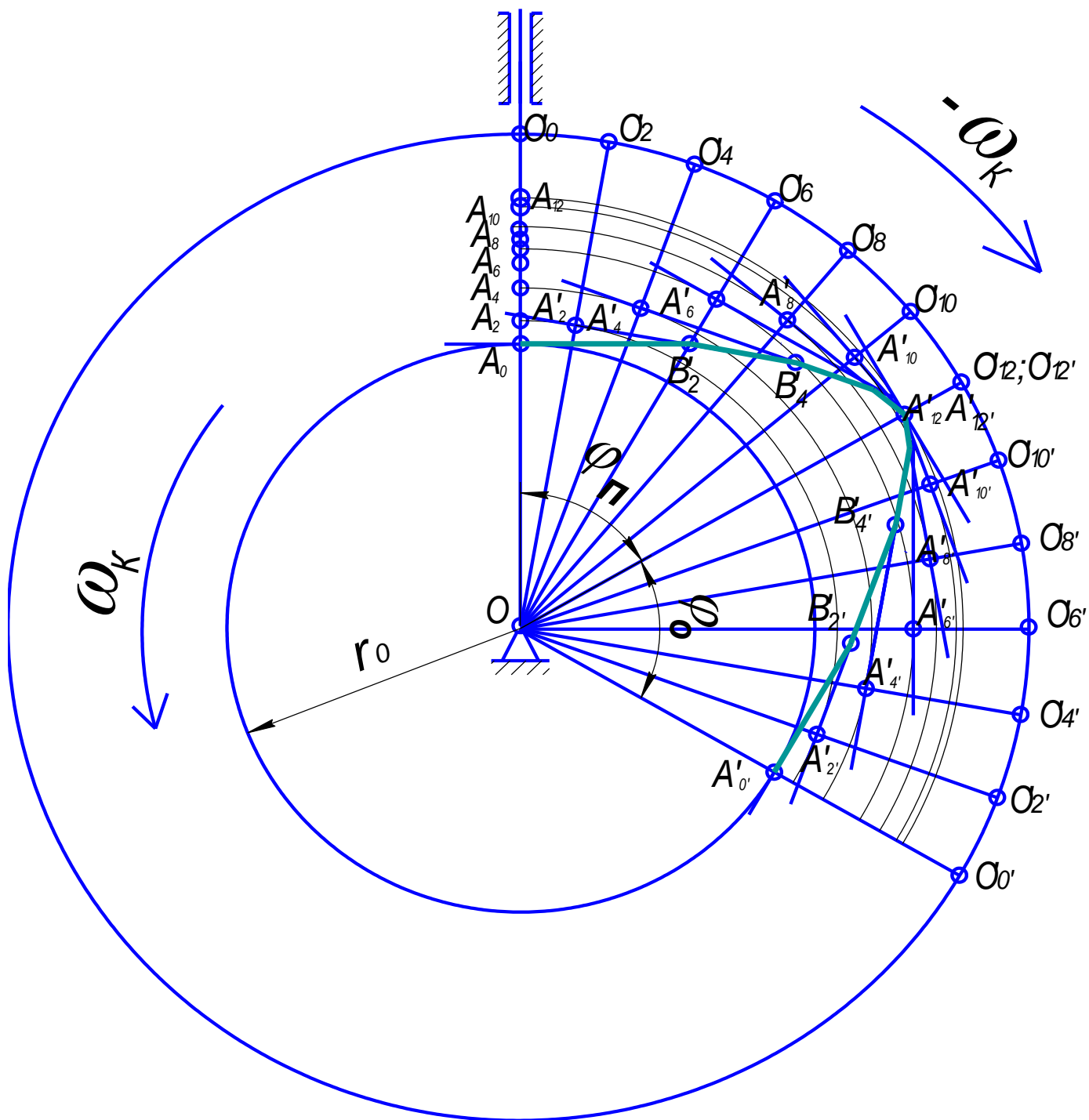


Рис. 14

начальное положение точки пересечения оси толкателя с его рабочей поверхностью (точка A на рис. 1д). От точки A_O , проводим разметку траектории этой точки, откладывая отрезок Y_ℓ с его делениями. Полученные точки обозначаем $A_1, A_2, \dots, A_{12}, A_{12'}, \dots, A_{O'}$.

На оси направляющих толкателя выбираем произвольно точку O'_O (лучше вне пределов Y_ℓ), которой будем определять положение стойки. В обратном движении эта точка стойки будет перемещаться по окружности радиуса $l_{OO'_O}$. От прямой OO'_O откладываем углы $\varphi_{\tilde{I}}, \varphi_{\hat{I}}, \varphi_{\hat{I} \hat{A}}$ в направлении, обратном вращению кулачка. Дуги окружности $l_{OO'_O}$, соответствующие углам $\varphi_{\tilde{I}}$ и $\varphi_{\hat{I}}$, делим на то же

число равных частей, что и на графике перемещений. Точки деления обозначаем $O'_1, O'_2, \dots, O'_{12}, O'_{12'}, \dots, O'_{1'}, O'_{O'}$ и через них проводим радиальные лучи, которые определяют положение оси толкателя в обратном движении. Из центра вращения кулачка O проводим окружности через точки A_1, A_2, \dots до пересечения с соответствующими радиальными лучами OO'_1, OO'_2, \dots в точках $A'_1, A'_2, \dots, A'_{12}, A'_{12'}, A'_{1'}, \dots, A'_{O'}$. Далее через эти точки проводим перпендикуляры к радиальным лучам, определяя таким образом относительные положения рабочей поверхности толкателя. Профиль кулачка на углах $\varphi_{\tilde{I}}$ и $\varphi_{\hat{I}}$ строим как огибающую всех относительных положений поверхности толкателя. Профиль кулачка на угле $\varphi_{\hat{I} \hat{A}}$ очерчивается окружностью $r_{\tilde{I}}$.

Для определения радиуса тарелки толкателя точки касания профиля кулачка с рабочей плоскостью тарелки в её относительных положениях обозначим через $B'_1, B'_2, \dots, B'_{12}, B'_{12'}, B'_{1'}, \dots, B'_{O'}$. Определив наибольшее из полученных расстояний $A'_i B'_i$, радиус тарелки рассчитываем как

$$r_T = \left[(A'_i B'_i)_{\max} \cdot \mu_\ell + 0,01 \right] \quad [i].$$

г) Профилирование поступательно движущегося плоского кулачка с качающимся роликовым толкателем (рис. 13).

При профилировании поступательно движущегося кулачка с качающимся роликовым толкателем (рис. 1е) должны быть известны: зависимость перемещения центра ролика толкателя (точка A) от перемещения кулачка $S_{A2} = S_{A2}(S_1)$, основные размеры: длина толкателя ℓ_{OA} , радиус ролика r_p , угловой ход (размах) толкателя $\varphi_{2\max}$, полное перемещение кулачка $S_{\text{кул}}$.

Профилирование выполняется в следующей последовательности.

В произвольно выбранной точке O'_0 (рис. 15) выбираем центр качания толкателя и из него проводим дугу радиусом, равным длине толкателя ℓ_{OA} в масштабе построения кулачка μ_ℓ . На этой дуге отмечаем точку A_O – начальное положение центра ролика толкателя.

От точки A_O , пользуясь малыми растворами циркуля, переносим на дугу деления отрезка u_ℓ , размечая таким образом абсолютную траекторию центра ролика. Полученные точки обозначаем $A_1, A_2, A_3 \dots$ и т.д. Затем отмечаем угловой ход толкателя $\varphi_{2\max}$. Из точки O'_0 откладываем расстояние $x_{\text{кул}}$ в масштабе μ_ℓ , соответствующее полному перемещению кулачка $S_{\text{кул}}$.

Применяя метод обращения движения, представляем поверхность кулачка неподвижной, а ось толкателя O – поступательно движущейся со скоростью, равной скорости кулачка, но в обратную сторону (« - $V_{\text{кул}}$ »). Максимальное перемещение точки O толкателя в обращенном движении должно быть равно

полному перемещению кулачка $S_{\text{кул}}$. Для определения относительных положений центра качания толкателя в обратном движении от точки O_0' откладываем отрезки, соответствующие перемещению кулачка: x_{II} , x_{BB} , x_O и x_{HB} , выполненные в масштабе μ_ℓ . Отрезки x_{II} и x_O , соответствующие фазе подъема φ_I и фазе опускания φ_{II} , делим на тоже число равных частей, что и соответствующие отрезки x_{II} и x_O на кинематических диаграммах. Полученные точки деления обозначаем $O_1', O_2', O_3', O_4' \dots O_{1'}', O_{2'}', O_{3'}', O_{4'}'$ и т.д. Через точки A_O , A_I , A_2 и т.д. проводим прямые, параллельные траектории перемещению кулачка.

Из точек $O_1', O_2', O_3', O_4' \dots O_{1'}', O_{2'}', O_{3'}', O_{4'}'$ и т.д. откладываем расстояние, равное длине толкателя ℓ_{OA} в масштабе μ_ℓ , до пересечения с соответствующей прямой, проведенной из точек A_I , A_2 , A_3 и т.д. Точки пересечения обозначаем $A_1', A_2', A_3' \dots A_{1'}', A_{2'}', A_{3'}'$ и т.д. Так, например, точка A_2' получилась на пересечении прямой, проведенной из точки A_2 с дугой радиуса ℓ_{OA} , проведенной из центра O_2' . Точки A_1', A_2', A_3' и т.д. являются относительными положениями центра ролика в обратном движении. Соединяя эти точки плавной кривой, получаем центральный профиль кулачка. Относительные положения толкателя в обратном движении получаем, соединяя соответствующие точки O_i' и A_i' .

При построении рабочего профиля кулачка необходимо учитывать характер замыкания высшей пары. При силовом замыкании для построения рабочего профиля кулачка из произвольных точек центрального профиля кулачка, как из центров, описываем дуги радиусом ролика. Огибающая этих дуг и будет рабочий профиль кулачка.

При кинематическом замыкании рабочий профиль кулачка представляет собой паз, образованный двумя эквидистантными кривыми, отстоящими от центрального профиля на расстояние, равное радиусу ролика.

На рис. 15 Показано построение рабочего профиля кулачка только для кулачкового механизма с силовым замыканием.

Профилирование пространственных кулачков

д) Профилирование пространственных кулачков.

Простейшими и наиболее распространенными из пространственных кулачковых механизмов являются механизмы с цилиндрическим кулачком, имеющим профильный паз на боковой поверхности, с качающимся или поступательно движущимся роликовым толкателем.

При проектировании механизмов с цилиндрическим кулачком обычно профилируют развертку среднего (по глубине паза кулачка) цилиндра, рассматривая поступательное движение развёртки со скоростью $\omega_K R_{cp}$ относительно стойки с толкателем (здесь ω_K - угловая скорость кулачка).

Профилирование развёртки, т.е. построение траектории средней точки оси ролика относительно развёртки, выполняем, применяя метод обращения движения.

Профилирование цилиндрического кулачка с качающимся роликовым толкателем (рис. 1е).

При профилировании цилиндрического кулачка с качающимся роликовым толкателем должны быть известны зависимость перемещения центра ролика толкателя (точка А) от угла поворота кулачка $S_{A2} = S_{A2}(\varphi_1)$, основные параметры: радиус среднего по глубине паза цилиндра $R_{\tilde{n}\delta}$, длина толкателя $\ell_{\hat{I}'\hat{A}}$, радиус ролика r_p и угловой ход (размах) толкателя $\varphi_{2\max}$.

Профилирование выполняется в следующей последовательности.

В произвольной точке $\hat{I}'\hat{I}$ (рис.16) выбираем центр качания толкателя и из него проводим дугу радиусом, равным длине толкателя $\ell_{\hat{I}'\hat{A}}$ в масштабе μ_ℓ . На этой дуге отмечаем точку A_0 – начальное положение центра ролика толкателя.

От точки A_0 , пользуясь малыми растворами циркуля, переносим на дугу деления отрезка u_ℓ , размечая таким образом траекторию центра ролика. Полученные точки обозначаем $A_0, A_1, A_2...$ Затем разворачиваем цилиндр среднего

радиуса, размещая развертку таким образом, чтобы образующая, по которой разрезан цилиндр, проходила через точку A_O параллельно оси вращения кулачка.

Наиболее благоприятные условия работы механизма создаются при наименьшем отклонении оси ролика от плоскости, проходящей через ось вращения кулачка и параллельной оси качения толкателя. При выполнении этого условия ось вращения кулачка, а следовательно, и образующая развертки цилиндра располагаются перпендикулярно биссектрисе углового хода толкателя

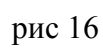
$\varphi_{2\max}$, как показано на рисунке 16. В этом случае центр качания толкателя O' в обращенном движении будет перемещаться по биссектрисе угла $\varphi_{2\max}$ в направлении, противоположном движению развертки на плоскости.

Применяя метод обращения движения, представим развертку цилиндра неподвижной, а ось качания толкателя O' - поступательно движущейся со скоростью, равной окружной скорости кулачка, но в обратную сторону (со скоростью « $-\omega_K R_{cp}$ »). Полная длина траектории точки O' , в обращенном движении должна быть равна длине развертки цилиндра $2\pi R_{\tilde{n}\delta}$. Для определения относительных положений центра качания толкателя в обращенном движении от точки O'_O откладываем отрезки, соответствующие перемещению развертки кулачка: $S_{\tilde{I}} = \varphi_{\tilde{I}} \cdot R_{\tilde{n}\delta}$, $S_{\tilde{A}\tilde{A}} = \varphi_{\tilde{A}\tilde{A}} \cdot R_{\tilde{n}\delta}$, $S_{\tilde{I}} = \varphi_{\tilde{I}} \cdot R_{\tilde{n}\delta}$, $S_{\tilde{I}\tilde{A}} = \varphi_{\tilde{I}\tilde{A}} \cdot R_{\tilde{n}\delta}$.

Отрезки, соответствующие фазе подъема и опускания ($S_{\tilde{I}}$ и $S_{\tilde{O}}$), делим на то же число равных частей, что и углы $\varphi_{\tilde{I}}$ и $\varphi_{\tilde{I}}$ на кинематических диаграммах. Полученные точки деления обозначим O'_1, O'_2, O'_3, \dots . Из полученных точек проводим дуги радиуса $\ell_{\tilde{I}\tilde{A}}$, а через точки A_1, A_2, A_3, \dots проводим прямые, параллельные биссектрисе углового хода толкателя до пересечения с соответствующими дугами. Точки пересечения обозначаем A'_1, A'_2, A'_3, \dots . Так, например, точка A'_2 получилась на пересечении прямой, проведенной через A_2 , дугой радиуса $\ell_{\tilde{I}\tilde{A}}$, проведенной из центра O'_2 . Точки

$A'_1, A'_2, \dots, A'_{12}, A'_{12'}, A'_{11'}, \dots, A'_{0'}$ являются относительными положениями центра ролика в обратном движении, соединяя которые плавной кривой получаем центральный профиль кулачка. Относительные положения толкателя в обратном движении получим, соединяя соответствующие точки O' и \hat{A}' (например $\hat{I}'_2 \hat{A}'_2$, $\hat{I}'_4 \hat{A}'_4$ и т.д.).

Для получения развертки паза строим две эквидистантные кривые, отстоящие от центрального профиля на расстоянии, равном радиусу ролика.



Профилирование цилиндрического кулачка с поступательно движущимся роликовым толкателем (рис.1ж)

При профилировании цилиндрического кулачка о поступательно движущимся роликовым толкателем должны быть известны зависимость перемещения толкателя от угла поворота кулачка $S_{A_2} = S_{A_2}(\varphi_1)$ основные размеры: радиус среднего по глубине паза цилиндра R_{cp} , радиус ролика r_p , максимальное перемещение толкателя $S_{A_{2max}}$.

Профилирование кулачка выполняем в следующей последовательности.

Строим развертку цилиндра среднего радиуса R_{cp} , располагая образующие цилиндра горизонтально (рис.17). Ось направляющих толкателя совмещаем с крайней образующей развертки и выбираем на ней произвольно начальное положение центра ролика толкателя A_O . На оси направляющих толкателя от точки A_O откладываем отрезок y_ℓ , с его делениями, размечая, таким образом, траекторию центра ролика. Полученные точки обозначаем $A_1, A_2, \dots, A_{12}, A_{12}', \dots, A_{O'}$.

На оси направляющих толкателя выбираем произвольно точку O'_O , которой будем определять положение стойки. В обращенном движении эта точка стойки будет перемещаться по вертикальной прямой в направлении, противоположном движению развертки на плоскости. От точки O'_O откладываем отрезки, соответствующие перемещению развертки:

$$S_{\hat{I}} = \varphi_{\hat{I}} \cdot R_{\hat{n}\delta}, S_{\hat{A}\hat{A}} = \varphi_{\hat{A}\hat{A}} \cdot R_{\hat{n}\delta}, S_{\hat{I}\hat{A}} = \varphi_{\hat{I}\hat{A}} \cdot R_{\hat{n}\delta}, S_{\hat{I}} = \varphi_{\hat{I}} \cdot R_{\hat{n}\delta}.$$

Отрезки, соответствующие подъему и опусканию толкателя ($S_{\hat{I}}$ и S_O), делим на то же число равных частей, что и углы $\varphi_{\hat{I}}$ и φ_O на графике перемещений. Точки деления - относительные положения точки O' стойки в обращенном движении - обозначаем $O'_1, O'_2, \dots, O'_{12}, O'_{12}', \dots, O'_1, O'_O$.

Горизонтальные прямые, проведенные через полученные точки, определяют положения оси толкателя в обращенном движении. Через точки деления A_1, A_2, \dots проводим вертикальные прямые до пересечения с соответствующими

горизонтальными прямыми. Точки пересечения обозначаем A'_1, A'_2, \dots . Так, например, точка A'_2 получилась на пересечении вертикальной прямой, проведенной через A_2 , с горизонтальной прямой, проведенной через O'_2 . Точки $A'_1, A'_2, \dots, A'_{12}, A'_{12}, A'_{11}, \dots, A'_O$ являются относительными положениями центра ролика толкателя в обращенном движении. Соединяя эти точки плавной кривой, получаем центральной профиль кулачка. Для построения развертки паза строим две эквидистантные кривые, отстоящие от центрального профиля на расстоянии, равном радиусу ролика.

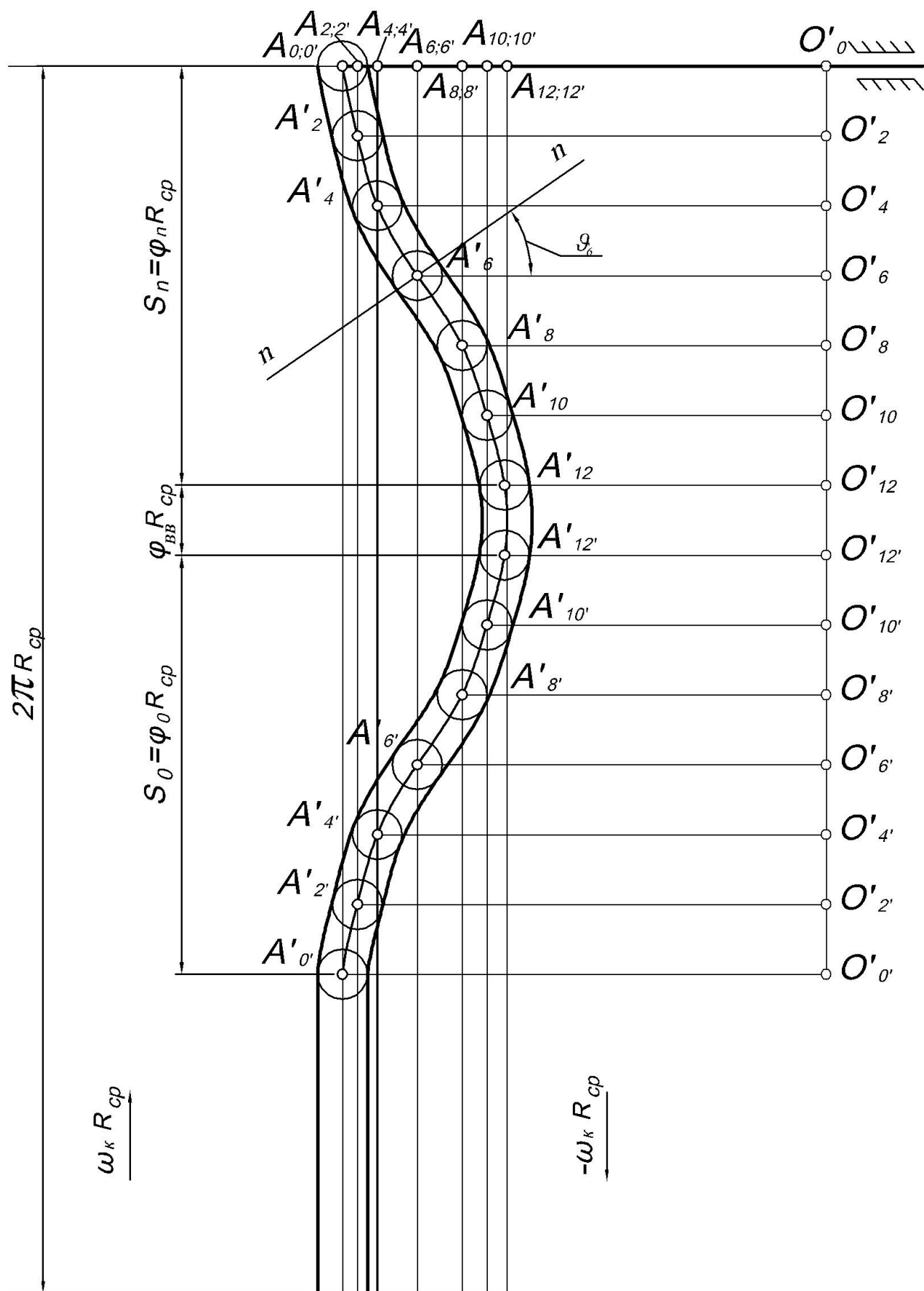


Рис 17

7. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКА УГЛОВ ДАВЛЕНИЯ

График углов давления требуется построить только на угле φ_1 , замеряя их по указанию преподавателя либо на чертеже кулачка, либо на чертеже для определения начального радиуса кулачка.

Углом давления в кулачковом механизме называется угол ϑ между нормалью к профилю кулачка в точке его касания с толкателем и абсолютной скоростью толкателя.

При роликовом толкателе угол давления определяется по центрному профилю кулачка.

Для определения углов давления на чертежах по профилированию кулачка в каждом относительном положении толкателя на угле φ_1 проводим направление абсолютной скорости центра ролика A и измеряем угол ϑ между этим направлением и общей нормалью $\mathbf{n-n}$ к профилям кулачка и толкателя в точке их соприкосновения (см. определение ϑ_4 на рис. 12, 13, 16 и 17).

Углы давления могут быть определены и по чертежу для определения R_0 или R_{cp} (см. определение ϑ_4 на рис. 5, 6, 7, 8, 10).

Для построения графика $[\vartheta; \varphi_1]$ по оси абсцисс откладываем отрезок, изображающий угол φ_1 в выбранном ранее масштабе μ_φ , делим его на 12 равных частей и в точках деления восставляем перпендикуляры, на которых в произвольном масштабе μ_ϑ откладываем замеренные углы давления. График углов давления показан на рис. 18.

Для дискового кулачка с поступательно движущимся плоским толкателем график углов давления строить не требуется, т.к. в таком механизме угол давления постоянен. В частности, когда тарелка перпендикуляра оси толкателя, угол давления всегда равен нулю.

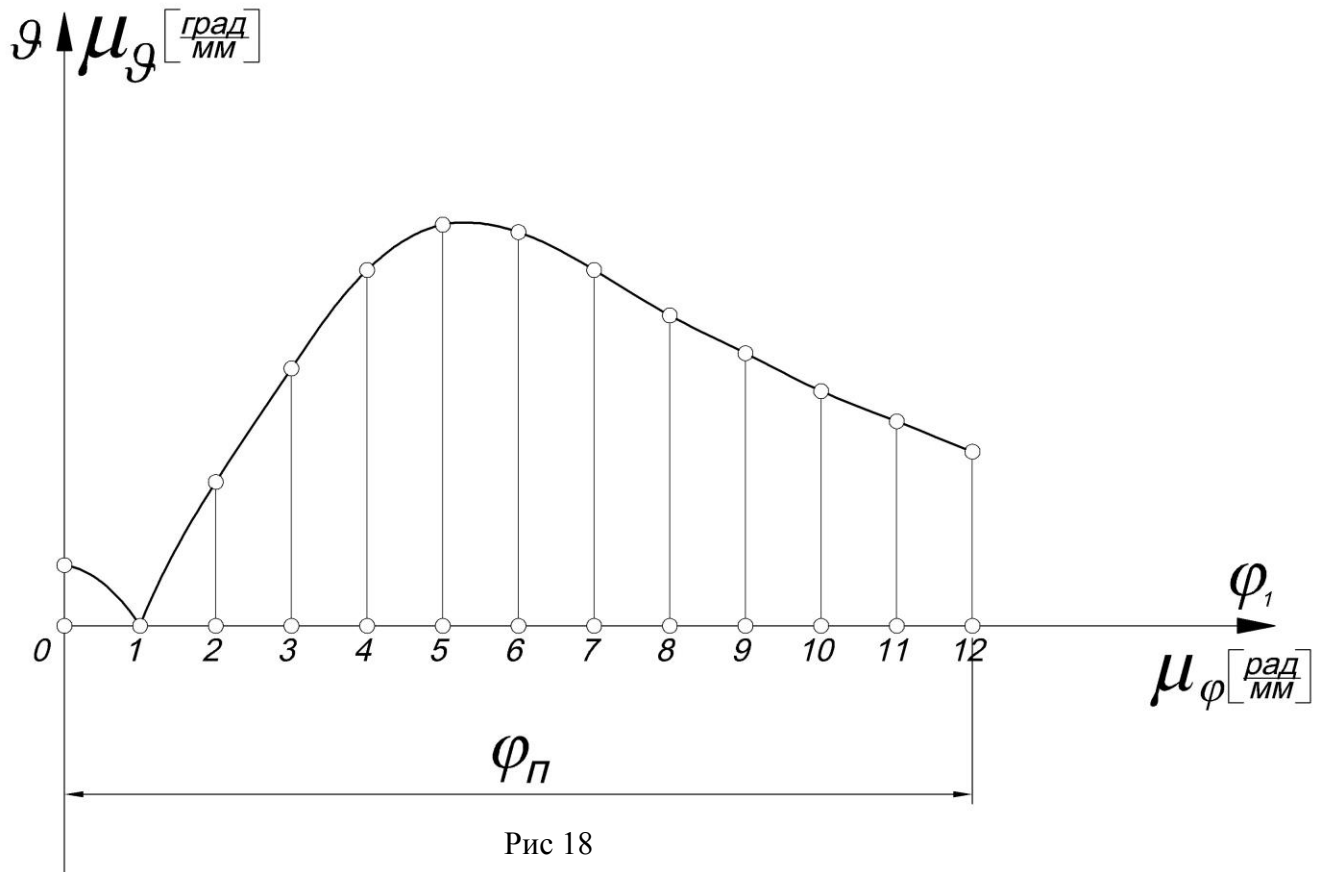


Рис 18

ПРИЛОЖЕНИЕ

Графическое дифференцирование и интегрирование

Графическое дифференцирование.

Графическое дифференцирование рассмотрим на следующем примере. Пусть задан график зависимости перемещений от времени $S = S(t)$, известны масштабные коэффициенты по осям этого графика μ_S, μ_t . Требуется построить график зависимости скорости от времени $v = v(t)$.

Как известно, скорость в рассматриваемый момент времени пропорциональна тангенсу угла наклона между касательной к кривой $S = S(t)$ в соответствующей точке и осью t . На этом свойстве производной основано графическое дифференцирование. Имеется несколько методов графического дифференцирования: метод касательных, метод хорд, метод приращений и др.

Мы рассмотрим метод хорд. Этот метод основан на известной теореме о конечном приращении функции. Если функция и её первая производная непрерывны, то на интервале AB (рис.19) стягивающая дугу хорда параллельна

касательной к кривой $y = y(x)$ хотя бы в одной точке C , лежащей внутри этого интервала.

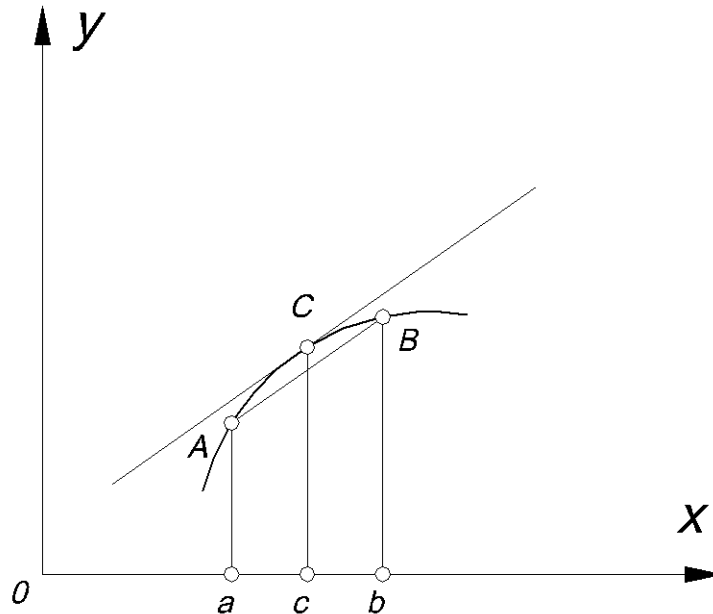


Рис. 19

С уменьшением расстояния между точками A и B точка касания C будет приближаться к середине дуги. Если какую-либо кривую разбить хордами на достаточно малые участки, то приближенно можно считать, что на каждом, участке хорда параллельна касательной к кривой, проведённой в точке кривой в середине участка.

Графическое дифференцирование методом хорд производится следующим образом (рис.20). Отрезок по оси абсцисс заданного графика $S = S(t)$ делим на некоторое число равных частей и на каждом участке кривую заменяем хордой. Тангенс угла наклона хорды на каждом участке соответствует скорости в середине этого участка. Если взять прямоугольные треугольники с общим основанием (с общим прилежащим катетом), то длины противолежащих катетов будут пропорциональны тангенсам углов наклона хорд, т.е. в каком-то масштабе будут представлять собой скорость соответствующих точек.

Выбираем координатные оси для графика $v = v(t)$. Ось ординат этого графика лежит на продолжении оси ординат графика $S = S(t)$, а оси абсцисс обоих графиков параллельны. Продолжив ординаты графика $S = S(t)$ вниз, разобьем ось абсцисс графика $v = v(t)$ на такое же число равных частей. Далее откладываем по оси абсцисс влево от начала координат отрезок OP произвольной длины H . Через точку P проводим лучи $P-1', P-2', P-3'$ и т.д., параллельные соответствующим хордам (луч $P-1'$ параллелен хорде на участке $0-1$ и т.д.) Эти лучи отсекают на оси ординат графика $v = v(t)$ отрезки $0-1', 0-2', 0-3'$ и т.д., изображающие в одном и том же масштабе скорости в серединах соответствующих участков. Для получения точек дифференциальной кривой надо из точек $1', 2', 3', \dots$ провести прямые, параллельные оси абсцисс до пересечения с перпендикулярами, восстановленными в серединах соответствующих участков. Соединив полученные точки плавной кривой, получим искомый график $v = v(t)$. Остаётся лишь определить масштабный коэффициент по оси ординат μ_v (масштаб μ_t остается без изменения).

Выразим $\operatorname{tg} \alpha$ через отношение катетов прямоугольного треугольника с постоянным основанием, длина которого H , т.е. $\operatorname{tg} \alpha = \frac{y_v}{H}$.

$$\text{Тогда } v = \frac{\mu_s}{\mu_t} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{\mu_s}{\mu_t} \cdot \frac{y_v}{H} = y_v \mu_v,$$

$$\text{где } \mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H} \left[\frac{m}{c \cdot mm} \right].$$

Из построения видно, что с увеличением отрезка H ординаты дифференциальной кривой возрастают. Для правильного выбора отрезка H следует предварительно задаться максимальной ординатой $y_{v \max}$, отложить ее по оси ординат и из полученной точки провести прямую, параллельную той касательной к дифференцируемой кривой, которая соответствует наиболее

крутому участку, т.е. составляет с осью абсцисс угол, наиболее близкий к 90°
(участок 9-10 на рис. 20).

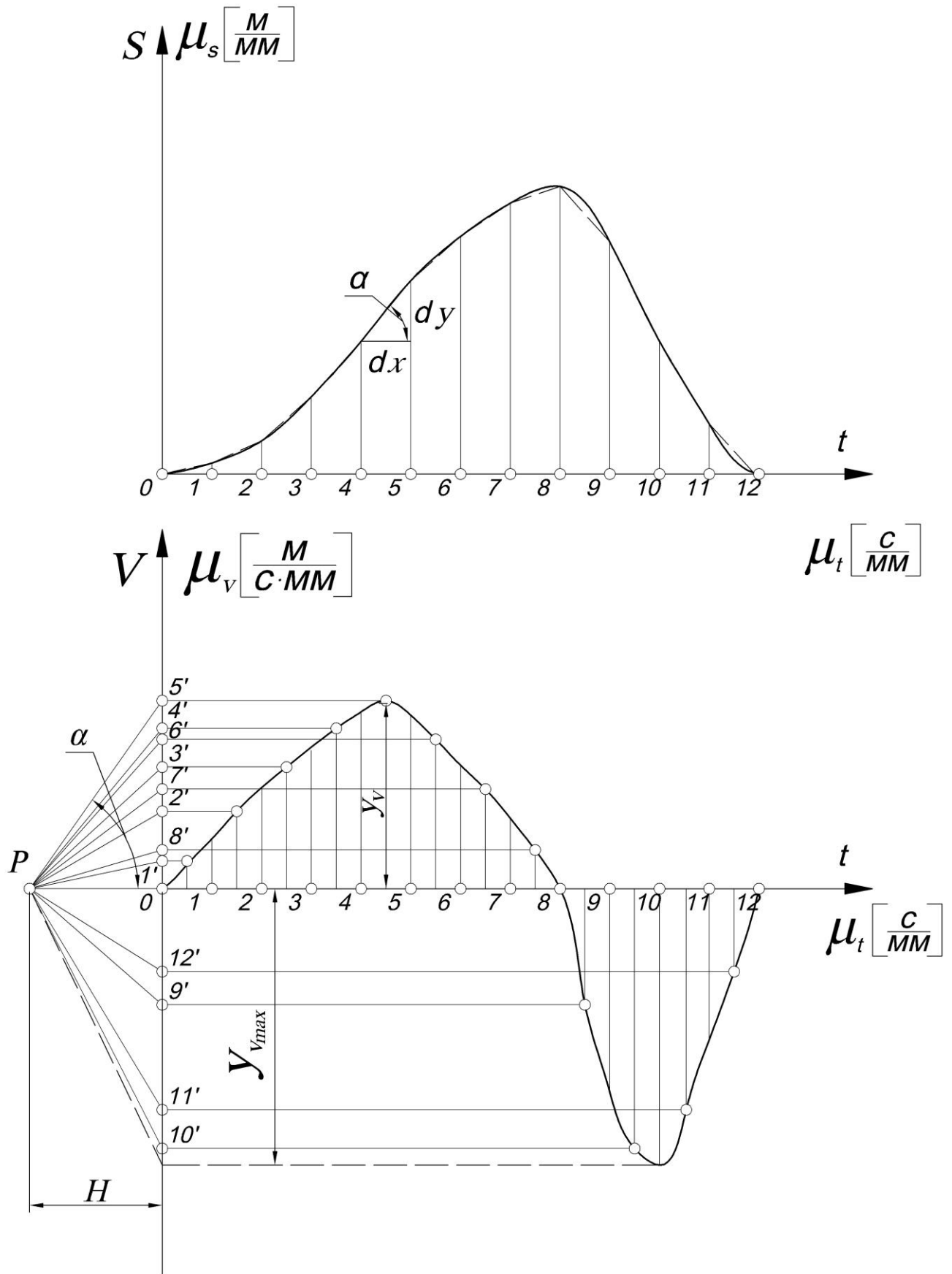


Рис. 20

Пересечение этой прямой с осью абсцисс системы координат $[\nu, t]$ определит точку P и нужный отрезок H .

Для проверки правильности графического дифференцирования следует помнить, что между интегральными и дифференциальными кривыми существуют определенные зависимости:

1. Экстремальным значениям ординат интегральной кривой соответствуют нулевые значения ординат дифференциальной кривой.
2. Точкам перегиба интегральной кривой соответствуют экстремальные значения ординат дифференциальной кривой.

Графическое интегрирование по методу хорд.

Проводится в порядке, обратном графическому дифференцированию (по дифференциальной кривой требуется построить интегральную кривую).

Пусть задай график зависимости скорости от времени $\nu = \nu(t)$ (рис.21), известны масштабные коэффициенты по осям этого графика μ_ν, μ_t . Требуется посредством графического интегрирования по методу хорд, построить график зависимости перемещения от времени $S = S(t)$.

Для интегрирования графика $\nu = \nu(t)$ делим отрезок по оси абсцисс на равные части и из середины полученных участков восстанавливаем перпендикуляры до пересечения с кривой. Из полученных на кривой точек проводим прямые, параллельные оси абсцисс, до пересечения с осью ординат, где получаем точки $1', 2', 3'$ и т.д.

На оси абсцисс выбираем произвольно точку P , отстоящую на расстоянии H от начала координат, и соединяем её с полученными на оси ординат точками.

Выбираем координатные оси для графика $S = S(t)$. Ось ординат этого графика является продолжением оси ординат графика $\nu = \nu(t)$, оси абсцисс обоих графиков параллельны. Разбиваем ось абсцисс графика $S = S(t)$ на участки,

равные соответствующим участкам диаграммы $v = v(t)$. На каждом участке системы координат $[S, t]$ проводим хорды, параллельные соответствующим лучам, проведенным из точки P . Так, например, хорда на участке $0-1$ параллельна $P-1'$ и т.д. Через полученные таким образом точки проводим плавную кривую.

Масштаб по оси ординат полученного графика $S = S(t)$ определяется как

$$\mu_S = \mu_v \cdot \mu_t \cdot H \left[\frac{\dot{v}}{\dot{v} \dot{t}} \right].$$

Ординаты полученной интегральной кривой обратно пропорциональны выбранному отрезку H . Для получения желаемой ординаты $y_{S_{\max}}$ можно предварительно задаться ее величиной. Максимуму кривой $S = S(t)$ соответствует точка пересечения кривой скорости $v = v(t)$ с осью абсцисс - точка " \hat{A} ". Отложив выбранную ординату $y_{S_{\max}}$ в точке " \hat{A} " координатной системы $[S, t]$, соединяем ее конец с началом координат (пунктирная прямая). Эта ордината интегральной кривой соответствует площади слева от рассматриваемой ординаты, ограниченной дифференциальной кривой $v = v(t)$ и осью абсцисс. Определим на глаз высоту прямоугольника, площадь которого равновелика площади под кривой скорости, расположенной левее точки " \hat{A} ". Из точки пересечения верхней стороны этого прямоугольника с осью ординат проводим прямую, параллельную проведенной ранее прямой из начала координат системы $[S, t]$.

Пересечение этой прямой с осью абсцисс определяет точку P и нужный отрезок H . Дополнительное построение показано на рис. 21 пунктиром.

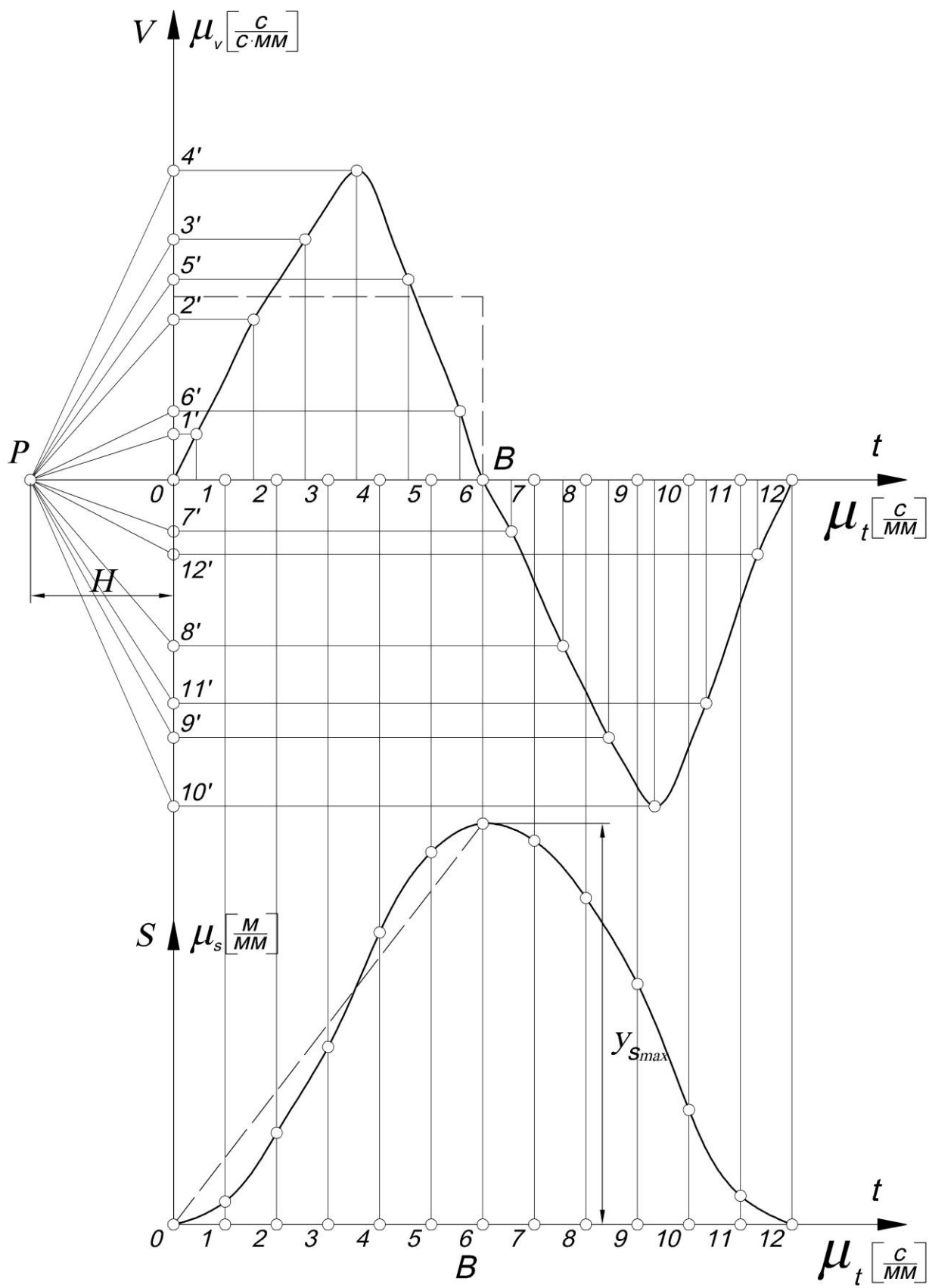


Рис 21

ОФОРМЛЕНИЕ ЛИСТА И РАСЧЁТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ.

1. Все графические построения выполняются в карандаше на листе формата А1 (594X841).

2. Содержание листа (рис. 22):

а) кинематические диаграммы движения толкателя с указанием числовых значений масштабов и их размерности,

б) графическое определение начального радиуса кулачка с учетом допустимого угла давления или условия выпуклости профиля кулачка,

в) профилирование кулачка,

г) график изменения углов давления на фазе подъема.

В левой половине листа следует поместить кинематические диаграммы и график изменения углов давления.

Правая половина листа отводится под определение основных размеров механизма и профилирование кулачка.

3. Все необходимые расчеты и пояснения, сопровождающие графическую часть работы, приводятся в записке.

Записка выполняется на листах писчей бумаги формата А4 (297X210). Текст записки пишется чернилами и только на одной стороне листа, необходимые рисунки выполняются карандашом.

4. Содержание записки:

а) исходные данные для проектирования механизма с изображением схемы кулачкового механизма и графика изменения аналога ускорения толкателя,

б) определение масштабов по осям кинематических диаграмм,

в) расчет ординат графиков аналогов скоростей и аналогов ускорений на угле φ_f ,

г) пересчет значений аналогов скоростей толкателя в масштаб μ_ℓ , в котором профилируется кулачок,

д) определение основных размеров кулачкового механизма,

е) значение углов давления на фазе подъема.

Литература

- 1.Юдин В.А, Петрокас Л.В. «Теория механизмов и машин» 1977г.
- 2.Вирабов Р.В, «Проектирование кулачкового механизма» - методическое руководство по курсовому проектированию, МАМИ,1962 г.
- 3.Мухина Т.Н., Петрова Т.М. «Профилирование кулачков» - методическая разработка по курсовому проектированию, МАМИ, 1967 г.
- 4.Петрова Т.М. «Синтез кулачкового механизма», - методические указания по курсовому проектированию по ТММ, МАМИ, 1971 г.
- 5.Петрова Т.М., Мамаев А.Н., Балабина Т.А. «Синтез кулачкового механизма» - методические указания к курсовому проектированию по ТММ, МАМИ, 2007г.

**Татьяна Морицовна Петрова,
Татьяна Александровна Балабина
Алексей Николаевич Мамаев.**

Методические указания к курсовому проектированию по Теории механизмов и машин

«СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА», для студентов всех специальностей.

Подписано в печать

Заказ

Тираж

Бумага типографская

Формат 60х90/16

МАМИ

Москва 105839, ул. Б.Семеновская, 38