

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Техническая механика»

Н. В. Иноземцева, Д. Г. Кроль, М. И. Лискович

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к курсовому проектированию для студентов
технических специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2011

УДК 621.01(075.8)
ББК 34.41я73
И67

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 1 от 27.09.2010 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *М. П. Кульгейко*

Иноземцева, Н. В.

И67 Теория механизмов и машин. Синтез кулачковых механизмов : метод. указания к курсовому проектированию для студентов техн. специальностей днев. и заоч. форм обучения / Н. В. Иноземцева, Д. Г. Кроль, М. И. Лискович. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2011. – 48 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Содержат необходимые теоретические сведения, расчетные формулы и примеры выполнения расчетов и графических построений кулачковых механизмов в рамках курсового проекта.
Для студентов технических специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.01(075.8)
ББК 34.41я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2011

Содержание

	Стр.
1. Основные положения	4
1.1. Виды кулачковых механизмов	4
1.2. Основные параметры кулачкового механизма	6
1.3. Выбор закона движения выходного звена кулачкового механизма	8
1.4 - Угол давления и его зависимость от основных параметров кулачкового механизма	10
2. Синтез кулачкового механизма.....	12
2.1. Этапы синтеза	12
2.2. Определение основных размеров кулачкового механизма аналитическим способом	13
2.3. - Определение профилей кулачка аналитическим способом	15
2.4. Синтез кинематических диаграмм движения толкателя кулачкового механизма	19
2.5. - Определение основных размеров и построение профиля кулачкового механизма графическим методом	28
2.5.1. Кулачковый механизм с поступательно движущимся роликовым толкателем	28
2.5.2. Кулачковый механизм с коромысловым роликовым толкателем	36
2.5.3. Кулачковый механизм с тарельчатым толкателем	43
Литература	50

1. Основные положения

1.1. Виды кулачковых механизмов

Кулачковым называется трехзвенный механизм с высшей кинематической парой, в состав которого входит кулачек. Кулачковые механизмы предназначены для преобразования вращательного или поступательного движения кулачка в возвратно-вращательное или возвратно-поступательное движение толкателя. При этом в механизме с двумя подвижными звеньями можно реализовать преобразование движения по сложному закону. Важным преимуществом кулачковых механизмов является возможность обеспечения точных выстоев выходного звена. Это преимущество определило их широкое применение в простейших устройствах цикловой автоматики. Кулачковые механизмы можно разделить на две группы. Механизмы первой обеспечивают перемещение толкателя по заданному закону движения. Механизмы второй группы обеспечивают только заданное максимальное перемещение выходного звена – ход толкателя. При этом закон, по которому осуществляется это перемещение, выбирается из набора типовых законов движения в зависимости от условий эксплуатации и технологии изготовления.

Тип кулачковых механизмов определяется целым рядом признаков. Простейшими являются трехзвенные кулачковые механизмы, см. рисунок 1. По характеру движения всех звеньев кулачковые механизмы могут быть плоскими (рисунок 1, *a - d*) и пространственными (рисунок 1, *e*). Кулачек, как правило, является входным звеном, но может быть и выходным.

Кулачковые механизмы можно различать по характеру движения кулачка. На рисунке 1, *a, б* изображены механизмы с кулачком, совершающим прямолинейное возвратное движение. Более широкое распространение получили механизмы с вращающимся кулачком, рисунок 1, *в - e*.

Ведомое звено может совершать прямолинейное возвратное движение (рисунок 1, *a, в, d*), и в этом случае называется толкателем. Если ведомое звено совершает вращательное движение (рисунок 1, *б, г*), то оно называется коромыслом (коромысловым толкателем).

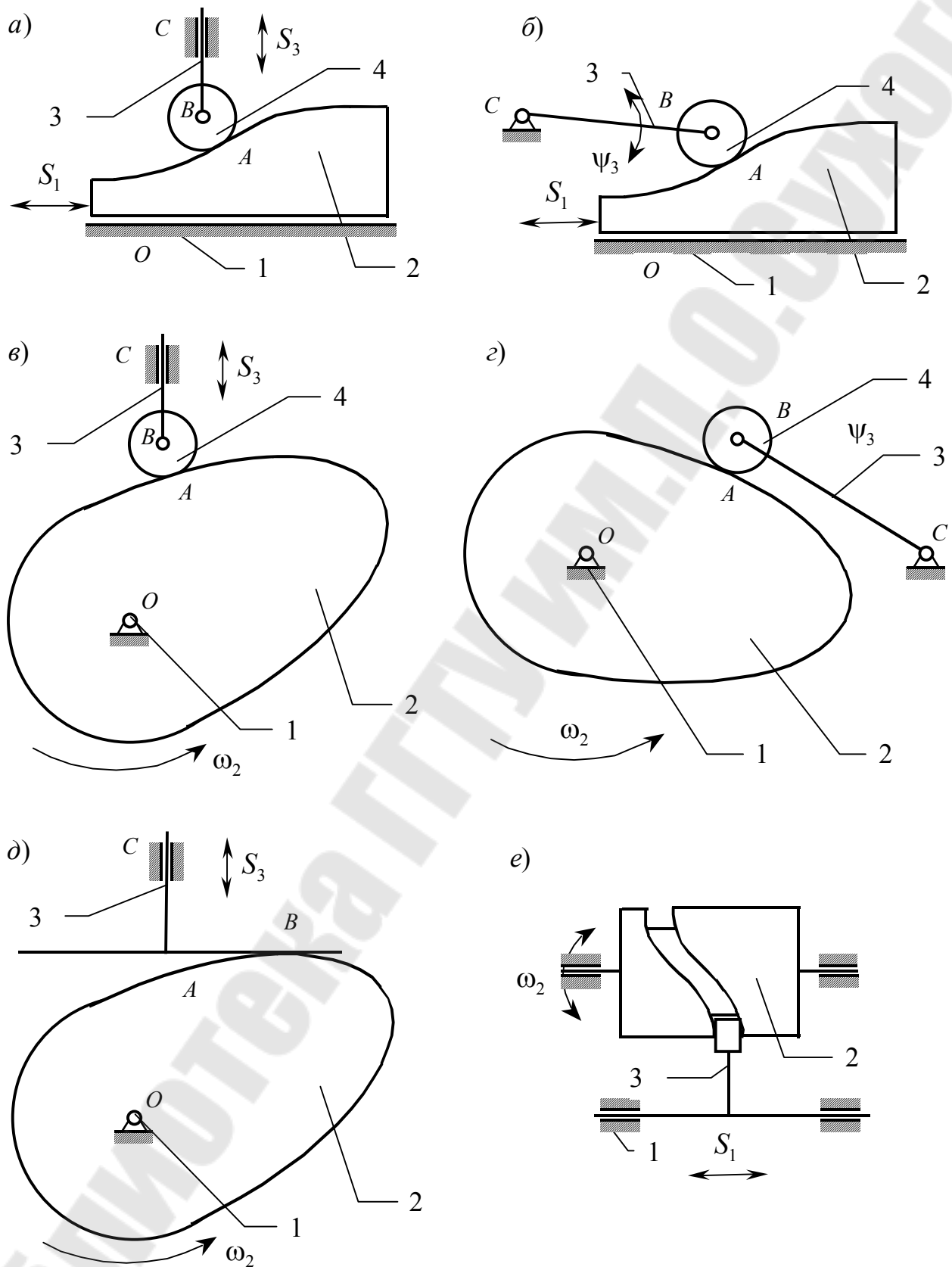


Рисунок 1. Основные типы кулачковых механизмов

Кулачковые механизмы различают по способу замыкания высшей кинематической пары. Бывает силовое и геометрическое замыкание. При силовом замыкании удаление толкателя осуществляется воздействием контактной поверхности кулачка на толкатель (ведущее звено – кулачок, ведомое – толкатель). Движение толкателя при сближении осуществляется за счет силы упругости пружины или силы веса толкателя, при этом кулачок не является ведущим звеном.

При геометрическом замыкании движение толкателя при удалении осуществляется воздействием наружной рабочей поверхности кулачка на толкатель, при сближении – воздействием внутренней рабочей поверхности кулачка на толкатель. На обеих фазах движения кулачок ведущее звено, толкатель – ведомое.

Часто для замены в высшей паре трения скольжения трением качения и уменьшения износа, как кулачка, так и толкателя, в схему механизма включают дополнительное звено – ролик и вращательную кинематическую пару. Подвижность в этой кинематической паре не изменяет передаточных функций механизма и является местной подвижностью.

1.2. Основные параметры кулачкового механизма

Большинство кулачковых механизмов относится к цикловым механизмам с периодом цикла равным 2π . В цикле движения толкателя в общем случае можно выделить четыре фазы: удаления, дальнего стояния (выстоя), возврата (сближения) и ближнего стояния. В соответствии с этим, углы поворота кулачка или фазовые углы делятся на:

- ◆ угол удаления φ_y ;
- ◆ угол дальнего стояния φ_d ;
- ◆ угол возврата φ_v ;
- ◆ угол ближнего стояния φ_b .

Угол удаления φ_y , угол дальнего стояния φ_d и угол возврата φ_v образуют угол $\varphi_{рх}$, который называется рабочим углом:

$$\varphi_{рх} = \varphi_y + \varphi_d + \varphi_v. \quad (1)$$

Кулачок механизма характеризуется двумя профилями: теоретическим (центровым) и конструктивным. Под конструктивным пони-

мается наружный рабочий профиль кулачка. Теоретическим или центровым называется профиль, который в системе координат кулачка описывает центр ролика (или скругления рабочего профиля толкателя) при движении ролика по конструктивному профилю кулачка. Фазовым называется угол поворота кулачка. Профильным углом δ_i называется угловая координата текущей рабочей точки теоретического профиля, соответствующая текущему фазовому углу φ_i . В общем случае фазовый угол не равен профильному $\varphi_i \neq \delta_i$. На рисунке 2, а изображена схема плоского кулачкового механизма с внеосным (имеется эксцентриситет e) поступательным движением выходного звена. Схема кулачкового механизма с качающимся (с возвратно-вращательным движением) показана на рисунке 2, б. Укажем на этих схемах основные параметры плоских кулачковых механизмов.

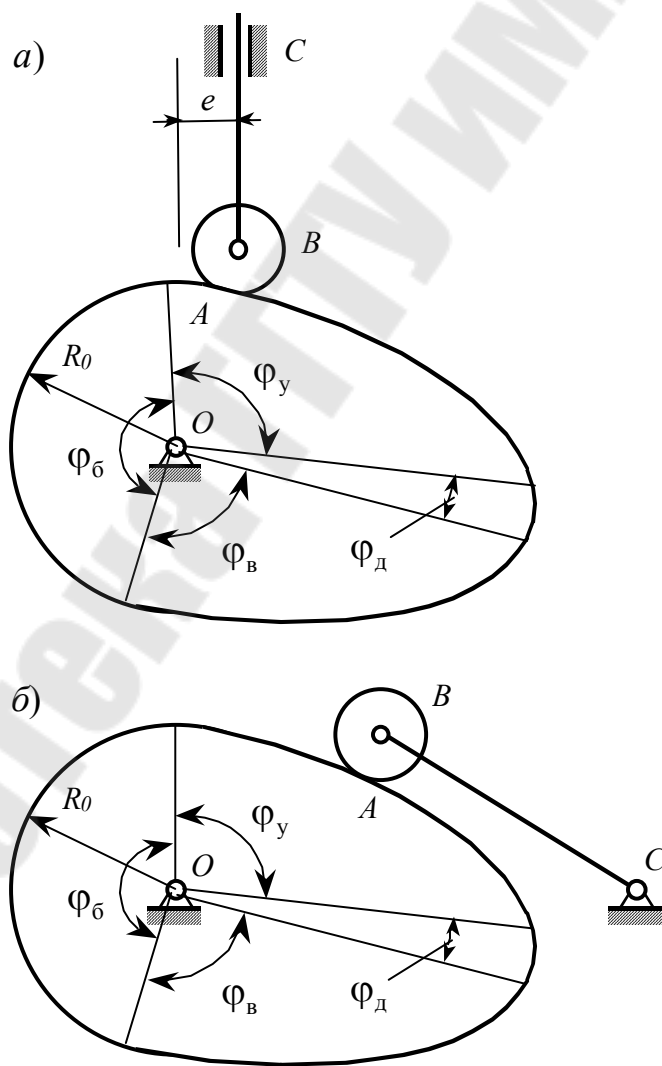


Рисунок 2 . Основные параметры плоских кулачковых механизмов

1.3. Выбор закона движения выходного звена кулачкового механизма

Кулачковые механизмы имеют преимущественное распространение в машинах-автоматах, где они служат для выполнения заданной последовательности перемещений обрабатываемых изделий и инструментов. Для этих механизмов условия выполнения технологического процесса определяют обычно только фазовые углы поворота кулачка. Внутри же каждой фазы подъема и опускания зависимость перемещения выходного звена от угла поворота кулачка или от времени может выбираться различной в соответствии с дополнительными условиями.

Законы движения выходных звеньев, удовлетворяющие одним и тем же граничным условиям, сравнивают при помощи безразмерных коэффициентов, выражающих кинематические и динамические характеристики механизма. Пусть, например, для закона движения толкателя кулачкового механизма $S = S(t)$ заданы граничные условия: в начале фазы подъема (или опускания) $t = 0$ и $S = 0$, в конце фазы (интервала) $t = t_n$ и $S = h$. Тогда величины максимальных скоростей и ускорений толкателя v_{\max} и a_{\max} характеризуются безразмерными коэффициентами:

$$\delta_{\max} = \frac{v_{\max}}{h/t_n}, \quad \xi_{\max} = \frac{a_{\max}}{h/t_n^2}. \quad (2)$$

В таблице 1 приведены некоторые употребительные законы движения с указанием коэффициентов δ_{\max} и ξ_{\max} .

Для кулачково-коромысловых механизмов вместо величин S и h соответственно должны быть углы поворота коромысла ψ и ψ_{\max} . Безразмерные коэффициенты имеют ту же величину и характеризуют максимальные значения угловых скоростей и ускорений коромысла. Простейшим законом движения является закон постоянной скорости (равномерное движение), при котором максимальная скорость толкателя v_{\max} имеет наименьшую величину. Но в начале и в конце движения происходят жесткие удары ($a_{\max} \rightarrow \infty$).

Жестких ударов можно избежать, используя закон постоянного ускорения, при котором толкатель сначала движется равноускоренно, а потом равнозамедленно. Однако при переходе от равноускоренного

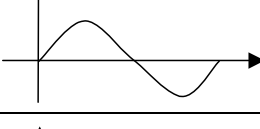
к равнозамедленному движению мгновенно изменяется направление ускорения, а следовательно, и силы инерции (мягкий удар), что приводит к упругим колебаниям и увеличению динамических нагрузок.

Избежать мгновенного изменения ускорения по направлению можно, применяя закон косинусоидального ускорения, при котором в начале и в конце движения, если далее следует выстой, происходит изменение ускорения только по величине.

Наконец, можно найти законы изменения ускорения, называемые безударными, в которых нет скачков изменений скоростей и ускорений. Например, в таблице 1 показан закон движения с ускорением, изменяющимся по синусоиде, и один из законов движения, в которых зависимость перемещения от времени представлена в виде степенного многочлена (полинома).

Таблица 1

Основные законы движения кулачковых механизмов

№ п/п	Название	График	Безразмерные коэффициенты	
			$\delta_{\max} = \frac{v_{\max}}{h/t_n}$	$\xi_{\max} = \frac{a_{\max}}{h/t_n^2}$
1	Постоянная скорость		1	∞
2	Постоянное ускорение		2	4
3	Косинусоидальное ускорение		1,57	4,93
4	Синусоидальное ускорение		2	6,28
5	Полином пятой степени		1,88	5,77

Кроме законов движения, характеризующихся законами изменения ускорений, можно указать на законы, которые определяются аналитическим выражением профиля кулачка. Например, кулачок, очерченный по архимедовой спирали, дает при центральном толкателе закон постоянной скорости. Кулачок, очерченный по логарифмической спирали, дает при центральном толкателе закон движения с постоянным углом давления. Особенно большое распространение имели кулачки, очерченные по нескольким дугам окружностей. В местах сопряжения дуг различных окружностей совпадают касательные к ним, но радиусы кривизны различные, и потому происходит мгновенное изменение ускорения (мягкий удар). В связи с усовершенствованием способов обработки профилей кулачки, очерченные по дугам окружностей, начинают вытесняться кулачками, которые дают безударные законы движения.

С точки зрения динамических нагрузок, желательны безударные законы. Однако кулачки с такими законами движения технологически более сложны, так как требуют более точного и сложного оборудования, поэтому их изготовление существенно дороже. Законы с жесткими ударами имеют весьма ограниченное применение и используются в неответственных механизмах при низких скоростях движения и невысокой долговечности. Кулачки с безударными законами целесообразно применять в механизмах высокими скоростями движения при жестких требованиях к точности и долговечности. Наибольшее распространение получили законы движения с мягкими ударами, с помощью которых можно обеспечить рациональное сочетание стоимости изготовления и эксплуатационных характеристик механизма.

1.4 - Угол давления и его зависимость от основных параметров кулачкового механизма

Углом давления называется угол Θ , заключенный между нормалью $n-n$ к профилю кулачка в точке касания и вектором скорости центра ролика. Чем больше Θ , тем меньше составляющая $F'_{12} = F_{12} \cos \Theta$, где F_{12} - сила давления кулачка на толкатель. При увеличении Θ до некоторого критического значения $\Theta_{\text{доп}}$ наступает заклинивание механизма. Поэтому при проектировании кулачковых механизмов основные параметры - минимальный радиус кулачка R_0 и смещение e - определяются из условия незаклинивания механизма: $\Theta < \Theta_{\text{доп}}$. В общем случае угол Θ_i является величиной переменной и

может быть выражен через основные параметры кулачкового механизма.

Для механизма с поступательно движущимся толкателем, рисунок 3:

$$\tan \Theta_i = \frac{S'_i - e}{\sqrt{R_0^2 - e^2 + S_i}}, \quad (3)$$

где S_i - перемещение; S'_i - аналог скорости толкателя, соответствующий углу φ_i поворота кулачка от начала фазы удаления.

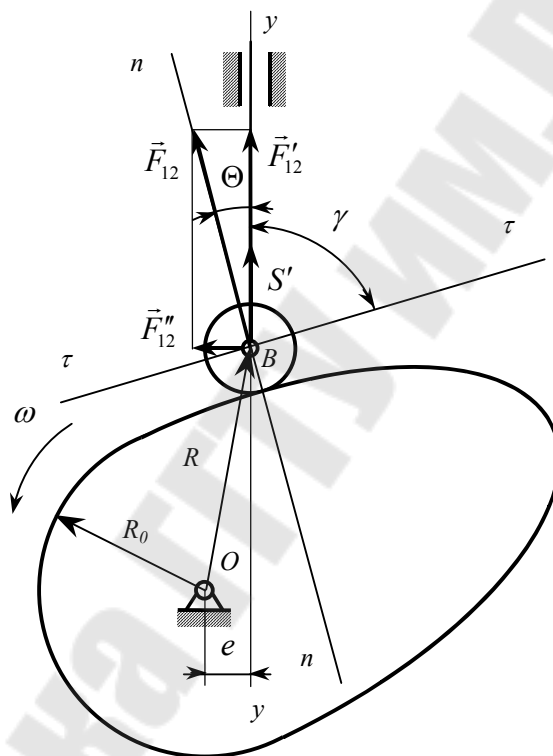


Рисунок 3. Угол давления в кулачковом механизме с роликовым толкателем

Если при движении толкателя на фазе удаления вверх по направляющей $y - y$ последняя смещена относительно центра вращения кулачка вправо, то при вращении кулачка против часовой стрелки смещению приписывается знак «плюс», при вращении по часовой стрелке - «минус». При смещении направляющей влево от центра вращения кулачка знаки e изменяются на обратные. Из равенства (3) следует, что при выбранных законе движения толкателя и e уменьшение минимального радиуса кулачка R_0 ведет к увеличению Θ .

Зависимость между Θ и основными параметрами коромыслового кулачкового механизма имеет вид:

$$\tan \Theta_i = \frac{S'_i - [l_{OC} \cos(\psi_0 + \psi_i) - l_{BC}]}{l_{OC} \sin(\psi_0 + \psi_i)}, \quad (4)$$

где l_{OC} - межосевое расстояние; ψ_0 - начальное угловое перемещение коромысла; ψ_i - угловое перемещение коромысла; l_{BC} - длина коромысла.

2. Синтез кулачкового механизма

2.1. Этапы синтеза.

Синтез кулачкового механизма проводится в два этапа: выбор структурной схемы и определение основных размеров звеньев механизма (включая профиль кулачка).

Первый этап синтеза – структурный. Структурная схема определяет число звеньев механизма; число, вид и подвижность кинематических пар; число избыточных связей и местных подвижностей. При структурном синтезе необходимо обосновать введение в схему механизма каждой избыточной связи и местной подвижности. Определяющими условиями при выборе структурной схемы являются: заданный вид преобразования движения, расположение осей входного и выходного звеньев. Входное движение в механизме преобразуется в выходное, например, вращательное во вращательное, вращательное в поступательное и т.п. Если оси параллельны, то выбирается плоская схема механизма. При пересекающихся или перекрещивающихся осях необходимо использовать пространственную схему. В кинематических механизмах нагрузки малы, поэтому можно использовать толкатели с заостренным наконечником. В силовых механизмах для повышения долговечности и уменьшения износа в схему механизма вводят ролик или увеличивают приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей высшей пары.

В рассматриваемом курсовом проекте первый этап синтеза кулачкового механизма выполнен, т.к. в задании на курсовой проект приведена схема кулачкового механизма.

Второй этап синтеза – метрический. На этом этапе определяют основные размеры звеньев механизма, которые обеспечивают за-

данный закон преобразования движения в механизме или заданную передаточную функцию. Как отмечалось выше, передаточная функция является чисто геометрической характеристикой механизма, а, следовательно, задача метрического синтеза чисто геометрическая задача, независимая от времени или скоростей. Основные критерии, которыми руководствуется проектировщик, при решении задач метрического синтеза: минимизация габаритов (массы); минимизация угла давления в высшей паре (улучшение условий работы); получение технологичной формы профиля кулачка.

2.2. Определение основных размеров кулачкового механизма аналитическим способом

На втором этапе синтеза кулачковых механизмов определяются их основные размеры: минимальный радиус кулачка R_0 и смещение e для механизмов с поступательно движущимся толкателем, минимальный радиус R_0 и межосевое расстояние l_{OC} для кулачковых механизмов с коромыслом.

Стремление создать механизм с малыми габаритами приводит к ограничению угла давления Θ который определяет соотношение между реакциями в опорах толкателя и полезной нагрузкой, действующей на толкатель, рисунок 3.

Причем, при силовом замыкании высшей пары и неререверсивном режиме работы (кулачок вращается только в одном направлении) условие $\Theta < \Theta_{доп}$ должно удовлетворяться только на фазе удаления, так как на фазе возвращения толкатель движется под действием пружины.

Для случая геометрического замыкания высшей пары или при реверсивном режиме работы кулачковых механизмов с силовым замыканием высшей пары условие $\Theta < \Theta_{доп}$ должно удовлетворяться как на фазе удаления, так и на фазе возвращения ведомого звена.

На практике для кулачковых механизмов с поступательно движущимся толкателем обычно принимают $\Theta_{доп} = 30^0$, для коромысловых - $\Theta_{доп} = 45^0$.

При проектировании кулачковых механизмов можно Θ вместо задаться углом передачи движения $\gamma = 90 - \Theta$, смотри рисунок 3. Это острый угол, заключенный между касательной к профилю кулачка в точке касания и линией движения толкателя.

Аналитический метод определения основных размеров кулачковых механизмов с роликовым выходным звеном заключается в решении уравнений (3) или (4) относительно искомых параметров при $\Theta_i < \Theta_{\text{доп}}$ на фазе удаления либо на фазе удаления и возвращения.

Для поступательно движущегося роликового толкателя

$$R_{0i} = \sqrt{\left[\frac{S'_i - e}{\pm \tan \Theta_{\text{доп}}} - S_i \right]^2 + e^2}, \quad (5)$$

где знак «плюс» соответствует фазе удаления, знак «минус» на фазе возвращения.

Так как при $e = \text{const}$ значения R_{0i} зависят от S_i и S'_i то за искомое принимается наибольшее R_{0i}^* , полученное из уравнения (5). Чтобы определить угол φ^* , при котором R_{0i} будет наибольшим, возьмем частную производную и приравняем ее нулю:

$$\frac{\partial R_{0i}}{\partial \varphi} = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\sqrt{\left[\frac{S'_i - e}{\tan \Theta_{\text{доп}}} - S_i \right]^2 + e^2} \right) = 0,$$

откуда находим

$$S''_i = S'_i \tan \Theta_{\text{доп}}. \quad (6)$$

Подставив в формулу (6) выражения для S'_i и S''_i определяем φ^* затем S^* и S'^* и подставляем в уравнение (5).

При $e = 0$ уравнение (5) упрощается:

$$R_{0i} = \frac{S'_i}{\pm \tan \Theta_{\text{доп}}} - S_i. \quad (7)$$

Аналогично решается задача отыскания основных размеров кулачкового механизма с роликовым коромыслом на основании уравнения (4).

Для кулачкового механизма с поступательно движущимся плоским толкателем угол передачи движения $\Theta = \text{const}$ (в нашем случае $\Theta = 90^\circ$). Следовательно, условие $\Theta < \Theta_{\text{доп}}$ выполняется независимо от размеров кулачка. Наличие плоского толкателя предъявляет дополни-

тельное требование к профилю кулачка, который должен быть выпуклым по всему контуру, т. е. радиус кривизны его в любой точке больше нуля ($\rho_i > 0$).

Кулачок имеет выпуклый профиль, если радиус кривизны его в любом положении будет удовлетворять условию:

$$\rho_i = R_0 + S_i + S_i'' > 0. \quad (8)$$

Решаем неравенство (8) относительно R_0 :

$$R_0 > -(S_i + S_i'') \quad (9)$$

Следовательно, R_0 должно быть больше наибольшей отрицательной ординаты суммарного графика $(S_i + S_i'')$.

2.3 Определение профилей кулачка аналитическим способом

Приведем формулы для расчета R_i и α_i основных типов дисковых кулачковых механизмов.

Тип 1. Кулачковый механизм с поступательно движущимся роликовым толкателем, рисунок 4. Из рисунка 4 видно, что при повороте кулачка на угол φ_i толкатель переместится на расстояние S_i . Из треугольника B_0OD и треугольника B_iOD находим:

$$\left. \begin{aligned} R_i &= \sqrt{(S_0 + S_i)^2 + e^2} \\ \alpha_i &= \varphi_i + \left(\arctan \frac{S_0 + S_i}{e} - \arctan \frac{S_0}{e} \right) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Тип 2. Кулачковый механизм с роликовым коромыслом.

При повороте кулачка на угол φ_i (рисунок 5) коромысло повернется на угол ψ_i . Из треугольника B_0OC и треугольника B_iOC находим:

$$\left. \begin{aligned}
 R_i &= \sqrt{l_{OC}^2 + l_{BC}^2 - 2l_{OC}l_{BC} \cos(\psi_0 + \psi_i)} \\
 \alpha_i &= \varphi_i \pm \left\{ \arcsin \left[\frac{l_{OC}}{R_i} \sin(\psi_0 + \psi_i) \right] - \arcsin \left(\frac{l_{OC}}{R_0} \sin \psi_0 \right) \right\}
 \end{aligned} \right\} (11)$$

Знак «плюс» во второй формуле ставится в том случае, если на рассматриваемой фазе кулачок и коромысло вращаются в одном направлении.

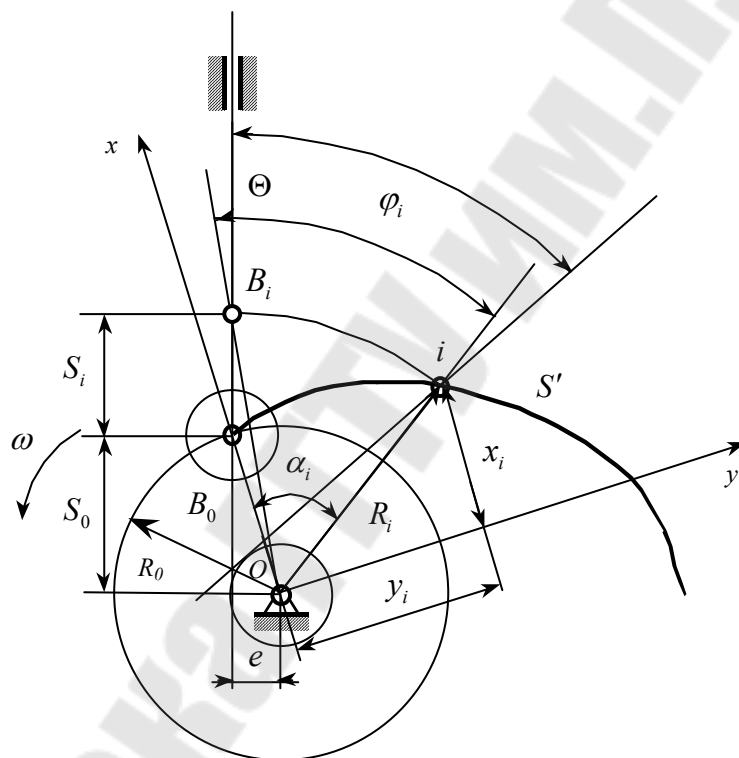


Рисунок 4. Схема для определения профиля кулачка аналитическим методом с роликовым толкателем

Тип 3. Кулачковый механизм с поступательно движущимся плоским толкателем.

При повороте кулачка на угол φ_i , рисунок 6, толкатель переместится на S_i .

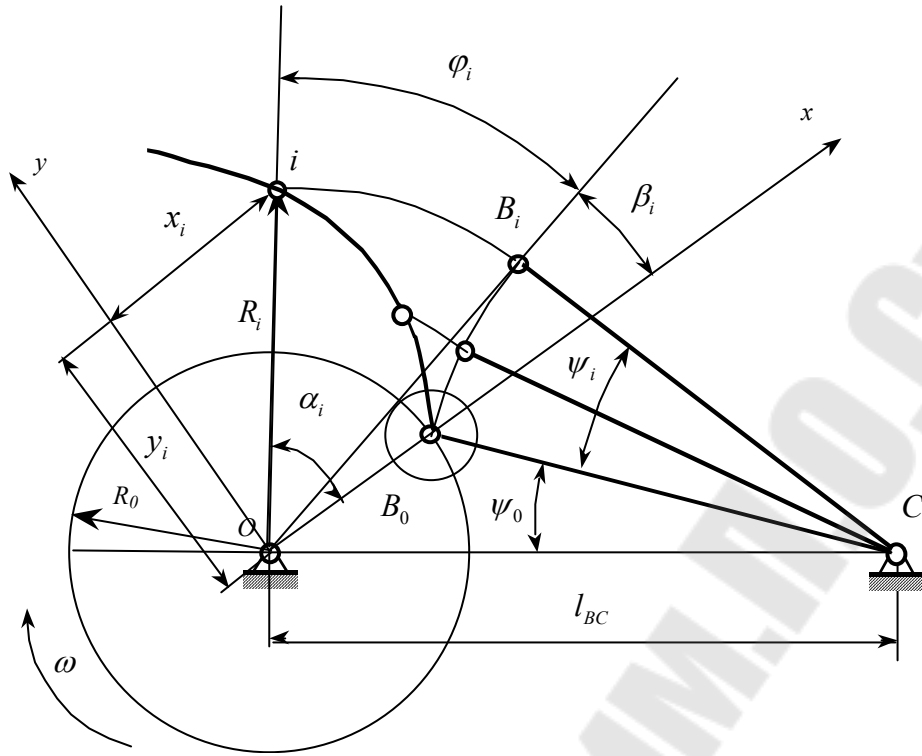


Рисунок 5. Схема для определения профиля кулачка аналитическим методом с роликовым коромыслом

$$\left. \begin{aligned} R_i &= \sqrt{(R_0 + S_i)^2 + (S'_i)^2} \\ \alpha_i &= \varphi_i \pm \arctan \frac{S'_i}{R_0 + S_i} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Знак «плюс» во втором выражении берется для фазы удаления, знак «минус» - для фазы возвращения.

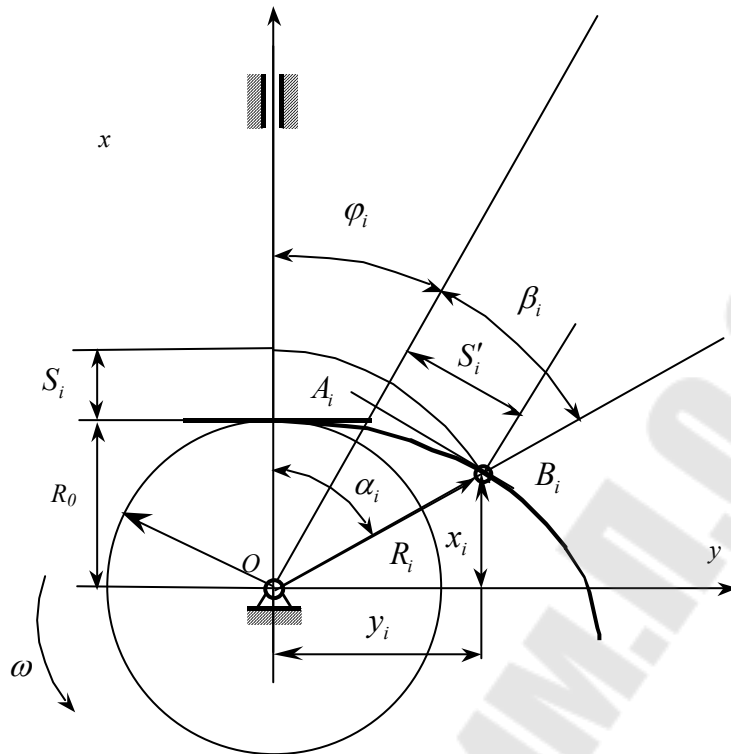


Рисунок 6. Схема для определения профиля кулачка аналитическим методом с тарельчатым толкателем

Координаты центрального профиля кулачка механизмов 1-го и 2-го типов и координаты действительного профиля кулачка механизма 3-го типа в прямоугольной системе координат xOy определяются из выражений (рисунки 4 - 6): $x_i = R_i \cos \alpha_i$, $y_i = R_i \sin \alpha_i$, где R_i и α_i определяются, соответственно по формулам (10) - (12).

При выборе радиуса ролика руководствуются следующими соображениями:

- ◆ Ролик является простой деталью, процесс обработки которой несложен (вытачивается, затем термообрабатывается и шлифуется). Поэтому на его поверхности можно обеспечить высокую контактную прочность. В кулачке, из-за сложной конфигурации рабочей поверхности, это обеспечить сложнее. Поэтому обычно радиус ролика r меньше радиуса начальной шайбы конструктивного профиля R_0 и удовлетворяет соотношению $r \leq (0,4 \div 0,5)R_0$. Выполнение этого соотношения обеспечивает примерно равную контактную прочность как для кулачка, так и для ролика. Ролик обладает большей контактной прочностью, но так как его радиус меньше, то он вращается с большей скоростью и рабочие точки его поверхности участвуют в боль-

шем числе контактов.

◆ Конструктивный профиль кулачка не должен быть заостренным или срезанным. Поэтому на выбор радиуса ролика накладывается ограничение $r \leq (0,7 \div 0,8)\rho_{\min}$, где ρ_{\min} - минимальный радиус кривизны теоретического профиля кулачка (смотри рисунок 7).

Рекомендуется выбирать радиус ролика из стандартного ряда диаметров в диапазоне $r = (0,2 \div 0,3)R_0$. При этом необходимо учитывать, что увеличение радиуса ролика увеличивает габариты и массу толкателя, ухудшает динамические характеристики механизма (уменьшает его собственную частоту). Уменьшение радиуса ролика увеличивает габариты кулачка и его массу; частота вращения ролика увеличивается, его долговечность снижается.

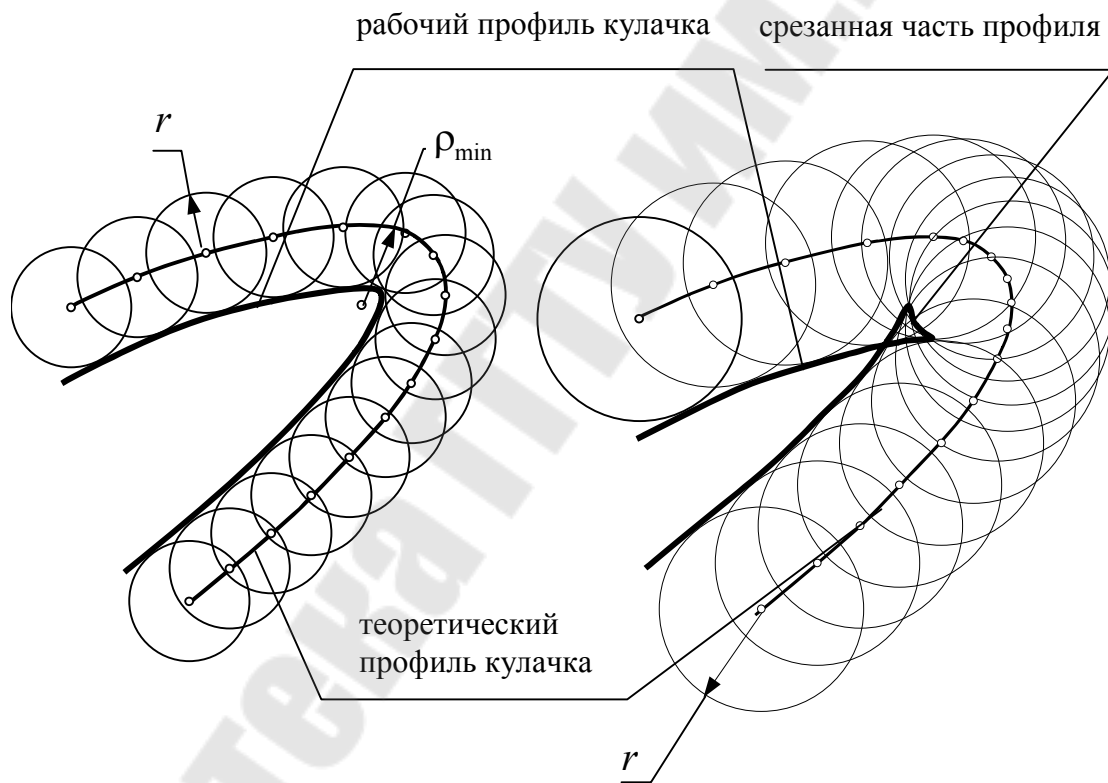


Рисунок 7. Определение рабочего профиля кулачка

2.4. Синтез кинематических диаграмм движения толкателя кулачкового механизма

По заданному закону движения толкателя кулачкового механизма вычерчивается диаграмма аналогов ускорений

$d^2S / d\varphi = f(\varphi)$. Затем, используя графическое интегрирование методом хорд, строится диаграмма аналогов скоростей $dS / d\varphi = f(\varphi)$ и диаграмма перемещения $S = f(\varphi)$. После построения диаграмм определяются масштабы по осям ординат по следующим зависимостям:

$$\mu_s = \frac{h}{y_{\max}}, \quad (13)$$

где y_{\max} - максимальная ордината диаграммы перемещения; h - максимальный ход толкателя кулачкового механизма.

$$\mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi H_1}, \quad (14)$$

где μ_φ - масштаб диаграмм по оси абсцисс; H_1 - полюсное расстояние.

$$\mu_{\frac{d^2s}{d^2\varphi}} = \frac{\mu_{\frac{ds}{d\varphi}}}{\mu_\varphi H_2}. \quad (15)$$

Рассмотрим построение кинематических диаграмм движения толкателя кулачкового механизма, имевшего следующие исходные данные:

угол удаления $\varphi_y = 120^\circ$;

угол дальнего стояния $\varphi_d = 20^\circ$;

угол возврата $\varphi_v = 120^\circ$;

максимальный ход толкателя $h = 40$ мм;

закон движения толкателя на угле удаления и угле возврата (смотри рисунок 8), одинаковый.

Переведем значение заданных фазовых углов в радианную меру

$$\varphi_y = \frac{\pi \cdot 120}{180} = 2,0944 \text{ рад}; \quad \varphi_d = 0,3491 \text{ рад}; \quad \varphi_v = 2,0944 \text{ рад}.$$

Примем масштаб по оси абсцисс $\mu = 0,05 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$ тогда отрезки, изображающие фазовые углы, будут равны:

$$x_y = \frac{\varphi_y}{\mu_\varphi} = \frac{2.0944}{0.05} = 41,88 \text{ мм}, \quad x_d = 6,98 \text{ мм}, \quad x_b = 41,88 \text{ мм}.$$

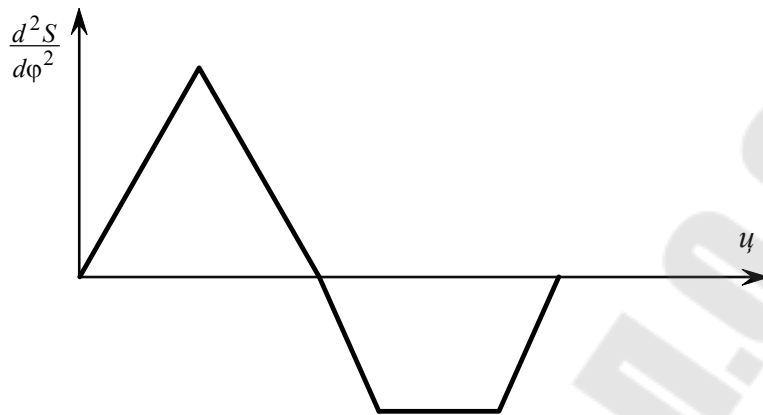


Рисунок 8. Закон движения толкателя

Проведем ось φ и на ней отложим отрезки фазовых углов, рисунок 9.

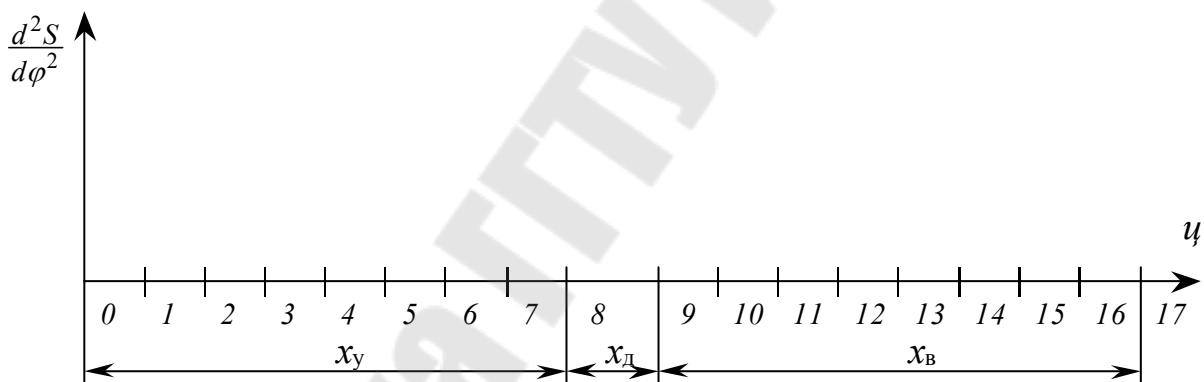


Рисунок 9. Ось φ с отрезками фазовых углов

Построим верхнюю часть диаграммы аналога ускорений на угле удаления. Для этого зададимся максимальной ординатой h_1 и построим график, смотри рисунок 10.

Для построения нижней части диаграммы аналога ускорения на угле удаления рассчитаем величину h'_1 из условия равенства площадей S_1 и S'_1 (смотри рисунок 11). Определим значения S_1 и S'_1 .

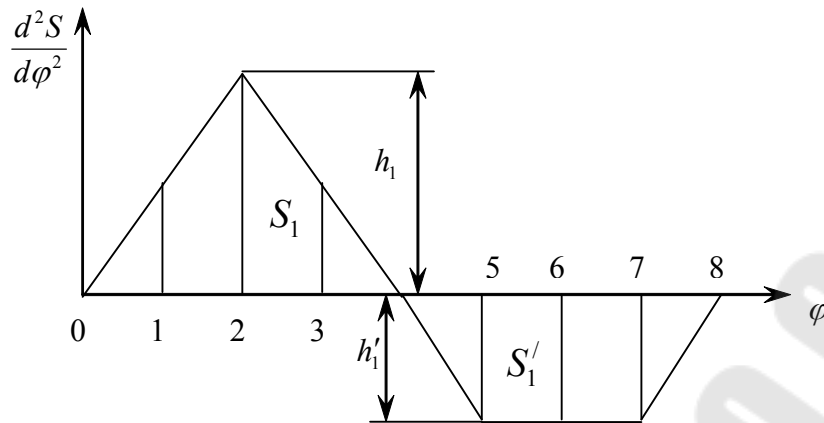


Рисунок 10. Схема определения величины h'_1 (диаграмма аналогов ускорений, угол удаления)

$$S_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\varphi_y}{2} \cdot h_1 = \frac{\varphi_y \cdot h_1}{4};$$

$$S'_1 = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\varphi_y}{8} \cdot h'_1 + \frac{\varphi_y}{4} \cdot h'_1 = \frac{3}{8} \cdot \varphi_y \cdot h'_1.$$

Приравняем правые части этих выражений

$$\frac{\varphi_y \cdot h_1}{4} = \frac{3\varphi_y \cdot h'_1}{8}.$$

Откуда получаем

$$h'_1 = \frac{2}{3} \cdot h_1. \quad (16)$$

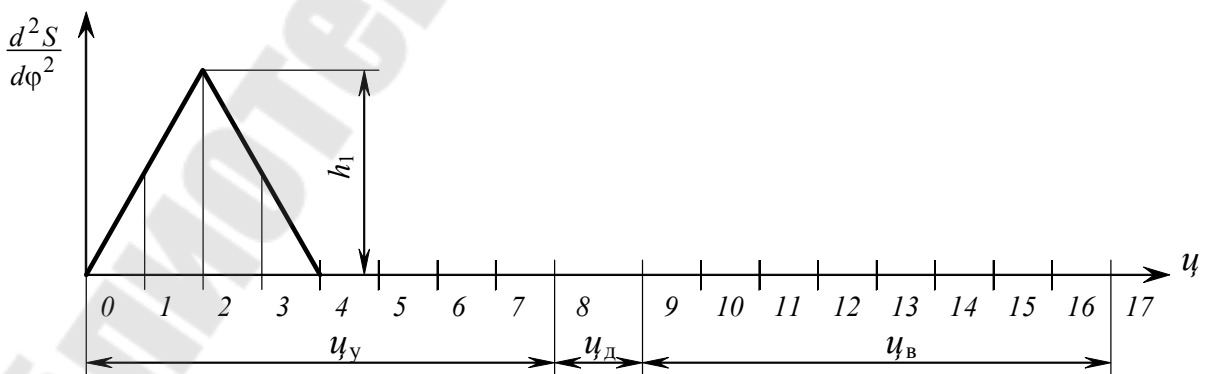


Рисунок 11. Построение верхней части диаграммы аналога ускорения

По найденной величине h'_1 строим нижнюю часть диаграммы на угле удаления, рисунок 12.

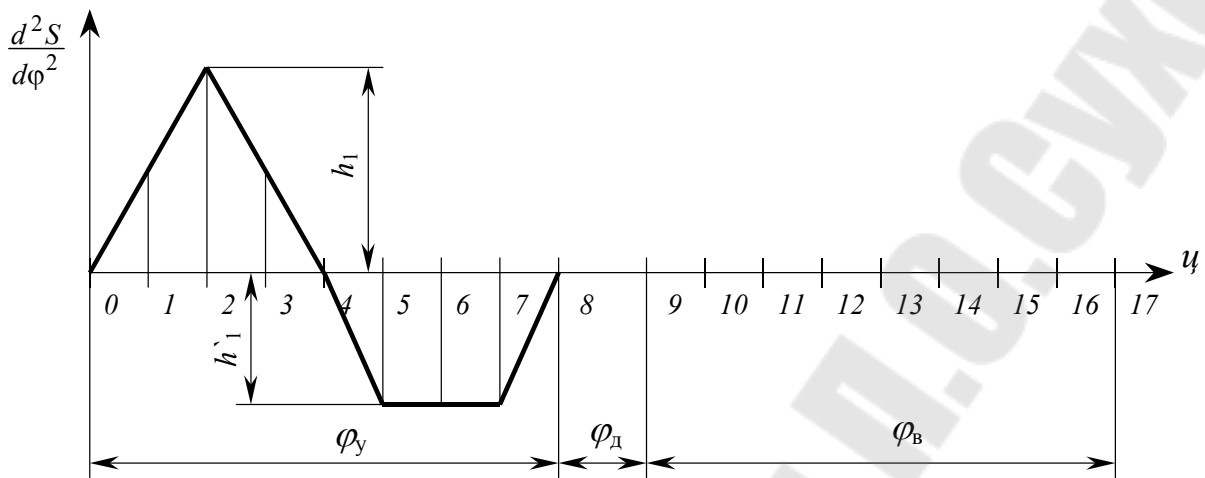


Рисунок 12. Диаграмма аналогов ускорений на угле удаления

Для построения нижней и верхней частей диаграммы на угле возврата определяем величины h_2 и h'_2 (смотри рисунок 16) по выражениям

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{\varphi_{\text{в}}^2}{\varphi_{\text{у}}^2},$$

$$\frac{h'_1}{h'_2} = \frac{\varphi_{\text{в}}^2}{\varphi_{\text{у}}^2}.$$

Откуда

$$h'_2 = \frac{h'_1 \cdot \varphi_{\text{у}}^2}{\varphi_{\text{в}}^2},$$

$$h_2 = \frac{h_1 \cdot \varphi_{\text{у}}^2}{\varphi_{\text{в}}^2}.$$

По найденным величинам h_2 и h'_2 строим часть диаграммы аналогов ускорений на фазе возврата, рисунок 13.

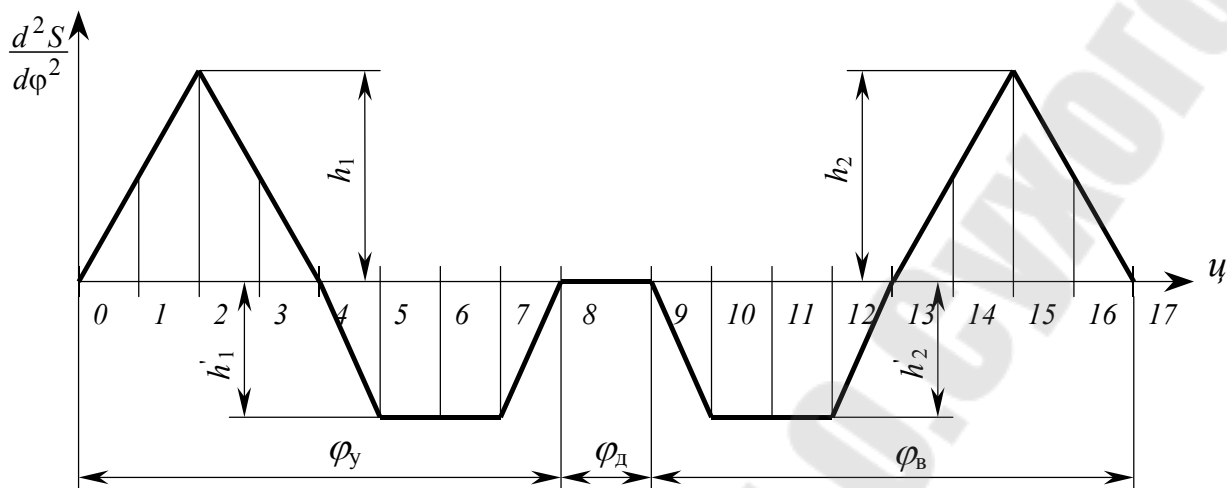


Рисунок 13. Диаграмма аналогов ускорений

Диаграмму аналога скоростей $dS/d\varphi = f(\varphi)$ строим путем графического интегрирования диаграммы аналога ускорений $d^2S/d^2\varphi = f(\varphi)$. Для графического интегрирования применяем метод хорд. Построения при этом методе выполняем в следующем порядке.

Из середины отрезка 01 поднимаемся до кривой диаграммы аналога ускорений $d^2S/d\varphi^2 = f(\varphi)$ и получаем точку 1' и проектируем ее на ось ординат (рисунок 14, а). Слева от начало координат диаграммы на произвольном расстоянии H_1 помещаем полюс P_1 , с которым соединяем точку 1' (см. рисунок 14, а). Под диаграммой аналога ускорений проводим оси координат диаграммы аналога скоростей $dS/d\varphi = f(\varphi)$ и ось φ разбиваем на те же части, что и на диаграмме аналога ускорений. Из начала координат, диаграммы аналога скоростей проводим прямую параллельную P_11' до пересечения с ординатой 1 и получаем точку 1'', (рисунок 14, б). Затем из середины отрезка 1-2 диаграммы аналога ускорений поднимаемся до кривой и получаем точку 2', которую проектируем на ось ординат и соединяем с полюсом P_1 (рисунок 14, в). Из точки 1'' диаграммы аналога скоростей проводим прямую параллельную P_12' до пересечения с ординатой 2 и получаем точку 2'' (смотри рисунок 14, г).

Аналогично осуществляем дальнейшее построения, в результате которых получаем диаграмму аналогов скоростей, рисунок 15.

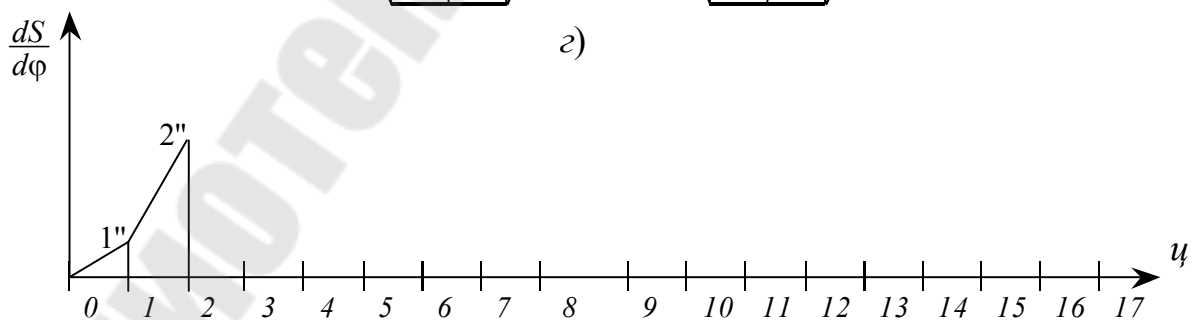
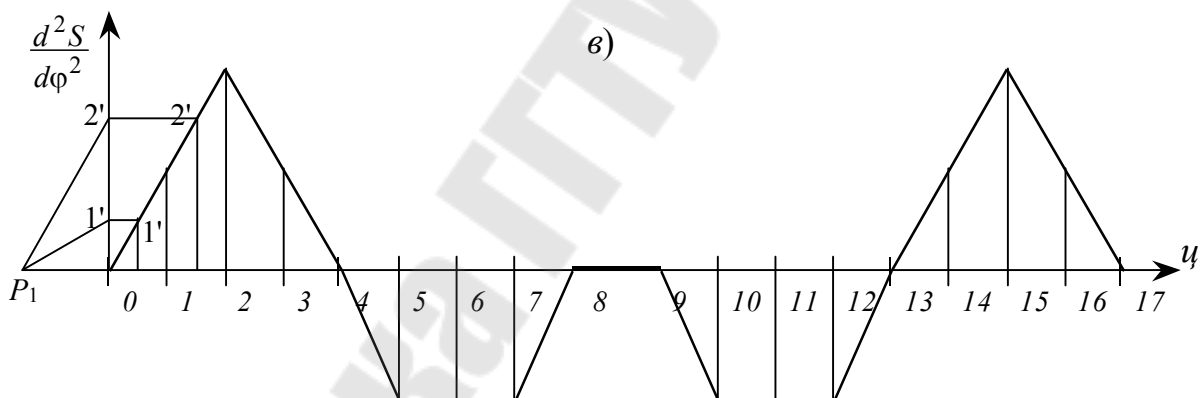
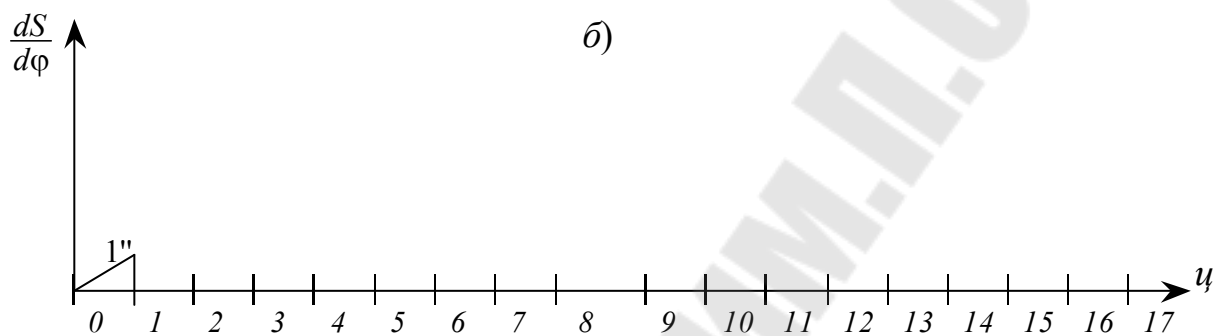
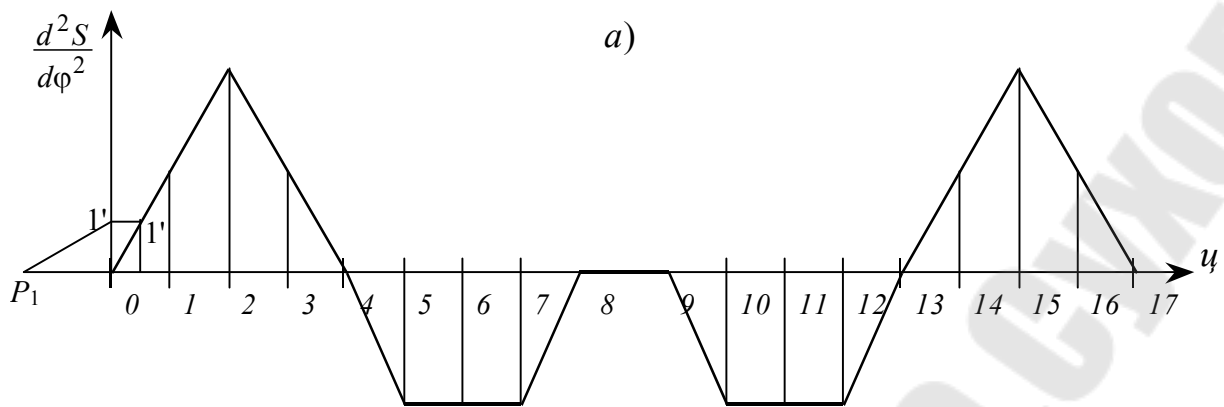


Рисунок 14. Графическое интегрирование методом хорд

График перемещений строим путём графического интегрирования методом хорд графика аналогов скоростей, рисунок 15.

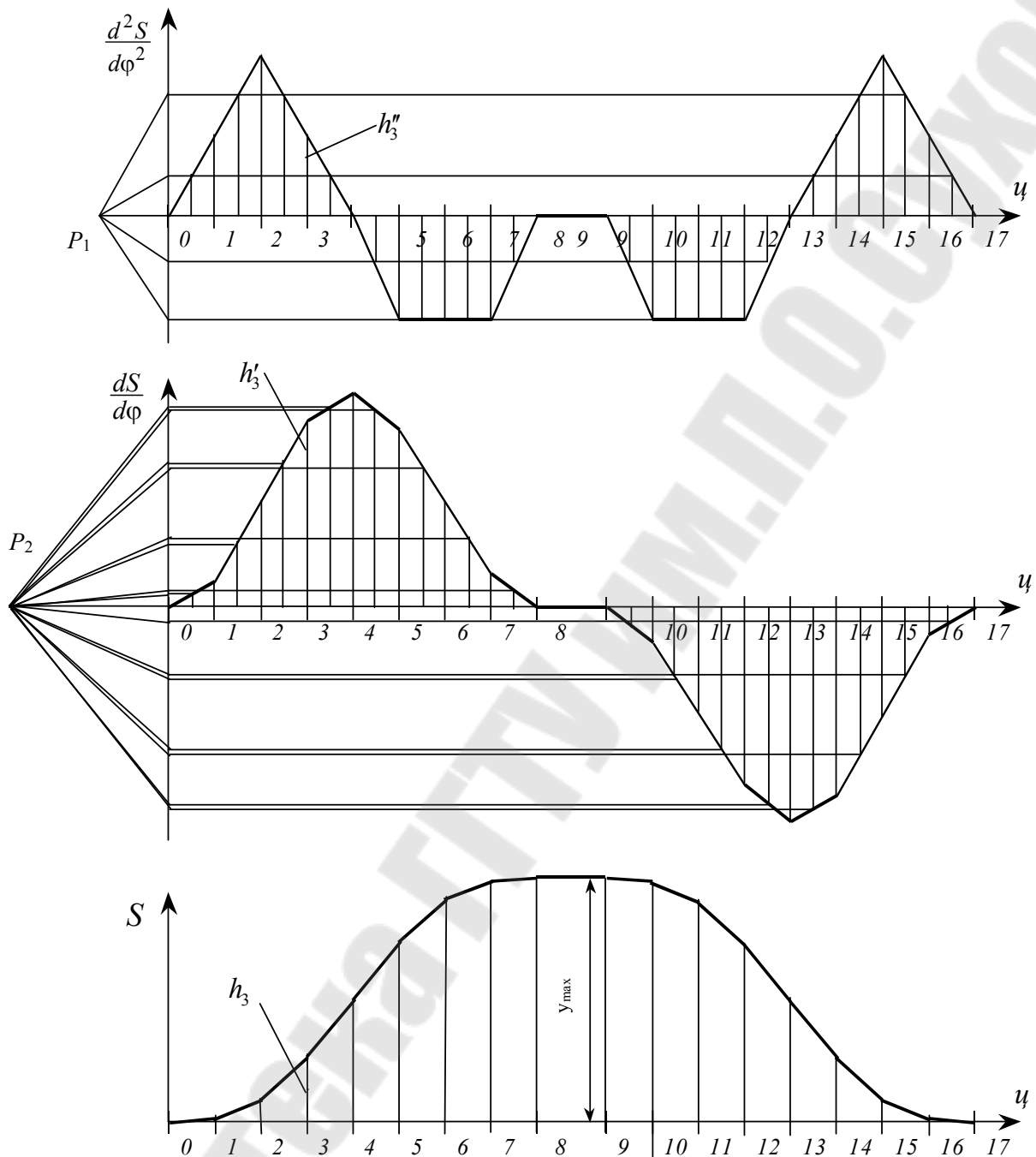


Рисунок 15. Кинематические диаграммы

Построение при этом выполняем в том же порядке, что и при интегрировании диаграммы аналога ускорений.

По формулам (13), (14) и (15) рассчитаем значения масштабов по осям ординат

$$\mu_S = \frac{h}{y_{\max}};$$

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{H_1 \cdot \mu_\varphi};$$

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}}{H_2 \cdot \mu_\varphi}.$$

Вычислим действительные значения аналогов ускорений, аналогов скоростей и перемещения, используя следующие выражения

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = h_i'' \cdot \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}};$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = h_i' \cdot \mu_{\frac{dS}{d\varphi}};$$

$$S = h_i \cdot \mu_S.$$

Результаты вычислений оформим в виде таблицы 2.

Таблица 2

**Значения аналогов скоростей, аналогов ускорений
и перемещений**

Положение	0	1	2	16	17
h''						
$\frac{d^2S}{d\varphi^2}$						
h'						
$\frac{dS}{d\varphi}$						
h						
S						

2.5. - Определение основных размеров и построение профиля кулачкового механизма графическим методом

2.5.1. Кулачковый механизм с поступательно движущимся роликовым толкателем

Размеры кулачкового механизма определяются с учетом допустимого угла давления в высшей паре. Условие, которому должно удовлетворять положение центра вращения кулачка O : углы давления во всех точках профиля должны быть меньше допустимого значения. Поэтому графически область расположения точки O может быть определена семейством прямых проведенных под допустимым углом давления к вектору возможной скорости точки центрального профиля, принадлежащей толкателю. Графическая интерпретация вышесказанного для толкателя и коромысла дана на рисунке 16. Строим диаграмму зависимости перемещения от аналога скорости: $S = f(ds / d\varphi)$. Для этого по оси ординат откладываются от начала координат перемещения толкателя (смотри таблицу 2) в масштабе μ_s . Через полученные точки B_1, B_2, B_3, \dots проводятся прямые, параллельные оси абсцисс. На этих прямых откладываются отрезки, характеризующие значения аналогов скоростей в масштабе $\mu_s = \mu \frac{ds}{d\varphi}$. Не-

обходимо помнить, что отрезки аналогов скоростей откладываем в сторону вращения на фазе удаления, а для фазы возврата – в обратную. Соединив плавной кривой концы отложенных отрезков, получим кривую $S = f(ds / d\varphi)$. Проведем к этой кривой касательные под углами Θ к оси S . За центр вращения кулачка O можно принять любую точку, лежащую внутри заштрихованной области, рисунок 16.

Причем выбирать нужно так, чтобы обеспечить минимальные размеры механизма. Минимальный радиус R_0 получим, если соединим вершину полученной области, точку O , с началом координат. При таком выборе радиуса в любой точке профиля на фазе удаления угол давления будет меньше или равен допустимому. Если кулачок необходимо при этом выполнить с заданным эксцентриситетом, то точка O должна лежать на прямой, параллельной оси ординат и отстоящей от оси S на величину эксцентриситета e . Минимальный радиус кулачка будет равен:

$$R_0 = OB_0 \cdot \mu_s.$$

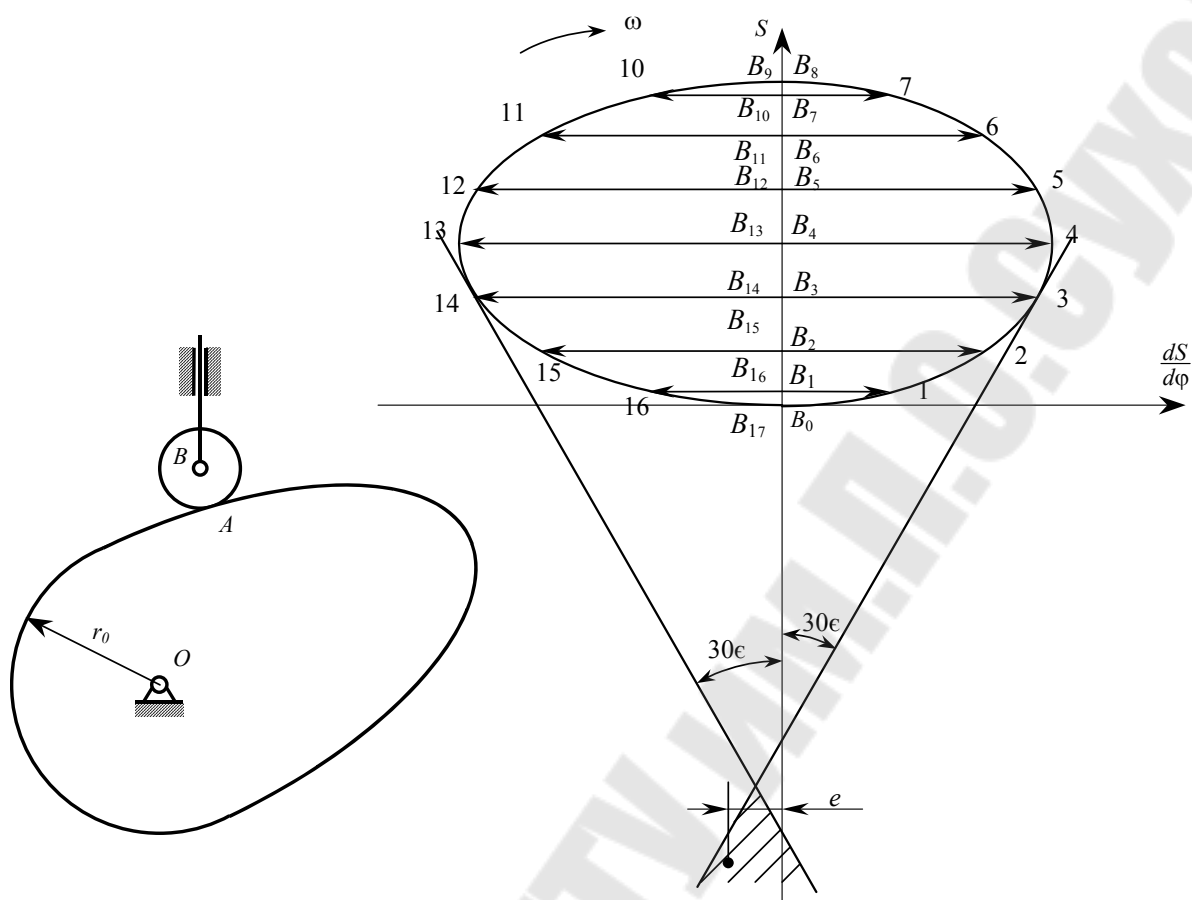


Рисунок 16. Кулачковый механизм с поступательно движущимся роликовым толкателем и график $S = f(ds / d\varphi)$.

Построение профиля кулачка с роликовым толкателем

В основе графического метода построения профиля кулачка лежит метод обращения движения, заключающийся в том, что всем звеньям механизма условно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью, равной угловой скорости кулачка, но в обратную сторону. В результате этого кулачок останавливается, а стойка вместе с толкателем (коромыслом) получает вращательное движение вокруг оси кулачка O с угловой скоростью ω . Кроме того, толкатель будет совершать движение относительно стойки по закону, который определяется профилем кулачка.

Построение профиля кулачка рекомендуется производить в следующем порядке:

1. Выбираем масштаб построения μ_s .

2. Из произвольного центра вращения кулачка O и в масштабе μ_s описываем окружности радиусами, равными R_0 и e .

3. Касательно к окружности радиуса e проведем линию движения толкателя $y-y$, согласно ее положению на графике $S = f(ds/d\varphi)$. Точка пересечения B_0 этой прямой с окружностью R_0 определит положение центра ролика, соответствующее началу удаления.

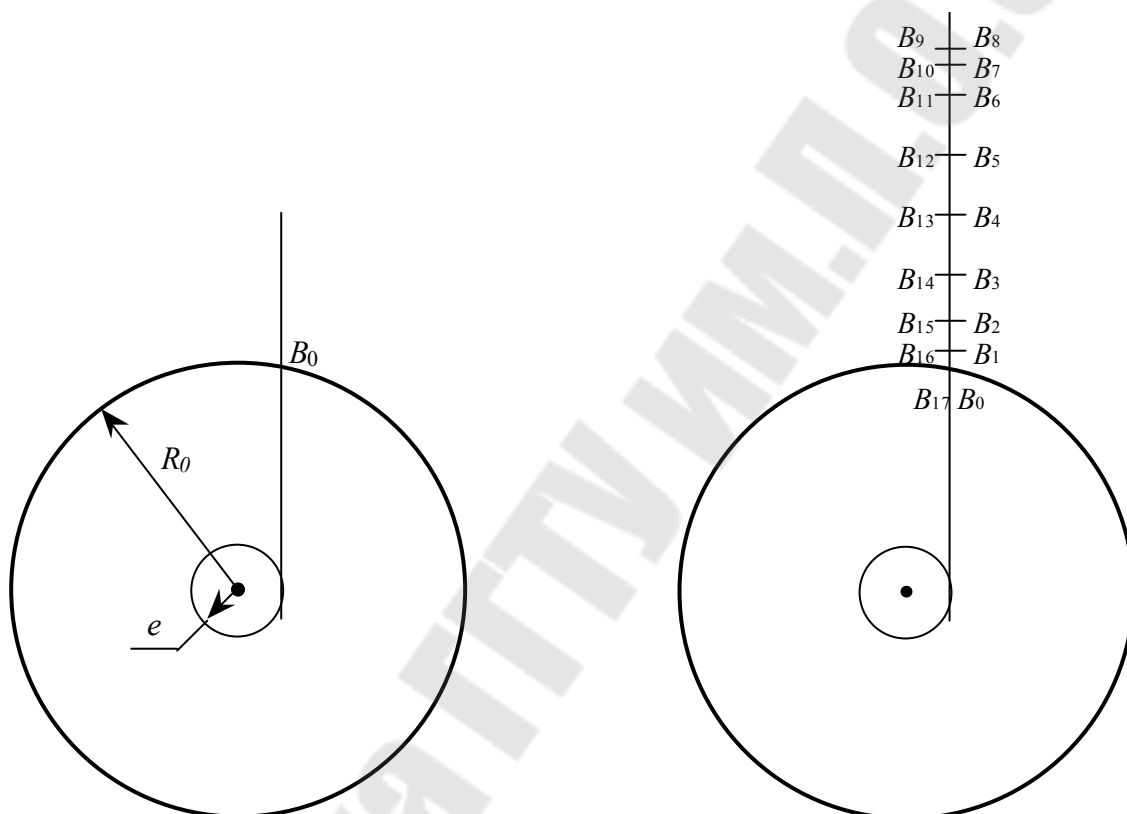


Рисунок 17. Этапы построения профиля кулачка

4. От точки B_0 вдоль линии $y-y$ откладываем перемещение толкателя, согласно графику $S = f(ds/d\varphi)$. Точка B_8 определит положение центра ролика, соответствующее концу удаления.

5. От прямой OB_0 в сторону, противоположную вращению кулачка, отложим фазовые углы: φ_y , φ_d и φ_v .

6. Разбиваем фазовые углы на столько же частей, на сколько они разбиты на диаграммах. Получают точки деления 1, 2, 3, 4 ... и т. д.

7. Через полученные точки 1, 2, 3 ... проводим касательные к окружности радиуса e , следя за тем, чтобы все касательные распола-

гались по ту же сторону центра O , что и прямая $y - y$.

8. Из центра вращения кулачка O радиусами OB_1, OB_2, OB_3 и т. д. проведем концентрические дуги до пересечения с соответствующими касательными. Точки пересечения $1', 2', 3'$ и т. д, представляют собой положение центра ролика в обращенном механизме.

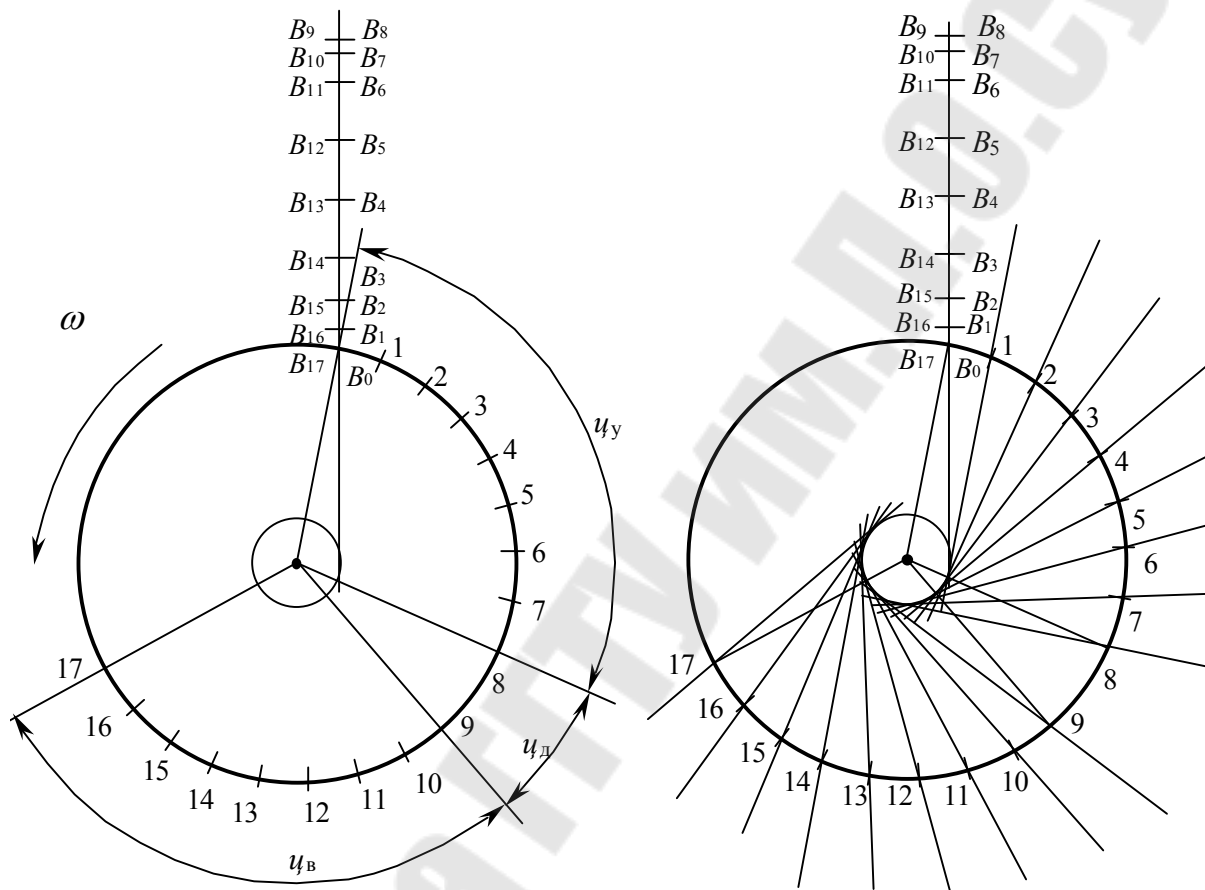


Рисунок 18. Этапы построения профиля кулачка

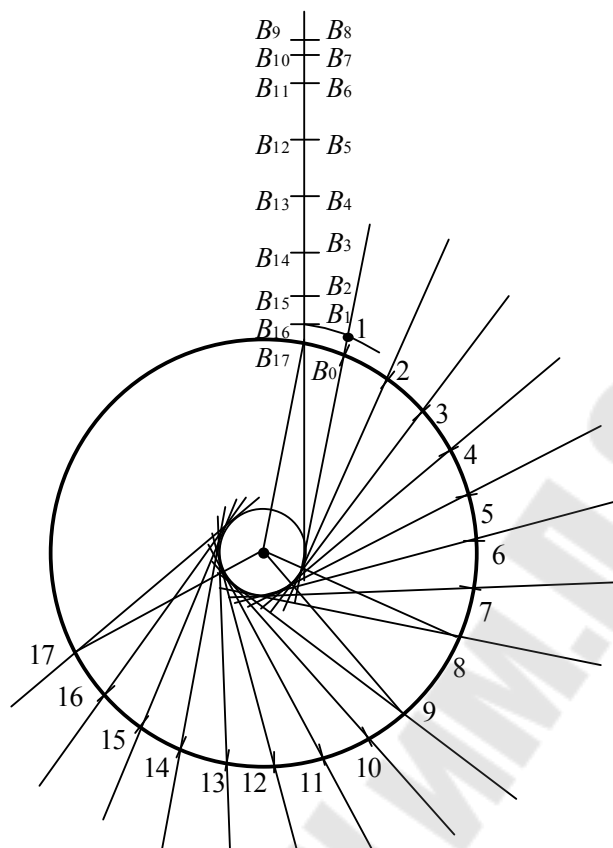


Рисунок 19. Этапы построения профиля кулачка

9. Соединив полученные точки плавной кривой, получим теоретический (центральной) профиль кулачка.

10. Определим радиус ролика r . Радиус ролика должен удовлетворять двум условиям:

$$r \leq (0,7 \div 0,8)\rho_{\min}, \quad r \leq (0,4 \div 0,5)R_0.$$

Для отыскания ρ_{\min} поступим следующим образом: выберем на выпуклой части (теоретического профиля кулачка точку K , в которой кривизна кривой кажется на глаз наибольшей). Затем вблизи точки K выберем еще две точки K' и K'' и соединим их с точкой K , смотри рисунок 22. Через середины полученных хорд проведем к ним перпендикуляры. Точка пересечения перпендикуляров M - центр окружности, проходящей через все три точки. Радиус этой окружности приближенно можно принять за ρ_{\min} . В этом случае:

$$\rho_{\min} = MK \cdot \mu_s.$$

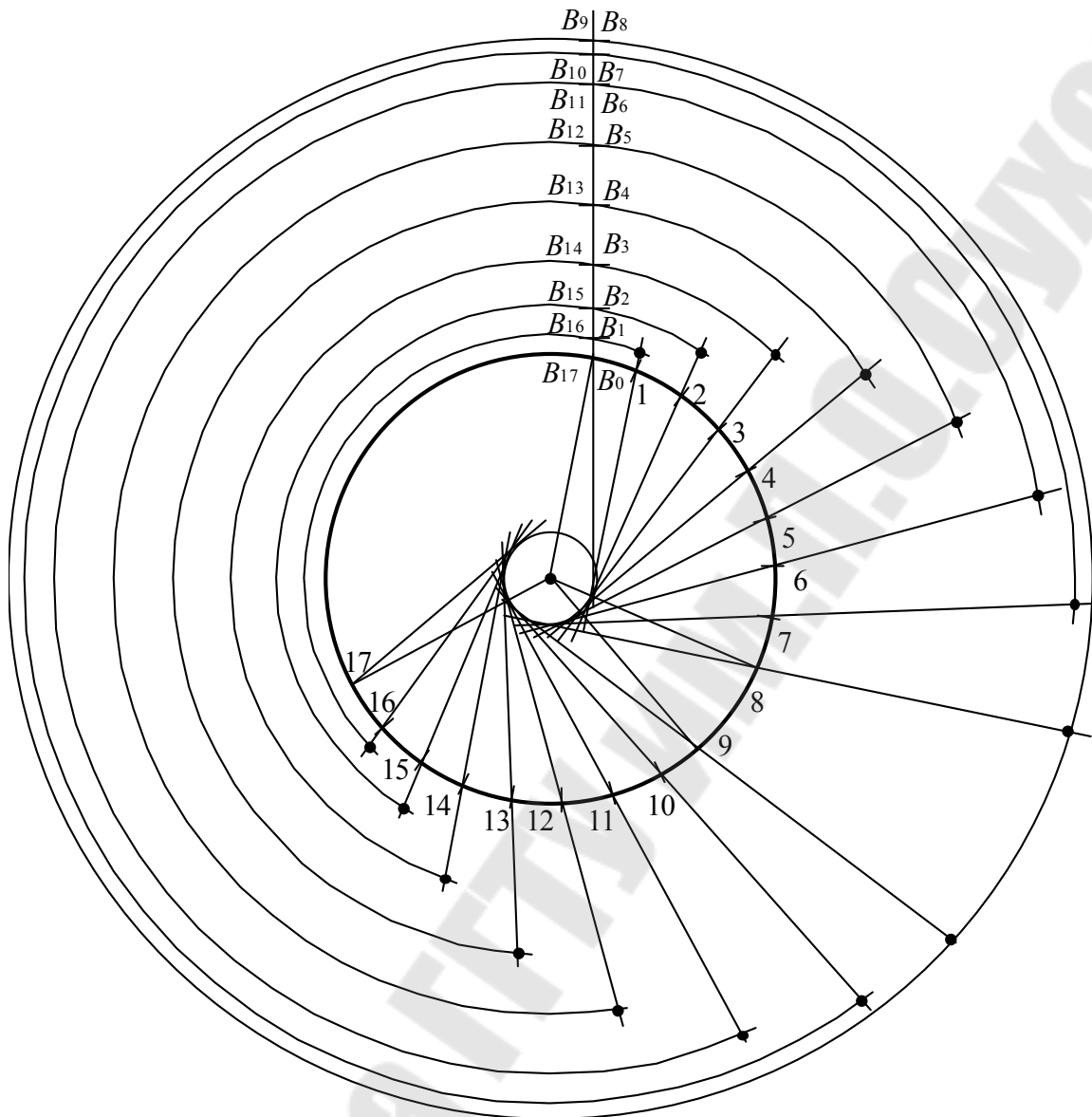


Рисунок 20. Этапы построения профиля кулачка

11. Рабочий профиль кулачка будет совпадать с эквидистантной кривой, получаемую путем проведением дуг окружностей радиуса r , центр которых располагается на теоретическом профиле кулачка.

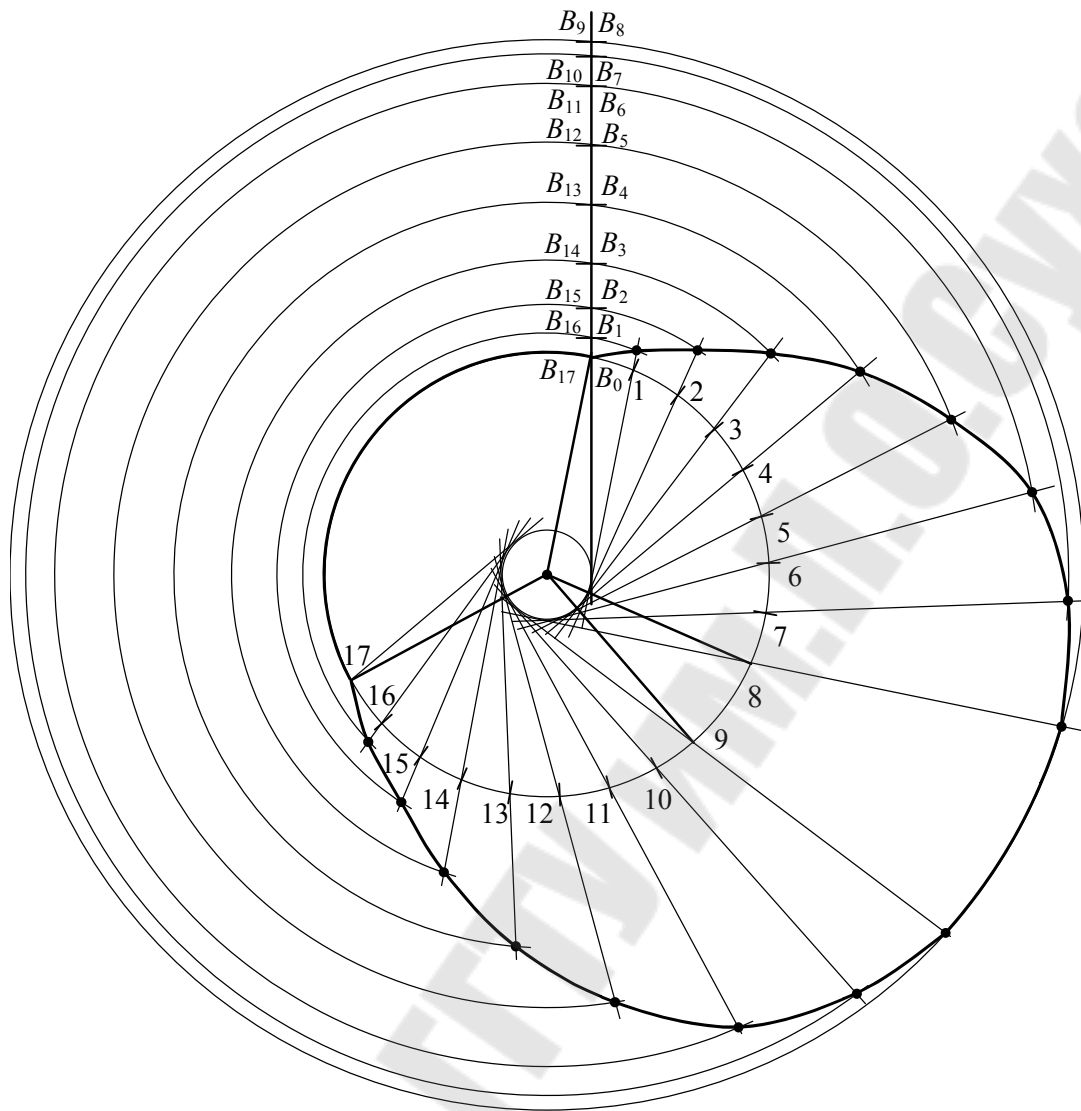


Рисунок 21. Построение теоретического профиля кулачка

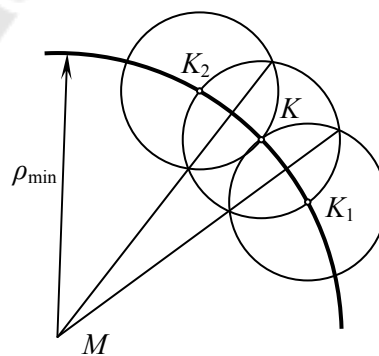


Рисунок 22. Графическое определение минимального радиуса кривизны теоретического профиля кулачка

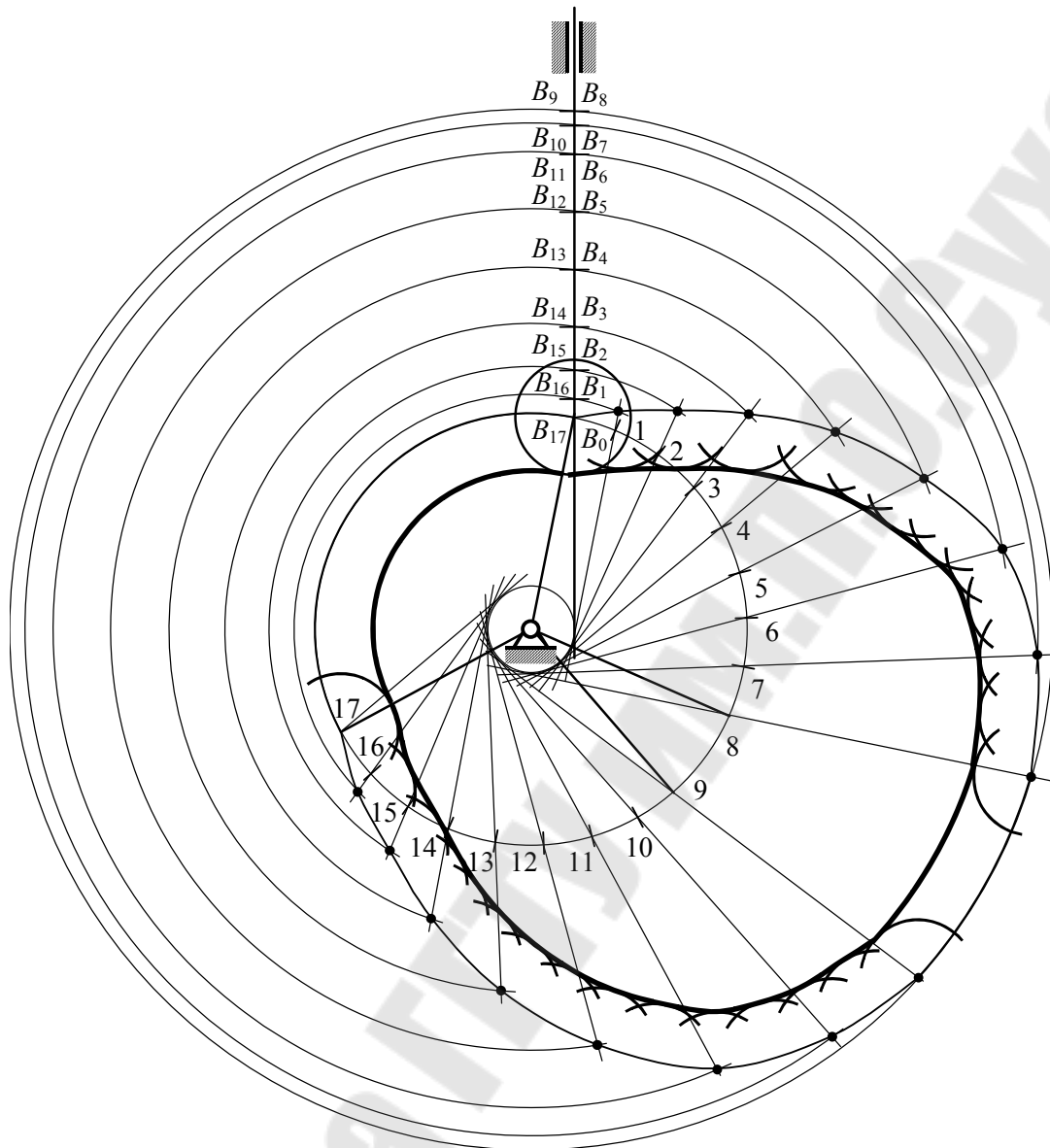


Рисунок 23. Построение рабочего профиля кулачка

2.5.2. Кулачковый механизм с коромысловым роликовым толкателем

Определяем радиус кулачковой шайбы R_0 и межцентровое расстояние l_{OC} графическим методом. Выбираем масштаб μ_s и откладываем радиусом, равным длине коромысла l_{BC} , дугу окружности. Произвольно выбираем начальное положение на дуге, точка B_0 . На основании графика $\psi = \psi(\varphi)$ строим положения коромысла в заранее выбранном масштабе μ_s , и получаем точки B_1, B_2, B_3 и т.д. Через полу-

ченные точки проводим лучи из точки C . Затем из точек $B_0, B_1, B_2, B_3, \dots$ вдоль каждого луча откладывается соответствующие значения аналогов скоростей $dS/d\varphi$ в масштабе $\mu_{ds/d\varphi} = \mu_s$. Причем, если кулачек и коромысло для фазы удаления вращаются в одну сторону, то отрезки аналогов скоростей откладываются в направлении к центру вращения коромысла, если же в разные стороны – то в направлении от центра вращения коромысла. Через концы каждого из этих отрезков аналогов скоростей проводятся прямые под углами $\gamma = 45^\circ$ к соответствующему направлению коромысла. За центр вращения кулачка O можно взять любую точку, лежащую в заштрихованной области, смотри рисунок 25. В нашем случае минимальный радиус кулачка (радиус основной шайбы) равен $R_0 = OB_0 \cdot \mu_s$, а межцентровое расстояние $l_{OC} = OC \cdot \mu_s$.

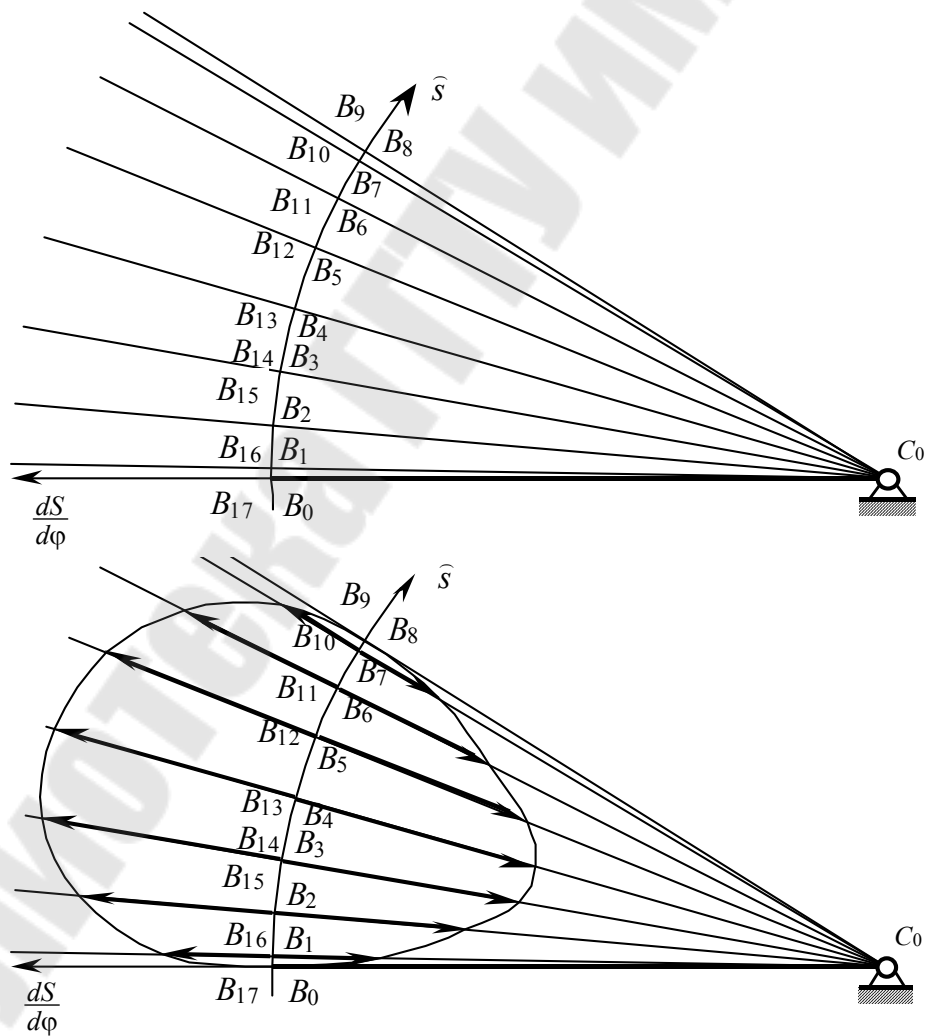


Рисунок 24. Построение графика $S = f(ds/d\varphi)$

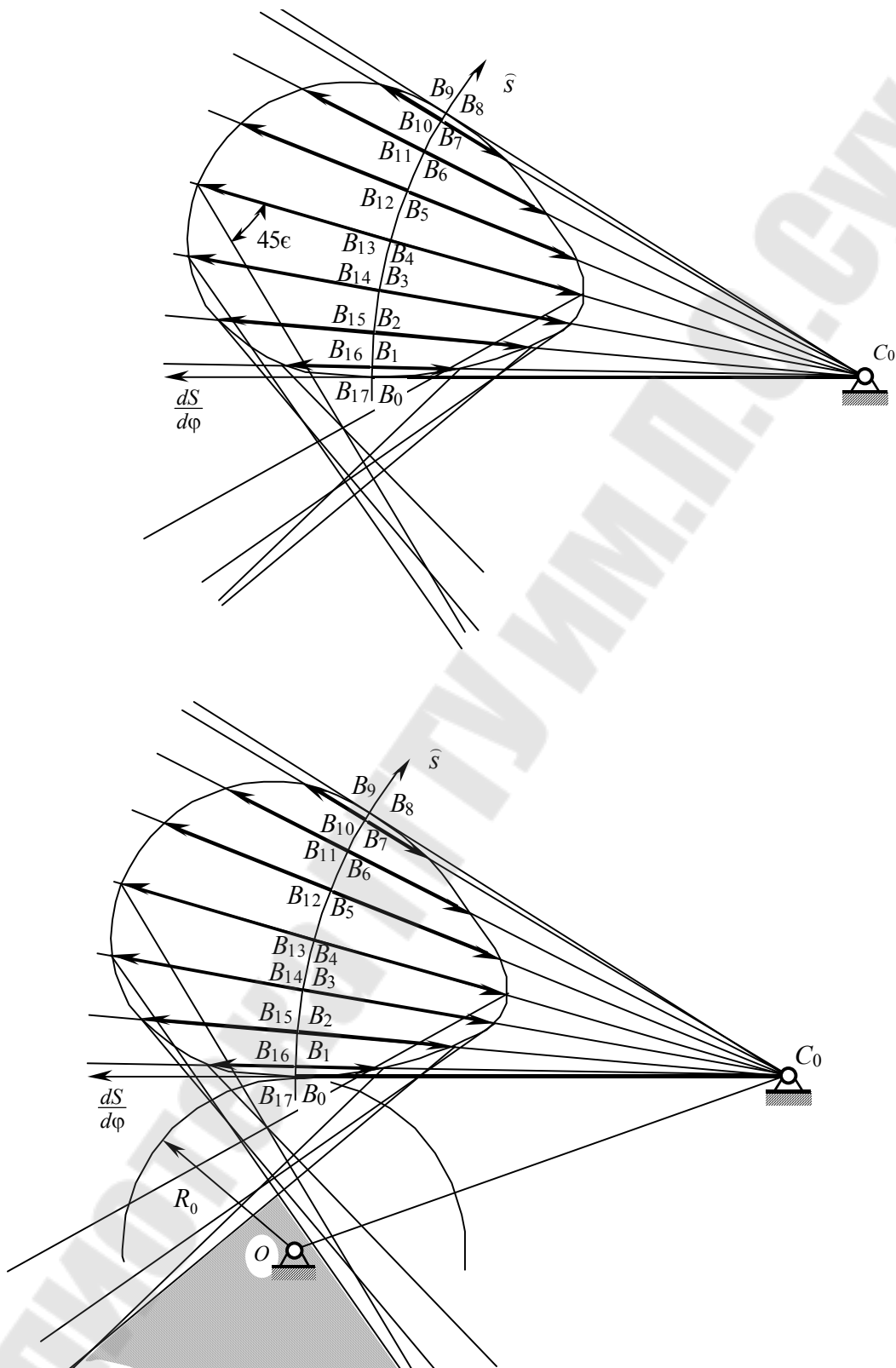


Рисунок 25. Определение основных размеров кулачка с роликовым коромыслом

Построение профиля кулачка.

Построение профиля кулачка с коромысловым роликовым толкателем будем производить в следующем порядке:

1. Выбираем масштаб построения μ_s .
2. Проводим окружность радиуса R_0 , смотри рисунок 26.

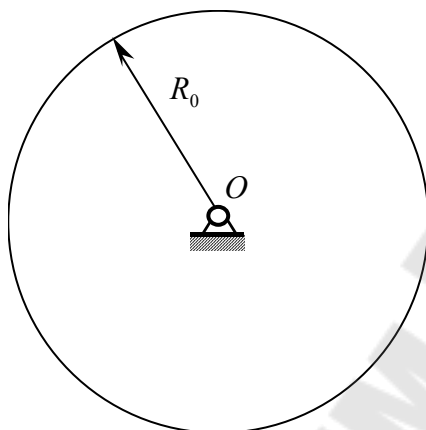


Рисунок 26. Этапы построения профиля кулачка

3. Откладываем межцентровое расстояние OC и из точки C проведем дугу окружности радиуса, равного CB , смотри рисунок 27.

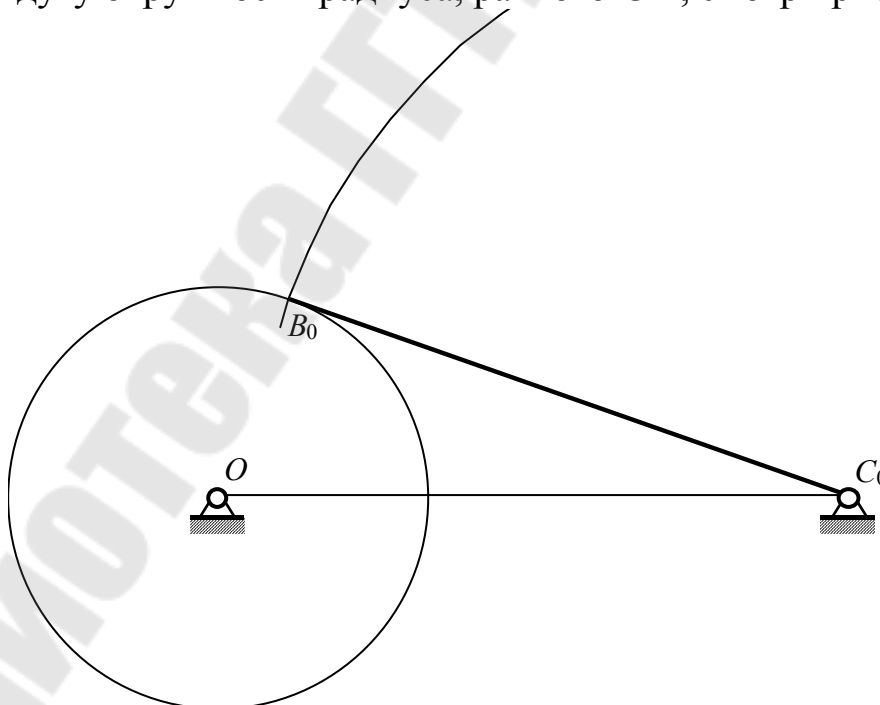


Рисунок 27. Этапы построения профиля кулачка

4. Точку B_0 (точка пересечения дуги радиуса R_0 с окружностью радиуса CB) соединяют с точкой C , в результате чего получаем начальное положение коромыслового толкателя. Затем от начального положения в соответствии с диаграммой перемещения откладываем перемещения (углы) коромыслового толкателя. Получаем точки B_1 , B_2 , B_3 и т.д., смотри рисунок 28.

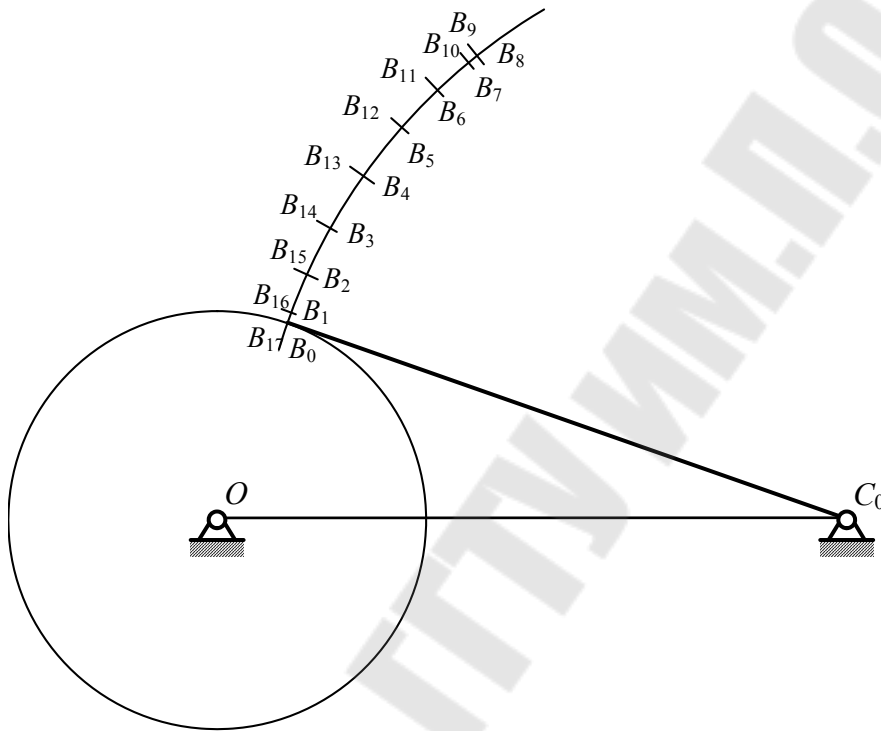


Рисунок 28. Этапы построения профиля кулачка

5. От линии межцентрового расстояния OC_0 откладываем фазовые углы в сторону противоположную вращению кулачка, смотри рисунок 29. Фазовые углы делим на столько частей, на сколько они были разбиты на кинематических диаграммах. В результате деления получаются точки C_1 , C_2 , и т.д., смотри рисунок 29.

6. Точке теоретического профиля кулачка, соответствующая первому положению определяется на пересечении дуги окружности радиуса OB_1 с дугой радиуса CB , равного длине коромысла, проведенного из точки C_1 , смотри рисунок 30.

7. Аналогично определяется остальные точки теоретического профиля кулачка. Полученные точки соединяется плавной кривой,

которая и представляет теоретический профиль кулачка (рисунок 31.)

8. Рабочий профиль кулачка представляет собой эквидистантную кривую, отстоящую от центрального профиля на величину радиуса ролика толкателя. Определение радиуса ролика толкателя и построение рабочего профиля кулачка осуществляется согласно пунктам 10 и 11, смотри стр. 33-34.

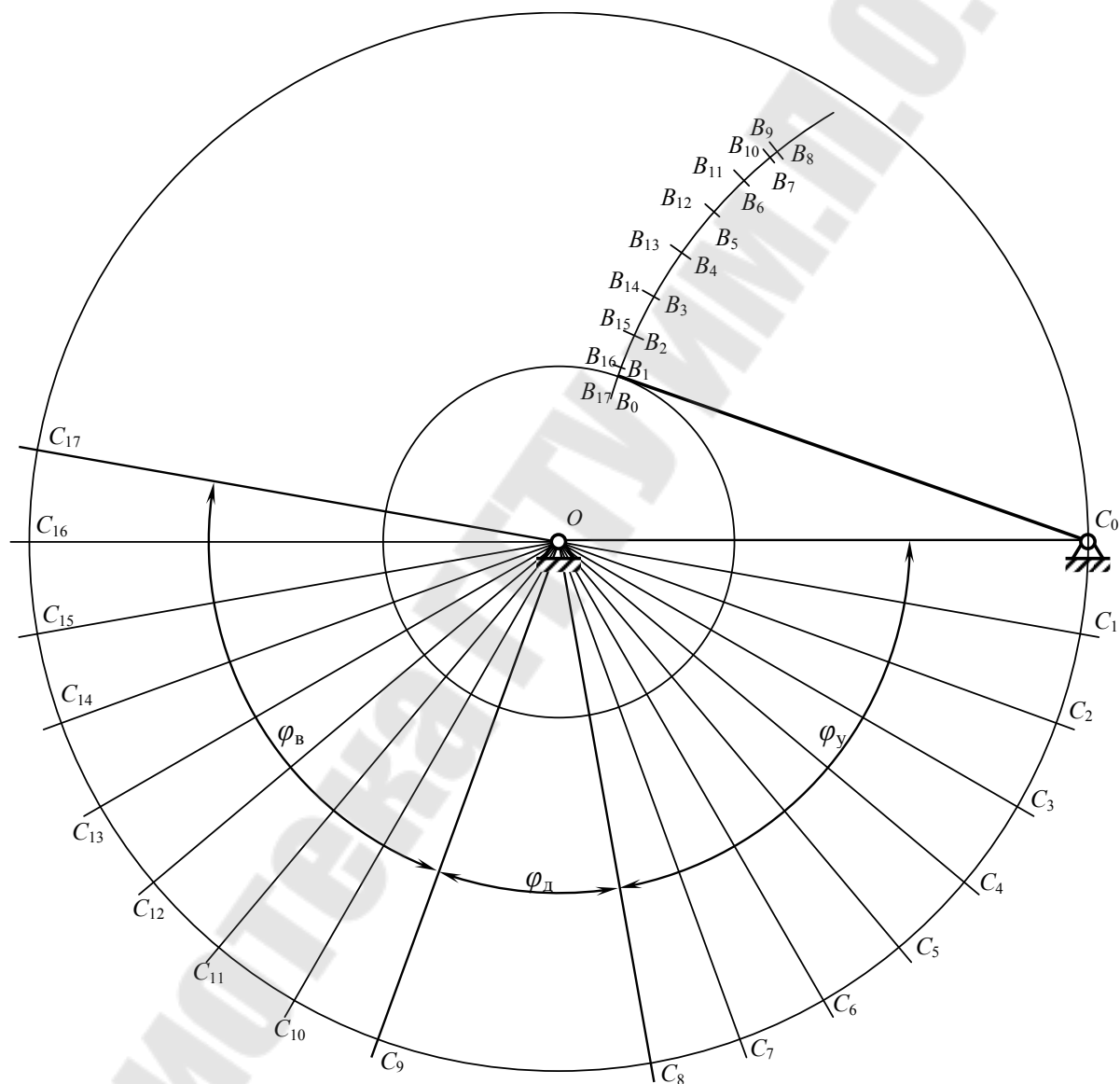


Рисунок 29. Этапы построения профиля кулачка

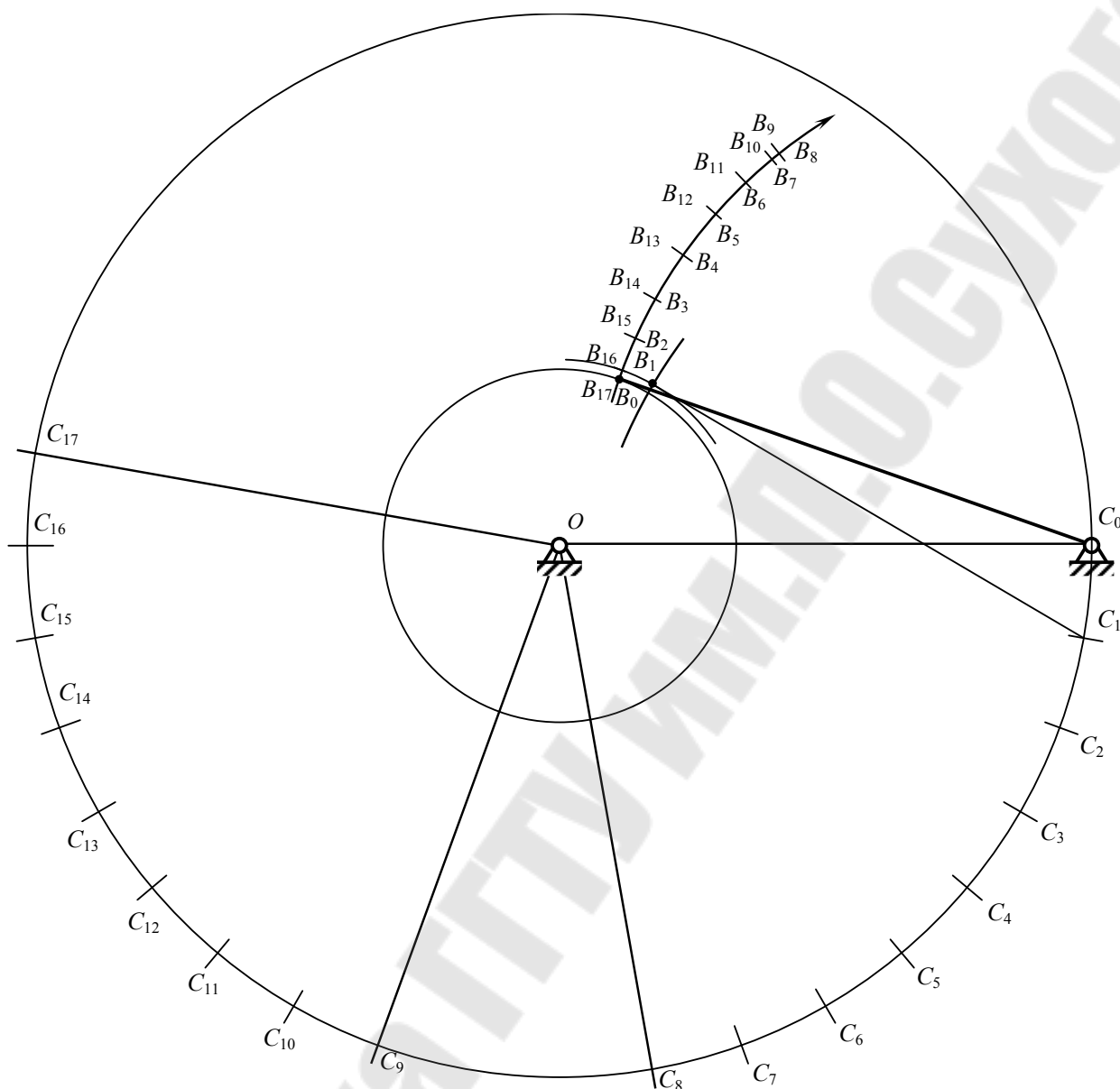


Рисунок 30. Построение теоретического профиля кулачка с коромысловым роликовым толкателем

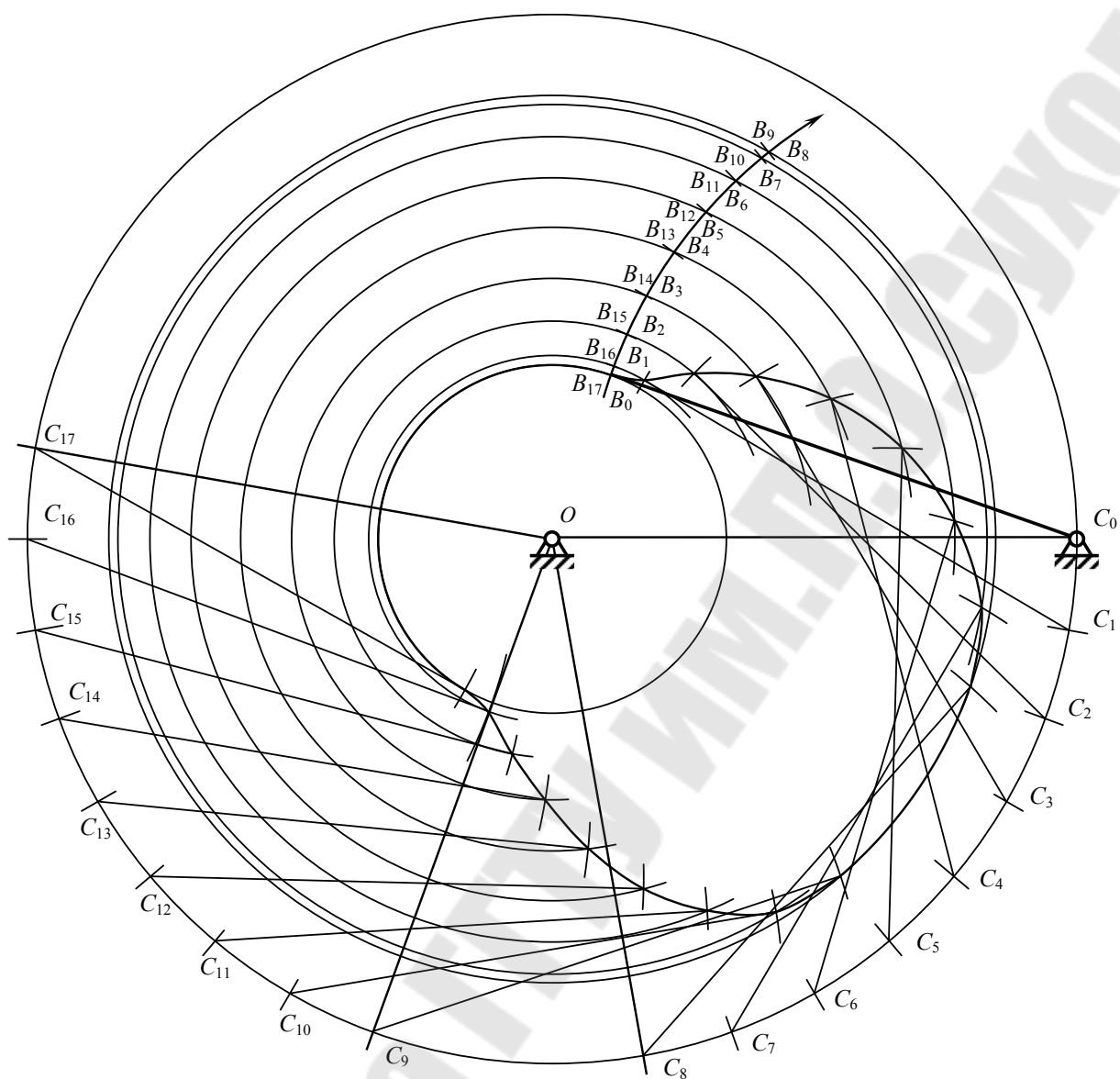


Рисунок 31. Построение теоретического профиля кулачка с коромысловым роликовым толкателем

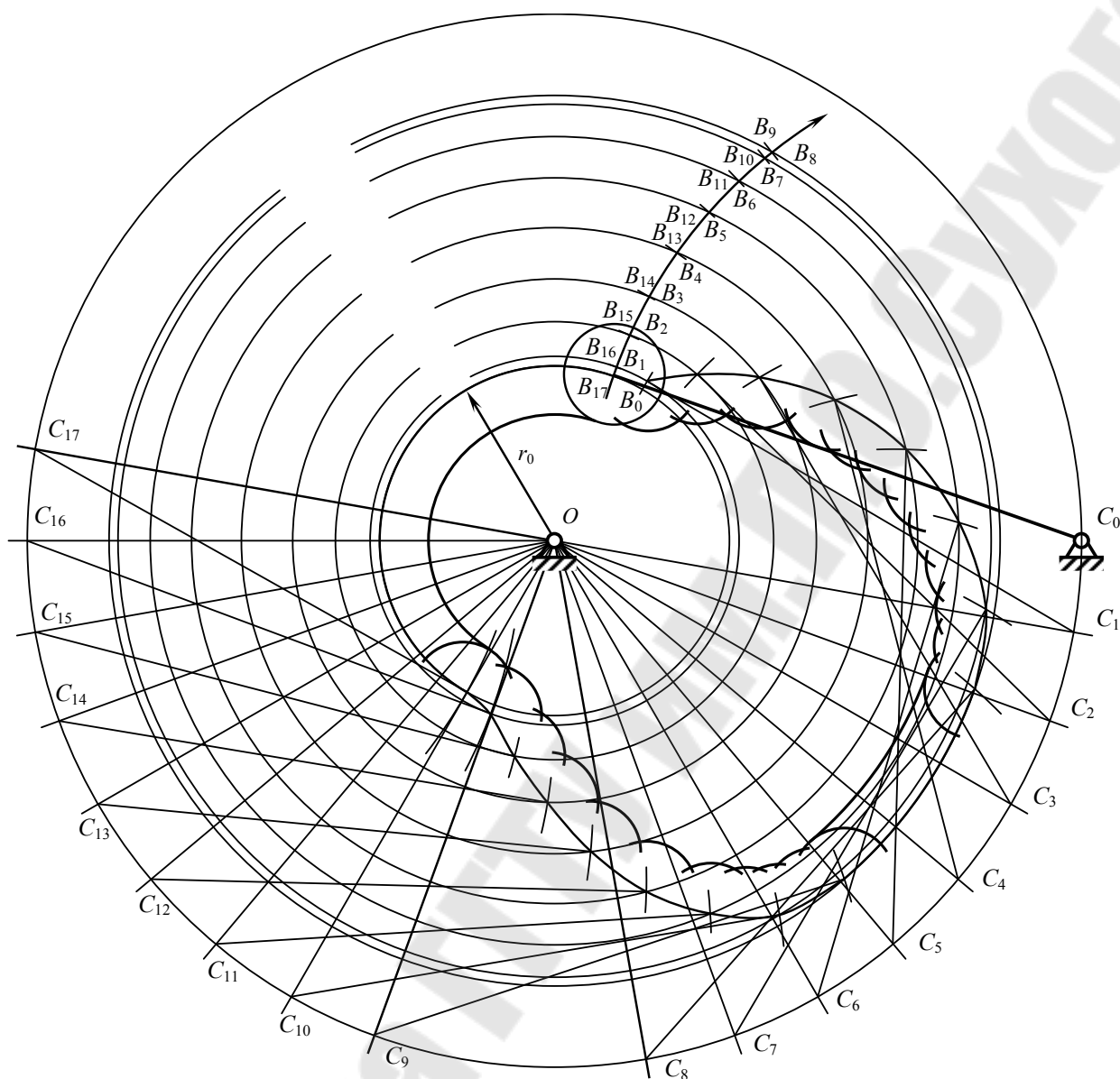


Рисунок 32. Построение рабочего профиля кулачка с коромысловым роликовым толкателем

2.5.3. Кулачковый механизм с тарельчатым толкателем

Минимальный радиус кулачка с плоским толкателем определяется из условия выпуклости профиля кулачка.

Нахождение R_0 по методу Геронимуса заключается в следующем. На основании диаграммы аналогов ускорений и диаграммы перемещений строим график $S = f(d^2s/d\varphi^2)$. Затем к отрицательной части графика под углом 45° к оси S проводится касательная (смотри рисунок 33).

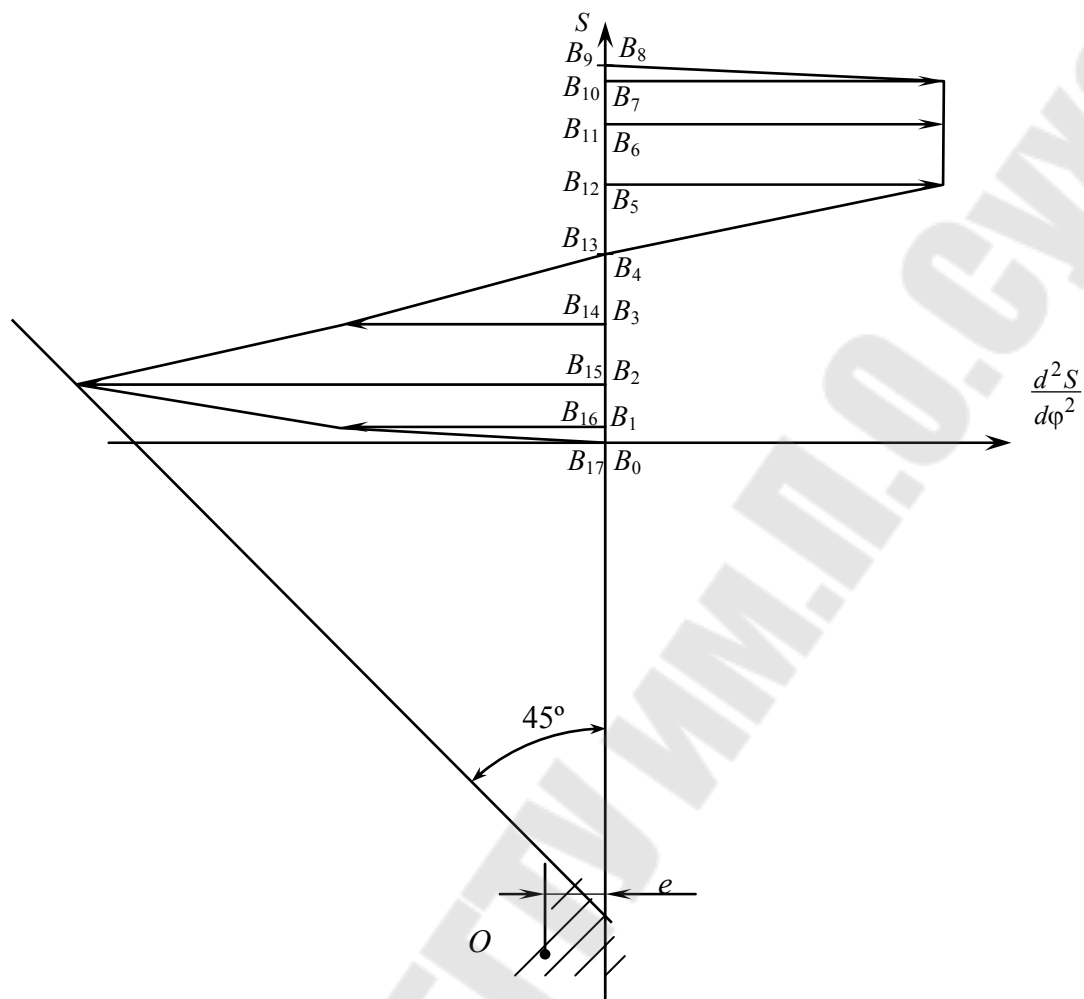


Рисунок 33. Определение минимального радиуса кулачка с плоским толкателем

За центр вращения кулачка O можно выбрать любую точку, лежащую ниже точки пересечения касательной с осью S . Обычно центр вращения кулачка располагается ниже точки пересечения на 10 мм (смотри рисунок 33). Тогда в нашем случае минимальный радиус кулачка равен

$$R_0 = OB_0 \cdot \mu_s.$$

Построение профиля кулачка с плоским толкателем производится в следующем порядке:

1. Выбираем масштаб построения μ_s .
2. Проводим окружность радиуса R_0 , смотри рисунок 34.
3. Через центр вращения кулачка O проводим линию толкателя

и определяем точку B_0 , то есть точка пересечения линии движения толкателя с окружностью радиуса R_0 .

4. От точки B_0 откладываем перемещения толкателя в соответствии с диаграммой перемещения определяем положение точек B_1, B_2, B_3 и т.д.

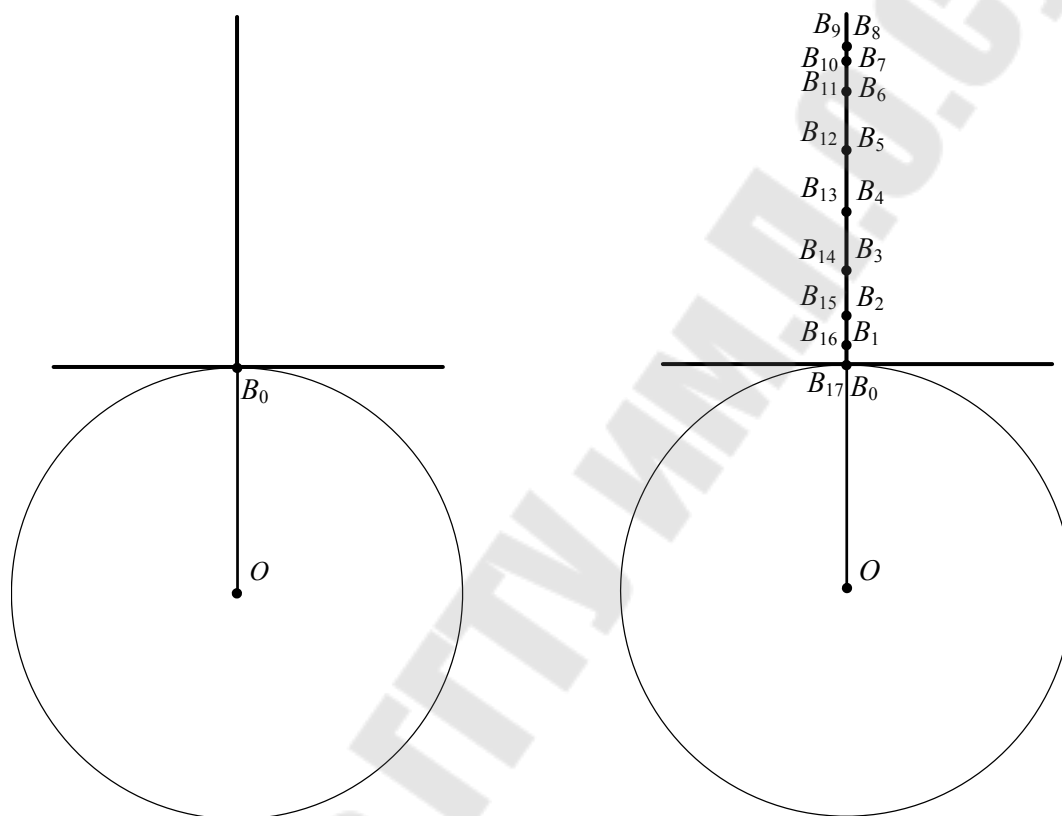


Рисунок 34. Этапы построения профиля кулачка с плоским толкателем

5. В сторону противоположную вращения кулачка откладываем фазовые углы, которые делим на равные части, согласно деления их на кинематических диаграммах, смотри рисунок 35. Полученные точки 1, 2, 3 и т.д. соединяем с центром вращения кулачка.

6. Точка B'_1 (точка, представляющая собой положение точки В в обращенном механизме в первом положении) определяем путем проведения дуги окружности радиусом OB_1 с лучом Ol , смотри рисунок 36.

7. Аналогичным образом определяется точки B'_2, B'_3, B'_4 и т.д. Через эти точки проводим перпендикуляры к соответствующим лу-

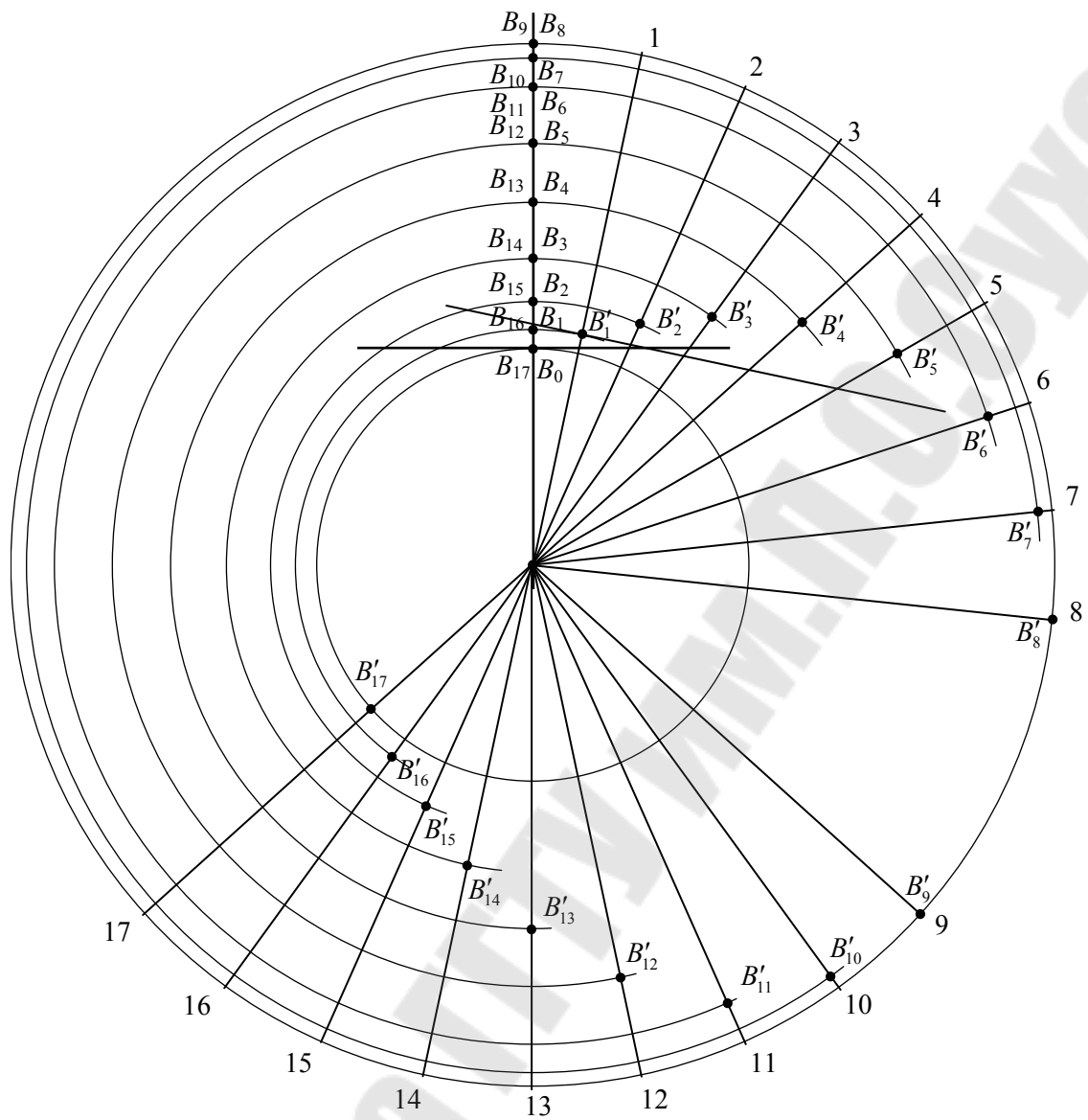


Рисунок 36. Этапы построения профиля кулачка с плоским толкателем

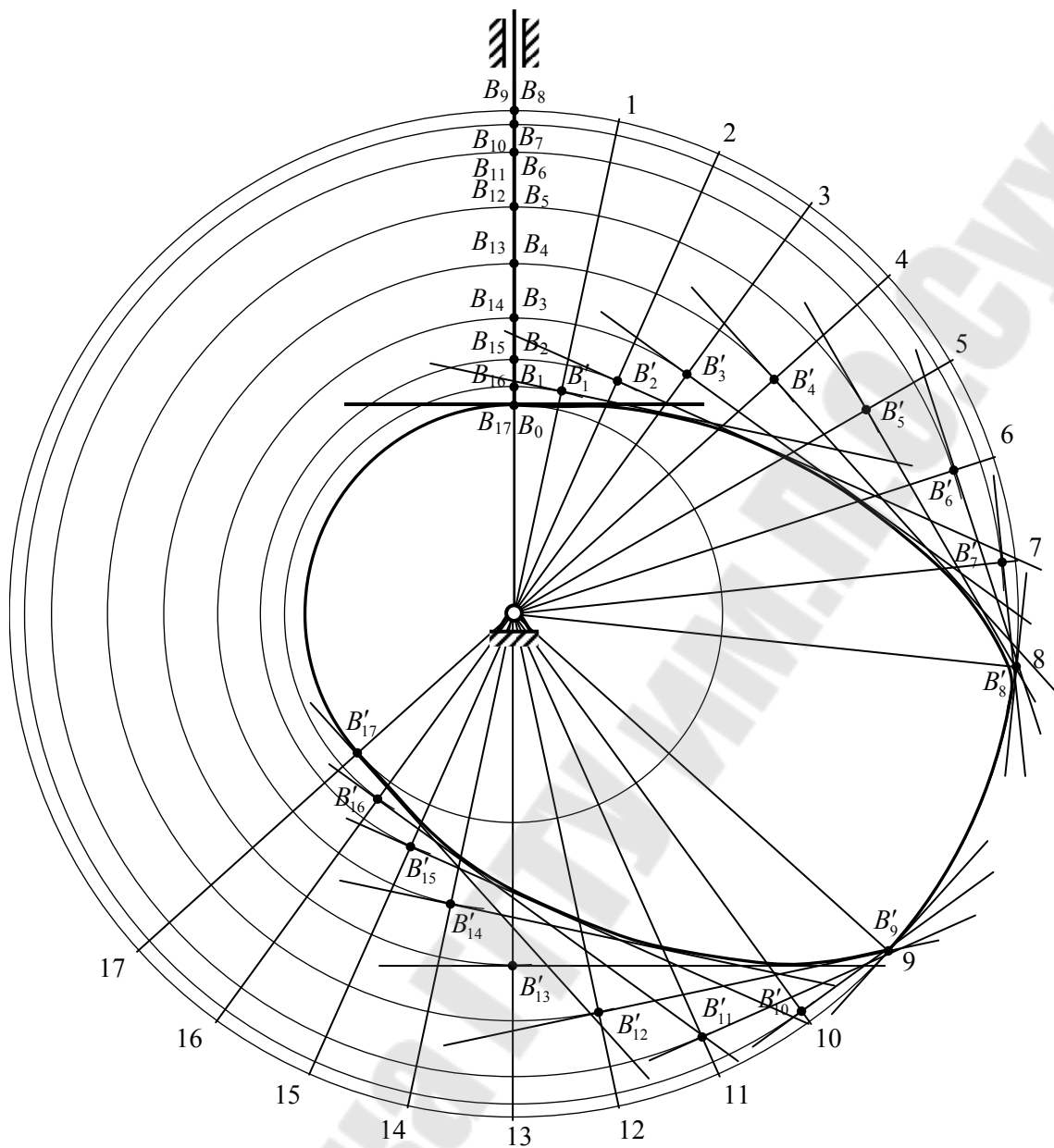
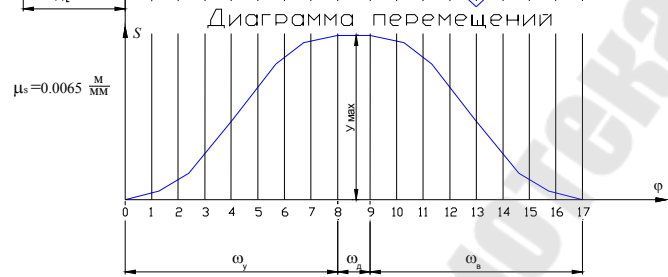
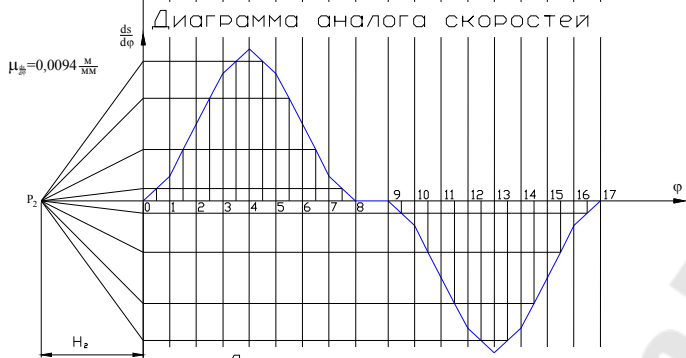
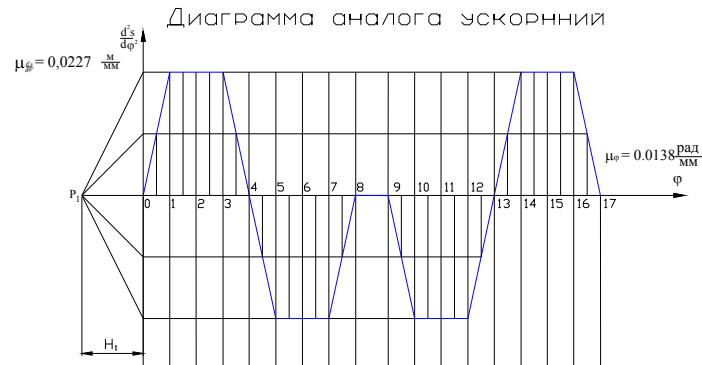
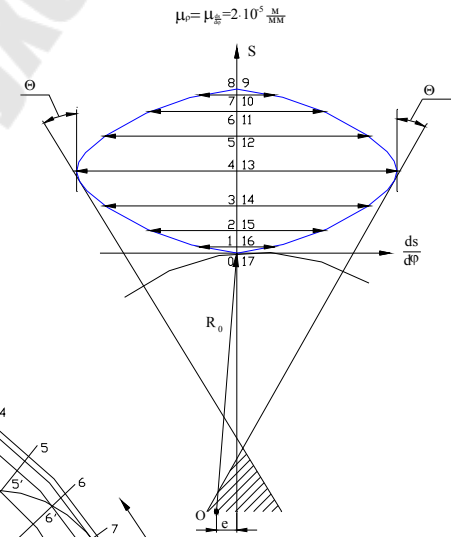
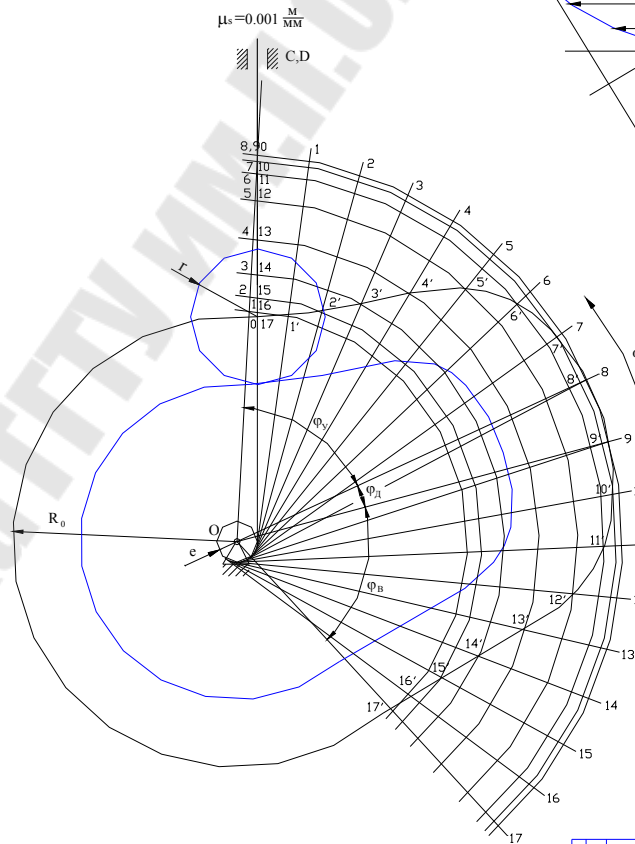


Рисунок 37. Построение профиля кулачка с плоским толкателем



Профилирование кулочки



КП ТММ 01.004			
Изм/Лист	№ докум	Подп. Дата	Лит. Масса/Масшт.
Разраб.	Клименко		У
Проф.			Лист 4
Техник			Листов 4
Монтаж			
Итв.			ГГТУ гр.С-32

Литература

1. Теория механизмов и механика машин: учебник для вузов /К. В. Фролов [и др.]; под ред. Г. А. Тимофеева. – Москва: МГТУ, 2009. – 687 с.
2. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов – Москва :Наука, 1988. – 639 с.
3. Теория механизмов и машин: учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений / М.З. Коловский [и др]. – Москва: Издательский центр «Академия», 2006. – 560 с.
4. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учебное пособие для вузов / под ред. Г. А. Тимофеева, Н. В. Умнова – Москва: МГТУ, 2010. – 154 с.
5. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для вузов – Москва: Наука, 1990. – 590 с.

**Иноземцева Наталья Владимировна
Кроль Дмитрий Григорьевич
Лискович Михаил Ильич**

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН.
СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ**

**Методические указания
к курсовому проектированию для студентов
технических специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 11.03.11.

Рег. № 65Е.
E-mail: ic@gstu.by
<http://www.gstu.by>