

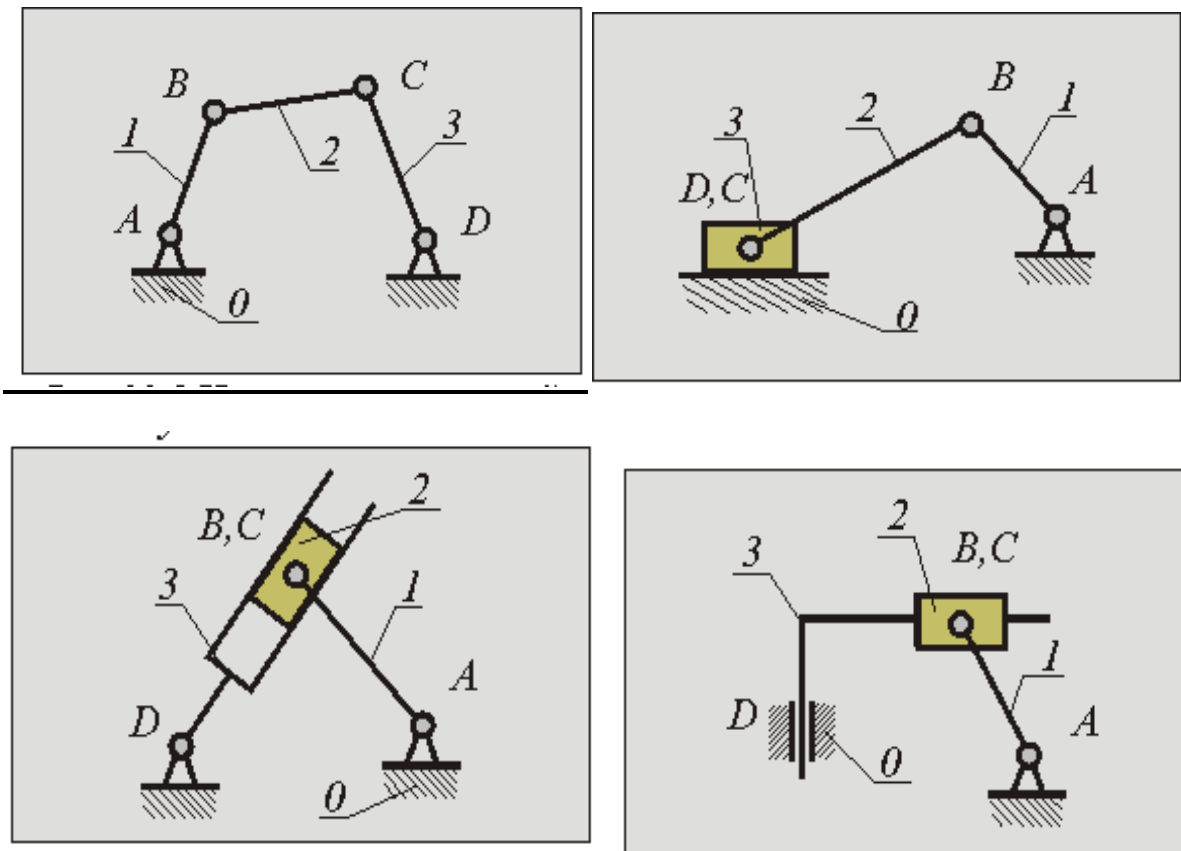
Лекция 3. Метрический синтез типовых рычажных механизмов

Краткое содержание: Метрический синтез типовых рычажных механизмов. Структурные схемы простейших типовых механизмов. Цель и задачи метрического синтеза механизмов. Методы метрического синтеза механизмов. Условия проворачиваемости звеньев механизм Понятие о коэффициенте неравномерности средней скорости и о угле давления в рычажном механизме Частные задачи синтеза: четырехшарнирный механизм; кривошипно-ползунный механизм ; кулисный механизм.

Метрический синтез типовых рычажных механизмов.

Под метрическим синтезом или проектированием механизмов понимают определение линейных размеров и угловых положений звеньев по условиям рабочих положений и перемещений выходного звена. К решению задач метрического синтеза приступают после определения структуры механизма - выбора его структурной схемы. В нашем курсе рассматриваются только простые типовые четырех- или шестизвенные рычажные механизмы.

Структурные схемы простейших типовых механизмов.



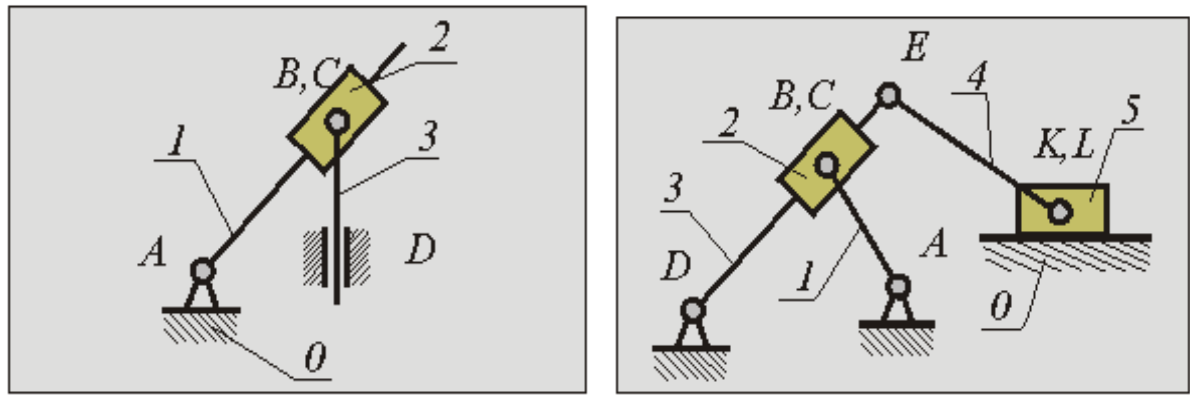


Рис 3.1

Цель и задачи метрического синтеза механизмов.

Цель метрического синтеза механизма - определение размеров механизма и положений его входного звена наилучшим образом удовлетворяющих заданным условиям и обеспечивающих наилучшее (оптимальное) сочетание качественных показателей.

Из множества возможных задач решаемых при метрическом синтезе наиболее распространены:

- синтез по нескольким заданным положениям выходного звена (задача позиционирования), когда не важно по какому закону происходит переход из одного положения в другое;
- синтез по заданному закону движения выходного звена (по функции положения, по первой или второй передаточной функции);
- синтез по конкретным кинематическим параметрам: средней скорости выходного звена, коэффициенту неравномерности средней скорости;
- синтез по условиям передачи сил между звеньями механизма - по допустимому углу давления.

В качестве ограничений или качественных показателей при метрическом синтезе механизмов используются:

- условие проворачиваемости звеньев, т.е. обеспечение для входного и (или) выходного звеньев возможности поворота на угол более 360 градусов;
- допустимые углы давления, т.е. угол между вектором движущей силы, действующей с ведущего звена на ведомое, и вектором скорости точки ее приложения не должен превышать некоторых допустимых величин, чтобы исключить недопустимо большие величины реакций в КП, низкий КПД механизма, возможность его заклинивания (невозможность движения при любой величине движущей силы на входном звене);

- конструктивные ограничения на габариты механизма, т.е. размеры звеньев должны обеспечивать вписывание механизма в заданные габаритные размеры;
- точность обеспечения заданного закона движения или заданных положений звеньев механизма;
- другие условия и требования определяемые условиями функционирования и эксплуатации механизма.

Методы метрического синтеза механизмов.

Как и общие методы проектирования, методы метрического синтеза условно делятся:

- графоаналитические и аналитические методы прямого синтеза (разработаны для типовых и ряда специальных механизмов, частично рассмотрены ниже);
- синтез методами анализа:
 - оптимальное проектирование:
 - Градиентные методы,
 - метод случайного поиска,
 - минимизация уступок,
 - комбинированные методы,
 - другие;
 - автоматизирование проектирование.

Условия проворачиваемости звеньев механизма.

Часто по условиям работы требуется, чтобы входное и (или) выходное звенья могли в процессе движения поворачиваться на угол более 360 градусов. Для обеспечения этого необходимо выполнить некоторые условия, которые накладываются на соотношение длин звеньев механизма.

Для четырехшарнирного механизма эти соотношения сформулированы в правиле или теореме Грасгофа:

Если сумма длин наибольшего и наименьшего звеньев меньше суммы двух остальных и стойкой является наименьшее звено, то механизм - двухкривошипный. Если неравенство выполняется, но стойкой является звено соединенное с наименьшим, то механизм - кривошипно-коромысловый. Во всех остальных случаях механизм - двухкоромысловый.

Математически это можно записать так:

при $L_1 > L_2 > L_3 > L_4$, где L_i присваивается значение длины звена, удовлетворяющей этому неравенству,

если $L_1 + L_4 < L_2 + L_3$ и $L_1 = l_0$, то механизм *двухкривошипный*;

если $L_1 + L_4 < L_2 + L_3$ и $L_1 = l_1$ или $L_1 = l_3$, то механизм *кривошипно-коромысловый*;

иначе механизм *двухкоромысловый*.

Для кривошипно-ползунного механизма условие существования кривошипа

$$l_1 < l_2 - |e|.$$

Если условие выполняется - механизм *кривошипно-ползунный*, нет - *коромысло-ползунный*.

Понятие о коэффициенте неравномерности средней скорости и о угле давления в рычажном механизме. 1.

1. *Четырехшарнирный механизм.*

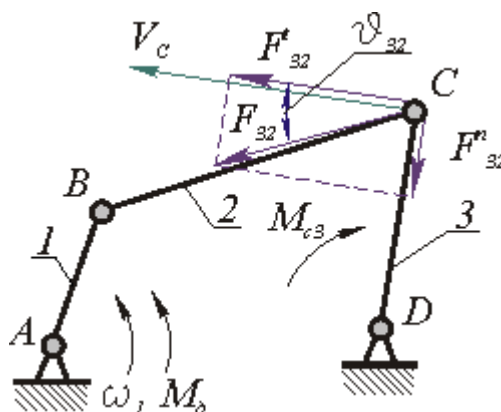


Рис 3.2

Углом давления ϑ называется угол между вектором силы действующей на ведомое звено с ведущего и вектором скорости точки приложения этой силы на ведомом звене.

На рис. 10.7 изображен четырехшарнирный механизм. К входному звену 1 этого механизма приложен движущий момент M_0 , к выходному звену 3 -

момент сопротивления M_{c3} . На этапе проектирования массы и моменты инерции звеньев не Рис. 10.7 определены, поэтому движущая сила действующая на ведомое звено - реакция F_{32} направлена по линии BC , скорость точки ее приложения на звене 3 - V_C направлена в сторону ω_3 перпендикулярно звену 3. Угол ϑ_{32} между векторами F_{32} и V_C - угол давления

во вращательной паре C . С увеличением этого угла тангенциальная составляющая силы F_{32}^t , способствующая повороту звена 3 в направлении ω_3 , уменьшается, а нормальная F_{32}^n , которая не влияет на движение, а только деформирует (сжимает) звено 3, увеличивается. То есть с увеличением угла давления условия передачи сил в КП ухудшаются. Так как в реальных КП всегда имеется трение, то при определенной величине угла давления в КП возможно самоторможение или заклинивание. Самоторможение или заклинивание - это такое состояние механизма, когда в результате возрастания углов давления в одной из КП, движение механизма становится невозможным при сколь угодно большом значении движущей силы. Часто для характеристики условий передачи сил пользуются коэффициентом возрастания усилий (без учета трения)

$$k_{\vartheta} = F_{32} / F_{32}^t = 1 / \cos \vartheta_{32}$$

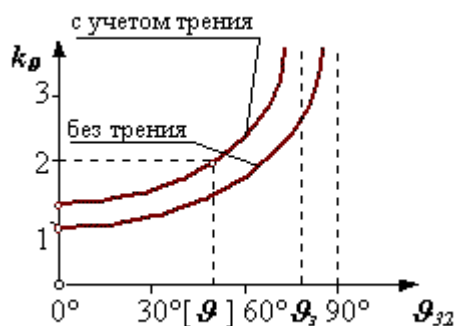


Рис 3.3

Так как в реальных механизмах всегда имеется трение, то заклинивание происходит при углах давления $\vartheta_3 < 90^\circ$. При расчете задаются коэффициентом возрастания усилий (например $k_{\vartheta} = 2$) и определяют допустимый угол давления $[\vartheta]$. Для предварительных расчетов принимают для механизмов только с вращательными парами $[\vartheta] = 45^\circ - 60^\circ$, при наличии поступательных КП $[\vartheta] = 30^\circ - 45^\circ$. Необходимо отметить, что в так называемых "мертвых" положениях механизма углы давления $\vartheta = 90^\circ$. В статике в таком положении возможно заклинивание механизма, в динамике механизм проходит эти положения используя кинетическую энергию, которую запасли подвижные звенья.

Коэффициентом неравномерности средней скорости k_{ω} называется отношение средней скорости выходного звена на обратном ходе $\omega_{3cp\text{ об}}$ к средней скорости прямого хода ω_{3cp}

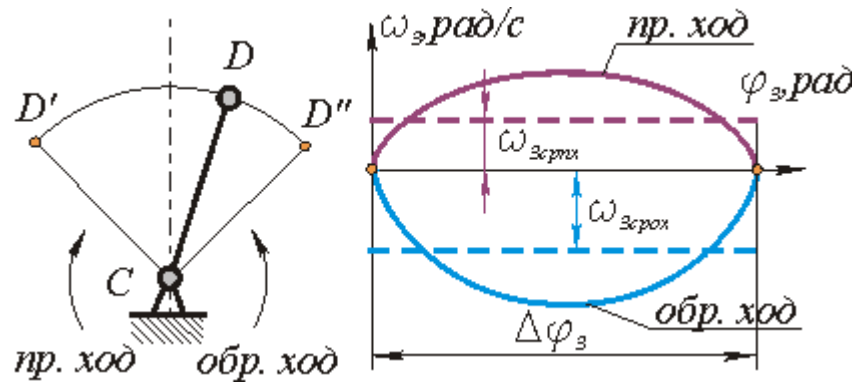


Рис 3.4

$$k\omega = \omega_{3\text{пр.ход}} / \omega_{3\text{обр.ход}}$$

$$\text{где } \omega_{3\text{пр.ход}} = \Delta\varphi_3 / t_{\text{пр.ход}}$$

$$\omega_{3\text{обр.ход}} = \Delta\varphi_3 / t_{\text{обр.ход}}$$

$t_{\text{пр.ход}}$ и $t_{\text{обр.ход}}$ - соответственно время обратного и время прямого хода.

При проектировании технологических машин, в которых нагрузка на выходном звене механизма на рабочем или прямом ходе намного больше нагрузки на холостом или обратном ходе, желательно, чтобы скорость выходного звена на прямом ходе была меньше, чем на обратном. С целью сокращения времени холостого хода, тоже необходимо увеличивать скорость при обратном ходе. Поэтому при метрическом синтезе механизма часто надо подбирать размеры звеньев обеспечивающие заданный коэффициент неравномерности средней скорости.

3.1. Метрический синтез центрального кривошипно-шатунного механизма

При метрическом синтезе механизма (рис. 3.5) в качестве критериев могут быть заданы: S – ход исполнительного звена; γ_{max} – угол давления.

1. Определяем радиус кривошипа.

Если кривошип находится в крайнем положении, принятом за нулевое, то точка A занимает положение A_0 , а точка B – положение B_0 , при перемещении ползуна в другое крайнее положение точка A занимает положение A_K , тогда точка B займет положение B_K . Расстояния $A_0A_K = B_0, B_K = S$.

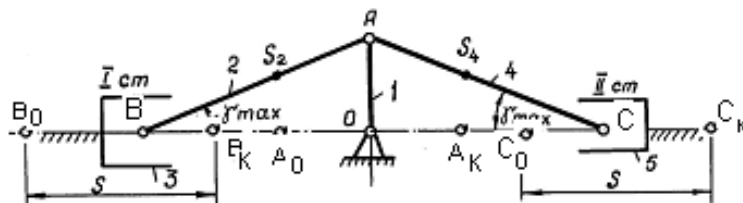


Рис. 3.5. Расчетная схема кривошипно-шатунного механизма

Так как расстояние A_0A_K равно двум радиусам кривошипа, то

$$r = l_{OA} = \frac{S}{2}. \quad (3.1)$$

2. Определяем длину шатуна.

Угол давления γ достигнет максимального значения (γ_{\max}) в положении, при котором кривошип OA образует угол 90° с направляющей ползуна. Тогда, рассмотрев прямоугольный треугольник AOB , определим длину шатуна по формуле

$$l = l_{AB} = \frac{r}{\sin \gamma_{\max}}. \quad (3.2)$$

Если известно отношение длины шатуна к длине кривошипа λ , то длину шатуна можно определить из отношения $\lambda = l/r$.

У центрального кривошипно-шатунного механизма $K = 1$, $\varphi_{p,x} = \varphi_{x,x}$, $\theta = 0$.

3.2. Метрический синтез кулисных механизмов

Существуют кулисные механизмы с поступательно движущейся кулисой, качающейся кулисой и вращающейся кулисой.

3.2.1. Метрический синтез кулисного механизма с качающейся кулисой

Структурная группа 4-5 кулисного механизмов может быть трех видов: а) ВВП, б) ПВП и в) ВПП (рис. 2.2).

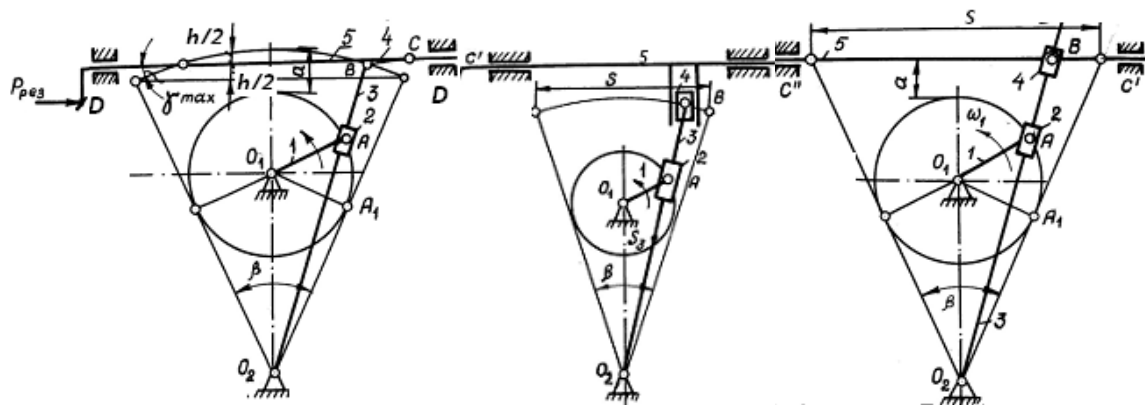


Рис. 3.6. Расчетные схемы кулисных механизмов с качающейся кулисой

Исходными данными для расчетов являются: S , k , γ и a (где $a = 0,2 r$ – конструктивный размер).

Расчет выполняется в следующей последовательности для схемы (а):

1) определяем угол качания кулисы β . Для качающихся кулис угол качания кулисы равен углу перекрытия ($\beta = \theta$):

$$\theta = \frac{180(K-1)}{K+1}; \quad (3.3)$$

2) определяем длину кулисы:

$$l_{O_2B_0} = \frac{S/2}{\sin(\beta/2)}; \quad (3.4)$$

3) определяем длину кривошипа из соотношения

$$l_{O_2B_0} = O_2O_1 + r + a = \frac{r}{\sin \beta/2} + r + 0,2r = r(1,2 + \frac{1}{\sin \beta/2});$$

$$r = \frac{l_{O_2B}}{1,2 + 1/\sin(\beta/2)}; \quad (3.5)$$

4) определяем межосевое расстояние:

$$l_{O_1O_2} = \frac{r}{\sin(\beta/2)}; \quad (3.6)$$

5) определяем конструктивный размер: $a = 0,2r$;

6) определяем длину шатуна:

$$l_4 = \frac{h/2}{\sin \gamma_{\max}}; \quad (3.7)$$

$h = l_{O_2B}(1 - \cos \beta/2)$ – высота хорды B_0B_K .

3.2.2. Метрический синтез кулисного механизма с вращающейся кулисой

Если радиус кривошипа принять большим, чем межосевое расстояние, то кулиса будет совершать полный оборот, но с переменной угловой скоростью.

При метрическом синтезе механизма (рис. 3.7) в качестве критериев могут быть заданы: S – ход исполнительного звена; γ – угол давления; k – коэффициент изменения средней скорости; соотношение длин $l_{O_2B} : l_{O_1O_2} = m$, пусть $m = 2$.

По заданным критериям требуется определить: длину кривошипа $l_{O_1A} = r$; длину шатуна l_{BC} ; длину кулисы l_{O_2B} и межосевое расстояние $l_{O_1O_2}$:

1) определяем длину кулисы:

$$l_{O_2B} = \frac{S}{2}; \quad (3.8)$$

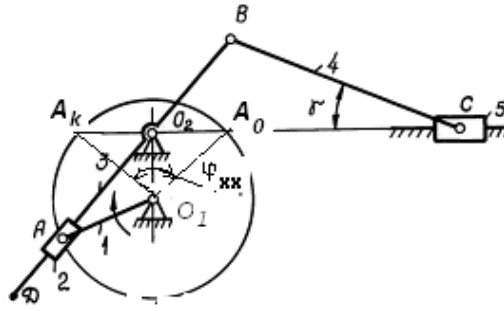


Рис. 3.7. Расчетная схема кулисного механизма с вращающейся кулисой

2) определяем длину шатуна:

$$l_4 = \frac{l_{O_2B}}{\sin \gamma_{\max}}; \quad (3.9)$$

3) определяем межосевое расстояние по соотношению

$$l_{O_2B} : l_{O_1O_2} = 2 \Rightarrow l_{O_1O_2} = \frac{l_{O_2B}}{2} \quad (3.10)$$

4) определяем угол холостого хода:

$$\varphi_{x.x} = \frac{360}{K+1}; \quad (3.11)$$

5) определяем размер кривошипа:

$$r = l_{O_1A} = \frac{l_{O_1O_2}}{\cos\left(\frac{\varphi_{x.x}}{2}\right)}. \quad (3.12)$$

3.3. Метрический синтез шарнирного шестизвенного механизма

В качестве критериев могут быть заданы: S – ход исполнительного звена; β – угол качания коромысла; k – коэффициент изменения средней скорости; μ_0 и μ_K – углы передачи в крайних положениях механизма; соотношение $l_{O_2C} : l_{O_2B} = m$.

По заданным критериям требуется определить: длину кривошипа $l_{O_1A} = r$; длину шатуна $l_{AB} = l$; длину коромысла $l_{O_2B} = R$ и длину шатуна l_{CD} .

Величина перемещения S исполнительного звена D определяет размах H траектории точки B между крайними положениями шарнирного четырехзвенника O_1ABO_2 . Поэтому необходимо построить структурную схему механизма в крайних положениях (рис. 3.8).

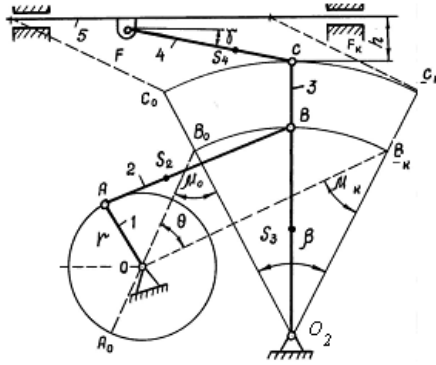


Рис. 3.8. Расчетная схема шарнирного шестизвенного механизма

Если предположить, что при движении ползуна D вправо выполняется технологический процесс, а в обратном направлении исполнительное звено совершает холостой ход, то угол перекрытия θ связан с заданным коэффициентом изменения средней скорости k зависимостью

$$k = \frac{180 + \theta}{180 - \theta} = \frac{360 - \varphi_{x.x}}{\varphi_{x.x}}, \text{ или } \theta = 180 \frac{k - 1}{k + 1}. \quad (3.13)$$

Угол качания коромысла β , угол перекрытия θ и углы передачи в начальном μ_0 и конечном μ_k положениях механизма связаны соотношением, устанавливаемым из треугольников $O_1B_0B_K$ и $O_2B_0B_K$ (см. рис. 3.8):

$$\theta + \mu_0 = \beta + \mu_k. \quad (3.14)$$

Для решения задач метрического синтеза рычажных механизмов угол передачи определяется через допустимый угол давления соотношением

$$\mu = 90 - \gamma. \quad (3.15)$$

По зависимости (3.14) определяется величина угла β качания коромысла O_2B . Используя угол качания коромысла и размах траектории точки C (равный ходу исполнительного звена), определяем длину плеча:

$$l_{O_2C} = \frac{S}{2 \cdot \sin(\beta / 2)}. \quad (3.16)$$

Угол давления γ достигает максимального значения тогда, когда коромысло O_2B образует с направляющей O_2F ползуна прямой угол. Из треугольника O_2CF определяем длину шатуна CF :

$$l_{CF} = \frac{l_{O_2C}}{\sin(\gamma_{\max})}. \quad (3.17)$$

Используя заданное соотношение между плечами рычага, определяем длину коромысла O_2B :

$$l_{O_2B} = m \cdot l_{O_2C}. \quad (3.18)$$

Размах (H) точки B коромысла определяется из подобия треугольников $O_2B_0B_K$ и $O_2C_0C_K$ по соотношению $\frac{S}{l_{O_2C}} = \frac{H}{l_{O_2B}}$.

По теореме синусов из $\Delta O_1 B_0 B_K$ имеем:

$$\frac{l_{O_1 B_0}}{\sin \psi_2} = \frac{H}{\sin \theta} = \frac{l_{O_1 B_K}}{\sin \psi_1}, \quad (3.19)$$

где θ – угол перекрытия.

Значения углов ψ_1 и ψ_2 определим по зависимостям

$$\psi_1 = \frac{180 - \beta}{2} + \mu_0 \quad \text{и} \quad \psi_2 = \frac{180 - \beta}{2} - \mu_K. \quad (3.20)$$

Из теоремы синусов определяем отрезки $l_{O_1 B_0}$ и $l_{O_1 B_K}$:

$$l_{O_1 B_0} = \frac{H \cdot \sin(\psi_2)}{\sin(\theta)} \quad \text{и} \quad l_{O_1 B_K} = \frac{H \cdot \sin(\psi_1)}{\sin(\theta)}. \quad (3.21)$$

В косоугольном треугольнике $O_1 B_0 B_K$ длины сторон $O_1 B_0$ и $O_1 B_K$ соответственно равны:

$$l_{O_1 B_0} = l_{AB} - l_{O_1 A}; \quad (3.22)$$

$$l_{O_1 B_K} = l_{AB} + l_{O_1 A}. \quad (3.23)$$

Из уравнений 3.22 и 3.23 определяем размеры кривошипа ($l_{O_1 A} = r$) и шатуна ($l_{AB} = l$) механизма.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое угол давления?
2. Что называется коэффициентом изменения средней скорости?
3. В каких случаях кулиса будет вращаться на полный оборот?
4. Как определяется угол перекрытия?
5. Какие параметры механизма определяются при метрическом синтезе ?
6. Какие рычажные механизмы относятся к простейшим типовым механизмам ?
7. Определите цели и задачи метрического синтеза механизмов ?
8. Какими методами решаются задачи метрического синтеза механизмов ?
9. Сформулируйте условия проворачиваемости звеньев четырехшарнирного механизма (правило Гросгофа) ?
10. Что называют углом давления, как учитывается угол давления при метрическом синтезе механизма ?
11. Как проектируется четырехшарнирный механизм по коэффициенту неравномерности средней скорости ?
12. Как проектируется кривошипно-ползунный механизм по коэффициенту неравномерности средней скорости ?
13. Как проектируется четырехшарнирный механизм по двум положениям выходного звена ?
14. Как проектируется кулисный механизм по углу давления ?