

# МЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

## ВВЕДЕНИЕ

Создание современной машины требует от конструктора всестороннего анализа ее проекта. Конструкция должна удовлетворять многочисленным требованиям, которые нередко являются противоречивыми. Расходы на изготовление должны быть минимальными, но при этом обеспечивать достижение заданных параметров.

Синтез, или проектирование механизмов, состоит в определении некоторых постоянных параметров, удовлетворяющих заданным структурным, кинематическим и динамическим условиям. К этим параметрам механизма относятся длины звеньев, координаты точек звеньев, угловые координаты, массы звеньев и их моменты инерции и т. д.

Целью данных методических указаний является оказание помощи студентам в освоении метрического синтеза рычажных механизмов.

## 1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ И ПОНЯТИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ СИНТЕЗЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ МЕХАНИЗМОВ

При метрическом синтезе кинематической схемы механизма проводится определение основных размеров его звеньев по заданной длине  $S(\varphi)$  или  $\beta(\varphi)$ , определяющей движение исполнительного звена, или по заданной траектории одной из его точек и ряду ограничивающих условий и качественных критериев.

Если условно назовем метрические параметры звеньев  $\Pi$ , кинематические функции  $S$  и качественные критерии  $K$ , то связь между ними (в общем случае) описывается системой уравнений, каждое из которых записывается так:  $f(\Pi, S, K) = 0$ .

Имея в виду перспективу использования ЭВМ, можно сказать, что при решении задач метрического синтеза механизма известны  $S$  и  $K$  и искомым является  $\Pi$ , а при задачах анализа известно  $\Pi$  и искомыми являются  $S$  и  $K$ .

Как будет видно ниже, задачи синтеза решаются по ограниченному числу условий, последующий анализ дополняет качественную картину получившегося решения и помогает в поиске оптимальных результатов.

Условимся систему уравнений, определяющую функциональную связь метрических, кинематических и динамических параметров меха-

низма, называть его *математическим описанием*. Это описание может иметь аналитическую или графическую форму.

Воспроизведение математического описания работы механизма, реализуемого с помощью вычислительных машин (цифровых вычислительных машин или аналоговых машин) или других методов на основе построенного алгоритма (указывающего простейшую логическую последовательность элементарных математических операций), называется *математической моделью* (ММ). Моделирование основано на принципе аналогии между явлениями различной физической природы. Характерным является то обстоятельство, что различные физические явления описываются одними и теми же математическими уравнениями. Известны различные виды моделирования: физическое, логическое, электрическое и математическое.

С помощью математической модели можно исследовать физические явления на основе идентичности форм уравнений и однозначности соотношений между переменными в уравнениях оригинала и модели.

Синтез методом математического моделирования освобождает от необходимости проведения некоторых натуральных испытаний создаваемой конструкции.

Природа качественных критериев разнообразна и зависит от формулировки требований, предъявляемых к выполняемой операции или процессу, и типа механизма, осуществляющего их. Так, в общих чертах можно выделить следующие группы критериев.

1. Геометро-траекторные критерии, учитывающие необходимость движения рабочего органа по данной траектории с определенной допустимой степенью отклонения от нее.

2. Кинематические критерии, построенные на оптимизации закона движения рабочего органа согласно техническим требованиям.

3. Многочисленные динамические критерии, учитывающие характер распределения энергетического потока, коэффициент полезного действия, коэффициенты потерь и др., связанные с расчетом трения в элементах создаваемой системы.

4. Критерии, характеризующие надежность системы, в том числе контактной прочности, коэффициентов износостойкости, долговечности и др.

Решая многовариантные задачи синтеза сложных автоматических систем, часто можно сформулировать показатель, характеризующий качественную сторону создаваемой конструкции. Этот показатель принимают за критерий оптимальности.

Выработка общего критерия оптимальности, или эффективности, на основании перечисленных функций частных их значений представляет собой сложную инженерную задачу.

Созданный и математически описанный критерий оптимальности зависит от ряда параметров проектируемой системы и является их функцией. Выбор этих параметров подчиняют получению количественного экстремума критерия оптимальности, в котором видят основную цель. Исходя из сказанного, созданная зависимость, описывающая критерий оптимальности, называется *целевой функцией*.

Все параметры можно выразить через некоторое число независимых переменных, с которыми связана и целевая функция.

Определение целевой функции представляет собой сложный итерационный процесс. Таким образом, целевая функция представляет собой зависимость критерия оптимальности (или эффективности) от оптимальных параметров.

При метрическом синтезе рычажных механизмов решается задача об определении заданного закона движения исполнительного звена механизма с учетом критериев, характеризующих динамические и эксплуатационные условия его работы.

При реализации данной задачи проектирования схем кривошипно-рычажных механизмов учитываются условия, диктуемые осуществляемым технологическим процессом, геометрией и динамикой его кинематической цепи.

При этом необходимо:

1) обеспечить требуемое перемещение звеньев, в том числе условие существования кривошипа;

2) осуществить заданную величину хода исполнительного звена  $K$ , или полный угол качания его  $\beta$ , и функцию  $s(\varphi)$  или  $\beta(\varphi)$ ;

3) реализовать несколько положений входного и выходного звеньев;

4) в некоторых случаях лимитировать максимум скорости (пик скорости) за фазу рабочего хода или максимум ускорения (пик ускорения) за фазу холостого хода исполнительного звена;

5) осуществить заданную величину передаточной функции, т. е. отношение скоростей выходного и входного звеньев;

6) оптимизировать или найти наиболее благоприятные условия передачи сил;

7) учитывать эксплуатационный критерий, характеризующий отношение времени рабочего хода к времени холостого хода звена.

Ниже разберем реализацию некоторых из перечисленных условий.

Структура многозвенных плоских рычажных механизмов базируется на схемах шарнирного четырехзвенника, кривошипно-шатунного и кулисного механизмов. Проектирование кинематических схем таких механизмов по заданным критериям и является целью метрического синтеза.

К основным критериям метрического синтеза относятся:

- перемещение  $S$  исполнительного звена;
- коэффициент изменения средней скорости исполнительного звена;
- максимальные углы давления;
- отношение длины шатуна к длине кривошипа  $\lambda$ ;
- условие существования кривошипа.

**1. Перемещение  $S$  исполнительного звена**, которое определяется заданным технологическим процессом. От величины перемещения чаще всего зависят нагрузки, воспринимаемые исполнительным звеном механизма, и производительность машины.

**2. Коэффициент изменения средней скорости исполнительного звена** рассчитывается по формуле

$$k = \frac{\varphi_{p,x}}{\varphi_{x,x}} = \frac{V_{x,x}}{V_{p,x}}, \quad (1.1)$$

где  $\varphi_{p,x}$  – угол поворота кривошипного вала на рабочем ходе;

$\varphi_{x,x}$  – угол поворота кривошипного вала на холостом ходе;

$V_{p,x}$  – скорость исполнительного звена на рабочем ходе;

$V_{x,x}$  – скорость исполнительного звена на холостом ходе.

Величина коэффициента средней скорости показывает затраты времени за цикл работы механизма на выполнение технологического процесса и на холостой ход. Следовательно, чем больше коэффициент изменения средней скорости, тем выше производительность механизма. Для рычажных механизмов  $k \geq 1$ .

Допустимые значения коэффициента изменения средней скорости исполнительного звена (при углах передачи  $\mu > 60^\circ$ ) для разных механизмов следующие: шарнирные четырехзвенники –  $k = 1,01 \dots 1,4$ ; кривошипно-шатунные механизмы –  $k = 1,0 \dots 1,12$ ; кулисные механизмы –  $k = 1,2 \dots 2,8$ .

С коэффициентом изменения средней скорости исполнительного звена связан угол перекрытия  $\theta$ , который образуется звеньями механизма в крайних положениях (рис. 1.1, 1.2).

$$\varphi_{0,0} + \varphi_{0,0} = 360^\circ. \quad (1.2)$$

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{o,o} &= 180 + \theta \\ \varphi_{o,o} &= 180 - \theta \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

$$\theta = 180 \frac{k-1}{k+1}. \quad (1.4)$$

**3. Максимальные углы давления  $\gamma$**  в кинематических парах. Величиной угла давления определяется величина сил трения в кинематических парах. С увеличением угла давления силы трения возрастают.

В механизмах с низшими кинематическими парами угол давления образуется векторами силы  $P$  и скорости  $V_B$  (рис. 1.1–1.3). Направление вектора скорости  $V_B$  совпадает с направлением вектора  $Q$  полезной составляющей силы  $P$ .

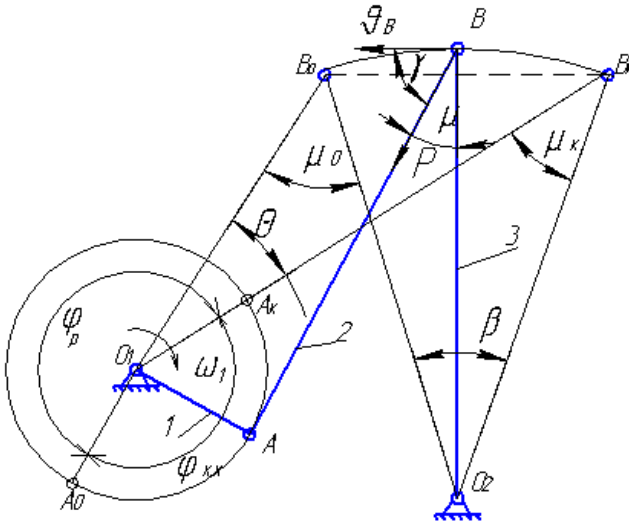


Рис. 1.1. Схема кривошипно-шарнирного механизма

Соответствующая  $Q = P \cos \gamma$  затрачивается на преодоление сил полезного сопротивления, приложенных к звену. Составляющая  $T = P \sin \gamma$  соответствует возникновению сил трения. При достаточно больших углах давления может случиться, что даже при отсутствии внешней нагрузки составляющая  $Q = P \cos \gamma$  не преодолит возникающего момента трения и механизм окажется неработоспособным вследствие его самоторможения или заклинивания. Поэтому угол давления

в расчетах ограничивают некоторым максимально допустимым значением. При синтезе рычажных механизмов рекомендуется принимать углы давления  $\gamma \leq 30^\circ$  на рабочем ходе и  $\gamma \leq 45^\circ$  при холостом ходе. С углом давления  $\gamma$  связан угол передач  $\mu$ ,  $\gamma + \mu = 90^\circ$ .

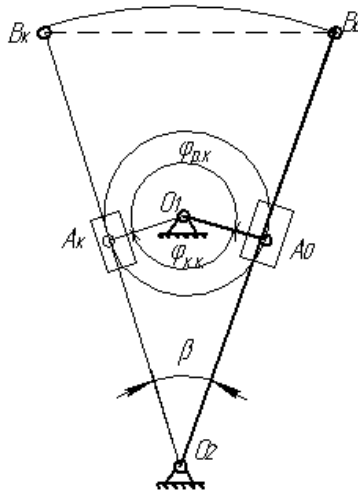


Рис. 1.2. Схема кривошипно-кулисного механизма

**4. Отношение длины шатуна к длине кривошипа  $\lambda = l/r$ .** Этим параметром определяются габаритные размеры, а также значения максимальных углов давления в крайних и других характерных положениях механизма.

**5. Условие существования кривошипа.** Это условие требует, чтобы за цикл работы механизм кривошипа совершал полный оборот. Этими и другими параметрами определяются не только геометрические размеры механизма, но и динамические условия его работы.

Условие проворачиваемости рассмотрим на примере шарнирного четырехзвенника  $O_1ABO_2$  (рис. 1.3), в котором  $r$ ,  $l$ ,  $R$ ,  $L$  соответственно длина кривошипа  $O_1A$ , шатуна  $AB$ , коромысла  $BO_2$  и стойки  $O_1O_2$ . Для того чтобы звено  $O_1A$  могло стать кривошипом, оно должно при вращении последовательно пройти через левое  $O_1A_0B_0O_2$ , среднее  $O_1ABO_2$  и правое  $O_1A_\kappa B_\kappa O_2$  крайние положения. Используя соотношения между длинами сторон  $\Delta O_1B_0O_2$ ,  $\Delta O_1B_\kappa O_2$  и  $\Delta ABO_2$  запишем следующие неравенства:

$$l - r < R + L; \quad (1.5)$$

$$l + r < R + L; \quad (1.6)$$

$$L + r < l + R. \quad (1.7)$$

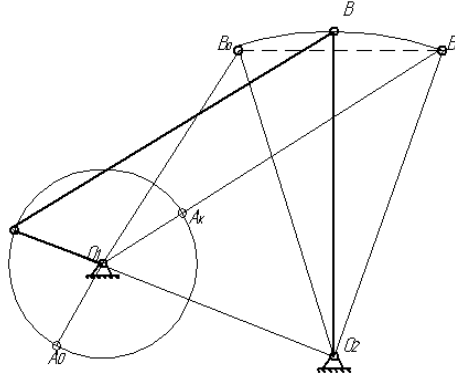


Рис. 1.3. Схема кривошипно-шарнирного механизма для определения условий существования кривошипа

Складывая почленно неравенства (1.5) и (1.6), (1.5) и (1.7), (1.6) и (1.7), получим:

$$r < l; r < R; r < L. \quad (1.8)$$

Обратите внимание, что рассмотренные неравенства приводят к формулировке теоремы Грасгофа: «Наименьшее звено является кривошипом, если сумма длин наименьшего и наибольшего звеньев меньше суммы длин двух других звеньев». Из анализа неравенств (1.5) – (1.7) следует два вывода.

1. Если сумма длин наибольшего и наименьшего звеньев равна сумме длин других звеньев, то в механизме имеется два кривошипа.

2. Если сумма длин наибольшего и наименьшего звеньев больше суммы длин других звеньев, то в механизме нет кривошипа.

**6. Ограничение на размеры звеньев.** Для того чтобы в механизме не было слишком больших или слишком малых звеньев, необходимо выбрать четыре числа, удовлетворяющих условиям:

$$l_1 < l_2 < l_3 < l_4; \quad (1.9)$$

$$l_4/l_1 = m. \quad (1.10)$$

Из этой четверки чисел можно в любой комбинации выбрать длины звеньев, и во всех этих комбинациях ни одна из длин звеньев не будет превосходить другую больше чем в  $m$  раз.

Определение геометрических размеров механизмов с учетом заданных условий разберем на конкретных примерах.

## 2. ВЫПОЛНЕНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

**Цель работы:** определение линейных размеров звеньев механизма, обеспечивающих заданные критерии (условия) его работы.

Наиболее распространенными механизмами являются кривошипно-шатунные, кривошипно-кулисные и кривошипно-коромысловые.

### 2.1. Метрический синтез центрального кривошипно-шатунного механизма

При метрическом синтезе механизма (рис. 2.1) в качестве критериев могут быть заданы:  $S$  – ход исполнительного звена;  $\gamma_{\max}$  – 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  $A_0A_K = B_0, B_K = S$ .

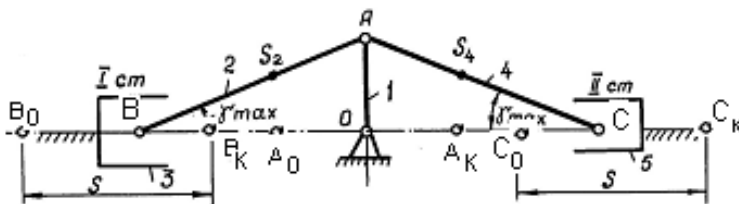


Рис. 2.1. Расчетная схема кривошипно-шатунного механизма

Так как расстояние  $A_0A_K$  равно двум радиусам кривошипа, то

$$r = l_{OA} = \frac{S}{2}. \quad (2.1)$$

2. Определяем длину шатуна.

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

$$l = l_{AB} = \frac{r}{\sin \gamma_{\max}}. \quad (2.2)$$

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

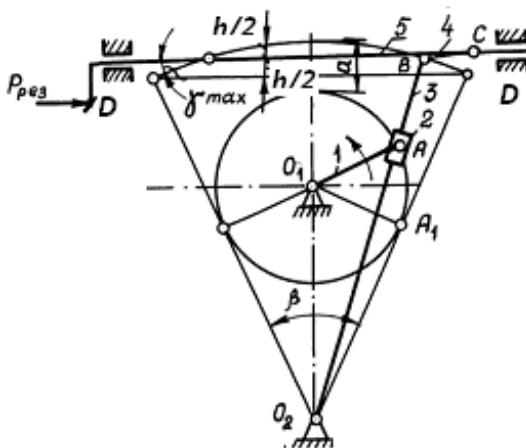
У центрального кривошипно-шатунного механизма  $K = 1$ ,  $\varphi_{p.x} = \varphi_{x.x}$ ,  $\theta = 0$ .

## 2.2. Метрический синтез кулисных механизмов

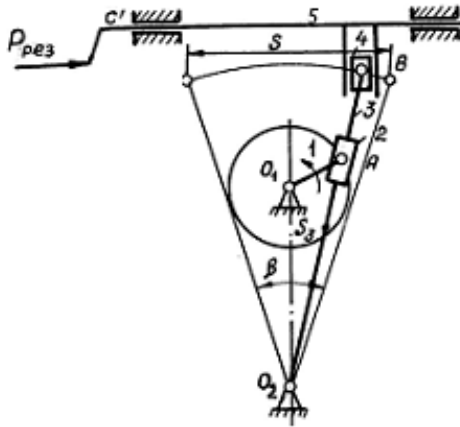
Существуют кулисные механизмы с поступательно движущейся кулисой, качающейся кулисой и вращающейся кулисой.

### 2.2.1. Метрический синтез кулисного механизма с качающейся кулисой

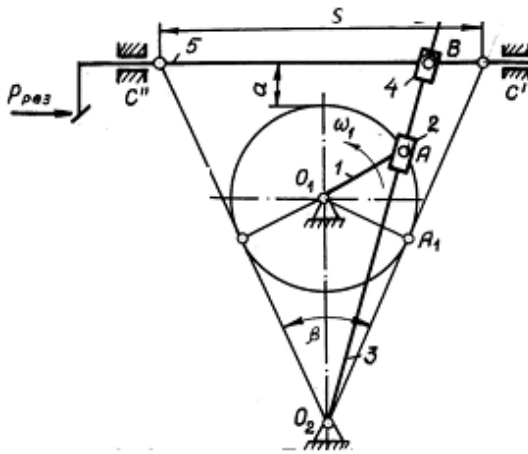
Структурная группа 4-5 кулисного механизма может быть трех видов: а) ВВП, б) ПВП и в) ВПП (рис. 2.2).



а



б



в

Рис. 2.2. Расчетные схемы кулисных механизмов с качающейся кулисой

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

Расчет выполняется в следующей последовательности для схемы (а):

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

$$\theta = \frac{180(K-1)}{K+1}; \quad (2.3)$$

2) определяем длину кулисы:

$$l_{O_2B_0} = \frac{S/2}{\sin(\beta/2)}; \quad (2.4)$$

3) определяем длину кривошипа из соотношения

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

$$r = \frac{l_{O_2B}}{1,2 + 1/\sin(\beta/2)}; \quad (2.5)$$

4) определяем межосевое расстояние:

$$l_{O_1O_2} = \frac{r}{\sin(\beta/2)}; \quad (2.6)$$

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

6) определяем длину шатуна:

$$l_4 = \frac{h/2}{\sin \gamma_{\max}}; \quad (2.7)$$

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

### 2.2.2. 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. 2.3) в качестве критериев могут быть заданы:  $S$  – ход исполнительного звена;  $\gamma$  – 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:

$$l_{O_2B} = \frac{S}{2}; \quad (2.8)$$

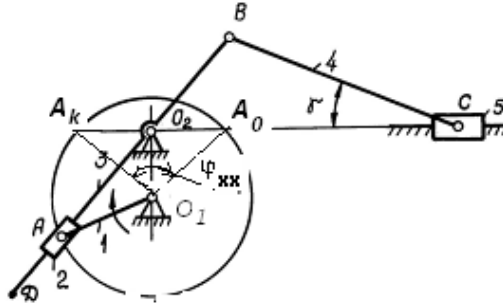


Рис. 2.3. Расчетная схема кулисного механизма с вращающейся кулисой

2) определяем длину шатуна:

$$l_4 = \frac{l_{O_2B}}{\sin \gamma_{\max}}; \quad (2.9)$$

3) определяем межосевое расстояние по соотношению

$$l_{O_2B} : l_{O_1O_2} = 2 \Rightarrow l_{O_1O_2} = \frac{l_{O_2B}}{2} \quad (2.10)$$

4) определяем угол холостого хода:

$$\varphi_{x,x} = \frac{360}{K+1}; \quad (2.11)$$

5) определяем размер кривошипа:

$$r = l_{O_1A} = \frac{l_{O_1O_2}}{\cos\left(\frac{\varphi_{x,x}}{2}\right)}. \quad (2.12)$$

### 2.3. Метрический синтез шарнирного шестизвального механизма

В качестве критериев могут быть заданы:  $S$  – ход исполнительного звена;  $\beta$  – угол качания коромысла;  $k$  – коэффициент изменения средней скорости;  $\mu_0$  и  $\mu_K$  – углы передачи в крайних положениях механизма; соотношение  $l_{O_2\bar{N}} : l_{O_2\bar{A}} = m$ .

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. 2.4).

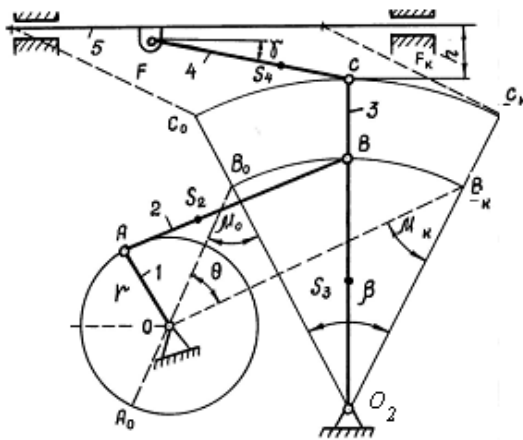


Рис. 2.4. Расчетная схема шарнирного шестизвенного механизма

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

$$k = \frac{180 + \theta}{180 - \theta} = \frac{360 - \varphi_{x,x}}{\varphi_{x,x}}, \text{ или } \theta = 180 \frac{k-1}{k+1}. \quad (2.13)$$

Угол качания коромысла  $\beta$ , угол перекрытия  $\theta$  и углы передачи в начальном  $\mu_0$  и конечном  $\mu_k$  положениях механизма связаны соотношением, устанавливаемым из треугольников  $O_1B_0B_k$  и  $O_2B_0B_k$  (см. рис. 2.4):

$$\theta + \mu_0 = \beta + \mu_k. \quad (2.14)$$

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

$$\mu = 90 - \gamma. \quad (2.15)$$

По зависимости (2.14) определяется величина угла  $\beta$  качания коромысла  $O_2B$ . Используя угол качания коромысла и размах траектории точки  $C$  (равный ходу исполнительного звена), определяем длину плеча:

$$l_{O_2C} = \frac{S}{2 \cdot \sin(\beta/2)}. \quad (2.16)$$

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

$$l_{CF} = \frac{l_{O_2C}}{\sin(\gamma_{\max})}. \quad (2.17)$$

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

$$l_{O_2B} = m \cdot l_{O_2C}. \quad (2.18)$$

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  $\Delta O_1B_0B_K$  имеем:

$$\frac{l_{O_1B_0}}{\sin \psi_2} = \frac{H}{\sin \theta} = \frac{l_{O_1B_K}}{\sin \psi_1}, \quad (2.19)$$

где  $\theta$  – угол перекрытия.

Значения углов  $\psi_1$  и  $\psi_2$  определим по зависимостям

$$\psi_1 = \frac{180 - \beta}{2} + \mu_0 \quad \text{и} \quad \psi_2 = \frac{180 - \beta}{2} - \mu_K. \quad (2.20)$$

Из теоремы синусов определяем отрезки  $l_{O_1B_0}$  и  $l_{O_1B_K}$ :

$$l_{O_1B_0} = \frac{H \cdot \sin(\psi_2)}{\sin(\theta)} \quad \text{и} \quad l_{O_1B_K} = \frac{H \cdot \sin(\psi_1)}{\sin(\theta)}. \quad (2.21)$$

В косоугольном треугольнике  $O_1B_0B_K$  длины сторон  $O_1B_0$  и  $O_1B_K$  соответственно равны:

$$l_{O_1B_0} = l_{AB} - l_{O_1A}; \quad (2.22)$$

$$l_{O_1B_K} = l_{AB} + l_{O_1A}. \quad (2.23)$$

Из уравнений 2.22 и 2.23 определяем размеры кривошипа ( $l_{O_1A} = r$ ) и шатуна ( $l_{AB} = l$ ) механизма.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Объяснить принцип работы кривошипно-шатунного механизма.
2. Объяснить принцип работы кривошипно-кулисного механизма с качающейся кулисой.
3. Объяснить принцип работы кривошипно-кулисного механизма с вращающейся кулисой.
4. Объяснить принцип работы шарнирного шестизвенного механизма.
5. Что такое угол давления?
6. Что называется коэффициентом изменения средней скорости?
7. В каких случаях кулиса будет вращаться на полный оборот?
8. Как определяется угол перекрытия?

## ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболовский, И. И. Теория механизмов и машин: учебник / И. И. Артоболовский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Коловский, М. З. Теория механизмов и машин. Структура и кинематика механизмов: лекции / М. З. Коловский. – СПб.: СПбГТУ, 1993. – 80 с.
3. Лебедев, В. И. Синтез механизмов с пассивными связями / В. И. Лебедев, А. М. Турланов // Теория механизмов и машин. – 2003. – № 2. – С. 28–31.
4. Пейсах, Э. Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Э. Е. Пейсах, В. А. Нестеров. – М.: Машиностроение, 1988. – 233 с.
5. Решетов, Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы: справочник / Л. Н. Решетов. – М., 1985. – 428 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

### Индивидуальные задания для выполнения лабораторной работы

Вариант	Кривошипно-шатунный механизм			Кулисный механизм с качающейся кулисой				
	S, мм	$\gamma$ , град	$\lambda = \frac{l}{r}$	S, мм	$K = \frac{\varphi_{p,x}}{\varphi_{x,x}}$	$\gamma_{max}$ , град	O <sub>2</sub> B:O <sub>2</sub> O <sub>1</sub>	Тип механизма
1	60	12,0	2,8	100	1,4	4,0	1,5	б
2	64	13,0	2,85	110	1,4	4,5	1,6	а
3	68	14,0	2,9	120	1,5	5,0	1,7	б
4	70	15,0	2,95	130	1,6	5,5	1,8	а
5	72	16,0	3,0	140	1,7	6,0	1,9	в
6	76	17,0	3,05	150	1,8	6,5	2,0	а
7	78	18,0	3,1	160	1,9	7,0	1,95	в
8	80	19,0	3,15	170	2,0	7,5	1,85	а
9	82	20,0	3,2	180	1,95	8,0	1,75	в
10	84	12,5	3,25	190	1,85	8,5	1,65	а
11	86	13,5	3,3	200	1,75	9,0	1,55	в
12	88	14,5	3,35	210	1,65	9,5	1,5	а
13	90	15,5	3,4	220	1,55	10,0	1,55	в
14	92	16,5	3,45	230	1,45	10,5	1,6	а
15	94	17,5	3,5	240	1,35	11,0	1,65	в
16	96	18,5	3,55	250	1,25	11,5	1,7	а
17	98	19,5	3,6	260	1,4	12,0	1,75	в
18	100	20,5	3,65	270	1,3	12,5	1,8	а
19	102	20,0	3,7	280	1,4	13,0	1,85	в
20	104	19,0	3,75	290	1,5	13,5	1,9	а
21	106	18,0	3,8	300	1,6	14,0	1,95	в
22	108	17,0	3,85	310	1,7	14,5	2,0	а
23	110	16,0	3,9	320	1,8	15,0	2,05	в
24	112	15,0	3,95	330	1,9	15,5	2,1	а
25	116	14,0	4,0	340	2,0	16,0	2,15	в
26	126	18,0	3,8	300	1,6	14,0	1,95	в
27	128	17,0	3,85	350	1,7	14,5	2,0	а
28	120	16,0	3,9	360	1,8	15,0	2,05	в
29	122	15,0	3,95	370	1,9	15,5	2,1	а
30	136	14,0	4,0	380	2,0	16,0	2,15	в

## Индивидуальные задания для выполнения лабораторной работы

Вариант	Шарнирный шестизвенный механизм					
	S, мм	$\gamma$ , град	k	$\beta$	O <sub>2</sub> C : O <sub>2</sub> B	$\mu_0$
1	60	12	1,2	30	1,5	60
2	64	13	1,24	33	1,6	70
3	68	14	1,25	35	1,7	72
4	70	15	1,26	36	1,8	74
5	72	16	1,27	38	1,9	75
6	76	17	1,28	39	2,0	76
7	78	18	1,19	40	1,95	77
8	80	19	1,22	41	1,85	78
9	82	20	1,25	42	1,75	79
10	84	12	1,2	43	1,65	80
11	86	13	1,24	44	1,55	71
12	88	14	1,25	45	1,5	82
13	90	15	1,26	46	1,55	60
14	92	16	1,27	47	1,6	70
15	94	17	1,28	48	1,65	72
16	96	18	1,19	49	1,7	74
17	98	19	1,22	50	1,75	75
18	100	20	1,25	30	1,8	76
19	102	20	1,2	33	1,85	77
20	104	19	1,24	35	1,9	78
21	106	18	1,25	36	1,95	79
22	108	17	1,26	38	2,0	80
23	110	16	1,27	39	2,05	71
24	112	15	1,28	40	2,1	82
25	104	19	1,19	41	1,9	60
26	106	18	1,22	42	1,95	70
27	108	17	1,25	43	2,0	72
28	110	16	1,18	44	2,05	74
29	112	15	1,19	45	2,1	75

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Общие принципы и понятия, используемые при синтезе кинематических схем механизмов.....	3
2. Выполнение лабораторной работы.....	10
2.1. Метрический синтез центрального кривошипно-шатунного механизма.....	10
2.2. Метрический синтез кулисных механизмов.....	11
2.3. Метрический синтез шарнирного шестизвенного механизма.....	14
Контрольные вопросы.....	17
Литература.....	17
Приложения.....	18