# *Лекция. Синтез рычажных механизмов*

## *6.1 Задачи синтеза механизов*

Наибольший интерес представляет задача синтеза механизмов. Под синтезом понимается проектирование механизма. Синтез представляет задачу обратную анализу и, как все обратные задачи, сложен. В синтезе нет таких простых общих методов, какие были изучены в анализе. Многие задачи синтеза еще требуют решения.

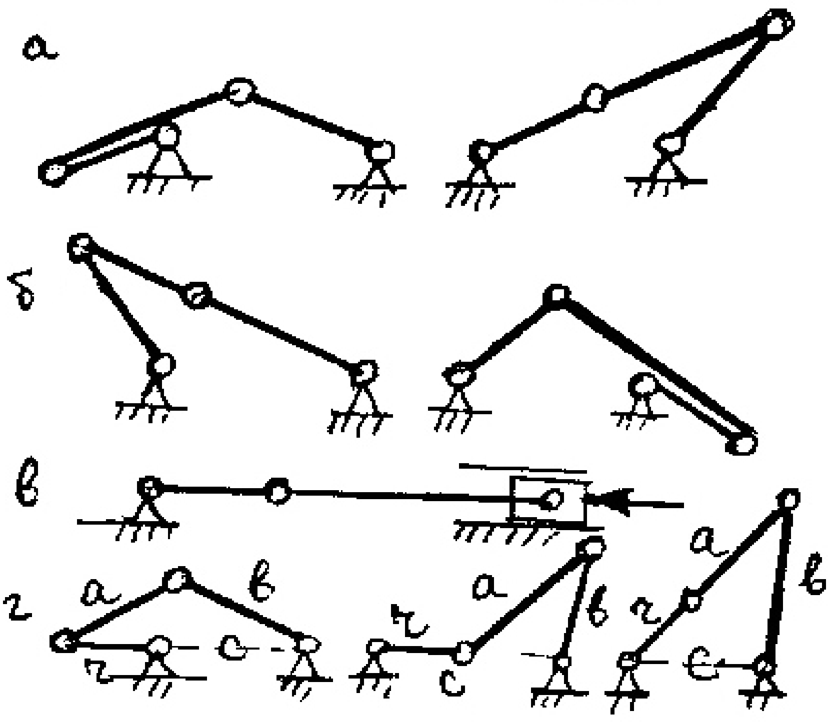

*Рис. 6.1*

Различают три стадии синтеза рычажных механизмов. Первая стадия – синтез структурной схемы. Он относительно прост и сводится к выбору механизма, удовлетворяющего общим требованиям к нему. На этой стадии изучаются аналоги данного механизма, используется справочная литература (например, семитомный справочник «Механизмы в современной технике» под редакцией И.И. Артоболевского, «Механизмы» под редакцией С.Н. Кожевникова, «Словарь-справочник по механизмам» А.Ф. Крайнова).

Вторая стадия – метрический синтез. Здесь определяются размеры звеньев механизма, при которых удовлетворяются поставленные требования. Метрический синтез опирается на приемы кинематического анализа, так что зачастую синтез сводится к многократному повторению анализа.

Третья стадия – динамический синтез. Это наиболее общая задача синтеза, в которой учитываются не только кинематические, но и динамические требования к механизму.

В виду сложности задач синтеза ограничимся изложением частных случаев, имеющих простое, в основном геометрическое решение. Задачи такого рода в инженерной практике встречаются довольно часто. Подавляющее большинство применяемых рычажных механизмов представляют разновидности четырехзвенных механизмов, поэтому остановимся в основном на них.

## *6.2 Структурный синтез рычажных механизмов*

Изучая модель шарнирного четырехзвенника можно обнаружить, что в зависимости от того, какое звено принято за неподвижное, а какое – за входное, изменяются основные свойства механизма: механизм может быть кривошипно-коромысловым, двухкривошипным, двухкоромысловым. Наибольшее применение находит кривошипно-коромысловый механизм.

Выясним условия существования кривошипа. Для этого следует рассмотреть механизм в крайних положениях. Крайним положением механизма называют такое, при котором ведомое звено занимает крайнее положение. Механизм имеет два крайних положения. Признак крайнего положения в кривошипно-коромысловом механизме – кривошип и шатун располагаются на одной линии (рис. 6.1а). В двухкоромысловом механизме в крайних положениях шатун и коромысло располагаются на одной линии (рис. 6.1б).

«Мертвым» называется положение, при котором возникает неопределенность движения ведомого звена (рис. 6.1в). Для выхода из «мертвого» положения необходимо «подтолкнуть» ведомое звено, например силами инерции маховика.

Существование кривошипа – это его возможность повернуться вокруг центра вращения на 360˚. Наиболее опасным в этом отношении являются положения, в которых кривошип и стойка лежат на одной линии (рис. 6.1г). Там же представлено еще одно дополнительное положение. Исходя из свойств длин треугольника, можно записать неравенства:

$$\boldsymbol{r + c < a + b,}$$

$$\boldsymbol{b < c - r + a,}$$

$$\boldsymbol{r + b < c + a,}$$

$$\boldsymbol{r + a < b + c}$$

*Складывая первое со вторым,* второе с третьим и первое с третьим неравенства, получим

$$\boldsymbol{r < a,\ r < c,\ r < b}$$

Отсюда следует, что для существования кривошипа необходимо соблюдать условия:

1. кривошип есть наименьшее звено.
2. сумма длин наименьшего и наибольшего звеньев меньше суммы длин двух других звеньев (Эти условия известны как теорема Грасгофа).

Если в кривошипно-коромысловом механизме сделать стойкой наименьшее звено, то получится двухкривошипный механизм, а если сделать стойкой звено противоположное наименьшему – то двухкороиысловый.

Если в шарнирном четырехзвеннике длины звеньев попарно равны (***r***=***b***, ***a***=***c***), то получится шарнирный параллелограмм (рис.6.2). Это двухкривошипный механизм, у которого шатун движется поступательно. Он находит применение, например, в качестве спарника колес тепловоза, входит в состав пантографов. В другой сборке получается шарнирный антипараллелограмм.

Если $r = c$, $a = b = 2r$, получается двухкривошипный механизм Галловея, у которого за один оборот кривошипа $b$ кривошип $r$ делает два оборота. Если коромысло кривошипно-коромыслового механизма сделать бесконечно большим, траектория точки **B** будет представлять прямую линию. Механизм превратится в кривошипно-ползунный

Принимая за стойку различные звенья кривошипно-ползунного механизма получим другие механизмы, Если длина кривошипа больше длины стойки, получим механизм с вращающейся кулисой, если длина кривошипа меньше длины стойки – механизм с качающейся кулисой. Если их длины равны – за каждые два оборота кривошипа кулиса совершает один оборот. Кулисные механизмы с качающейся кулисой применяются для получения медленного рабочего хода и быстрого холостого хода.

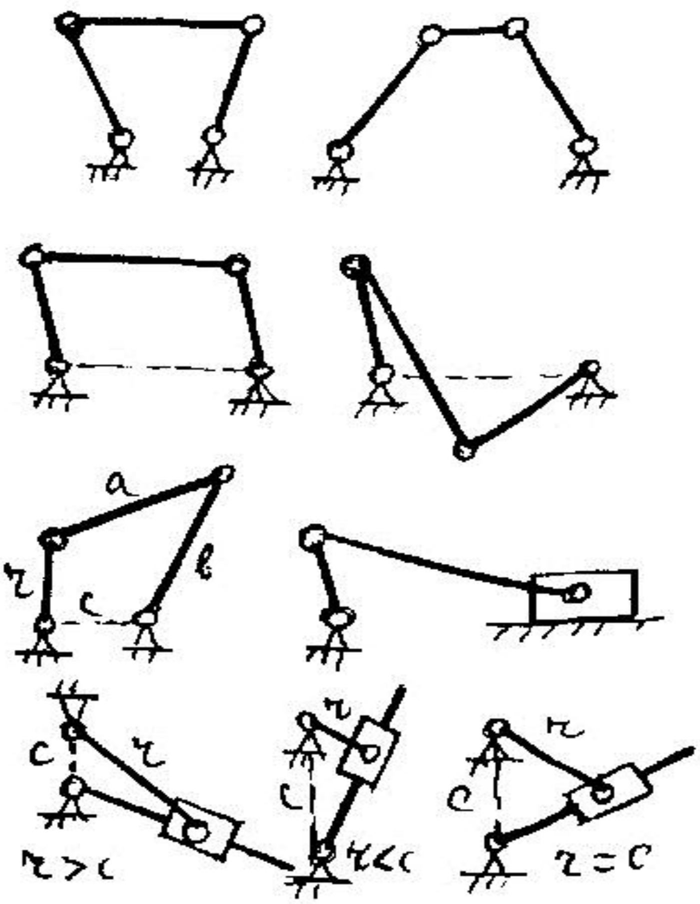


*Рис. 6.2*

## 6.3 Синтез четырехзвенных механизмов по заданным положениям звеньев

Требуется спроектировать кривошипно-коромысловый механизм, у которого коромысло занимает два заданных крайних положения, или, иными словами, задан размах колебания коромысла $\psi$. Выберем центр вращения кривошипа точку $O$. Зададимся произвольными значениями длины кривошипа $r$ и $a$ (Рис. 6.3а). Тогда в левом крайнем положении

$$a - r = OB_1$$

В правом крайнем положении

$$a + r = OB_2$$

Отрезки $OB_1$ и $OB_2$ можно замерить на чертеже. Имеем два линейных уравнения относительно $r$ и $a$, решения которых находятся элементарно:

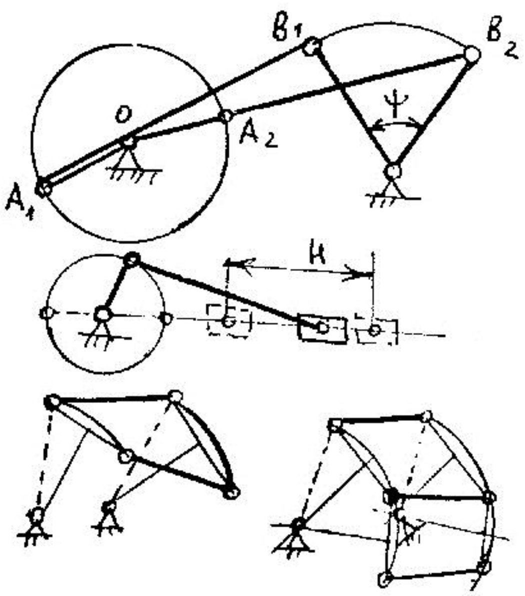


Рис. 6.3

$$r = (OB_2 - OB_1)/2 \qquad (6.1)$$

$$a = (OB_2 + OB_1)/2$$

Поскольку точка $O$ выбрана произвольно, задача имеет бесконечное множество решений.

Аналогичным образом можно спроектировать кривошипно-ползунный механизм по заданным положениям ползуна. Для центрального механизма из формул (6.1) следует

$$r = H / 2,$$

Где $H$ - ход ползуна.

Пусть требуется спроектировать механизм, у которого шатун занимает два произвольных заданных положения (Рис. 6.3в) Соединим точки $A_1$ и $A_2$, $B_1$ и $B_2$ отрезками прямых, в серединах их восстановим перпендикуляры. На этих перпендикулярах выберем точки $O$ и $C$. Приняв их за центры вращения кривошипа и коромысла, построим механизм $OABC$, у которого точки $A$ и $B$, двигаясь по дугам $A_1A_2$ и $B_1B_2$, попадут в точки $A_2$ и $B_2$. Задача имеет бесконечное множество решений. Таким путем можно спроектировать различные опрокидыватели, перегружатели и т.д.

В отличие от рассмотренной выше задачи проектирования механизма по заданным положениям шатуна имеет единственное решение. Центры вращения кривошипа и коромысла находятся в точках пересечения соответствующих перпендикуляров (рис. 6.3г).

## *6.4 Синтез механизмов по коэффициенту производительности.*

Коэффициентом производительности циклового механизма называется отношение средней скорости рабочего хода к средней скорости холостого хода. Название обьясняется тем, что соотношение этих скоростей влияет на производительность машины, в которой используется такой механизм.

$$k = V_x / V_p$$

Выразим $k$ через геометрические параметры механизма:

$$k = V_x / V_p = \varphi_p / \varphi_x \qquad (6.2)$$

Здесь использованы соотношения:

$$V_x = S / tx,\ Vp = S / tp,\ tp = \varphi_p / \omega,\ t_x = \varphi_x\ \omega,$$

где $\varphi_p$ и $\varphi_x$ - углы поворота кривошипа, соответствующие рабочему и холостому ходу ведомого звена, $\omega$- скорость вращения кривошипа.

Коэффициент производительности для кулисных механизмов обычно находится в пределах 1.5 - 2.0

Построим кулисный механизм в двух крайних положениях (рис. 6.4а) В крайних положениях кривошип перпендикулярен кулисе. Полный угол поворота кривошипа, соответствующий циклу работы механизма, состоит из угла рабочего хода $\varphi_p$ и угла холостого хода $\varphi_x$. Так как требуется $k > 1$, $\varphi_p$ принимается большим из двух углов между положениями кривошипа в крайних положениях механизма. Из построений на рис. 6.4а нетрудно увидеть, что

$$\varphi_p = 180^\circ + \psi$$

$$\varphi_x = 180^\circ - \psi$$

Где $\psi$ – угол между $OA_2$ и $OA_1$ - угол размаха (качания) кулисы.

Подставив значения $\varphi_p$ и $\varphi_x$ в (6.2), получим:

$$k = (180^\circ + \psi) / (180^\circ - \psi)$$

Откуда следует

$$\psi = 180^\circ (k - 1) / (k+1) \quad \textbf{(6.3)}$$

Радиус кривошипа найдем, рассмотрев треугольник $OA_1C$:

$$r = c \sin (\psi /2)$$

Где $C$ – длина стойки $OC$.

В механизме на рис. 6.4б, включающем механизм с вращающейся кулисой, крайние положения определяются присоединенной группой, представляющей центральный кривошипно-ползунный механизм. Изобразив его в крайних положениях, найдем соответствующие положения кривошипа $OA_1$ и $OA_2$ и углы $\varphi_p$ и $\varphi_x$. Из треугольника $OAC$ следует:

$$r = c / \sin (\psi /2)$$

Где **c** – длина стойки $OC$.

Для дезаксиального кривошипно-ползунного механизма (Рис. 6.4г) угол $\psi$ есть угол между положениями кривошипа $OA_1$ и $OA_2$ в крайних положениях механизма. Проектирование такого механизма при заданном значении коэффициента производительности производится следующим образом. Определяется угол $\psi$ по формуле (6.3), наносятся крайние положения ползуна. Строится прямоугольник $SB_1B_2$, так, чтобы угол при вершине **S** был равен $\psi$. Через точки $S, B_1, B_2$ проводится окружность. В любом месте этой окружности можно выбрать точку $O$ – центр вращения кривошипа. Дальнейшее проектирование механизма по двум крайним положениям ползуна известно. В

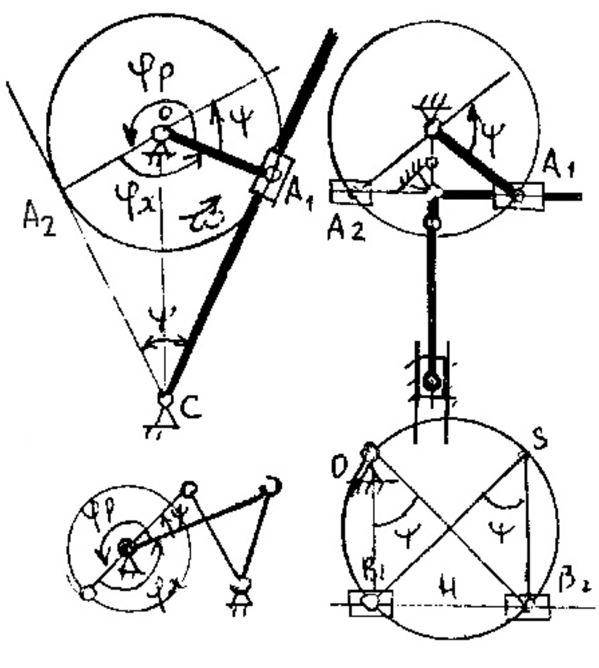


*Рис. 6.4*

спроектированном таким образом кривошипно-ползунном механизме угол между положениями $OA_1$ и $OA_2$ будет равен $\psi$ - на основании свойств вписанных углов. Аналогичную задачу можно решить и для кривошипно-коромыслового механизма.

## 6.5 Синтез механизмов с учетом угла давления

Углом давления $\theta$ называется угол между направлением силы и направлением перемещения, вызванного этой силой. Углом передачи μ называется угол, дополняющий угол давления до 90˚. На рис. 6.5 указаны углы давления и угол передачи в точке **B** шарнирного четырехзвенника. Разложим силу на нормальную и касательную составляющие. Чем больше угол давления, тем меньше составляющая $R^n$ и больше составляющая $R^\tau$. Полезно используется только составляющая $R^\tau$, а составляющая $R^n$ создает трение в кинематических парах. Следовательно, чем меньше угол давления, тем выше к.п.д. Наилучший случай, когда угол давления равен нулю. Однако по характеру работы механизма этот угол не может оставаться постоянным. В шарнирных механизмах угол давления допускается до 45˚, в механизмах с поступательными парами – до 30˚. В ответственных механизмах, таких как кривошипно-ползунный механизм двигателя внутреннего сгорания, угол давления принимается еще меньше – до 15˚. На рис. 6.5б представлен пример неудачно спроектированного механизма обжима борта в станке для сборки автомобильных шин на предприятии «Беларусьшина». Аналогичным образом неправильно спроектирован механизм закрывания дверей троллейбуса

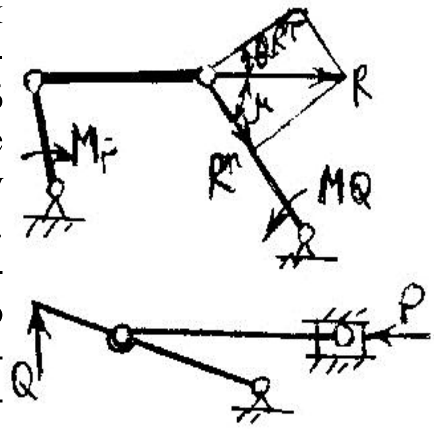


Рис. 6.5