

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ МЕХАНИЗМА

Параметры кинематической схемы механизма на стадии проектирования конструктором конкретной машины или установки можно разбить на три группы: заданные, вычисляемые и свободные.

Заданные параметры оговорены в техническом задании на проектирование с учетом функционального назначения механизма.

Вычисляемые параметры являются результатом решения уравнений, которые связывают заданные условия синтеза функциональными зависимостями с некоторой частью параметров механизма.

Свободные параметры могут варьироваться с учетом всех условий синтеза и их не удается выразить в явном виде в форме уравнений. Их находят либо путем многократного анализа механизма с различными значениями свободных параметров, либо решением нелинейной системы уравнений методами оптимизации*.

При оптимизационном синтезе формируют целевую функцию, которая в обобщенном виде является количественным критерием качества механизма с учетом той роли, которая соответствует определенным условиям синтеза.

Условия синтеза разделяют на главные, обязательные и желательные. Главное условие — это условие выполнения заданного движения исполнительного звена с заданной точностью. Можно указать также заданное линейное перемещение по прямой или иной траектории, заданный угол размаха выходного звена, заданный закон изменения скорости или ускорения.

*Пейсах Э. Е., Нестеров В. А. Система проектирования плоских рычажных механизмов/ Под ред. К. В. Фролова.— М.: Машиностроение, 1988.

Обязательные и желательные условия синтеза формулируются часто в форме неравенств, например угол давления не должен превышать допустимого значения. Многие параметры схемы назначают из конструктивных соображений. Они не формулируются в виде уравнений или неравенств, а назначаются конструктором с учетом его опыта, навыков и условий работы механизма в конкретной внешней среде.

В рычажных механизмах отдельные звенья имеют определенные термины. *Кривошипом* называют звено, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси. *Коромысло* — звено, которое может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси. *Шатун* — звено, образующее пары только с подвижными звеньями. *Ползун* — звено, образующее поступательную пару со стойкой. *Кулиса* — звено, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном

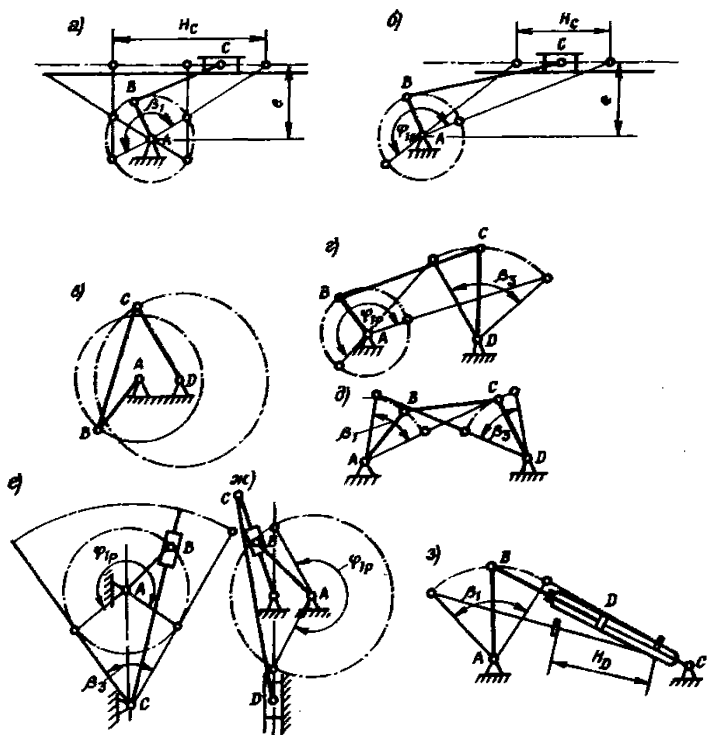


Рис. 2.3

поступательную пару. *Направляющая* — звено, имеющее большую протяженность элемента поступательной пары.

В зависимости от состава звеньев, образующих механизм, различают (рис. 2.3): кривошипно-ползунный (*б*), кривошипно-коромысловый (*г*), двухкривошипный (*в*), двухкоромысловый (*д*), коромыслово-ползунный (*а*), кулисный (*е*), коромыслово-кулисный (*з*), кривошипно-кулисный (*е*, *ж*).

Наиболее часто встречаются задачи синтеза кривошипных механизмов, в которых входное звено связано вращательной парой со стойкой, а выходное звено либо вращается вокруг неподвижной оси в пределах углового хода (или размаха) β_2 (рис. 2.3, *г*, *е*) или совершает поступательное прямолинейное движение в пределах хода H_c (рис. 2.3, *б*). Движение выходного звена в одну сторону совершается за меньший угол поворота кривошипа, чем движение в другую сторону, например при рабочем и вспомогательном ходах (на рис. 2.3, *б*, *г*, *е*, *ж* рабочему ходу соответствует угол поворота φ_{1p}). В таких случаях условие синтеза задается коэффициентом изменения средней скорости выходного звена K_v (или K_ω).

В некривошипных механизмах угол поворота входного звена φ_1 изменяется только в пределах заданного угла размаха входного звена (β_1 на рис. 2.3, *а*, *д*, *з*).

Иногда задаваемые условия синтеза механизма представлены угловыми или линейными координатами, соответственно определяющими положения входного и выходного звеньев (по двум или по трем положениям, заданным таблицей координат). При проектировании некоторых механизмов возникает требование постоянства передаточного отношения или необходимо воспроизвести линейную зависимость функции положения выходного звена при движении входного звена в определенном диапазоне перемещения. Ниже рассмотрены некоторые примеры, характерные для заданий на курсовой проект.

Кривошипно-ползунный механизм. Кривошипно-ползунный механизм (рис. 2.4) применяется для преобразования вращательного движения кривошипа 1 в возвратно-поступательное движение ползуна 3 или, наоборот, возвратно-поступательного движения ползуна во вращательное движение кривошипа. Ползун и кривошип шарнирно соединяются с шатуном 2 соответственно в кинематических парах *B* и *C*. Движение звена 1 и звена 3 рассматривают относительно стойки 4, с которой связывают неподвижную систему координат xAy . Направляющая ползуна может совпадать с осью Ax (рис. 2.4, *б*) или иметь смещение $e = \lambda l_1$ (рис. 2.4, *а*). Коэффициент λ определяет относительное смещение в долях от длины l_1 кривошипа. Длину l_2 шатуна при проектировании назначают обычно с учетом условия передачи сил, которые оценивают по углу давления ψ . Углом давления ψ называют угол между направлением силы, приложенной к дан-

ному звену со стороны другого звена, и скоростью точки приложения этой силы.

Угол давления ψ в произвольном положении механизма определяют по соотношению $\psi = \pi - \varphi_2$, где φ_2 — угол между положительным направлением оси Ax и продольной осью шатуна CB :

$$\sin \varphi_2 = \frac{l_1 \sin \varphi_1 - e}{l_2} = \frac{\sin \varphi_1 - \lambda_e}{\lambda_2};$$

$$\varphi_2 = \begin{cases} 2\pi - \arcsin \left(\frac{\sin \varphi_1 - \lambda_e}{\lambda_2} \right), & \text{если } \sin \varphi_1 - \lambda_e > 0; \\ -\arcsin \left(\frac{\sin \varphi_1 - \lambda_e}{\lambda_2} \right), & \text{если } \sin \varphi_1 - \lambda_e < 0. \end{cases}$$

В случае механизма с $e=0$ за максимальное значение принимают углы давления при положениях механизма, определяемых углами поворота кривошипа $\varphi_1 = 90^\circ$ и 270° (рис. 2.4, б):

$$\sin \psi_{\max} = l_1/l_2 = 1/\lambda_2,$$

где $\lambda_2 = l_2/l_1$ — относительная длина шатуна.

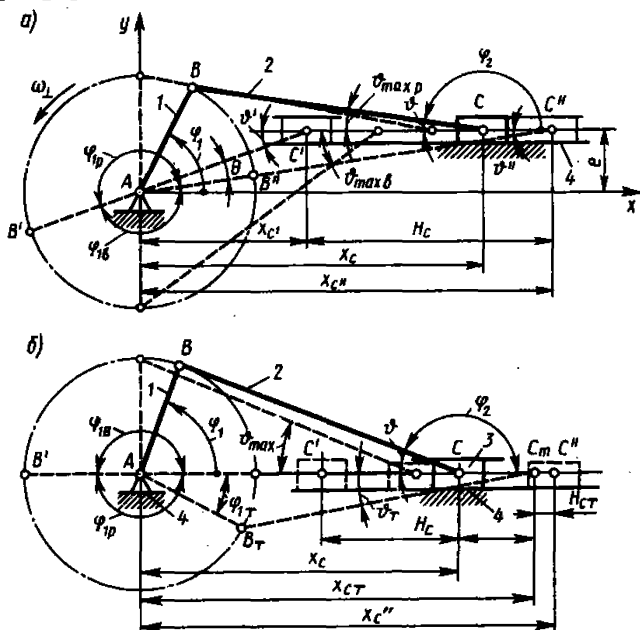


Рис. 2.4

Для повышения коэффициента полезного действия механизма, уменьшения нагрузок на направляющие ползуна и их износа угол ψ_{\max} принимают в пределах $10...30^\circ$, т. е. назначают коэффициент $\lambda_2 = l_2/l_1 = 6...2$. При $\psi = 10^\circ$ $\lambda_2 = 5,76$, а при $\psi = 30^\circ$ $\lambda_2 = 2,0$.

При смещенной направляющей углы φ_{1p} и φ_{1b} поворота кривошипа и максимальные углы давления будут разными при рабочем (прямом) и вспомогательном (обратном) ходах ползуна. Предельные положения механизма (на рис. 2.4, а показаны пунктирными линиями) соответствуют положениям AB' и AB'' кривошипа 1, положениям $B'C'$ и $B''C''$ шатуна 2, положениям C' и C'' ползуна 3. При значениях угла поворота кривошипа $\varphi_1 = 90$ и 270° максимальные углы давления определяются соотношениями

$$\sin \psi_{\max p} = \frac{l_1 - e}{l_2} = \frac{l_1(1 - \lambda_2)}{l_1 \lambda_2} = \frac{1 - \lambda_2}{\lambda_2},$$

где λ_2 имеет знак «+» при «-» (на рис. 2.4, а $\lambda_2 > 0$);

$$\sin \psi_{\max p} = \frac{l_1 + e}{l_2} = \frac{1 + \lambda_2}{\lambda_2}.$$

В начале и конце прямого хода углы давления соответственно обозначены ψ' и ψ'' . Они определяются соотношениями

$$\sin \psi' = \frac{-e}{l_2 - l_1} = -\frac{\lambda_2}{\lambda_2 - 1};$$

$$\sin \psi'' = \frac{-e}{l_2 + l_1} = -\frac{\lambda_2}{\lambda_2 + 1}.$$

Часто основным заданным параметром является ход H_C ползуна 3, определяемый разностью координат $x_{C'}$ и $x_{C''}$, соответствующих крайним положениям ползуна. При графических построениях положения точек C' и C'' на направляющей определяют путем засечек: для этого проводят из центра A дуги радиусами $AC' = l_2 - l_1 = l_1(\lambda_2 - 1)$ и $AC'' = l_2 + l_1 = l_1(\lambda_2 + 1)$.

Координату x_C ползуна 3 в произвольном положении определяют по соотношению

$$x_C = l_1(\cos \varphi_1 + \sqrt{\lambda_2^2 - (\sin \varphi_1 - \lambda_2)^2}). \quad (2.11)$$

Ход H_C ползуна 3 определяют по соотношению

$$H_C = x_{C'} - x_{C''} = \sqrt{(AC'')^2 - e^2} - \sqrt{(AC')^2 - e^2},$$

или

$$H_C = l_1 (\sqrt{(\lambda_2 + 1)^2 - \lambda_c^2} - \sqrt{(\lambda_2 - 1)^2 + \lambda_c^2}). \quad (2.12)$$

Раскладывая радикалы в ряд по формуле биннома Ньютона и ограничиваясь вторым членом ряда, получают приближенное решение, удобное для практических расчетов:

$$H_C \approx l_1 \left(2 - \frac{\lambda_c^2}{2(\lambda_2^2 - 1)} \right). \quad (2.13)$$

Естественно, что при $\lambda_c = 0$ ход ползуна $H_C = 2l_1$.

При работе некоторых механизмов технологических машин рабочий процесс совершается только на части рабочего хода исполнительного звена. Например, в прессах, ковочных машинах деформацию металла заготовки осуществляют только на части H_{CT} полного хода H_C ползуна 3 (рис. 2.4, б), при этом кривошип 1 поворачивается на угол $\varphi_{1\tau}$. Уравнение связи между параметрами следующее:

$$H_{CT} = AC'' - AC_{\tau} = (l_2^3 + l_1) - (l_1 \cos \varphi_{1\tau} + l_2 \cos \varphi_{\tau}),$$

или

$$H_{CT} = l_1 [(1 - \cos \varphi_{1\tau}) + \lambda_2 (1 - \cos \varphi_{\tau})], \quad (2.14)$$

где

$$\varphi_{\tau} = \arcsin \left(\frac{\sin \varphi_{1\tau}}{\lambda_2} \right).$$

Средние скорости $v_{p,sp}$ и $v_{в,sp}$ ползуна за период рабочего и вспомогательного ходов отличаются друг от друга, если смещение e направляющей ползуна не равно нулю:

$$v_{p,sp} = \frac{H_C}{\varphi_{1p}/\omega_1}; \quad v_{в,sp} = \frac{H_C}{\varphi_{1в}/\omega_1}. \quad (2.15)$$

Углы φ_{1p} и $\varphi_{1в}$ поворота кривошипа различны и зависят от угла перекрытия θ : $\varphi_{1p} = 180^\circ + \theta$; $\varphi_{1в} = 180^\circ - \theta$.

Отношение средних скоростей рабочего и вспомогательного ходов называют коэффициентом изменения средней скорости выходного звена:

$$K_v = \frac{v_{в,sp}}{v_{p,sp}} = \frac{\varphi_{1p}}{\varphi_{1в}} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}. \quad (2.16)$$

Если коэффициент K_v является заданной величиной, то при синтезе определяют угол перекрытия

$$\theta = 180^\circ \frac{K_v - 1}{K_v + 1}. \quad (2.17)$$