

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Методические указания к курсовому проектированию

Методические указания предназначены для использования при выполнении задания на курсовое проектирование "Кулачковые механизмы" по курсу "Теория механизмов и машин".

Методические указания содержат основные положения и определения, примеры синтеза кулачковых механизмов, требования по содержанию и оформлению пояснительной записки.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Основные положения и определения.....	3
2. Синтез кулачкового механизма ползунной схемы графическим методом.....	9
2.1. Решение первого этапа синтеза схемы кулачкового механизма.....	9
2.2. Решение второго этапа синтеза схемы кулачкового механизма.....	13
3. Синтез кулачкового механизма коромысловой схемы графическим методом.....	15
3.1. Решение первого этапа синтеза схемы кулачкового механизма.....	16
3.2. Решение второго этапа синтеза схемы кулачкового механизма.....	16
4. Величина радиуса ролика толкателя.....	19
5. Кинематические параметры кулачкового механизма.....	19
5.1. Кинематические параметры входного звена.....	19
5.2. Кинематические параметры выходного звена.....	19
6. Заменяющий механизм.....	20
7. Указания к выполнению задания.....	21
Литература.....	22

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

1.1. Кулачковым механизмом называется трехзвенный механизм, составленный из стойки и двух подвижных звеньев (кулачка и толкателя), связанных между собой посредством высшей кинематической пары. Механизм служит для воспроизведения заданного периодического закона движения ведомого звена. Ведущим звеном в кулачковом механизме является, как, правило, кулачок, ведомым звеном толкатель.

Если в кулачковом механизме относительное движение звеньев происходит в параллельных между собой плоскостях, то такой кулачковый механизм называется плоским.

В практике находят применение три вида плоских кулачковых механизмов, (рис.1).

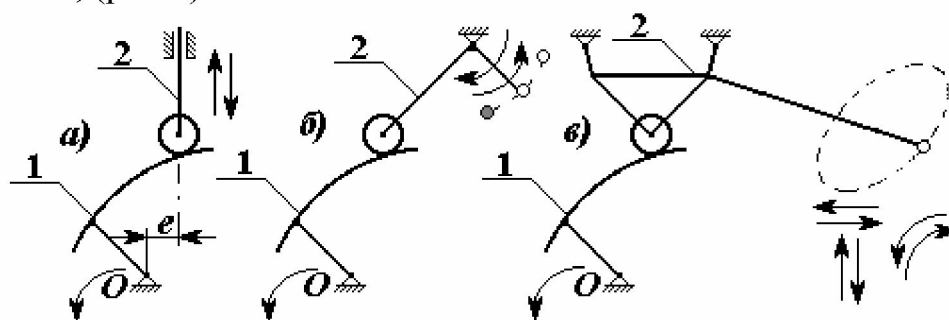


Рис. 1. Схемы плоских кулачковых механизмов

а) - ползунная схема; б) - коромысловая схема;

в) - шатунная схема; 1- кулачок, 2- толкатель

Чаще других применяются кулачковые механизмы ползунной схемы.

1.2. Толкатель в кулачковом механизме заканчивается, как правило, вращающимся роликом, который касается кулачка непосредственно. Наличие ролика никак не отражается на законе движения толкателя. Назначение ролика - перевод трения скольжения толкателя по кулачку в трение качения ролика по поверхности кулачка. В итоге получаем повышение долговечности кулачкового механизма по износу.

1.3. Кулачку в кулачковом механизме присущи два профиля - действительный (рабочий) и теоретический, рис.2.

Действительным профилем является профиль кулачка, с которым непосредственно соприкасается ролик толкателя.

Теоретический профиль - это кривая, которую описывает центр ролика толкателя при движении относительно кулачка.

Действительный и теоретический профили кулачка являются эквидистантными (равноудаленными друг от друга) кривыми.

В практике находят применение толкатели без ролика.

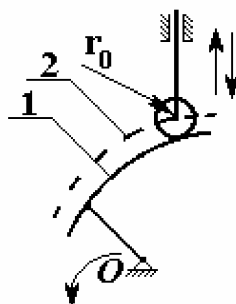


Рис. 2. Профили кулачка (1- действительный, 2 - теоретический)

1.4. На рис. 3 изображен кулачковый механизм, толкатель которого касается теоретического профиля кулачка в точке В. $n-n$ - нормаль к профилю кулачка в точке касания, N - нормальное давление со стороны кулачка на толкатель. Разложим нормальное давление $\bar{N}$ на составляющие $\bar{R}$ (направлена по движению толкателя) и $\bar{T}$ (перпендикулярна направлению движения толкателя).

Значения этих составляющих:

$$R = N \cdot \cos \gamma_i, T = N \cdot \sin \gamma_i \quad (1.1)$$

где γ_i — текущий угол давления в кулачковом механизме (угол, составленный нормальным давлением $\bar{N}$ и направлением скорости $\bar{V}$ движения толкателя).

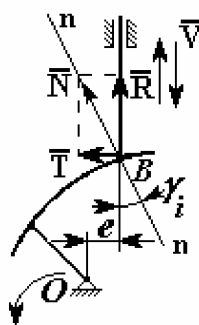


Рис. 3. Разложение нормального давления $\bar{N}$

Как следует из (1.1), с увеличением угла давления γ_i растет составляющая $\bar{T}$ нормального давления $\bar{N}$. Эта составляющая при больших углах давления γ_i может привести к перекосу толкателя и заклиниванию его в направляющих.

В связи с этим, значение γ_i ограничивается:

$$\gamma_{\min} \leq \gamma_i \leq \gamma_{\max} \quad (1.2)$$

В кулачковых механизмах ползунной схемы обычно принимают (на этапе удаления) $\gamma_{\max} \leq 30^\circ$.

С целью уменьшения габаритов кулачкового механизма (при заданном значении $\gamma_{\max}$) вводится смещение e толкателя, (рис. 3).

1.5. В движении кулачкового механизма различают в общем случае четыре этапа (фазы), (рис. 4):

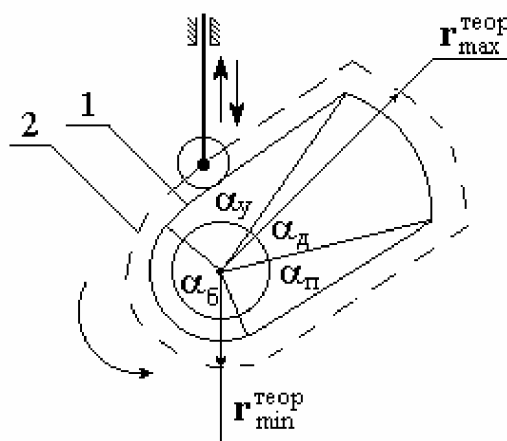


Рис. 4. Этапы в движении кулачкового механизма

1 этап - удаление толкателя, фазовый угол $-\alpha_y$, 2 этап - дальнее стояние толкателя, фазовый угол $-\alpha_д$. Профиль кулачка на этапе дальнего стояния есть окружность радиуса $r_{\max}^{\text{теор}}$ с центром на оси O вращения кулачка.

3 этап - приближение толкателя, фазовый угол $-\alpha_n$. 4 этап - ближнее стояние толкателя, фазовый угол $-\alpha_б$.

Профиль кулачка на этапе ближнего стояния толкателя является дугой окружности радиуса $r_{\max}^{\text{теор}}$ с центром на оси O вращения кулачка. При этом $\alpha_y + \alpha_д + \alpha_n + \alpha_б = 360^\circ$.

В частном случае в движении толкателя может не быть второго и четвертого этапов или одного из них.

Соответствие между фазовыми углами в движении кулачка и перемещением толкателя устанавливается так называемой циклограммой работы кулачкового механизма.

1.6. Среди основных типов простейших механизмов только кулачковый механизм является вполне универсальным в том смысле, что позволяет связать параметры на входе и выходе механизма

практически любой используемой в технике непрерывной математической зависимостью.

По своему назначению кулачковые механизмы подразделяются на функциональные и позиционные.

Назначение функциональных кулачковых механизмов - воспроизведение заданного закона движения выходного звена.

Позиционные кулачковые механизмы предназначены для перевода выходного звена из одного крайнего положения в другое.

При синтезе схемы функционального кулачкового механизма задается закон движения выходного звена (функция положения механизма), для позиционного кулачкового механизма задается закон изменения ускорения выходного звена или аналога ускорения (вторая передаточная функция механизма) при известных кинематических параметрах движения входного звена.

Задача по синтезу схемы кулачкового механизма решается в два этапа.

Первый этап: исходя из условия ограничения углов давления $\gamma_{\max}$, при удалении и приближении толкателя, определяют основные габаритные размеры кулачкового механизма.

Независимыми параметрами, подлежащими определению на первом этапе решения задачи, являются минимальный теоретический радиус $r_{\max}^{теор}$ кулачка, смещение e толкателя и положение оси O вращения кулачка (ползунная схема кулачкового механизма); минимальный радиус $r_{\max}^{теор}$ кулачка, положение оси O вращения кулачка, расстояние между осями вращения толкателя и кулачка (коромысловая схема кулачкового механизма).

Второй этап: методом обращения движения кулачкового механизма производится построение профилей кулачка, обеспечивающих удаление и приближение толкателя по заданному закону.

Исходными величинами при синтезе схемы кулачкового механизма являются:

- 1) Циклограмма работы кулачкового механизма, устанавливающая, как уже отмечалось, взаимосвязь фазовых углов кулачка с перемещениями толкателя;
- 2) Величина перемещения толкателя (его ход);
- 3) Законы движения толкателя на этапах удаления и приближения;
- 4) Наибольшие углы давления на этапах удаления и приближения;
- 5) Радиус ролика толкателя.

1.7. В процессе работы кулачкового механизма кинематическая пара "кулачок-толкатель" должна быть замкнута.

Замыкание пары может быть геометрическим, при помощи гайки, и силовым, с использованием пружины.

Основное назначение пружины - своим усилием противодействовать силе инерции толкателя и связанных с ним поступательно движущихся масс, чтобы предотвратить отрыв толкателя от кулачка. Такой отрыв может произойти в период движения механизма на этапе удаления толкателя, когда сила инерции $\overline{\Phi}_{\max}$ направлена по движению толкателя, (рис. 5).

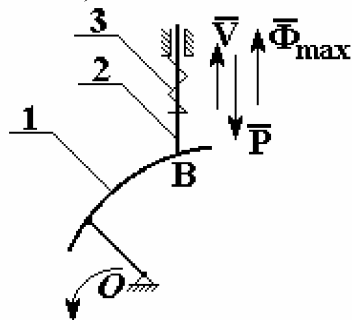


Рис. 5. К расчету усилия замыкающей пружины
(1 - кулачок, 2 - толкатель, 3 - пружина)

Пружина должна учитывать действие и некоторых других силовых факторов, имеющих место при работе кулачкового механизма. В связи с этим, усилие пружины, рассчитанное по наибольшей силе инерции, увеличивают на 30-40%. Однако чрезмерное усилие пружины не рекомендуется по следующим причинам: с "сильной" пружиной связан излишний расход энергии, повышенный износ и недолговечность звеньев; "сильная" пружина может вызывать удары, шум на этапе приближения толкателя. Шаги при расчете усилия пружины:

Шаг 1. Рассчитать наибольшее отрицательное ускорение толкателя на этапе удаления (направлено против скорости толкателя);

$$W_{\max} = \omega^2 \cdot P''_{\max}(\alpha),$$

где ω — угловая скорость кулачка;

$P''_{\max}(\alpha)$ — наибольшее отрицательное значение аналога ускорения толкателя на этапе удаления, определяется из графика $P''(\alpha)$.

Шаг 2. Рассчитать наибольшее значение силы инерции (направлена по скорости толкателя), стремящейся оторвать толкатель от кулачка:

$$\Phi_{\max} = \frac{G}{g} \cdot W_{\max},$$

где G — вес толкателя и связанных с ним поступательно движущихся масс;

g — ускорение силы тяжести.

Шаг 3. Определить усиление P пружины, удерживающей толкатель в контакте с кулачком: $P \geq \Phi_{\max}$.

С учетом некоторого запаса принять: $P = 4/3 \Phi_{\max}$.

Примечание: Перед выполнением шага 3 сопоставить величину силы инерции $\Phi_{\max}$ с весом G поступательно движущихся масс с целью выявления необходимости установки пружины в синтезируемой схеме кулачкового механизма. При $\Phi_{\max} < G$ пружина не нужна.

2. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА ПОЛЗУННОЙ СХЕМЫ ГРАФИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Исходные данные: H — ход толкателя, мм; r_0 — радиус ролика толкателя, мм; $\gamma_{\max}^y, \gamma_{\max}^n$ — наибольшие углы давления на этапах удаления и приближения толкателя, градусы; α_y, α_n — фазовые углы кулачка, соответствующие этапам удаления и приближения толкателя, градусы; $\alpha_o = \alpha_o$ — фазовые углы кулачка, соответствующие дальнему и ближнему стоянию толкателя, градусы; $\Pi''(\alpha)$ — закон изменения аналога ускорения толкателя.

2.1. Решение первого этапа синтеза схемы кулачкового механизма

(определение минимального теоретического радиуса $r_{\min}^{теор}$ кулачка, смещения e толкателя, положения оси O вращения кулачка)

2.1.1. Примем, что для этапов удаления и приближения толкателя задан один и тот же закон изменения аналога $\Pi''(\alpha)$ ускорения толкателя и пусть этот закон будет линейным, (рис.6,а).

Отрезок l изображает фазовые углы кулачка: l_1 — фазовый угол на этапе удаления толкателя, l_2 — фазовый угол на этапе его

приближения. Для упрощения решения примем $l_1 = l_2$. Отрезки l_1 и l_2 разбиваем на 3.....10 равных частей (в примере эти отрезки разбиты на 6 одинаковых участков). Определим масштабные коэффициенты осей α_y и α_n :

$$\mu_{\alpha_y} = \frac{\alpha_y}{l_1} - \text{для этапа удаления толкателя,}$$

$$\mu_{\alpha_n} = \frac{\alpha_n}{l_2} - \text{для этапа приближения толкателя,}$$

где α_y и α_n - в радианах.

Рассмотрим кинематику движения толкателя на этапе удаления. От заданного графика $P''(\alpha_y)$ аналога ускорения толкателя, построенного в произвольном по оси ординат масштабе, перейдем путем графического интегрирования уравниванием площадей, к графикам $P'(\alpha_y)$ аналога скорости толкателя и $P(\alpha_y)$ функции положения механизма (толкателя).

Графики первой передаточной функции $P'(\alpha_y)$ и функции положения $P(\alpha_y)$ толкателя построены на рис.6, б, в соответственно.

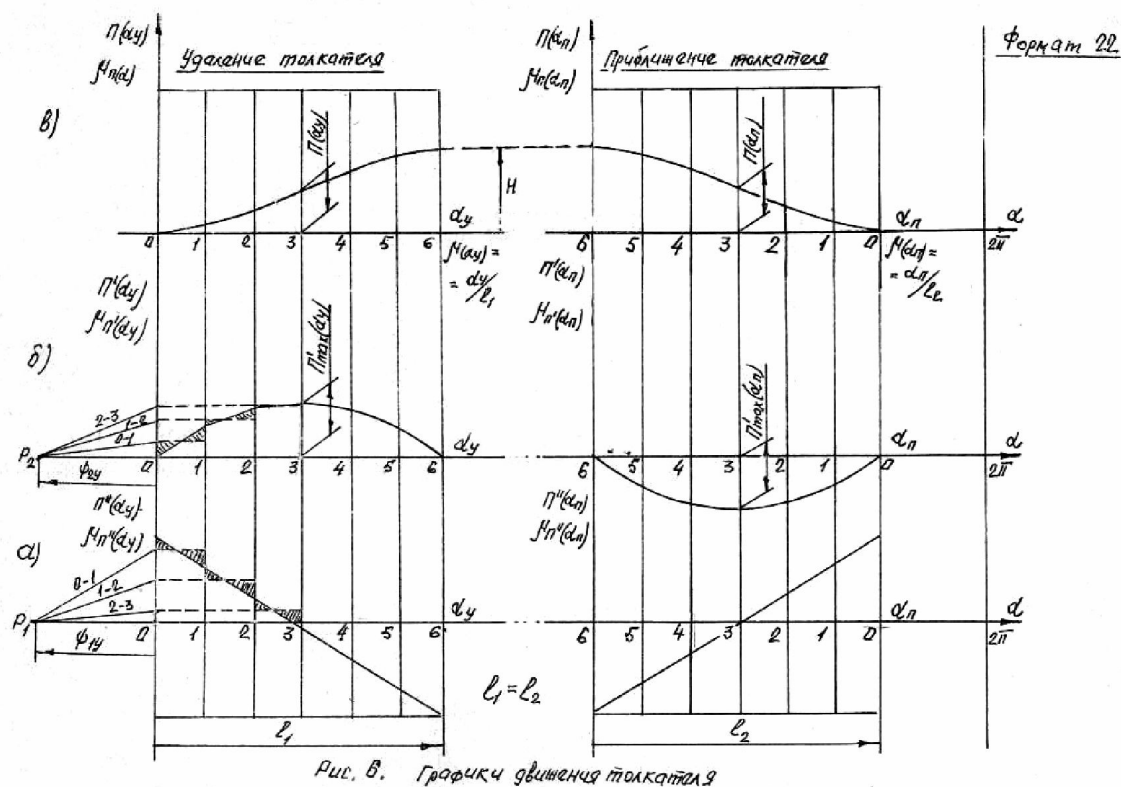
Теперь необходимо построить аналогичные графики для этапа приближения толкателя. Используя чертежные инструменты (измеритель), упомянутые графики строим в своих осях в масштабе "один к одному" относительно графиков, построенных для этапа удаления толкателя, (рис.6).

Определим масштабные коэффициенты осей ординат построенных графиков. Вначале находим масштабные коэффициенты графиков $P(\alpha)$. Численно масштабные коэффициенты будут равны для обоих графиков $P(\alpha)$:

$$\mu_{n(\alpha_y)} = \mu_{n(\alpha_n)} = \frac{H}{|H|},$$

где $|H|$ — отрезок графика $P(\alpha)$, изображающий ход H толкателя.

Масштабные коэффициенты по осям ординат остальных графиков определяются как масштабные коэффициенты при графическом дифференцировании:]



$$\mu_{P'(\alpha_y)} = \frac{\mu_{P(\alpha_y)}}{\mu_{\alpha_y} \cdot \psi_{2y}}; \mu_{P'(\alpha_n)} = \frac{\mu_{P(\alpha_n)}}{\mu_{\alpha_n} \cdot \psi_{2y}};$$

$$\mu_{P''(\alpha_y)} = \frac{\mu_{P'(\alpha_y)}}{\mu_{\alpha_y} \cdot \psi_{1y}}; \mu_{P''(\alpha_n)} = \frac{\mu_{P'(\alpha_n)}}{\mu_{\alpha_n} \cdot \psi_{1n}}.$$

В полученных соотношениях ψ_{1y}, ψ_{2y} — полюсные расстояния; при графическом интегрировании и дифференцировании произвольно влияют только на высоту графика.

ПРИМЕЧАНИЕ: В рассмотренном примере графики движения толкателя на этапах удаления и приближения одинаковы по размерам как в направлении оси абсцисс, так и в направлении оси ординат, но отличаются только ориентацией по оси ординат. Поэтому для них: $l_1 = l_2; \psi_{1n} = \psi_{1y}, \psi_{2n} = \psi_{2y}$. Полюсные расстояния ψ_{1n} и ψ_{2n} на графиках, построенных для этапа приближения толкателя (рис. 6), не показаны.

2.1.2. Построив кинематические диаграммы (графики движения) для этапов удаления и приближения толкателя, переходят

непосредственно к нахождению $r_{\min}^{теор}$, e и оси О вращения кулачка.

Поступают при этом следующим образом.

Прежде всего, определяют наибольшие значения аналогов $P'(\alpha)$ скорости на этапах удаления и приближения толкателя и соответствующие им значения функции положения $P(\alpha)$, т.е. определяют попарно

$$P'_{\max}(\alpha_y) \quad P'_{\max}(\alpha_n)$$

$$P(\alpha_y) \quad P(\alpha_n)$$

Индексы при α обозначают только, что эти углы берутся на этапах удаления и приближения, но сами углы не равны соответствующим фазовым углам кулачка.

Аналоги $P'(\alpha)$ скорости толкателя принимают наибольшие значения в положениях "3" механизма, (см. рис.6). Натуральные значения этих величин:

$$P'_{\max}(\alpha_y) = \mu_{P(\alpha_y)}' \cdot |P'_{\max}(\alpha_y)| \quad - \text{удаление толкателя,}$$

$$P(\alpha_y) = \mu_{P(\alpha_y)} \cdot |P(\alpha_y)|$$

$$P'_{\max}(\alpha_n) = \mu_{P(\alpha_n)}' \cdot |P'_{\max}(\alpha_n)| \quad - \text{приближение толкателя.}$$

$$P(\alpha_n) = \mu_{P(\alpha_n)} \cdot |P(\alpha_n)|$$

По абсолютной величине обозначены размеры отрезков снимаемые с графиков измерениями.

Далее выбирают координатные оси $P(\alpha)$ и $P'(\alpha)$, (рис. 7,а).

При заданном направлении вращения кулачка (против часовой стрелки) левый верхний квадрант соответствует этапу удаления толкателя, правый - приближению. Назначают масштабные коэффициенты осей, выдерживая при этом условие: $\mu_{P(\alpha)} = \mu_{P'(\alpha)}$. Найден-

ные величины $P'_{\max}(\alpha_y)$, $P(\alpha_y)$, $P'_{\max}(\alpha_n)$, $P(\alpha_n)$ переводят в отрезки в выбранном масштабе и откладывают в построенных коор-

динатных осях $P(\alpha), P'(\alpha)$. Точки на концах отрезков $P'_{\max}(\alpha_y)$ и $P'_{\max}(\alpha_n)$ обозначим C_y и C_n . Через эти точки проведем прямые под углами $\gamma^y_{\max}$ и $\gamma^n_{\max}$ к вертикальной прямой.

Точка О пересечения прямых определяет ось вращения кулачка.

Минимальный теоретический радиус кулачка:

$$r_{\min}^{теор} = \mu_{P(\alpha)} \cdot |\overline{OB}|.$$

Смещение толкателя :

$$e = \mu_{P(\alpha)} \cdot |\overline{OD}|$$

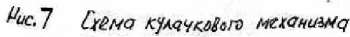
где $|\overline{OB}|, |\overline{OD}|$ — длина отрезков, снимаемая с построений.

2.2. Решение второго этапа синтеза схемы кулачкового

механизма

2.2.1. В задании на проектирование кулачкового механизма приводится ограничение: минимальный теоретический радиус кулачка на схеме кулачкового механизма должен быть по величине не менее 100 мм. Исходя из этого условия, зная натуральное значение $r_{\min}^{теор}$, выбирают из стандартного ряда соответствующий машиностроительный масштаб. Назначают положение оси О вращения кулачка. Строят в выбранном масштабе радиус $r_{\min}^{теор}$ и смещение e (в начальном, нулевом положении толкателя, рис. 7, в). Из центра вращения кулачка проводят окружность радиуса $r_{\min}^{теор}$ (в выбранном масштабе), по которой откладывают дуги, стягивающие фазовые углы кулачка - $\alpha_y, \alpha_o, \alpha_n, \alpha_o$. Дуги, стягивающие фазовые углы α_y, α_n кулачка разбивают на принятое число частей, которые нумеруют (в нашем примере упомянутые дуги разбиты на 6 равных участков, которые пронумерованы от 0 до 6; обычно 8....10). Через точки деления проводят касательные к окружности радиуса e (назовем эту окружность базовой). Касательные к базовой окружности есть не что иное, как последовательные положения толкателя при обращении движения кулачкового механизма.

Формат 24

 y

Для построения действительного профиля кулачка необходимо из тех же точек на касательных к окружности e как из центров построить окружности радиуса r_0 (радиус ролика). Огибающая этих окружностей и есть действительный профиль кулачка.

$$r_{\max} = r_{\max}^{meop} - r_0; r_{\min} = r_{\min}^{meop} - r_0,$$

где r_0 - радиус ролика и толкателя.

Для изготовления кулачка строится и заполняется таблица радиусов действительного профиля. При заполнении таблицы радиусы снимаются со схемы механизма измерением и переводятся в натуральную величину.

2.2.4. Иногда при синтезе схемы кулачкового механизма требуется по условию задачи учесть угол давления $\gamma_{\max}^y$ только на этапе удаления толкателя. Тогда при определении $r_{\min}^{теор}$, e и положения оси O вращения кулачка строится (рис.8) только левая половина построений, приведенных на рис. 7,а.

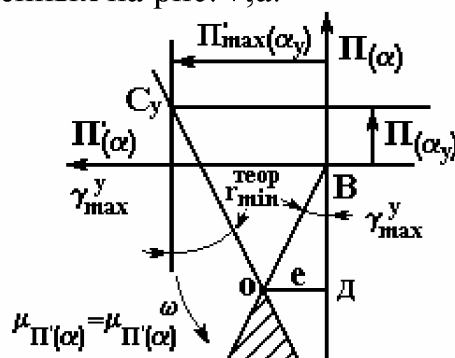


Рис. 8. Определение минимальных размеров кулачкового механизма

Второй этап решения задачи (профилирование кулачка) остается без изменений.

3. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА КОРОМЫСЛОВОЙ СХЕМЫ ГРАФИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

Исходные данные: H — ход толкателя, мм; r_0 — радиус ролика толкателя, мм; l — длина толкателя, мм; $\varphi_{\max}$ — угол размаха толкателя, градусы; $\gamma_{\max}^y, \gamma_{\max}^n$ — наибольшие углы давления на этапах удаления и приближения толкателя, градусы; α_y, α_n — фазовые углы кулачка, соответствующие этапам удаления и приближения толкателя, градусы; $\alpha_d = \alpha_b$ — фазовые углы кулачка, соответствующие дальнему и ближнему стоянию толкателя, градусы; $P''(\alpha)$ — закон изменения аналога ускорения толкателя.

Считаем также известными, кроме графика $P''(\alpha)$, графики аналогов скорости $P'(\alpha)$ и функции положения $P(\alpha)$ толкателя на этапах его удаления и приближения (см. кинематические диаграммы на рис.6 и пояснения к их построению).

3.1. Решение первого этапа синтеза схемы кулачкового механизма

(Определение минимального теоретического радиуса $r_{\min}^{теор}$, положения оси О вращения кулачка, расстояния между осями вращения кулачка и толкателя)

3.1.1. Решение этапа начинают с определения наибольших значений аналогов $P'(\alpha)$ скорости толкателя на этапах его удаления и приближения и соответствующих этим скоростям функции положения $P(\alpha)$ кулачкового механизма. Затем построением этих величин в координатных осях $P(\alpha), P'(\alpha)$ определяют $r_{\min}^{теор}$, положение оси О кулачка и расстояние ОС между осями вращения толкателя и кулачка, (рис. 9,а).

Описанный процесс решения первого этапа синтеза кулачкового механизма коромысловой схемы практически повторяет аналогичный процесс, изложенный в п. 2.1.2. предыдущего раздела применительно к синтезу кулачкового механизма ползунной схемы. Дополнением к нему (процессу) является только построение самого толкателя (коромысла) ВС в масштабе графика так, как это показано на рис. 9, а. Искомые величины находят из выполненных построений путем измерений с учетом масштабного коэффициента.

3.2. Решение второго этапа синтеза схемы кулачкового механизма

(построение профилей кулачка)

3.2.1. Выбирается стандартный машиностроительный масштаб с учетом поставленного в задании на проектирование условия: $r_{\min}^{теор}$ на схеме механизма должен быть не менее 100 мм по длине.

Назначают положение оси О вращения кулачка. Из точки О как из центра строят окружности, радиусы которых: $r_{\min}^{теор}$, ОС, e_0 (смещение толкателя $e \neq const$ в коромысловой схеме кулачкового

механизма: e_0 — смещение толкателя в начальном, нулевом положении механизма).

Определяют положения точек B, C_0 и строят: минимальный теоретический радиус $r_{\min}^{теор}$ кулачка, расстояние ОС между осями вращения толкателя и кулачка, длину l толкателя. Другими словами, повторяют построение треугольника ОВС (рис. 9, а), но уже в масштабе схемы кулачкового механизма.

Откладывают фазовые углы $\alpha_y, \alpha_d, \alpha_n, \alpha_b$ кулачка, начиная от межосевого расстояния O, C_0 , (рис. 9, в).

Дуги окружности радиуса ОС, стягивающие фазовые углы α_y и α_n , разбиваются на 8...10 равных участков (в примере упомянутые дуги разбиты на 6 равных частей и пронумерованы от 0 - начальное положение до 6). Точки $C_0, C_1, \dots, C_6, \dots$ на окружности радиуса ОС есть последовательные положения оси вращения С толкателя при обращении движения кулачкового механизма.

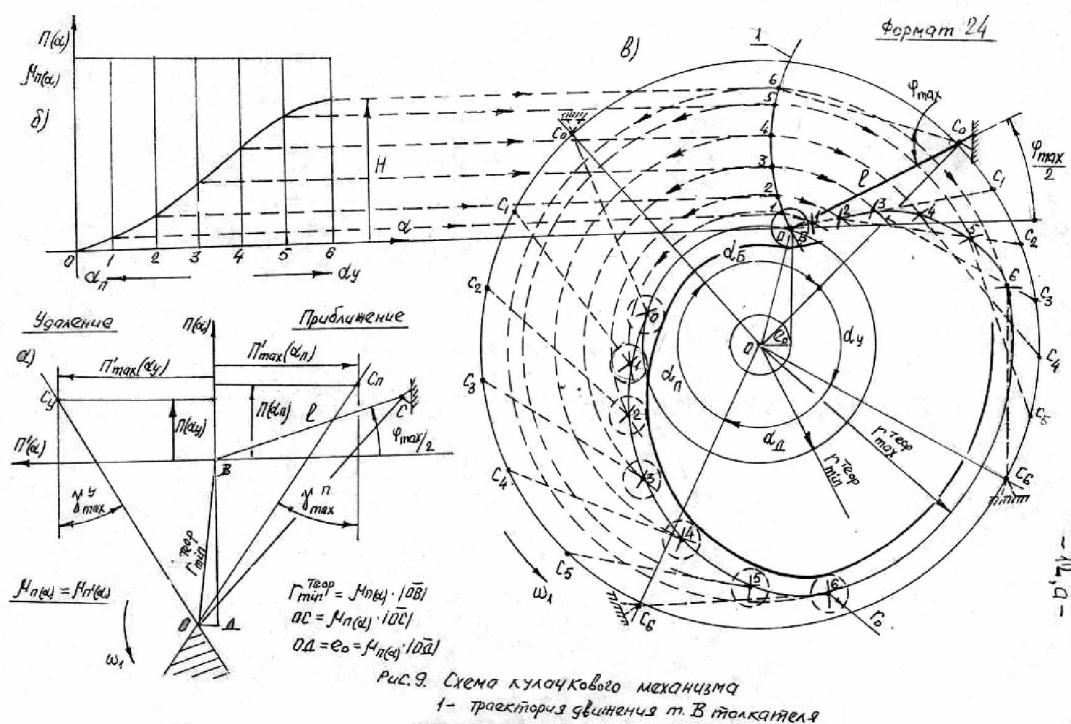
3.2.2. Строится график функции положения $P(\alpha) = \varphi(\alpha)$ толкателя (ординаты графика $P(\alpha)$ в масштабе схемы кулачкового механизма). Длина оси α выбирается из соображений удобства. График $P(\alpha)$ располагают относительно схемы механизма таким образом, как это показано на рис. 9 б, в. Наибольшая координата графика $P(\alpha)$ равна ходу H толкателя (в масштабе схемы).

Ось α графика $P(\alpha)$ разбивается на 8...10 равных участков (по числу делений фазовых углов α_y и α_n кулачка, в примере участков 6). Построенный график $P(\alpha)$ используется при профилировании кулачка на этапе удаления (в направлении стрелки α_y) и этапе приближения (в направлении стрелки α_n) толкателя.

3.2.3. Радиусом, равным длине l толкателя, из точки C_0 как из центра строится траектория движения точки В-центра ролика толкателя (в примере - это траектория 0...6, рис. 9в).

Ординаты графика $P(\alpha)$ проектируются на эту траекторию нумеруются от 0 до 8...10 (в примере от 0 до 6). Далее, из точки 0 вращения кулачка как из центра строятся дуги окружностей радиусов 0-0, ... 0-6, ...: по часовой стрелке - для этапа удаления толкате-

ля, против часовой стрелки - для этапа его приближения. Затем, раствором циркуля, равным длине l толкателя (в масштабе схемы механизма), из центров $C_1, \dots, C_6, \dots$, построенных в пределах фазовых углов α_y и α_n толкателя, делаются засечки на ранее построенных дугах окружностей, имеющих одинаковый с центрами



$C_1, \dots, C_6, \dots$ номер (на рис. 9, в пунктирными линиями показаны положения толкателя при обращении движения кулачкового механизма). Через точки пересечения (засечки), пронумерованные как 0, ..., 6, ..., проводится плавная кривая - теоретический профиль кулачка на этапах удаления и приближения толкателя.

Действительный профиль кулачка строится как огибающая окружностей радиуса r_0 ролика, построенных из точек теоретического профиля (на рис. 9, в действительный профиль кулачка показан частично - только на этапе приближения толкателя, чтобы не затемнять построения).

Радиусы действительных профилей кулачка на этапах дальнего и ближнего стояния толкателя:

$$r_{\max} = r_{\max}^{\text{теор}} - r_0; r_{\min} = r_{\min}^{\text{теор}} - r_0.$$

Примечание. При решении первого этапа синтеза кулачковых механизмов ползунной и коромысловой схем использован упрощенный графический прием определения габаритов кулачковых механизмов. В результате принятого упрощения углы давления

$\gamma_{\max}^y, \gamma_{\max}^n$ в синтезированной схеме кулачкового механизма принимают значения на 5...8% больше по сравнению с заданными. Рекомендуется поэтому, при синтезе схемы кулачкового механизма предложенным способом заданные углы давления $\gamma_{\max}^y, \gamma_{\max}^n$ уменьшать на эту величину.

4. ВЕЛИЧИНА РАДИУСА РОЛИКА ТОЛКАТЕЛЯ

Для обеспечения движения ведомого звена (толкателя) по заданному закону $\Pi(\alpha)$ радиус r_0 ролика не должен превышать значения радиуса кривизны ρ_i любой точки теоретического профиля кулачка.

Для обеспечения надежной работы кулачкового механизма обычно принимают:

$$r_0 < (0,4 \dots 0,5) \cdot r_{\min}^{\text{теор}}$$

5. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

5.1. Кинематические параметры входного звена

При синтезе схемы кулачкового механизма движение входного звена (кулачка), как правило, задается. Для вращающегося кулачка - это угловая скорость

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \text{ рад/с,}$$

где n_1 — частота вращения кулачка, об/мин.

5.2. Кинематические параметры выходного звена

5.2.1. Ползунная схема кулачкового механизма

$\Pi(\alpha) = S = S(\alpha)$ — функция положения толкателя;

$V_T = \omega_1 \cdot \Pi'(\alpha)$ — скорость толкателя, м/с;

$a_T = \omega_1^2 \cdot \Pi''(\alpha)$ — ускорение толкателя, м/с²,

где $\Pi'(\alpha) = \frac{dS}{d\alpha}(\alpha)$ — первая передаточная функция (аналог скорости) толкателя;

$P''(\alpha) = \frac{d^2 S}{d\alpha^2}(\alpha)$ – вторая передаточная функция (аналог ускорения) толкателя.

5.2.2. Коромысловая схема механизма

$P(\alpha) = \varphi = \varphi(\alpha)$ – функция положения толкателя;

$\omega_T = \omega_1 \cdot P'(\alpha)$ – угловая скорость толкателя, рад/с;

$\varepsilon_T = \omega_1^2 \cdot P''(\alpha)$ – угловое ускорение толкателя, рад/с²;

где $P'(\alpha) = \frac{d\varphi}{d\alpha}(\alpha)$ – первая передаточная функция (аналог угловой скорости) толкателя;

$P''(\alpha) = \frac{d^2 \varphi}{d\alpha^2}(\alpha)$ – вторая передаточная функция (аналог углового ускорения) толкателя.

6. ЗАМЕНЯЮЩИЙ МЕХАНИЗМ

Как уже было отмечено, в кулачковом механизме кулачок и толкатель образуют высшую кинематическую пару (соприкосновение кулачка и толкателя по линии или в точке).

При кинематическом и силовом анализе кулачкового механизма иногда бывает целесообразным заменять высшую пару низшей (соприкосновение звеньев пары по поверхностям). При такой замене преобразуется и сам кулачковый механизм. Этот преобразованный механизм называется заменяющим механизмом.

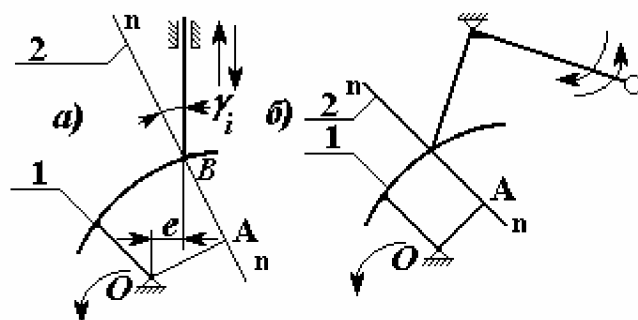


Рис. 10. Замена в кулачковом механизме высшей кинематической пары низшей
(1 - теоретический профиль кулачка, 2 - нормаль к профилю)

Кулачковый механизм ползунной схемы заменяется кривошипно-ползунным ОАВ (рис. 10,а), центральным или внецентренным. Длина шатуна $AB = \rho$, где ρ – радиус кривизны профиля кулачка в точке В касания толкателя с кулачком. Длина кривошипа ОА равна отрезку, построенному из центра вращения О кулачка в точку А (А – центр кривизны профиля кулачка в точке В).

Кулачковый механизм коромысловой схемы заменяется кривошипно-коромысловым ОАВС, (рис. 10,б).

Заменяющий механизм является рычажным (с низшими парами) механизмом соответствующего класса и порядка. К нему применимы способы кинематического и силового анализа, разработанные для рычажных механизмов того же класса и порядка.

В общем случае профиль кулачка имеет переменную кривизну. Переменной поэтому будет и длина шатуна $AB = \rho$ заменяющего механизма. Отсюда следует, что в общем случае каждому положению кулачкового механизма будет соответствовать заменяющий механизм со своими размерами звеньев.

7. УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЗАДАНИЯ

7.1. Графическая часть задания выполняется на двух листах.

На первом листе (формат А3) построить кинематические диаграммы для этапов удаления и приближения толкателя.

На втором листе (формат А1) выполнить построения, связанные с определением габаритов кулачкового механизма и профилированием кулачка. Схему кулачкового механизма построить в стандартном машиностроительном масштабе.

Заполнить таблицу радиусов действительного профиля кулачка.

7.2. Пояснительная записка выполняется на листах формата А4.

7.2.1. Содержание пояснительной записки:

исходные данные для синтеза схемы кулачкового механизма;
формулирование поставленной задачи синтеза;
составление линейной циклограммы работы кулачкового механизма;
масштабные коэффициенты кинематических диаграмм;

расчет значений $P'_{\max}(\alpha)$ и $P(\alpha)$ для этапов удаления и приближения толкателя;

определение значений $r_{\min}^{теор}, e$ и др.;

расчет пружины, замыкающей кинематическую пару "кулачок-толкатель";

список использованных источников.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов Н.Н. Расчет и проектирование кулачковых механизмов. - М. Машиностроение, 1965. - 287 с.
2. Левицкий Н.И. Кулачковые механизмы - М.: Машиностроение, 1969, - 265 с.
3. Коренько А.С. Теория механизмов и машин.- Киев.: Вища школа, 1976.-438 с.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1975.-638 с.
5. Ротбарт Г.А. Кулачковые механизмы (проектирование, динамика и вопросы точности изготовления). Л.: Судпромгиз, 1960.-329 с.