

ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРЫ КОРОМЫСЛОВЫХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ЦИКЛОВЫЕ К. П. Д.

К коромысловым кулачковым механизмам современных быстроходных цикловых машин-автоматов предъявляются все более высокие требования. Не останавливаясь на вопросах рационального выбора законов периодического движения толкателя и точности их воспроизведения с учетом реальных условий изготовления и эксплуатации деталей, рассмотрим влияние структуры и размеров механизма на цикловой к. п. д. Эта характеристика имеет существенное значение, т. к. определяет расход электроэнергии, вызванный потерями на трение в кинематических парах механизма, а вместе с ними интенсивность износа рабочих поверхностей звеньев, зависящего от величины работы трения. Очевидно, что оптимальными схемами коромысловых кулачковых механизмов следует считать такие, которые при обеспечении установленных норм прочности и износостойкости обладают относительно малыми габаритами и металлоемкостью, а одновременно обеспечивают минимальные потери на трение.

МГНОВЕННЫЕ К. П. Д. КОРОМЫСЛОВОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Одним из основных этапов проектирования коромысловых кулачковых механизмов является правильный выбор конструктивной схемы и ее параметров.

Для оценки работы кулачкового механизма рассмотрим элементарный коромысловый кулачковый механизм, у которого коромысло выполнено в виде острия. При этом приняты следующие обозначения (рис. 1):

- b — длина коромысла,
- r_k — радиус-вектор эквидистантного профиля кулачка,
- l — база механизма.

Как известно [1,3], мгновенный к. п. д. кулачкового механизма выражается отношением идеального момента на валу кулачка $M_{ид}$ (соответствующего механизму, лишенному трения) к действительному моменту M_1 (с учетом сил трения):

$$\eta_k = \frac{M_{ид}}{M_1} \quad (1)$$

Из условия равновесия коромысла (рис. 1)

$$Pb = M_2 + \frac{R_n}{\cos \rho_1} f_{o2} r_{o2}. \quad (2)$$

Здесь M_2 — момент сил, приложенных к коромыслу,

R_n — нормальное давление,

f_{o_1}, r_{o_2} — соответственно коэффициент трения и радиус цапфы опоры O_2 ,

ρ_1 — угол трения.

Из плана сил, приложенных в точке K , можно также записать:

$$P = \frac{R_n}{\cos \rho_1} \cos (\alpha + \rho_1), \quad (3)$$

где α — угол давления.

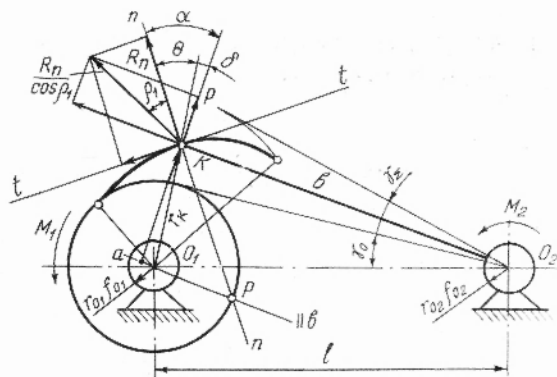


Рис. 1. Схема к определению мгновенного к.п.д. коромыслового кулачкового механизма.

Решая совместно (2) и (3), определяем значение $\frac{R_n}{\cos \rho_1}$

$$\frac{R_n}{\cos \rho_1} = \frac{M_2}{b \cos (\alpha + \rho_1) - f_{o_2} r_{o_2}}. \quad (4)$$

Момент на валу кулачка (M_1) выразим в виде

$$M_1 = \frac{M_2 [r_K \sin (\theta + \rho_1) + f_{o_1} r_{o_1}]}{b \cos (\alpha + \rho_1) - f_{o_2} r_{o_2}}. \quad (5)$$

Здесь θ — угол нормали (угол между направлениями нормали $n - n$ и радиуса-вектора),

f_{o_1}, r_{o_1} — соответственно, коэффициент трения и радиус цапфы опоры O_1 .

Идеальный момент на валу кулачка при отсутствии трения определяем из формулы (5), считая $f_{o_1} = 0$, соответственно $\rho_1 = 0$ и $f_{o_2} = 0$:

$$M_{1ид} = \frac{M_2 r_K \cdot \sin \theta}{b \cdot \cos \alpha}. \quad (6)$$

Тогда мгновенный коэффициент полезного действия механизма (η_K) выражается отношением:

$$\eta_K = \frac{M_{1ид}}{M_1} = \frac{\sin \theta \left[\cos (\alpha + \rho_1) - f_{o_2} \frac{r_{o_2}}{b} \right]}{\cos \alpha \left[\sin (\theta + \rho_1) + f_{o_1} \frac{r_{o_1}}{r_K} \right]}, \quad (7)$$

или

$$\eta_k = \frac{1 - f_1 \operatorname{tg} \alpha - f'_{o_2} \frac{1}{\cos \alpha}}{1 + f_1 \operatorname{ctg} \theta + f'_{o_1} \frac{1}{\sin \theta}}, \quad (8)$$

где $\operatorname{tg} \rho_1 \equiv f_1$ — коэффициент трения между острием толкателя и кулачком,

$f'_{o_2} = \frac{f_{o_2} r_{o_2}}{b}$; $f'_{o_1} = \frac{f_{o_1} r_{o_1}}{r_k}$ — приведенные коэффициенты трения в опорах толкателя и кулачка.

Как видно, уравнение (8) для определения мгновенных к. п. д. включает в себя целый ряд меняющихся параметров, от которых зависит величина к. п. д. Это углы давления (α), условия трения и углы нормали (θ). Широкое исследование мгновенных коэффициентов полезного действия (η_k) возможно лишь после выяснения взаимосвязи между углами нормали (θ) и геометрическими параметрами механизма.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВ НОРМАЛИ

Из схемы коромыслового кулачкового механизма (рис. 1) видно, что угол нормали

$$\theta = \alpha - \delta,$$

где α — угол давления, а δ — угол смещения.

Из схемы заметим:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b - l \cos \gamma + b \gamma_{\Sigma} \frac{b_k}{\varphi_{\Sigma}}}{l \cdot \sin \gamma} = \frac{\beta - \cos \gamma + \beta \gamma_{\Sigma} \frac{b_k}{\varphi_{\Sigma}}}{\sin \gamma}. \quad (9)$$

В свою очередь угол смещения:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{b - l \cos \gamma}{l \cdot \sin \gamma} = \frac{\beta - \cos \gamma}{\sin \gamma}, \quad (10)$$

где $\beta = \frac{b}{l}$ — относительный геометрический параметр длины коромысла,

$b \gamma_{\Sigma} \frac{b_k}{\varphi_{\Sigma}} = \frac{V_2}{\omega_1}$ — расстояние $O_1 P$ от центра вращения кулачка O_1 до полюса P в относительном движении заменяющего поступательного толкателя, измеренное по линии параллельной оси коромысла, вправо при разных знаках угловых скоростей коромысла и кулачка и влево — при одинаковых знаках:

$\gamma = \gamma_0 + a_k \gamma_{\Sigma}$ — угол отклонения оси коромысла от линии базы.

С учетом зависимостей (9) и (10) угол нормали выражается величиной

$$\theta = \alpha - \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left[\frac{\beta - \cos \gamma}{\sin \gamma} \right]. \quad (11)$$

Как видно, угол нормали взаимосвязан с геометрическими параметрами схемы механизма и косвенно зависит от закона периодического движения, так как включает величину угла давления (α).

С целью накопления объективных данных по мгновенным к. п. д. и оценки влияния на последние геометрических параметров схемы механизмов произведено широкое аналитическое исследование углов дав-

ления¹ и углов нормали на протяжении полного кинематического цикла. Рассмотрены четыре закона периодического движения со значениями констант пиков скорости V в пределах от 1,46 до 2,0. При исследовании углов нормали, кроме перечисленных величин, изменялись в широких пределах относительный радиус начальной окружности кулачка $\rho_0 = \frac{r_0}{l}$ и углы размаха коромысла.

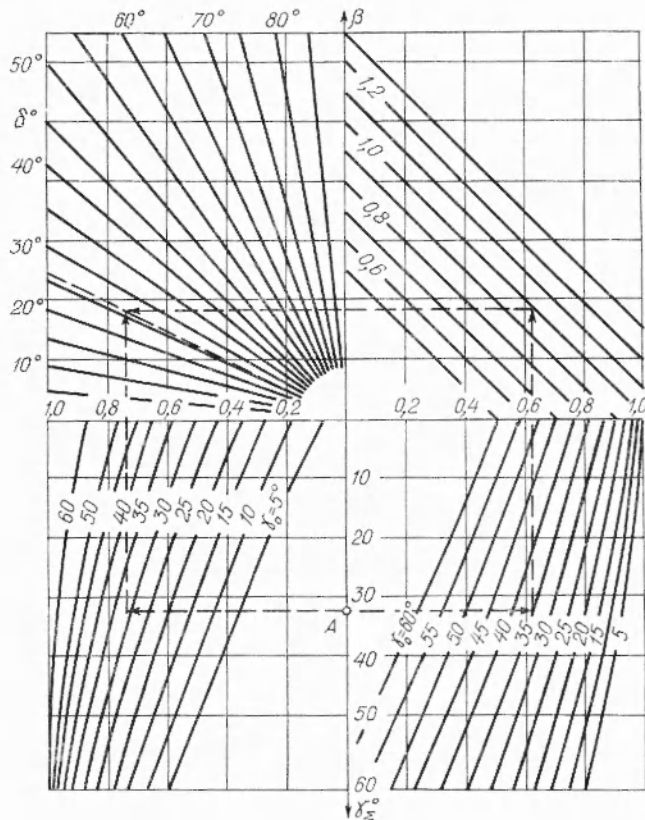


Рис. 2. Номограмма для определения углов смещения δ° .

Накопленные данные дали возможность построить номограмму для определения углов смещения δ° (рис. 2).

Угол Θ определяется как разность угла давления α° и величины δ°

$$\Theta^\circ = \alpha^\circ - \delta^\circ,$$

где $\delta^\circ = \arctg \left| \frac{\beta - \cos \gamma}{\sin \gamma} \right|$.

Все меняющиеся параметры, входящие в уравнение (11), β , $\gamma_{\text{в}}$, γ_0 — отражены на номограмме. Угол γ_0 , определяющий начальную схему механизма, зависит от относительной длины коромысла, радиуса кулачка и может быть выражен в виде:

$$\gamma_0 = \arccos \frac{1 + \beta^2 - \rho_0^2}{2\beta}.$$

¹ Материалы по исследованию углов давления публикуются особо.

При использовании номограммы необходимо исходить из заданного угла размаха коромысла γ_v и, следуя по нанесенному ключу, при заданной величине β определять δ° .

Аналитическое исследование мгновенных к. п. д. большого числа вариантов схем коромысловых кулачковых механизмов показало, что, как и при наличии поступательного толкателя, мгновенный к. п. д. возрастает как функция угла давления от нуля, а при некотором его значении достигает максимума, после чего монотонно убывает до нуля.

На рис. 3 нанесена кривая η_k и для сравнения — изменение углов давления за цикл. Характерно, что к. п. д. после достижения максимального значения на протяжении значительной части цикла остается почти неизменным.

Замечено также, что фаза экстремума мгновенных к. п. д. обычно близка к фазе цикла, соответствующей пику угла давления. Исключением являются практически неприменимые схемы механизмов (очень малое или большое значение относительной длины коромысла β).

Это дает возможность приблизительно исследовать максимальные значения к. п. д. ($\eta_{k \max}$) по соответствующим экстремальным величинам α_m и углам нормали θ .

Таким образом, для оценки максимального значения мгновенного к. п. д. $\eta_{k \max}$, которое справедливо для данного механизма, достаточно по предложенным автором номограммам определить, при данных геометрических параметрах α_{\max} , и соответствующий максимальному углу давления угол нормали θ , после чего $\eta_{k \max}$ вычисляется элементарно.

На рис. 4 показаны изменения экстремальных величин $\eta_{k \max}$ в зависимости от геометрических параметров определенного механизма: $\rho_0 = 0,4$; $\beta = 1$; $\varphi_v = 90^\circ$; $\gamma_v = 10^\circ$ и условий трения $f'_{o_1} = f'_{o_2} = 0,01$; $f_1 = 0,05$.

Закон периодического движения — косинусоида.

Как показывают кривые экстремальных значений мгновенных к. п. д., с изменением геометрических параметров механизма (ρ_0 ; β ; γ_v ; φ_v) меняется величина $\eta_{k \max}$ и, что особенно важно, имеются определенные оптимумы этих максимальных значений к. п. д., определяющие наиболее рациональные значения каждого из параметров.

ЦИКЛОВЫЕ К.П.Д. КОРОМЫСЛОВЫХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

В настоящее время большинство исследователей [3, 4, 5] принимают значения мгновенных к. п. д. как основную энергетическую характеристику кулачковых механизмов. Однако более полной характеристикой является цикловая к. п. д. (η_c)

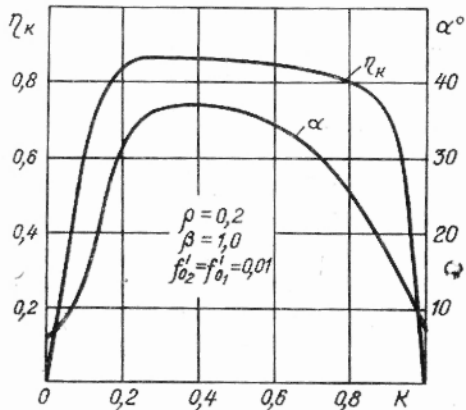


Рис. 3. Графики изменения мгновенных к.п.д. η_k и углов давления α за цикл.

Как известно [1], величину циклового к. п. д. можно выразить в виде

$$\eta_{\Sigma} = \frac{\int_0^1 u_k dk}{\int_0^1 \frac{u_k}{\eta_k} dk}$$

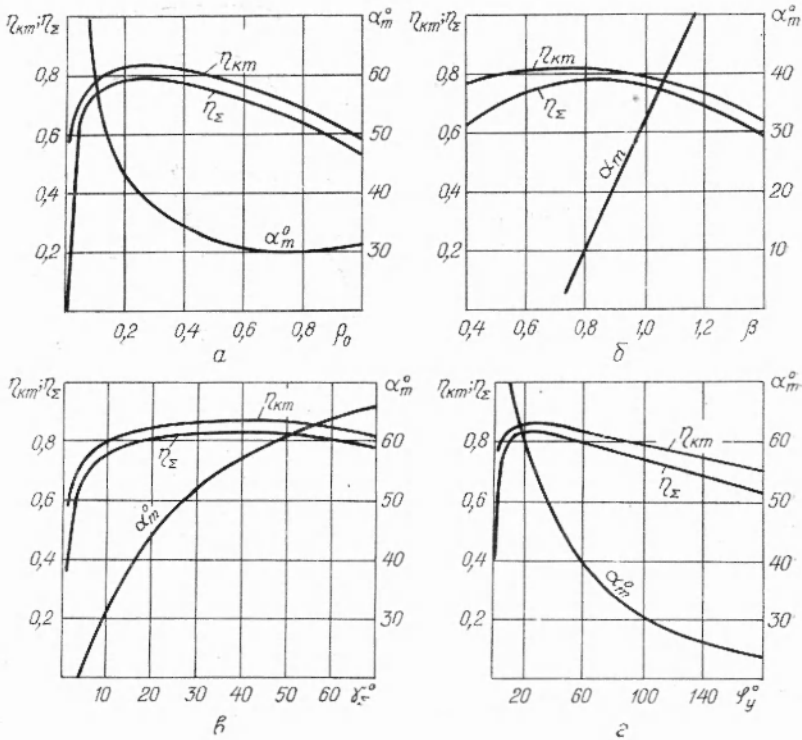


Рис. 4. Влияние структуры коромысловых кулачковых механизмов на цикловые к.п.д. η_{Σ} , экстремальные мгновенные к.п.д. η_{km} и максимальные углы давления:

а — влияние относительного размера кулачка $\rho_0 = \frac{r_0}{l}$; б — влияние относительной длины коромысла $\beta = \frac{b}{l}$; в — влияние угла размаха коромысла γ_{ϵ} ; г — влияние значений фазовых углов φ_{γ} .

В числителе — позиционный инвариант подобия эффективной мгновенной, а в знаменателе — затраченной мощности.

$u_k = (p_k + c_k) b_k$ — позиционный инвариант подобия суммарной мощности,

$p_k = \frac{P_{\Sigma}}{I \cdot \gamma_{\Sigma} \dot{t}^2}$ — число Ньютона (инвариант подобия статической силы),

b_k — позиционный инвариант подобия скорости,

c_k — позиционный инвариант подобия ускорений,

η_k — мгновенный к. п. д. механизма,

$k = \frac{\varphi}{\varphi_{\gamma}}$ — «позиция» или «относительное время» механизма.

Такая методика определения циклового к. п. д. при введении в расчеты вместо заданных статистических сил Ньютона p_k дает возможность использовать методы безразмерного анализа η_{Σ} по инвариантам подобия суммарной идеальной и реальной мощности u_k и $\frac{u_k}{\eta_{1k}}$.

Используя найденные величины мгновенных к. п. д., автор исследовал изменения цикловых к. п. д. как функций геометрических параметров, законов периодического движения и характера нагружения (закона изменения чисел Ньютона — $p_k(k)$).

На рис. 4 приведены некоторые (из числа исследованных) кривые η_{Σ} в зависимости от изменения ρ_0 ; β ; γ_{Σ} и φ_y . Здесь же нанесены кривые максимальных значений углов давлений α_{\max} при конкретных геометрических параметрах.

Как видно, в каждом отдельном случае существует единственный оптимальный механизм, цикловой к. п. д. которого является наибольшим. Кривые цикловых к. п. д. показывают, что наиболее рациональный размер кулачка (рис. 4а) соответствует зоне малых значений ρ_0 и сравнительно высоких значений максимальных углов давления.

Излишнее увеличение размеров кулачков нецелесообразно. В каждом конкретном случае необходимо искать оптимальное решение с учетом обеспечения прочности и удаления от заклинивания, стремясь к достижению возможно более высокого циклового к. п. д.

При выборе оптимального геометрического параметра β (относительной длины коромысла) анализ цикловых к. п. д. также помогает найти объективное решение.

В литературе о проектировании коромысловых кулачковых механизмов можно найти рекомендации о выборе длины коромысла, соответствующей длине базы механизма ($\bar{\rho} = \frac{b}{l} = 1$).

Такая рекомендация [9] не учитывает, по-видимому, что при $\beta = 1$ как максимальные углы давления α_{\max} , так и цикловые к. п. д. далеки от оптимальных значений.

Из рис. 4б можно заметить, что при варьировании численного значения относительной длины коромысла β в фазе оптимального значения η_{Σ} пик максимального угла давления α_{\max} в три раза меньше, чем при $\beta = 1$.

Результаты исследований показывают, что на оптимальные размеры кулачка (с точки зрения η_{Σ}) влияют как заданные углы размаха коромысла γ_{Σ} , так и фазовые углы φ_y (рис. 4в, г). В этих случаях наиболее высокие цикловые к. п. д. соответствуют варианту, когда максимальные углы давления несколько больше оптимальных, соответствующих максимум мгновенных к. п. д.

Попутно было проведено также сравнительное исследование влияния на цикловой к. п. д. законов периодического движения при различных размерах кулачка и коромысла.

На рис. 5а нанесены кривые η_{Σ} как функция возрастающих значений констант пиков скорости B и относительных радиусов кулачка при прочих равных условиях ($\gamma_{\Sigma} = 10^\circ$; $\varphi_y = 90^\circ$; $\beta = 1$; $p = 5$). Графики показывают, что η_{Σ} существенно изменяется с ростом константы пика скорости B .

При стремлении числа Ньютона к нулю (к случаю чисто динамического нагружения) более благоприятными являются законы движения с меньшим значением константы B .

С ростом числа Ньютона, т. е. с относительным повышением вли-

яния статических нагрузок закон движения несущественно сказывается на изменении циклового к. п. д., особенно при малых радиусах кулачков ($\rho_0 = 0,2; 0,3$).

При изменении относительной длины коромысла $\beta = \frac{b}{l}$ (рис. 5б), соответствующей следующим условиям: $\rho_0 = 0,4$; $\varphi_y = 90^\circ$; $\gamma_x = 10^\circ$; $\rho = 5$, четко определяется граница оптимальных значений β с точки зрения максимальных цикловых к. п. д.

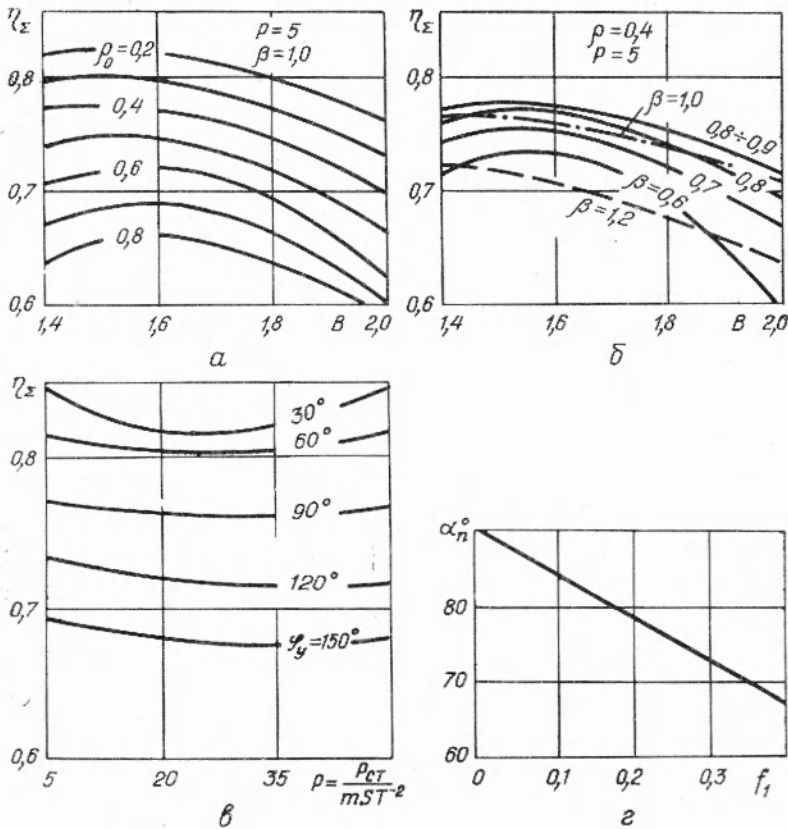


Рис. 5. Влияние на цикловые к.п.д. законов периодического движения ведомого звена:

а — при изменении относительного размера кулачка ρ_0 ; б — при изменении относительной длины коромысла β ; в — влияние на цикловой к.п.д. η_x числа Ньютона P_K при изменении фазовых углов; г — выбор предельных углов давления α_n по условиям трения на кулачке.

Увеличение или понижение β от этой границы ведет в зону малых цикловых к. п. д., причем значения $\beta = 1$ и больше — существенно понижают последний. Во всех случаях изменения длины коромысла при рассматриваемых условиях существуют величины константы пика скорости $B = 1,55 \div 1,65$, при которых цикловые к. п. д. принимают экстремальные значения.

Влияние фазовых углов φ_y на достижение оптимальных размеров механизма, с точки зрения η_x , наглядно показано на рис. 5в. Здесь, как и при выборе радиуса кулачка, малые величины фазовых углов более приемлемы. Следует заметить, что разница в цикловых к. п. д. при $\rho = 20$ и крайних значениях $\varphi_y = 30^\circ$ и $\varphi_y = 150^\circ$ весьма существенна.

венна (более 15%). Это обстоятельство следует учитывать при составлении цикловых диаграмм.

В меньшей степени на величину η_v влияет угловой размах γ_{Σ} с изменением чисел Ньютона, хотя, как и во всех случаях, с приближением к чисто динамическому случаю ($p \rightarrow 0$) цикловой к. п. д. интенсивно растет.

Кривые изменения цикловых к. п. д. в зависимости от величины α_m (рис. 4) показывают, что чрезмерное увеличение углов давления ведет к резкому снижению η_v . Это снижение может привести не только к преждевременному износу, но и к заклиниванию, а следовательно, к поломке механизма.

С этой точки зрения очень важно определить те оптимальные значения углов давления α_{opt} , при которых получают достаточную надежность работы механизма, малые габариты и возможно высокий цикловой к. п. д.

Для выбора оптимальных углов давления следует, прежде всего, выяснить величины предельных углов давления.

ПРЕДЕЛЬНЫЕ УГЛЫ ДАВЛЕНИЯ КОРОМЫСЛОВЫХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Анализируя уравнение (8), можно заметить, что мгновенный к. п. д. становится равным нулю в следующих случаях: либо при равенстве числителей нулю

$$1 - f_1 \operatorname{tg} \alpha - f_{o_2} \frac{r_{o_2}}{b \cdot \cos \alpha} = 0, \quad (14)$$

либо при $\Theta \rightarrow 0$, когда $\operatorname{ctg} \Theta \rightarrow \infty$ и $\frac{1}{\sin \Theta} \rightarrow \infty$ — во время пауз в движении коромысла.

Заменяя в (14) $\cos \alpha_n = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_n}}$, можно записать:

$$1 - f_1 \operatorname{tg} \alpha_n - f_o \frac{r_{o_2} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_n}}{b} = 0, \quad (15)$$

где α_n — предельный угол давления.

Решая последнее уравнение относительно $\operatorname{tg} \alpha_n$, найдем значение угла заклинивания в виде:

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{f_1}{f_1^2 - f_{o_2}^2 r_k^2} \pm \sqrt{\frac{f_1^2}{(f_1^2 - f_{o_2}^2 r_k^2)^2} - \frac{1 - f_{o_2}^2 r_k^2}{f_1^2 - f_{o_2}^2 r_k^2}}, \quad (16)$$

где $r_k = \frac{r_{o_2}}{b}$.

Если пренебречь величинами второго порядка малости, то (16) можно записать в виде:

$$\alpha_n \cong \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{1}{f_1}. \quad (17)$$

Как видно, предельные углы давления α_n зависят только от условий трения на кулачке и величина их (рис. 5г), даже при высоком значении коэффициента трения f_1 , велика.

Выбор коэффициентов запаса надежности с учетом условий службы механизма и оценка допустимых углов давления производится по известной методике [1].

ЛИТЕРАТУРА

1. К. В. Тир. Комплексный расчет кулачковых механизмов, Машгиз, М., 1958.
2. К. В. Тир. Метод инвариантов подобия в механике машин, Научные записки УПИ, т. XIV, Львов, 1961.
3. Г. А. Шаумян. Автоматы и автоматические линии, Машгиз, 1961.
4. Н. И. Артоболевский, Н. И. Левитский, С. А. Черкудинов. Синтез плоских механизмов, Физматгиз, М., 1959.
5. Н. И. Колчин. Механика машин, т. 2, Машгиз, М., 1963.
6. В. А. Юдин. Метод определения к.п.д. механизмов с высшими парами качения, Труды Московского ин-та химического машиностроения, т. 24, М., 1962.
7. A. E. Sanderson. Minimum cam sizes determined by pressure angle. "Product Engineering", 1960, 31, № 19 (США).
8. H. Rotbart. Limitations on cam pressure angles. "Product Engineering", 1957, 28, № 1 (США).
9. F. Schubert. Cam Charts Eliminate Cut and Try Methods. "Machine Design", № 5, May, 1936.

THE INFLUENCE OF ROCKING SHAFT CAM STRUCTURE MECHANISMS ON THE CYCLE COEFFICIENTS OF EFFICIENCY

D. N. SENIK

Instantaneous and cycle coefficients of efficiency of a rocking shaft cam mechanism as well as the breaking angles of pressure of some rocking shaft cam mechanisms are examined.
