

УДК 621.8 531.8

## Проектирование и анализ кулачковых механизмов с помощью ЭВМ

**И.В. Леонов, Н.Н. Барбашов**

*Необходимость снижения расхода энергии механизмов машин требует создания математических моделей, которые могут быть использованы на начальной стадии проектирования.*

*Одной из наиболее важных проблем проектирования является учет многочисленных критериев качества механизмов, зависящих от скоростей и нагрузок. Особенно сложно сформировать зависимости критерия экономичности механизма. В настоящей работе сформулирована зависимость КПД кулачкового механизма от угла давления. Исследования этого критерия по разработанной математической модели на ЭВМ показали новые неизвестные ранее результаты. При графических методах расчета использовалась рекомендация снижения угла давления для уменьшения сил трения. Математическое моделирование показало, что мгновенный КПД кулачкового механизма увеличивается с ростом угла давления.*

*Проведенное исследование позволяет усовершенствовать расчеты кулачкового механизма в курсовом проектировании по теории механизмов и машин.*

**Ключевые слова:** расход энергии, угол давления, математическая модель, мгновенный КПД, сила трения, кулачковый механизм.

## Design and analysis of cam gears using a computer

**I.V. Leonov, N.N. Barbashov**

*To reduce energy consumption in mechanisms and machines, it is necessary to develop mathematical models that can be used at the initial design stage. One of the most important design problems is that numerous quality criteria depending on speed and load must be taken into account. It is especially difficult to deal with the criterion of mechanism efficiency. In this paper, the dependence of the cam gear efficiency on the pressure angle is investigated. This criterion was studied using a computer on the basis of the developed mathematical model, which provided new previously unknown results. When performing graphic calculations, the pressure angle was recommended to reduce in order to reduce the frictional forces. Mathematical modeling showed that the instantaneous efficiency of the cam gear increases with the pressure angle. This study makes it possible to improve the calculation of the cam gear in course design in the theory of mechanisms and machines.*

**Keywords:** energy consumption, pressure angle, mathematical model, instantaneous efficiency, frictional forces, cam gear.

При расчетах на ЭВМ в первую очередь необходимо отказаться от архаичного, называемого некоторыми авторами «классического», правила знаков сил [1], когда силам приписывается знак, учитывающий угол между направлениями силы и скорости точки ее



**ЛЕОНОВ**  
Игорь Владимирович  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

**LEONOV**  
Igor' Vladimirovich  
(Moscow, Russian Federation,  
Bauman Moscow State  
Technical University)



**БАРБАШОВ**  
Николай Николаевич  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

**BARBASHOV**  
Nikolay Nikolaevich  
(Moscow, Russian Federation,  
Bauman Moscow State  
Technical University)

приложения. При таком выборе правил сил, которые непрерывны по физическому смыслу процессов в машине, их математическое описание становится разрывным, что противоречит здравому смыслу, делает невозможным их ввод в качестве непрерывных функций и снижает точность их аппроксимации.

Следующим прогрессивным шагом при применении ЭВМ явился переход к численным методам расчета, в которых не требуется выведения окончательного аналитического выражения, а алгоритм расчета строится на базе простых последовательных вычислений. При этом используются универсальные методы аппроксимации функций, их численного дифференцирования и интегрирования [2]. Преимущество системы MathCAD для использования в курсовом проектировании состоит в том, что она максимально приближена к естественной математической записи формул для ручного расчета. В дополнение к этому система MathCAD позволяет быстро и просто производить дифференцирование, интегрирование и аппроксимацию функций, замену переменных и построение графиков, чем компенсирует отсутствие наглядных графических методов расчета.

Высокое быстродействие ЭВМ освобождает студента от рутинных операций графических методов расчета. Одновременно это позволяет повысить качество расчетов и сделать то, что было ранее невозможно при использовании графических методов. Появилась возможность проведения интерактивных многовариантных расчетов параметров механизмов, анализа этих расчетов и выбора оптимальных параметров на основе расчета критериев оптимальности [3]. Поэтому при проектировании кулачкового механизма в системе MathCAD дополнительно к расчету основных размеров можно проанализировать влияние угла давления на скорость скольжения, износ и КПД в высшей кинематической паре [2].

Плоские кулачковые механизмы получили широкое распространение в механизмах машин автоматического действия благодаря возможности обеспечения такого режима движения выходного звена, при котором оно остается неподвижным в течение заданного времени или угла поворота. При проектировании кулач-

ковых механизмов следует уделять особое внимание повышению долговечности работы высшей кинематической пары кулачок—толкатель. В качестве исходных данных обычно задаются обобщенный закон изменения ускорения толкателя и различного рода ограничения [3].

При проектировании кулачка на первом этапе используется прием расчета идеализированного профиля, соответствующего заостренному толкателю (рис. 1) [4].

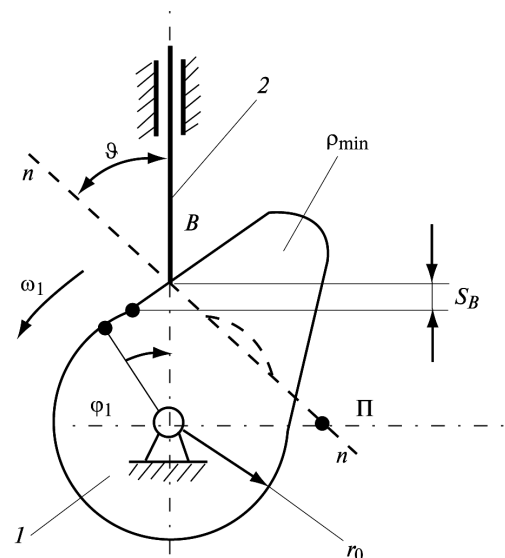


Рис. 1. Расчетная схема идеализированного кулачкового механизма:

1 — кулачок; 2 — толкатель

При проектировании кулачкового механизма необходимо выбрать схему, основные размеры и построить профиль кулачка [2, 3]. Выбор начального радиуса  $r_0$  и профиля кулачка определяет износы в высшей кинематической паре кулачок—толкатель и КПД механизма, связанные со скоростями скольжения профилей, усилиями и контактными напряжениями.

Значительное влияние на характеристики механизма оказывает угол давления в высшей кинематической паре, под которым понимают угол между нормалью к поверхностям профилей кулачка и скоростью ведомого звена — толкателя 2 (см. рис. 1).

Схема реального кулачкового механизма со сферическим наконечником поступательно движущегося толкателя представлена на рис. 2.

Проектирование кулачкового механизма включает следующие этапы:

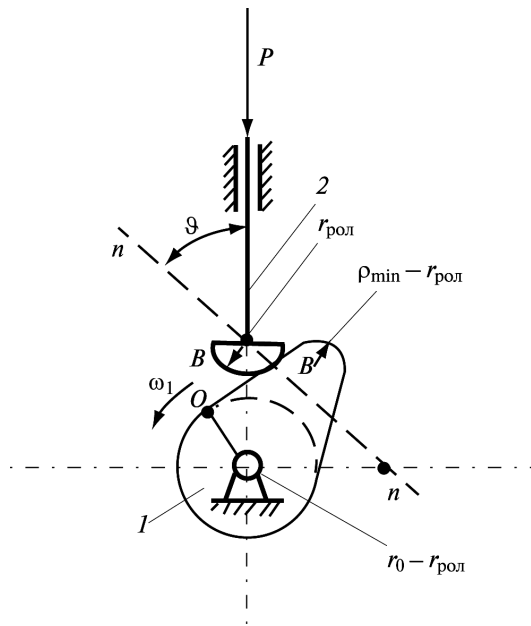


Рис. 2. Кулачковый механизм со сферическим поступательным двигающимся толкателем:

1 — кулачок; 2 — толкатель

- 1) выбор фазовых углов и расчет соотношения ускорений на участках ускоренного и замедленного движений толкателя;
- 2) представление диаграммы аналога ускорений толкателя  $a_q(\varphi)$  (с единичным максимальным значением по оси ординат) в функции угла поворота кулачка, определение максимального перемещения толкателя  $S_{max}$  и уточнение максимального значения аналога ускорений по заданному ходу толкателя  $h$ ;
- 3) определение начального радиуса кулачка  $r_0$  с учетом ограничений;
- 4) построение теоретического профиля идеализированного кулачка;
- 5) выбор радиуса закругления толкателя или ролика  $r_{sph}$ ;
- 6) построение конструктивного профиля кулачка.

Угол давления  $\vartheta$  как угол наклона усилия в высшей кинематической паре к оси толкателя (см. рис. 2) оказывает большое влияние на возникающие в точке контакта силы и скорости скольжения профилей на участке подъема толкателя, а, следовательно и на износ и КПД. Допустимые значения угла давления определяются силами трения и возможностью заклинивания механизма. В реверсивных механизмах, где происходит изменение направлений скоро-

стей и усилий в зоне контакта на участке подъема толкателя, целесообразно ограничивать значения углов давления в обоих направлениях вращения. Поэтому на максимальные значения угла давления накладываются ограничения, обусловленные необходимостью исключения заклинивания кулачкового механизма. Однако угол давления не является оптимизируемым параметром, но часто определяет значения многочисленных критериев качества функционирования кулачкового механизма. Вот почему после предварительного определения основных размеров кулачкового механизма следует проанализировать выбранные значения размеров по значениям критериев качества функционирования кулачкового механизма [5]:

- приведенные радиусы в высшей кинематической паре;
- скорости скольжения реального профиля кулачка и толкателя;
- коэффициент возрастания усилий в зоне контакта;
- коэффициент потерь и КПД механизма.

При моделировании критериев качества кулачкового механизма был принят симметричный закон изменения аналога ускорения с разрывами в точках угла переключения с разгона на торможение [6]. Для расчета этих критериев была создана программа расчета ЭВМ, в которой использованы выражения [2], получаемые из рассмотрения планов скоростей (рис. 3):

$$\overline{V_{B_2}} = \overline{V_{B_1 \text{ теорич}}} + \overline{V_{\text{ск теорич}}} \quad (\text{см. рис. 1}); \quad (1)$$

$$\overline{V_{B_2}} = \overline{V_{B_1 \text{ практич}}} + \overline{V_{\text{ск практич}}} \quad (\text{см. рис. 2}),$$

где  $V_{B_2}$  — скорость толкателя на теоретическом и практическом профилях, представляемая на плане скоростей (см. рис. 3) отрезком  $Pb_2$ ;  $V_{B_1 \text{ теорич}} = \omega r_{1 \text{ теорич}}$  — скорость точки контакта идеализированного профиля кулачка, представляемого на плане скоростей отрезком  $Pb_1$ ;  $V_{B_1 \text{ практич}}$  — скорость точки контакта практического реального профиля кулачка, представляемого на плане скоростей отрезком  $Pb_3$ ;  $V_{B_2 \text{ практич}}$  — скорость скольжения толкателя по реальному профилю кулачка, представляемого на плане скоростей отрезком  $b_3b_2$ ;

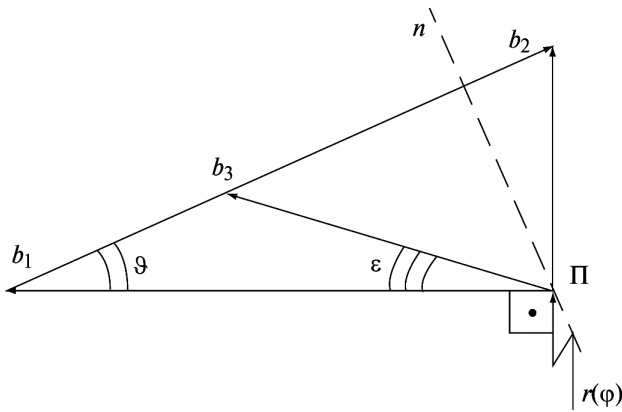


Рис. 3. План скоростей кулачкового механизма

$$\varepsilon(\varphi) = \left( r_{\text{sph}} \frac{\vartheta(\varphi)}{r_{\text{practic}}(\varphi)} \right)$$

— угол отклонения радиуса точки контакта практического профиля от радиуса идеализированного профиля.

Связь между аналогом скоростей  $V_q$  и скоростью  $V$  общеизвестна [4, 3]:

$$V = V_q \omega_1, \tag{2}$$

где  $\omega_1$  — угловая скорость кулачка.

План усилий, соответствующий уравнению равновесия толкателя [7] представлен на рис. 4:

$$\overline{P_{\text{сопр}}} + \overline{Q_{12}} + \overline{Q_{01}} = 0, \tag{3}$$

где  $P_{\text{сопр}}$  — сила сопротивления движения толкателя;  $Q_{01}$  — реакция со стороны стойки на толкатель. Причем, в высшей кинематической паре усилие  $Q_{12}$  направлено под углом трения

$$\varphi_{\text{тр}} = \text{atan}(\varphi_{\text{тр}}) \tag{4}$$

с отклонением от нормали  $nn$  к поверхности контакта, т. е. с учетом коэффициента трения  $\varphi_{\text{тр}}$ . А усилие, действующее со стороны стойки  $Q_{01}$ , для упрощения расчета рассматривается как идеальное без сил трения. Если рассматривать силу сопротивления движению при подъеме толкателя  $P_{\text{сопр}}$  с учетом сил инерции, то уравнение (3) можно считать условием динамического равновесия.

На рисунках 4 и 3 пунктирными линиями отмечено положение нормали  $nn$  в точке контакта под углом давления  $\vartheta$  (к направлению скорости толкателя (вертикальное)). Рассмотрение планов скоростей и сил позволяет сделать

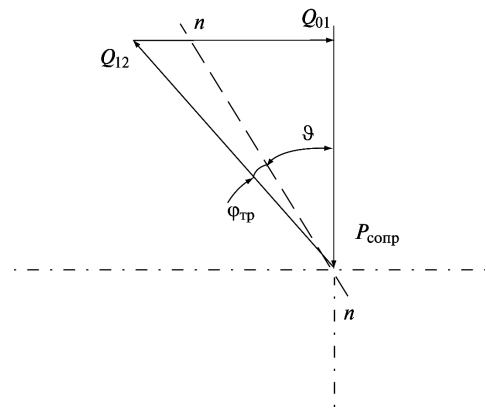


Рис. 4. План сил, действующих на толкатель кулачкового механизма

вывод о значительном влиянии угла давления на скорости скольжения и усилия в высшей кинематической паре [7, 8]. Поскольку влияние угла давления  $\vartheta$  (на качественные показатели кулачкового механизма неоднозначно, потребовалось проведение дополнительного исследования. Исходными данными для проектирования кулачковых механизмов являются: структурная схема, показывающая тип кулачка, вид толкателя, их относительное расположение, а также закон движения толкателя. В качестве примера расчета кулачкового механизма были приняты исходные данные из сборников заданий курсового проекта по теории механизмов и машин [1, 6].

При графических методах расчета поиск начального радиуса идеализированного профиля кулачка  $r_0$  осуществляется построением фазовой диаграммы в системе координат аналога скорости толкателя  $V_q(\varphi)$  и его перемещения  $S(\varphi)$  и выделением областей положения центра вращения кулачка без превышения заданного максимального значения угла давления. При расчете на ЭВМ имеет смысл отказаться от графических методов и определить значение  $r_0$  одним из методов оптимального проектирования, например, для кулачкового механизма без эксцентриситета методом последовательных испытаний [7] по выражению

$$r_0(\varphi) = \left( \frac{V_q(\varphi)}{\tan(\vartheta_{\text{max}})} - S(\varphi) \right), \tag{5}$$

где  $V_q$  — аналог скорости;  $S(\varphi)$  — текущее перемещение толкателя.

На рисунке 5 представлена полученная расчетная диаграмма изменения угла давления  $\vartheta$  при выбранных значениях  $r_0$ , на которой видно, что максимальный угол давления находится в точке переключения с разгона на торможение толкателя

$$\vartheta(\varphi) = \operatorname{atan}\left(\frac{V_q(\varphi)}{r_0 + S(\varphi)}\right). \quad (6)$$

Ограничение на максимальный угол давления накладывается только на участке удаления толкателя, а на участке сближения толкателя оно теряет смысл, если нет необходимости обеспечить реверсирование движение кулачка.

В простейшем кулачковом механизме с центральным поступательно движущимся толкателем  $e = 0$  и зависимость между текущим радиус-вектором  $r(\varphi)$  идеализированного профиля кулачка и перемещением заостренного толкателя  $S(\varphi)$  имеет вид

$$r_{\text{теор}}(\varphi) = S(\varphi) + r_0. \quad (7)$$

Радиус кривизны теоретического профиля кулачка может быть рассчитан по формуле [8]

$$\rho_{\text{теор}}(\varphi) = \frac{r_{\text{теор}}(\varphi)^2 + V_q(\varphi)^2}{r_{\text{теор}}(\varphi)^2 + 2V_q(\varphi)^2 - r_{\text{теор}}(\varphi)aq(\varphi)}, \quad (8)$$

что позволяет при известных усилиях на толкателе выбрать радиус ролика  $r_{\text{sph}}$  и оценить контактные напряжения. По выбранному радиусу ролика  $r_{\text{sph}}$  можно построить эквидистантный практический профиль кулачка при ограничении

$$\begin{aligned} r_{\text{sph}} &< \rho(\varphi)_{\min}; \\ \rho_{\text{практик}}(\varphi) &= \rho_{\text{теор}}(\varphi) - r_{\text{sph}}. \end{aligned} \quad (9)$$

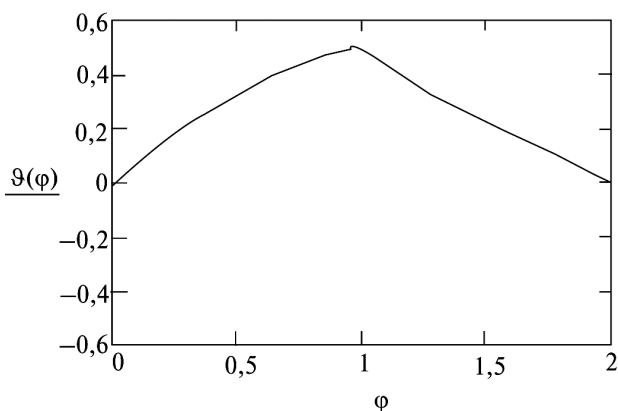


Рис. 5. Изменение угла давления

При выборе радиуса ролика обычно рекомендуют обеспечить равенство его значения минимальному радиусу кривизны конструктивного профиля кулачка

$$r_{\text{sph}} = \rho_{\min}. \quad (10)$$

Снижение износа и контактных напряжений высшей кинематической пары возможно при коррекции закона движения толкателя и уменьшении инерционных нагрузок. В курсовом проектировании по теории механизмов и машин эта задача не ставится и предлагается оценить изменение радиусов кривизны практического профиля кулачка при выборе радиуса ролика (рис. 6). Следует отметить, что в связи с заданным разрывным законом изменения аналога ускорения толкателя радиусы кривизны кулачка также имеют разрывы в точках угла переключения с разгона на торможение.

Применение ЭВМ не только ускоряет проектирование кулачкового механизма, но и позволяет оценить его качественные показатели, такие как КПД, возрастание усилий в высшей кинематической паре кулачок–толкатель по сравнению с внешними действующими силами, скорости скольжения и износ в высшей кинематической паре, коэффициенты удельного давления, учитывающие влияние радиусов кривизны кулачка и толкателя на контактные напряжения.

При заданной диаграмме сил сопротивления движению толкателя можно определить реакции в кинематических парах кулачкового механизма. Профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана Л.Н. Решетов предложил использовать критерий качества — коэффициент возрастания уси-

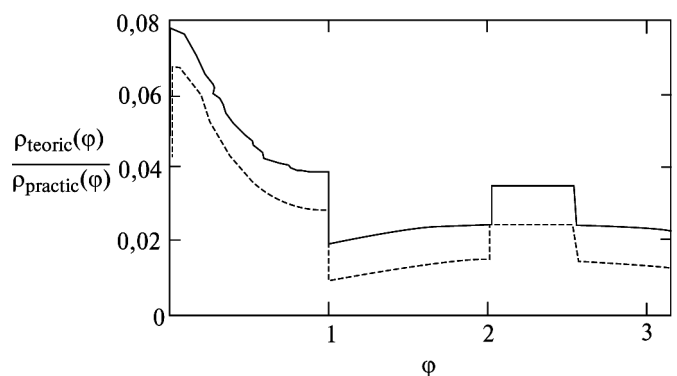


Рис. 6. Изменение радиусов кривизны теоретического и практический профилей кулачка

лий в высшей кинематической паре в виде отношения [4, 8]

$$K_Q(\varphi) = \frac{1}{\cos(\vartheta(\varphi) + \varphi_{тр})}, \quad (11)$$

которое зависит от угла  $\vartheta$ . Сравнение диаграммы коэффициента возрастания усилий  $K_Q(\varphi)$  (см. рис. 6) по углу поворота кулачка  $f$  и диаграммы изменения угла давления  $\vartheta(\varphi)$  показывает их хорошую корреляцию.

Оценка скоростей скольжения в высшей кинематической паре позволяет вместе с диаграммой сил сопротивления движению толкателя оценить такие параметры кулачкового механизма как износ профиля и КПД. Анализ диаграммы изменения аналогов скоростей скольжения (рис. 7) показывает, что скорость скольжения идеализированного профиля почти вдвое превышает скорость скольжения практического профиля.

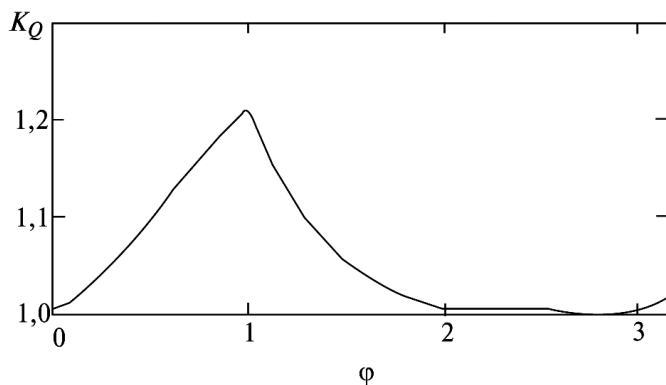


Рис. 7. Диаграмма изменения коэффициента возрастания усилий по углу поворота кулачка

Расчет аналога скоростей скольжения в высшей кинематической паре совместно с рассмотрением диаграммы коэффициента возрастания усилий позволяет в первом приближении определить предполагаемое место профиля кулачка, подверженное максимальному износу по критерию в виде произведения аналога скорости скольжения на коэффициент возрастания усилий.

Аналогично можно задаваясь коэффициентом трения в высшей кинематической паре  $f$ , приближенно построить диаграмму потерь энергии на трение и КПД (рис. 8), который однозначно определяется коэффициентом потерь [5].

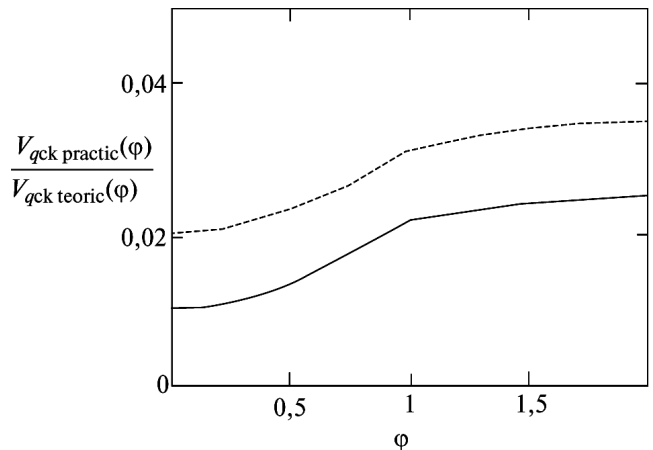


Рис. 8. Диаграмма изменения аналогов скоростей скольжения

$$\chi(\varphi) = \frac{f_{тр} V_{q\text{ ck pract}}(\varphi) K_Q(\varphi)}{f_{тр} V_{q\text{ ck pract}}(\varphi) K_Q(\varphi) + V_q(\varphi)},$$

$$КПД(\varphi) = 1 - \chi(\varphi). \quad (12)$$

Система Mathcad [2] в дополнении к расчету по параметру цикла позволяет проанализировать влияние угла давления на КПД, коэффициент возрастания усилий и скорость скольжения в высшей кинематической паре (рис. 9).

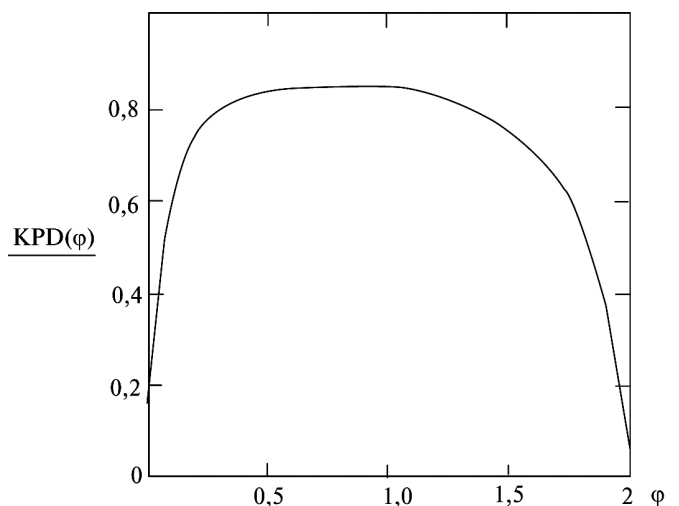


Рис. 9. Диаграмма изменения мгновенного КПД по углу поворота кулачка

Диаграмма КПД имеет две ветви, соответствующие ускоренному и замедленному движению толкателя при его подъеме. Разница в КПД объясняется отличием усилий на толкателе (пружин и сил инерции) и скоростями скольжения. А совершенно новым явлением, как ни странно, является высокое значение КПД при высоких значениях коэффициента

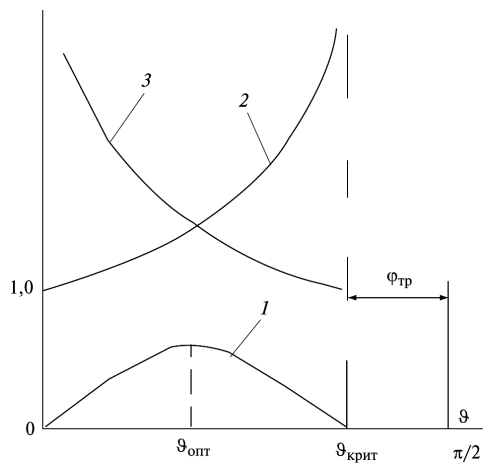


Рис. 10. Зависимости критериев качества кулачкового механизма от угла давления:

1 — КПД; 2 — коэффициент возрастания усилий; 3 — коэффициент скольжения

возрастания усилий и угла давления  $\varphi$ . Последнее явление следует объяснить тем, что минимальные значения КПД соответствуют нижнему и верхнему выстою, в которых отсутствует полезная работа. Диаграмма изменения мгновенного КПД, полученная перестроением по углу давления, представлена на рис. 10.

Проанализируем результаты моделирования параметров кулачкового механизма.

1. Расчет параметров оценки качества кулачкового механизма показывает, что радиусы кривизны практического и теоретического профилей кулачкового механизма при заданном разрывном законе движения толкателя имеют точки разрыва, что затрудняет их механическую обработку методом копирования.

2. Из анализа результатов оценки коэффициента возрастания усилий в высшей кинематической паре следует, что его значения меняются незначительно (от 1 до 1,2), что требует более внимательно исследовать другие критерии качества кулачкового механизма.

3. Расчет скоростей (аналогов) скольжения по углу поворота кулачка показывает, что они монотонно увеличиваются с радиусом кулачка. Максимальное значение скорости скольжения достигается на верхнем выстою кулачка, когда усилия на толкателе не являются максимальным.

4. Из анализа результатов расчета коэффициента потерь на трение в высшей кинематиче-

ской паре следует, что минимум потерь наблюдается при максимальном угле давления. Это совершенно новым явлением остается незамеченным при существующей методике графического проектирования кулачкового механизма.

5. Неожиданным, но объяснимым является высокое значение КПД при высоком значении угла давления  $\varphi$ . Это явление следует объяснить тем, что минимальные значения КПД соответствуют нижнему и верхнему выстою, в которых отсутствует полезная работа.

6. Большой интерес вызывает совпадение максимума угла давления и максимального мгновенного КПД.

### Выводы

1. Разработанная методика оценки качества кулачкового механизма и программа расчета на ЭВМ требуют по новому оценить существующую графическую методику расчета кулачкового механизма, которая заканчивается проверкой расчета угла давления и требуют совершенствования, так как не отражают современного состояния науки и техники.

2. Методику расчета кулачкового механизма следует совершенствовать в направлении обязательного анализа при курсовом проектировании критериев качества и связи их основными геометрическими параметрами и углом давления.

### Литература

[1] Тимофеева Г.А., Умнов Н.В., ред. *Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 154 с.

[2] Егорова О.В., Леонов Д.И., Леонов И.В., Павлов Б.И. *Применение системы Mathcad в курсовом проектировании по ТММ*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 49 с.

[3] Барышникова О.О., Леонов И.В., Кузенков В.В. *Использование системы Mathcad в курсовом проектировании и выполнении домашних заданий по теории механизмов и машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 66 с.

[4] Фролов К.В., ред. *Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин*. Москва, Высшая школа, 1999. 356 с.

[5] Леонов И.В., Леонов Д.И. *Теория механизмов и машин*. Москва, Высшее образование, 2009. 239 с.

[6] Каганов Ю.Т., Плужников Б.И., Чернышева И.Н. *Поршневые машины. Сборник заданий для курсового проекта по курсу «Теория механизмов»*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 80 с.

[7] Левитская О.Н., Левитский Н.И. *Курс теории механизмов и машин*. Москва, Высшая школа, 1985. 279 с.

[8] Белоконов И.М. *Механика машин. Расчеты с применением ЭЦВМ*. Киев, Вища школа, 1978. 232 с.

## References

[1] *Teoriia mekhanizmov i mashin. Kursovoe proektirovanie* [Theory of mechanisms and machines. Course design]. Ed. Timofeev G.A., Umnov N.V. Moscow, Bauman Press, 2010. 154 p.

[2] Egorova O.V., Leonov D.I., Leonov I.V., Pavlov V.I. *Primenenie sistemy Mathcad v kursovom proektirovanii po TMM* [Application of Mathcad in the course design by TMM]. Moscow, Bauman Press, 2012. 49 p.

[3] Baryshnikova O.O., Leonov I.V., Kuzenkov V.V. *Ispol'zovanie sistemy Mathcad v kursovom proektirovanii i vypolnenii domashnikh zadaniy po teorii mekhanizmov i mashin* [Use of Mathcad in course design and homework on the theory of mechanisms and machines]. Ed. Timofeev G.A. Moscow, Bauman Press, 2004. 66 p.

[4] *Kursovoe proektirovanie po teorii mekhanizmov i mekhanike mashin* [Course design on the theory of mechanisms and mechanical machines]. Ed. Frolov K.V. Moscow, Vysshaia shkola publ., 1999. 356 p.

[5] Leonov I.V., Leonov D.I. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Moscow, Vysshee obrazovanie publ., 2009. 239 p.

[6] Kaganov Iu.T., Pluzhnikov B.I., Chernysheva I.N. *Porshnevyye mashiny* [Reciprocating engines]. Moscow, Bauman Press, 2002. 80 p.

[7] Levitskaia O.N., Levitskii N.I. *Kurs teorii mekhanizmov i mashin* [Course in the theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshaia shkola publ., 1985. 279 p.

[8] Belokonev I.M. *Mekhanika mashin. Raschety s primeneniem ETsVM* [Mechanics of Machines. Calculations using a digital computer]. Kiev, Vishcha shkola publ., 1978. 232 p.

Статья поступила в редакцию 02.10.2013

## Информация об авторах

**ЛЕОНОВ Игорь Владимирович** (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: dmit\_leonov@gmail.com).

**БАРБАШОВ Николай Николаевич** (Москва) — ассистент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

## Information about the authors

**LEONOV Igor' Vladimirovich** (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: dmit\_leonov@gmail.com).

**BARBASHOV Nikolay Nikolaevich** (Moscow) — Assistant of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).