

УДК 621.833

DOI: 10.22213/2413-1172-2022-1-53-61

Синтез кулачкового механизма с плоским толкателем на основе обобщенной методики синтеза кулачковых механизмов

Н. Н. Крохмаль, кандидат технических наук, доцент, Курганский государственный университет, Курган, Россия

Рассматривается методика применения уравнения геометрической связи звеньев в высшей кинематической паре кулачкового механизма для проведения полного синтеза механизма с плоским поступательно движущимся толкателем с произвольным углом наклона тарели. Отличительной особенностью методики является то, что уравнение огибающей профиля кулачка выведено из уравнения геометрической связи кулачка и толкателя в декартовой системе координат. Все преобразования, решение исходного уравнения связи и уравнения огибающей проводятся методом матриц в этой же системе координат без перехода к другим системам координат и графическим методам или их интерпретации.

В результате выполненных исследований получены расчетные зависимости для определения координат точек профиля кулачка при произвольном угле наклона тарели толкателя. Выведена формула для определения радиуса кривизны кулачка при произвольном угле наклона тарели. Предложен порядок действий для определения величины радиуса основной окружности кулачка с учетом выявленных особенностей построения профиля кулачка.

На основе разработанной методики создано программное обеспечение в пакете MathCad. Корректность методики и программного обеспечения проверена на числовом тестовом примере. В ходе компьютерного моделирования установлена причина необходимости ограничения величины угла наклона тарели, обусловленная явлением самопересечения профиля кулачка, которое не зависит от угла давления и не отслеживается условием выпуклости его профиля.

Результаты тестирования позволяют утверждать, что обобщенная методика синтеза плоских кулачковых механизмов является корректной и эффективной, поэтому имеет перспективы применения, например, для кулачкового механизма с плоским вращающимся толкателем.

Ключевые слова: кулачковые механизмы, высшая кинематическая пара, уравнение механической связи, преобразование координат, синтез.

Введение

Кулачковые механизмы находят широкое применение в различных отраслях техники, так как позволяют получать широкий спектр законов движения исполнительного органа машин и механизмов для относительно простого обеспечения согласованного движения различных рабочих органов.

До настоящего времени кулачковые механизмы успешно используются для управления циклами двигателей внутреннего сгорания, резки и сортировки продукции, управления процессом печати в полиграфической промышленности, прядильном и ткацком текстильном оборудовании, топливных насосах, часовых механизмах, механизмах подачи различных станков, устройствах включения-выключения и управления в электротехнических устройствах. Находят кулачковые механизмы и новое применение, например, в кулачково-винтовых прессах [1].

Одним из наиболее распространенных примеров использования таких механизмов являют-

ся распределительные механизмы в двигателях внутреннего сгорания, где кулачки распределительного вала напрямую или через коромысла открывают клапаны цилиндров в соответствии с необходимым циклом. В этом случае, как и в некоторых других, где кулачки испытывают значительные динамические нагрузки, появляются определенные сложности в формировании профиля кулачка, что связано с его деформациями в процессе работы.

Очень широко кулачковые механизмы применяются в разнообразном оборудовании полиграфической промышленности. Например, в аппаратах подготовки печатных форм кулачки используются в подающих устройствах; в аппаратах офсетной печати – механизмах давления. Используются кулачки и в системах подачи краски печатных устройств, например, для регулировки подачи краски. Присутствуют они и в сталкивателях приемно-выводных устройств в ротационных листовых машинах. В целом в полиграфических машинах кулачковые меха-

низмы применяются в узлах, где требуется обеспечение каких-либо циклических действий, таких как подача, резка, прижим через определенные интервалы времени. Известно, что в полиграфии широко применяются операции сшивания продукции, где в подающих механизмах также используются кулачки.

В текстильной промышленности формирование тканей происходит за счет согласованного действия различных механизмов ткацких станков, для чего также широко применяются кулачковые механизмы. Следует отметить, что в текстильном оборудовании кулачки также испытывают серьезные динамические нагрузки, что необходимо учитывать при проектировании их профилей.

В часовых и им подобных механизмах кулачки применяются, например, в репетирных механизмах, механизмах боя, суточных индикаторах, распределительных валах часовых тахометров и др.

В токарных станках кулачковые механизмы применяются, например, для передачи движения от распределительного вала к исполнительному органу (перемещение шпиндельных бабок, суппортов с инструментами и др.)

Несмотря на значительное развитие электронных компонентов для коммутации больших мощностей, кулачковые механизмы по-прежнему широко используются в устройствах включения-выключения, переключения и управления в электротехнике. Так, для схем управления электроприводом применяются универсальные переключатели, где кулачок используется для замыкания в нужном порядке групп контактов. Для управления циклическими производственными процессами используются особые аппараты управления, обеспечивающие выполнение программы работы исполнительных устройств в заданной последовательности, – командоаппараты и командоконтроллеры. Они представляют собой механические устройства, периодически воздействующие на управляющие электрические элементы. Распределительным устройством таких аппаратов являются валы с кулачками. В данном случае от профиля кулачков будут зависеть моменты включения и выключения отдельных контактов.

В фундаментальных обзорах [2–6] рассмотрены существующие методы решения задачи (по Ф. Л. Литвину [7]) синтеза трехзвенного механизма, осуществляющего передачу зацеплением. Широко применяемым методом решения задачи синтеза сопряженного профиля за-

цепления являются дифференциальные методы, включая кинематический. Различия между вариантами заключаются в форме задания уравнений, описывающих механические связи звеньев, образующих высшую кинематическую пару [8–10].

В статьях [11, 12] уравнения связи представлены как параметрические с параметром – углом давления в точке контакта профилей. В статьях [13, 14] уравнения связи даны в форме параметрических с параметром – углом поворота кулачка и кинематическим уравнением – относительной скорости звеньев в точке контакта.

В работах [15, 16] рассмотрен дифференциальный метод решения задачи анализа зацепления с применением кинематического уравнения связи. Там же отмечено, что уравнение кривой линии на плоскости может быть задано в явном виде, неявном виде, а также в параметрическом.

В исследованиях [17–20] синтез кулачковых механизмов рассмотрен с учетом дополнительных условий, характеризующих их работу.

Все приведенные выше методики синтеза профилей кулачков характеризуются тем, что в одной методике для математической модели механизмов используются разные виды координатных систем – прямоугольные и полярные, что при определенных параметрах и условиях приводит к неточностям вычислений. Каждая методика определяет по-своему знаки «плюс» и «минус», связанные с расположением и направлением движения толкателя и кулачка, что приводит к путанице и ошибкам.

В статье сформулирована обобщенная методика синтеза плоских кулачковых механизмов. Показано, что из одного уравнения механической связи можно получить все необходимые расчетные зависимости для синтеза кулачкового механизма, а также рассмотрен пример плоского кулачкового механизма с вращающимся кулачком роликовым толкателем.

Цель работы – показать применимость ранее предложенной обобщенной методики (Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2021. Т. 24, № 2. С. 15–20) для решения задачи синтеза кулачковых механизмов с плоским толкателем, отличающихся геометрической формой толкателя, а значит уравнением механической связи.

Математическая модель кулачкового механизма

Рассмотрим схему зацепления кулачка и ролика толкателя (рис. 1).

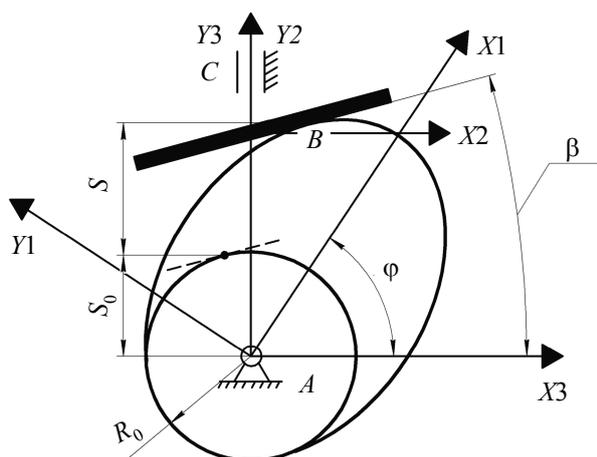


Рис. 1. Схема кулачкового механизма: X_1, Y_1 – система координат, связанная с кулачком; X_2, Y_2 – система координат, связанная с толкателем; X_3, Y_3 – система координат, связанная со стойкой; β – угол наклона тарели толкателя; φ – угол поворота кулачка R_0 – радиус основной окружности кулачка; S – перемещение толкателя; S_0 – начальное положение толкателя; A, B, C – точки расположения кинематических пар механизма

Fig. 1. Scheme of cam mechanism: X_1, Y_1 - coordinate system associated with the cam; X_2, Y_2 - coordinate system associated with the pusher; X_3, Y_3 - coordinate system associated with the rack; β - angle of inclination of the pusher plate; φ - angle of rotation of the cam; R_0 - radius of the main circle of the cam; S - movement of the pusher; S_0 - initial position of the pusher; A, B, C - points of location of kinematic pairs of the mechanism

Синтез механизма данного типа предполагает определение координат точек профиля кулачка в соответствии с законом движения толкателя и радиуса основной окружности кулачка, обеспечивающего выпуклый профиль кулачка.

Как известно, при синтезе кулачкового механизма данного вида необходимо учитывать, что профиль кулачка в любой его точке должен быть выпуклым. Поэтому при разработке алгоритма это обязательное требование будет учтено.

Выберем следующие системы координат, связанные со звеньями: X_1, Y_1 – система координат кулачка; X_2, Y_2 – система координат толкателя; X_3, Y_3 – система координат стойки. В относительном движении тарели и кулачка тарель образует семейство прямых линий, а профиль кулачка является огибающей кривой линии к этому семейству в системе координат кулачка.

Геометрическая форма тарели описывается уравнением прямой линии в системе координат

нат 2, связанной с толкателем, и представляется следующим образом:

$$y_{B_2} = kx_{B_2}, \quad (1)$$

где $k = \text{tg}(\beta)$ – коэффициент, определяющий угол наклона тарели толкателя; x_{B_2}, y_{B_2} – координаты точки контакта кулачка и тарели, которые зависят от углового положения кулачка – параметра φ .

То есть решим задачу в общем виде, когда угол φ отличается от общепринятого значения 90 градусов.

Выполним следующие классические преобразования координат для точки контакта B при переходе от одной системы координат к другой. Цель данных преобразований состоит в том, чтобы получить математические зависимости, связывающие параметры кулачкового механизма, определяющие координаты точек профиля кулачка.

Координаты точки B в системе координат кулачка 1 определяются матрицей-столбцом

$$\begin{pmatrix} x_{B_1} \\ y_{B_1} \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Координаты точки B от системы (1) к системе координат стойки 3 преобразуются с помощью матрицы поворота координат, зависящей от угла φ :

$$\begin{pmatrix} x_{B_3} \\ y_{B_3} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\varphi) & -\sin(\varphi) & 0 \\ \sin(\varphi) & \cos(\varphi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{B_1} \\ y_{B_1} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{B_1} \cos(\varphi) - y_{B_1} \sin(\varphi) \\ x_{B_1} \sin(\varphi) + y_{B_1} \cos(\varphi) \\ 1 \end{pmatrix}, \quad (3)$$

где $\begin{pmatrix} \cos(\varphi) & -\sin(\varphi) & 0 \\ \sin(\varphi) & \cos(\varphi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$ – матрица поворота

осей координат системы (1) кулачка относительно системы (3) стойки.

Координаты точки B к системе координат толкателя 2 преобразуются с помощью матрицы параллельного переноса начала координат, зависящей от положения толкателя $S(\varphi)$:

$$\begin{pmatrix} x_{B2} \\ y_{B2} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -(S_0 + S(\varphi)) \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{B1} \cos(\varphi) - y_{B1} \sin(\varphi) \\ x_{B1} \sin(\varphi) + y_{B1} \cos(\varphi) \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{B1} \cos(\varphi) - y_{B1} \sin(\varphi) \\ x_{B1} \sin(\varphi) - S(\varphi) - S_0 + y_{B1} \cos(\varphi) \\ 1 \end{pmatrix}, \quad (4)$$

где $\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -(S_0 + S(\varphi)) \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$ – матрица параллель-

ного переноса начала системы координат; $S(\varphi)$ – текущее перемещение толкателя; S_0 – начальное положение толкателя (рис. 1).

Подставим координаты точки B из уравнений (4) в уравнение (1). В результате получим уравнение связи тарели и кулачка в высшей кинематической паре в системе координат (2):

$$\begin{aligned} x_{B1} \sin(\varphi) - S(\varphi) - S_0 + y_{B1} \cos(\varphi) = \\ = k(x_{B1} \cos(\varphi) - y_{B1} \sin(\varphi)). \end{aligned} \quad (5)$$

Используя уравнение (5), определим аналоги скоростей точки B в системе координат толкателя 2. Уравнение, связывающее аналоги скоростей, получено путем дифференцирования слагаемых в уравнении (5) по параметру φ :

$$\begin{aligned} x'_{B1} &= kx_{B1} \sin(\varphi) - ky_{B1} \cos(\varphi); \\ y'_{B1} &= x_{B1} \cos(\varphi) - \frac{d}{d\varphi} S(\varphi) - y_{B1} \sin(\varphi). \end{aligned} \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} x_{B1} &= \frac{S(\varphi) \sin(\varphi) + \frac{d}{d\varphi} S(\varphi) \cos(\varphi) + S_0 \sin(\varphi) - S_0 k \cos(\varphi) - kS(\varphi) \cos(\varphi) + k \frac{d}{d\varphi} S(\varphi) \sin(\varphi)}{k^2 \cos(\varphi)^2 + k^2 \sin(\varphi)^2 + \cos(\varphi)^2 + \sin(\varphi)} \\ y_{B1} &= \frac{S(\varphi) \cos(\varphi) + \frac{d}{d\varphi} S(\varphi) \sin(\varphi) + S_0 \cos(\varphi) - S_0 k \sin(\varphi) - kS(\varphi) \sin(\varphi) + k \frac{d}{d\varphi} S(\varphi) \cos(\varphi)}{k^2 \cos(\varphi)^2 + k^2 \sin(\varphi)^2 + \cos(\varphi)^2 + \sin(\varphi)} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Соотношения (8) дают решение в общем виде с учетом угла наклона тарели к стержню толкателя (рис. 1). При $k = 0$ уравнения упрощаются и описывают координаты кулачка для распространенного случая, когда тарель расположена перпендикулярно стержню толкателя.

Используя (5) и (6), окончательно получим систему уравнений для определения координат точек профиля кулачка:

$$\begin{aligned} x_{B1} \sin(\varphi) - S(\varphi) - S_0 + y_{B1} \cos(\varphi) = \\ = k(x_{B1} \cos(\varphi) - y_{B1} \sin(\varphi)); \\ x_{B1} \cos(\varphi) - \frac{d}{d\varphi} S(\varphi) - y_{B1} \sin(\varphi) = \\ = kx_{B1} \sin(\varphi) - ky_{B1} \cos(\varphi). \end{aligned} \quad (7)$$

Система уравнений (7) является развернутым уравнением связи кулачка и тарели в высшей кинематической паре. Характерной особенностью предложенной обобщенной методики является то, что развертывание уравнения связи для всех типов кулачковых механизмов, и в частности для данного типа кулачкового механизма с плоским тарельчатым толкателем, производится стандартным образом с использованием трех систем координат: кулачка, стойки и толкателя. Такой подход, по нашему мнению, обеспечивает его универсальность и пригодность для любых геометрических форм толкателя.

В ходе выполнения настоящего исследования активно применялся математический пакет MathCad, как при выполнении численных, так и аналитических вычислений. Это обеспечило эффективное формирование математических моделей исследуемых объектов и математическое моделирование построения профиля кулачка с учетом необходимых требований.

Аналитическое решение системы уравнений (7), полученное с использованием средств пакета MathCad, имеет следующий вид:

Необходимое условие выпуклости профиля кулачка обеспечивается за счет положительного значения радиуса кривизны профиля кулачка в любой его точке. Для этого необходимо иметь выражение для вычисления радиуса кривизны, логически вытекающее из рассмотрения постановки задачи синтеза в общей форме.

Уравнения (8) использованы для получения выражения радиуса кривизны профиля кулачка в произвольной точке. Основой для получения такого выражения является общеизвестная формула для определения радиуса кривизны плоской кривой в произвольной ее точке. Аналитические вычисления в пакете MathCad дали выражение для радиуса кривизны профиля кулачка

$$\rho = \frac{S_0 + S(\varphi) + \frac{d^2}{d\varphi^2} S(\varphi)}{\sqrt{k^2 + 1}} \quad (9)$$

и выражение для определения экстремальных значений радиуса кривизны

$$\frac{\frac{d}{d\varphi} S(\varphi) + \frac{d^3}{d\varphi^3} S(\varphi)}{\sqrt{k^2 + 1}} = 0. \quad (10)$$

Из уравнения (10) определяется значение угла φ , при котором радиус кривизны кулачка имеет минимальную (экстремальную) величину. Затем из уравнения (9) определяется минимальное значение ρ_{\min} при условии, что $S_0 = 0$. Принимаем $S_0 = |\rho_{\min}|$.

Алгоритм синтеза кулачкового механизма

Таким образом, алгоритм синтеза кулачкового механизма состоит из следующих действий:

- задать в качестве исходных данных закон движения толкателя $S = S(\varphi)$;
- вычислить координаты точек профиля кулачка по формулам (7) в системе координат стойки;
- используя формулу (10), вычислить значение угла φ , при котором радиус кривизны профиля является минимальным;
- используя формулу (9), вычислить значение S_0 – начальное положение толкателя;
- вычислить величину радиуса начальной окружности кулачка по формуле

$$R_0 = S_0 \cos \beta. \quad (11)$$

Пример синтеза кулачкового механизма

Исходные данные:

- перемещение толкателя – 40 мм;
- угол наклона тарели – 40 градусов;
- фазовые углы движения толкателя:
- угол подъема – 102 градуса;
- угол верхнего выстоя – 60 градусов;
- угол возврата – 162 градуса;
- Закон движения толкателя – синусоидальный.

Визуализация результатов расчета с применением пакета MathCad представлена на (рис. 2–6).

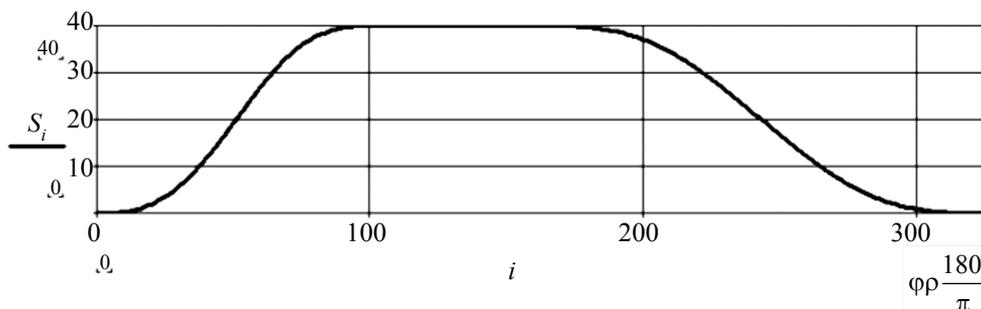


Рис. 2. График перемещения толкателя

Fig. 2. Diagram of follower motion

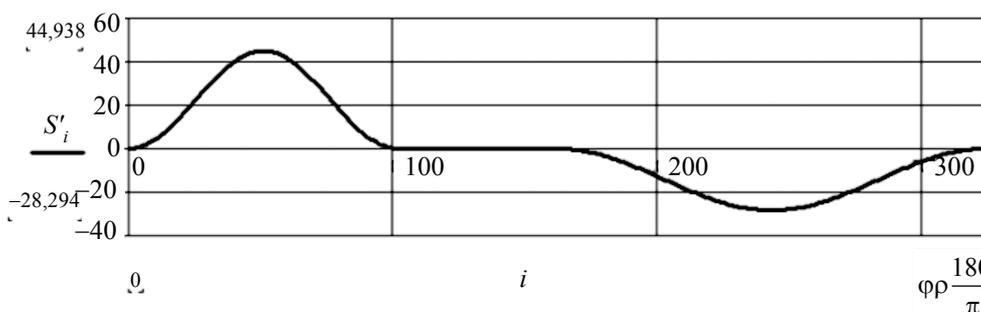


Рис. 3. График аналогов скоростей толкателя

Fig. 3. Diagram of follower's analog of the velocity

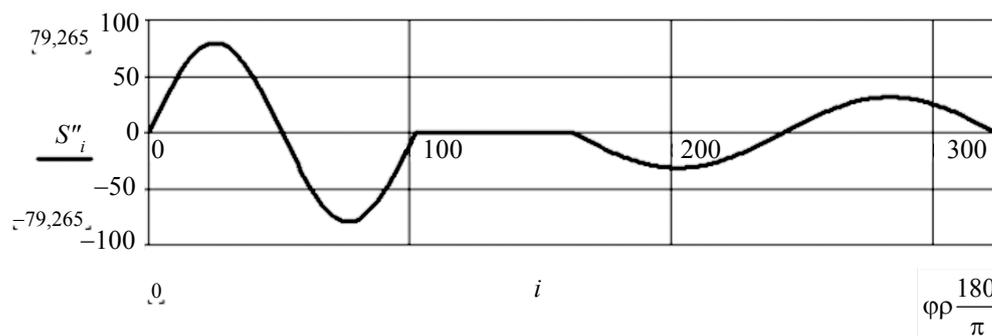


Рис. 4. График аналогов ускорений толкателя

Fig. 4. Diagram of follower's analog of the acceleration

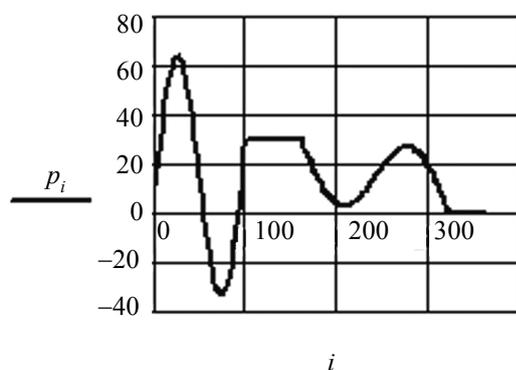


Рис. 5. График изменения радиусов кривизны профиля кулачка (без учета условия самопересечения профиля)

Fig. 5. Diagram of cam's profile radius of curvature change (with no convexity constraint)

На рисунке 5 представлен график изменения радиусов кривизны профиля кулачка. График позволяет определить участки профиля, на которых радиус кривизны является отрицательным. Одновременно график показывает, на какую величину необходимо увеличить значение S_0 для достижения положительного значения радиуса кривизны. А затем по формуле (11) вычислить радиус начальной окружности кулачка.

Выводы

Подтверждена эффективность методики синтеза кулачковых механизмов основанной на применении уравнения механической связи толкателя и кулачка; уравнения огибающей семейства положений тарели, полученного из уравнения связи.

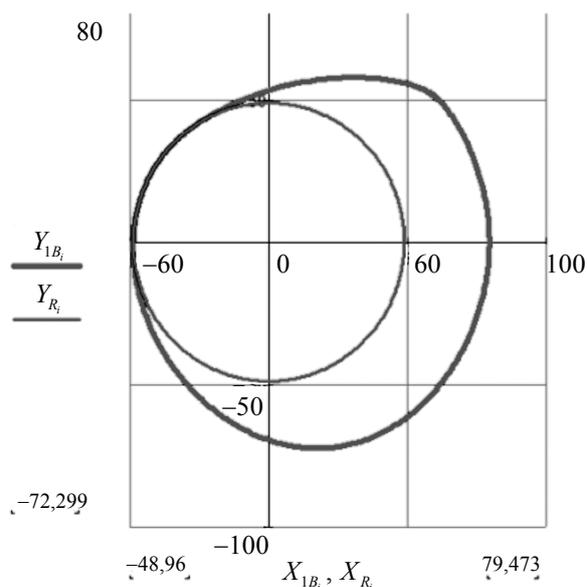


Рис. 6. Профиль кулачка, соответствующий закону движения и условию самопересечения

Fig. 6. Cam's profile qualifying to law of motion of the follower and to convexity constraint

Особенность методики заключается в применении единых преобразований координат для решения системы уравнений, описывающих профиль кулачка. Это обеспечивает простоту и однозначность вычислений.

Универсальность базовых положений предлагаемого подхода позволяет применить разработанную методику для синтеза плоских кулачковых механизмов с вращающимся плоским толкателем, для синтеза которых базовым является также уравнение связи (1), но с учетом того, что $k = k(\varphi)$.

Корректность методики проверена путем тестирования соответствующего программного обеспечения в пакете MathCad.

В ходе компьютерного моделирования установлена причина ограничения величины угла β .

Это ограничение связано с тем, что при определенном значении этого угла (зависит от закона движения толкателя) возникает явление самопересечения профиля кулачка, которое не отслеживается условием выпуклости профиля кулачка, но проявляется при визуализации профиля кулачка. Условие самопересечения профиля кулачка при необходимости также может быть описано аналитически с привлечением известных из курса дифференциальной геометрии формул.

Библиографические ссылки

1. Askarov E., Zhankeldi A., Absadykov B., Smailova G. Design features of a cam-screw press with a large effort. News of the national academy of sciences of the Republic of Kazakhstan, series of geology and technical sciences, 2018, 5/431, pp. 192-200.

2. Babichev D.T., Lagutin S.A., Barmina N.A. Development of the Classical Theory of Gearing and Establishment of the Theory of Real Gearing in 1976-2000. New approaches to gear design and production. Springer International Publishing AG Switzerland, 2020, vol. 81, pp. 1-46.

3. Babichev D.T., Barmina N.A. Computer-Aided Design of Gears and Machine-Tool Meshing with Application of New Concepts, Images and Indices, New approaches to gear design and production. Springer Intern, 2020, vol. 81, pp. 157-186.

4. Babichev D. T., Lagutin S. A., Barmina N. A. Обзор работ русской школы теории и геометрии зацеплений. Ч. 2. Развитие классической теории зацеплений и становление теории реальных зацеплений в 1976–2000 годы // Теория механизмов и машин. 2017. Т. 15, № 3 (35). С. 86–130.

5. Lagutin Sergey, Barmina Natalya, Prof. Litvin F.L. Contribution to the formation of the Russian school of the theory of gearing. Theory and Practice of Gearing and Transmissions, Springer, vol. 34, pp. 19-36. ISBN 978-3-319-19740-1.

6. Babichev D. T., Lagutin S. A., Barmina N. A. Обзор работ русской школы теории и геометрии зацеплений. Ч. 1. Истоки теории зацеплений и период ее расцвета в 1935–1975 годы // Теория механизмов и машин. 2016. Т. 14, № 3 (31). С. 101–134.

7. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Физматгиз, 1960. 444 с.

8. Goldfarb V., Barmina N. (eds.). Theory and Practice of Gearing and Transmissions. Springer International Publishing AG Switzerland, 2016, vol. 34, 450 p. DOI: 10.1007/978-3-319-19740-1. ISBN: 978-3-319-19739.

9. Goldfarb V., Trubachev E., Barmina N. (eds.). Advanced Gear Engineering. Springer International Publishing AG Switzerland, 2018, vol. 51, 497 p. DOI: 10.1007/978-3-319-60399-5. ISBN: 978-3-319-60398-8.

10. Goldfarb V., Trubachev E., Barmina N. (eds.). New approaches to gear design and production. Springer International Publishing AG Switzerland, 2020, vol. 81, 529 p. ISBN: 978-3-030-34944-8.

11. Kozkurt H.A. Analysis of Graphical Approach for Cam Profile Determination. Journal of new results in science (JNRS), 2017, Is. 1, pp. 32-46. ISSN: 1304-7981.

12. Yixin Shao, Zhongxia Xiang, Haitao Liu, Lili Li. Conceptual design and dimensional synthesis of cam-linkage chains for gait rehabilitation. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, vol. 104, pp. 31-42.

13. Yin H., Yu H., Peng J., Shao H. Mathematical Model of Cam Profile Based on Heald Frame Motion Characteristics. *Mathematical Problems in Engineering*, 2020, vol. 1, ID 2106373, 9 p. doi.org/10.1155/2020/2106373.

14. Ketan T., Taranjeetsingh S., Saurin S., Tejas P. Dynamic Analysis of High Speed Cam Follower System using MATLAB. *International Journal of Current Engineering and Technology*, 2016, vol. 6, pp. 407-412.

15. Zribi S., Mejerbi M., Tlijani H., Knani J. Comparison between motions profiles applied to flexible manipulator arm. Proceedings of International Conference on Engineering and Technology Innovations (ICETI 2016), Wuhan, China, March 26-27, 2016.

16. Kosenok B., Balyakin V., Krylov E. Dimensional synthesis of a cam profile using the method of closed vector contours in the Theory of Machine and Mechanism study course. *Mechanisms and Machine Science*, 2019, vol. 73, pp. 753-763.

17. Халилов И. А., Иманов А. С. Моделирование кулачкового механизма с учётом критериев качества // Вестник ХНТУ. Инженерные науки. 2017. № 4 (63). С. 126–134.

18. Zhankeldi A., Askarov E., Abilkayir Zh., Naurshev B. A new type cam-screw mechanical press. Proceedings of 16th International Scientific Conference Engineering for rural development, Jelgava, Latvia, 2017.

19. Paleva-Kadiyska B., Roussev R., Galabov V. Rational possibility of generating power laws in the synthesis of cam mechanisms. *Advanced Engineering Research*, 2021, vol. 21, no. 2, pp. 184-190.

20. Podgornyj Yu.I., Skeeba V.Yu., Kirillov A.V., Martyushev N.V., Borisov M.A. The synthesis of motion laws for cam mechanisms with additional movement of the follower. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IPDME 2019 IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, 2019, 378, 012025. DOI: 10.1088/1755-1315/378/1/012025.

References

1. Askarov E., Zhankeldi A., Absadykov B., Smailova G. Design features of a cam-screw press with a large effort. News of the national academy of sciences of the Republic of Kazakhstan, series of geology and technical sciences, 2018, 5/431, pp. 192-200.

2. Babichev D.T., Lagutin S.A., Barmina N.A. Development of the Classical Theory of Gearing and Establishment of the Theory of Real Gearing in 1976-2000. New approaches to gear design and production. Springer International Publishing AG Switzerland, 2020, vol. 81, pp. 1-46.

3. Babichev D.T., Barmina N.A. Computer-Aided Design of Gears and Machine-Tool Meshing with Appli-

cation of New Concepts, Images and Indices, New approaches to gear design and production. Springer Intern, 2020, vol. 81, pp. 157-186.

4. Babichev D.T., Lagutin S.A., Barmina N.A. [Development of the Classical Theory of Gearing and Establishment of the Theory of Real Gearing in 1976-2000]. *Teoriya mekhanizmov i mashin*, 2020, vol. 81, pp. 1-46 (in Russ.).

5. Lagutin Sergey, Barmina Natalya, Prof. Litvin F.L. Contribution to the formation of the Russian school of the theory of gearing. *Theory and Practice of Gearing and Transmissions*, Springer, vol. 34, pp. 19-36. ISBN 978-3-319-19740-1.

6. Babichev D.T., Lagutin S.A., Barmina N.A. [The origins of the gearing theory and the period of its heyday in 1935-1975]. *Teoriya mekhanizmov i mashin*, 2016, vol. 14, no. 3, pp. 101-134 (in Russ.).

7. Litvin F.L. *Teoriya zubchatykh zatsepleni* [Gear theory]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1960, 444 p. (in Russ.).

8. Goldfarb V., Barmina N. (eds.). *Theory and Practice of Gearing and Transmissions*. Springer International Publishing AG Switzerland, 2016, vol. 34, 450 p. DOI: 10.1007/978-3-319-19740-1. ISBN: 978-3-3-3 19-19739.

9. Goldfarb V., Trubachev E., Barmina N. (eds.). *Advanced Gear Engineering*. Springer International Publishing AG Switzerland, 2018, vol. 51, 497 p. DOI : 10.1007/978-3-319-60399-5. ISBN: 978-3-319-60398-8.

10. Goldfarb V., Trubachev E., Barmina N. (eds.). *New approaches to gear design and production*. Springer International Publishing AG Switzerland, 2020, vol. 81, 529 p. ISBN: 978-3-030-34944-8.

11. Kozkurt H.A. Analysis of Graphical Approach for Cam Profile Determination. *Journal of new results in science (JNRS)*, 2017, Is. 1, pp. 32-46. ISSN: 1304-7981.

12. Yixin Shao, Zhongxia Xiang, Haitao Liu, Lili Li. Conceptual design and dimensional synthesis of cam-linkage chains for gait rehabilitation. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, vol. 104, pp. 31-42.

13. Yin H., Yu H., Peng J., Shao H. Mathematical Model of Cam Profile Based on Heald Frame Motion Characteristics. *Mathematical Problems in Engineering*, 2020, vol. 1, ID 2106373, 9 p. doi.org/10.1155/2020/2106373.

14. Ketan T., Taranjeetsingh S., Saurin S., Tejas P. Dynamic Analysis of High Speed Cam Follower System using MATLAB. *International Journal of Current Engineering and Technology*, 2016, vol. 6, pp. 407-412.

15. Zribi S., Mejerbi M., Tlijani H., Knani J. Comparison between motions profiles applied to flexible manipulator arm. *Proceedings of International Conference on Engineering and Technology Innovations (ICETI 2016)*, Wuhan, China, March 26-27, 2016.

16. Kosenok B., Balyakin V., Krylov E. Dimensional synthesis of a cam profile using the method of closed vector contours in the Theory of Machine and Mechanism study course. *Mechanisms and Machine Science*, 2019, vol. 73, pp. 753-763.

17. Khalilov I.A., Imanov A.S. [Modeling of a cam mechanism taking into account quality criteria]. *Vestnik KhNTU. Inzhenernye nauki*, 2017, no. 4, pp. 126-134 (in Russ.).

18. Zhankeldi A., Askarov E., Abilkayir Zh, Naurushev B. A new type cam-screw mechanical press. *Proceedings of 16th International Scientific Conference Engineering for rural development, Jelgava, Latvia*, 2017.

19. Paleva-Kadiyska B., Roussev R., Galabov V. Rational possibility of generating power laws in the synthesis of cam mechanisms. *Advanced Engineering Research*, 2021, vol. 21, no. 2, pp. 184-190.

20. Podgornyj Yu.I., Skeeba V.Yu., Kirillov A.V., Martyushev N.V., Borisov M.A. The synthesis of motion laws for cam mechanisms with additional movement of the follower. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IPDME 2019IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*, 2019, 378, 012025. DOI: 10.1088/1755-1315/378/1/012025.

Method of the Generalized Approach to the Synthesis of Cam Mechanisms

N.N. Krokmal, PhD in Engineering, Associate Professor, Kurgan State University, Kurgan, Russia

The technique of applying the equation of the geometric connection of links in the higher kinematic pair of a cam mechanism for the complete synthesis of a mechanism with a flat translationally moving pusher with an arbitrary angle of inclination of the plate is considered. A distinctive feature of the technique is that the equation of the cam profile envelope is derived from the equation of the geometric relationship of the cam and the pusher in the Cartesian coordinate system. All transformations, the solution of the original coupling equation and the envelope equation are carried out by the matrix method in the same coordinate system without switching to other coordinate systems and to graphical methods of their interpretation.

As a result of the performed studies, calculated relations for determining the coordinates of the cam profile points at an arbitrary angle of inclination of the pusher plate were obtained. The formula for determining the curvature radius of the cam at an arbitrary inclination angle of the plate is derived. The procedure for determining the radius of the main cam circumference is proposed, taking into account the identified features of the cam profile plotting.

Based on the developed methodology, software in the MathCad package has been created. The correctness of the methodology and software was tested on a numerical test case. In the course of computer modeling, the reason for the need to limit the value of the inclination angle of the plate is established, due to the phenomenon of cam profile self-intersection, which does not depend on the pressure angle and is not tracked by the condition of the convexity of its profile.

The test results allow us to assert that the generalized method of flat cam mechanisms synthesis is correct and effective, therefore it has prospects of application, for example, for a cam mechanism with a flat rotating pusher.

Keywords: cam mechanisms, higher kinematic pair, mechanical coupling equation, coordinate transformations, synthesis.

Получено 14.02.2022

Образец цитирования

Крохмаль Н. Н. Синтез кулачкового механизма с плоским толкателем на основе обобщенной методики синтеза кулачковых механизмов // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2022. Т. 25, № 1. С. 53–61. DOI: 10.22213/2413-1172-2022-1-53-61.

For Citation

Krokhmal N.N. [Method of the Generalized Approach to the Synthesis of Cam Mechanisms]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2022, vol. 25, no. 1, pp. 53-61 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2022-1-53-61.