

К ЗАДАЧЕ ПОИСКА И ОБОСНОВАНИЯ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ТОРЦОВОГО КУЛАЧКА УДАРНОГО МЕХАНИЗМА

Теплякова А.В.

Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург

Ключевые слова: ударный механизм, кулачковый механизм, кулачок, профиль кулачка.

Аннотация. Реализация ударной нагрузки в машинах технологического назначения может быть достигнута путем применения различных механизмов, одним из которых является кулачковый. В таких ударных механизмах используется цилиндрический торцовый кулачок, геометрические параметры профиля которого оказывают непосредственное влияние на эффективность работы системы. В статье формулируется и решается задача оптимального поиска кривой линии, описывающей профиль торцового кулачка, практическая реализация которого позволит повысить КПД ударного механизма.

TO THE TASK OF FINDING AND SUBSTANTIATING THE RATIONAL PROFILE OF A CYLINDRICAL BUTT-END CAM OF AN IMPACT MECHANISM

Teplyakova A.V.

Saint-Petersburg Mining University, Saint-Petersburg

Keywords: impact mechanism, cam mechanism, cam, cam profile.

Abstract. The implementation of the impact load in technological machines can be achieved by using various mechanisms, one of which is a cam. In such impact mechanisms, a cylindrical butt-end cam is used, the geometric parameters of the profile of which have a direct impact on the efficiency of the system. The article formulates and solves the task of optimal search for a curve line describing the profile of the butt-end cam, the practical implementation of which will increase the efficiency of the impact mechanism.

Актуальность развития научных принципов и разработки на их основе практических методов создания и исследования кулачковых ударных механизмов, входящих в структуру различных машин, связана с получением новых знаний в области анализа и синтеза сложных многокомпонентных машин технологического назначения, способных обеспечить работу в адаптивных к условиям эксплуатации режимах.

Одним из условий эффективной работы машины является способность их ведомых рабочих звеньев совершать движения точно в соответствии с заданным законом. Конструирование деталей и их соединений с применением простых геометрических форм не позволяет выполнить заданное условие. С этой целью в механизмах используют звенья с рабочими поверхностями

сложной геометрической формы – это так называемые кулачки [1], которые образуют с выходным звеном кинематическую пару 4-го класса.

Область применения кулачковых механизмов широкая – это и горные машины, и металлообрабатывающие, и полиграфические, и ряд других [2, 3].

В сравнении с другими механизмами кулачковые обладают несколькими преимуществами. Во-первых, кулачку можно придать любую геометрию, благодаря чему появляется возможность приспособить его к различным эксплуатационным требованиям. Во-вторых, конструирование кулачка осуществляется достаточно просто, и, в-третьих, он дает возможность точной реализации требуемого закона движения выходного звена.

Способность кулачкового механизма обеспечить возвратно-поступательное движение выходного звена позволила применять такие механизмы в ударных системах технологического назначения [4]. Наиболее распространенным в ударных механизмах является цилиндрический торцовый кулачок. В качестве ведомого звена, осуществляющего непосредственно удар, используется поступательно движущийся толкатель, снабженный роликом, контактирующим с рабочим профилем кулачка.

В ударных механизмах торцовый кулачок может быть закреплен, тогда вращение задается толкателю. Но чаще всего вращательное движение придается кулачку, толкатель при этом может совершать только поступательное или колебательное движение (рис. 1).

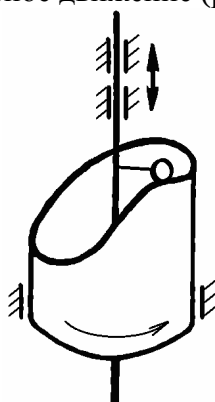


Рис. 1. Торцовый кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем

Рабочий профиль кулачка представляет собой сечение полого цилиндра поверхностью определенного рода. Толкатель содержит цилиндрический ролик, вращающийся на подшипнике, установленном на цапфу, соединенную с толкателем. При малых скоростях кулачка ролик перекачивается по его профилю, но при увеличении скорости появляется еще и проскальзывание. Слишком крутой профиль на кулачке может привести к заклиниванию поступательнодвигающегося толкателя.

Подвижность такого механизма определяется формулой П.Л. Чебышева [5]

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма, p_5 – число кинематических пар 5-го класса, p_4 – число кинематических пар 4-го класса.

В таком механизме $n = 3$ (кулачок, ролик и толкатель), $p_5 = 3$ (шарнирные соединения кулачка со стойкой, толкателя со стойкой и ролика с толкателем), $p_4 = 1$ (контакт ролика с кулачком). Тогда

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2. \quad (2)$$

Несмотря на вполне определенную работу механизма при задании лишь одного движения ведущему звену – кулачку, степень подвижности равна 2. Вторая подвижность является внутренней – это самопроизвольное вращение ролика.

Чтобы механизм нормально работал, толкатель должен быть прижат к кулачку при любых скоростях. Как правило, в ударных механизмах, это достигается установкой замыкающей пружины (рис. 2), величина взвода которой будет определять силу и соответственно энергию удара.

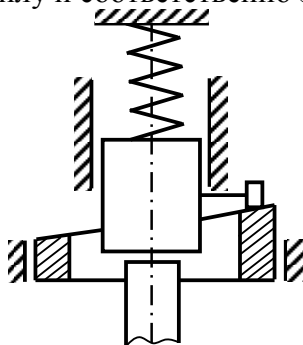


Рис. 2. Ударный кулачковый механизм

Конструирование ударных кулачковых механизмов требует детального исследования профиля кулачка, законов скоростей и ускорений толкателя. Только таким образом можно получить полное представление о взаимосвязи геометрии профиля кулачка с динамическими нагрузками, напряжением, и другими характеристиками механизма.

Проведем кинетостатический анализ ударного механизма в зоне контакта профиля кулачка с роликом. Расчетная схема действия сил приведена на рисунке 3. Силовой анализ кулачковых механизмов с роликовым толкателем ведется по теоретическому профилю кулачка, который представляет собой эквидистанту рабочего профиля, проведенную через центр ролика.

Крутящий момент T , передаваемый от привода машины на торцовый кулачок, приводит к возникновению окружной силы F_x , величина которой определяется по формуле

$$F_x = \frac{2T}{D}, \quad (3)$$

где D – диаметр кулачка.

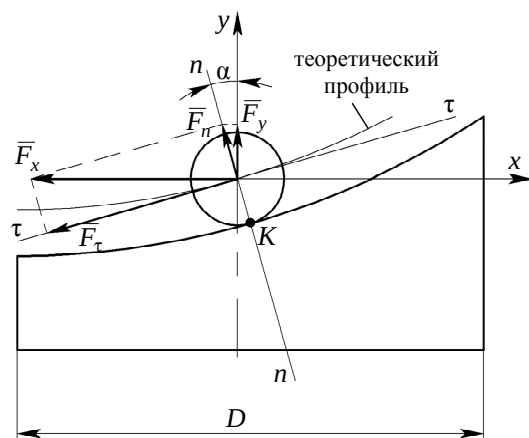


Рис. 3. Распределение усилий в контакте кулачка и роликового толкателя

Окружная сила раскладывается в направлении нормали nn и касательной $\tau\tau$ к профилю кулачка на две составляющие F_n и F_τ соответственно, первая из которых непосредственно воздействует на роликовый толкатель, приводя его в движение. Вторая составляющая F_τ вызывает дополнительные вредные сопротивления в кинематической паре, приводя к проскальзыванию ролика.

Острый угол α , образуемый нормалью nn с направлением вектора абсолютной линейной скорости толкателя в точке касания с теоретическим профилем кулачка, называют углом давления пространственного кулачкового механизма с роликовым ведомым звеном. При некотором значении угла давления α сопротивление трения настолько велико, что работы силы F_n не достаточно для того, чтобы обеспечить движение толкателя-ударника. Может произойти заклинивание механизма. На этом основании величину угла давления ограничивают значением до 30° .

Работа силы подъема толкателя на некотором пути s ведомого звена определяется формулой

$$A = \int_s F_y ds, \quad (4)$$

$$\text{где } F_y = F_n \cos \alpha = F_x \sin \alpha \cos \alpha = \frac{2T}{D} \sin \alpha \cos \alpha. \quad (5)$$

При постоянном значении момента T , передаваемого от двигателя, оптимальная величина полезной работы будет определяться максимальным перемещением толкателя s и максимальным значением силы F_y . Исследование функции силы F_y , зависящей от угла давления основывается на условии

$$F'_y = \frac{2T}{D} (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) = 0, \quad (6)$$

из которого найдено, что оптимальное значение угла составляет

$$\alpha = \frac{\pi}{4} \pm \pi k, \text{ где } k = 0, 1, 2, \dots \quad (7)$$

Величина силы F_y , на преодоление которой направлена работа кулачка, определяется весом толкателя и характеристикой пружины поджатия, а угол

давления α напрямую зависит от геометрии профиля кулачка. Рабочий профиль цилиндрического торцового кулачка задается на его развертке и определяется видом используемой линии (рис. 4). Как правило, в известных механизмах в качестве такой линии принимается прямая, характерной особенностью которой является постоянное значение угла давления. Такое решение не позволяет добиться обеспечения максимальной полезной работы. Следовательно, отыскание и анализ кривой линии, образующей профиль кулачка, позволяет повысить КПД механизма.

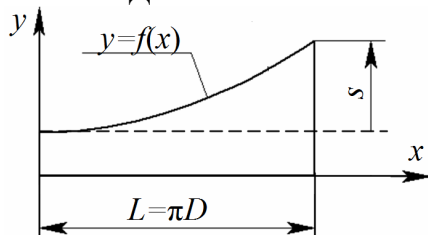


Рис. 4. Развертка профиля торцового кулачка

С целью отыскания рационального профиля кулачка, обеспечивающего максимальное значение полезной работы, могут быть взяты различные виды линий [6], например:

– прямая линия: $y = k_1 x + k_2$; (8)

– строфоида: $y = -(x + k_3) \sqrt{\frac{k_4 - x}{k_5 + x}} + k_6$; (9)

– улитка Паскаля:
$$\begin{cases} x = -\frac{k_7 \sin t}{1 + \cos t} + k_8; \\ y = \frac{k_7 \cos t}{1 + \cos t} + k_9; \end{cases}$$
 (10)

– трактриса:
$$\begin{cases} x = k_{10} \cdot \cos t + k_{10} \cdot \ln \left(\operatorname{tg} \frac{t}{2} \right) + k_{11}; \\ y = k_{10} \cdot \sin t; \end{cases}$$
 (11)

где k_i ($i = 1, 2, \dots, 11$) – коэффициенты, описывающие характер кривизны линий, которые определяются из граничных условий при $x = 0$ и $x = \pi D$.

Решение интеграла (4) может быть найдено одним из численных методов, например, методом трапеций. Применение выбранного численного метода позволяет на каждом элементарном участке вычислять угол давления и, следовательно, определять силу подъема толкателя.

Выбор оптимальной кривой, характеризующей профиль кулачка, производится в сравнении с традиционным профилем кулачка, описанным на развертке прямой линией, работа которой взята за единицу как относительная величина. Результаты предварительного анализа нескольких кривых приведены в таблице 1.

Табл. 1. Сравнительный анализ различных профилей кулачка

Приращение работы $\Delta A = A_{\text{кривая}} / A_{\text{прямая}}$			
Прямая линия	Строфоида	Улитка паскаля	Трактриса
1	1,21	0,79	1,02

Установлено, что среди исследуемых максимальный прирост полезной работы – 21% – дает линия, называемая строфоидой [6]. Применение улитки Паскаля приводит к падению работы на 21%, а трактриса позволяет увеличить значение работ лишь на 2%. Необходимо также отметить, что угол давления при использовании строфоиды не превышает 20°.

С учетом того, что всё многообразие геометрических линий не ограничивается выбранными в качестве примера четырьмя видами, поиск рациональной геометрии профиля кулачка необходимо продолжить.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что поиск и обоснование оптимальной кривой, описывающей профиль торцового кулачка ударного механизма, позволяет обеспечить увеличение его КПД, а также сократить затраты материала на изготовление кулачка.

Список литературы

1. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 560с.
2. Попов Н.Н. Расчет и проектирование кулачковых механизмов. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 214с.
3. Rothbart H.A. Cam design handbook. – New York: McGraw-Hill Professional Publ., 2003. – 606p.
4. Манжосов В.К. Динамика и синтез кулачковых ударных механизмов: монография. – Ульяновск: УлГТУ, 2007. – 218с.
5. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Изд. 3-е. – М.: Наука, 1975. – 640с.
6. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М.: АСТ: Астрель, 2005. – 991с.

References

1. Krainev A.F. Dictionary-reference book on mechanisms. – M.: Mechanical Engineering, 1987. – 560p.
2. Popov N.N. Calculation and design of cam mechanisms. – M.: Mechanical Engineering, 1980. – 214p.
3. Rothbart H.A. Cam design handbook. – New York: McGraw-Hill Professional Publ., 2003. – 606p.
4. Manzhosov V.K. Dynamics and synthesis of cam impact mechanisms: monograph. – Ulyanovsk: UlSTU, 2007. – 218p.
5. Artobolevsky I.I. Theory of mechanisms and machines. – M.: Science, 1975. – 640p.
6. Vygodsky M.Ya. Handbook of higher mathematics. – M.: AST: Astrel, 2005. – 991p.

Сведения об авторах:

Теплякова Анна Васильевна – студент,
Санкт-Петербургский горный университет,
г.Санкт-Петербург, Россия,
teplyakovanu@mail.ru

Information about authors:

Teplyakova Anna Vasilyevna – student,
Saint Petersburg Mining University, Saint
Petersburg, Russia, teplyakovanu@mail.ru

Получена 21.06.2021