

ИСХОДНЫЕ ОСНОВАНИЯ К ИЗУЧЕНИЮ ВЛИЯНИЯ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА УДАРНОГО МЕХАНИЗМА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕГО РАБОТЫ

Теплякова А.В.

Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург

Ключевые слова: кулачковый механизм, цилиндрический торцовый кулачок, ударный механизм, удар, кулачок, толкатель, профиль кулачка.

Аннотация. Одним из вариантов реализации ударной нагрузки в машинах является использование кулачковых механизмов, содержащих в своей структуре цилиндрический торцовый кулачок. В статье обосновываются подходы к рациональному выбору геометрии рабочего профиля кулачка, обеспечивающего повышение эффективности работы ударного механизма. Приводится пример расчета профиля заданной кривой, именуемой улиткой Паскаля.

INITIAL BASICS TO RESEARCH THE IMPACT OF THE CAM PROFILE OF THE IMPACT MECHANISM ON THE EFFECTIVENESS OF ITS OPERATION

Teplyakova A. V.

Saint-Petersburg Mining University, Saint-Petersburg

Keywords: cam mechanism, cylindrical end cam, impact mechanism, impact, cam, pusher, cam profile.

Abstract. One of the options for implementing the impact load in machines is the use of cam mechanisms containing a cylindrical end cam in their structure. The article substantiates approaches to the rational choice of the geometry of the working profile of the cam, which provides an increase in the efficiency of the impact mechanism. An example of calculating the profile of a given curve, called Pascal's snail, is given.

Для создания импульсных нагрузок в технологических машинах ударного действия, например, в бурильных машинах, электромолотках, перфораторах, применяют торцовые кулачковые механизмы [1, 2]. На рисунке 1 показана типовая схема ударного механизма, в структуру которого входят: двигатель 1, передаточный механизм 2, кулачок 3, толкатель-ударник 4 с роликом 5, пружина поджатия 6, рабочий инструмент 7.

Кулачок в таком механизме представляет собой цилиндрический торцовый кулачок, который имеет в качестве рабочей поверхности торец полого цилиндра, при этом геометрические оси кулачка и толкателя совпадают. Вращаясь вокруг неподвижной оси, кулачок вынуждает контактируемый с ним ролик обкатываться по профилю, поднимая тем самым толкатель-ударник. Удар толкателем по инструменту происходит в результате сброса ролика с верхней точки профиля кулачка и высвобождения энергии сжатой пружины.

Главной особенностью кулачкового ударного механизма является способность сравнительно просто реализовывать практически любой закон движения ударной массы. Достигается это выбором соответствующего профиля

кулачка, который представляет собой сечение полого цилиндра поверхностью определенного рода. Рабочий профиль торцового кулачка задается на его развертке и определяется видом используемой линии (рис. 2).

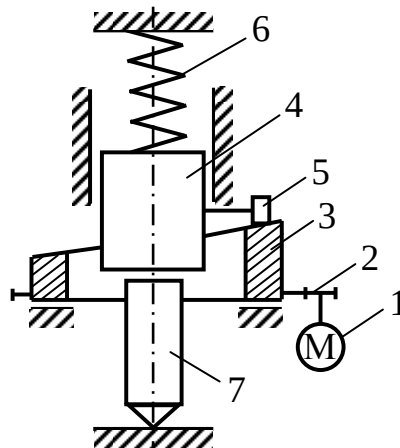


Рис. 1. Ударный кулачковый механизм

Кривые, очерчивающие профиль кулачка должны обеспечивать плавность движения, технологичность изготовления и экономичность производства. В качестве функций, описывающих такие кривые, зачастую используются степенные или тригонометрические. Простейшим графиком функции, задающей закон движения толкателя, является прямая линия, которая обеспечивает движение толкателя с постоянной скоростью без ускорения за счет неизменности угла наклона. Однако, по большому счету, для исследуемых ударных кулачковых механизмов закон движения толкателя не представляет особого интереса, т.к. единственной целью работы кулачка является подъем ударника на заданную высоту. Тем не менее, стоит отметить, что работоспособность кулачка главным образом определяется величиной угла давления, зависящего непосредственно от геометрии профиля.

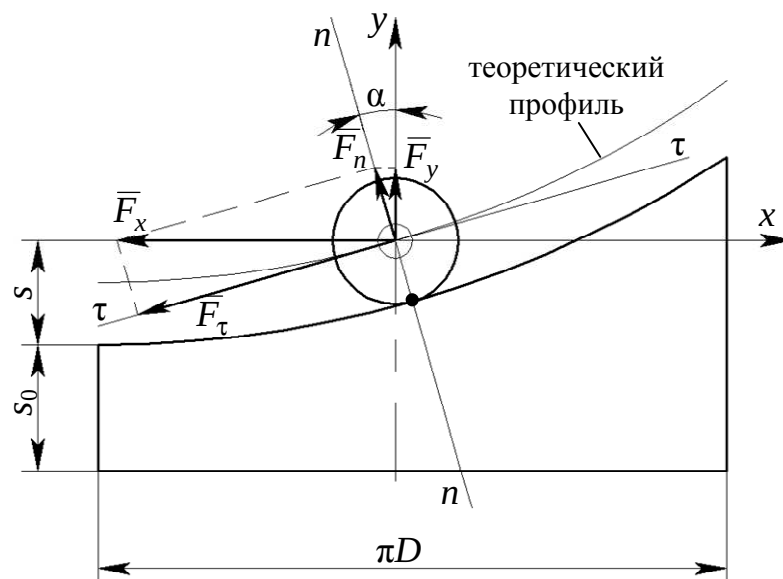


Рис. 2. Схема взаимодействия ролика с кулачком

Т.к. диаграмма перемещений толкателя фактически является действительной разверткой поверхности кулачка, а длина диаграммы равна длине

окружности цилиндрического кулачка, то углы давления, измеренные на кулачке и на диаграмме перемещения, будут одинаковыми.

Угол давления α (рис. 2), образуемый между нормалью и вектором абсолютной линейной скорости толкателя в точке касания с теоретическим профилем кулачка, оказывает прямое влияние на распределение усилий, передаваемых на ролик толкателя от привода кулачка.

Окружная сила $F_x = \frac{2T}{D}$ (T – крутящий момент, передаваемый от двигателя на торцовый кулачок, D – диаметр кулачка) в направлениях нормали nn и касательной tt к профилю кулачка раскладывается на две составляющие – F_n и F_τ . Первая составляющая F_n действует на толкатель, обеспечивая его подъем. При некотором значении угла давления сила вредного сопротивления F_τ становится настолько значительной, что происходит проскальзывание ролика, скручивание пружины, и работы силы F_n оказывается недостаточно для обеспечения подъема толкателя. Такие условия могут привести к заклиниванию механизма или вовсе вызвать остановку двигателя.

Таким образом, геометрия профиля торцового кулачка должна рассматриваться не только с позиции обеспечения заданной высоты подъема толкателя-ударника, но и исходя из условия максимума полезной работы подъемной силы. Работа этой силы на некотором пути s ударника определяется зависимостью

$$A = \int_{s_0}^{s_{\max}} F_y ds, \quad (1)$$

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

Стабильная работа привода характеризуется постоянством момента T , передаваемого от двигателя, следовательно, максимум полезной работы кулачка будет достигаться при максимальном перемещении толкателя s и максимальном значении силы F_y , зависящей от угла давления. Исследование на экстремум функции силы F_y согласно условию

$$\frac{dF_y}{d\alpha} = \frac{2T}{D} (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) = 0, \quad (3)$$

позволило найти оптимальное значение угла давления

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

при котором полезная работа кулачка будет стремиться к максимуму.

На этом основании можно сделать вывод о том, что поиск и обоснование кривой линии, образующей профиль кулачка, позволит обеспечить повышение КПД механизма. Анализ эффективности применения различных кривых может быть произведен в сравнении с традиционным профилем кулачка, заданным прямой линией, работа которого берется за условную единицу как относительная величина.

Рассмотрим пример задания профиля кулачка по участку кривой, именуемой улиткой Паскаля (рис. 3), описываемой в декартовой системе координат системой уравнений [3]

$$\begin{cases} x = -k_1 \cdot \sin t \cdot (1 + \cos t) + k_2; \\ y = k_1 \cdot \cos t \cdot (1 + \cos t) + k_3; \end{cases} \quad (5)$$

где k_i ($i=1,2,3$) и t – соответственно коэффициенты и переменный параметр, определяющие кривизну и диапазон выбранного участка, которые находятся из граничных условий при $x=0$ и $x=\pi D$.



Рис. 3. Профиль кулачка, образованный по улитке Паскаля

Максимальный угол давления для такого профиля составляет $38^\circ 30'$, что находится в пределах рекомендуемых допустимых значений.

При постоянстве момента T и диаметра кулачка D работа, определяемая выражением (1), для различных профилей будет отличаться величиной пути s , пройденного толкателем в единицу времени, и соответствующим значением угла давления. Численное решение интегрального уравнения (1) для построенного по улитке Паскаля профиля в сравнении с профилем, образованным по прямой линии, показало увеличение работы на 23%.

Приведенный пример доказывает необходимость учета геометрии профиля кулачка при проектировании ударных механизмов.

Таким образом, применение улитки Паскаля позволяет не только повысить КПД кулачкового механизма, но сократить затраты материала на изготовление кулачка. А наличие функции, аналитически описывающей профиль кулачка, путем дифференцирования позволяет простыми средствами найти кинематические параметры механизма, которые дают представление об ударах, шуме, износе и вибрации ударной системы машины.

Список литературы

1. Манжосов В.К. Динамика и синтез кулачковых ударных механизмов: монография. Ульяновск: УлГТУ, 2007. 218 с.
2. Teplyakova A. Analysis of impact cam mechanisms from the point of view of the rationality of their use in drilling machines / A. Teplyakova, I. Zhukov // E3S Web of Conferences. – 2021. – Vol. 326. – P. 00023. – doi.org/10.1051/e3sconf/202132600023.
3. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М.: АСТ: Астрель, 2005. – 991с.

Сведения об авторе:

Теплякова Анна Васильевна – студент.