

Литература

1. Иванцов А. И. Основы теории точности измерительных устройств Учебное пособие. М. : Издательство стандартов, 1972.
2. Литвин Ф. Л. Проектирование механизмов и деталей приборов. Л. : Машиностроение, 1973.
3. Марков Н. Н., Сацердотов П. А. Погрешности от температурных деформаций при линейных измерениях. М. : Машиностроение, 1976.
4. Селиванов М. Н. Качество измерений: Метрологическая справочная книга. Л. : Лениздат, 1987.

I. G. Ershova

ERROR MEASUREMENT AND EVALUATION

This article discusses the definition of the components of measurement errors on the source of their origin. Since a strict and uniform classification of errors is not, and any classification should pursue certain goals, classification errors for the solution of metrological problems.

Keywords: measurement, precision, accuracy, evaluation.

Иршова Ирина Глебовна — доцент кафедры «Технология машиностроения» ФГБОУ ВПО ПсковГУ, канд. техн. наук, доцент, www.ershovai@bk.ru.

УДК 621.4

Ю. Н. Журавлев, М. С. Шерстюков

СРАВНЕНИЕ КУЛАЧКА С НАРУЖНОЙ И ВНУТРЕННЕЙ ЭКВИДИСТАНТОЙ С ПОЗИЦИИ ПРОЧНОСТИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С РОЛИКОМ ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ДВИЖЕНИЯ

Проведено сравнение двух возможных вариантов расположения эквидистант рычажно-кулачкового преобразователя движения. Определены значения радиусов ролика, при которых будут возникать наименьшие контактные напряжения, с учетом ограничений накладываемых на пару «ролик ромбоида-кулачок».

Ключевые слова: кулачок, эквидистанта, напряжения, радиус кривизны.

В настоящее время в Псковском государственном университете проводятся научно-исследовательские работы по созданию нового теплового двигателя — роторно-лопастного с внешним подводом теплоты [1]. Одним из ответственных узлов двигателя является рычажно-кулачковый преобразователь движения, преобразующий вращательно-колебательное движение лопастей в одно-

направленное равномерное вращение выходного вала. От надежности работы этого узла зависит надежность всего двигателя.

Основным элементом преобразователя движения является четырехзвенный ромбоид, вершины которого А, В, С, D обкатывают кулачок (рис. 1).

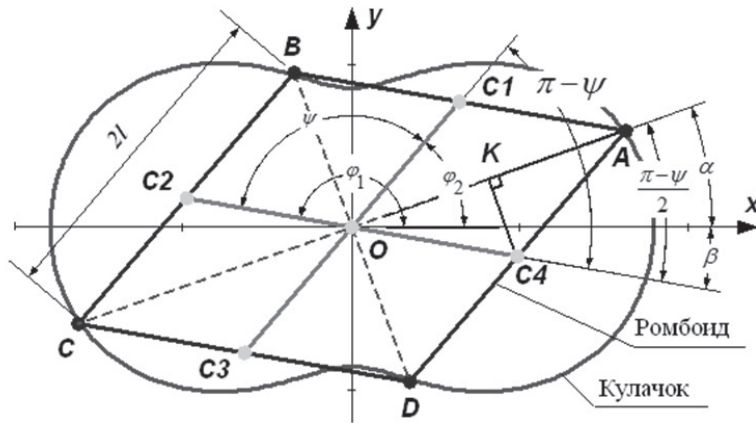


Рис. 1. Кинематическая схема ромбоида

В работе [2] запатентована следующая формула, описывающая профиль кулачка в полярных координатах ρ и α :

$$\rho(\alpha) = 2l \sin(a + b \cos 2\alpha), \quad (1)$$

где $2l$ — длина звена ромбоида; $a = (\pi/4)$, $b = [(\pi/4) - (\psi_{\min}/2)]$; ψ_{\min} — минимальное значение угла $\psi = \phi_1 - \phi_2$ между осями лопаток C_2C_4 и C_1C_3 который может находиться в пределах

$$40^\circ \leq \phi_{\min} \leq 70^\circ. \quad (2)$$

Для удобства в дальнейшем используем безразмерные длины, отнесенные к длине звена ромбоида $2l$, при этом сохраняем те же обозначения, что и в размерных единицах:

$$\rho(\alpha) = \sin(a + b \cos 2\alpha). \quad (3)$$

Исследованию этого уравнения посвящены работы [3], [4], [5].

Действительный кулачок, по которому катится ролик ромбоида радиусом r , имеет эквидистантный профиль, равноотстоящий по нормали n_α на расстояния r от теоретического профиля $\rho(\alpha)$. На рис. 2 изображены два возможных расположения эквидистант $\rho_E(\alpha)$ и $\rho_D(\alpha)$. Первый случай отвечает внутренней эквидистанте, второй — наружной.

Целью настоящей статьи, является выявить какой, из двух возможных вариантов расположения эквидистанты, с позиции прочности, будет наиболее выгодным.

Решение данного вопроса видится таковым. Работоспособность кулачкового элемента ограничивается и решающую роль играет не общая (объемная)

прочность, а прочность рабочих поверхностей — контактная прочность. При движении роликов по кулачку сила действует на малом участке поверхности, вследствие чего в поверхностном слое материала возникают высокие локальные напряжения и деформации, называемые контактными.



Рис. 2. Возможные варианты расположения эквидистант

Эти напряжения, возникающие на поверхностях кулачка и ролика, вычисляются по формуле Герца, полученной им применительно к модели контакта упруго сжатых круговых цилиндров:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\pi \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]} \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2}}, \quad (4)$$

где $q = F / l_S$, F — реакция кулачка; l_S — ширина кулачка; E_1 и E_2 — модули упругости материала кулачка и ролика; ν_1 и ν_2 — коэффициенты Пуассона материала кулачка и ролика; ρ_1 — радиус кривизны ролика; ρ_2 — радиус кривизны кулачка.

Необходимо определить при каком варианте расположения эквидистанты (при прочих одинаковых условиях) контактные напряжения будут наименьшими.

Уравнение (3) в проекциях на оси x и y имеет вид

$$x_A(\alpha) = \rho(\alpha) \cos \alpha, \quad y_A(\alpha) = \rho(\alpha) \sin \alpha \quad (5)$$

В работе [6] получены уравнения эквидистант в проекциях на оси x и y :

— для внутренней эквидистанты

$$x_E(\alpha) = x_A - (r y'_A) / \sqrt{x_A'^2 + y_A'^2}, \quad y_E(\alpha) = y_A - (r x'_A) / \sqrt{x_A'^2 + y_A'^2} \quad (6)$$

— для наружной эквидистанты

$$x_D(\alpha) = x_A - (r y'_A) / \sqrt{x_A'^2 + y_A'^2}, \quad y_D(\alpha) = y_A + (r x'_A) / \sqrt{x_A'^2 + y_A'^2} \quad (7)$$

где штрих обозначает производную по α .

Из уравнения (4) следует, что наименьшие контактные напряжения будут возникать в случае, если радиусы кривизны двух контактирующих тел будут равны. В нашем случае ролик имеет постоянный радиус кривизны $r = \text{const}$ но радиус кривизны эквидистант R зависит от угла α т. е. $R = R(\alpha)$. Поэтому условие наименьших напряжений

$$R = r \quad (8)$$

может выполняться лишь при некоторых фиксированных значениях угла α .

Наряду с условием (8) так же должно выполняться условие безударности, при котором в точке $\alpha = \pi/2$ радиус кривизны кулачка должен быть больше либо равен радиусу ролика:

$$R \geq r \text{ при } \alpha = \pi/2. \quad (9)$$

Радиус кривизны обеих эквидистант вычисляется по формуле:

$$R = \frac{(x'^2 + y'^2)^{3/2}}{x'y'' - y'x''}, \quad (10)$$

где x' , x'' , y' , y'' — первые и вторые производные: для внутренней эквидистанты — от (6), а для наружной — от (7).

Зависимость радиуса кривизны кулачка от угла поворота выходного вала α при $\psi_{\min} = 51,4^\circ$, $r = 0,25$ для внутренней эквидистанты приведена на рис. 3, а для наружной — на рис. 4.

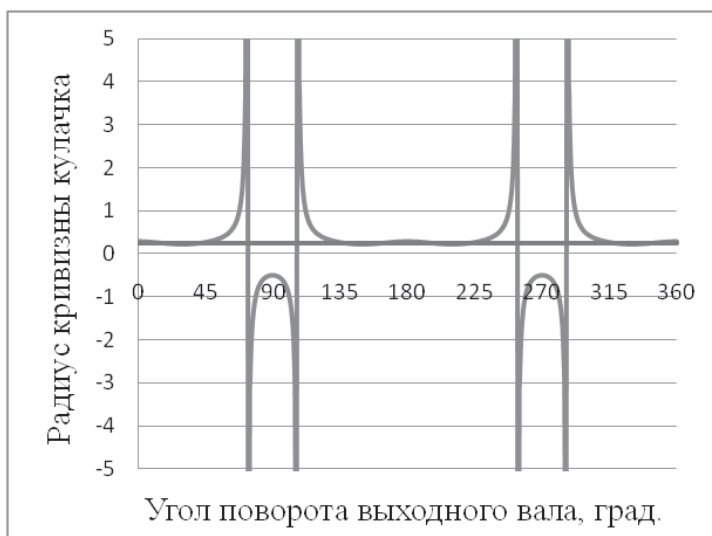


Рис. 3. Зависимость радиуса кривизны кулачка от угла поворота выходного вала в случае внутренней эквидистанты

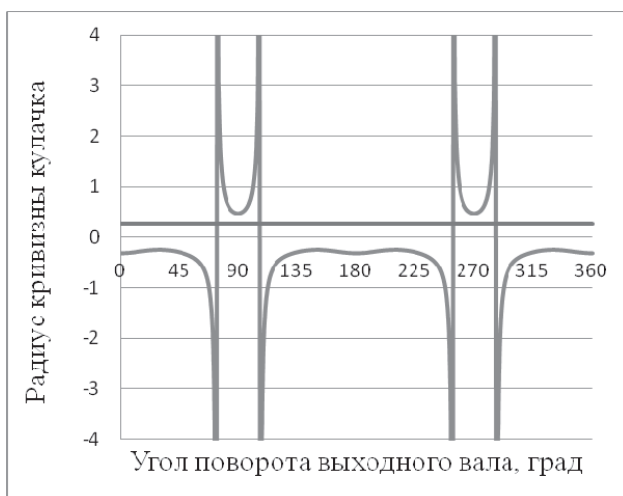


Рис. 4. Зависимость радиуса кривизны кулачка от угла поворота выходного вала в случае наружной эквидистанты

Проанализируем полученные графики. Как видно из рис. 3 и 4, как при внутреннем расположении эквидистанты, так и при наружном, кулачок имеет точки перегиба, где радиус кривизны меняет знак на противоположный.

У кулачка в случае внутреннего расположения эквидистанты, для всего диапазона изменения угла между лопатками (2), рекомендуется принимать безударное значение радиуса ролика $r = 0,25$, при этом условия (8) и (9) будут выполняться, почти при любом значении α .

У кулачка в случае наружного расположения эквидистанты, можно добиться выполнения лишь условия (9), при этом напряжения, возникающие на всей поверхности кулачка будут больше, чем у кулачка с внутренней эквидистантой. Радиус ролика для диапазона изменения угла между лопатками (2) кулачка с наружным расположением эквидистанты, выбирается согласно графику (рис. 5).

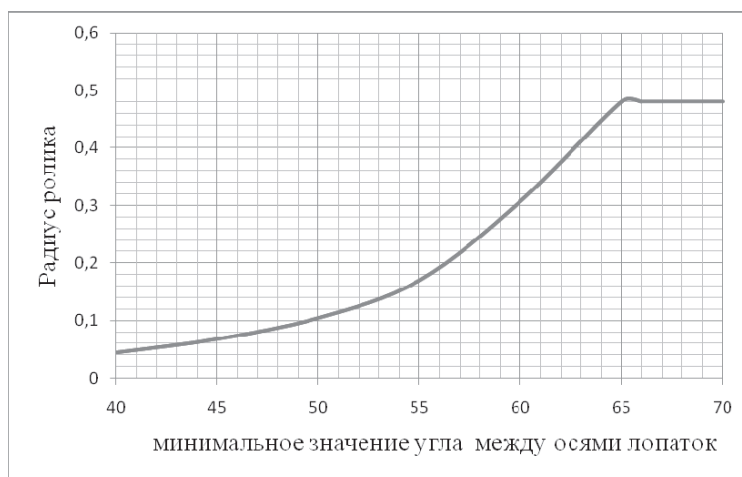


Рис. 5. Радиус ролика от минимального угла между осями лопаток

Выводы. В настоящей статье проведено сравнение двух возможных вариантов расположения эквидистант кулачкового элемента для роторно-лопастного двигателя с внешним подводом теплоты. Для кулачка с наружным расположением эквидистанты определены максимальные значения радиусов ролика, при которых будет выполняться условие безударности. Кулачок с внутренним расположением эквидистанты является более выгодным с позиции прочности, так как для этого варианта выполняются условия наименьших напряжений и условие безударности, при выполнении которых напряжения на поверхности кулачка будут минимальными.

Литература

1. Лукьянов Ю. Н., Журавлев Ю. Н., Плохов И. В. и др. Роторно-лопастной двигатель с внешним подводом тепла. Патент РФ № 2387844 от 28.05.2009.
2. Лукьянов Ю. Н., Журавлев Ю. Н., Плохов И. В. и др. Механизм для преобразования движения. Патент РФ № 2374526 от 01.10.2007.
3. Гринев Д. В. Кинематический анализ рычажно-кулачкового механизма преобразования движения для роторно-лопастного двигателя с внешним подводом тепла / Д. В. Гринев, М. А. Донченко, Ю. Н. Журавлев, В. Ф. Клейн // Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства: сб. науч. тр. Выпуск 80. СПб. : СЗНИИМЭСХ, 2008. С. 247–255.
4. Гринев Д. В. Синтез и кинематический анализ рычажно-кулачкового механизма преобразования движения роторно-лопастного двигателя с внешним подводом тепла / Д. В. Гринев, М. А. Донченко, Ю. Н. Журавлев, А. Л. Перминов // Справочник. Инженерный журнал. 2008. № 12. С. 30–35.
5. Гринев Д. В. Кинематический анализ рычажно-кулачкового механизма преобразования движения роторно-лопастного двигателя с внешним подводом тепла / Д. В. Гринев, М. А. Донченко, Ю. Н. Журавлев // Сб. науч. трудов XV международной научно-технической конференции. Машиностроение и техносфера XXI века» в г. Севастополе 15–20 сентября 2008. Донецк : ДонНТУ, 2008. Т. 1. С. 264–268.
6. Разработка математической модели протекания термодинамического цикла с внешнем подводом тепла, позволяющей создать экологически чистый двигатель роторно-лопастного типа: Отчет по НИР / ФГУП «ВНТИЦ»; Руководитель И. В. Плохов. УДК 621.486. № госрегистрации 01200850182.2008. Ч. 1–3.

Y. N. Zhuravlev, M. S. Sherstyukov

CAM COMPARISON WITH EXTERNAL AND INTERNAL EKVIDISTANTA FROM THE POSITION OF DURABILITY OF CONTACT INTERACTION WITH THE ROLLER OF FOUR — THE LINK OF THE CONVERTER OF MOVEMENT

In this paper the comparison of two possible options of an arrangement an ekvidi-stant lever кулачкового the movement converter is carried out. Values of radiuses of a roller at which there

will be smallest contact tension, taking into account restrictions imposed on pair «a rhomboid cam roller» are defined.

Keywords: cam, ekvidistant, tension, curvature radius.

Журавлев Юрий Николаевич — профессор кафедры «Строительная механика» ФГБОУ ВПО ПсковГУ, д-р техн. наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ.

Шерстюков Михаил Сергеевич — ассистент кафедры «Строительная механика» ФГБОУ ВПО ПсковГУ, mihail.sherstyukov@mail.ru.

УДК 681.123

В. Л. Жавнер, И. А. Синеокова

СИСТЕМЫ ДОЗИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ МАССОЙ ДО 5 ГРАММ

Изложены результаты исследования техпроцесса дозирования и разработка конструкции дозатора для сыпучих продуктов от 0,2 до 5 г. Рассматриваются два типа дозаторов: с закрытым и открытым мерным объемом.

Ключевые слова: фасование, упаковка, саше, сыпучий продукт, технологический процесс, производительность, алгоритм работы, шиберный дозатор.

Объем операций с сыпучими материалами на предприятиях химической и пищевой промышленности нашей страны исчисляется миллиардами тонн. Значительная часть этих материалов в процессе переработки подвергается процессу дозирования, для которого необходимы тысячи дозирующих установок.

Сыпучие пищевые продукты дозируются на расфасовочно-упаковочных автоматах тремя способами: весовым, объемно-весовым с последующей весовой довеской до требуемой порции и объемным.

Представленные на рынке фасовочного оборудования шнековые, объемные, весовые дозаторы предназначены для дозирования пищевых продуктов от 5 до 3000 грамм (семечек, сухариков, макарон).

Однако автоматы по дозированию продукта от 0,2 до 5 грамм до сих пор актуальны и рынок таких машин находится в поиске новых технологических решений и повышения производительности имеющихся не многочисленных аналогов.

Конструктивное оформление объемных дозаторов достаточно разнообразно, выделим барабанные, фрикционные и шнековые дозаторы.

Объектом исследования работы является техпроцесс дозирования с учетом разработки конструкции дозатора.

Выбираем объемный способ дозирования, так как этот способ является самым простым и наиболее производительным. Конструкция дозатора — фрикционный шиберный.