ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ КОНТАКТА КУЛАЧКА И ТОЛКАТЕЛЯ ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЙ ЕГО ПЛАВНОЙ РАБОТЫ

Абдувалиев Убайдулла Абдуллаевич к.т.н., доцент., Турапов Эсиргап Избасарович к.т.н., доцент
Алмалыкский государственный технический институт (АГТИ) Узбекистан

Известно, что контакт кулачка и толкателя обеспечивается посредством пружины, которое устанавливается между толкателем и неподвижного звена. Для этого необходимо определить жесткость пружины обеспечивающей силовое замыкание кинематической пары IV класса, т.е. постоянный контакт толкателя с кулачком.

Рассматривается случай, когда отрыв толкателя от профиля кулачка может произойти во время действия инерционной силы толкателя, или во время действия инерционного момента. Пружину надо подобрать так, чтобы во всех положениях механизма сила давления пружины была бы больше отрывающего силового фактора; при этом предполагается, что пружина смонтирована без предварительного учета деформации (рис. 1) [1,2,3].

Для решения задачи необходимо знать массу поступательно движущихся частей толкателя или момент инерции вращающихся частей толкателя, закон изменения функции положения и его второй производной (аналога ускорений) на всей фазе подъёма или опускания. Для решения задачи берется та фаза, в которой отрицательное значение аналога ускорений будет большим по своему абсолютному значению. Надо также знать угловую скорость ω_1 кулачка.

Приведем решение задачи, относящейся к кулачковым механизмам. На рис. 2 показаны график аналога ускорений

$$\frac{d^2s_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2s_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$$

(рис. 2, *а*) и график функции положения $s_2 = s_2(\varphi_1)$ (рис. 2, *b*). На рис. 2, *в* построен график зависимости аналога ускорений от перемещения толкателя

$$\frac{d^2s_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2s_2}{d\varphi_1^2}(s_2)$$

Этот график построен путем исключения параметра φ_1 из зависимостей

$$\frac{d^2s_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2s_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1) \text{ и } s_2 = s_2(\varphi_1)$$

Сила инерции P_i толкателя будет равен

$$P_i = -ma_2 = -m\frac{d^2s_2}{d\varphi_1^2}\cdot\omega_1^2 \qquad (1)$$

где m – масса толкателя; a_2 – ускорение толкателя; $\frac{d^2s_2}{d\varphi_1^2}$ – аналог ускорения толкателя; ω_1 – угловая скорость кулачка.

График изменения силы инерции толкателя будет отличаться от графика аналога ускорений только масштабом и знаком. Поэтому можно считать, что на рис. 2, *в* построен график $P_i = P_i(s_2)$ изменения силы инерции толкателя в функции перемещения последнего.

Через начало координат O построенного графика, проведен луч $O-I$ касательно к положительной части графика силы инерции. За положительное наравление силы инерции принято также, когда эта сила направлена от оси вращения кулачка, т.е. когда она стремится оторвать толкатель от профиля кулачка.

Луч $O-I$ отсекает на линии, проведенной из конца ординаты h, отрезок l, пропорциональный максимальной силе необходимого нажатия пружины. Эта сила будет равна

$$P_{пр\,max} = \mu_\rho \cdot l \;\; N \tag{2}$$

где $\mu_P -$ масштаб сил.

Искомая жесткость q будет равна

$$q = \frac{P_{пр\,max}}{h} = \frac{\mu_\rho \cdot l}{h} \;\; N/mm \tag{3}$$

Для других кулачковых механизмов во всех вышеприведенных формулах следует заменить $s_2(\varphi_1)$ на $\varphi_2(\varphi_1)$, $\frac{d^2s_2}{d\varphi_1^2} - на \;\frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2}$; $m - на\; l^2$, $h - Ф$ и $P_{пр\,max} - на \;M_{пр\,max}$.

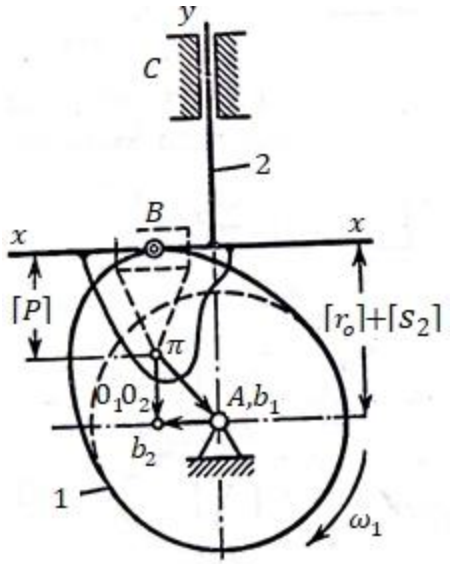


Рис. 1. Определение радиуса кривизны профиля кулачка в точке контакта профиля кулачка с тарелкой

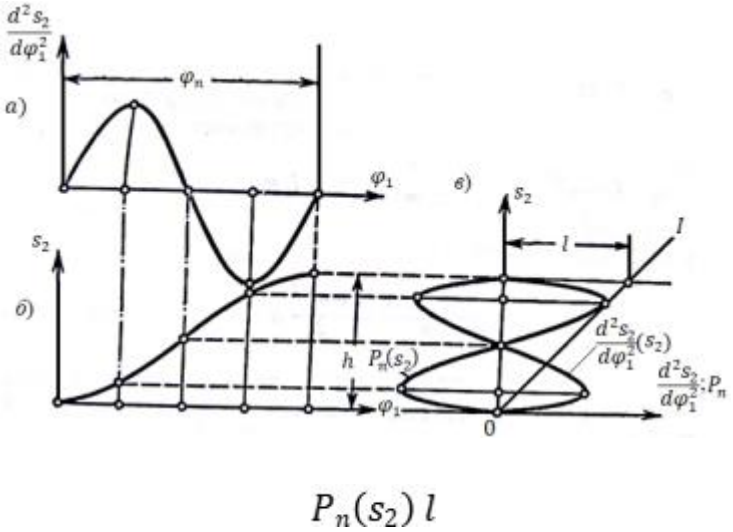


Рис 2. Определения жесткости замыкающей пружины

$C\; y\;\; x\; x\; 0_1 0_2\; A, b_1\; \pi\;\; \omega_1\; [r_o] + [s_2]\; 1\;\; 2\; B\;\; C\;\; b_2\;\; [P]$

На основе проведенных разработки выполнены примеры, которые будут применятся при проектировании новых вариантов кулачковых механизмов, которые будут обеспечивать бесперебойную и долгую работу данного механизма. Эти примеры могут быть использованы при выполнении курсовых работ студентами, а также научными исследователями.

Литература

[1]. У.А.Абдувалиев. Механика. Теория механизмов и машин. Примеры и задачи.-Т.: «Innovatsion rivojlanish nashiryot-matbaa uyi» 2024, 224 стр.

[2]. И.И. Артоболевский, Б.В.Эдельштейн. Сборник задач по теории механизмов и машин. М., «Наука», 1975.