

УДК 621.01

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЗАМЕНЯЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ ПРИ ПРОЧНОСТНОМ РАСЧЕТЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

А. Т. Бельский, В. С. Акулич

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого, Республика Беларусь»

Широкое применение кулачковых механизмов в технике объясняется возможностями этих механизмов. Они применяются в станках для подачи заготовок, в конвейерах и транспортерах, управляют механизмами дозаторов или концевых выключателей, в двигателях внутреннего сгорания они перемещают выпускные и впускные клапаны. К существенному недостатку кулачкового механизма относится наличие значительного удельного давления на поверхностях соприкасающихся звеньев, что приводит к повышенному износу трущихся поверхностей и уменьшению долговечности механизма.

Расчет кулачковых механизмов предусматривает определение контактных напряжений в зоне соприкосновения толкателя и кулачка. Для дисковых кулачковых механизмов при определении контактного напряжения применяют формулу Герца в случае контакта двух цилиндров или цилиндра и плоскости.

Условие прочности кулачкового механизма в этом случае имеет вид

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E_{np} N}{b\rho}} \leq [\sigma_H],$$

где E_{np} – приведенный модуль упругости; N – нормальное давление в месте контакта; b – ширина кулачка; ρ – радиус кривизны профиля в точке соприкосновения; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение.

Для выполнения условия прочности необходимая ширина кулачка должна быть:

$$b \geq 0,175 \frac{E_{np} N}{\rho [\sigma_H]^2}.$$

Для кулачкового механизма с плоским толкателем (рис. 1) нормальное давление в точке B контакта можно определить по зависимости

$$N = \frac{\Sigma M_c}{l},$$

где ΣM_c – сумма моментов всех сил, действующих на коромысло, за исключением нормальной силы N относительно шарнира C ; l – длина коромысла до точки контакта.

С учетом значения нормального давления N зависимость для определения требуемой ширины дискового кулачка принимает вид

$$b \geq 0,175 \frac{E_{np} \Sigma M_c}{\rho l [\sigma_H]^2}.$$

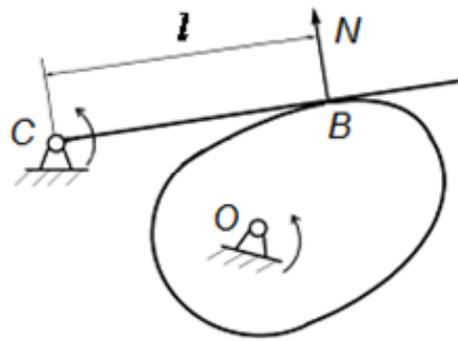


Рис. 1. Кулачковый механизм с плоским толкателем

Анализируя данную зависимость, видим, что требуемая ширина кулачка может быть определена только при известных значениях ρ и l в точке контакта. Для установления этих величин воспользуемся заменяющим механизмом (рис. 2).

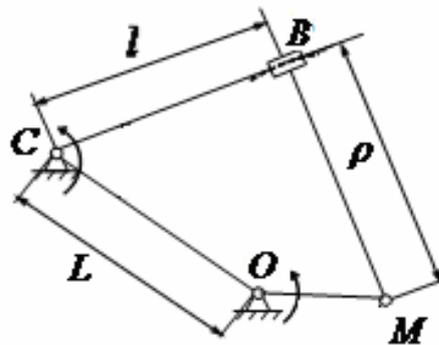


Рис. 2. Заменяющий механизм

Для определения величины l совместим точку коромысла N с точкой M и построим повернутым на 90° план скоростей заменяющего механизма в масштабе $\mu_v = \omega_1$ (рис. 3).

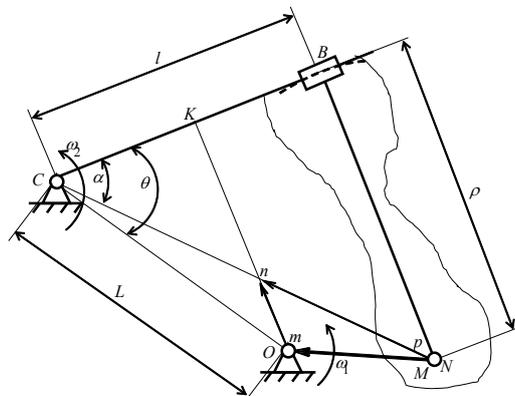


Рис. 3. Заменяющий механизм с повернутым планом скоростей

Абсолютная скорость точки N , равная $V_N = CN\omega_2$, будет изображаться отрезком pn и может быть установлена из плана скоростей как $V_N = pn\omega_1$. Приравнивая правые части и используя теорему подобия, получаем зависимость, определяющую длины коромысла от угла поворота кулачка:

$$l = L \frac{\cos \theta}{1 - \frac{d\psi}{d\varphi}}.$$

Для определения радиуса кривизны кулачка построим план ускорений заменяющего механизма в масштабе ω_1^2 (рис. 4).

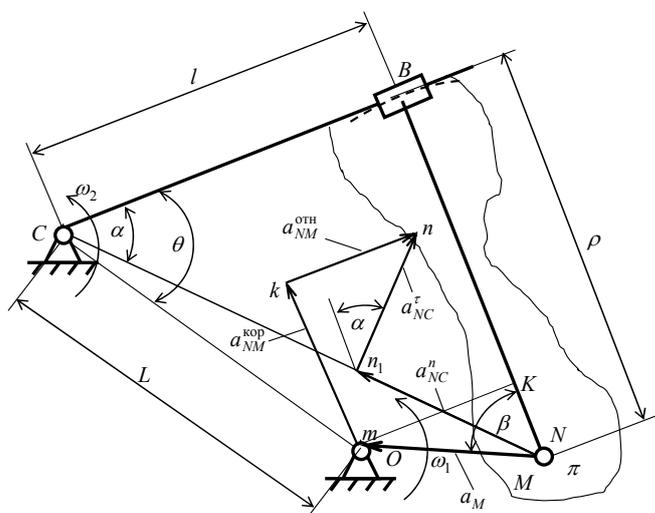


Рис. 4. Заменяющий механизм с планом ускорений

Ускорение точки N коромысла определяется векторным уравнением:

$$\vec{a}_N = \vec{a}_M + \vec{a}_{NM}^{\text{кор}} + \vec{a}_{NM}^{\text{отн}} = \vec{a}_N^n + \vec{a}_{NM}^\tau.$$

Учитывая, что $a_M = OM\omega_1^2$; $a_{NM}^{\text{кор}} = 2V_{NM}\omega_2$; $a_N^n = CN\omega_2^2$; и $a_N^\tau = CN\varepsilon_2$, после преобразований получили зависимость для определения радиуса кривизны ρ :

$$\rho = L \frac{\frac{d^2\psi}{d\varphi^2} \cos \theta + \left(1 - \frac{d\psi}{d\varphi}\right) \left(1 - 2 \frac{d\psi}{d\varphi}\right) \sin \theta}{\left(1 - \frac{d\psi}{d\varphi}\right)^3}.$$

Использование заменяющего механизма позволило установить искомые величины, необходимые для нахождения требуемой ширины кулачка.

Литература

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, 1988. – 640 с.