

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОГО
МЕХАНИЗМА С ПРЕРЫВИСТЫМ ДВИЖЕНИЕМ
ВЫХОДНОГО ЗВЕНА**

А.Г. Семин, А.М. Тимофеев, А.В. Локтионов

Для передачи больших нагрузок с высокой надежностью и плавным изменением ускорения при наличии остановок выходного звена можно применять зубчато-рычажный механизм прерывистого вращательного движения (рис. 1). В работе [1] представлены особенности этого механизма и рассмотрено влияние расположения пальца AB на длительность остановки кулисы. При проектировании таких механизмов необходимо знать усилия, возникающие в зацеплении зубчатых колес и реакции в кинематических парах.

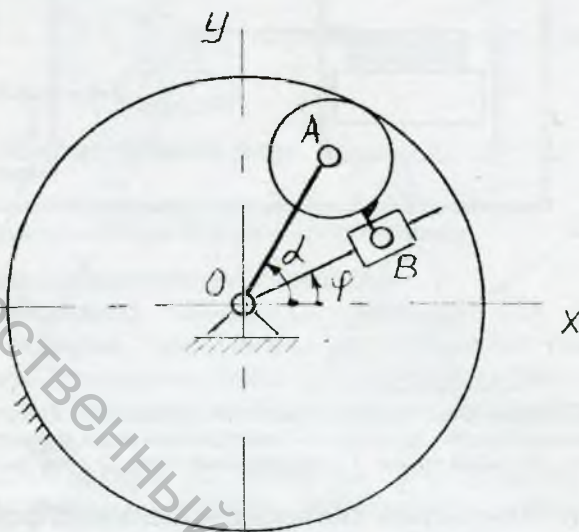


Рисунок 1 - Схема зубчато-рычажного механизма
Координаты x и y точки B определяются из выражений [2]

$$\begin{aligned} x &= (R-r)\cos\alpha - kr\cos\frac{R-r}{r}\alpha; \\ y &= (R-r)\sin\alpha + kr\sin\frac{R-r}{r}\alpha \end{aligned} \quad (1)$$

где R и r – радиусы делительных окружностей центрального колеса и сателлита; α – угол поворота водила.

Обозначим $AB = k \cdot r$ [1]. Так как кинематические характеристики пальца AB зависят только от относительных размеров звеньев, то принимая $r=1$ и $R=4r$, получим

$$\begin{aligned} x &= 3\cos\alpha - k\cos 3\alpha; \\ y &= 3\sin\alpha + k\sin 3\alpha. \end{aligned} \quad (2)$$

Угловое перемещение кулисы

$$\varphi = \arctg \frac{y}{x}. \quad (3)$$

Исследования механизма проведены при изменении коэффициента k от 1 до 1,6. На рис. 2 представлен график углового перемещения кулисы для случая $k=1,2$, из которого видно, что коэффициент времени остановки $k = \alpha_0 / 90$ составляет 0,4 (остановка длится около 40 % времени цикла). При этом кулиса имеет некоторое перемещение (характеризует качество остановки), которое не превышает

$\varphi_0 = 1,2^\circ$, что составляет 1,3 % от максимальной ординаты 90° . При увеличении k до 1,6 значение φ_0 увеличивается до $5,7^\circ$, а коэффициент времени остановки возрастает до 0,8.

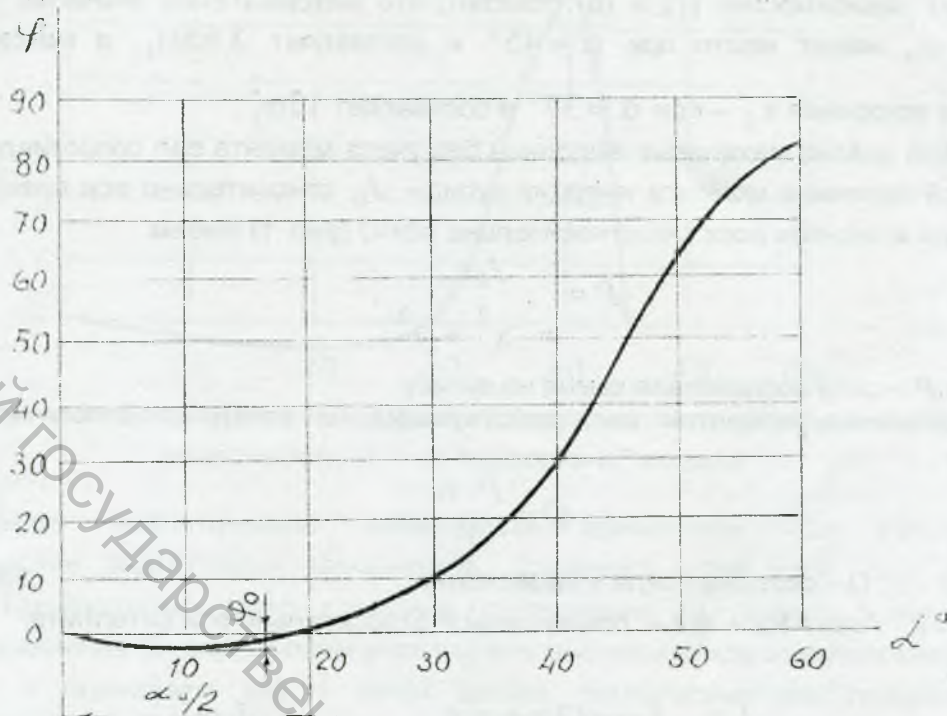


Рисунок 2 - График углового перемещения кулисы φ в зависимости от угла поворота α° водила

Как показали исследования, кривые изменения φ_0 и α_0 в зависимости от изменения коэффициента k имеют вид парабол. Уравнение кривой изменения φ_0 имеет вид

$$\varphi_0 = b(k - 1)^n, \quad (4)$$

где a – коэффициент; n – показатель степени.

Подставляя в это уравнение по два любых значения φ_0 и k , получим два уравнения, из которых определим a и n . Тогда уравнение (4) примет вид

$$\varphi_0 = 12(k - 1)^{1,5}. \quad (5)$$

Аналогично

$$\alpha_0^{2,6} = 110(k - 1), \text{ или } k = \frac{\alpha_0^{2,6}}{110} + 1. \quad (6)$$

Зависимости для определения аналогов угловой скорости ω'_4 и углового ускорения ε'_4 кулисы имеют вид [1]

$$\omega'_4 = \frac{y - \dot{x}y}{x^2 + y^2};$$

$$\varepsilon'_4 = \frac{(x^2 + y^2)(\ddot{y}x - \ddot{x}y) + 2(\dot{y}y + \dot{x}x)(\dot{x}y - y\dot{x})}{x^2 + y^2} \quad (7)$$

По аналогам ω'_4 и ε'_4 определим действительную угловую скорость и ускорение

$$\omega_4 = \omega'_4 \cdot \omega_1; \quad \varepsilon_4 = \varepsilon'_4 \cdot \omega_1^2. \quad (8)$$

Анализ зависимостей (7) и (8) показал, что максимальное значение скорости кулисы ω_4 имеет место при $\alpha = 45^\circ$ и составляет $3,65\omega_1$, а максимальное значение ускорения ε_4 – при $\alpha = 37^\circ$ и составляет $12\omega_1^2$.

Силовой анализ механизма выполнен без учета момента сил сопротивления при известной величине момента инерции кулисы J_0 относительно оси вращения. Из уравнения моментов всех сил относительно оси O (рис. 1) имеем

$$P = \frac{J_0 \varepsilon_4}{r \cdot x^2 + y^2}, \quad (9)$$

где P – сила воздействия камня на кулису.

Из уравнения моментов сил, действующих на сателлит, относительно оси получим

$$Q = \frac{P \cdot h}{r}, \quad (10)$$

где Q – окружная сила в зацеплении;

$h = k \cdot r \cos(3\alpha + \varphi)$ – плечо силы P относительно оси сателлита.

Тогда

$$Q = \frac{J_0 \varepsilon_4 \cdot k \cos(3\alpha + \varphi)}{r \cdot x^2 + y^2}, \quad \text{или} \quad Q = Q' \cdot \frac{J_0 \omega_1^2}{r}, \quad (11)$$

где Q' – аналог силы Q .

На рис. 3 представлен график изменения аналога силы Q' в зависимости от угла поворота водила α . Максимальное значение силы Q имеет место при $\alpha = 40^\circ$ и составляет

$$Q_{max} = 5,7 \frac{J_0 \omega_1^2}{r}. \quad (12)$$

Сила инерции сателлита при длине водила $L = 3r$

$$F = 3m\omega_1^2 r, \quad (13)$$

где m – масса сателлита.

Для определения реакции R в подшипниках сателлита проектируем силы P , Q , F и R на оси n и τ , направленные по водилу и перпендикулярно ему. Имеем

$R^n = P \cdot \sin(\alpha - \varphi) + 3m\omega_1^2 r$; $R^\tau = P \cdot \cos(\alpha - \varphi) + Q$. Реакция в подшипниках сателлита

$$R = \sqrt{(R^n)^2 + (R^\tau)^2}. \quad (14)$$

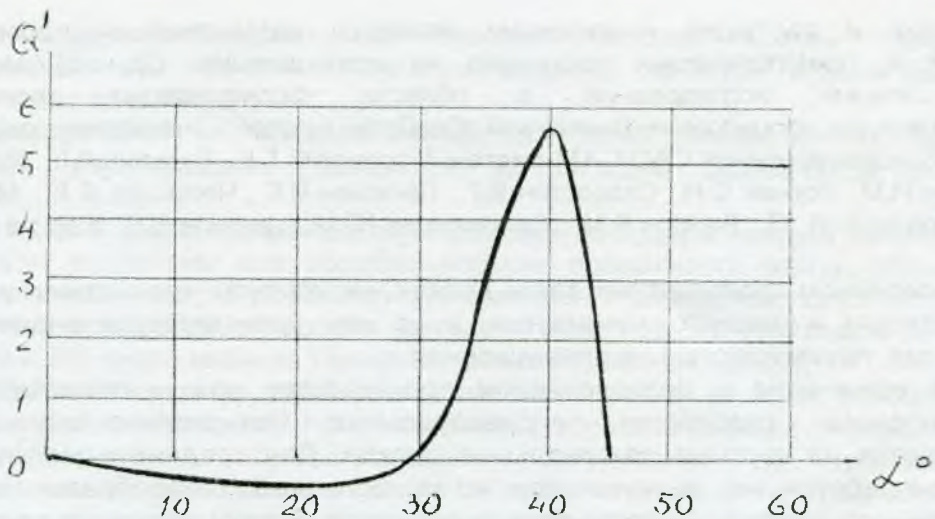


Рисунок 3 - График изменения аналога окружной силы Q' в зацеплении в зависимости от угла поворота α° водила

Полученные аналитические зависимости применимы при расчете и проектировании аналогичных механизмов. Задаваясь величиной α_0 , которая берется из циклограммы работы машины, по формуле (6) находим значение k , а затем из уравнения (5) определяем угол φ_0 отклонения кулисы за время кажущейся остановки и оцениваем его с точки зрения технологического процесса. По найденной величине Q_{max} определяется модуль зубчатых колес, а по величине R подбираются подшипники сателлита.

Список использованных источников

1. А.Г. Семин, А.М. Тимофеев, А.В. Локтионов. Исследование механизма с прерывистым движением выходного звена. – Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого, 2002, № 3–4, с. 12–16.
2. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М.: Наука, 1966. – 870 с.
3. Теория механизмов и машин: Учеб. для студ. вузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.

SUMMARY

This article describes the results of the cinematic and power analysis of tooth-lever mechanism with stops of outlet link. It is stated that maximum meaning of circuit power in gears catch occurs at the angle turn of the leading link equal 40° . Formulas for calculation of reactions in cinematic pairs have been obtained.

УДК 658.51:621.81

ФОРМАЛИЗАЦИЯ ПРОЦЕДУР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Н.В. Беляков

Направлением развития процесса технологической подготовки машиностроительного производства Республики Беларусь в условиях рыночных