

УДК 621.8 (075.8) 531.8

Анализ влияния конструкции кулачкового механизма на его характеристики

Ивашин К.К., студент

Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Теория машин и механизмов»

Никитина О.Б., студент

Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Теория машин и механизмов»

Научный руководитель: Леонов И.В., д.т.н, профессор
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана

tinga@bmstu.ru

Кулачковые механизмы получили широкое распространение в системах управления машин в связи с возможностью обеспечения сложного закона движения остановки и ведомого звена (толкателя) на продолжительное время. Расчеты кулачкового механизма обычно сводятся к определению минимального начального радиуса кулачка и выбору радиуса ролика толкателя, с целью снижения трения и износа, в высшей кинематической паре. Однако в значительной степени силы трения определяются конструкцией низшей кинематической пары соединения толкателя со стойкой (Рис.1)[1].

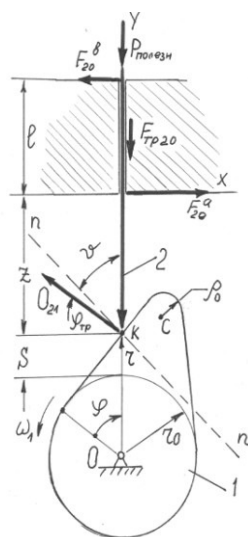


Рис. 1. Конструкция низшей кинематической пары соединения толкателя со стойкой

На первом этапе проектирования кулачкового механизма используется приём расчёта идеализированного профиля, соответствующего заострённому толкателю.

На идеализированной расчётной схеме кулачкового механизма показано, что толкатель 2 перемещается в направляющей стойки 3 длиной ℓ . При наличии зазора в поступательной кинематической паре по краям возникают нормальные реакции F_{20}^a и F_{20}^b и сила трения, пропорциональная коэффициенту трения f .

$$F_{mp_{20}} = f(F_{20}^a - F_{20}^b)$$

Уравнение статического равновесия толкателя 2 с учётом сил трения в направляющих стойки имеет вид [3]:

$$O = F_{20}^a - F_{20}^b - Q_{21} \sin(\vartheta(\varphi) - \varphi_{тр})$$

Проекция сил на ось Y.

$$-P_{\text{полезн}} - F_{тр_{20}} + Q_{21} \cos(\vartheta(\varphi) + \varphi_{тр}) = 0$$

Где $P_{\text{полезн}}$ - сила полезного сопротивления толкателя, определяется силой инерции и усилия пружины.

Сумма моментов сил относительно точки контакта К.

$$F_{20}^b(z + l) - F_{20}^a z = 0$$

Решение системы уравнений дает значение реакции в высшей кинематической паре.

$$Q_{21 \text{ с трение}} = \frac{P_{\text{полезн}}}{\cos(\vartheta(\varphi) + \varphi_{тр}) - f(1 + \frac{2z}{l} \sin \vartheta + \varphi_{тр})}$$

Условие заклинивания механизма принимает вид.

$$\text{tg}(\vartheta(\varphi) + \varphi_{тр}) = \frac{e}{f(l + 2z)}$$

Рассмотрение условия заклинивания позволяет сделать вывод о значительном влиянии конструкции поступательной кинематической пары кулачкового механизма на его показатели, так как при незначительной величине длины направляющей ℓ возникающая сила трения может принимать огромное значение и вызывать заклинивание механизма.

Исследование сил, действующих в высшей кинематической паре кулачкового механизма с учетом действия пружины, необходимо для определения размеров деталей, так как она является наиболее механически напряженной и подверженной износу [4].

На рис. 2 показана диаграмма изменения сил, полезного сопротивления приложенных к толкателю.

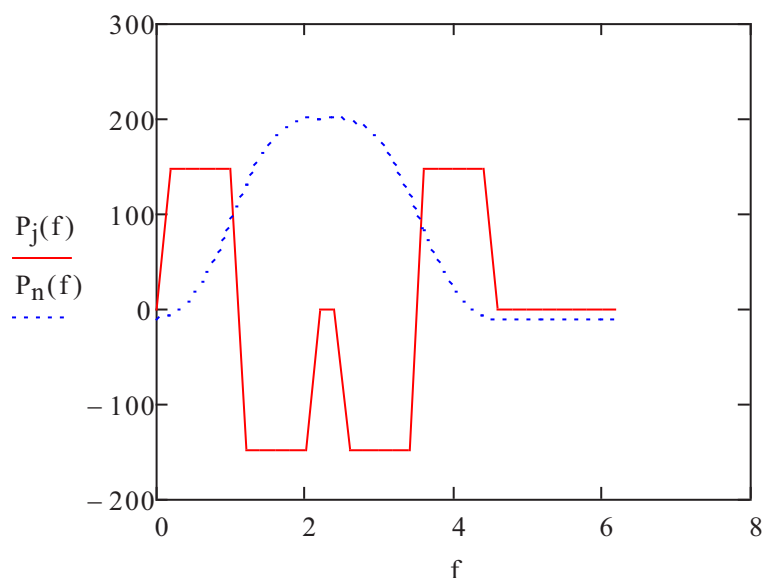


Рис. 2. Диаграмма изменения сил, полезного сопротивления приложенных к толкателю

P_n - усилие пружины толкателя;

$P_j = m * \omega^2 * aq(\varphi)$ - сила инерции толкателя.

Развиваемое усилие пружины определяется коэффициентом жесткости ее и перемещением толкателя и поэтому связано с углом поворота куличика

$$P_n = P_{n\min} + C * S(f)$$

$P_{n\min}$ и $P_{n\max}$ – усилия деформации пружины в момент начала и конца перемещения.

Предварительная деформация пружины может быть выбрана приближенно

$$P_{n\min} = 0.05 * P_{n\max}$$

Развиваемое пружиной усилие должно на 30-100% превышать наибольшее значение силы инерции, что вызвано значительным отличием действительного закона движения толкателя и сил инерции от расчетных значений вследствие профиля куличка, а также влияния упругости деталей кулачкового механизма.

$$P_{n\max} = -k * P_j ,$$

где $k = 1.5$ - коэффициент, характеризующий нарушения контакта высшей кинематической пары.

Коэффициент жесткости пружины определяется по формуле:

$$C = \left| \frac{P_{n\max} - P_{n\min}}{S_{\max}} \right| ,$$

где $S_{\max}$ - максимальное перемещение толкателя.

$$V_q = \frac{dS}{d\varphi}, \quad a_q = \frac{d^2 S}{d\varphi^2}$$

При исследовании действующих сил задается закон движения толкателя. Перемещение и аналог ускорения толкателя связаны дифференцируемыми зависимостями [6].

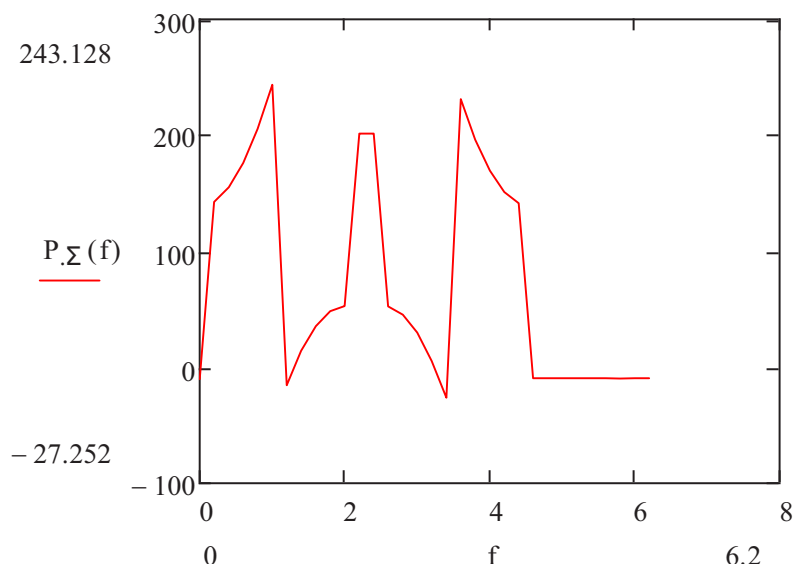


Рис. 3. Результат моделирования суммарного усилия по углу поворота кулачка

$P_{\Sigma} = P_n + P_j$ - суммарная сила сопротивления, действующая в направлении, противоположного скорости движения толкателя на участке подъема.

На рис. 3 показаны результаты моделирования суммарного усилия $P_{\Sigma} = P_n + P_j$ по углу поворота кулачка.

Выводы

1) Разработанная методика расчёта и программа расчёта на ЭВМ заставляют по-новому оценить существующий метод расчёта кулачкового механизма, основанный на графических методах расчёта, который не отражает современного состояния науки и техники и требуют совершенствования.

2) Совершенствования методики расчёта кулачкового механизма следует проводить в определении усилий в кинематических парах механизма и связи их основными конструктивными параметрами.

3) Рассмотрение условия заклинивания кулачкового механизма позволяет сделать вывод о значительном влиянии конструкции поступательной кинематической пары, а на его показатели, так как при незначительной величине длины направляющей ℓ возникающая сила трения может принимать огромное значение и вызывать заклинивание.

4) Максимальное значение усилия достигается в момент переключения движения толкателя с разгона на торможение.

Список литературы

1. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие / под ред. Н.В. Умнова, Г.А. Тимофеева. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 154 с.
2. Барышникова О.О., Леонов И.В., Кузенков В.В. Использование системы MATHCAD в курсовом проектировании и выполнении домашних заданий по теории механизмов и машин. Учебное пособие / под ред. Г.А.Тимофеева. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 66 с.
3. Леонов И.В., Леонов Д.И. Теория механизмов и машин. М.: Высшее образование, 2009. 239 с.
4. Белоконев И.М. Механика машин. Расчёты с применением ЭЦВМ. Киев: Вища школа, 2008. 232 с.
5. Vidal P. Aide memoire d'automatique. Paris: Dunod, 1993. 196 p.
6. Барбашов Н.Н., Леонов И.В. Основы проектирования машин по динамическим и экономическим показателям: учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 80 с.