

Э. Л. ДЖАВАДЯН

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ШАТУННО-КУЛАЧКОВЫХ И ТРЕХЗВЕННЫХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

В данной работе дается сравнительный анализ многозвенных шатунно-кулачковых и трехзвенных кулачковых механизмов.

Сравнение ведется для двух схем (рис. 1) шатунно-кулачковых и эквивалентных трехзвенных кулачковых механизмов. Эквивалентным назван такой трехзвенный кулачковый механизм, ведомое звено которого имеет те же геометрические, кинематические и конструктивные параметры, что и ведомое звено шатунно-кулачкового механизма. Другими словами, ведомые звенья шатунно-кулачкового и эквивалентного трехзвенного кулачкового механизмов имеют одни и те же размеры, перемещения, законы движения, одинаково нагружены. Кулачки в обоих шатунно-кулачковых механизмах профилированы тремя дугами окружностей.

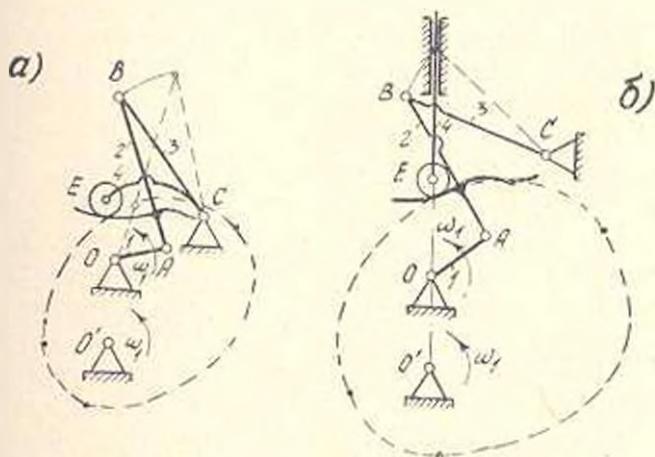


Рис. 1

В коромысловом механизме (рис. 1,а) на участке удаления законы движения звеньев 3 и 4 совпадают [2].

Эквивалентные трехзвенные кулачковые механизмы на рис. 1 показаны пунктиром.

1. Шатунно-кулачковые и эквивалентные трехзвенные кулачковые механизмы сначала сравниваются по абсолютной угловой скорости и ускорению ролика при чистом качении последнего. Эти параметры

нужны для анализа потерь на трение в кинематических парах ролика, а также для анализа условия качения ролика в сравниваемых механизмах.

Для механизма (рис. 1,а) на участке удаления коромысло CB и шатунга EC движутся как одно целое ($\omega_{BC} = \omega_{EC} = \omega_2$) и расстояние между шарнирами B и E не меняется. Если сообщить всему механизму общую угловую скорость ω_1 , то шарниры B и E окажутся неподвижными, и передаточное отношение — кулачок можно представить как обыкновенную фрикционную передачу, для которой без учета проскальзывания имеем

$$i = i_{21}^0 = \frac{b-a+r}{r}, \quad (1)$$

где i_{21}^0 — передаточное отношение от ролика 1 к кулачку 2 в обратном движении; a , b — соответственно абсолютные длины кривошипа и шатуна; r — радиус ролика. С другой стороны, в обратном движении

$$i = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_2 - \omega_3},$$

откуда

$$\omega_1 = i\omega_2 + (i-1)\omega_3, \quad (2)$$

где ω_1 — угловая скорость ролика при чистом качении в высшей паре; ω_2 и ω_3 — соответственно угловые скорости кулачка и коромысла.

Дифференцируя выражение (2), получим

$$\varepsilon_1 = i\varepsilon_2 + (i-1)\varepsilon_3, \quad (3)$$

где ε_1 — угловое ускорение ролика при чистом качении; ε_2 и ε_3 — угловые ускорения кулачка и коромысла.

Угловую скорость и угловое ускорение эквивалентных трехзвенных механизмов найдены по планам скоростей и ускорений.

Из приведенных на рис. 2 графиков видно, что в шатунно-кулачковых механизмах максимальные по модулю угловая скорость и угловое ускорение ролика соответственно в 5–6 и 2–3 раза меньше, чем те же параметры в эквивалентных трехзвенных кулачковых механизмах, показанных пунктиром. Кроме того, в шатунно-кулачковых механизмах имеется значительный участок ab замедленного вращения ролика при удалении ведомого звена, между тем в трехзвенных кулачковых механизмах в большинстве случаев этот участок отсутствует.

Из силовых характеристик анализируются угол давления, реакция в высшей паре, момент на ведущем валу и к. п. д. сравниваемых механизмов.

2. С точки зрения уменьшения углов давления в высшей паре шатунно-кулачковые механизмы обладают большими возможностями. В шатунно-кулачковом механизме (рис. 1,а) можно получить постоянное, в том числе и нулевое, значение как расчетного, так и действитель-

нию угла давления в высшей паре на одной из фаз движения ведомого звена (скажем, при рабочем ходе). При этом в отличие от трехзвенных кулачковых механизмов кулачок можно профилировать дугой окружности [2]. Следовательно, по сравнению с трехзвенными кулачковыми механизмами и шатуно-кулачковыми механизмах при одинаковом нагружении ведомого звена можно уменьшить реакцию в кулачковой паре, что при прочих равных условиях приведет к уменьшению износа профиля кулачка.

3. Далее анализируются мощности, теряемые на трение в кинематических парах ролика сравниваемых механизмов. Во вращательной паре «ролик—ведомое звено» мощность, расходуемая на трение (при чистом качении ролика), в шатуно-кулачковых механизмах в 5—6 раз ниже, чем в эквивалентных трехзвенных кулачковых механизмах (рис. 3). Такое уменьшение мощности—результат уменьшения в шатуно-

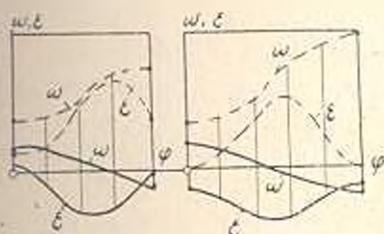


Рис. 2.

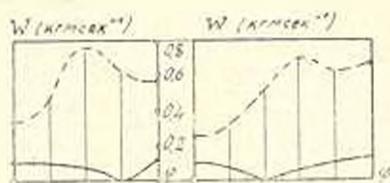


Рис. 3.

по-кулачковых механизмах относительных угловых скоростей (ролика относительно ведомого звена) с одной стороны и усилий, действующих на ролик, с другой стороны. Уменьшение мощности, теряемой на трение, наблюдается и в высшей паре шатуно-кулачковых механизмов.

Для шатуно-кулачкового механизма (рис. 1,а) приняты следующие исходные данные: $OA=64$ мм; $AB=206$ мм; $BC=200$ мм; $OC=138$ мм; $AS_0=21$ мм; $r=20$ мм. Штанга EC при удалении нагружена постоянным суммарным моментом сопротивления $M_4=8$ кгм. Вес шатуна $G_2=6$ кг, силы инерции не учитываются. Приведенный коэффициент трения в паре кулачок-ролик $f_{23}=0,3$, угол трения $\varphi_{23}=-17^\circ$. Радиусы кругов трения в шарнирах A, B и C равны $\rho=f_{01}r_{01}=8$ мм.

η К. и. д. определяется как отношение моментов на ведущем валу, найденных с учетом и без учета трения в кинематических парах [4]. Из графиков, показанных на рис. 4,а, следует, что, несмотря на увеличение числа кинематических пар, в шатуно-кулачковом механизме как мгновенные значения к.и.д., так и среднее его значение значительно выше, чем в эквивалентном трехзвенном коромысловом кулачковом механизме.

Для шатуно-кулачкового механизма с толкателем (рис. 1,б) выбраны следующие данные: $OA=92$ мм; $AB=210$ мм; $BC=200$ мм;

$OC = CE = 225$ мм; $AS_2 = 42$ мм; радиус ролика $r = 20$ мм; длина и диаметр отверстия направляющих толкателя соответственно $H = 130$ мм и $d = 16$ мм. Толкатель нагружен на участке удаления постоянной осевой силой $P_2 = 100$ кг. Коэффициент трения в паре „кулачок-ролик“ $f_{23} = 0,3$, в паре „направляющий толкатель“ $f_{11} = 0,1$. Радиусы кругов трения в ширинках O, A, B и C $\rho = f_{11} r_{11} = (0,2 \cdot 2) = 1$ мм. Вес толкателя $G_1 = 4$ кг, вес шатуна-кулачка $G_2 = 6$ кг, центральный момент инерции шатуна $I_{S_2} = 0,04$ кг·сек².

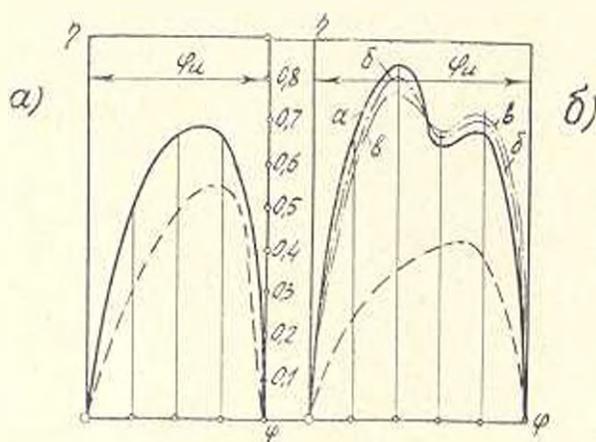


Рис. 4.

При сравнении к.п.д. механизмов с роликовым толкателем (кривые а и б на рис. 4,б) выяснилось, что и шатуно-кулачковом механизме значения к.п.д. в среднем в два раза больше, чем в эквивалентном трехзвенном кулачковом механизме, причем параметры эквивалентного трехзвенного механизма были выбраны по методике, обеспечивающей наибольшее значение его среднего к.п.д. [4].

5. Далее рассматривается влияние на к.п.д. сил инерции звеньев шатуно-кулачкового механизма с толкателем (при двух значениях числа оборотов ведущего кривошипа: $n_1 = 150$ об/мин, $n_1 = 300$ об/мин. В этом случае в формулу для определения к.п.д. входит мощность, необходимая для сообщения звеньям механизма ускорения, называемая кинематической мощностью. При расчете не учитывались веса звеньев (механизм расположен в горизонтальной плоскости) и сила инерции коромысла базисного четырехзвенника. Последнее допущение дает возможность точного определения реакций в кинематических парах с учетом трения в них.

По полученным данным построены графики изменения мгновенного к.п.д. шатуно-кулачкового механизма (рис. 4,б), на основании которых можно утверждать, что на участке ускоренного движения мгновенные значения к.п.д. без учета сил инерции (кривая а) выше, чем с учетом сил инерции кулачка и толкателя (кривая б) и при

увеличении скорости вращения ведущего кривошипа мгновенные значения к.п.д. уменьшаются (кривая в). На участке замедленного движения наблюдается обратная картина. Объясняется это тем, что для сообщения звеньям механизма ускорения необходима добавочная мощность, что приводит к уменьшению к.п.д. механизма на участках их ускоренного движения. Накопленная при этом кинетическая энергия звеньев механизма отдается обратно при их замедленном движении, что приводит к уменьшению потребной мощности движущих сил, следовательно, к увеличению к.п.д. при замедленном движении звеньев механизма. Таким образом, учет сил инерции звеньев шатуно-кулачкового механизма приводит к перераспределению мгновенных значений к.п.д. (по сравнению со случаем, когда силы инерции не учитываются) с их увеличением на участке замедленного движения звеньев механизма.

б). Далее анализируется условие качения ролика в сравниваемых механизмах.

Скольжение в высшей паре можно характеризовать коэффициентом проскальзывания.

$$\eta = \frac{\omega - \omega_p}{\omega} \quad (3)$$

В формулах (3)–(6) приняты следующие обозначения: ω_p , ε_p и ω , ε — угловые скорости и ускорения ролика с учетом и без учета проскальзывания; r , I , M — соответственно радиус, момент инерции ролика и суммарный момент на нем; f_m , k — коэффициенты трения скольжения и качения в высшей паре; R_0 и r_0 — полная реакция и радиус круга трения в цапфе ролика; φ , f , N — соответственно приведенный угол, коэффициент трения и нормальная реакция в высшей паре; $\tau = 2,8 : 6,5$ — коэффициент пропорциональности.

Точное определение переменного коэффициента η не представляется возможным даже для простейшей фрикционной передачи. Его можно найти по приближенной эмпирической формуле [1]:

$$\eta = \tau \ln \frac{f_0}{f_0 - \frac{k}{r} - \frac{M}{kN}} \quad (4)$$

Фактическое угловое ускорение ролика (при наличии проскальзывания) зависит не только от коэффициента η проскальзывания, но и от скорости его изменения.

$$\varepsilon_p = \frac{d\omega_p}{dt} = \tau(1 - \eta) - \omega^2 \frac{d\eta}{dt}$$

Точное определение фактического углового ускорения приводит к сложному дифференциальному уравнению. Поэтому при анализе условия качения ролика и его проскальзывания заменяют фактическое значение углового ускорения ролика с его значением при чистом качении, т. е. полагают, что $\varepsilon_p = \varepsilon$.

В кулачковом механизме с роликовым толкателем условие качения ролика имеет вид [3]:

$$kN + r/R_0 + I_{z_0} \leq frN,$$

которое² после подстановки значения $N = N_0 - R_0 \cos \varphi$ принимает следующий вид:

$$q - \frac{r}{N} \leq \frac{1}{f} \left(fr - k - \frac{r_0}{\cos \varphi} \right), \quad (5)$$

Формула (4) после подстановки значения [1]

$$M = r_0 R_0 + kN + I_{z_0}$$

и преобразований приводится к виду

$$q - r \ln \frac{f_0 + \frac{k}{r} - 1 - \frac{r_0}{k \cos \varphi} - \frac{I_{z_0}}{kN}}{f_0} \quad (6)$$

Выражения (5) и (6) содержат параметр $q = r/N$, уменьшение которого приводит к уменьшению проскальзывания ролика.

Сравнительный анализ шатунино-кулачковых и эквивалентных трехзвенных кулачковых механизмов по этому параметру позволяет заключить, что на участках ускоренного вращения ролика в шатунино-кулачковом механизме по сравнению с эквивалентным трехзвенным кулачковым механизмом ускорение ролика уменьшается больше, чем нормальная реакция в высшей паре, указанный параметр уменьшается и приводит к уменьшению проскальзывания ролика на этих участках. На участках замедленного вращения ролика в шатунино-кулачковом механизме указанный параметр меняет свой знак, что, при прочих равных условиях, приводит к заметному уменьшению коэффициента проскальзывания.

Из вышесказанного видно, что шатунино-кулачковые механизмы с успехом могут быть применены для получения движения ведомого звена с одним выстоем.

Электростальский филиал ВЗМН

Получено 5. 1. 1973.

Է. Լ. ԺԱՎԱԴՅԱՆ

ՀԱՐՑԱԹԵՆԿԱ-ՌԵՌԻՆՑՔԱՅԻՆ ԵՎ ԵՌՈՂԱԿ ՌԵՌԻՆՑՔԱՅԻՆ ՄԵԿԱՆԻՉԻՆԵՐԻ ՀԱՄԵՄԱՏԱՆԱՆ ՎԵՐԼՈՒՆՈՒԹՅՈՒՆ

Ա մ փ ո փ ո ս Վ

Հողվածում արվում է շարժաթևա-բռունցքային և եռոդակ բռունցքային մեխանիզմների հիմնական ուժային բնութագրերի համեմատական վերլուծությունը, որի հիման վրա կարելի է հաստատել, որ շարժաթևա-բռունցքային

² Выражение справедливо без учета веса ролика и главного вектора его сил инерции.

մեխանիզմներում, չամարժեք հոսողակ բոունցքային մեխանիզմների չամեմատությամբ, փորքանում են՝ նոյովակի անկյունային արտողությունն ու արաղաղումբ, ճնշման անկյունները, նորմալ հակազդումբ և սահքը բոունցքային զույգում, շփման կորուստները նոյովակի կինեմատիկական զույգերում, և մեծանում են՝ բոունցքի մաշվածադիմացկունությունը և մեխանիզմի օ.զ.դ.-ն:

Л И Т Е Р А Т У Р А

- 1 Юдин В. А., Виробьева Ю. В. Некоторые вопросы динамики шлицей пары при фрикционном контакте. Механика машин, 1969, вып. 21.
- 2 Ճանաչուկ Յ. Լ. Шлицно-кулачковый механизм с большим углом размаха ведомого звена «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II)», т. XXI, № 5, 1968.
- 3 Левитский П. И. Кулачковые механизмы. Изд. «Машиностроение», М., 1961.
- 4 Шаумян Г. Г. Математическое исследование кулачкового механизма и методика определения угла давления. «Изв. ВУЗ. Машиностроение», 1966, № 4.

