

П. Н. ГРОМЫКО, Л. Г. ДОКОНОВ, П. С. ГОНЧАРОВ, Е. Г. КРИВОНОГОВА

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НА КПД ПЛАНЕТАРНОЙ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ ЕЕ ЗВЕНЬЕВ

Белорусско-Российский университет

(Поступила в редакцию 24.01.2012)

Введение. Низкая удельная материалоемкость является одним из основных достоинств планетарных эксцентриковых передач [1, 2]. Их серийное изготовление налажено ведущими мировыми фирмами, специализирующимися на выпуске редукторной техники. При этом применяются высокопрочные, износостойкие материалы, специальные термохимические обработки, оборудование, позволяющее обеспечивать высокую точность при изготовлении и сборке. Организовать производство конкурентоспособных эксцентриковых передач на предприятиях общемашиностроительного профиля в настоящее время не представляется возможным. По мнению авторов, основная причина этого кроется в наличии упругих деформаций звеньев, возникающих при работе эксцентриковой передачи, изготовленной на неспециализированном производстве. Эти деформации приводят к созданию нерегламентированных условий работы зацепления и к снижению одного из основных выходных показателей эксцентриковой передачи – КПД.

Результаты исследования влияния на КПД планетарной прецессионной передачи упругих деформаций ее звеньев. Конструктивная схема планетарной эксцентриковой передачи изображена на рис. 1. Минимизировать влияние упругих деформаций звеньев на значения КПД планетарной эксцентриковой передачи, как считают авторы данной статьи, возможно путем наклона эксцентриковой части входного вала 2 к оси его вращения и за счет использования в качестве цевок конических роликов. В результате указанных изменений планетарная эксцентриковая передача трансформируется в планетарную прецессионную передачу [3–5], конструктивная схема которой показана на рис. 2. Кроме этого в конструкции планетарной прецессионной передачи используется угловая муфта 5 (рис. 2) взамен механизма параллельных кривошипов 5, применяемого в конструкции планетарной эксцентриковой передачи (рис. 1).

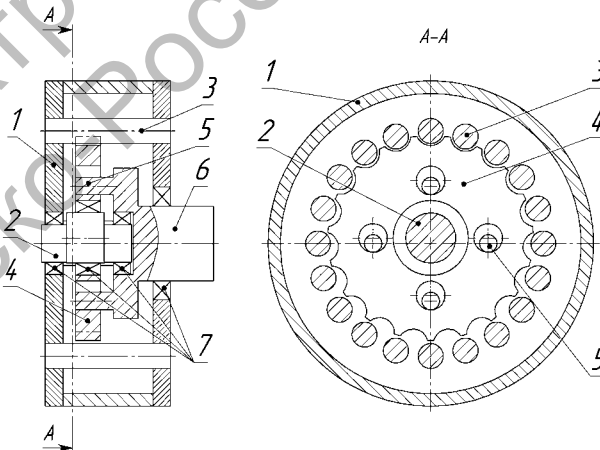


Рис. 1. Конструктивная схема планетарной эксцентриковой передачи: 1 – корпус; 2 – вал эксцентриковый; 3 – ролики корпуса; 4 – сателлит; 5 – механизм параллельных кривошипов; 6 – вал выходной; 7 – опорные подшипники

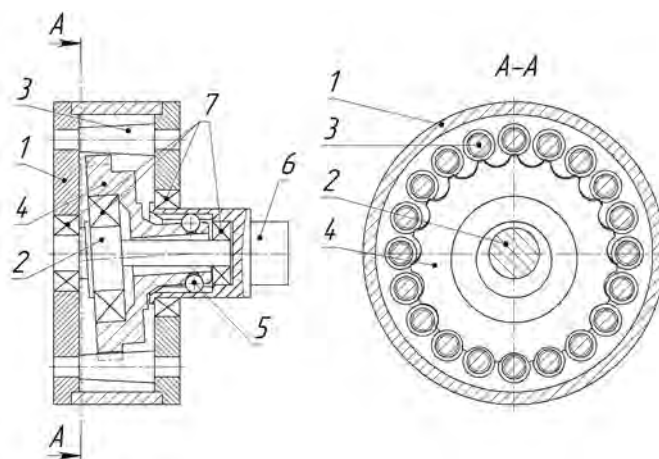


Рис. 2. Конструктивная схема планетарной прецессионной передачи: 1 – корпус; 2 – вал эксцентриковый; 3 – конические ролики корпуса; 4 – спутник; 5 – угловая муфта; 6 – вал выходной; 7 – опорные подшипники

Планетарная прецессионная передача работает следующим образом (рис. 2). При вращении входного вала 2 с размещенным на нем наклонным эксцентриковым кривошипом создается колебательное движение спутнику 4. При этом последний благодаря наличию угловой муфты 5 совершает сферическое движение. Зубья спутника 4, представляющие собой зубья звездочки цепной передачи, контактируют с коническими роликами 3. Взаимодействие конических роликов 3 и зубьев спутника 4 обеспечивает ему вращение вокруг своей оси с угловой скоростью, определяемой количеством зубьев спутника 4. Вращение от спутника 4 на выходной вал 6 передается с помощью угловой муфты 5.

Проведем сравнительный анализ планетарных эксцентриковой и прецессионной передач, конструктивные схемы которых показаны на рис. 1, 2, по критерию оценки значений КПД в зацеплении их контактирующих звеньев.

Для расчета КПД зацепления сравниваемых передач может быть использована формула, полученная исходя из соотношения работы силы трения и работы вращающего момента на выходном валу за один оборот:

$$\eta = 1 - \frac{A(F_{\text{тр}})}{A(M_{\text{вых}})}$$

Работа силы трения $A(F_{\text{тр}})$ за один оборот входного вала на всех контактирующих роликах определится таким образом:

$$A(F_{\text{тр}}) = z_1 \int_0^{\varphi_1} N f_{\text{тр}} S_{\varphi_{\text{вх}}} d\varphi_{\text{вх}}, \quad (1)$$

работу вращающего момента на выходном валу за один оборот входного вала можно получить из следующего выражения:

$$A(M_{\text{вых}}) = \frac{2M_{\text{вых}} \pi (z_2 - z_1)}{z_2}, \quad (2)$$

где φ_1 – угол поворота входного вала, при котором прекращается контактное взаимодействие зуба спутника с роликом; $S_{\varphi_{\text{вх}}}$ – относительное перемещение точек контакта зуба спутника с роликом, определяемое как функция угла поворота входного вала (м/рад); $\varphi_{\text{вх}}$ – угол поворота входного вала; $M_{\text{вых}}$ – крутящий момент на выходном валу; z_1, z_2 – число роликов и зубьев спутника соответственно; N – нормальная составляющая силы зацепления в контакте зуба спутника и ролика; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения.

Учитывая формулы (1), (2), запишем

$$\eta = 1 - \frac{z_1 z_2 f_{\text{тр}} \int_0^{\varphi_1} N S_{\varphi_{\text{вх}}} d\varphi_{\text{вх}}}{2M_{\text{вых}} \pi(z_2 - z_1)}. \quad (3)$$

Получить значения КПД по формуле (3) аналитическим путем в случае наличия упругих деформаций звеньев передачи не представляется возможным. Трудности возникают в определении нормальной составляющей силы зацепления N , значений относительного перемещения точек контакта $S_{\varphi_{\text{вх}}}$ зуба сателлита с роликом, а также угла кривошипа φ_1 , при котором прекращается контактное взаимодействие зуба сателлита с роликом.

Определение указанных выше параметров при различных углах поворота входного вала $\varphi_{\text{вх}}$ возможно на основе использования метода компьютерного моделирования в приложении COSMOSMotion САПР SolidWorks. Суть данного метода заключается в создании компьютерной модели передачи, наложении на нее взаимосвязей, запуске модели на расчет и снятии результатов: указанных выше параметров в формуле (3) Методика компьютерных исследований планетарных прецессионных передач подробно описана в [6].

Для расчета КПД, согласно предложенной методике с использованием методов компьютерного моделирования, формулу (3) представим в следующем виде:

$$\eta = 1 - \frac{z_1 z_2 f_{\text{тр}} \sum_{i=1}^n N_i S_{i\varphi_{\text{вх}}} \Delta\varphi}{2M_{\text{вых}} \pi(z_2 - z_1)}, \quad (4)$$

где $\Delta\varphi$ – элементарное угловое перемещение входного вала, на котором принято, что нормальная составляющая силы зацепления в контакте зуба сателлита и ролика N , а также относительные перемещения точек контакта зуба сателлита с роликом $S_{\varphi_{\text{вх}}}$ имеют постоянные значения; n – целое число, которое может быть определено путем округления величины, получаемой от деления значения угла φ_1 поворота входного вала, при котором прекращается контактное взаимодействие зуба сателлита с роликом, на элементарное угловое перемещение входного вала $\Delta\varphi$.

Следует отметить, что имитация упругих деформаций звеньев планетарных эксцентриковой и прецессионной передач при исследовании их компьютерных моделей осуществлялась путем придания различных значений жесткости опорным подшипникам 7 (рис. 1, 2).

По результатам расчета значений КПД с использованием формулы (4) в зацеплении планетарных эксцентриковой и прецессионной передач построены графики, представленные на рис. 3. Они отражают зависимость КПД от коэффициентов жесткости опорных подшипников 7 (рис. 1, 2).

Как видно из графиков, при уменьшении значений коэффициентов жесткости опорных подшипников КПД планетарной эксцентриковой передачи снижается (рис. 3, кривая 2). При уменьшении в том же диапазоне жесткости опорных подшипников в планетарной прецессионной передаче КПД ее зацепления изменяется незначительно (рис. 3, кривая 1). Таким образом, влияние

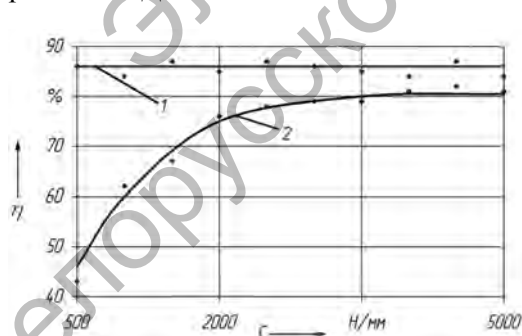


Рис. 3. Графики зависимости КПД планетарной эксцентриковой передачи от коэффициента жесткости опорных подшипников: 1 – кривая прецессионной передачи; 2 – кривая эксцентриковой передачи

упругих деформаций звеньев на КПД в зацеплении планетарной прецессионной передачи незначительно по сравнению с их влиянием на КПД в зацеплении планетарной эксцентриковой передачи.

Физический смысл данного явления можно объяснить, проанализировав визуальную картину контактного взаимодействия двух сравниваемых вариантов планетарных передач. Методы компьютерного моделирования позволяют визуально наблюдать процесс контактного взаимодействия зубьев сателлита с роликами исследуемых передач.

На рис. 4, а, б показаны изображения контактного взаимодействия цилиндрического ролика и зуба сателлита, взятые из компьютерной модели планетар-

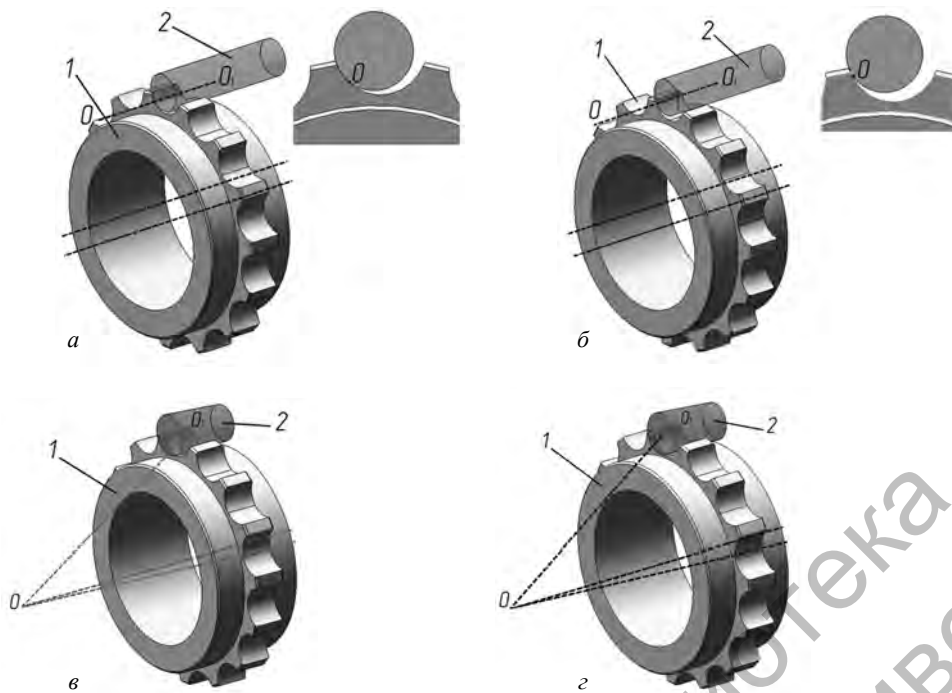


Рис. 4. Контактное взаимодействие в зацеплении эксцентриковой (а, б) и планетарной прецессионной (в, г) передачи при отсутствии (а, в) и наличии (б, г) упругих деформаций: 1 – сателлит; 2 – ролик

ной эксцентриковой передачи, в случаях отсутствия упругих деформаций звеньев (рис. 4, а) и их наличия (рис. 4, б). На рис. 4, в, г показаны аналогичные изображения контактного взаимодействия конического ролика и зуба сателлита в компьютерной модели планетарной прецессионной передачи.

Отличительной особенностью двух сравниваемых вариантов зацепления является расположение оси поворота сателлита OO_1 . В планетарной эксцентриковой передаче ось поворота сателлита OO_1 расположена на поверхности цилиндрического ролика параллельно его оси (рис. 4, а). В планетарной прецессионной передаче указанная ось OO_1 проходит через точку прецессии (точку O пересечения осей входного вала и сателлита) и вторую точку оси O_1 , расположенную на контактной площадке зуба сателлита и ролика (рис. 4, в). Таким образом, в планетарной прецессионной передаче поворот сателлита осуществляется вокруг оси OO_1 , наклоненной к оси входного вала.

Проанализируем, как изменит положение ось поворота сателлита OO_1 в сравниваемых передачах при наличии упругих деформаций звеньев. Для этого обратимся к рис. 4, б, в. В планетарной эксцентриковой передаче ось поворота OO_1 сателлита сместилась параллельно своему первоначальному положению по поверхности ролика в нижнюю его часть. При этом контакт зуба сателлита осуществляется по его верхней кромке (рис. 4, б). Визуально можно определить, что в данном случае наблюдаются нерегламентированные условия работы зацепления, приводящие к уменьшению КПД.

В планетарной прецессионной передаче при наличии упругих деформаций звеньев ось поворота OO_1 сателлита меняет лишь свое угловое положение относительно оси входного вала (рис. 4, г). При этом контактная площадка смещается вдоль оси зуба, обеспечивая отсутствие кромочного контакта зуба сателлита и конического ролика. Следовательно, в случае планетарной прецессионной передачи условия контактного зацепления звеньев при наличии и отсутствии упругих деформаций звеньев остаются практически неизменными. Это гарантирует постоянство значения КПД в зацеплении планетарной прецессионной передачи при различных величинах коэффициентов жесткости звеньев.

Заключение. Особенности структурной схемы планетарной прецессионной передачи позволяют реализовать при ее работе не только свойственные всем механическим передачам редуци-

рующие функции, но и функции компенсирующей муфты. В свою очередь сочетание указанных функций делает возможным создание на базе планетарной прецессионной передачи малогабаритных редукторов с пониженной себестоимостью изготовления. При этом изготовление указанных редукторов возможно на отечественных предприятиях общемашиностроительного профиля, имеющих в наличии зуборезное оборудование. Аналитическое обоснование нечувствительности выходных показателей планетарных прецессионных передач к погрешностям изготовления и монтажа их звеньев приведено в [7].

Прецессионные редукторы, изготовленные на предприятиях общемашиностроительного профиля, в настоящее время нашли применение во многих приводах машин и механизмов. К примеру, они используются в конструкциях приводов контактных разъединителей на электрифицированных участках Белорусской железной дороги, строительно-отделочных (заглаживающих бетон) машин и шнековых конвейеров в сельском хозяйстве, лебедок для проведения аварийно-спасательных и ремонтных работ. Проводятся испытания по внедрению прецессионных редукторов в приводы установки нория, предназначенной для вертикальной транспортировки сыпучих материалов, а также сельскохозяйственной лебедки, серийно выпускаемой РУП «Могилев-лифтмаш».

Литература

1. *Sumitomo Jukikaigiho* // Techn. Rev. 1998. Vol. 46, N 137. P. 49.
2. *Гданский Н. И.* // Информатика–Машиностроение. М., 1996. № 3. С. 20–24.
3. *Громыко П. Н., Жолобов А. А., Стаценко А. А. и др.* // Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания. Мн., 2000.
4. *Скойбеда А. Т., Громыко П. Н.* // Конически-цилиндрические прецессионные редукторы. Мн., 2001.
5. Пат. 11078 РБ, МПК (2006) F 16Н 1/32. Планетарная прецессионная передача / П. Н. Громыко, Д. М. Макаревич, С. Д. Макаревич, Л. Г. Доконов: Заявитель и патентообладатель Государственное учреждение высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет», № а20060411; заявл. 28.04.2006; опубл. 30.08.2008.
6. *Громыко П. Н. и др.* // Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач. Могилев, 2007.
7. *Хататовский С. Н., Громыко П. Н., Павлович М. С.* // Вестн. Бел.-Рос. ун-та. 2011. № 2. С. 114–121.

P. N. HRAMYKA, L. G. DOKONOV, P. S. HANCHAROU, E. G. KRYVANOGOVA

STUDIES ON THE EFFECT OF ELASTIC DEFORMATION OF CONTACTING UNITS ON THE EFFICIENCY OF PLANETARY PRECESSION TRANSMISSIONS

Summary

The paper contains the results of studies on the effect of elastic deformation of contacting units on the efficiency of the planetary eccentric and precession transmissions. The studies were conducted using SolidWorks/ COSMOSMotion computer modeling techniques.