

**К ВОПРОСУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ФРИКЦИОННЫХ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ****М.Р. Дементьев**

dementiev3001@mail.ru

SPIN-код: 5271-8096

**МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация****Аннотация**

*В приборах, требующих большой кинематической точности и плавности работы передачи, использование волновых зубчатых передач не представляется возможным из-за присущих им циклических погрешностей поворота. Альтернативой зубчатым передачам в подобных приводах являются фрикционные передачи. Статья посвящена вопросу расчета фрикционных волновых передач. Отмечено существенное различие в конструкции двух разновидностей волновых передач. Дано описание метода расчета гибкого колеса волновых зубчатых передач, рассмотрены его отличительные особенности и возможность применения такого расчета для фрикционных волновых передач.*

**Ключевые слова**

*Волновая фрикционная передача, вращательное движение*

Поступила в редакцию 18.10.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

В общем случае исполнительные механизмы машин и приборов, предназначенные для совершения какой-либо полезной работы, получают необходимую для этого механическую энергию не непосредственно от двигателя, а от промежуточного элемента кинематической цепи — механической передачи. Необходимость включения в кинематические цепи, как правило, понижающих (редукционных) механических передач определяется двумя основными особенностями двигателей практически всех типов.

Массогабаритные параметры двигателей обратно пропорциональны частоте вращения их выходного вала. Это можно проиллюстрировать на примере наиболее распространенных двигателей, используемых в приводах изделий общепромышленного применения — асинхронных трехфазных электродвигателей серии АИР. Так, двигатель мощностью 2,2 кВт при синхронной частоте вращения 3 000 об/мин (АИР80В2) имеет массу 15 кг, 1 500 об/мин (АИР90 L4) — 18,6 кг, 1 000 об/мин (АИР100 L6) — 39,5 кг, 750 об/мин (АИР112МА8) — 42 кг. Отсюда очевидно желание конструкторов добиться снижения массы изделия в целом за счет снижения массы применяемых двигателей.

Устойчивая работа двигателей возможна только в определенном диапазоне частот вращения их выходного вала. Например, частота вращения даже холостого хода современных двигателей внутреннего сгорания имеет порядок 1 000 об/мин. Очевидно, что если необходимая частота вращения исполнительного механизма составляет всего несколько оборотов в минуту, то для обеспечения этого требования в кинематическую цепь необходимо включать понижающие механические передачи.

В дисциплине «Детали машин» [1] механические передачи подразделяют по принципу их действия на передачи зацеплением и передачи трением.

В большинстве случаев конструкторы отдают предпочтение передачам зацеплением, поскольку они обладают высокой нагрузочной способностью и в ряде случаев — высоким коэффициентом полезного действия (КПД зубчатых передач достигает 0,98). Однако в случае необходимости придания исполнительному механизму низкой частоты вращения (от нескольких оборотов в минуту до их долей) конструкторам приходится включать в кинематическую цепь не одну, а несколько последовательно установленных редукционных передач, что очевидно отрицательно сказывается на массогабаритных характеристиках изделий. Одним из наиболее эффективных и современных способов решения данной проблемы является использование волновых зубчатых передач, которые позволяют осуществлять передаточные отношения в одной ступени  $u = 300 \dots 320$  при КПД = 0,85...0,78 [1–4]. Но при всех достоинствах им присущ такой недостаток зубчатых передач всех типов, как циклическая погрешность параметров движения выходного звена, связанная с погрешностями изготовления передачи. Эту циклическую погрешность оценивают по стандарту двумя параметрами — кинематической точностью и плавностью работы передачи.

Исключить указанную циклическую погрешность, сохранив при этом все достоинства волновых зубчатых передач, можно путем использования волновых фрикционных передач [5, 6]. Схема указанной передачи внешне мало чем отличается от схемы волновой зубчатой передачи.

**Волновая фрикционная передача.** Устанавливая генератор  $h$ , деформируют гибкое колесо 1, придавая ему форму эллипса (рис. 1). Силовое взаимодействие деталей волновой передачи происходит в точках контакта на большой оси эллипса. Генератор прижимает гибкое колесо к жесткому с силой, достаточной для передачи нагрузки силами трения. При неподвижном жестком колесе 2 вращение генератора вызывает обкатывание гибкого колеса по жесткому и вращение его в противоположном вращению генератора направлении.

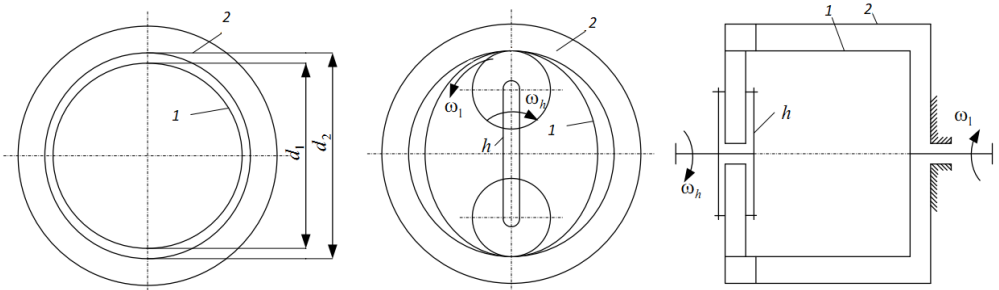


Рис. 1. Схема фрикционной волновой передачи:

1 — гибкое колесо; 2 — жесткое колесо;  $h$  — генератор волн;  $\omega_1$  — угловая скорость гибкого колеса;  $\omega_h$  — угловая скорость генератора волн

Однако помимо очевидной разницы в конструкции гибкого колеса (отсутствия зубчатого венца) в указанных волновых передачах имеет место еще одно существенное отличие: ролики генератора волн фрикционной передачи должны не только деформировать гибкое колесо, но и обеспечивать его надежный прижим к рабочей поверхности жесткого колеса с целью исключения эффекта проскальзывания, что недопустимо при высоких требованиях к плавности работы исполнительных механизмов. Это обстоятельство заставляет предусматривать упругую связь роликов с водилом генератора волн. Важно, что с учетом известных значений коэффициентов сухого трения фрикционной пары сталь — сталь  $f = 0,10 \dots 0,18$  и принятых во фрикционных передачах коэффициентах безопасности  $k = 2 \dots 3$  [1] требуемая сила  $F_r$  прижима гибкого колеса к жесткому до 30 раз должна превышать ту полезную окружную силу  $F_t$ , которая будет передаваться на гибкое колесо. Окружную силу определяют из условия

$$F_t k = F_r f.$$

Тем не менее упругая связь позволяет решить сразу две задачи, а именно:

- обеспечивает легкость сборки (позволяет свободно ввести генератор волн);
- изменяя деформацию пружины, можно получить необходимую силу прижатия.

**Расчет гибкого колеса.** Работоспособность волновых передач в основном ограничивается прочностью гибких колес, которые по своей конструкции близки к тонким оболочкам. Точное решение задачи о прочности гибких колес сопряжено со значительными математическими трудностями.

Гибкое колесо волновой передачи представляет собой сочетание цилиндрической оболочки с зубчатым венцом, который рассматривают как кольцо. При расчете подобных конструкций применяют теорию колец и оболочек и учитывают условия сопряжения кольца с оболочкой. Также учитывают влияние зубьев на жесткость зубчатого венца, при этом важно обратить внимание на тот факт, что жесткость зубчатого венца существенно больше эквивалентной жесткости оболочки.

В волновых зубчатых передачах ролики генератора волн должны деформировать гибкое колесо и вводить зубья в зацепление, поэтому силы, связанные с деформированием, на два порядка меньше сил от нагрузки передачи [3]. При расчете нагрузки элементов силовых передач эти силы не учитывают. Это отражается на расчете гибкого колеса на сопротивление усталости.

Рассмотрим элемент гибкого колеса толщиной  $h$  и длиной  $l$  как часть кругового кольца с начальной кривизной  $r$  (рис. 2). После деформирования гибкого колеса генератором выделенный элемент получает приращение кривизны, которое можно представить в зависимости от изгибающего момента  $M$ .

Расчет гибкого колеса волновой зубчатой передачи на сопротивление усталости проводят, опираясь на экспериментальные исследования, которые показывают, что прочность гибкого колеса в основном зависит от напряжений, возникающих от действия изгибающего момента  $M$ .

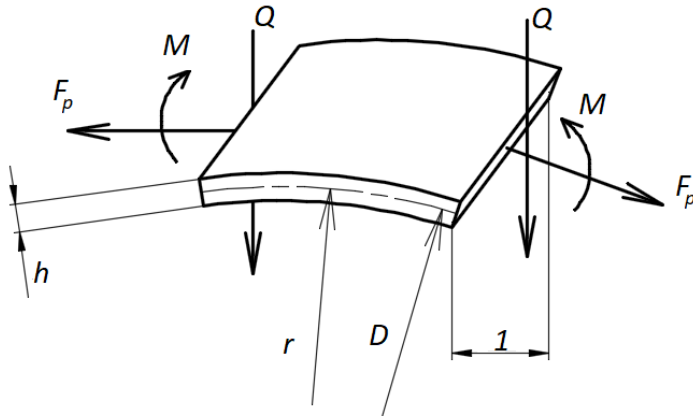


Рис. 2. Элемент гибкого колеса

Без учета влияния продольных  $F_p$  и поперечных сил  $Q$  общее дифференциальное уравнение изогнутой оси кольца имеет вид

$$\frac{1}{r^2} \left( \frac{d^2 W}{dj^2} + W \right) = -\frac{M}{EJ}, \quad (1)$$

где левая часть уравнения описывает кривизну кольца после деформирования:  $W$  — радиальное перемещение;  $r = (D+h)/2$  — радиус срединной поверхности до деформирования,  $D$  — диаметр отверстия гибкого колеса; в правой части:  $M$  — изгибающий момент;  $E$  — модуль упругости материала;  $J$  — момент инерции поперечного сечения.

Правую часть уравнения (1) преобразуют следующим образом:

$$\frac{M}{EJ} = \frac{\sigma_F}{E(h/2)}. \quad (2)$$

Преобразованное уравнение (2) решают относительно напряжений изгиба, а в расчетную зависимость вводят дополнительные коэффициенты, учитывающие влияние зубчатого венца и отсутствующих силовых факторов.

Для волновых фрикционных передач такие допущения не подходят, поскольку сила прижима гибкого колеса значительно превосходит остальные силы, действующие в передаче. Это обстоятельство, безусловно, должно учитываться и при расчете наиболее ответственного элемента волновой фрикционной передачи — гибкого колеса.

Для применения существующей методики расчета гибких колес волновых зубчатых передач к фрикционным волновым передачам в нее необходимо внести определенные уточнения, учитывающие значительно влияние прижимной силы и отсутствие зубчатого венца. Также следует рассмотреть вопрос о длине оболочки гибкого колеса (поскольку присутствует дно) и ее влияние на напряженно-деформированное состояние.

## Литература

- [1] Ряховский О.А., Клыпин А.В. *Детали машин*. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 519 с.
- [2] Гузенков П.Г. *Детали машин*. М.: Высшая школа, 1986. 358 с.
- [3] Иванов М.Н. *Волновые зубчатые передачи*. М.: Высшая школа, 1981. 184 с.
- [4] Charnes A., Cooper W. Goal programming and multiple objective optimizations // *European Journal of Operational Research*. 1977. No. 1. P. 39–54.
- [5] Гудков В.В. Фрикционные передачи маломоментных приводов // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2013, № 7. С. 80–83. DOI: 10.18698/0536-1044-2013-7-80-83 URL: <http://izvuzmash.ru/catalog/tpmachines/hidden/268.html>.
- [6] Ряховский О.А., Воробьев А.Н. Экспериментальное исследование фрикционных планетарных передач // *Инженерный журнал: наука и инновации*. 2016. Вып. 10. DOI: 10.18698/2308-6033-2016-10-1541. URL: <http://engjournal.ru/catalog/mesc/msds/1541.html>.

**Дементьев Михаил Романович** — магистрант кафедры «Основы конструирования машин», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Научный руководитель** — Гудков Виктор Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

## ON THE QUESTION OF HARMONIC FRICTION DRIVE DESIGN

M.R. Dementev

dementiev3001@mail.ru

SPIN-код: 5271-8096

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

**Abstract**

Strain wave gearing appears impossible to be used in devices that require high kinematic precision and smoothness of operation because of its inherent cyclic rotational errors. Friction drives are an alternative to gears in this type of transmission. The article deals with the problem of computing harmonic friction drive parameters. We note a considerable difference in the design of these two types of wave drives. Hence, we describe a method for computing parameters of the flexspline found in strain wave gears, consider its specifics and the feasibility of performing the same computations for harmonic friction drives.

**Keywords**

Harmonic friction drive, rotational motion

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

**References**

- [1] Ryakhovskiy O.A., Klypin A.V. *Detali mashin [Machine parts]*. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2004. 519 p.
- [2] Guzenkov P.G. *Detali mashin [Machine parts]*. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1986. 358 p.
- [3] Ivanov M.N. *Volnovye zubchatye peredachi [Wave gears]*. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1981. 184 p.
- [4] Charnes A., Cooper W. Goal programming and multiple objective optimizations. *European Journal of Operational Research*, 1977, no. 1, pp. 39–54.
- [5] Gudkov V.V. Friction transmissions of low-torque motors. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved., Mashinost.* [Proc. of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2013, no. 7, pp. 80–83 DOI: 10.18698/0536-1044-2013-7-80-83 Available at: <http://izvuzmash.ru/eng/catalog/tpmachines/hidden/268.html>.
- [6] Ryakhovskiy O.A., Vorob'ev A.N. Experimental study of friction planetary gears. *Jelektr. nauchno-tekh. izd. "Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovacii"* [El. Sc.-Tech. Publ. "Eng. J.: Science and Innovation"], 2016, iss. 10. DOI: 10.18698/2308-6033-2016-10-1541 Available at: <http://engjournal.ru/eng/catalog/mesc/msds/1541.html>.

**Dementev M.R.** — Master's Degree student, Department of Machine Design Foundations, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Scientific advisor** — Gudkov V.V., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Machine Design Foundations, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.