



ГУДКОВ
Виктор Владимирович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

GUDKOV
Viktor Vladimirovich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)

Фрикционные передачи маломоментных приводов

В.В. Гудков

Во многих оптико-механических приборах одной из наиболее сложных задач является придание отдельным элементам оптической системы медленного вращательного движения с высокой степенью плавности. Использование в предназначенных для этой цели приводах зубчатых передач, в том числе и волновых, не представляется возможным из-за присущих им циклических погрешностей поворота.

В данной статье обосновано, что альтернативой зубчатым передачам в подобных приводах являются фрикционные передачи. Приведены кинематические схемы двух разновидностей фрикционных передач (волновой и шариковой), позволяющие получать высокую плавность вращательного движения, а также расчетные зависимости для определения передаточного отношения фрикционных передач. Описано каким образом осуществляется контроль параметров вращательного движения, создаваемого предлагаемыми приводами.

Ключевые слова: вращательное движение, волновая фрикционная передача, шариковая фрикционная передача.

Friction Transmissions of Low-Torque Motors

V.V. Gudkov

One of the most complex problems of many optical-mechanical devices is to give a slow rotary motion with a high degree of smoothness to some elements of optical system. In this case the use of gears, including wave gears, is not possible because of their typical cyclic errors in rotation. The article proves that the alternative to gears in similar motors is the use of friction transmissions. Kinematic schemes of two types of friction transmissions are given that allow receiving a high smoothness of a rotary motion. Computational models for the defining the transmission ratio of friction transmissions are also presented. It was described how the control of rotary motion parameters created by said motors was exercised.

Keywords: rotary motion, wave friction gear, ball-friction gear.

В различного рода приборах и системах управления часто возникает необходимость сообщения медленного вращательного движения подвижным элементам устройств. При этом главным, определяющим требованием к такому вращательному движению часто является его высокая равномерность (плавность). В ряде случаев допускаемая погрешность вращательного движения может составлять $\Delta\omega = (0,001...0,0001)\omega$. Для обеспечения столь высоких требований по равномерности вращательного движения в составе приводов для сооб-

щения этого движения используются волновые зубчатые передачи. Достоинства и преимущества этих передач по сравнению с другими типами механических передач хорошо известны и широко описаны в технической литературе, например [1–6].

Несмотря на все преимущества, волновым зубчатым передачам присущ общий недостаток — наличие циклической погрешности поворота, обусловленное погрешностями изготовления элементов передач. Кроме того, в настоящее время реальные возможности отечественных производственных предприятий таковы, что качественное изготовление волновых зубчатых передач, особенно мелко модульных ($m = 0,1 \dots 0,15$), является для них трудно выполнимой задачей.

Помимо этого, существует целый ряд изделий приборостроения, в которых использование волновых зубчатых передач не является оправданным ни с технической, ни с экономической точек зрения. Например, оптико-механические приборы для научных исследований, поскольку производство таких приборов в большинстве случаев имеет все основные признаки единичного или уникального производств, а их конструкция предусматривает необходимость сообщения медленного и плавного вращательного движения лишь отдельным элементам оптической системы с небольшой массой (например светоделительной призме с держателем, изготовленным из легких сплавов). По этой причине приводы поворота должны развивать очень небольшие вращающие моменты.

Практика разработки и создания маломоментных приводов для подобных приборов показала, что альтернативой волновым зубчатым передачам являются фрикционные передачи, две разновидности которых описаны в данной статье.

Для создания вращательного движения с особо низкой частотой вращения была разработана двухступенчатая волновая фрикционная передача, кинематическая схема которой представлена на рис. 1. Передача включает в себя два жестких колеса с внутренней цилиндрической рабочей поверхностью — подвиж-

ное 5 (рабочий диаметр d_5), на свободном конце которого закреплен держатель 4 для соответствующего элемента оптической системы, и неподвижное 6 (рабочий диаметр d_6). Гибкое колесо 3 прижимается к рабочим поверхностям колес 5 и 6 и получает движение от эксцентрикового генератора волн 2, соединенного с ротором двигателя 1. Для обеспечения высокой степени плавности поворота держателя 4 эксцентрики генератора 2 должны обеспечивать не только одинаковую величину деформации колеса 3, но и одинаковые силы трения на контактных поверхностях колес 3, 5 и 6. С этой целью эксцентрики выполнены в виде осей 7, на каждой из которых установлено по два подшипника качения, а сами оси 7 размещены на упругом подвесе в виде витых пружин 8. Пружины 8 до начала окончательной сборки передачи регулировались на специальном стенде. При этом достигалась одинаковая сила сжатия всех пружин 8, которая определялась как сумма усилия, необходимого для деформации колеса 3 [1, 3], и усилия, необходимого для создания силы трения между рабочими поверхностями колес 3, 5 и 6. Численные значения коэффициентов трения приведены в обширной справочной и специальной литературе по триботехнике [7–12].

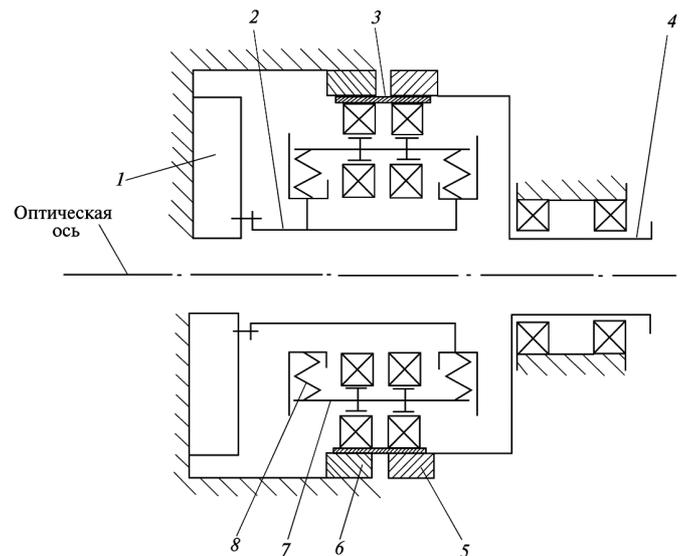


Рис. 1. Кинематическая схема волновой фрикционной передачи

Гибкое колесо 3 представляет собой тонкостенную оболочку (рис. 2), имеющую на наружной поверхности два участка, диаметры D_{31} и D_{32} которых отличаются на 0,1 мм. Соотношение между внутренним диаметром d и толщинами оболочки δ_1 и δ_2 соответствуют рекомендациям, приведенным в работе [3], и составляет $\delta_1: d_3 = 0,0143$; $\delta_2: d_3 = 0,0134$. С целью снижения требуемой силы для деформации и надежного прижима гибкого колеса 3 к рабочим поверхностям колес 5 и 6 деформация колеса 3 составляет не более 0,1 мм. Благодаря указанным выше соотношениям между диаметрными размерами рабочих поверхностей колес 3, 5 и 6, передаточное отношение описываемой передачи составляет $U = D_{32}d_5 / (D_{32}d_{51} - d_6D_{31}) \approx \approx 166\ 000$.

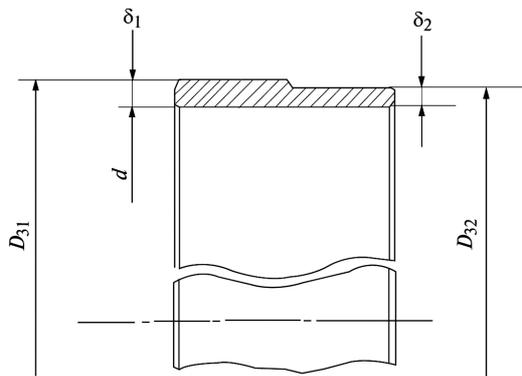


Рис. 2. Конструкция гибкого колеса

Конструкция данной передачи позволяет достаточно легко трансформировать ее в дифференциальный механизм, если выполнить колесо 6 подвижным.

В ряде приборов необходимо создание медленного вращательного движения определенного элемента оптической системы в одном направлении (рабочий ход) и быстрого возврата этого элемента в исходное положение (холостой ход), что позволяет повысить производительность измерений. С этой целью разработан привод, кинематическая схема которого представлена на рис. 3. Привод включает в себя два одинаковых двигателя — рабочего хода 1 и холостого хода 6, связанных между собой фрикционной шариковой передачей. Ведущий вал 2 фрикционной шариковой передачи соединен с ротором двигателя 1 и сообщает вращение

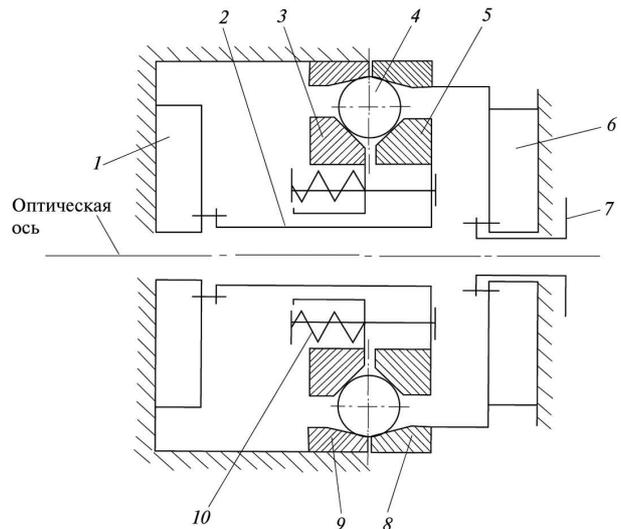


Рис. 3. Кинематическая схема шариковой фрикционной передачи

двум дискам 3, 5 с внешними коническими рабочими поверхностями, причем диск 5 жестко соединен с валом 2, а диск 3 имеет возможность перемещения вдоль вала 2. Шарики 8 получают движение от дисков 3, 5 и катятся по внутренним коническим поверхностям колец 8, 9. При этом кольцо 9 жестко закреплено на корпусе привода, а кольцо 8 подвижно соединено с ротором двигателя холостого хода 6, на свободном конце которого закреплен держатель 7 для соответствующего элемента оптической системы прибора. Требуемая сила трения между шариками 4, дисками 3, 5 и кольцами 8, 9 создается регулируемыми пружинами 10, воздействующими на подвижный диск 3.

Поскольку образующие рабочих поверхностей колец 8 и 9 имеют разный угол наклона (рис. 4), то работа данной передачи аналогична работе зубчатой планетарной передачи, выполненной по схеме 3К [2, 13]. Передаточное отношение описываемой передачи составляет $U = (1 + d_9d_3) \times [1 - d_92r_{41}2r_{42}\delta_8] = 420$.

При рабочем ходе привода используется двигатель 1, а двигатель 6 выключен; держатель 7 получает медленное вращение. При холостом ходе привода двигатель 1 отключен, а держатель 7 быстро возвращается в исходное положение с помощью двигателя 6.

Подобно описанной выше волновой фрикционной передаче, данная шариковая фрикционная передача может использоваться в качест-

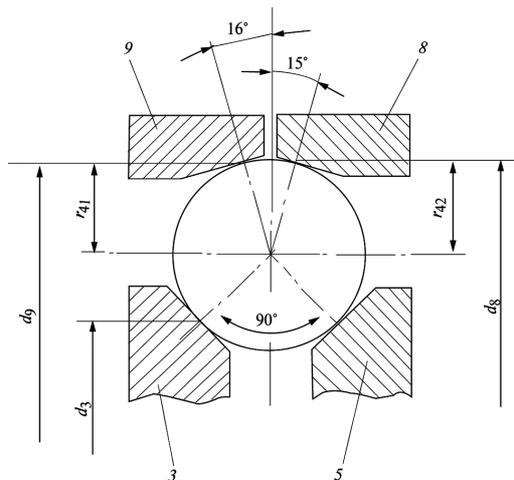


Рис. 4. Схема для расчета передаточного отношения в дифференциальном механизме при условии одновременной работы двигателей 1 и 6.

В ходе испытаний опытных образцов параметры их выходного вращательного движения контролировались с помощью преобразователя угловых перемещений модели ЛИР-390А, изготавливаемого ОАО «Специальное конструкторское бюро информационно-измерительных систем» (Санкт-Петербург). Результаты испытаний подтвердили, что плавность выходного вращательного движения приводов соответствует техническому заданию и обеспечивает требуемые характеристики оптико-механических приборов в целом.

Литература

1. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. Л.: Машиностроение, 1969. 159 с.
2. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высш. шк., 1986. 358 с.
3. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. М.: Высш. шк., 1981. 183 с.
4. Павлов Б.И. Механизмы приборов и систем управления. Л.: Машиностроение, 1972. 230 с.
5. Charnes A., Cooper W. Goal Programming and multiple objective optimizations // European journal of operational research. 1977. № 1. P. 39–54
6. Harmonic Drive. Mechanical power transmission system. Beverly (Massachusetts): USM Corp., 1965. 16 p.

7. Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. Моделирование трения и изнашивания в машинах. М.: Машиностроение, 1982. 192 с.

8. Крагельский И.В. Фрикционное взаимодействие твердых тел // Трение и износ. 1980. Т. 1. № 1. С. 12–29.

9. Крагельский И.В., Виноградов И.Э. Коэффициенты трения. М.: Наука, 1984. 831 с.

10. Мур Д. Основы и применение триботехники: Пер. с англ. С.А. Харламова. М.: Мир, 1978. 488 с.

11. Проблемы надежности и ресурса в машиностроении / Отв. ред. К.В. Фролов, А.П. Гусенков. М.: Наука, 1988. 248 с.

12. Слюдииков М.Н. Надежность и точность механизмов приводов систем управления летательными аппаратами. М.: Машиностроение, 1982. 352 с.

13. Планетарные передачи. Справочник / Под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. 535 с.

References

1. Ginzburg E.G. *Volnovye zubchatye peredachi* [The wave gear]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1969. 159 p.

2. Guzenkov P.G. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 1986. 358 p.

3. Ivanov M.N. *Volnovye zubchatye peredachi* [The wave gear]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 1981. 183 p.

4. Pavlov B.I. *Mekhanizmy priborov i sistem upravleniia* [Mechanisms of instrumentation and control systems]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1972. 230 p.

5. Charnes A., Cooper W. Goal Programming and multiple objective optimizations. *European journal of operational research*. 1977, no. 1, pp. 39–54.

6. Harmonic Drive. *Mechanical power transmission system*. Beverly (Massachusetts), USM Corp., 1965. 16 p.

7. Braun E.D., Evdokimov Iu.A., Chichinadze A.V. *Modelirovanie treniia i iznashivaniia v mashinakh* [Modeling of friction and wear in machines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1982. 192 p.

8. Kragel'skii I.V. *Friksionnoe vzaimodeistvie tverdykh tel* [Frictional interaction of solids]. *Trenie i iznos* [Friction and wear]. 1980, vol. 1, no. 1, pp. 12–29.

9. Kragel'skii I.V., Vinogradov I.E. *Koeffitsienty treniia* [The coefficients of friction]. Moscow, Nauka publ., 1984. 831 p.

10. Mur D. *Osnovy i primeneniie tribotekhniki* [Fundamentals and application Tribotechnology]. Moscow, Mir publ., 1978. 488 p.

11. Frolov K.V., Gusenkov A.P. *Problemy nadezhnosti i resursa v mashinostroiinii* [Problems of reliability and service life of mechanical engineering]. Moscow, Nauka publ., 1988. 248 p.

12. Sliudikov M.N. *Nadezhnost' i tochnost' mekhanizmov privodov sistem upravleniia letatel'nyimi apparatami* [The reliability and accuracy of the mechanisms are aircraft control systems]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1982. 352 p.

13. *Planetarnye peredachi. Spravochnik* [Planetary transmission. Directory]. Ed. Kudriavtsev V.N., Kirdiashev Iu.N. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1977. 535 p.

Статья поступила в редакцию 22.04.2013

Информация об авторе

ГУДКОВ Виктор Владимирович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vvgud@bmmstu.ru).

Information about the author

GUDKOV Viktor Vladimirovich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Fundamentals of Machine Design» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: vvgud@bmmstu.ru).