

Экспериментальное исследование фрикционных планетарных передач

© О.А. Ряховский, А.Н. Воробьев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Представлены результаты экспериментальных исследований фрикционных передач по определению КПД упругого скольжения и работоспособности передачи при контактных давлениях, превышающих допустимые, на специально спроектированном и изготовленном кафедрой «Детали машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана стенде. Испытания проводились как со смазочным материалом, так и без него. По полученным результатам установлены оптимальные режимы работы фрикционной планетарной передачи.

Ключевые слова: самоустанавливающиеся передачи, фрикционные передачи.

Для передачи вращательного движения с изменением скорости и силовых параметров применяют передачи зацеплением. Однако, как показывает практика, мелко модульные зубчатые передачи при высоких окружных скоростях и наличии вибраций имеют малый ресурс.

Установлено [1], что мелко модульные зубчатые передачи можно успешно заменить на более простые по конструкции и исполнению фрикционные планетарные передачи (ФПП) с разгруженными от сил прижатия фрикционных тел валами и опорами. Такая замена позволила повысить ресурс механизмов с ФПП и уменьшить их габаритные размеры и массу.

Проведен [2] приближенный расчет ФПП. Для создания такой передачи с наиболее оптимальными соотношениями геометрических размеров определено влияние передаточного отношения на ее тяговые возможности. Передаточное отношение может изменяться в широких пределах. Однако в реальной конструкции его значение должно быть ограничено, так как невозможно предельно увеличивать силу прижатия рабочих тел из-за появления пластических деформаций рабочей поверхности. Тем не менее при передаточном отношении, близком к 2, размеры сателлитов уменьшаются, что также приводит к росту контактных напряжений. Поэтому была рассмотрена теоретическая ФПП с зафиксированным размером охватывающего колеса и изменяемым размером центрального колеса.

Для получения значений максимальных контактных напряжений, возникающих на площадке контакта сателлита с центральным колесом, использовали решение Герца по контакту двух цилиндров:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\nu^2)}} \sqrt{\frac{T_1}{n_w d_1^2 f(u-2)}}, \quad (1)$$

где E — модуль упругости рабочих тел; T_1 — вращающий момент на центральном колесе; n_w — число сателлитов; d_1 — диаметр центрального колеса; f — коэффициент трения в контакте; u — передаточное отношение; ν — коэффициент Пуассона.

Проанализировав выражение (1), можно прийти к выводу о том, что в предельном состоянии, когда контактные напряжения близки к напряжениям, при которых начинается пластическое течение материала (для стали $\sigma_H = 3500...3700$ МПа), увеличение передаточного отношения более чем $u > 7$ не приводит к значительным изменениям контактных напряжений.

По полученным результатам на кафедре «Детали машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана был спроектирован и изготовлен редуктор с ФПП (передаточное отношение $u = 6$) (рис. 1–3). Фрикционные тела 3, 4 изготовлены из шарикоподшипниковой стали ШХ-15. Твердость поверхностей сателлитов 4 — 58...61 HRC, центрального 5 и охватывающего колес 3 — 55...58 HRC. Исходя из выбранного передаточного отношения и условий технологичности, были рассчитаны следующие геометрические размеры: диаметр центрального колеса 5 — 20 мм, охватывающего колеса 3 — 100 мм. Прижатие рабочих тел в редукторе осуществлялось с помощью конических колец 6 (остальные условные обозначения: корпус — 7, шпилька — 8, нажимная крышка — 9).

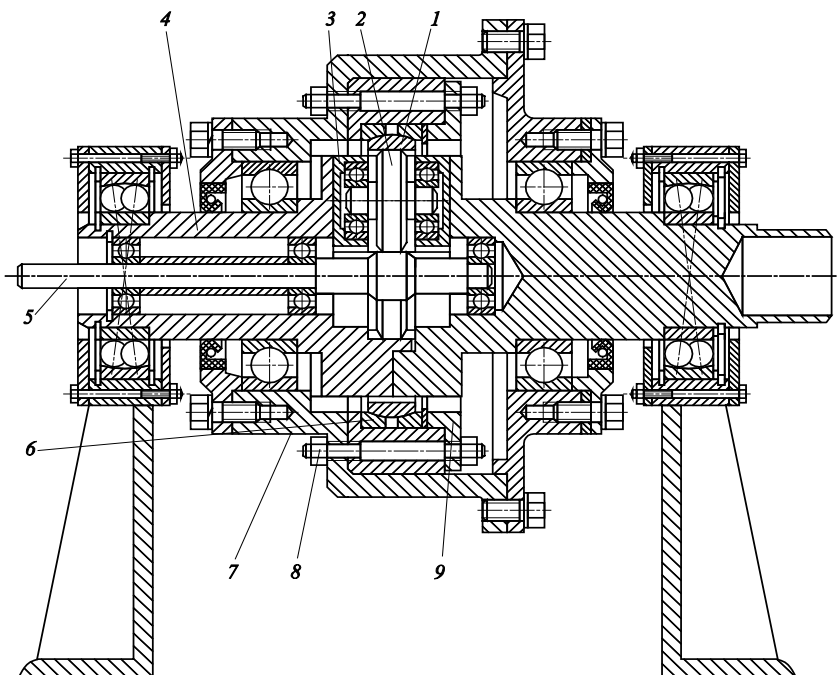


Рис. 1. Конструкция исследуемой фрикционной планетарной передачи:

- 1 — опорное коническое кольцо (эпицикл); 2 — сателлиты; 3 — охватывающее колесо; 4 — корпус опорный; 5 — центральное колесо; 6 — коническое колесо; 7 — корпус; 8 — шпилька; 9 — нажимная крышка

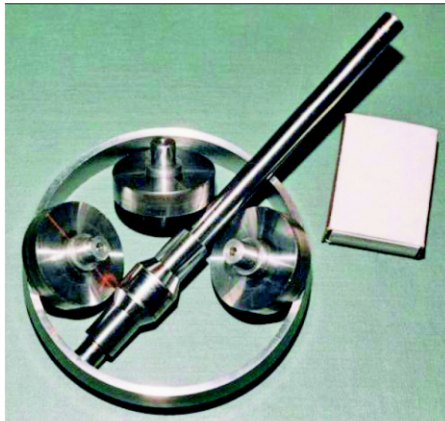


Рис. 2. Рабочие тела (ведущий вал, сателлиты, эпицикл) планетарной фрикционной передачи

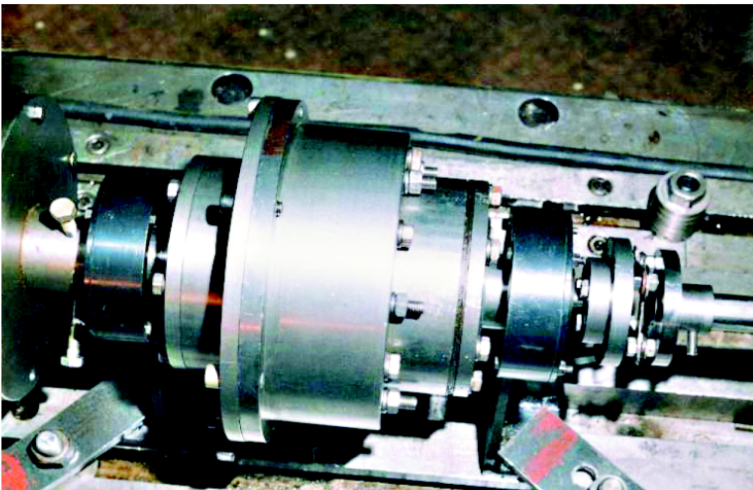


Рис. 3. Фрикционная планетарная передача

Специально сконструированный для испытаний стенд (рис. 4, 5) состоит из электродвигателя 1 постоянного тока марки (ПБС-33) мощностью 2,2 кВт, с диапазоном регулирования частот вращения 50...2500 об/мин, испытуемого редуктора 2 и магнитопорошкового тормоза 3 (ПТМ-40М). Для существенного снижения дополнительных нагрузок на валы и опоры соединение вала электродвигателя с входным валом редуктора и выходного вала редуктора с валом тормоза выполнено безлюфтовыми в окружном направлении компенсирующими муфтами 4.

Упругое скольжение в передаче, обусловленное упругой тангенциальной деформацией рабочих тел, определяли по отношению частот вращения быстроходного и тихоходного валов. В зоне контакта одна часть точек поверхности находится в области сцепления, которая начи-

нается в месте, где точки входят в контакт и не происходит смещение одной поверхности относительно другой, а вторая часть находится в зоне проскальзывания. При входе в контакт точки ведущего и ведомого колеса начинают испытывать тангенциальную упругую деформацию, которая обуславливает наличие некоторого распределения касательных сил на поверхности контакта. Так как значения сил трения в этой области достаточно, чтобы предотвратить относительное смещение поверхностей тел, тангенциальная деформация по мере прохождения области сцепления возрастает.

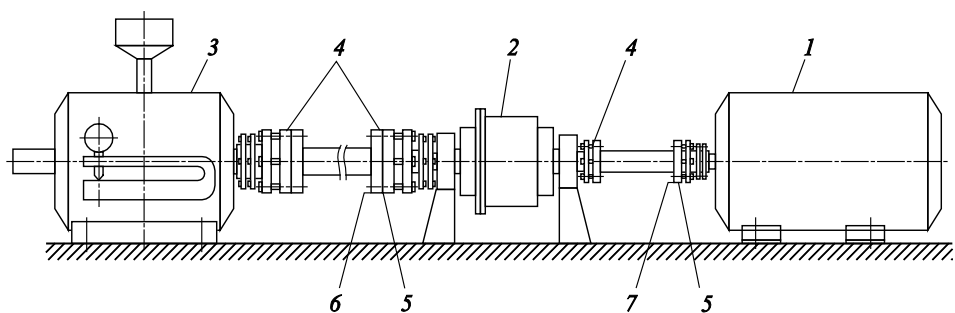


Рис. 4. Стенд для изучения планетарных фрикционных передач:
1 — двигатель; 2 — редуктор; 3 — магнитный тормоз; 4 — безлюфтовые муфты; 5 — диски с метками; 6 — электронные тахометры

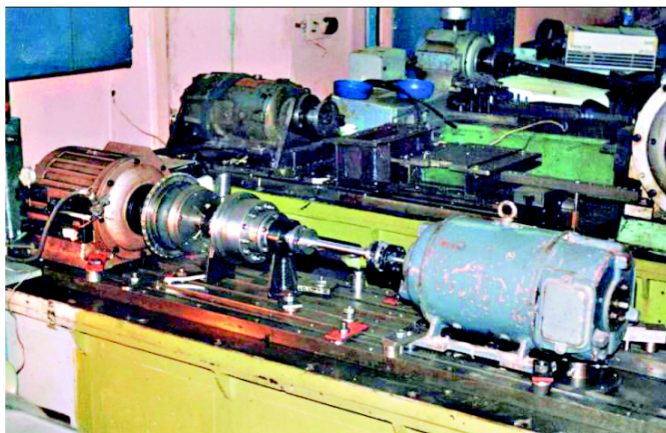


Рис. 5. Стенд для испытания планетарных фрикционных передач

В области проскальзывания значение тангенциальной деформации возрастает настолько, что силы трения больше не способны удержать поверхности от смещения. Для ведущего колеса тангенциальные деформации являются растягивающими, для ведомого — сжимающими, поэтому ведущее колесо как бы приобретает дополни-

тельное приращение длины поверхности и при полном обороте вокруг оси проходит большее расстояние, чем в случае отсутствия тангенциальных деформаций.

Частоты вращения валов определяли регистрацией импульсов, приходящих с индицирующих дисков, установленных на входном и выходном валах редуктора.

По отношению моментов на валах и фактическому значению их частот вращения определяли КПД передачи:

$$\eta = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1},$$

где T_1 — момент на быстроходном валу; T_2 — момент на тихоходном валу; ω_1 и ω_2 — частоты вращения на быстроходном и тихоходном валах соответственно.

Вращающий момент на быстроходном валу определяли измерением тока и напряжения, потребляемого электродвигателем, с дальнейшим пересчетом. Для определения момента на тихоходном валу статор магнитопорошкового тормоза был установлен на балансирной подвеске и заторможен от поворота тензометрической пружины, сигнал от которой поступал на тензостанцию, а затем на индицирующее устройство.

Испытания проходили как без смазочного материала в контакте рабочих тел, так и со смазочным материалом (синтетическим маслом TQ-D фирмы Castrol вязкостью $6 \cdot 10^{-5}$ м²/с при температуре 20 °С по вискозиметру ВПЖ-4). Окружные скорости центрального колеса 5 (см. рис. 1) составляли 0,31; 0,89 и 1,35 м/с, усилие прижатия рабочих тел — 5300 и 4500 Н, что соответствует максимальным контактным напряжениям 2100 и 1900 МПа, определяемым по формулам Герца для неподвижных цилиндров.

Исследование работоспособности при контактных давлениях, превышающих допустимые и силах прижатия, соответствующих максимальным контактным напряжениям 1900, 2000, 2100, 2600 и 3200 Мпа, показало, что окружная скорость составляла 0,89 м/с.

Приводимые на графиках данные являются осредненными для трех испытанных комплектов рабочих тел — центрального колеса, сателлитов, охватывающего колеса.

Зависимость упругого скольжения ξ и КПД (η) при работе передачи без смазочного материала, от коэффициента тяги ψ [3], который представляет отношение

$$\psi = \frac{F_t}{fF_n},$$

где F_t — окружная сила; F_n — сила прижатия рабочих тел; f — коэффициент трения в контакте рабочих тел, иллюстрирует рис. 6.

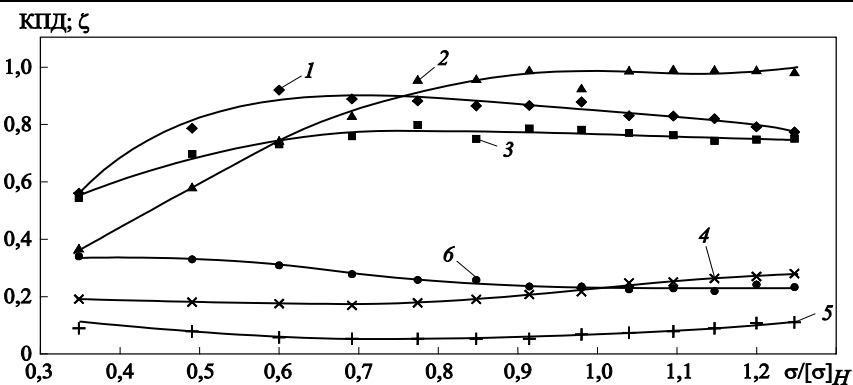


Рис. 6. Зависимость КПД и упругого скольжения при наличии смазочного материала:

КПД: 1 — 1 200 об/мин; 2 — 850 об/мин; 3 — 300 об/мин; скольжение: 4 — 1 200 об/мин; 5 — 860 об/мин; 6 — 300 об/мин

Анализ экспериментальных данных позволяет заключить, что упругое скольжение до $\psi \leq 1,0$ увеличивается почти линейно и имеет малое значение. Как обычно у механических передач, КПД вначале повышается с ростом нагрузки вследствие уменьшения доли потерь холостого хода в общем балансе потерь. Своего максимального значения КПД достигает при $\psi = 0,8 \dots 0,9$ и составляет $0,95 \dots 0,99$, а затем снижается с ростом потерь от проскальзывания.

Кривые упругого скольжения и КПД свидетельствуют о том, что оптимальная нагрузка ФПП без смазочного материала лежит в диапазоне $\psi = 0,7 \dots 0,8$, где передача имеет наиболее высокий КПД. При $\psi < 0,7$ передача недогружена, а режим работы при $\psi > 0,9$ допускается только при кратковременных перегрузках.

Работа передачи со смазочным материалом значительно отличается от работы без смазки (рис. 7). Если при отсутствии смазочного материала упругое скольжение составляет малое значение ($\sim 0,02 \dots 0,20$ %), то при смазывании поверхностей вообще не наблюдается. Происходит постоянное проскальзывание рабочих тел, которое достигает $20 \dots 25$ %, хотя значение КПД остается довольно высоким ($\eta = 0,90 \dots 0,95$).

Кроме того, при работе передачи со смазочным материалом на скольжение и КПД оказывает существенное влияние окружная скорость. Наибольший КПД и наименьшее скольжение получены при окружной скорости $0,89$ м/с.

Исследование работы передачи при различных значениях контактных давлений проводили путем измерения максимально возможного момента на тихоходном валу. Нагружаемый момент постепенно увеличивался до момента наступления пробуксовки и полной остановки тихоходного вала. Полученные данные сопоставлялись с режимом, для которого значение максимальных контактных напряжений соответствовало $[\sigma]_H = 200$ МПа [2] и которые условно были

приняты за допусковые. Испытания проходили как при наличии смазочного материала, так и без него.

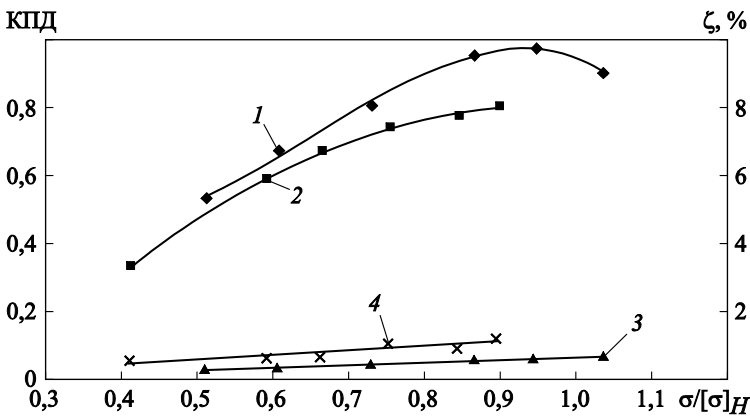


Рис. 7. КПД и скольжение смазочного материала при давлении МПа:
 КПД: 1 — 1 600; 2 — 1 200; скольжение: 3 — 1 600; 4 — 1 200

По выражению (2) определяли зависимость отношения максимального реализуемого момента к номинальному от отношения действующих контактных напряжений к допусковым ($[\sigma]_H = 2000$ МПа):

$$\sigma_H = 1,23 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{T_1}{d_1^2 n_w f} \frac{u}{u-2}} \quad (2)$$

Из полученных экспериментальных данных, в зависимости от значений T_{\max} и $T_{\text{ном}}$, можно выявить, что до отношения $\sigma_H/[\sigma]_H < 1,15 \dots 1,20$ экспериментальные значения лежат ниже данных теоретического расчета, а при отношении, когда $\sigma_H/[\sigma]_H > 1,20$ находятся выше него.

При $\sigma_H/[\sigma]_H < 1,15 \dots 1,20$ происходит нормальная работа передачи, и повреждений поверхностей рабочих тел после испытаний не обнаруживают. Однако рабочие поверхности изнашивались, что проявлялось в образовании порошка при испытании передач без смазочного материала и приводило в дальнейшем к выглаживанию рабочих поверхностей (рис. 8).

превышение значения соотношения $\sigma_H/[\sigma]_H > 1,20$ приводит к изменению поверхностных слоев рабочих тел и их повреждению. Повышение нагрузочной работоспособности вызовет увеличение коэффициента трения. При отсутствии смазочного материала рост коэффициента трения обусловлен изменением физико-механических свойств поверхностей и образованием местных мостиков сварки (задиров поверхностей), а при наличии смазки — нарушением процесса образования стабильной масляной пленки в контакте, причем в этом

случае выход из строя передачи обуславливает не износ, а усталостное выкрашивание рабочих тел. Следует отметить, что при таких режимах ресурс передачи значительно снижается.

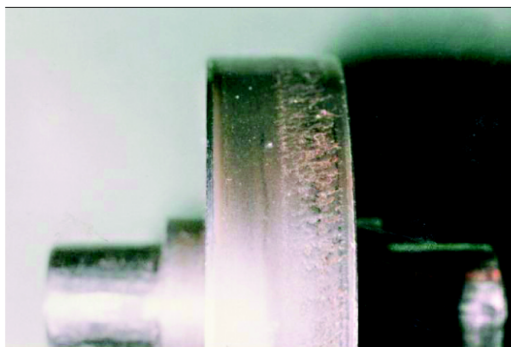


Рис. 8. Поверхность сателлита после разрушения

Таким образом, о проделанной работе можно сделать нижеследующие выводы.

1. Установлен оптимальный режим работы ФПП — в диапазоне $\psi = 0,7 \dots 0,9$, в котором КПД принимает максимальное значение.
2. При наличии смазочного материала в контакте рабочих тел скольжение может достигать существенных значений (20...25 %), а КПД остается довольно высоким (0,90...0,95).
3. Превышение действующих контактных напряжений над допускаемыми не должно быть выше 20 %.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Воробьев А.Н., Нажесткин Б.П., Ряховский О.А., Сыроветников Л.Н., Ромашкин О.Г. Сравнительные испытания механизмов с зубчатыми и фрикционными передачами. *Вестник машиностроения*, 1997, № 2, с. 3–6.
- [2] Воробьев А.Н., Нажесткин Б.П., Ряховский О.А., Сыроветников Л.Н., Ромашкин О.Г. Основы расчета планетарных фрикционных передач с цилиндрическими рабочими телами. *Вестник машиностроения*, 1997, № 12, с. 6–9.

Статья поступила в редакцию 30.06.2016

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Ряховский О.А., Воробьев А.Н. Экспериментальное исследование фрикционных планетарных передач. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2016, вып. 10. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2016-10-1541>

Ряховский Олег Анатольевич — д-р техн. наук, профессор кафедры «Основы конструирования машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов — машиностроение. e-mail: rolgan@mail.ru

Воробьев Александр Николаевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов — машиностроение.

Experimental study of friction planetary gears

© O.A. Ryakhovskiy, A.N. Vorobyev

Bauman Moscow State Technical University, 105005, Russia

This article presents the results of experimental study of friction gear to determine the gear elastic sliding and performance efficiency under contact pressures exceeding the permissible ones. The tests were carried out on a test bench specially designed and manufactured at the Department of Machine parts of Bauman Moscow State Technical University, with a lubricant and without it. The findings of the research show the optimal modes of friction planetary gear.

Keywords: self-aligning gear, friction gear.

REFERENCES

- [1] Vorobyev A.N., Nazhestkin B.P., Ryakhovskiy O.A., Syrovetnikov L.N., Romashkin O.G. *Vestnik mashinostroeniya — Engineering Bulletin*, 1997, no. 2, pp. 3–6.
- [2] Vorobyev A.N., Nazhestkin B.P., Ryakhovskiy O.A., Syrovetnikov L.N., Romashkin O.G. *Vestnik mashinostroeniya — Engineering Bulletin*, 1997, no. 12, pp. 6–9.

Ryakhovskiy O.A., Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Department of Fundamentals of Machine Design, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: rolgan@mail.ru

Vorobyev A.N., Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Professor of the Department Fundamentals of Machine Design, Bauman Moscow State Technical University.