

4563505

На правах рукописи
У.Д.К. 621.839.2

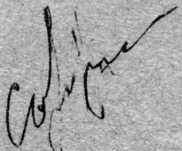
НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

СЫРОВЕТНИКОВ ЛЕОНИД НИКОЛАВИЧ

**РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВНЫХ ФРИКЦИОННЫХ
ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ И МЕТОДА ИХ РАСЧЕТА**

05.02.02. – Машиноведение и детали машин

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени
кандидата технических наук


Москва-1999

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель

- доктор технических наук,
профессор Ряховский О.А.

Официальные оппоненты

- доктор технических наук,
профессор Павлов В.Г.

- кандидат технических наук,
доцент Плешаков Ю.Д.

Ведущие предприятие

- НПП "Аэроэлектрик"



Диссертация состоится " " 1999 года на

К 053.15.11 в Московском
ете им. Н.Э.Баумана по адресу:

я в библиотеке МГТУ им.

мплярах, заверенных печатью,

99 года.

вета

 Попов П.К.

176т Подписано к печати 27.12.99

Тир. 100 экз.

4565301

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы.

В настоящее время для передачи вращательного движения с изменением скорости и силовых параметров применяют передачи зацеплением. Однако, как показала практика, специальные мелко модульные передачи с высокими окружными скоростями на быстроходных ступенях при наличии значительных вибраций имеют малый ресурс. Такие трудности возникли в приводах управления летательных аппаратов.

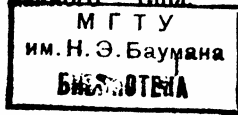
Для решения этой проблемы необходимо найти принципиально иной принцип действия передачи, работоспособный в таких эксплуатационных условиях. Такими свойствами обладают фрикционные передачи, в которых рабочие тела катятся относительно друг друга, а полезная нагрузка передается за счет сил трения.

1565304
Развитие исследований и внедрения фрикционных передач, в значительной степени, сдерживалось из-за основного их недостатка — необходимости прижатия рабочих тел с силой в 5...20 раз превышающей полезное окружное усилие. Эти обстоятельства предъявляют высокие требования к валам и подшипникам, на которых установлены фрикционные рабочие тела. Для исключения этого основного недостатка силовых фрикционных передач необходимо было разработать конструкцию, в которой валы были бы разгружены от сил прижатия рабочих тел. К таким конструкциям относятся фрикционные планетарные передачи.

Широкий фронт теоретических исследований процесса качения Н.И.Глаголева, А.Ю.Ишлинского С.В.Пинегина, Р.В.Виравова, Д.Табора, Г.Поритского, К.Джонсона и других позволяет ответить на многие вопросы, связанные с расчетом фрикционной пары. Тем не менее, недостаточное количество экспериментальных данных по фрикционным передачам с разгруженными от сил прижатия рабочих тел валов и опор не позволяет строго определить критерии их отказа, подтвердить обоснованность существующих теоретических разработок. Поэтому, комплексное исследование таких фрикционных передач позволит разработать рекомендации по их расчету и конструированию, а также будет способствовать повышению их работоспособности.

Цель работы.

1. Определение причины выхода из строя фрикционных планетарных передач. 2. Разработка методики расчета и конструирования перспективных фрикционных планетарных передач. 3. Создание экспериментальной установки для всесторонних испытаний передач данного типа.



4. Определение зависимостей основных параметров (коэффициента полезного действия, относительного скольжения) от передаваемой нагрузки, а также работоспособность передачи при контактных напряжениях, превышающих допустимые (при перегрузке).

Для достижения данной цели потребовалось: проанализировать существующие конструкции фрикционных передач, а также способы создания силы прижатия рабочих тел; выявить физические основы процесса качения при передаче окружного усилия во фрикционной планетарной передаче; провести сравнительные испытания механизмов с зубчатыми и фрикционными планетарными передачами и определить критерий выхода из строя фрикционной планетарной передачи; разработать конструкцию фрикционной планетарной передачи и создать стенд для исследования передач данного типа; провести комплексные испытания фрикционной планетарной передачи.

Автор защищает

- методику расчета фрикционных планетарных передач;
- результаты теоретических и экспериментальных исследований, позволившие определить зависимости основных характеристик (к.п.д, относительного скольжения) фрикционной планетарной передачи.

Методы исследования

Результаты получены на основе теоретических и экспериментальных исследований. Экспериментальные исследования проводились на специально сконструированных стендах, оснащенных высокоточной измерительной аппаратурой. Теоретические исследования проводились с использованием положений теоретической механики, теории упругости, сопротивления материалов.

Степень обоснованности научных положений. Достоверность полученных в диссертации результатов обусловлена корректным выбором расчетных моделей, использованием фундаментальных положений механики, теории упругости, применением высокоточной измерительной аппаратуры и положительным опытом внедрения результатов работы.

Научная новизна

На основании современной теории качения упругих тел при отсутствии смазочного материала разработана методика расчета фрикционных планетарных передач. Установлены основные параметры передачи: 1) по критерию минимизации потерь определено оптимальное значение передаточного отношения; 2) определены зависимости коэффициента полезного действия и относительного скольжения от

передаваемой нагрузки. Выявлены особенности работы передачи при контактных напряжениях, превышающих допустимые.

Практическая значимость.

На основе проведенных экспериментальных исследований установлен основной критерий выхода из строя фрикционных планетарных передач при работе со смазочным материалом – износ и усталостное выкрашивание поверхности рабочих тел. Создан стенд, позволяющий проводить всесторонние испытания передач данного типа. Получена зависимость относительного скольжения от передаваемой нагрузки при применении специального масла TQ-D при различных окружных скоростях (0,31 м/с; 0,89 м/с; 1,35 м/с). Создана фрикционная планетарная передача с наиболее оптимальными соотношениями геометрических параметров.

Реализация полученных результатов.

Результаты исследований внедрены на НПП "Аэроэлектрик" г. Москва.

Апробация работы.

Основные положения диссертации доложены и обсуждены на заседании кафедры "Детали машин" МГТУ им. Баумана, 1999 году; на семинаре "Методы смазки" института Машиноведения РАН, 1999 году, на семинаре "Технология сварки, материаловедения и износостойкости материалов", МИИТ, 1999 году.

Публикации.

Основное содержание работы опубликовано в 3 печатных работах.

Структура и объем работы.

Диссертация состоит из введения, 4 глав с выводами, общих выводов. Содержит 78 страниц машинописного текста, 48 рисунков, 3 таблицы и списка литературы из 41 наименований. Объем приложений 10 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность диссертационной работы и изложены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе дано обоснование целесообразности применения в механизмах фрикционных планетарных передач, анализ существующих конструкций, и выявлены особенности процесса качения во фрикционной планетарной передаче.

Фрикционные передачи, по сравнению с передачами зацеплением, имеют наименьшие потери механической энергии. Рабочие тела фрикционных передач представляют собой простые по форме цилиндрические катки, изготовление которых проще и дешевле, чем зубчатых колес. Работа фрикционных передач сопровождается качением

прижатых рабочих тел. В этом случае вибрации и шум в передаче минимальны даже при высоких окружных скоростях.

В качестве силовых приводов наиболее перспективными являются фрикционные планетарные передачи с разгруженными от сил прижатия валами и опорами. Рабочие тела передач следует изготавливать из высоколегированных сталей, и создавать значительные усилия прижатия, обеспечивающие высокую несущую способность, в отдельных случаях не ниже, чем в зубчатых передачах.

Были проанализированы наиболее известные конструкции фрикционных планетарных передач.

В качестве силовой фрикционной передачи предлагается использовать фрикционную планетарную передачу с цилиндрическими рабочими телами с регулируемым усилием прижатия рабочих тел (рис 1). Прижатие рабочих тел можно осуществить либо за счет деформирования охватывающего неподвижного кольца, либо за счет увеличения диаметра центрального ролика, либо того и другого одновременно. Разветвление нагрузки по нескольким потокам снижает габаритные размеры передачи при прочих равных условиях. Нагруженными окружными силами остаются только подшипники сателлитов, уровень вибрации и шума значительно ниже, чем в зубчатых передачах.

Проведен анализ конструкций специальных нажимных устройств. Выявлено, что создание сил прижатия рабочих тел путем уменьшения диаметра охватывающего кольца приводит к большим технологическим трудностям, чем при увеличении диаметра центрального ролика. В обоих случаях требуется применение специальных устройств, которые увеличивают габариты и усложняют сборку и регулировку передачи. Наиболее простым способом создания сил прижатия является подбор соответствующих допусков рабочих тел с последующей сборкой с натягом. Однако по мере износа рабочих поверхностей, сила прижатия и несущая способность передачи уменьшается со временем.

Процесс качения во фрикционной планетарной передаче имеет особенности, так как сателлит контактирует в двух точках: с центральным роликом и с охватывающим кольцом, причем в одном случае имеется контакт с выпуклой поверхностью, а в другом с вогнутой. При рассмотрении процесса качения во фрикционной планетарной передаче учитывались контактные деформации при следующих допущениях: тела гладкие, без шероховатостей, влияние отклонений геометрической формы не учитывалось, рабочие тела изготовлены из стали, качение происходит при отсутствии смазочного материала.

Была определена зависимость силовых и геометрических параметров фрикционной планетарной передачи. На основании этого была построена поверхность возможных значений контактного напряжения, возникающих в контакте сателлита с центральным роликом, в зависимости от передаточного отношения u и размеров охватывающего кольца d_3 . Поверхность построена по отношению к фрикционной планетарной передаче, в которой контактные напряжения близки к напряжениям, при которых начинается пластическое течение материала (для стали $\sigma_H = 3500 \dots 3700$ МПа). Из приведенного графического изображения (рис.2) видно, что в предельном состоянии ($d_3/d_{3np} = 1$) увеличение передаточного отношения свыше $u > 7$ не приводит к значительным изменениям контактных напряжений. Такой же характер наблюдается и при других размерах ($d_3/d_{3np} > 1$) передачи, причем характер изменения σ_H/σ_{Hnp} становится более ярко выраженным. Это говорит о том, что при передаточном отношении более 7 не происходит значительного роста контактных напряжений, а с ними и силовых возможности передачи, а только увеличиваются габаритные размеры передачи.

Изучение физических процессов, возникающих в зоне контакта рабочих тел, основывалось на результатах теоретико-экспериментальных работ в области теории упругости и механики контактного взаимодействия.

На площадке контакта двух катящихся роликов при действии нормальной и касательной нагрузки возникают две зоны: зона сцепления и зона проскальзывания, причем зона сцепления примыкает к точке где катящиеся ролики входят в контакт. При увеличении касательной нагрузки зона сцепления уменьшается, а зона проскальзывания увеличивается; в предельном случае распространяясь на всю площадь контакта, и наступает полное проскальзывание.

Рассматривая процесс качения с учетом тангенциальных деформаций рабочих тел, и используя решение задачи о контакте идеальных катящихся тел, полученное К.Джонсоном, значение микропроскальзывания, которое возникает на участке проскальзывания и вызывает потери на площадке контакта, определяется выражением

$$\xi_x = \frac{4(1-\nu^2)f\sigma_H}{E} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{F_t}{fF_n}} \right) \quad (1)$$

где ν - коэффициент Пуассона; f - коэффициент трения; σ_H - максимальное контактное напряжение, определяемого теорией Герца; E - модуль упругости рабочих тел; F_t - касательное усилие в зоне контакта; F_n - нормальная сила прижатия рабочих тел.

Были рассмотрены составляющие потерь, возникающих при качении с тангенциальной силой в контакте: потери из-за несовершенной упругости материала; и потери, связанные с микропроскальзыванием в зоне контакта. В предельном случае, т.е. когда $F_t = f \cdot F_n$ потери за единицу времени в контакте выражается

$$N_{\Sigma \text{кон}} = \frac{2\sigma_H V F_n}{E_{\text{прм}}} \left(\frac{2\alpha}{3\pi} + f^2 \right) \quad (2)$$

где V – окружная скорость рабочих тел; E – модуль упругости рабочих тел; α – коэффициент гистерезисных потерь, который выражает долю рассеянной энергии, запасенной в теле за цикл нагружения (для стали $\alpha \approx 0,002$).

Выразив значения контактных напряжений для каждого из контактов сателлита были определены общие потери фрикционной планетарной передачи:

$$N_{\Sigma} = K_{\Sigma} \sqrt{\frac{V^2 F_n^3}{\pi b d_3 E}} \left(\sqrt{\frac{2u}{u-2}} + \sqrt{\frac{2u}{(u-2)(u-1)}} \right) \quad (3)$$

где $K_{\Sigma} = \frac{2\alpha}{3\pi} + f^2$ – коэффициент долевых потерь; u – передаточное отношение; d_3 – диаметр охватывающего кольца; b – длина площадки контакта.

Полученные результаты показали следующее:

1. Относительное микропроскальзывание в зоне проскальзывания обратно пропорционально модулю упругости, поэтому рабочие тела необходимо изготавливать из материалов с высоким модулем упругости.

2. Суммарные потери, вызванные микроскользянием и несовершенной упругостью материала имеют минимум при передаточном отношении 3,25, а затем начинают возрастать почти линейно. Основную составляющую этих потерь вносит контакт сателлита с центральным роликом, где они в 4 раза выше, чем в контакте сателлита с эпициклом.

3. С точки зрения минимальных потерь от микропроскальзывания передаточное отношение фрикционной планетарной передачи не должно превышать 7-8, что согласуется со значением, полученным при анализе силовых и геометрических размеров передачи.

Вторая глава посвящена разработке привода с фрикционными планетарными передачами и проведению сравнительных испытаний механизмов с фрикционными и зубчатыми планетарными передачами.

В приводах обычно применяют многоступенчатые зубчатые передачи. Один из таких механизмов представляет собой привод управления

агрегатами летательных аппаратов МПК-13И-5. Он и был выбран для замены зубчатых передач на фрикционные. Этот выбор объяснялся следующими соображениями:

- в условиях эксплуатации МПК-13И-5 присутствовали значительные вибрации, из-за которых мелко модульные зубчатые колеса (модуль $m=0,5$) быстро изнашивались;

- частота вращения входного вала составляла 11000 об/мин., что затрудняло использование пластичных смазок, так как при таких скоростях смазочный материал под действием центробежных сил сбрасывался с поверхностей зубьев.

Исходный механизм МПК-13И-5 состоял из 6 ступеней с общим передаточным отношением 4342. При эскизной проработке конструкции для достижения того же передаточного отношения было выяснено, что все шесть ступеней зубчатой передачи можно заменить четырьмя ступенями фрикционных передач.

Испытания проводили в нормальных условиях при номинальном моменте нагружения, равном 24,5 Н·м, при непрерывном одностороннем направлении вращения выходного вала.

Критерием оценки ресурса являлись: для механизмов с зубчатыми передачами – износ рабочих поверхностей зубьев и их поломка; для механизмов с фрикционными передачами – повреждение рабочих тел.

Ресурс механизмов с зубчатыми передачами в среднем составил 182 часа, с фрикционными передачами — 345 часов. Из этих данных видно, что ресурс механизмов с фрикционными планетарными передачами в 1,9 раза выше.

Выход из строя механизмов с зубчатыми передачами обусловлен износом зубьев колеса второй ступени и их поломкой, а опытных образцов механизмов с фрикционными передачами – повреждением поверхностей рабочих тел, являющегося результатом износа и усталостного выкрашивания первой ступени. Общие данные о сравнительных испытаниях сведены в таблицу 1.

Полученные результаты показали, что фрикционные планетарные передачи при высоких скоростях вращения и значительным уровнем вибрации имеют преимущества перед мелко модульными зубчатыми передачами по габаритным размерам, массе и ресурсу.

В третьей главе на основании результатов, полученных во второй главе, была разработана методика расчета фрикционных планетарных передач с цилиндрическими рабочими телами.

Так как, в основном, повреждение поверхностей рабочих тел является, следствием их проскальзывания, которое точно определить невозможно, то расчет фрикционных планетарных передач по критерию износа будет недостоверным. Поэтому расчет фрикционных планетарных передач был выполнен с учетом деформирования и усталостного выкрашивания поверхностей рабочих тел, т.е. по контактной прочности.

В настоящее время еще нет достаточно проверенных рекомендаций по допускаемым контактным напряжениям для фрикционных передач. По условиям контактирования рабочих тел фрикционной передач наиболее близки к цилиндрическим роликоподшипникам, поэтому и допускаемые контактные напряжения для этих передач в первом приближении можно считать такими же, как для роликоподшипников $[\sigma]_{H0} = 2700 \dots 3500$ МПа. На основании исследований по влиянию касательных нагрузок на контактную прочность, проведенных Савериным М.М., Пинегиным С.В., Черменским О.Н., для рабочих тел из высоколегированных сталей, подвергнутых цементации и закалке до 59...63 HRC, можно принимать предел контактной усталости:

$[\sigma]_{H0} = 2000 \dots 2500$ МПа при работе со смазочным материалом;

$[\sigma]_{H0} = 2500 \dots 3000$ МПа при работе без смазочного материала.

При ограниченном ресурсе передачи допускаемые напряжения определяются при твердости материала HRC > 58 по выражению

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^8}{N_{HE}}}, \quad (4)$$

где N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения.

Зная значения допускаемых контактных напряжений и исходя из условия, что контактные напряжения не должны превышать допускаемые для рабочих тел из стали получено выражение для диаметра центрального колеса d_1 :

$$d_1 = 530 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\phi} T_1}{\chi f n_w [\sigma]_H^2 u - 2}} \quad (5)$$

где χ – коэффициент ширины рабочих тел; $K_{H\phi}$ – коэффициент запаса сцепления; n_w – число сателлитов; T_1 – момент на центральном колесе; u – передаточное отношение передачи; f – коэффициент трения.

Была разработана методика определения необходимого натяга.

При нагружении рабочих тел сжимающей силой возникают контактные деформации, а для тел, имеющих форму кольца, еще деформации изгиба.

Исходя из решения задачи о контакте двух цилиндрических тел было получено значение уменьшения диаметра охватывающего кольца, вызванное контактными деформациями:

$$\delta_{HE} = 2,75 \cdot 10^{-6} \frac{F_n}{b_w} \left(\ln \frac{d_1 d_2^2 d_3}{b_w^4} + 1,628 \right) \quad (6)$$

где d_2 – диаметр сателлита; d_1 – диаметр центрального ролика; d_3 – диаметр охватывающего кольца; b_w – длина контактной линии; F_n – сила прижатия рабочих тел.

Изменение диаметра у рабочих тел, выполненных в виде кольца из-за деформаций изгиба:

$$\delta_F = \frac{F_n R_0^3}{EJ} \frac{1}{2 \sin^2 \frac{\pi}{i}} \left(\frac{\pi}{2i} + \frac{1}{4} \sin \frac{2\pi}{i} - \frac{i}{\pi} \sin^2 \frac{\pi}{i} \right) \quad (7)$$

где R_0 – радиус кривизны нейтрального слоя кольца; J – момент инерции сечения кольца относительно нейтрального слоя; i – число сил прижатия.

В общем случае уменьшение диаметра охватывающего кольца, вызванное изгибными деформациями:

$$\delta_{F\Sigma} = \delta_{F1} + 2\delta_{F2} + \delta_{F3} \quad (8),$$

где δ_{F1} – изменение диаметра центрального ролика; δ_{F2} – изменение диаметра сателлита; δ_{F3} – изменение диаметра охватывающего кольца.

Полное изменение диаметра рабочих тел, вызванное контактными и изгибными деформациями, равно их сумме:

$$\delta_{\Sigma} = \delta_{HE} + \delta_{F\Sigma} \quad (9).$$

Для создания силы F_n прижатия рабочих тел необходимо, чтобы минимальный натяг $N_{\min}$ при сборке был не меньше измеренного δ_n , то есть

$$N_{\min} \geq \delta_n \approx 2[\delta_{\Sigma} + 5,5(R_{a1} + 2R_{a2} + R_{a3})] \quad (10)$$

где R_{a1} , R_{a2} и R_{a3} – средние арифметические отклонения профилей рабочих тел.

Также было определено значение эксцентриситета оси центрального колеса относительно оси эпицикла, который возникает из-за разномерности

сателлитов в пределах допуска, в зависимости от значения допусков на размер рабочих тел и углового положения сателлитов в водиле.

На основе созданной методики разработана программа расчета фрикционных планетарных передач на ЭВМ для определения основных геометрических и силовых параметров передачи, а также определения необходимого натяга при сборке для различной твердости материалов рабочих тел и различного смазочного материала.

В четвертой главе дано описание конструкции фрикционной планетарной передачи, спроектированной на основании созданной методики расчета и изготовленной в металле, описание экспериментального стенда, созданного для исследования передач данного типа, приведены результаты экспериментальных исследований к.п.д, скольжения и работоспособности при контактных напряжениях, превышающих допустимые.

Созданная фрикционная планетарная передача имеет рабочие тела изготовленные из стали ШХ-15, число сателлитов $n_w=3$, номинальный момент на тихоходном валу 42 Н·м.

При выборе конструкции нажимного устройства учитывалось то обстоятельство, что передача предназначена для исследований и должна представлять механизм, способный к изменению сил прижатия, влияющих на ее работу. Исходя из этого, была выбрана схема, где реализуется постоянное усилие прижатия, а именно с использованием конических колец.

Рассматривая распределение усилий в нажимных кольцах без учета поверхностных деформаций были определены оптимальные соотношения значения углов подвижного γ и неподвижного β конических колец:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{2f + \operatorname{tg} \beta}{1 + f^2} \quad (11)$$

Для экспериментальных исследований основных характеристик фрикционной планетарной передачи был создан стенд, позволяющий получить значения измеряемых величин. Стенд представляет собой классическую схему разомкнутого контура и позволяет проводить испытания как при стационарных, так и при переменных режимах нагружения.

Скольжение передачи определялось путем сравнения частот вращения быстроходного и тихоходного валов. Частоты вращения определялись регистрацией импульсов, приходящих с индицирующих дисков, установленных на входном и выходном валах редуктора.

Коэффициент полезного действия определялся по отношению моментов на валах и фактическому передаточному отношению:

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 u_p} \quad (12),$$

где T_1 – момент на быстроходном валу; T_2 – момент на тихоходном валу; u_p – реальное передаточное отношение.

В результате экспериментов были получены значения коэффициента полезного действия и относительного скольжения (см. рис.3) при отсутствии смазочного материала в контакте рабочих тел в зависимости от коэффициента тяги $\psi = F_t / fF_n$.

Анализ кривых позволяет сказать, что до некоторого определенного значения $\psi \approx 0,7 \dots 0,8$ скольжение возрастает почти линейно и хорошо согласуется с теоретической зависимостью (1). Следует отметить, что при превышении $\psi > 0,9 \dots 1,0$ срыв в буксование происходил почти мгновенно, и возможности регистрирующей аппаратуры не дали возможности отследить этот процесс.

Коэффициент полезного действия, как обычно у механических передач, вначале растет с ростом нагрузки вследствие уменьшения потерь холостого хода. Он достигает своего максимального значения в том же диапазоне отношений $\psi \approx 0,8 \dots 0,9$ и составляет $0,97 \dots 0,98$, а потом резко падает с появлением дополнительных потерь на проскальзывание.

Кривые скольжения и к.п.д. показывают, что оптимальная нагрузка фрикционных передач лежит в диапазоне отношения $\psi \approx 0,7 \dots 0,9$, где передача обладает наиболее высоким к.п.д. При меньших значениях $\psi < 0,7$ передача недогружена, а режим $\psi > 0,9$ допускается только при пиковых и кратковременных нагрузках. При этом наблюдается значительное повреждение рабочих тел и уменьшение ресурса.

Для сравнения результатов были проведены дополнительные испытания при наличии смазочного материала в контакте рабочих тел.

Испытания проводились в тех же нормальных условиях со смазочным материалом синтетическим маслом TQ-D фирмы "Castrol" вязкостью 60 сСт при 20 С° по вискозиметру ВПЖ-4. Выбор смазочного материала обусловлен тем, что данное масло обладает высокой стабильностью физических и химических свойств в широком диапазоне температур (-30...+180 С°) и контактных давлений, а потому внесет меньше искажений в картину процесса качения со скольжением.

Из рис. 4 видно, что при наличии смазочного материала окружная скорость вращения существенно влияет на к.п.д. и скольжение. Существует режим ($\sim 0,9$ м/с) при котором наблюдается наибольший коэффициент полезного действия и наименьшее скольжение.

Прослеживается существенная разница в характере кривых скольжения при наличии смазочного материала и без него. Если при отсутствии смазочного материала скольжение составляет ничтожную величину ($\sim 0,02 \dots 0,2$ %), то при смазывании поверхностей оно возрастает на порядок, достигая 20-25%. Это говорит о разнице процессов, происходящих в контакте. При наличии смазки, может реализоваться как режим граничного, так и жидкостного трения. Поэтому поведение передачи при наличии смазочного материала в зоне контакта и изменении нагрузки . . скорости прогнозировать сложно, но при расчетах, связанных с динамикой передачи, необходимо учитывать это обстоятельство, и применять методы, соответствующие тому режиму трения, который имеется в контакте.

Так как в реально изготовленных рабочих телах присутствует погрешность формы, наличие шероховатости и разномерность деталей в пределах поля допуска, начальная сила прижатия, а соответственно и контактное напряжение, имеют некоторый разброс. Для выявления насколько существенным данное явление влияет на нагрузочную способность были проведены испытания при различных силах прижатия, соответствующих контактным напряжениям 1900 МПа, 2000 МПа, 2100 МПа, 2600 МПа и 3200 МПа. Полученные данные соотносились с номинальным режимом, которому соответствовали контактные давления 2000 МПа.

Из полученных результатов видно (см. рис.5), что при отношении $\sigma_n / [\sigma]_n \geq 1,2$ происходит превышение реализуемой нагрузки над расчетной.

Это связано с тем, что до отношения $\sigma_n / [\sigma]_n < 1,2$ остаточные напряжения, вызванные тем, что предел упругости пройден и в металле возникли некоторые пластические деформации, играют роль защитных напряжений. При повторном цикле нагружения суммарное действие контактных и остаточных напряжений даст деформирование в упругой области, то есть происходит процесс приспособляемости. При превышении $\sigma_n / [\sigma]_n \geq 1,2$ деформированные частицы поверхности после прохождения контакта постоянно испытывают пластические деформации, происходит изменение поверхностных слоев и физико-механических свойств поверхности, нарушается процесс образования устойчивой масляной пленки. Происходит задира поверхности, из-за которого происходит рост

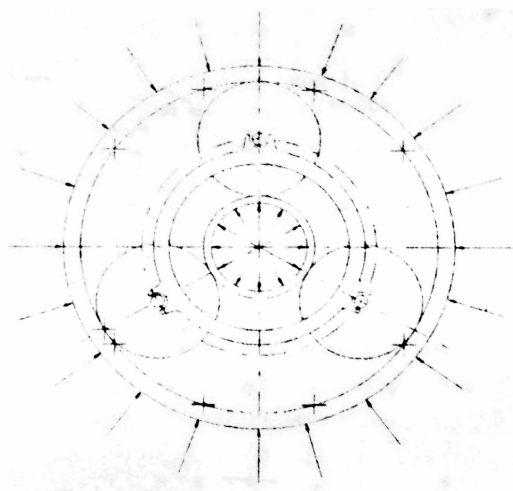


Рис. 1.

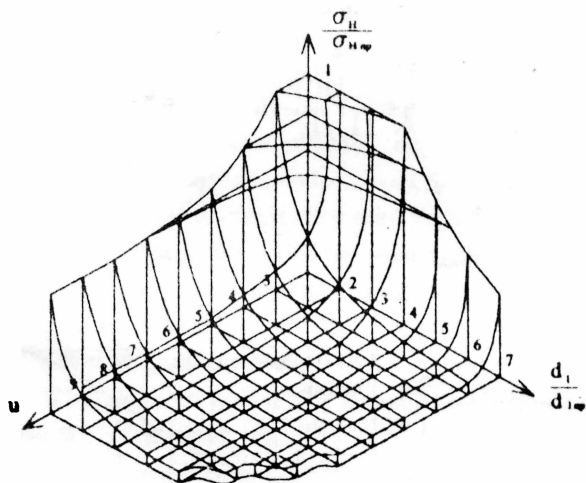


Рис. 2.

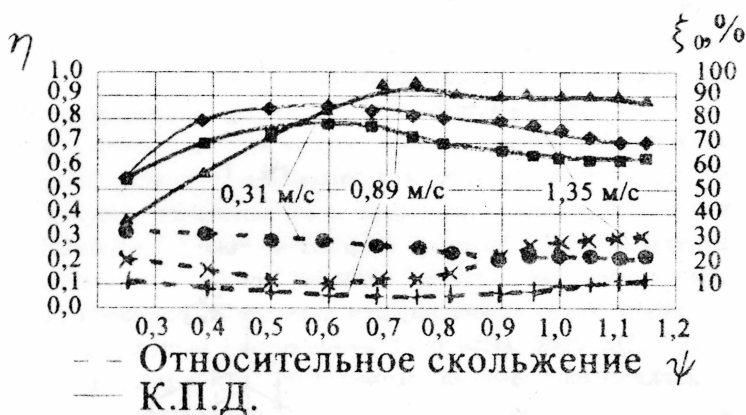
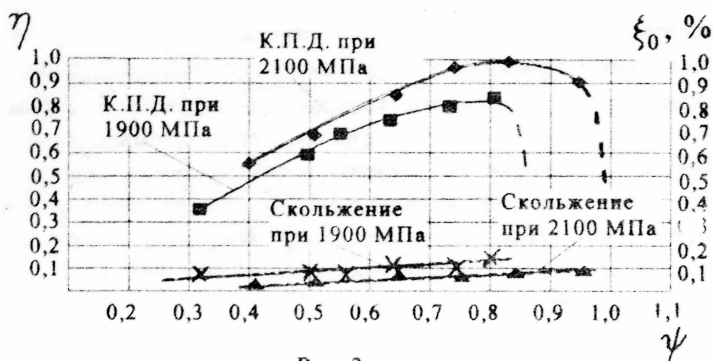


Рис. 4.



Рис. 5

коэффициента трения, и значительное уменьшение ресурса передачи, что говорит о недопустимости работы передачи в таком режиме

Основные результаты и выводы.

1. Фрикционные планетарные передачи с разгруженными от сил прижатия рабочих тел валами и опорами при работе в условиях значительных вибраций и смазывании пластичным смазочным материалом работоспособны и имеют продолжительный ресурс.

2. Используя современные представления теории качения с наличием касательных сил в зоне контакта и учитывая тангенциальные деформации поверхностей рабочих тел, определено оптимальное значение передаточного отношения фрикционной планетарной передачи при минимуме потерь. Передаточное отношение должно лежать в диапазоне $i=3...7$.

3. Выход из строя фрикционных планетарных передач, работающих со смазочным материалом, обусловлен усталостным выкрашиванием поверхностей рабочих тел, а при работе без смазочного материала - износом, вызванным задиром поверхностей.

4. На основе теории контактных деформаций с учетом изгибным деформаций рабочих тел, изготовленных в виде колец, разработана методика расчета фрикционных планетарных передач по критерию контактной прочности для определения необходимых допусков на размеры рабочих тел и обеспечения требуемого касательного усилия.

5. На основе разработанной методики написана программа расчета на ПЭВМ фрикционных планетарных передач для определения силовых и геометрических параметров передачи при различных смазочных материалах и различной твердости поверхностей рабочих тел.

6. На созданном специально стенде для исследований фрикционных планетарных передач было получено, что:

- Как при наличии смазочного материала в контакте рабочих тел, так и без него оптимальный режим работы фрикционной планетарной передачи наблюдается при коэффициенте тяги $\mu=0,7...0,9$. При этом к.п.д. достигает своих максимальных значений $0,95...0,98$ при работе передачи всухую, и $0,90...0,05$ при работе со смазкой.

- Наличие жидкого смазочного материала марки TQ-D в зоне контакта рабочих тел существенно влияет на характеристики передачи: относительное скольжение возрастает до 20 %, к.п.д. зависит от скоростного режима, реализуемого в контакте. Коэффициент полезного действия принимает значение равное 0,95 при окружной скорости 0,89 м/с.

-Превышение контактных напряжений над допускаемыми не должно превышать 20 %.

Основные результаты работы опубликованы в следующих работах:

1. Сравнительные испытания механизмов с зубчатыми и фрикционными передачами /Б.П. Нажесткин, О.А. Ряховский, Л.Н. Сыроветников и др. //Вестник машиностроения. – 1997. - №2. – С. 3-6.

2. Основы расчета планетарных фрикционных передач с цилиндрическими рабочими телами / Б.П. Нажесткин, О.А. Ряховский, Л.Н. Сыроветников и др. // Вестник машиностроения. – 1997. - №12.-С.6-9.

3. Ряховский О.А., Сыроветников Л.Н. Исследование фрикционной планетарной передачи. // Точность, надежность измерительных систем Тез. докл. международной НТК.- Пенза.-1997.- Т.2.-С.32-34.