На правах рукописи

Сунцов Александр Сергеевич

СНИЖЕНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ В ЗАЦЕПЛЕНИЯХ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ ЗА СЧЕТ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИИ

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Челябинск – 2017

Работа выполнена в ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова»

Научный руководитель: **Плеханов Федор Иванович,**
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Сызранцев Владимир Николаевич, заведующий кафедрой «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности» Института геологии и нефтегазодобычи ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет»,

кандидат технических наук, доцент
Курасов Дмитрий Алексеевич,
доцент кафедры "Гусеничные машины и прикладная механика" ФГБОУ ВПО "Курганский государственный университет"

Ведущая организация: ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева»

Защита состоится *26 апреля* 2017г. в 13.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет) по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс: (351) 267-91-23. E-mail: D212.98.09@mail.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» и на сайте http://www.susu.ru/ru/dissertation/d-21229809/suncov-aleksandr-sergeevich

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан « ____ » _____ 2017 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.298.09,
доктор технических наук, профессор Е.А. Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Зубчатые планетарные передачи нашли широкое распространение в технике благодаря высокой нагрузочной способности при небольших габаритах и массе, большому передаточному отношению в одной ступени, соосности. Особенно эффективны многосателлитные конструкции, обладающие, кроме указанных качеств, малыми потерями мощности на трение и хорошими виброакустическими показателями. Наиболее часто указанные планетарные передачи используются в авиационной технике, транспортных и грузоподъемных механизмах, робототехнике – там, где массогабаритные показатели и коэффициент полезного действия являются превалирующими при выборе типа механического привода.

Основным недостатком многосателлитных планетарных передач является неравномерность распределения нагрузки в зацеплениях колес, вызванная неизбежными погрешностями их изготовления и деформацией отдельных элементов механизма и негативно влияющая на нагрузочную способность привода.

Исследованию распределения нагрузки в зацеплениях колес зубчатых передач и влияния на нее податливости элементов механизмов посвящены работы многих отечественных и зарубежных авторов: Айрапетова Э.Л., Брагина В.В., Заблонского К.И., Кудрявцева В.Н., Решетова Л.Н., Сызранцева В.Н., Нахатакяна Ф.Г., Филипенкова А.Л., Ф.Г., Kahraman A., Lin I., Parker G., Singh A. и других, - установивших, что при отсутствии мер, направленных на выравнивание нагрузки, максимальное ее значение в отдельных зацеплениях может превышать среднюю в 2 и более раза. Использование современных методов исследований, включая компьютерное моделирование и конечно-элементный анализ, позволило установить связь между неравномерностью распределения нагрузки в зацеплении и напряжений изгиба зубьев. Получены зависимости для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по сателлитам с учетом податливости основных звеньев передачи. Однако в указанных работах податливость осей сателлитов и сопрягаемых с ними элементов передачи, оказывающая большое влияние на распределение нагрузки по сателлитам, их рядам и по длине зубьев колес, определена приближенно (без учета стесненного изгиба оси в местах ее сопряжения со щеками водила); не учитывается возможность снижения неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях колес за счет использования водила с податливыми щеками, не исследован класс перспективных многорядных планетарных передач, позволяющих существенно повысить нагрузочную способность привода.

В связи с этим актуальной является задача исследования распределения нагрузки в зацеплениях колес многосателлитной планетарной передачи, влияния на нее податливости элементов механизма и выработки рекомендаций по снижению коэффициента неравномерности распределения нагрузки.

Научно-техническая гипотеза диссертации заключается в возможности повышения несущей способности многосателлитной планетарной передачи за счет снижения неравномерности распределения нагрузки и напряжений в зацеплениях колес при рациональном выборе конструкции и параметров механизма, использовании в нем элементов с повышенной податливостью.

Целью диссертационной работы является повышение нагрузочной способности многосателлитной планетарной передачи за счет снижения неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях колес.

Задачи исследования:

1. Усовершенствовать математическую модель зубчатого зацепления для установления аналитической зависимости между коэффициентами неравномерности распределения нагрузки и напряжений в зацеплении колес при начальном неприлегании их зубьев и кромочном контакте.
2. Получить зависимости для уточненного определения податливости оси сателлита и щеки нетрадиционного (податливого) водила с целью определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по сателлитам планетарной передачи и выработки рекомендаций по его снижению за счет повышения податливости элементов механизма.
3. Получить уравнения, позволяющие установить влияние деформативности нетрадиционного водила многорядной передачи на распределение нагрузки по рядам сателлитов и выработать рекомендации по выбору рациональных его параметров с целью снижения коэффициента неравномерности.
4. Осуществить компьютерное моделирование и экспериментальное исследование податливости оси сателлита и щек нетрадиционного водила, определить экспериментальным путем коэффициент неравномерности распределения нагрузки по сателлитам передачи с разными конструкциями водила для оценки точности теоретического исследования.
5. Разработать новые конструкции планетарных передач, позволяющие снизить неравномерность распределения нагрузки в зацеплениях колес и за счет этого повысить нагрузочную способность привода.

Объект исследования - многосателлитная планетарная передача, находящаяся в статическом нагруженном состоянии.

Предмет исследования – зависимости, связывающие параметры планетарной передачи с коэффициентами неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях колес.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Предложены усовершенствованные математические модели напряженно-деформированного состояния зубчатого зацепления и оси сателлита, на основании которых получены зависимости для аналитического определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки и напряжений в зацеплениях колес с учетом податливости осей и других элементов передачи.

2. Разработан метод определения податливости щек нетрадиционного водила (водило с пазами в щеках) и на его базе установлена связь между коэффициентом неравномерности распределения нагрузки по сателлитам и параметрами планетарной передачи; выявлена степень влияния податливости щек водила на распределение нагрузки в зацеплениях колес, а следовательно, и на нагрузочную способность привода.

3. Получены зависимости для установления параметров нетрадиционного водила многорядной планетарной передачи (водило с разной шириной перемычек), при которых коэффициент неравномерности распределения нагрузки по рядам сателлитов, вызванной деформацией кручения солнечной шестерни, принимает минимальное значение.

Теоретическая значимость диссертационной работы. Получены аналитические зависимости для определения податливости отдельных элементов планетарного механизма (осей сателлитов, нетрадиционных конструкций водила) и ее влияния на распределение нагрузки и напряжений в зацеплениях колес, а следовательно, на нагрузочную способность привода.

Практическая значимость полученных результатов и их реализация.

- Разработана инженерная методика определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки и напряжений изгиба зубьев колес в зависимости от конструкции и параметров планетарной передачи, которые оказывают большое влияние на нагрузочную способность механизма.
- Предложены рациональные с точки зрения распределения нагрузки конструкции передач.
- Результаты работы реализованы на Ижевском предприятии «Редуктор» при проектировании привода запорной трубопроводной арматуры, что позволило за счет снижения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по сателлитам уменьшить осевой размер механического привода примерно на 15% при заданной его нагрузочной способности.

Методология и методы исследования. Теоретические исследования базируются на теории машин и механизмов, в частности, теории зубчатых зацеплений, положениях строительной механики и теории упругости. Использовались аналитические методы решения алгебраических, интегральных и дифференциальных уравнений, трехмерное моделирование (программа Solid Works). Экспериментальные исследования осуществлялись на специальном стенде для испытания соосных зубчатых передач с использованием современного оборудования.

Положения, выносимые на защиту. На защиту выносятся следующие положения диссертационной работы:

- уточненные уравнения связи погонной нагрузки, напряжений изгиба зубьев и деформаций элементов планетарной передачи;
- выражения для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки и напряжений изгиба по длине зубьев передачи со сборным П - образным водилом;
- уравнения для определения податливости оси многосателлитной планетарной передачи и результаты исследования ее влияния на

распределение нагрузки по сателлитам;

- методы определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки по сателлитам и отдельным его венцам передачи с податливыми щеками водила;
- зависимости для установления рациональных с точки зрения распределения нагрузки по рядам сателлитов параметров нетрадиционного водила многорядной планетарной передачи;
- зависимости, полученные в результате компьютерного моделирования элементов передачи и их экспериментального исследования.

Степень достоверности и апробация результатов работы. Достоверность исследований подтверждается корректным использованием базовых теоретических положений, проверкой основных результатов экспериментами, компьютерным моделированием и частными решениями поставленных задач. Основные положения диссертации обсуждались на следующих научно-технических конференциях и семинарах: научная конференция «Научно-технические и социально-экономические проблемы регионального развития», Глазов, 2015, 2016; научная конференция «Научно-технические и социально-экономические проблемы регионального развития», Сарапул, 2015;объединенное заседание кафедр «Промышленное и гражданское строительство», «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» и «Техническая механика» ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова», Ижевск, 2016; научная конференция «Неделя горняка - 2016», секция «Горные машины и оборудование», Москва, 2016, семинар ОАО «Механик», Ижевск, 2017.

Личный вклад автора диссертации заключается в разработке усовершенствованных математических моделей зубчатого зацепления и оси сателлита, на основании которых получены аналитические зависимости для определения законов распределения нагрузки и напряжений изгиба зубьев колес; создании методов определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки по сателлитам и отдельным его венцам передач с податливым и составным водилами; выводе зависимостей для установления рациональных с точки зрения распределения нагрузки параметров водила многорядной планетарной передачи; разработке метода аналитического расчета на прочность неэвольвентного колеса многорядной планетарной передачи; проведении экспериментальных исследований; компьютерном моделировании элементов передачи; формулировании заключения, определяющего научную ценность и практическую значимость диссертационной работы.

Публикации. По теме диссертации опубликовано десять работ, в том числе шесть статей в научных журналах, входящих в перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, рекомендованных ВАК РФ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы (141 наименование), приложения и содержит 146 страниц машинописного текста, 89 рисунков и 4 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Во введении изложена общая характеристика работы, обоснована ее актуальность и степень разработанности, определены объект и предмет исследования, сформулирована научно-техническая гипотеза, поставлены цель и задачи исследования, отмечена научная новизна и практическая значимость диссертации.

Первая глава носит обзорный характер и содержит сведения о современном уровне развития науки и техники в области зубчатых планетарных механизмов, методах их расчета и проектирования.

Исследованиями, направленными на повышение нагрузочной способности и улучшение массогабаритных показателей планетарных зубчатых передач занимались многие отечественные и зарубежные авторы: Айрапетов Э.Л., Арнаудов К.Б., Бостан И.А., Брагин В.В., Вулгаков Э.Б., Волков Г.Ю., Волков Д.П., Державец Ю.А., Заблонский К.И., Крайнев А.Ф., Кудрявцев В.Н., Лопатин Б.А., Нахатакян Ф.Г., Плеханов Ф.И., Решетов Д.Н., Решетов Л.Н., Скворцова Н.А.,Сызранцев В.Н., Тимофеев Г.А., Филипенков А.Д., Ястребов В.М., Huazhong I., Kahraman A., Lin I., Parker G., Singh A. и другие.

На базе указанных работ созданы и исследованы новые, рациональные конструкции планетарных передач, разработаны методы их расчета. Однако при определении таких важных показателей прочности и нагрузочной способности, как коэффициенты неравномерности распределения нагрузки и напряжений в зацеплениях колес, не достаточно полно и точно учтены составляющие деформаций некоторых звеньев этих механизмов и их конструктивные особенности. Не исследовано распределение нагрузки в зацеплениях колес новых конструкций многосателлитных планетарных передач (передачи с податливым и сборным водилами, многорядные передачи).

Во второй главе приведены результаты исследования распределения нагрузки и вызванных ей напряжений изгиба по длине зубьев колес при наличии начального их неприлегания, кромочном контакте и с учетом влияния на указанные показатели прочности деформативности элементов многосателлитной планетарной передачи.

Для аналитического определения законов изменения погонных нагрузки $w(x)$ и изгибающего момента $t(x)$, обусловленного действием указанной нагрузки и создающего нормальные напряжения в основании зуба, использованы уравнения связи начального неприлегания (угол неприлегания β) сопрягаемых зубьев в произвольном сечении с перемещениями, вызванными их деформацией под нагрузкой, включая деформацию кручения зуба относительно продольной оси $\varphi(x)$, а также перемещениями других элементов передачи (рисунок 1):

$$x(\beta-\gamma_{\Sigma})-\delta_W\left[w(x)-w(0)\right]+0{,}5d_a\varphi_a(x)\cos\alpha=h\varphi(x)\,, \qquad (1)$$

$$\varphi(x)=\frac{1}{GI_k}\int_0^x\left[t(\xi)-hw(\xi)\right](x-\xi)d\xi=\frac{t(x)-t(0)}{h^2}\delta_t\,. \qquad (2)$$

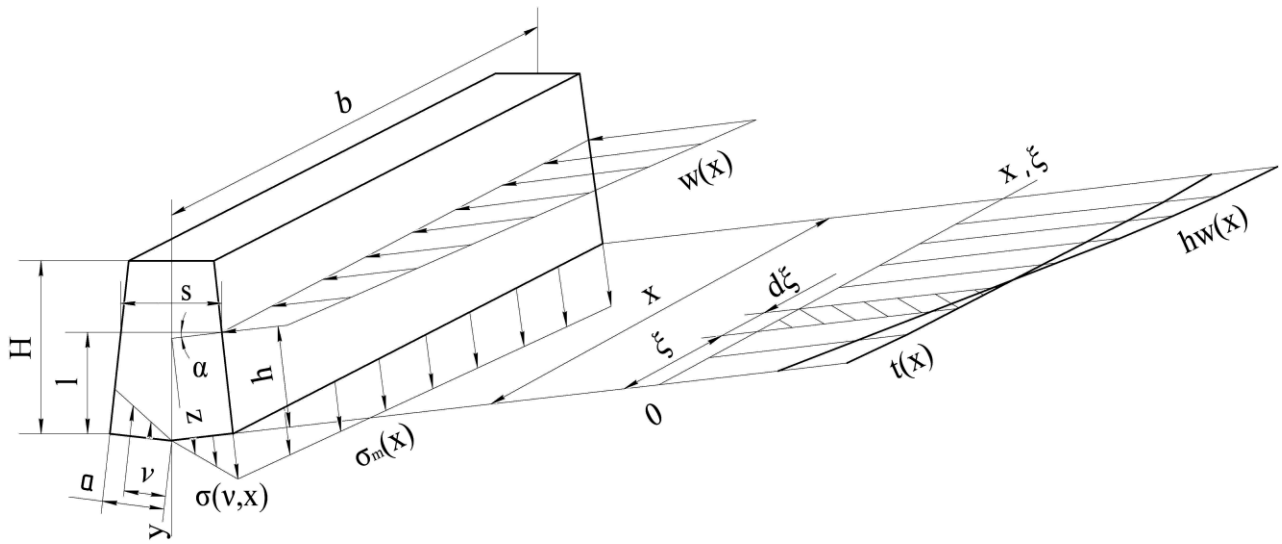


Рисунок 1 – Схема распределения напряжений изгиба и нагрузок, действующих на зуб колеса

Здесь h – плечо погонной силы $w(x)$ относительно центра изгиба зуба; G – модуль упругости второго рода; I_k – момент инерции поперечного сечения зуба при кручении относительно продольной оси; δ_t – удельная податливость рассматриваемого зуба, вызванная деформацией его изгиба; δ_W – удельная податливость зацепления; φ_a – угол кручения солнечной шестерни; d_a – диаметр ее делительной окружности; γ_Σ – угол перекоса образующей боковой поверхности зуба в плоскости действия нагрузки, вызванный деформациями элементов механизма. Составляющие податливости зубьев, а также деформации элементов передачи определены с использованием методов строительной механики и интегралов Мора.

Решение уравнений (1), (2) методом операционного исчисления позволило получить аналитические зависимости для определения погонной силы и погонного изгибающего момента зуба, а также соответствующие им коэффициенты неравномерности. На рисунке 2 представлены кривые зависимости относительных нагрузки $w(x/b)/w$ и момента изгиба зуба $t(x/b)/t$ по его длине при $b = 15m$ (m – модуль зацепления) и относительном начальном неприлегании зубьев $\bar{\gamma} = Eb\beta/w = 20$ (w и t – средние значения погонных нагрузки и момента изгиба зуба, E – модуль упругости). Результаты расчетов, выполненных по формулам (1), (2) с учетом деформации кручения солнечной шестерни, показывают, что при $b/d_a \geq 1{,}8$ коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев близок к коэффициенту неравномерности распределения момента изгиба зуба и составляет не менее 1,4 даже при установке сателлитов на сферические подшипники.

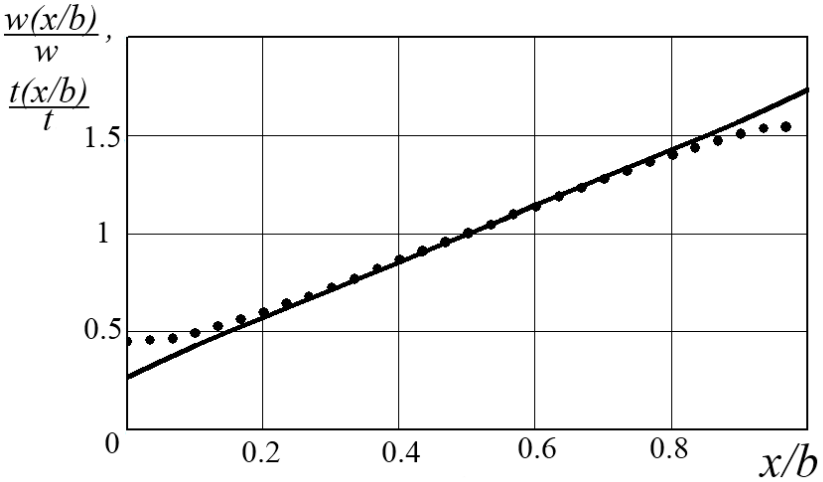


Рисунок 2 – Распределение относительных нагрузки (——) и момента изгиба зуба (•••••) по его длине при $b = 15m$ и относительном неприлегании $\bar{\gamma} = 20$

В частном случае, когда угол начального неприлегания имеет настолько большое значение, что действующая на зуб нагрузка представляет собой силу, близкую к сосредоточенной (кромочный контакт), выражение (2) принимает следующий вид:

$$\frac{h}{GI_k}\int_0^x t(\xi)(x-\xi)d\xi = \frac{t(x)-t(0)}{h}\delta_t . \qquad (3)$$

Решение этого интегрального уравнения может быть представлено равенством

$$t(x) = \frac{\omega b \cosh(\omega x)}{\sinh(\omega b)} t , \qquad (4)$$

где $\omega = h/\sqrt{GI_k\delta_t}$.

На рисунке 3 приведен график изменения относительного момента изгиба по длине зуба при кромочном контакте в полюсе зацепления.

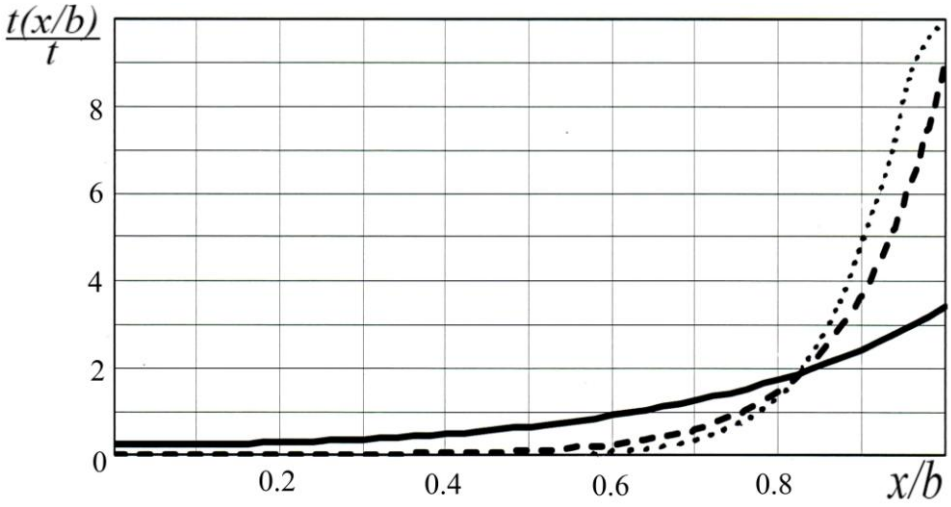


Рисунок 3 – Распределение относительного погонного момента изгиба зуба по его длине при кромочном контакте: ——— – $b = 7m$; — — — — – $b = 18m$; ••••• – экспериментальные данные Э.Л. Айрапетова, Д.Э. Геллера

Третья глава посвящена исследованию распределения нагрузки по потокам мощности многосателлитной планетарной передачи, установлению влияния на нее деформативности основных элементов механизма.

Для ликвидации избыточных связей и выравнивания нагрузки в зацеплениях колес планетарной передачи сателлиты располагаются на сферических подшипниках, а солнечная шестерня – на зубчатой подвеске (рисунок 4). Однако такая конструкция позволяет полностью избавиться от избыточных связей только при трехсателлитном ее исполнении. На практике же нередко используются планетарные механизмы с большим числом сателлитов (пять и более). Неизбежные погрешности их изготовления приводят к неравномерному распределению нагрузки по сателлитам даже при наличии «плавающих» и самоустанавливающихся звеньев. Податливость деталей передачи таких, как подшипники и оси сателлитов, щеки водила, частично компенсирует эти погрешности. Особенно велико влияние на распределение нагрузки деформативности осей сателлитов и сопрягаемых с ними элементов.

Деформация оси обусловлена ее податливостью в местах сопряжения с подшипником сателлита и щеками водила, а также прогибом на промежуточных участках (см. рисунок 4). В месте сопряжения со щекой водила она представлена балкой на упругом основании. Уравнение ее напряженно-деформированного состояния записано в следующем виде:

$$y''(x) = -\frac{q''(x)}{C} = \frac{M(x)}{IE} - 1{,}1\frac{q(x)}{SG}, \qquad (5)$$

где $M(x) = M(0) - Fx + \int_0^x q(\nu)(x-\nu)d\nu$, $M(0)$ – момент в сечении оси при $x = 0$,

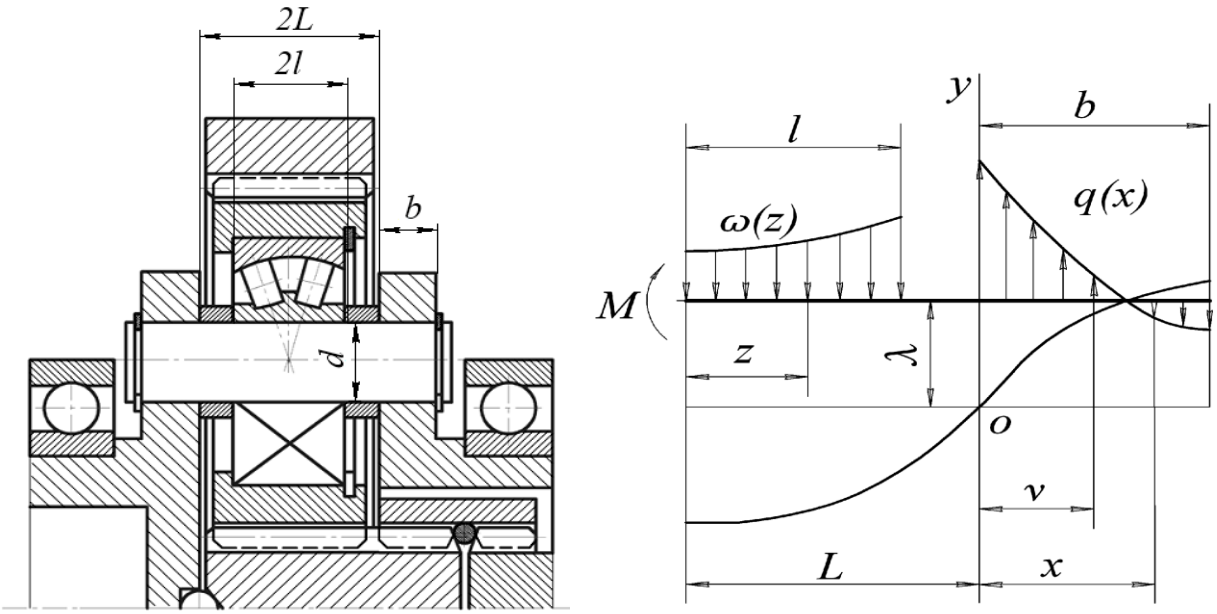


Рисунок 4 – Планетарная передача с самоустанавливающимися звеньями и расчетная схема оси ее сателлита

F – половина окружной силы, действующей на ось сателлита, C – контактная жесткость сопряжения (найденное экспериментальным путем значение $C \cong E/1{,}2$), I – осевой момент инерции сечения, S – площадь поперечного сечения оси, $y(x)$ – перемещение, $q(x)$ – погонная нагрузка ($q(x) = [\lambda - y(x)]C$, λ – максимальная контактная деформация в зоне сопряжения).

После дифференцирования выражения (5) по x дважды и решения его методом Эйлера, получено равенство

$$q(x) = C_1 \sinh(\gamma x)\sin(\beta x) + C_2 \cosh(\gamma x)\sin(\beta x) + C_3 \sinh(\gamma x)\cos(\beta x) + C_4 \cosh(\gamma x)\cos(\beta x), \quad (6)$$

где $\gamma = \sqrt[4]{\frac{C}{IE}} \cos\left[0{,}5 \arccos(1{,}1 \frac{\sqrt{IEC}}{2GS})\right]$, $\beta = \sqrt[4]{\frac{C}{IE}} \sin\left[0{,}5 \arccos(1{,}1 \frac{\sqrt{IEC}}{2GS})\right]$.

Аналогично, на участке сопряжения оси сателлита с кольцом подшипника погонная нагрузка

$$\omega(z) = C_5 \sinh(\gamma z)\sin(\beta z) + C_6 \cosh(\gamma z)\cos(\beta z). \quad (7)$$

Постоянные интегрирования $C_1 \div C_6$, входящие в выражения (6), (7), определены из уравнений статики и граничных условий.

Полученные таким образом равенства позволили определить окружное смещение сателлита, обусловленное деформацией его оси и сопрягаемых с ней щек водила и кольца подшипника.

Для определения нагрузки в зацеплениях колес и коэффициента неравномерности ее распределения по сателлитам передача представлена в виде статически неопределимой механической системы. Уравнения совместности перемещений записаны с учетом найденной вышеприведенным методом податливости осей сателлитов:

$$\left.\begin{aligned}
&F_1/\cos\alpha_W = w_{n1} b_W = b_w c_W [\delta/\cos\alpha_W - \Delta_1 - \delta_\Sigma F_1]\cos\alpha_W,\\
&----------,\\
&F_i/\cos\alpha_W = w_{ni} b_W = b_W c_W [\delta/\cos\alpha_W - \Delta_i - \delta_\Sigma F_i]\cos\alpha_W,\\
&----------,\\
&F_n/\cos\alpha_W = w_{nn} b_W = b_w c_W [\delta/\cos\alpha_W - \Delta_n - \delta_\Sigma F_n]\cos\alpha_W,\\
&\delta = \frac{F}{\cos\alpha_W}\left(\frac{1}{c_W b_W} + \delta_\Sigma \cos\alpha_W^2\right) + \frac{\sum \Delta_i \cos\alpha_W}{n_W},
\end{aligned}\right\} \quad (8)$$

здесь δ - деформация наиболее нагруженной пары зубьев колес в направлении линии действия нормальной силы; α_W - угол зацепления сателлита с колесом и солнечной шестерней; w_{ni} - нормальная погонная нагрузка в зацеплениях колес; F_i – тангенциальная нагрузка в зацеплении i-го сателлита с колесом и солнечной шестерней; b_W - рабочая ширина венца сателлита; c_W - удельная жесткость зацепления; F – среднее значение тангенциальной нагрузки в зацеплении; Δ_i - погрешность окружного расположения осей сателлитов; δ_Σ – коэффициент суммарной податливости элементов передачи, влияющих на распределение нагрузки; n_W – число сателлитов.

Подстановка в систему (8) перемещений, выраженных через соответствующие сателлитам силы F_i, позволяет определить составляющие нагрузки и коэффициент неравномерности ее распределения $K = F_{\max} / F$.

На рисунке 5 приведен график зависимости коэффициента неравномерности распределения нагрузки K от относительной погрешности $\Theta = E\Delta / w_n$ (w_n – средняя нормальная погонная нагрузка в зацеплениях колес) для семисателлитной конструкции передачи при $\alpha_w = 20^\circ$, $b/d = 0{,}6$, $l/d = 0{,}5$, $b_w / L = 1{,}8$ (см. рисунок 4). Графики соответствуют подшипникам средней серии и неблагоприятному для передачи с «плавающей» солнечной шестерней соотношению между отклонениями осей сателлитов от теоретически точного положения $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta_3 = \Delta_4 = \Delta$, $\Delta_5 = \Delta_6 = \Delta_7 = 0$.

Учитывая, что момент на выходном валу передачи $T = f(n_W / K)$, на основании результатов вычислений коэффициента неравномерности распределения нагрузки по сателлитам K можно сделать вывод о том, что нагрузочная способность пятисателлитной конструкции практически не отличается от указанного показателя передачи с шестью сателлитами, так как повышение ее за счет увеличения числа сателлитов n_W компенсируется увеличением коэффициента неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях колес. Нагрузочная способность семисателлитной передачи, степень точности, размеры и нагрузка в зацеплениях которой соответствуют величине $\Theta = 50$, превышает этот показатель пяти- и шестисателлитной конструкций примерно на 20%-30%.

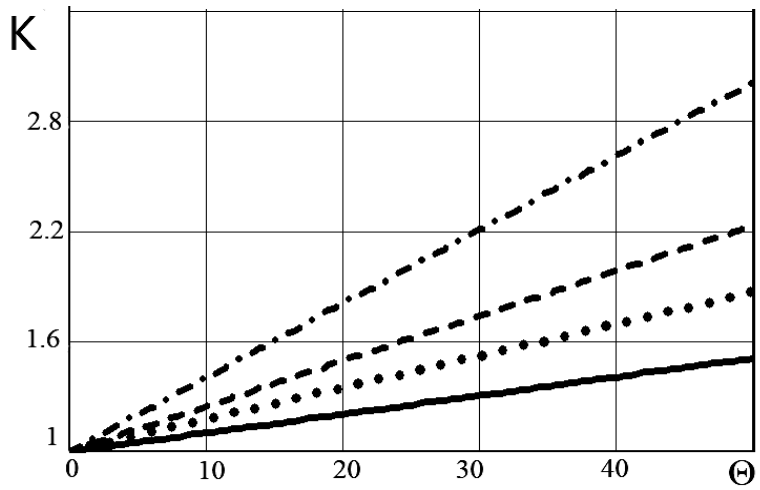


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента неравномерности распределения нагрузки по сателлитам передачи с традиционным водилом от относительной погрешности при $n_W = 7$: ——— – $L/d = 1$; •••••– $L/d = 0{,}7$; — — — — – жесткие оси; - • - • - – жесткие оси и подшипники

Для снижения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по сателлитам за счет повышения податливости водила его целесообразно выполнить с пазами в щеках (рисунок 6). Удельная податливость щеки такого водила определена с учетом влияния на нее момента изгиба $M(\varphi)$ и поперечной силы $Q(\varphi)$:

$$\delta_h = \frac{by_h(F)}{F} = \frac{bR}{F}\left[\frac{1{,}5}{E}\int_0^{\pi/2}\frac{M(\varphi)\left[R+h(\varphi)\right]\sin\varphi}{h^3(\varphi)}d\varphi + \frac{1{,}2}{G}\int_0^{\pi/2}\frac{Q(\varphi)}{a-R\cos\varphi}d\varphi\right], \qquad (9)$$

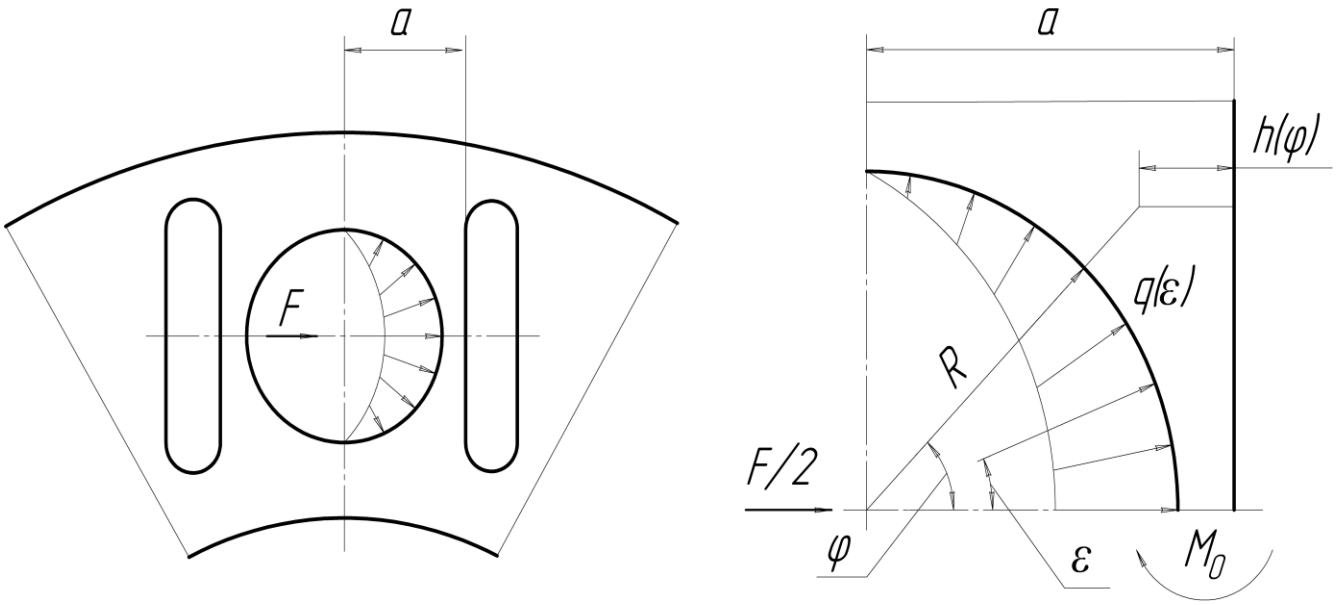


Рисунок 6 – Элемент щеки податливого водила и его расчетная схема

где $$Q(\varphi) = R\int_0^{\varphi} q(\varepsilon)\cos\varepsilon d\varepsilon = \frac{F}{\pi}(\varphi + 0{,}5\sin 2\varphi),$$

$$M(\varphi) = \int_0^{\varphi} q(\varepsilon)\left[R+h(\varphi)\right]\sin(\varphi-\varepsilon)Rd\varepsilon - M_0 = \frac{F(R+a)}{\pi(1+\cos\varphi)}\varphi\sin\varphi - M_O .$$

Зависимость относительной удельной податливости щеки водила $\overline{\delta_h} = \delta_h E$ от величины $\bar{a} = a/d = a/2R$ показана на рисунке 7.

Из решения системы уравнений (8), записанных с учетом найденной таким образом податливости щек водила, определен коэффициент неравномерности распределения нагрузки по сателлитам (рисунок 8).

Таким образом установлено, что выполнение водила с пазами в щеках, расположенными на расстоянии $0{,}55d \div 0{,}6d$ от центра сателлита, ведет к снижению коэффициента неравномерности распределения нагрузки по сателлитам высоконагруженных пяти- и семисателлитной конструкций передачи с «плавающей» солнечной шестерней на 10% - 18%. Аналогичный коэффициент неравномерности распределения нагрузки трехсателлитной передачи без «плавающих» звеньев снижается на 10%-25%.

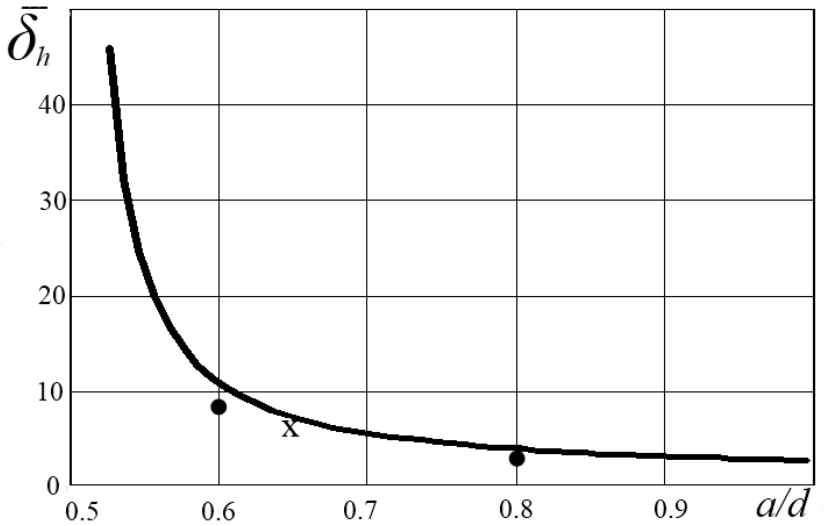


Рисунок 7 – Зависимость относительной удельной податливости щеки водила от a/d: —— – теоретическая кривая, ●– результаты компьютерного моделирования, x – экспериментальное значение

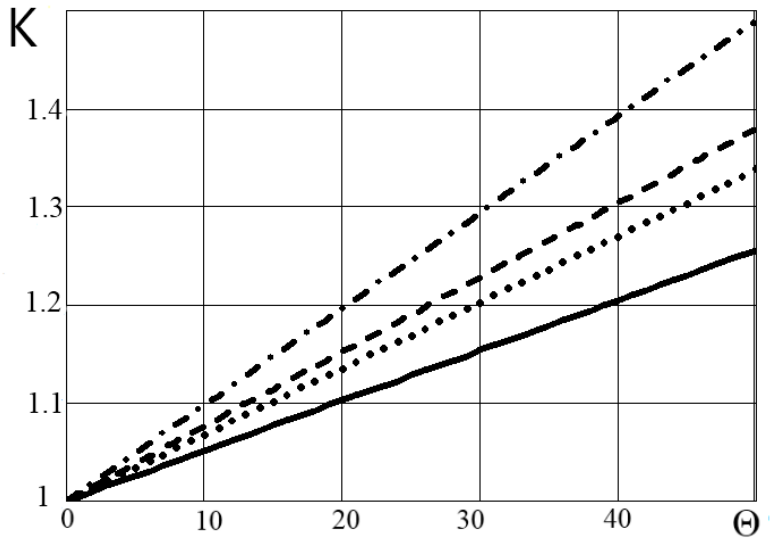


Рисунок 8 – Зависимость коэффициента неравномерности распределения нагрузки по сателлитам передачи с нетрадиционным водилом от относительной погрешности при $n_W = 7$; $b/d = 0{,}6$; $l/d = 0{,}5$; $L/d = 1{,}0$; $b_w/L = 1{,}8$: —— – $\bar{a} = a/d = 0{,}55$; •••••– $\bar{a} = 0{,}6$; — — — — – $\bar{a} = 0{,}65$; - • - • - – жесткое водило

В четвертой главе рассмотрены планетарные передачи с рядным расположением сателлитов (рисунок 9 а), установлено влияние деформативности их элементов на распределение нагрузки по рядам.

Ликвидация избыточных связей в планетарном механизме с одновенцовыми сателлитами позволяет существенно улучшить его качественные и эксплуатационные показатели. Однако при ограниченном радиальном размере привода установка сателлита на один сферический подшипник не обеспечивает требуемой его нагрузочной способности, а

установка на два подшипника ведет, как было показано выше, к неравномерному распределению нагрузки по ширине венца. Поэтому каждый сателлит целесообразно выполнить в виде двух или более колес, установленных через сферические подшипники на одной оси.

В передаче с двухрядными сателлитами, расположенными между щеками водила на двухопорных осях, коэффициент неравномерности распределения нагрузки по венцам сателлита с учетом податливости элементов передачи определяется по следующей зависимости:

$$K(\gamma) = 1 + \frac{\Delta w_n}{2w_n} = 1 + \frac{\gamma c_w l \cos\alpha_W}{2w_n}(1 - \frac{\Delta\gamma}{\gamma}), \qquad (10)$$

где l – расстояние между центрами венцов сателлитов, γ – начальный угол перекоса оси, Δw_n – разница нормальных погонных нагрузок в зацеплениях левого и правого венцов сателлита, w_n – средняя погонная нагрузка, $\Delta\gamma$ – величина снижения угла перекоса оси за счет податливости элементов.

Результаты расчета показали, что при степени точности, размерах и нагрузке, соответствующих величине $\bar{\gamma} = \gamma E b_W / w_n = 20$ (b_W – рабочая ширина одного венца сателлита), коэффициент неравномерности распределения нагрузки по венцам сателлита передачи с податливым водилом на 8%-11% ниже коэффициента неравномерности аналогичной передачи с жестким водилом (рисунок 9 б).

В передаче с отношением ширины венца солнечной шестерни к диаметру ее делительной окружности $b_\Sigma / d_a \geq 3$ коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев превышает 2 из-за деформации

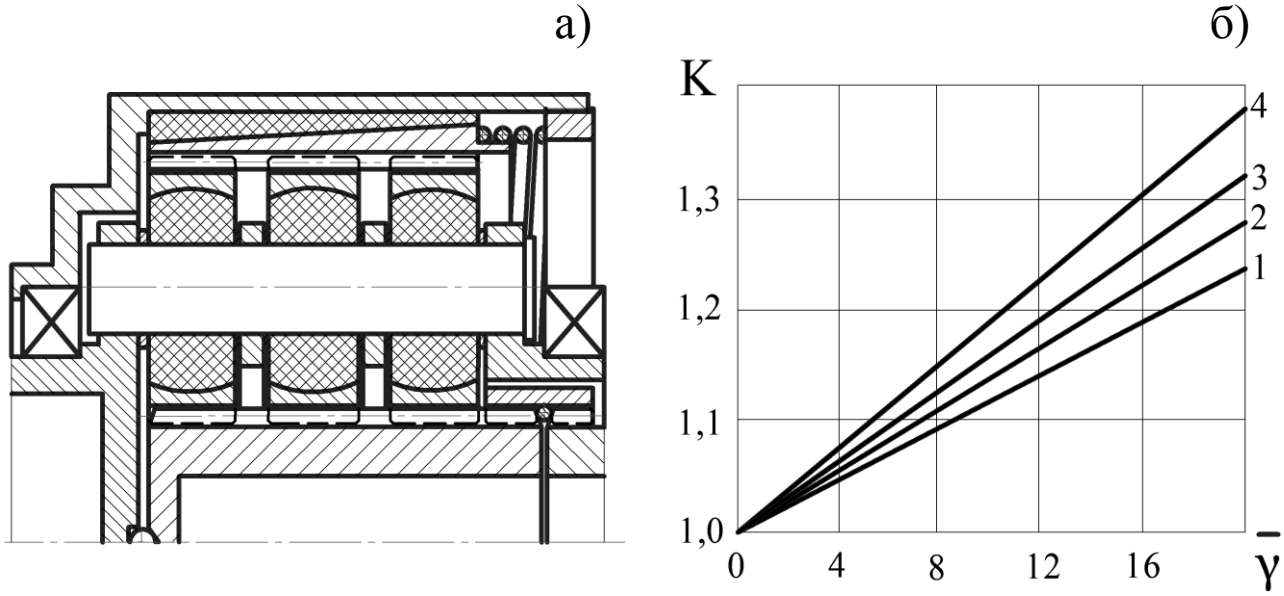


Рисунок 9 – Планетарная передача с рядным расположением сателлитов (а) и зависимость коэффициента неравномерности распределения нагрузки по венцам двухрядного сателлита от относительного угла перекоса оси (б) при толщине щек водила $b = 0{,}4 b_W$: 1 – $a/d = 0{,}55$; 2 – $a/d = 0{,}6$; 3 – $a/d = 0{,}65$; 4 – жесткое водило

кручения шестерни. Такую передачу целесообразно выполнить с многорядным расположением сателлитов (см. рисунок 9 а), а для снижения неравномерности распределения нагрузки по рядам сателлитов, вызванной деформацией кручения солнечной шестерни φ, размеры перемычек водила в отдельных рядах и осей подобрать так, чтобы разница перемещений оси в средних частях соседних пролетов Δy_{0j} равнялась половине разницы перемещений зубьев солнечной шестерни в соответствующих ее сечениях:

$$\Delta y_{0j} = 0{,}5 r_{ba}[\varphi_{(j+1)} - \varphi_j] = \frac{r_{ba}}{2I_{pa}G}\left[T_a(b_W + b) - nw_n r_{ba} b_W j(b_W + b)\right]. \qquad (12)$$

В этом уравнении r_{ba} – радиус основной окружности солнечной шестерни; T_a – момент на валу шестерни; I_{pa} – полярный момент инерции поперечного сечения солнечной шестерни; j – номер пролета, b – толщина щеки водила. Результаты расчетов показали, что при отношении $b_\Sigma / d_a \geq 3$ для компенсации деформации кручения шестерни в первом со стороны подвода момента пролете водила перемычки должны отсутствовать.

В пятой главе представлены результаты компьютерного моделирования и экспериментального исследования многосателлитной планетарной передачи и ее элементов.

Анализ напряженно-деформированного состояния сопряжения ось сателлита – щека водила осуществлялся в среде SolidWorks. Кроме того, проводились испытания на машине INSTRON, позволяющей измерять деформацию в зависимости от прикладываемой нагрузки с выводом результата эксперимента на компьютер. На рисунке 10 показан блок сателлитов опытного образца передачи и его компьютерная модель. На рисунке 11 – результаты исследования податливости оси сателлита и контактирующих с ней элементов.

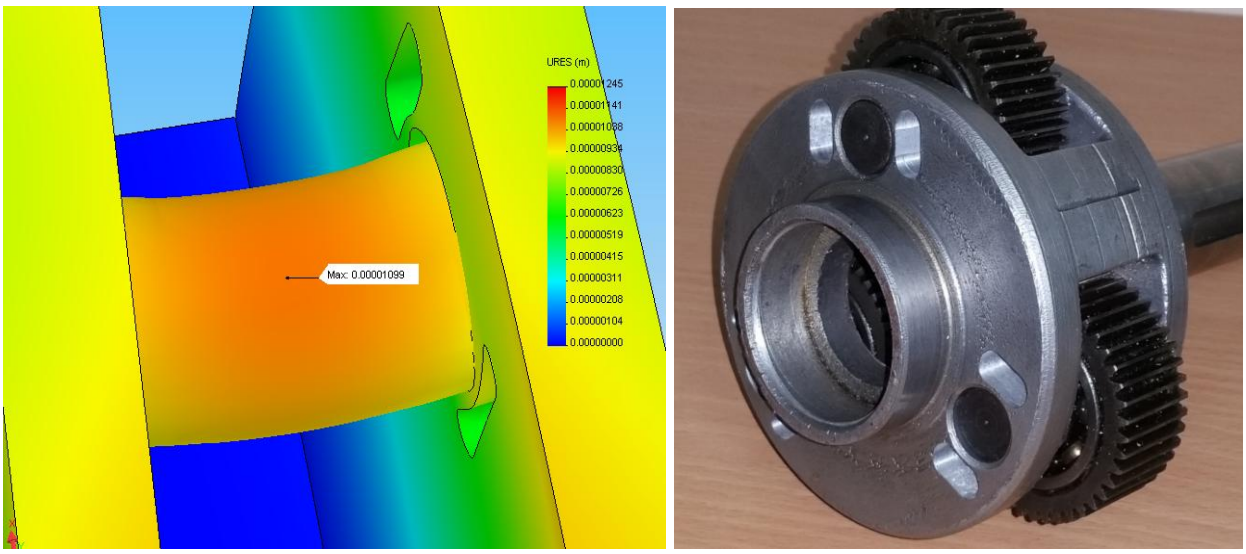


Рисунок 10 – Блок сателлитов передачи с податливым водилом и его компьютерная модель

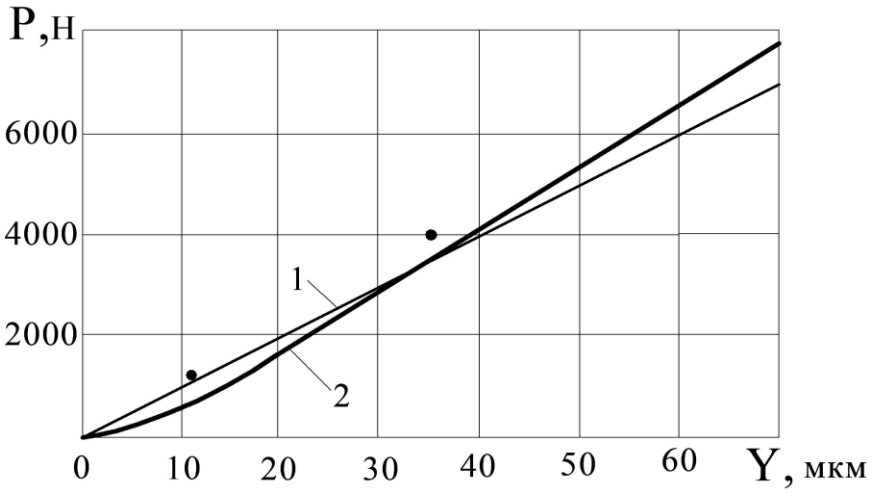


Рисунок 11 – Зависимость деформации оси сателлита и контактирующих с ней элементов от нагрузки при d = 15 мм, b = 9 мм, $\bar{a} = a/d = 0{,}65$ и податливом водиле: 1- теоретическая зависимость; 2- экспериментальная; • – результаты компьютерного моделирования

Экспериментальное определение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по сателлитам планетарной передачи K осуществлялось на специальном стенде, содержащем тензометрический датчик крутящего момента DACELL TRD-50K, электромагнитный порошковый тормоз MEROBEL FRAT-3500, тензометрическую станцию ZET A17-T8 (рисунок 12). В соответствии с полученными осциллограммами

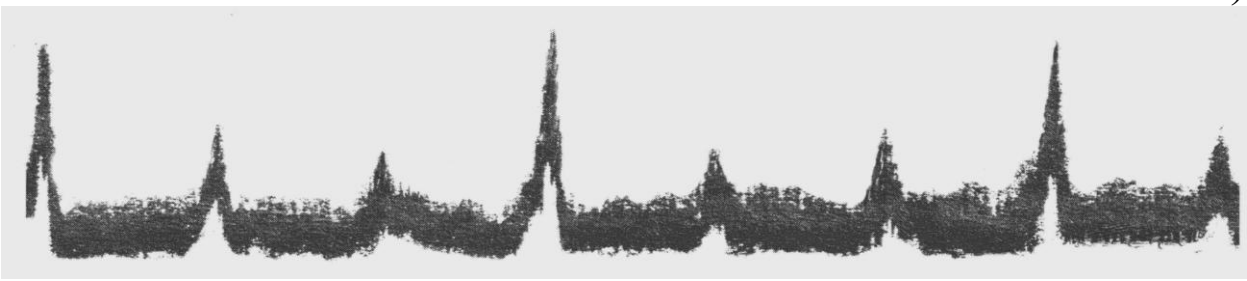
$$K = nh_{\max} / \sum_{i=1}^{n} h_i \,, \qquad (13)$$

где h_i - значение сигнала с датчика, соответствующего i-му сателлиту (рисунок 13); n – число сателлитов передачи.

Эксперименты показали, что в опытном образце трехсателлитной передачи без «плавающих» звеньев коэффициент неравномерности распределения нагрузки по сателлитам $K \cong 1{,}6$; коэффициент неравномерности распределения нагрузки аналогичной передачи с податливым водилом (см. рисунок 10) $K \cong 1{,}45$, что согласуется с теоретическим положением о соотношении указанных коэффициентов неравномерности распределения нагрузки сравниваемых передач.

Рисунок 12 – Стенд для испытания соосных механических передач

а)



б)

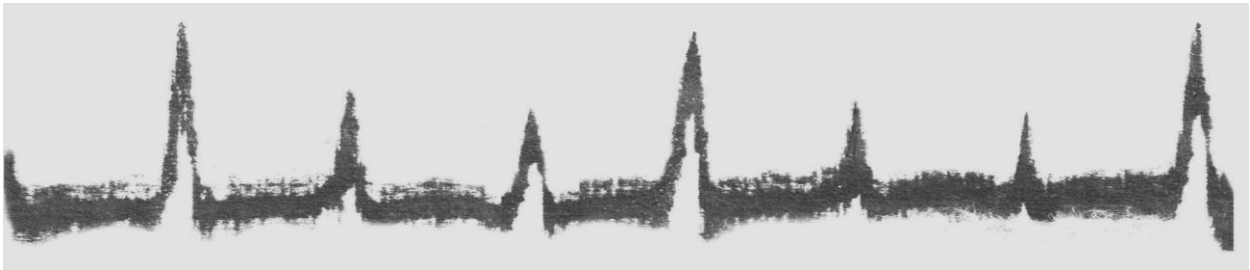


Рисунок 13 – Распределение нагрузки по сателлитам трехсателлитной планетарной передачи с жестким (а) и податливым (б) водилом

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Предложены усовершенствованные математические модели напряженно-деформированного состояния зубчатого зацепления и оси сателлита, на основании которых получены зависимости для аналитического определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки и напряжений в зацеплениях колес с учетом деформативности осей и других элементов передачи. Показано, что в планетарной передаче с числом сателлитов не менее 3 и отношением ширины солнечной шестерни к ее диаметру не менее 1,8 коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев, обусловленный ее кручением, близок к коэффициенту неравномерности распределения напряжений изгиба и даже при самоустанавливающихся сателлитах составляет не менее 1,4.

2. Разработан метод определения податливости щек нетрадиционного водила (водило с пазами в щеках) и на его базе установлена связь между коэффициентом неравномерности распределения нагрузки по сателлитам и параметрами планетарной передачи; выявлена степень влияния деформативности щек податливого водила на распределение нагрузки в зацеплениях колес, а следовательно, и на нагрузочную способность привода. Установлено, что выполнение водила с пазами в щеках, расположенными на расстоянии $0{,}55d \div 0{,}6d$ (d - диаметр оси сателлита) от центра сателлита, ведет к снижению коэффициента неравномерности распределения нагрузки по сателлитам высоконагруженных пяти- и семисателлитной конструкций передачи с «плавающей» солнечной шестерней на 10% - 18%, а коэффициента неравномерности распределения нагрузки по венцам

двухрядного сателлита – на 8% - 11%. Выполнение пазов в водиле трехсателлитной планетарной передачи при отсутствии «плавающих» звеньев позволяет снизить коэффициент неравномерности распределения нагрузки по сателлитам на 10%-25%.

3. Получены зависимости для установления параметров нетрадиционного водила многорядной планетарной передачи (водило с разной шириной перемычек), при которых коэффициент неравномерности распределения нагрузки по рядам сателлитов, вызванной деформацией кручения солнечной шестерни, принимает минимальное значение. Такие передачи целесообразно использовать в приводах с ограниченным радиальным размером.

4. Осуществлено экспериментальное исследование и конечно - элементный анализ напряженно-деформированного состояния оси сателлита и щек водила планетарной передачи, оказывающих большое влияние на распределение нагрузки в зацеплениях колес, их результаты удовлетворительное совпадают с результатами теоретических расчетов (расхождение в рабочей зоне упругой деформации не превышает 16%).

5. Экспериментальным путем установлено, что коэффициент неравномерности распределения нагрузки по сателлитам трехсателлитной передачи с податливым водилом при отсутствии «плавающих» основных звеньев не превышает величины 1,45, коэффициент неравномерности аналогичной передачи с жестким водилом равен 1,6, что согласуется с теоретическим положением о соотношении указанных коэффициентов неравномерности распределения нагрузки сравниваемых передач.

6. Разработаны новые конструкции планетарных передач. Осуществлена реализация результатов работы на Ижевском предприятии «Редуктор» при проектировании редуктора запорной трубопроводной арматуры, что позволило снизить осевой размер механического привода примерно на 15% за счет снижения неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях колес.

Дальнейшее развитие работы может быть направлено на исследование динамики многосателлитных многорядных планетарных передач и на определение их параметров исходя из условия равнопрочности составных частей.

ПЕРЕЧЕНЬ ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях из перечня, рекомендованного ВАК:

1. Сунцов, А.С. Рациональные конструкции планетарных передач строительных и дорожных машин и их технико-экономические показатели / Ф.И. Плеханов, В.П. Грахов, А.С. Сунцов // Механизация строительства. – 2016.– № 4. – С.22-25. – 0,5 п.л. (30%).

2. Сунцов, А.С. Влияние податливости осей и подшипников сателлитов планетарной передачи на распределение нагрузки по потокам мощности / Ф.И. Плеханов, А.С.Сунцов. //Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2016. – № 3. – С.10-16. – 0,5 п.л. (50%).

3. Сунцов А.С. Исследование многопоточной зубчатой передачи в автоматизированной головке для обработки гуммированных деталей машин. /Р.С. Музафаров, , А.С. Сунцов // Вестник ИжГТУ. – 2016. - №3(71). – С.12-14. – 0,5 п.л. (50%).

4. Сунцов А.С. Распределение нагрузки по длине забьев колес двухсателлитной планетарной передачи со сборным водилом./ А.С. Сунцов// Вестник ИжГТУ. – 2016.- №3(71).– С.7-8. – 0,5 п.л. (100%).

5. Сунцов А.С. Податливость щек водила планетарной передачи и ее влияние на распределение нагрузки по венцам сателлита / А.С. Сунцов // Вестник ИжГТУ. – 2016.- №4 – С.12-14. – 0,5 п.л. (100%).

6. Сунцов А.С. Распределение нагрузки в зацеплениях колес многорядной планетарной передачи и его влияние на технико-экономические показатели механизма / Ф.И. Плеханов, Е.Ф. Вычужанина, А.С. Сунцов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2017. – № 1.- С. 24 – 30. – 0,5 п.л. (30%).

Публикации в прочих изданиях:

7. Сунцов, А.С. Определение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по сателлитам планетарной передачи с использованием уравнений строительной механики./ А.С. Сунцов // Сб. трудов региональной конференции «Научно-технические и социально-экономические проблемы регионального развития», г. Глазов, Россия.- 2015.- С. 33-35. - 0,5 п.л. (100%).

8. Сунцов А.С К расчету на прочность оси сателлита многопоточной планетарной передачи / Ф.И. Плеханов, И.А Блинов, А.С. Сунцов // Сб. трудов региональной конференции «Научно-технические и социально-экономические проблемы регионального развития», г. Сарапул, Россия.- 2015.- С. 131-134. - 0,5 п.л. (30%).

9. Сунцов А.С. Исследование деформативности оси сателлита и щек водила планетарной передачи. / Ф.И. Плеханов, И.А Блинов, А.С. Сунцов // Сб. трудов региональной конференции «Научно-технические и социально-экономические проблемы регионального развития», г. Сарапул, Россия.- 2015.- С. 37-41.- 0,5 п.л. (30%).

10. Сунцов, А.С. Конструкции и важнейшие технико-экономические показатели планетарных передач строительных и дорожных машин./А.С. Сунцов// Сборник материалов второй ежегодной международной научно-практической конференции. Фотинские чтения. 07-09 октября. Ижевск, Россия. – 2015. - №3.– С.191-194. – 0,5 п.л. (100%).

Заявки на изобретения:

11. Пол. реш. о выдаче пат.на изобр. по заявке 2015143574, РФ, МПК F16H1/32. Зубчатая планетарная передача / А.С. Сунцов. – 10.01.2017.

12. Пол. реш. о выдаче пат.на изобр. по заявке 2015143577, РФ, МПК F16H1/32. Планетарная передача / Ф.И. Плеханов, А.С. Сунцов, А.Г. Ратов. – 10.01.2017.