

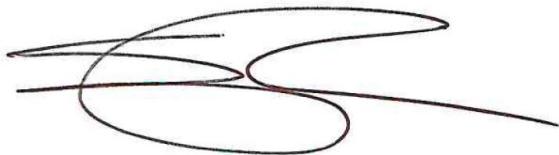
На правах рукописи

Кожаринов Егор Викторович

**РАСЧЁТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕМПФЕРА СУХОГО ТРЕНИЯ
КОНИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА**

Специальность 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов
и аппаратуры»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук



Москва, 2017

Работа выполнена в Государственном научном центре Российской Федерации федеральном государственном унитарном предприятии «Центральный Институт Авиационного Моторостроения имени П.И. Баранова»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Темис Юрий Моисеевич

**Официальные
оппоненты:**

Иванов Андрей Владимирович

доктор технических наук, акционерное общество «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко», главный специалист по направлению

Насонов Дмитрий Александрович

доктор технических наук, федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, старший научный сотрудник отдела виброакустики машин

**Ведущая
организация:**

Акционерное общество «Научно-производственный центр газотурбостроения «Салют»

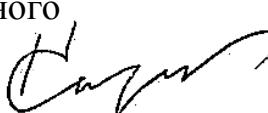
Защита диссертации состоится «01» ноября 2017 г. в 14 ч. 30 мин. на заседании диссертационного совета Д 212.141.03 при Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, стр.1.

Ваш отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью организации, просим выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте (www.bmstu.ru) Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан «___» 2017 г.

Ученый секретарь диссертационного
совета, д. т. н., доцент



Карпаčев Андрей Юрьевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Конические зубчатые передачи авиационных приводов, применяемые в центральных и угловых приводах газотурбинных двигателей (ГТД) и трансмиссиях вертолётов, обладая низкой массой и габаритами, работают при высоких частотах вращения и передаваемых мощностях. Разрушение конического привода авиационного ГТД приводит к выключению двигателя в полёте, что является особенно опасным для однодвигательных летательных аппаратов, а разрушение конической передачи в трансмиссии вертолёта может привести к жёсткой посадке воздушного судна.

Большинство разрушений авиационных конических зубчатых колёс связаны с недостаточным сопротивлением усталости обода, резонансные колебания которого возбуждаются полигармонической силой в зацеплении при попадании собственной частоты колебаний зубчатого колеса по узловым диаметрам в диапазон частот, кратных частоте вращения ротора турбины высокого давления ГТД. Изгиб обода при резонансных колебаниях приводит к концентрации переменных напряжений во впадине между зубьями и зарождению трещины многоцикловой усталости. Каскады высокого давления ГТД работают в широком диапазоне частот вращения, что делает крайне затруднённой отстройку всех собственных частот колебаний обода конических колёс и вывод их из рабочего диапазона, вследствие чего работа конического зубчатого колеса на резонансном режиме может оказаться неизбежной.

Одним из наиболее эффективных способов снижения амплитуды резонансных колебаний конических зубчатых колёс и, соответственно, снижения уровня переменных напряжений, является применение демпферов сухого трения. Для проектирования демпфера сухого трения необходимо знать закон изменения действующей на коническое зубчатое колесо возбуждающей силы от зацепления, который зависит от упруго-инерционных характеристик передачи и её кинематической погрешности под передаваемой нагрузкой. Возможное возникновение фреттинг-коррозии и повышенного износа контактных поверхностей демпфера и зубчатого колеса может свести на нет эффект снижения амплитуды резонансных колебаний зубчатого колеса по узловым диаметрам. Поэтому актуальным является решение комплексной проблемы проектирования оптимального демпфера, обеспечивающего снижение уровня переменных напряжений во впадинах между зубьями зубчатого колеса и максимальных контактных напряжений между зубчатым колесом и демпфером в заданном диапазоне величины силы его поджатия.

Степень разработанности темы. В стандартах на конические зубчатые колёса ISO 10300 и AGMA 937-A12 отмечена необходимость применения демпферов сухого трения для снижения амплитуды резонансных колебаний конических зубчатых колёс, но отсутствуют расчётные методики оценки эффективности и рекомендации по выбору параметров демпферов. В этих же стандартах указана необходимость создания математической модели, учитывающей влияние резонансных колебаний обода конического зубчатого колеса на динамические нагрузки в зацеплении, но не даны рекомендации по созданию подобного рода моделей.

Динамике цилиндрических зубчатых передач посвящены работы О.И. Косарева, М.Д. Генкина, В.Л. Дорофеева, А. Каһраман, R. Parker и др. Динамические модели конических зубчатых передач представлены в работах M. Baxter, Yuping Cheng и др. К недостаткам данных моделей может быть отнесена невозможность исследования изгибных колебаний зубчатых колёс по формам с узловыми диаметрами. Исследованием кинематической погрешности конических зубчатых передач занимались Н.Ф. Хлебалин, Г.И. Шевелёва, F.L. Litvin, H.G. Statfeld, однако предложенные ими модели не позволяют оценить уровень переменных напряжений на ободе конического зубчатого колеса при колебаниях в зависимости от кинематической погрешности.

Отметим, что работы по применению методов оптимизации при проектировании демпферов сухого трения для конических зубчатых колёс отсутствуют.

Целью работы является создание комплекса моделей для расчёта и оптимального проектирования высокоэффективного демпфера сухого трения для конического зубчатого колеса.

Задачи исследования:

1. Разработка динамической модели конического зубчатого колеса с демпфером сухого трения.

2. Разработка редуцированной динамической модели конической зубчатой передачи с демпфером сухого трения, учитывающей влияние кинематической погрешности, определённой при помощи созданной квазистатической модели конической зубчатой передачи, на возбуждение колебаний колеса с последующим определением оптимальной силы поджатия демпфера.

3. Оптимизация профиля рабочей поверхности демпфера сухого трения тарельчатого типа по критерию минимума контактных напряжений в заданном диапазоне возможного изменения силы его поджатия.

4. Экспериментальная оценка эффективности демпфера сухого трения тарельчатого типа при испытаниях на вибростенде.

Научная новизна:

1. Разработана динамическая модель конического зубчатого колеса с демпфером сухого трения, позволяющая выбирать оптимальную силу его поджатия.

2. Впервые разработана модель колебаний конической зубчатой передачи с демпфером сухого трения, позволяющая определять амплитуду возбуждающей силы, действующей на коническое зубчатое колесо, при резонансных колебаниях по узловым диаметрам в зависимости от упруго-инерционных характеристик конической зубчатой передачи и функции её кинематической погрешности.

3. Поставлена и решена задача оптимального профилирования рабочей поверхности демпфера сухого трения конического зубчатого колеса по критерию минимума контактных напряжений в заданном диапазоне изменения силы его поджатия.

Теоретическая значимость диссертации заключается в выявлении характерных особенностей совместных осевых, тангенциальных и радиальных колебаний обода конического зубчатого колеса. Установлена специфика и проведена классификация режимов работы демпфера сухого трения тарельчатого типа конического зубчатого колеса.

Практическая значимость работы заключается в снижении вибронапряжений конического зубчатого колеса при применении демпфера сухого трения с оптимальной силой поджатия. Оптимизация профиля рабочей поверхности демпфера сухого трения обеспечила реализацию минимальных контактных напряжений между демпфером и зубчатым колесом в заданном диапазоне изменения силы поджатия демпфера.

Разработаны оснастка, модельные образцы и способ проведения испытаний конического зубчатого колеса на вибrostенде, обеспечивающем возбуждение резонансных колебаний модельного конического колеса с демпфером сухого трения по узловым диаметрам.

Методы исследований. Для численного моделирования колебаний конической зубчатой передачи с демпфером сухого трения применен способ редуцирования задачи с использованием метода главных координат. Решение редуцированных нелинейных дифференциальных уравнений выполнено методом Рунге-Кутты 4-го порядка. Для определения функции кинематической погрешности конической зубчатой передачи использован метод конечных элементов. Оптимальное профилирование рабочей поверхности демпфера сухого трения осуществлено путём решения оптимизационной задачи генетическими алгоритмами. Экспериментальная оценка эффективности демпфера сухого трения для конического колеса проведена на аттестованном вибrostенде (свидетельство о поверке № НТ 150690/В).

Положения, выносимые на защиту:

1. Динамическая модель передачи, включающая в себя модель конического зубчатого колеса с демпфером сухого трения.
2. Модель конической зубчатой передачи, позволяющая определить функцию кинематической погрешности с учетом конструктивных параметров и режимов работы передачи.
3. Постановка и решение задачи оптимального профилирования рабочей поверхности демпфера сухого трения тарельчатого типа для конического зубчатого колеса.
4. Способ и результаты экспериментальной оценки эффективности демпфера сухого трения для конического колеса при испытаниях на вибrostенде.

Достоверность научных результатов подтверждается корректным использованием методов исследования и удовлетворительным совпадением результатов решения тестовых задач с материалами других авторов, а результатов моделирования – с экспериментальными данными.

Апробация работы. Основные результаты диссертации докладывались на научно-практической конференции молодых ученых и специалистов ЦИАМ (г. Москва, 2014), отраслевом семинаре ЦИАМ (г. Москва, 2014), международной конференции «ASME 2014 Gas Turbine India Conference GTINDIA2014» (г. Дели, 2014), международном конгрессе ICAS 2014 (г. Санкт-Петербург, 2014), международном форуме «Двигателестроение 2014» (г. Москва, 2014), конференции молодых ученых и специалистов «Новые решения и технологии в газотурбостроении» (г. Москва, 2015), 12-й международной конференции пользователей

«Ansys/Cadfem» (г. Москва, 2015), III-м Международном технологическом форуме «Инновации. Технологии. Производство» (г. Рыбинск, 2016), Международном форуме «Двигателестроение 2016» (г. Москва, 2016), Международном научном симпозиуме «Гидродинамическая теория смазки XXI» (г. Орёл, 2016), VI Международной научно-технической конференции «Проблемы химмотологии: от эксперимента к математическим моделям высокого уровня» (г. Москва, 2016), Международной конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (г. Самара, 2016).

Публикации. Результаты диссертационного исследования представлены в 15 публикациях, включая 4 статьи в журналах, входящих в Перечень изданий, рекомендованных ВАК РФ, и 3 – в сборниках трудов международных конференций. Оформлен патент РФ на изобретение «Зубчатое колесо» №2567689 и свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016662492 «Программа для расчёта динамической нагруженности авиационных приводов» («GearDyn»). Подана заявка № 2016140430 от 14.10.2016 на изобретение «Зубчатое колесо» и заявка № 2016140428 от 14.10.2016 на полезную модель «Демпфирующий элемент».

Личный вклад соискателя. Все изложенные в диссертации исследования, включая разработку и апробацию расчётных моделей, подготовку эксперимента и обработку его результатов, осуществлены соискателем лично.

Структура и объём работы. Работа состоит из введения, пяти глав, заключения, перечня сокращений, списка использованных источников и приложения. Диссертационная работа изложена на 134 страницах, содержит 72 рисунка, 8 таблиц и приложение. Список использованных источников включает в себя 82 наименования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выбранной темы диссертации, определена цель исследования, сформулирована научная новизна, практическая значимость и выносимые на защиту основные положения, а также приведены краткое описание диссертации, сведения об апробации работы и публикациях.

В главе 1 приведён обзор современного состояния проблемы, сформулированы основные задачи исследования и методы их решения. Проведён анализ характерных дефектов конических зубчатых колёс общего машиностроения и применяемых в авиации. На основе выполненных в диссертационном исследовании расчётов методом конечных элементов напряжённо-деформированного состояния конического зубчатого колеса от сил в зацеплении и при резонансных колебаниях установлено, что при действий сил от зацепления место возникновения максимальных напряжений располагается в средней части межзубцовой впадины между малым и большим модулем, а при резонансных колебаниях по узловым диаметрам – во впадине у малого модуля и совпадает с характерным местом зарождения усталостной трещины авиационного зубчатого колеса. На основании этого сделан вывод о том, что характерные усталостные разрушения авиационных

зубчатых колес происходят из-за возбуждения резонансных колебаний по узловым диаметрам. Снижение амплитуды переменных напряжений в критических точках зубчатого колеса при резонансных колебаниях по узловым диаметрам может быть достигнуто при помощи применения демпфера сухого трения.

Демпферы сухого трения применяют в двигателестроении. Так, разработке динамических моделей лопаток турбомашин с демпфером сухого трения посвящены работы Б.Ф. Шорра, J.H. Griffin и E.P. Petrov.

Основным источником возбуждения колебаний зубчатого колеса являются силы контактного взаимодействия между зубьями, на закон изменения которых существенное влияние оказывает кинематическая погрешность передачи.

Расчёту кинематической погрешности (КП) посвящены работы Ф.Л. Литвина, Г.И. Шевелёвой, Г.А. Лопато, В.И. Медведева. Под руководством Г.А. Лопато разработаны модели процессов зубопрофилирования и зацепления конических зубчатых передач и предложены алгоритмы для расчёта пятна контакта и кинематической погрешности зацепления в предположении того, что все элементы привода являются абсолютно жёсткими. В работах Г.И. Шевелёвой при расчёте кинематической погрешности решена задача контактного взаимодействия рабочих поверхностей с учётом их модификации, но без учёта деформации обода под действием передаваемой нагрузки. Перемещения, деформации и напряжения в зоне контакта определялись путём решения интегральных уравнений плоской задачи теории упругости.

Вопросам колебаний в зубчатых передачах и снижению их виброактивности посвящены работы Э.Л. Айрапетова, М.Д. Генкина и О.И. Косарева. Принципы динамического моделирования зубчатых передач, позволяющие рассчитать нелинейную амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) зубчатого зацепления сформулированы в работах А. Kahraman. Показано, что основным источником высокочастотного возбуждения в зубчатом зацеплении является кинематическая погрешность, обусловленная переменной жёсткостью зацепления и возможностью возникновения разрыва в контакте.

Подходы к динамическому моделированию прямозубых зубчатых передач могут быть частично использованы и для моделирования конических зубчатых передач. В работах TANG Jin-yuan и Yping Cheng проанализировано влияние функции КП конической зубчатой передачи на амплитуду её крутильных колебаний. Записана система уравнений движения колеса и шестерни, в которой возбуждение осуществляется кинематическим образом за счёт функции КП, заданной в виде периодической параболы и синусоиды. Система уравнений движения конических зубчатых колёс решена методом Рунге-Кутты.

Демпферы сухого трения вносят ряд особенностей в динамику систем. Так, в работах Ден-Гартога, Ф.Р. Геккера и И.В. Крагельского отмечено существование режимов с длительными и мгновенными относительными остановками между контактирующими телами, введено понятие структурно-изменяемой системы, в которой при длительной остановке происходит изменение числа степеней свободы вследствие блокировки масс, приводящей, в свою очередь, к изменению собственных частот системы.

Учитывая, что перечисленные выше факторы должны быть объединены в комплексную методику расчёта и проектирования демпфера сухого трения для конического зубчатого колеса, на основе обзора проблемы сформулированы задачи диссертационной работы, включающие расчет динамики системы колесо-демпфер с учетом кинематической погрешности и эффектов сухого трения.

В главе 2 описаны этапы разработки динамической модели конического зубчатого колеса (ЗК) с демпфером сухого трения. Проведён расчёт собственных частот и форм колебаний конического зубчатого колеса и построена его резонансная диаграмма (Рисунок 1). Вынужденные колебания зубчатого колеса представлены в виде разложения перемещений по n собственным формам с собственными частотами, попадающими в определённый по результатам анализа резонансной диаграммы диапазон, кратный частоте вращения турбины высокого давления с запасом.

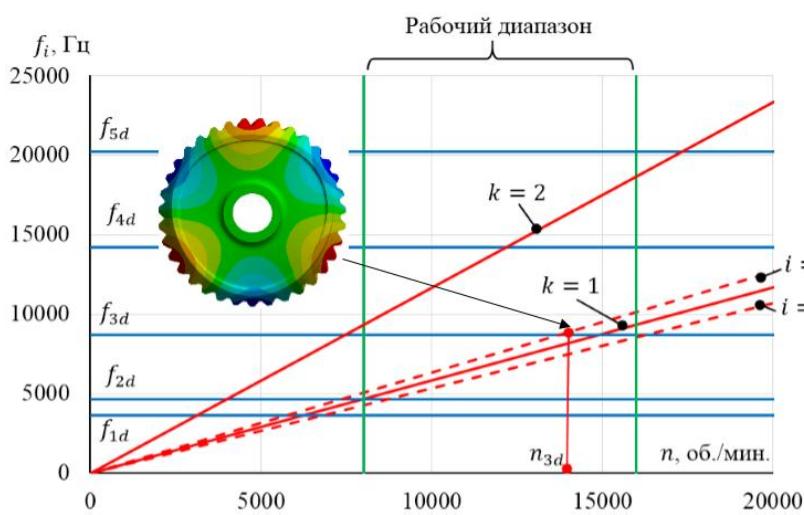


Рисунок 1. Резонансная диаграмма ЗК

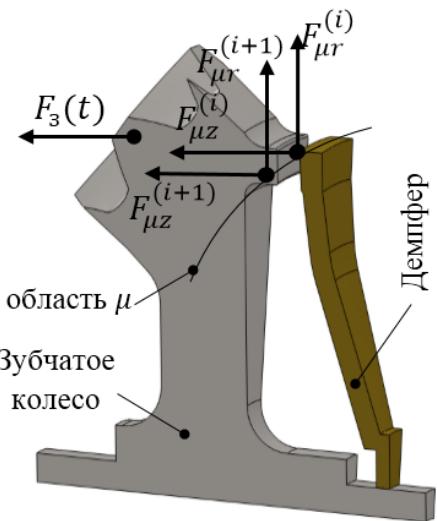


Рисунок 2. ЗК с демпфером сухого трения

Для сокращения расчётов разработана редуцированная модель зубчатого колеса с демпфером сухого трения, в которой осевые и радиальные силы между демпфером и колесом приведены к p узлам кольцевой области μ (Рисунок 2). С учётом принятых допущений система уравнений, описывающая колебания конического ЗК под действием вынуждающей силы $\{F_B(t)\}$, будет иметь следующий вид:

$$\{\ddot{q}_k\} + [\Omega_k^2]\beta_k\{\dot{q}_k\} + [\Omega_k^2]\{q_k\} = [U_k]^T \cdot (\{F_B(t)\} - \{F_{dk}(q_k)\}) \quad (1)$$

где $\{q_k\}$ – вектор-столбец ($n \times 1$) обобщённых координат при собственных колебаниях колеса по формам с узловыми диметрами; β_k – коэффициент пропорциональности матрицы жёсткости, определяющий внутреннее демпфирование в материале на соответствующей форме колебаний; $[\Omega_k^2]$ – диагональная матрица ($n \times n$) квадратов первых n собственных частот колеса; $[U_k]^T$ – транспонированная матрица ($n \times 3m_k$) рассматриваемых первых n собственных форм колебаний колеса; m_k – количество узлов модели ЗК, $\{F_{dk}(q_k)\}$ – вектор-столбец ($3m_k \times 1$) сил, действующих на ЗК со стороны демпфера.

Пусть демпфер поджат к колесу с силой F_p . Тогда компонента вектора приведённых сил, действующих в осевом направлении на колесо со стороны демпфера в узле с номером i области μ , может быть записана в виде суммы статической компоненты от поджатия и суммарной реакции демпфера по всем n формам колебаний:

$$F_{\mu z}^{(i)} = F_p^{(i)} + \sum_{k=1}^n F_{\mu z}^{(i,k)} \quad (2)$$

где $F_{\mu z}^{(i,k)} = K_{\text{д}z}^{(k)} z^{(i,k)}$, $z^{(i,k)} = u_{\mu z}^{(i,k)} q_k^{(k)}$ – осевое перемещение i -го узда по k -й форме, $F_p^{(i)} = F_p/p$ – сила статического поджатия демпфера в каждом узле i , $K_{\text{д}z}^{(k)}$ – жёсткость демпфера в осевом направлении при колебаниях колеса по k -й форме, $u_{\mu z}^{(i,k)}$ – осевая компонента формы в узле i при колебаниях колеса по k -й форме.

Сила $F_{\mu r}^{(i)}$ при нагружении и разгрузке демпфера определяется следующими соотношениями:

$$F_{\mu r}^{(i)} = \begin{cases} \vec{F}_{\mu r}^{(i)}, \dot{r}_i > 0 \\ \vec{F}_{\mu r}^{(i)}, \dot{r}_i < 0 \end{cases}; \vec{F}_{\mu r}^{(i)} = \begin{cases} \tilde{F}_{\mu r}^{(i)}, \tilde{F}_{\mu r}^{(i)} < F_{\mu r i}^{\max} \\ F_{\mu r i}^{\max}, \tilde{F}_{\mu r}^{(i)} > F_{\mu r i}^{\max} \end{cases}; \tilde{F}_{\mu r}^{(i,k)} = K_{\text{д}r}^{(k)} (r^{(i,k)} - s l^{(i,k)})$$

$$\tilde{F}_{\mu r}^{(i)} = \begin{cases} \tilde{F}_{\mu r}^{(i)}, \tilde{F}_{\mu r}^{(i)} > -F_{r i}^{\max} \\ -F_{r i}^{\max}, \tilde{F}_{\mu r}^{(i)} < -F_{r i}^{\max} \end{cases}; s l^{(i,k)} = \begin{cases} r^{(i,k)} - \frac{F_{r i}^{\max}}{K_{\text{д}r}^{(k)}}, \tilde{F}_{r i} > F_{r i}^{\max} \\ r^{(i,k)} + \frac{F_{r i}^{\max}}{K_{\text{д}r}^{(k)}}, \tilde{F}_{r i} < -F_{r i}^{\max} \end{cases} \quad (3)$$

где \dot{r}_i – скорость i -го узла в радиальном направлении; $F_{r i}^{\max} = f_{\text{тр}} F_{\mu z}^{(i)}/p$ – максимальная сила трения в i -м узле; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения в контакте; $K_{\text{д}r}^{(k)}$ – жёсткость демпфера в радиальном направлении при колебаниях колеса по k -й форме; $r^{(i,k)} = u_{\mu r}^{(i,k)} q_k^{(k)}$ – радиальное перемещение i -го узла по k -й форме; $u_{\mu r}^{(i,k)}$ – радиальная компонента формы в узле i при колебаниях колеса по k -й форме; $s l^{(i,k)}$ – проскальзывание i -го узла при перемещении в радиальном направлении по k -й форме.

Представим транспонированную матрицу выбранных собственных форм колеса $[U_k]^T$ размера $n \times 3m_k$ в блочном виде:

$$[U_k]^T = \begin{bmatrix} [u_{\mu z}]^T & \{u_z^{(l)}\} & [u_{1z}]^T & [u_{\mu r}]^T & \{0\} & [u_{1r}]^T & [0]^T \end{bmatrix} \quad (4)$$

где $[u_{\mu z}]^T$ – матрица $(n \times p)$ осевых компонент собственных форм в области μ ; $\{u_z^{(l)}\}$ – вектор-строка $(n \times 1)$ осевых компонент собственных форм в точке l ; $[u_{1z}]^T$ – матрица $(n \times m_k - p - 1)$ осевых компонент собственных форм в оставшихся узлах модели; $[u_{\mu r}]^T$ – матрица $(n \times p)$ радиальных компонент собственных форм в области μ ; $\{0\}$ – нулевая вектор-строка $(n \times 1)$ радиальных компонент внешней силы в узле l ; $[u_{1r}]^T$ – матрица $(n \times m_k - p - 1)$ радиальных компонент

собственных форм в оставшихся узлах модели; $[0]^T$ – нулевая матрица ($n \times m_k$) окружных компонент собственных форм колеса.

С учётом (2), (3) и (4) формула (1) может быть записана следующим образом:

$$\{\ddot{q}_k\} + [\Omega_k^2]\beta\{\dot{q}_k\} + [\Omega_k^2]\{q_k\} = \{u_z^{(l)}\}^T F_3(t) + \Phi_{dk}(q_k) \quad (5)$$

где $\Phi_{dk}(q_k) = [u_{\mu z}]^T \{F_{\mu z}\} + [u_{\mu r}]^T \{F_{\mu r}\}; \{u_{\mu z}^{(k)}\}^T \{F_{\mu z}\} = \sum_{i=1}^p u_{\mu z}^{(0,k)} \sin(k\varphi_i) F_{\mu z}^{(i)}$; $\{u_{\mu r}^{(k)}\}^T \{F_{\mu r}\} = \sum_{i=1}^p u_{\mu r}^{(0,k)} \sin(k\varphi_i) F_{\mu r}^{(i)}$; $\{u_{\mu z}^{(k)}\}^T$ и $\{u_{\mu r}^{(k)}\}^T$ – k -я строка матриц $[u_{\mu z}]^T$ и $[u_{\mu r}]^T$; $\varphi_i = \frac{2\pi}{p \cdot i}$ – угловая координата i -го узла, $F_3(t)$ – осевая сила в зацеплении; $u_{\mu z}^{(0,k)}$ и $u_{\mu r}^{(0,k)}$ – максимальное значение осевой и радиальной k -й формы.

Уравнения движения (5) решены методом Рунге-Кутты 4-го порядка с шагом по времени $\Delta t = 2 \cdot 10^{-6} \text{ с}$. АЧХ системы по амплитуде z_l перемещения узла l при изменении силы поджатия от $F_p = F_{pmin}$ до $F_p = F_{pmax}$ представлены на Рисунке 3. На АЧХ можно выделить 4 основных режима работы демпфера: режим I с отрывными колебаниями демпфера (нерасчтный режим), режим II с преобладанием проскальзывания в контакте, режим III с преобладанием длительных относительных остановок в контакте и режим IV с полным отсутствием проскальзывания (запертый режим).

Установлено, что как амплитуда колебаний, так и резонансная частота системы «зубчатое колесо – демпфер» зависят от величины силы поджатия демпфера. Определено оптимальное значение силы поджатия демпфера F_p^* , при котором амплитуда колебаний зубчатого колеса принимает минимальное значение.

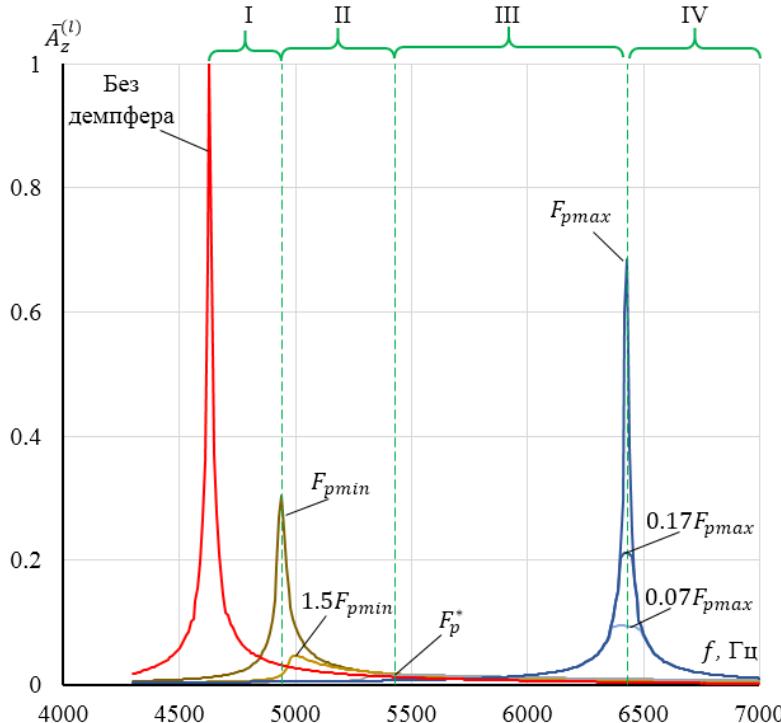


Рисунок 3. АЧХ системы при различной величине силы поджатия демпфера

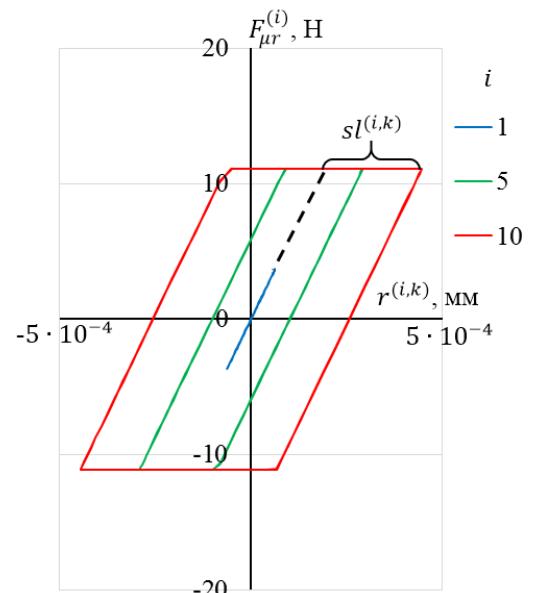


Рисунок 4. Петля гистерезиса силы $F_{\mu r}^{(i)}$ для различных узлов i области μ

Каждый узел i области μ в определённый момент времени в зависимости от своей угловой координаты φ_i может контактировать с демпфером как с проскальзыванием, так и без него. Для каждого узла i области μ определено значение перемещения $r^{(i,k)}$, зависящее от угла φ_i , и, как следствие, проскальзывание $sl^{(i,k)}$. Таким образом, нагрузка и разгрузка i -го узла происходят со своими параметрами петли гистерезиса (Рисунок 4). Площадь петли гистерезиса представляет собой работу силы трения в i -м узле. В правую часть уравнения (5) входит обобщённая сила от демпфера сухого трения, представляющая собой в силу нелинейности системы полигармоническое возбуждение ЗК. Относительные амплитуды A_k гармоник k_Φ обобщённой силы $\Phi_{dk}(q_k)$ в зависимости от режима работы демпфера, определённые при помощи преобразования Фурье, представлены на Рисунке 5.

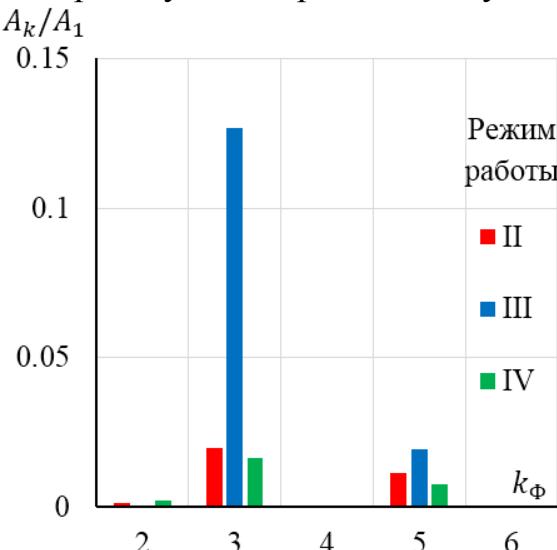


Рисунок 5. Спектральный состав обобщённой силы $\Phi_{dk}(q_k)$

в правую часть уравнения (5) входит обобщённая сила от демпфера сухого трения, представляющая собой в силу нелинейности системы полигармоническое возбуждение ЗК. Относительные амплитуды A_k гармоник k_Φ обобщённой силы $\Phi_{dk}(q_k)$ в зависимости от режима работы демпфера, определённые при помощи преобразования Фурье, представлены на Рисунке 5.

В главе 3 разработана динамическая модель колебаний конической зубчатой передачи. Для расчёта кинематической погрешности конической зубчатой передачи использована квазистатическая конечно-элементная модель (Рисунок 6). КП конической зубчатой передачи

определенна по следующему соотношению:

$$\Delta\theta_2(\theta_1) = \theta_2^a(\theta_1) - \frac{z_2}{z_1} \cdot \theta_1 \quad (6)$$

где θ_1 – заданный на текущем шаге угол поворота ведущей шестерни; $\theta_2^a(\theta_1)$ – рассчитанный на текущем шаге угол поворота ведомого колеса; z_1 – число зубьев шестерни; z_2 – число зубьев колеса.

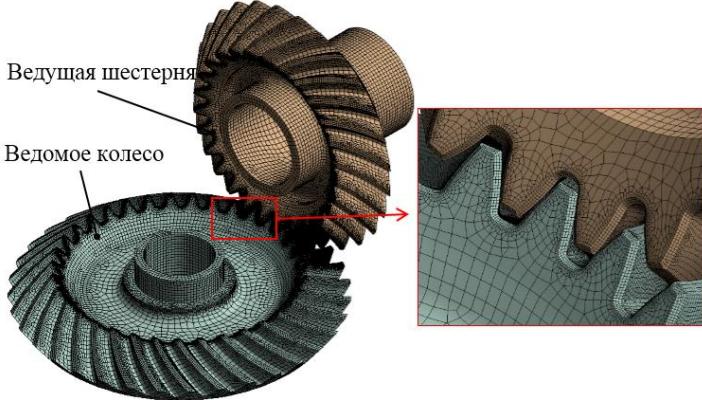


Рисунок 6. Конечно-элементная модель для расчёта КП передачи

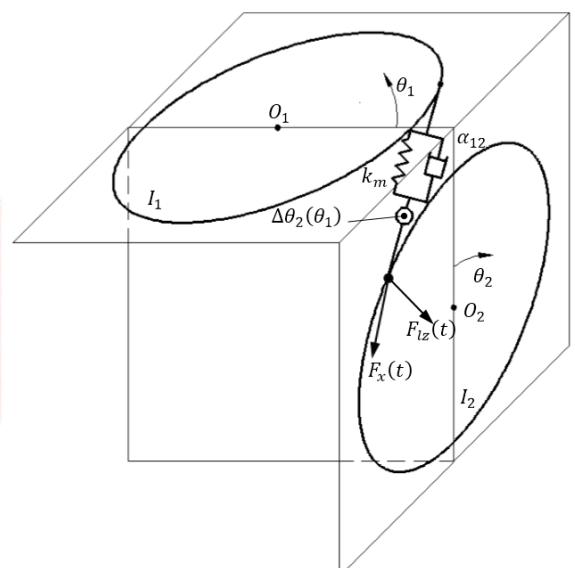


Рисунок 7. Модель крутильных колебаний в передаче

КП при различной величине крутящего момента на колесе T_2 приведена на Рисунке 8. Амплитуда $\Delta\theta_{2a}$ и среднее за период значение $\Delta\theta_{2m}$ КП в зависимости от T_2 приведены на Рисунке 9.

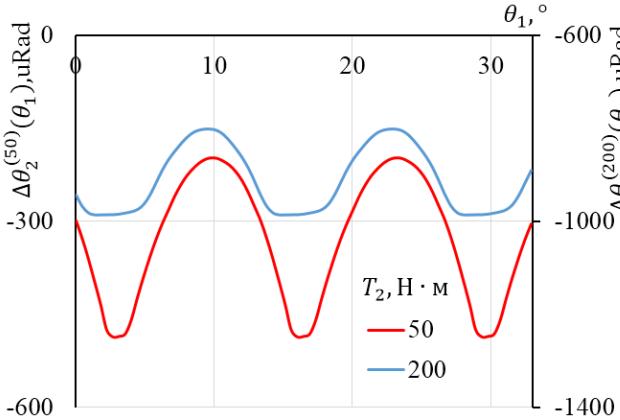


Рисунок 8. КП в зависимости от θ_1

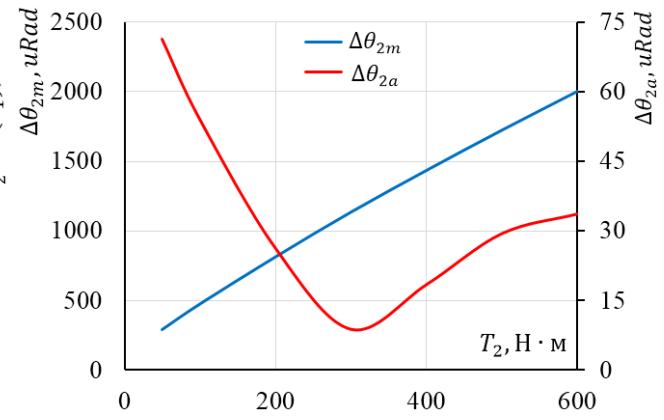


Рисунок 9. График зависимости $\Delta\theta_{2a}$ и $\Delta\theta_{2m}$ от T_2

Система уравнений крутильных колебаний конической зубчатой передачи (Рисунок 7) имеет следующий вид:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\theta}_1 + \lambda_1 \alpha_{12} (\lambda_1 \dot{\theta}_1 - \lambda_2 \dot{\theta}_2) + \lambda_1 F_x(t) = T_2 \frac{z_1}{z_2} \\ I_2 \ddot{\theta}_2 - \lambda_2 \alpha_{12} (\lambda_1 \dot{\theta}_1 - \lambda_2 \dot{\theta}_2) - \lambda_2 F_x(t) = T_2 \end{cases} \quad (7)$$

где I_1 и I_2 – момент инерции колеса и шестерни соответственно; λ_1 и λ_2 – расстояние от оси вращения шестерни и колеса до точки контакта, α_{12} – коэффициент эквивалентного вязкого демпфирования; $F_x(t)$ – тангенциальная сила в контакте между зубчатыми колёсами.

Функция статуса контакта $cst(t)$ принимает значения 1 (контакт по рабочему профилю), -1 (контакт по смежному профилю) и 0 (отсутствие контакта). Тангенциальная F_x и осевая F_{l_z} силы в контакте между зубчатыми колёсами определяются по следующим выражениям:

$$F_x(t) = \begin{cases} k_m(T_2)(x(t) + \Delta\theta_2(\theta_1) - (z_l(t) + b_{0q})\eta_d), & cst = 1 \\ 0, & cst = 0 \\ k_m(T_2)(x(t) + \Delta\theta_2(\theta_1) - (z_l(t) + b_{0q})\eta_c), & cst = -1 \end{cases} \quad (8)$$

$$F_{l_z}(t) = \frac{F_x(t)}{\eta_d}, \quad cst = 1; \quad 0, \quad cst = 0; \quad \frac{F_x(t)}{\eta_c}, \quad cst = -1 \quad (9)$$

где $k_m(T_2) = \frac{T_2}{\Delta\theta_{2m}(T_2)\lambda_2^2}$ – средняя тангенциальная жёсткость в контакте; λ_2 – расстояние от оси вращения колеса до точки контакта, η_d и η_c – коэффициенты, зависящие от геометрических параметров передачи.

Уравнение изгибных колебаний ведомого колеса с демпфером сухого трения в рассматриваемой модели аналогичны уравнениям колебания изолированного колеса (5) и отличаются только тем, что возбуждающей силой является осевая сила $F_{l_z}(t)$, действующая в зацеплении.

Переменные напряжения во впадине между зубьями определены по следующей формуле:

$$\sigma_1 = \sum_{k=1}^n a_k z^{(l,k)} \quad (10)$$

где a_k – коэффициент связи максимальных переменных первых главных напряжений во впадине с максимальным перемещением обода $z^{(l,k)}$ при колебаниях по k -й форме.

На Рисунке 10 приведены АЧХ осевой силы, действующей на обод ведомого ЗК F_{lz} , и максимальных напряжений в ободе ведомого ЗК σ_1 без демпфера сухого трения.

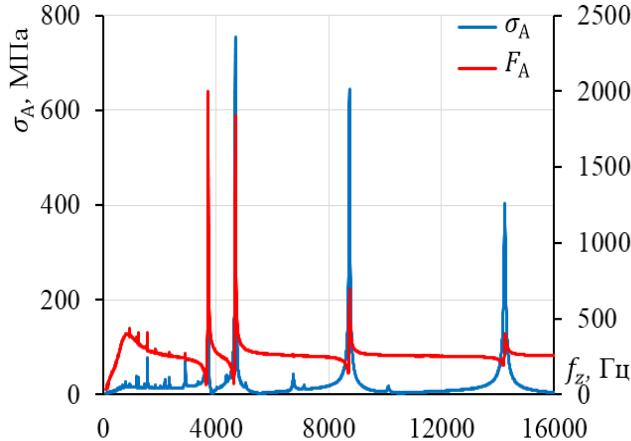


Рисунок 10. АЧХ системы по F_{3Z} и σ_1

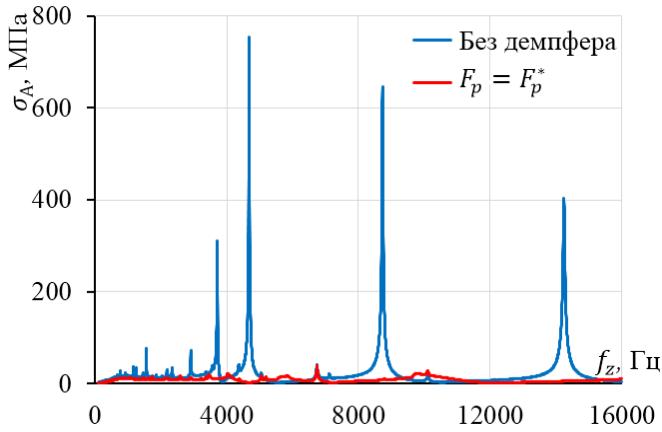


Рисунок 12. АЧХ по σ_1 без демпфера и с демпфером

F_p . Сравнение АЧХ по напряжениям для ведомого ЗК без демпфера и с демпфером при оптимальной силе поджатия приведена на Рисунке 12.

В главе 4 поставлена и решена задача оптимизации профиля контактирующей рабочей поверхности демпфера сухого трения тарельчатого типа. Для снижения эффекта неравномерности распределения контактных напряжений на рабочей поверхности демпфера предложено сделать контактирующую поверхность демпфера торoidalной с заданным в меридиональном сечении демпфера углом

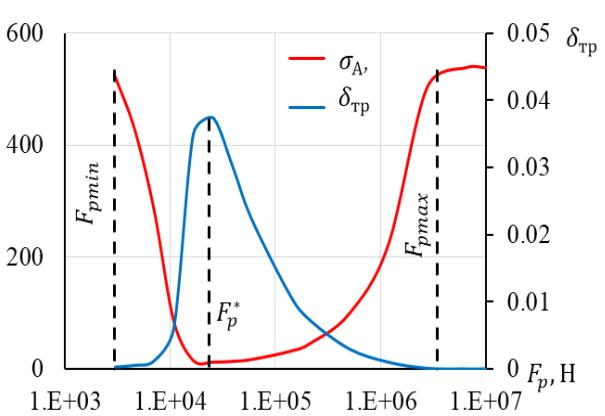


Рисунок 11. Зависимость σ_A и δ от силы поджатия демпфера

Зависимость амплитуды напряжений в межзубцовой впадине ведомого ЗК и декремента колебаний за счёт сухого трения от силы поджатия демпфера, полученная по результатам моделирования конической зубчатой передачи с демпфером сухого трения тарельчатого типа, представлена на Рисунке 11. Разработанная модель позволяет выбрать оптимальную по критерию минимума амплитуды переменных напряжений в межзубцовой впадине σ_A , силу поджатия демпфера

конусности α и бочкообразностью b (Рисунок 13, а), значения которых выбраны при помощи методов оптимизации. Целевой функцией является величина максимальных контактных напряжения на рабочей поверхности демпфера σ_{kMax} .

Применение модификации демпфера, заключающейся только во введении угла конусности α , позволяет снизить максимальные контактные напряжения σ_{kMax} только для силы поджатия демпфера F_{p0} , определённой из Главы 3 (Рисунок 13, а).

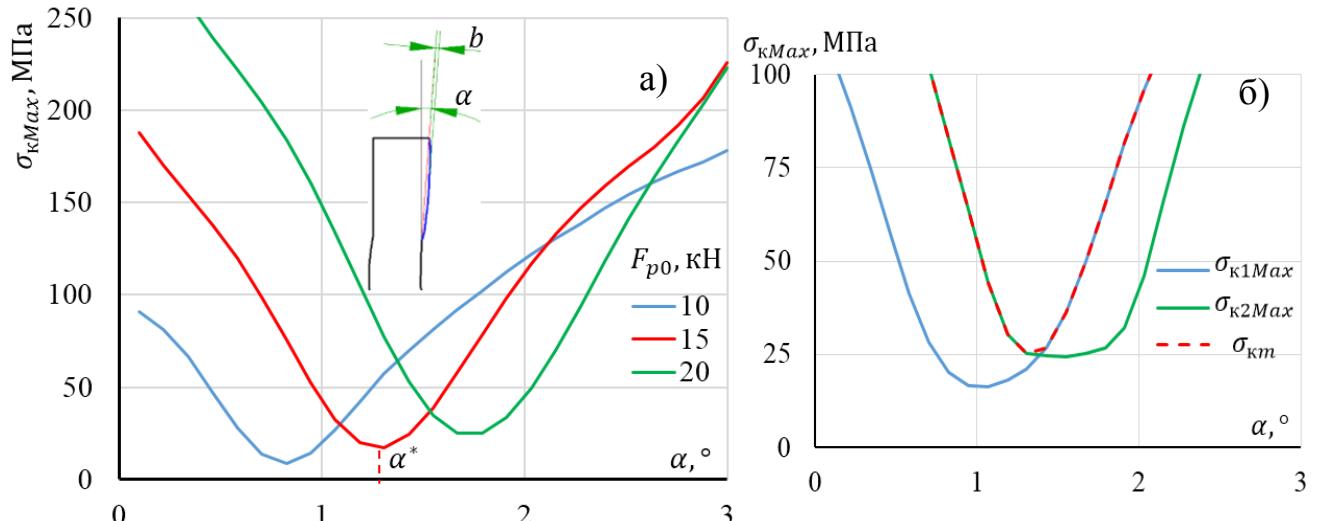


Рисунок 13. Схема модификации и зависимость максимальных контактных напряжений σ_{kmax} от угла конусности α при $b = 0$ (а) и $b = b^*$ (б)

При изменении величины поджатия на ΔF_p демпфера из-за износа его рабочей поверхности или отклонения размеров размерной цепочки происходит увеличение неравномерности распределения напряжений в контакте и, как следствие, более чем двукратный рост максимальных контактных напряжений (Рисунок 14 а,б).

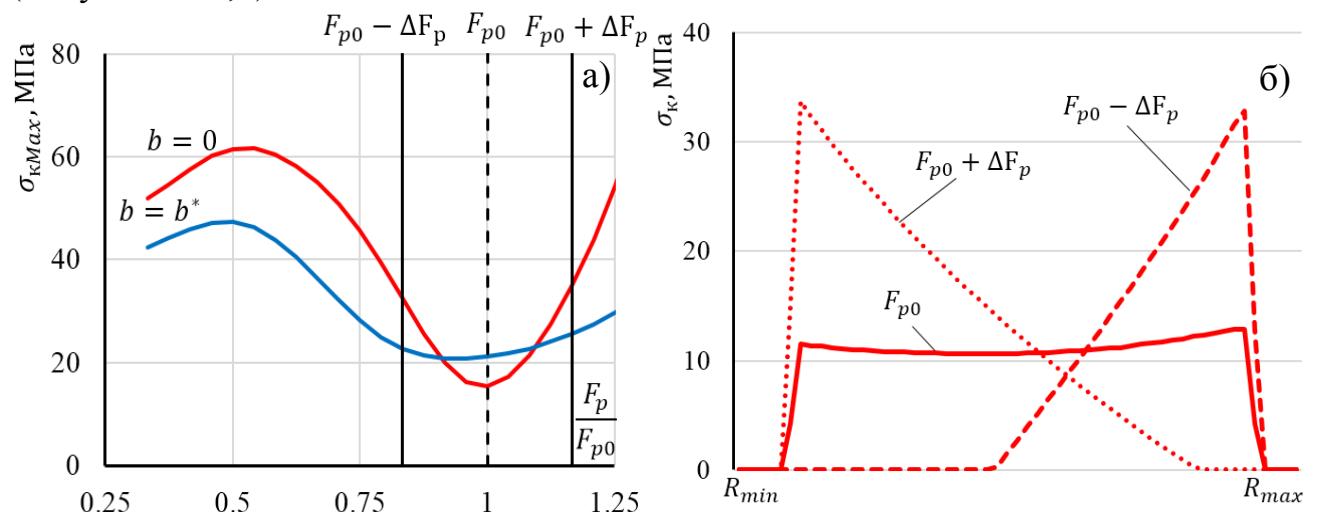


Рисунок 14. Зависимость максимальных контактных напряжения σ_{kMax} от силы поджатия демпфера F_p при $\alpha = \alpha^*$ (а) и эпюры распределения σ_k при $\alpha = \alpha^*$ и различной величине силы поджатия (б)

Математическая формулировка задачи выбора оптимальных параметров α и b имеет следующий вид:

$$\sigma_{km} = \max(\sigma_{k1Max}(\alpha, b, F_{p0} - \Delta F_p), \sigma_{k2Max}(\alpha, b, F_{p0} + \Delta F_p));$$

$$\sigma_{km} \rightarrow \min \quad (11)$$

$$\alpha = [0..3^\circ]; b = [0..20 \text{ мкм}]; F_{p0} = 15 \text{ кН}; \Delta F_p = 2.5 \text{ кН}$$

где $\sigma_{k1Max}(\alpha, b, F_{p0} - \Delta F_p)$ – значение максимальных контактных напряжений на первом шаге нагружения при силе поджатия $F_{p0} - \Delta F_p$; $\sigma_{k2Max}(\alpha, b, F_{p0} + \Delta F_p)$ – значение максимальных контактных напряжений на втором шаге нагружения при силе поджатия $F_{p0} + \Delta F_p$ (Рисунок 13, б).

Таким образом, минимизации подлежал максимум σ_{km} из значений максимальных напряжений σ_{k1Max} и σ_{k2Max} , рассчитанных на первом и втором шагах нагружения, что обеспечивает снижение контактных напряжений в заданном диапазоне возможного изменения силы поджатия демпфера.

В главе 5 приведена экспериментальная оценка эффективности демпфера сухого трения тарельчатого типа. Разработана конструкторская документация (КД) на экспериментальные образцы: модельное коническое колесо В01.90.1, материал 12Х2Н4А-Ш, и демпфер В01.90.Д, материал Сталь 45 (Рисунок 15, а). Для установки объекта испытаний на вибrostенд ОВУ-СУ спроектирована оснастка В01.3-1 и В01.3-2, материал Сталь 45. Экспериментальные образцы изготовлены на опытном производстве ЦИАМ в соответствии с разработанной КД. Работа проведена при поддержке Государственной программы Российской Федерации «Развитие авиационной промышленности на 2013-2025 годы». Испытательный вибrostенд ОВУ-СУ состоит из электродинамического вибратора B&K 4811 в подвижной катушке, образцового датчика 2270M8 в бериллиевом корпусе, усилителей заряда B&K 2626 и B&K 2650, вольтметров Agilent 34411A и Solartron 7075, универсального измерительного усилителя QuantumX MX 410, генератора синусоидального сигнала B&K 1047, усилителя мощности B&K2707 и ПК с программным пакетом Catman AP (Рисунок 15, б).

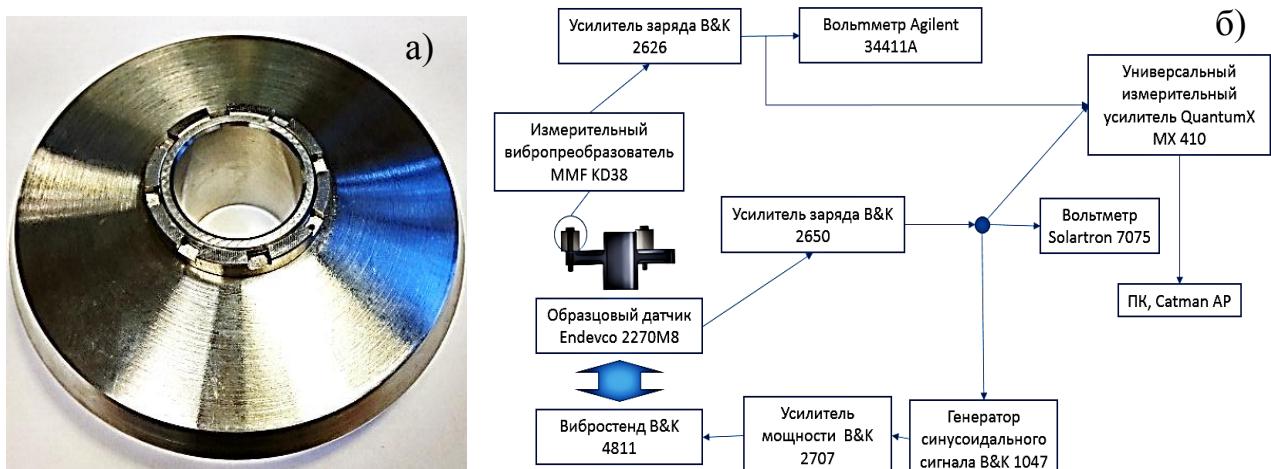


Рисунок 15. Модельное коническое колесо в сборе с демпфером сухого трения (а) и принципиальная схема испытательного вибrostенда ОВУ-СУ (б)

На первом этапе испытаний построена АЧХ обода колеса без демпфера по виброускорениям. На втором этапе проведены испытания модельного конического колеса с демпфером сухого трения. Для каждой заданной величины силы поджатия определены максимальные виброускорения обода колеса и резонансная частота системы (Рисунок 16). Установлена высокая эффективность применения демпфера сухого трения тарельчатого типа (снижение амплитуды виброускорений обода в ≈ 30 раз).

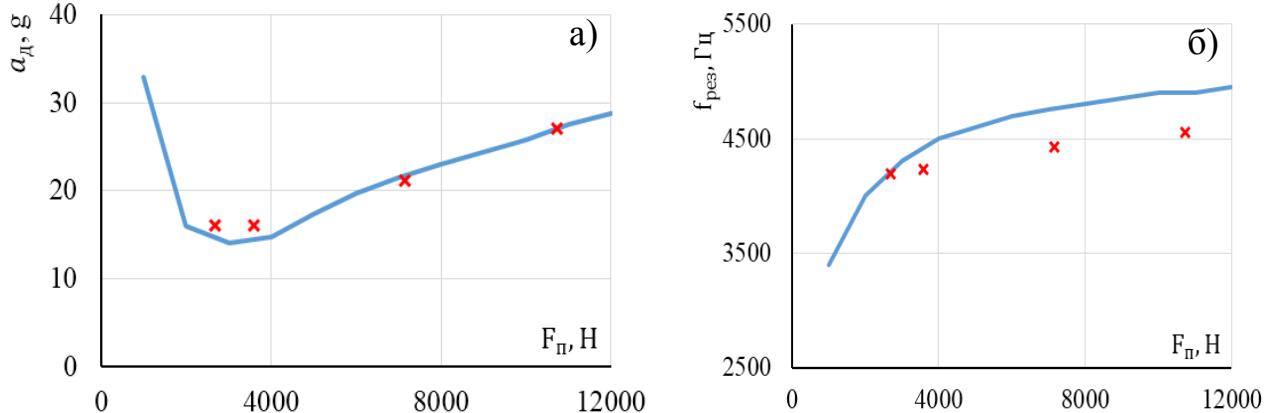


Рисунок 16. График зависимости амплитуды виброускорений (а) и резонансной частоты (б) модельного конического колеса от силы поджатия
(\times – эксперимент, – – расчёт)

По результатам эксперимента при помощи методов оптимизации была решена задача по идентификации коэффициента трения f'_{tr} и декремента колебаний в системе δ'_c . В качестве целевой функции задана минимизация суммарного квадратичного отклонения расчётного значения амплитуды виброускорений от экспериментального, а качестве ограничений – разница расчётного и экспериментального значений резонансных частот конического колеса с демпфером. Полученные в результате решения оптимизационной задачи значения коэффициента трения и декремента колебаний использованы для верификации динамической модели, разработанной в Главе 2 (Рисунок 16).

В Приложении приведены блок-схема программы решения уравнений колебаний конической зубчатой передачи в среде Simulink пакета Matlab, обзор патентов по демпферам сухого трения для зубчатых колёс, чертежи экспериментальных образцов модельного конического колеса и демпфера сухого трения тарельчатого типа, программа испытаний демпфера сухого трения тарельчатого типа на вибростенде и акт о проведении испытаний демпфера сухого трения тарельчатого типа на вибростенде.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- Создана редуцированная динамическая модель колебаний конического зубчатого колеса с демпфером сухого трения тарельчатого типа. Рассчитаны АЧХ системы при различной силе поджатия демпфера, определены зависимости амплитуды колебаний от силы поджатия демпфера. Определена сила поджатия

демпфера, обеспечивающая наибольшее снижение переменных напряжений в межзубцовой впадине ЗК.

2. Разработана квазистатическая конечно-элементная модель конической зубчатой передачи, с помощью которой рассчитана функция кинематической погрешности с учётом податливости зубчатых колес и параметров модификации рабочих поверхностей зубьев при различной величине передаваемого кручущего момента.

3. Разработана редуцированная динамическая модель конической зубчатой передачи с учётом взаимосвязанных нелинейных параметрических тангенциальных, осевых и радиальных колебаний обода ЗК. По результатам работы модели построены АЧХ основных параметров системы. Модель позволяет поставить и решить задачу выбора оптимальной величины силы поджатия демпфера ведомого ЗК с учётом конструктивных параметров и условий работы передачи.

4. С целью снижения максимальных контактных напряжений, возникающих при поджатии демпфера, в диссертационном исследовании разработана модификация рабочего профиля демпфера при помощи введения угла конусности и бочкообразности медианального сечения. Поставлена и решена оптимизационная задача выбора параметров модификации для снижения максимальных контактных напряжений в заданном диапазоне изменения силы поджатия демпфера.

5. Спроектированы и изготовлены модельные конические колёса с демпфером сухого трения тарельчатого типа, адаптированные для проведения испытаний на вибростенде. Проведены испытания модельного конического колеса с демпфером сухого трения тарельчатого типа на вибростенде при различной величине силы поджатия демпфера, которые показали высокую эффективность применения демпфера сухого трения тарельчатого типа (снижение амплитуды виброускорений обода в ≈ 30 раз). Полученные зависимости максимальной амплитуды виброускорений обода и резонансной частоты системы от силы поджатия демпфера были использованы для верификации динамической модели конического зубчатого колеса с демпфером сухого трения.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Кожаринов Е.В., Темис Ю.М. Анализ влияния демпфера сухого трения на динамику конического зубчатого колеса // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. №7 [664] С. 20 – 28. (0.51 п.л. / 0.36 п.л.).
2. Кожаринов Е.В., Темис Ю.М. Расчётное исследование эффективности работы демпфера сухого трения конического зубчатого колеса тарельчатого типа при резонансных колебаниях по различным формам // Вестник СГАУ. 2015. Том 14, №3. С. 203 – 211. (0.56 п.л. / 0.39 п.л.).
3. Кожаринов Е.В. Динамическая модель конической зубчатой передачи авиационного ГТД // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. №3(25). Том 4. С. 94-105. (0.70 п.л. / 0.70 п.л.).

4. Кожаринов Е.В., Голованов В.В., Калинин Д.В. Моделирование вибронапряжённости авиационных конических зубчатых колёс // Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2017. № 5. С. 1-20. (0.76 п.л. / 0.38 п.л.).
5. Kozharinov E., Temis J. Simulation of accessory drives bevel gears dynamic conditions // ASME 2014 Gas Turbine India Conference GTINDIA2014: Proc. International conference. Delhi. 2014. Paper GTINDIA2014-8139. 8 p. (0.54 п.л. / 0.38 п.л.).
6. Kozharinov E. Reliability improvement of accessory gearbox bevel drives // 29-th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences: Proc. International conference. St. Petersburg. 2014. Paper 2014_0345. 5 p. (0.27 п.л. / 0.27 п.л.).
7. Kozharinov E., Kalinin D., Temis Y. Simulation of Gear Systems with Dynamic Analysis // 14th IFToMM World Congress: Proc. International conference. Taipei, Taiwan. 2015. Paper OS6-029. 5 p. (0.50 п.л. / 0.10 п.л.).
8. Кожаринов Е.В., Калинин Д.В., Темис Ю.М. Математическое моделирование в комплексной проблеме управления качественными показателями авиационных приводов // Сборник материалов мини-конгресса ЦИАМ «Математическое моделирование и проектирование в авиадвигателестроении». г. Рыбинск. 2016. С.62 - 72. (0.56 п.л. / 0.17 п.л.).
9. Кожаринов Е.В. Разработка комплексной методики снижения уровня вибрационных напряжений в конических зубчатых колёсах авиационных приводов // Научно-технический конгресс по двигателестроению (НТКД-2016).: Тез. докл. Междунар. конф. Москва. 2016. С. 317 - 319. (0.09 п.л. / 0.09 п.л.).
10. Кожаринов Е.В., Калинин Д.В. Исследование влияния жёсткости диафрагмы и венца авиационных зубчатых колёс на качественные показатели зацепления // Научно-технический конгресс по двигателестроению (НТКД-2016).: Тез. докл. Междунар. конф. Москва. 2014, С. 121 - 124. (0.22 п.л. / 0.11 п.л.).
11. Кожаринов Е.В., Калинин Д.В., Панов С.А. Бифуркационные процессы в зубчатых передачах // Научно-технический конгресс по двигателестроению (НТКД-2016).: Тез. докл. Междунар. конф. Москва. 2014. С. 97 – 99. (0.12 п.л. / 0.05 п.л.).
12. Кожаринов Е.В., Темис Ю.М. Методика проектирования демпфера сухого трения для конических зубчатых передач // Международный научный симпозиум «Гидродинамическая теория смазки XXI».: Тез. докл. Междунар. конф. Орёл. 2016. С.73 – 74. (0.12 п.л. / 0.08 п.л.).
13. Кожаринов Е.В., Калинин Д.В., Темис Ю.М. Оптимизация параметров контактного взаимодействия в авиационных приводах // VI Международная научно-техническая конференция «Проблемы химмотологии: от эксперимента к математическим моделям высокого уровня».: Тез. докл. Междунар. конф. Москва. 2016. С. 39. (0.05 п.л. / 0.02 п.л.).
14. Кожаринов Е.В., Калинин Д.В., Туманов Н.В. и др. Комплексная фрактодиагностика конических зубчатых колёс // Международная конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения».: Тез. докл. Междунар. конф. Саратова. 2016. С. 171 – 173. (0.14 п.л. / 0.03 п.л.).
15. Зубчатое колесо: патент 2567689 РФ / Е.В. Кожаринов, Ю.М. Темис заявл. 14.07.2014; опубл. 10.11.2015. Бюлл. №31. (0.57 п.л. / 0.40 п.л.).

Подписано к печати _____.2017 г. Заказ № _____.
Объем 0.9 печ. л. Тираж 100 экз.

Типография ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»
111116, Москва, Авиамоторная ул., д. 2
(499) 361-64-64