

На правах рукописи



Николаев Илья Витальевич

**Исследование шлицевых соединений роторов при наличии несоосности и
их влияние на динамическое поведение системы**

Специальность 2.5.15. - «Тепловые, электроракетные двигатели и
энергоустановки летательных аппаратов»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2023

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)».

Научный руководитель: **Леонтьев Михаил Константинович**,
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Новиков Дмитрий Константинович**,
доктор технических наук, профессор,
ФГАОУ ВО «Самарский национальный
исследовательский университет имени
академика С.П. Королёва», профессор
кафедры «Конструкция и проектирование
двигателей летательных аппаратов»

Панов Владимир Анатольевич,
кандидат технических наук, АО «ММП
имени В.В. Чернышева», заместитель
технического директора

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный
авиационный технический университет
имени П.А. Соловьева»

Защита состоится «28» декабря 2023 года в 15:00 на заседании диссертационного совета 24.2.327.06, созданного на базе ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» по адресу: 125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, д.4

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)».

Автореферат разослан « ____ » _____ 2023 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета 24.2.327.06
д.т.н., доцент



Краев Вячеслав Михайлович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

В конструкциях серийно выпускаемых и разрабатываемых перспективных авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) широко применяются шлицевые соединения (ШС) для передачи вращения от одного ротора к другому. Особенностью шлицевых соединений авиационных двигателей является то, что величина нагрузки, условия работы и условия сочленения в процессе работы изменяются в широких пределах, что в ряде случаев может приводить к значительному влиянию на частотные характеристики и вибрационные показатели системы. Большое влияние на работоспособность шлицевого соединения оказывает возникновение радиальной и угловой несоосностей.

В связи с вышесказанным можно утверждать, что динамические процессы в шлицевых соединениях во многом определяют надежность и долговечность двигателя в целом. В свою очередь для обеспечения требуемой надежности и долговечности двигателя необходимо проводить исследование динамики роторов с учетом шлицевых соединений. Однако несмотря на то, что шлицевые соединения относятся к числу наиболее ответственных элементов машин, выбор их параметров при разработке конструкции двигателя в подавляющем большинстве случаев проводится на основании условного расчета. Практика эксплуатации машин и экспериментальные исследования показывают, что сложившийся метод расчета, не учитывающий реальных условий нагружения и конфигурацию соединений в эксплуатации, не может обеспечить необходимую надежность и долговечность соединения.

Такое несоответствие с современным уровнем расчета деталей машин объясняется сложностью описания реального динамического процесса рабочих поверхностей соединения. Метод конечных элементов (МКЭ) в прямой постановке, как основной метод исследования задач механики деформированного твердого тела, тяжело применить к задачам динамики шлицевых соединений авиационных роторов в связи со значительными временными и вычислительными затратами. Поэтому рациональным является подход разработки редуцированной математической модели шлицевого соединения, учитывающей нелинейное поведение и обладающей значительно меньшей размерностью, а использование МКЭ в прямой постановке можно использовать как аппарат уточнения и/или верификации. С учётом вышеизложенного разработка математического аппарата для определения жёсткостных характеристик шлицевого соединения и его последующего влияния на систему является актуальной.

Степень разработанности темы исследования

В существующей литературе для описания жесткости шлицевого соединения зачастую используется метод конечных элементов. Данный подход трудоёмкий и требует достаточных компетенций для выбора таких параметров модели, как размерность сетки, учёт зазоров по боковым поверхностям, задание типов контакта, учёт сил трения. Также в литературе существуют математические

модели шлицевого соединения, позволяющие определить его жесткостные характеристики. Однако, данные работы в большинстве используют представление шлица в виде балочного элемента, не учитывают зазоры по боковым поверхностям и описывают линейный тип контакта. Также все подобные модели можно найти лишь в зарубежных источниках – в отечественной литературе данное направление не представлено. Все перечисленное указывает на актуальность исследования.

Объект исследования – эвольвентное шлицевое соединение ГТД с учётом зазоров по боковым поверхностям.

Предмет исследования – методы учёта влияния шлицевого соединения на динамические параметры системы.

Цель работы – исследование шлицевых соединений (ШС) в условиях несоосности и их влияние на динамику поведения роторных систем авиационных двигателей для повышения эффективности процессов их создания.

Задачи работы:

1. Анализ существующих источников по тематике работы.
2. Разработка численной модели для расчета жесткостных характеристик шлицевого соединения в условиях перекоса соединяемых валов с учетом нелинейности жесткостных характеристик.
3. Исследование работы шлицевого соединения в КЭ программе с различными нагрузочными характеристиками в стационарной постановке с учетом влияния податливости валов и трения в шлицевой паре.
4. Верификация численной модели шлицевого соединения по результатам КЭ анализа.
5. Разработка общей методики и алгоритма учета характеристик ШС в задачах динамики роторов.
6. Моделирование работы шлицевого соединения в роторной системе.

Научная новизна результатов исследований:

1. Разработана пространственная численная модель шлицевого соединения, обладающая наименьшим количеством степеней свободы, что обеспечивает существенное сокращение временных и вычислительных затрат при решении нелинейных задач динамики;
2. Создана новая методика для учета шлицевых соединений в динамике роторных систем ГТД;
3. Получены феноменологические результаты на основе КЭ решения, демонстрирующие особенности работы ШС.

Практическая значимость результатов исследований:

Разработанная численная модель позволяет учитывать динамические характеристики шлицевых соединений в расчетах и анализе нелинейной динамики роторных систем ГТД;

Разработанная методика и средства анализа могут быть использованы для анализа роторных систем любой сложности, находящихся в различных условиях эксплуатации, в том числе составных роторов ГТД.

Методология и методы исследования:

В работе использовались аналитические и численные методы исследования. Для описания математической модели шлицевого соединения использовались метод Ньютона-Рафсона для решения нелинейных уравнений равновесия, метод Ньюмарка для решения неявных уравнений динамики механических систем, а также итерационные методы решения систем алгебраических уравнений для определения различных параметров в разрабатываемой модели. Для проведения верификационных расчётов использовался метод конечного элемента, реализованный в комплексе ANSYS.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Численная модели шлицевого соединения, учитывающая зазоры и упругие характеристики с использованием инкрементального представления больших поворотов.

2. Методика определения жесткости шлицевого соединения и её верификация.

3. Результаты численных расчетов динамического поведения роторной системы ГТД со шлицевым соединением в условиях перекоса.

Достоверность результатов исследования основывается на:

- строгостью использованных математических методов;
- верификации разработанных алгоритмов по результатам других авторов и моделировании с использованием метода конечных элементов.

Апробация работы

Основные положения диссертационной работы были доложены и обсуждены на:

- 18-й Международной конференции "Авиация и космонавтика - 2019" (Москва, 2019 г.);
- Международной инновационной конференции молодых учёных и студентов по современным проблемам машиноведения «МИКМУС-2019» (Москва, 2019 г.);
- Международной инновационной конференции молодых учёных и студентов по современным проблемам машиноведения «МИКМУС-2020» (Москва, 2020 г.);
- XLVIII Международной молодёжной научной конференции «Гагаринские чтения» (Москва, 2022 г.);
- XXIII Всероссийской научно-технической конференции «Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации» (Пермь, 2022 г.)

Публикации по теме диссертации

По теме диссертации опубликовано 10 научных работ, из них в рецензируемых научных изданиях из перечня ВАК и приравненных к ним опубликовано 3 работы.

Внедрение результатов работы

Разработанная модель шлицевого соединения и методика определения его характеристик были реализованы в программном продукте DYNAMICS R4 для решения задач роторной динамики турбомашин различного назначения, разработанном научно-техническим центром роторной динамики «Альфа-Транзит», и используемом на предприятиях АО «ОДК».

Вклад автора в проведённое исследование

1. Исследование особенностей моделирования шлицевых соединений, определения их характеристик и влияние на динамические системы.

2. Разработка численной модели шлицевого соединения, позволяющей определять жёсткостные характеристики с учётом зазоров и упругости шлицев в нелинейной постановке с использованием инкрементального представления больших поворотов.

3. Проведение исследования работы шлицевого соединения с учётом перекосов в динамической системе с использованием метода конечных элементов. Верификация разработанной численной модели по полученным в конечно-элементном анализе данным.

4. Подтверждение влияния шлицевого соединения в составе ГТД на динамические характеристики системы – критические скорости, амплитуды вибраций, нагрузки на опоры – с использованием разработанной численной модели.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка литературы из 70 наименований и списка условных обозначений. Содержание работы изложено на 107 страницах и включает 64 рисунка и 4 таблицы.

Благодарности

Автор выражает благодарность за помощь и содействие всему коллективу инженерно-консультационного центра по роторной динамике ООО «Альфа-Транзит».

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведена постановка задачи и обоснована актуальность диссертационной работы, дана краткая аннотация содержания работы по разделам, представлена научная новизна и практическая значимость полученных результатов, определены методы исследования и обоснована достоверность полученных результатов.

В первой главе выполнен анализ используемых подходов к учёту шлицевых соединений в динамических системах и оценено их влияние на параметры системы. Представлены используемые в литературе модели, которые могут быть основаны как на представлении зуба в форме балки с использованием аналитических соотношений для расчёта жёсткости, так и применяемые численные алгоритмы с реализацией интеграла Мора для расчёта податливости. Показано, что расчёты в конечно-элементных комплексах распространены не только как средство определения характеристик, но и как метод верификации.

Также проведён обзор работ, которые рассматривают проблематику перекоса в шлицах. Показано, что такое явление, как угловая или радиальная несоосность может приводить как к изменению жёсткостных характеристик соединения, так и к изменению амплитудно-частотной характеристики системы в целом.

Вторая глава посвящена разработке математической модели пространственного шлицевого соединения, предназначенной для решения задач нелинейной динамики. Движение системы описывается с использованием принципа Остроградского-Гамильтона, перемещения описываются уравнением

движения через уравнения Лагранжа второго рода в приращениях:

$$[\mathbf{M}]\Delta\ddot{\mathbf{y}} + ([\mathbf{C}] + [\mathbf{G}])\Delta\dot{\mathbf{y}} + [\mathbf{K}]\Delta\mathbf{y} = \mathbf{F}_{ext} - \mathbf{F}_{inner} - \mathbf{F}_{inerc} - \mathbf{F}_{damp} + \mathbf{F}_{fric}, \quad (1)$$

где $[\mathbf{M}] = \frac{\partial \mathbf{F}_{inerc}}{\partial \ddot{\mathbf{y}}}$ — матрица масс; $\Delta\mathbf{y}, \Delta\dot{\mathbf{y}}, \Delta\ddot{\mathbf{y}}$ — векторы приращений обобщенных координат и их первых и вторых производных по времени; $[\mathbf{C}] = \frac{\partial \mathbf{F}_{damp}}{\partial \dot{\mathbf{y}}}$ — матрица демпфирования; $[\mathbf{G}] = \frac{\partial \mathbf{F}_{inerc}}{\partial \dot{\mathbf{y}}}$ — матрица инерционных и гироскопических эффектов; $[\mathbf{K}] = \frac{\partial \mathbf{F}_{inner}}{\partial \mathbf{y}}$ — матрица жесткости.

Для описания положения шлицевой втулки введем в геометрических центрах соединения отдельно для втулки и вала правые тройки ортов – e_1^A, e_2^A, e_3^A , и e_1^B, e_2^B, e_3^B соответственно. Орты e_3^A и e_3^B сонаправлены с осями втулки и вала соответственно. В начальный момент времени считаем, что каждые пары ортов из троек векторов сонаправлены между собой, рисунок 1.

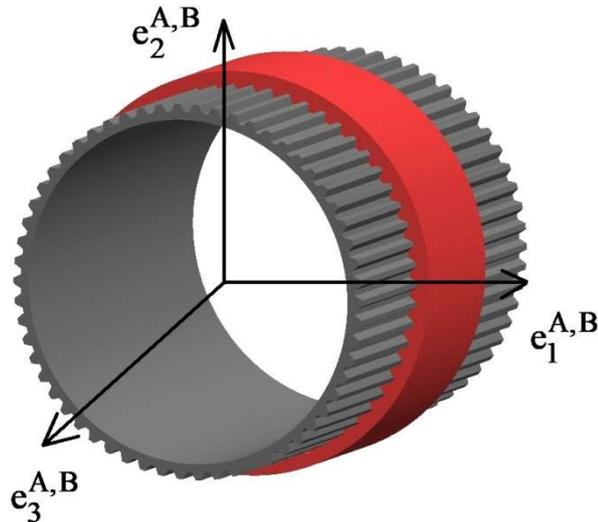


Рисунок 1 - Исходное положение шлицевого положения

Движение системы происходит вследствие воздействия внешних нагрузок, задаваемых вектором сил $\{\mathbf{F}_{ext}\}$. В процессе движения каждые из центров приобретают векторы линейных перемещений \mathbf{u}_A и \mathbf{u}_B , тензоры больших накопленных поворотов \mathbf{R}_a и \mathbf{R}_b и малые векторы Эйлера дополнительного поворота \mathfrak{S}_A и \mathfrak{S}_B . Таким образом, вектор состояния соединения содержит 12 степеней свободы – по 3 линейных перемещения и 3 компонента вектора малых дополнительных поворотов отдельно для вала и втулки. В процессе движения, вследствие упругости зацепления, на переднем и заднем торцах соединения образуются линейные смещения центра втулки относительно вала, а также

угловое смещение между ортами \mathbf{e}_1^A и \mathbf{e}_1^B .

$$\Delta \mathbf{u}^f = \mathbf{E}_0 \cdot (\mathbf{u}_B - \mathbf{u}_A) + \frac{l}{2} \mathbf{E}_0 \cdot \mathbf{e}_3^B, \quad (2)$$

$$\Delta \mathbf{u}^b = \mathbf{E}_0 \cdot (\mathbf{u}_B - \mathbf{u}_A) - \frac{l}{2} \mathbf{E}_0 \cdot \mathbf{e}_3^B, \quad (3)$$

$$\Delta \varphi = \arccos \left(\frac{\mathbf{e}_3^A \cdot (\mathbf{E}_0 \cdot \mathbf{e}_1^B)}{|\mathbf{E}_0 \cdot \mathbf{e}_1^B|} \right), \quad (4)$$

где $\mathbf{E}_0 = \mathbf{E} - \mathbf{e}_3^A \otimes \mathbf{e}_3^A$ – плоский единичный тензор; \mathbf{E} — единичный тензор;

l – длина шлицев; $\Delta \varphi$ — угол относительного поворота.

Для нового положения шлицев втулки и вала определяется текущая конфигурация профилей зуба для каждой пары и рассчитывается величина максимального взаимного проникновения s , рисунки 2, 3.

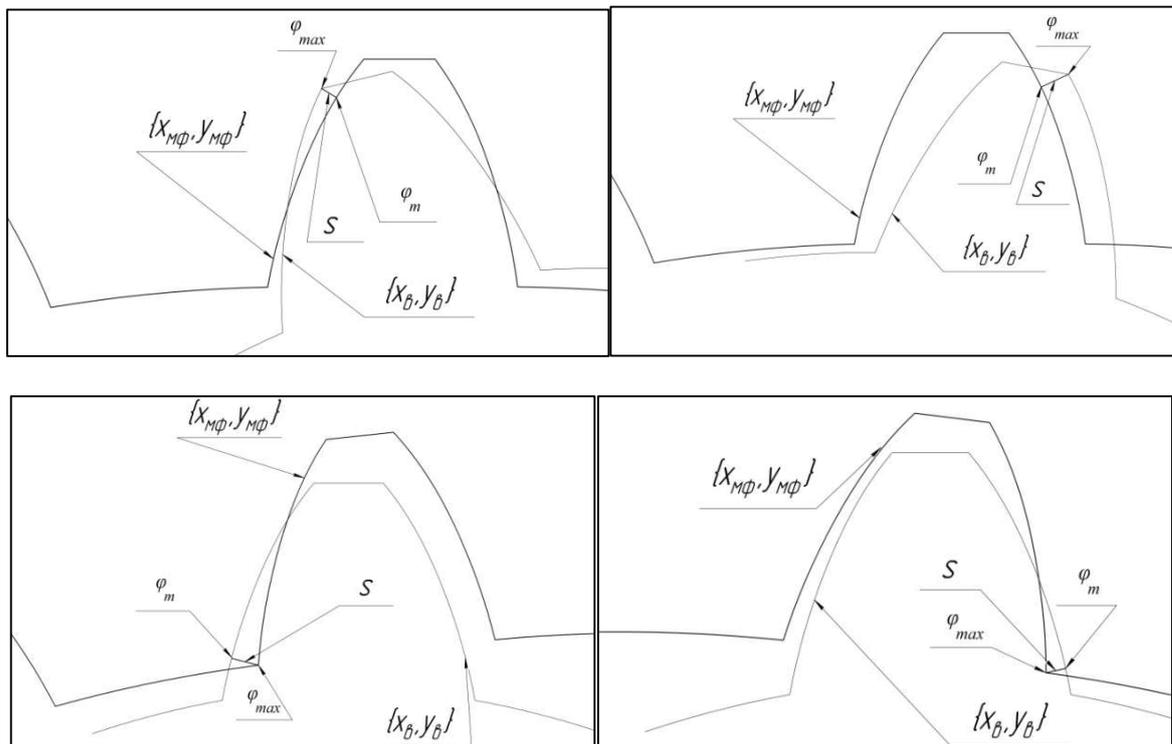


Рисунок 2 - Пересечение геометрических профилей шлицев на торцах

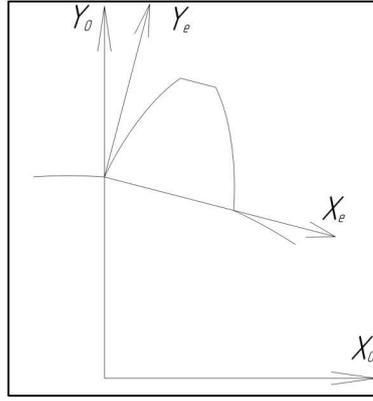


Рисунок 3 - Система координат для шлица

Поскольку профили шлицев — эвольвенты, их геометрия описывается следующими соотношениями:

$$\begin{cases} x_e = r(\sin \varphi - \varphi \cos \alpha \cos(\alpha + \varphi)) \\ y_e = r(\cos \varphi + \varphi \cos \alpha \sin(\alpha + \varphi)) \end{cases} \quad (5)$$

Здесь x_e, y_e — координаты профиля; r — радиус делительной окружности шлицев; α — угол давления; φ — параметр эвольвенты, принимающий значения $\varphi_{\min} \leq \varphi \leq \varphi_{\max}$.

В виду особенности взаимного расположения эвольвентных профилей максимальное проникновение будет всегда соответствовать длине отрезка минимального расстояния между вершиной зуба и до профиля углубления. Угловая координата профиля углубления определяется следующим образом:

$$\varphi_m = \arctan \left(\frac{rx_0^2 \cos \alpha + y_0 \sqrt{x_0^2 + y_0^2 - r^2 \cos^2 \alpha}}{rx_0 y_0 \cos \alpha - x_0^2 \sqrt{x_0^2 + y_0^2 - r^2 \cos^2 \alpha}} \right) + \alpha. \quad (6)$$

Здесь x_0, y_0 - координаты эвольвентного профиля в системе координат, начало которой находится в центре шлицевого соединения.

Величина взаимопроникновения в точке контакта:

$$s = \left| L_0(\Delta\varphi) \cdot L_0\left(\frac{2\pi i}{z}\right) \cdot L_0(\psi) \cdot \begin{Bmatrix} x_e(\varphi_{\max}) \\ y_e(\varphi_{\max}) \end{Bmatrix} + \Delta u \right| - \left| L_0\left(\frac{2\pi i}{z}\right) \cdot L_0\left(\psi + \frac{\Delta}{r}\right) \cdot \begin{Bmatrix} x_e(\varphi_m) \\ y_e(\varphi_m) \end{Bmatrix} \right| \quad (7)$$

Здесь L_0 - матрица поворота; z - количество шлицев; i - номер шлица, для которого определяется взаимопроникновение; ψ - угол, соответствующий половине толщины зуба на делительной окружности; Δ - зазор по боковым поверхностям между шлицами; Δu - относительное смещение.

Необходимо отметить, что контакт между парой шлицев осуществляется

только при параметре $s < 0$. В противном случае, данный параметр характеризует зазор между поверхностями шлицев внутренней и внешней части.

В результате взаимопроникновения, каждая пара зуб-углубление приобретает упругую энергию равную:

$$U_{\text{шп}} = \begin{cases} 0, & s > 0; \\ \frac{k_{\text{шп}}(-s)^2}{2}, & s < 0, \end{cases} \quad (8)$$

где $k_{\text{шп}}$ — жесткость шлицевой пары, определяемая как величина обратная сумме податливостей изгиба зубьев вала, втулки и также контактной податливости:

$$k_{\text{шп}} = \frac{1}{\delta_{\text{конт}} + \delta_{\text{изг.А}} + \delta_{\text{изг.В}}}. \quad (9)$$

Контактная податливость определяется из теории линейного контакта двух упругих цилиндров:

$$\delta_{\text{конт}} = \frac{4l}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}, \quad (10)$$

где μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона внутренней и внешней части шлицев; E_1, E_2 — модуль упругости внутренней и внешней части шлицев.

В связи с тем, что в эвольвентном шлицевом соединении линия зацепления в общем случае не сонаправлена с осью шлицев и действует не по всей ширине шлица, изгибная податливость определяется следующим образом. Шлиц рассматривается как толстостенная пластина, рисунок 4.

Толщина зуба:

$$h = 2(y_e \sin \psi - x_e \cos \psi). \quad (11)$$

В теории толстых пластин, построенных на гипотезе Тимошенко С.П., с учетом сдвиговых добавок в углах поворота упругая энергия записывается следующим образом:

$$U_{\text{п}} = \frac{1}{2} \int_0^{y_{\text{max}}} \int_0^l (k_{xz} Gh \gamma_{xz}^2 + k_{xy} Gh \gamma_{xy}^2 + D(\chi_x^2 + 2\mu \chi_x \chi_y + \chi_y^2 + 2(1-\mu)\chi_{xy}^2)) dx dy. \quad (12)$$

Здесь $\chi_x = \frac{\partial \vartheta_x}{\partial x}$, $\chi_y = \frac{\partial \vartheta_y}{\partial y}$, $\chi_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \vartheta_x}{\partial y} + \frac{\partial \vartheta_y}{\partial x} \right)$ — кривизны и кручение

пластины; $\gamma_{xz} = \frac{\partial w}{\partial x} + \vartheta_x$, $\gamma_{xy} = \frac{\partial w}{\partial y} + \vartheta_y$ — осредненные деформации

поперечного сдвига; k_{xz} и k_{xy} — геометрические коэффициенты для сдвига

(оба принимаются 6/5); μ — коэффициент Пуассона; $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ —

цилиндрическая жесткость.

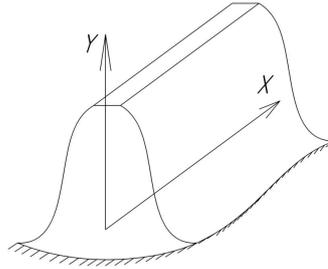


Рисунок 4 - Схема шлица как толстостенной пластины

Для расчета пластины воспользуемся методом Ритца. Перемещение и повороты разыскиваются в виде полиномов от координат:

$$\begin{aligned} w &= \alpha_0 y + \alpha_1 ux + \alpha_2 ux^2 + \alpha_3 y^2 + \alpha_4 y^2 x + \alpha_5 y^2 x^2; \\ \vartheta_x &= \alpha_6 y + \alpha_7 ux + \alpha_8 ux^2 + \alpha_9 y^2 + \alpha_{10} y^2 x + \alpha_{11} y^2 x^2; \\ \vartheta_y &= \alpha_{12} y + \alpha_{13} ux + \alpha_{14} ux^2 + \alpha_{15} y^2 + \alpha_{16} y^2 x + \alpha_{17} y^2 x^2, \end{aligned} \quad (13)$$

где $\alpha_0, \dots, \alpha_{17}$ - искомые коэффициенты полиномов.

После подстановки выражений (13) в (12) и вычисления интегралов с помощью аналитики энергия деформаций пластины превращается в квадратичную форму коэффициентов $\alpha_0, \dots, \alpha_{17}$.

Для реализации метода Ритца кроме энергии деформаций U_{Π} необходим еще потенциал внешних сил V_{Π} , который вычисляется следующим образом. Для каждого шлица зона контакта определяется путем линейного соединения точек взаимопenetрования профилей. В результате на боковой поверхности шлица образуется линия контакта. Зона контакта разделяется на n участков (было принято $n=10$), для которых записывается потенциал внешних сил F_j , действующих на шлиц (рисунок 5) в точке контакта с номером j :

$$V_{\Pi} = - \sum_{j=1}^n F_j w(x_j, y_j). \quad (14)$$

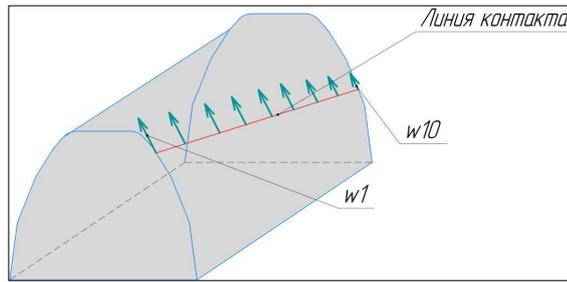


Рисунок 5 - Схема линии контакта и распределения перемещений

Решение задачи об изгибе шлица, как толстой пластины, получается путем минимизации суммы (12) и (14) относительно коэффициентов $\alpha_0, \dots, \alpha_{17}$ с помощью метода Ньютона. Далее локальные жесткости, вычисленные для каждой точки приложения сил F_j , суммируются в общую жесткость шлица. Изгибная податливость определяется, как величина, обратная от жесткости:

$$k_{\text{изг}} = \sum_{j=1}^n \frac{F_j}{w(x_j, y_j)}; \delta_{\text{изг}} = \frac{1}{k_{\text{изг}}}. \quad (15)$$

Общая упругая энергия шлицевого соединения равняется сумме упругих энергий от каждой пары контактирующих шлицев:

$$U = \sum_{i=1}^z U_{\text{шпи}}. \quad (16)$$

Компоненты матрицы жёсткости и вектора упругих сил связаны с величиной общей упругой энергии следующим образом:

$$K_{ij} = \frac{\partial^2 U}{\partial y_i \partial y_j}; F_{\text{inner } i} = \frac{\partial U}{\partial y_i}, \quad (17)$$

где y_i, y_j — компоненты вектора обобщенных координат y .

Учет сил трения в контакте проводится на основе оценки относительной скорости скольжения профилей друг относительно друга, рисунок 6.

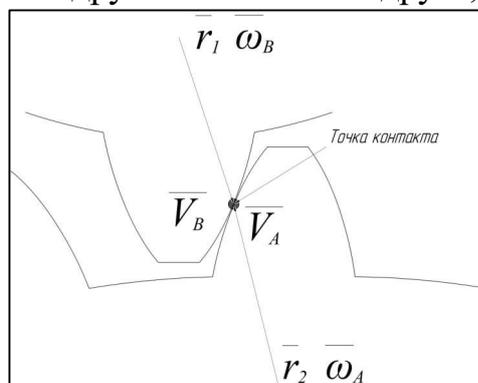


Рисунок 6 - Кинематическая схема для расчёта относительной скорости скольжения

Вектор сил трения равен

$$\bar{F}_{\text{тр } i} = -f_{\text{тр}} N_i \frac{\left(\bar{V}_2^A - \bar{V}_2^B \right)}{\left| \bar{V}_2^A - \bar{V}_2^B \right|}. \quad (18)$$

Здесь $f_{\text{тр}}$ - коэффициент трения, N_i - нормальная сила,

$\bar{V}_2^A = \bar{V}_A + \bar{\omega}_A \times \bar{r}_2$, $\bar{V}_2^B = \bar{V}_B + \bar{\omega}_B \times \bar{r}_1$ — скорость скольжения в точке контакта,

\bar{V}_A, \bar{V}_B — скорость в центре масс внешней и внутренней части, \bar{r}_1, \bar{r}_2 —

радиус-вектор от центра масс до точки определения силы трения, $\bar{\omega}_A, \bar{\omega}_B$ — угловые скорости внешней и внутренней части шлицев.

В третьей главе представлено шлицевое соединение, смоделированное с использованием МКЭ, по результатам нагружения которого проводится верификация численной модели. Параметры рассматриваемого шлицевого соединения представлены в таблице 1. На рисунке 7 представлен общий вид рассматриваемой модели с указанием поверхностей нагружения и закрепления. Количество элементов сетки – 431230, количество узлов – 507166. В качестве метрики сетки использовался Jacobian Ratio (MAPDL).

Таблица 1 - Параметры рассматриваемого шлицевого соединения

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Наружный диаметр кольца, мм	158.5	Длина шлицев, мм	55
Внутренний диаметр кольца, мм	135	Зазор по боковым поверхностям, мкм	80
Модуль зубьев	2.5	Тип контакта	friction
Число зубьев	52	Коэффициент трения	0.01

При анализе рассматриваются следующие расчетные случаи:

1. Модель без зазора, нагруженная радиальной силой $F_x = 1000$ Н;
2. Модель без зазора, нагруженная изгибающим моментом $M_y = 300$ Н·м;
3. Модель с боковым зазором 160 мкм (80 мкм с каждой стороны), нагруженная радиальной силой $F_x = 1000$ Н;
4. Модель с боковым зазором 160 мкм (80 мкм с каждой стороны), нагруженная изгибающим моментом $M_y = 300$ Н·м;
5. Модель с боковым зазором 160 мкм (80 мкм с каждой стороны), нагруженная радиальной силой $F_x = 1000$ Н и крутящим моментом $M_{\text{кр}} = 30900$ Н·м;

6. Модель с боковым зазором 160 мкм (80 мкм с каждой стороны), нагруженная изгибающим моментом $M_y = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и крутящим моментом $M_{кр} = 30900 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

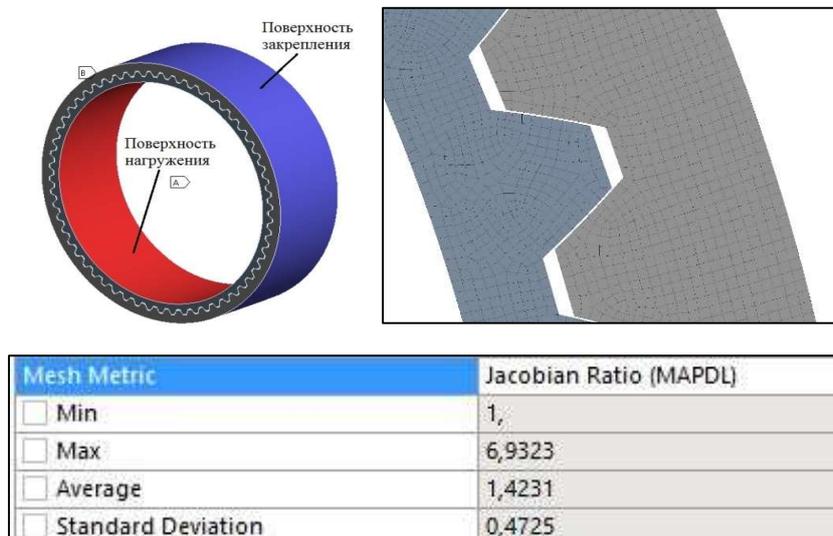


Рисунок 7 - Общий вид КЭ модели шлицевого соединения

По результатам расчётов были получены нагрузочные кривые для каждого из вариантов нагружения, рисунок 8.

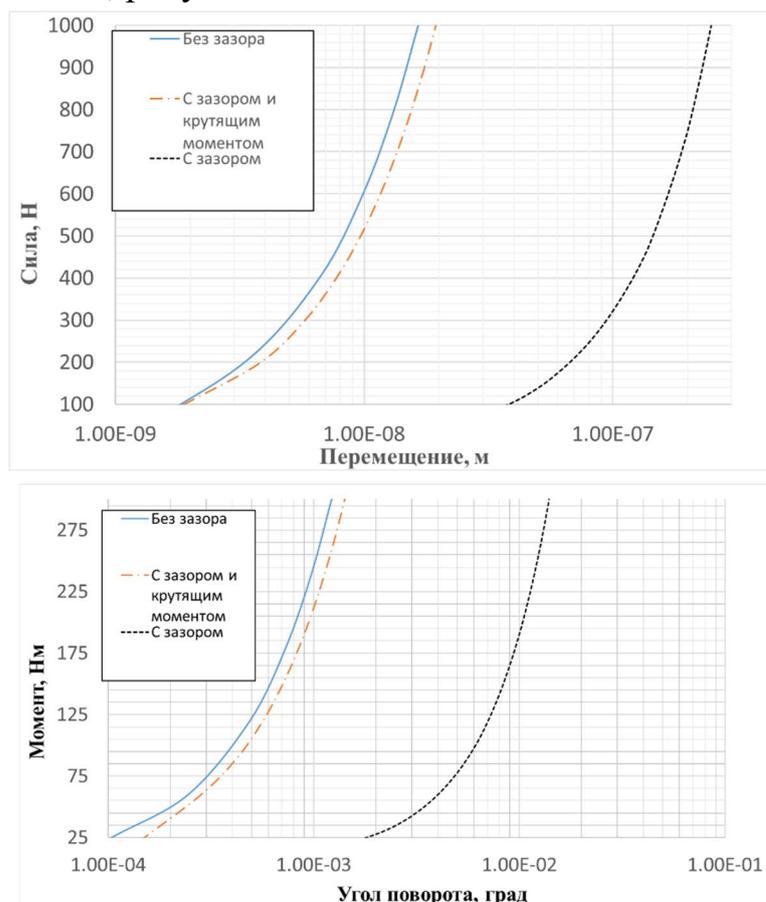


Рисунок 8 - Влияние учёта зазора в шлицевом соединении на нагрузочные характеристики

Для анализа влияния перекоса в шлицевом соединении на его характеристики рассматриваются следующие расчётные случаи:

А. Модель соединения с радиальным перекосом 69 мкм при воздействии крутящего момента $M_{кр} = 64 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

В. Модель соединения с угловым перекосом 0.16° при воздействии крутящего момента $M_{кр} = 64 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

С. Модель соединения с дополнительными участками вала при действии радиальной силы $F_x = 500 \text{ Н}$ и крутящего момента $M_{кр} = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Для моделирования заданных значений перекосов в расчетных случаях А и В модели изначально нагружались радиальной силой $F_x = 1000 \text{ Н}$ и изгибающим моментом $M_y = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ соответственно.

На рисунках 9 и 10 показаны изменения конфигураций шлицевого соединения для случаев А и В из начального состояния (т.е. при наличии перекоса) по мере возрастания крутящего момента.

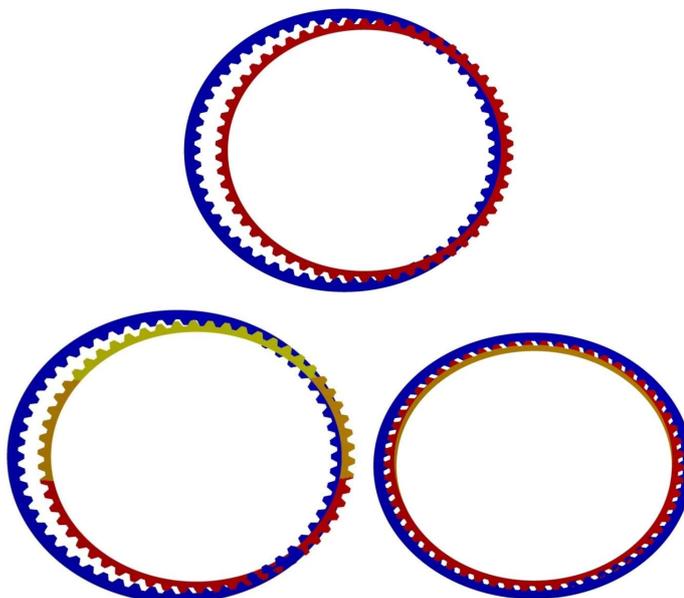


Рисунок 9 - Конфигурация шлицевого соединения в случае А по мере возрастания крутящего момента

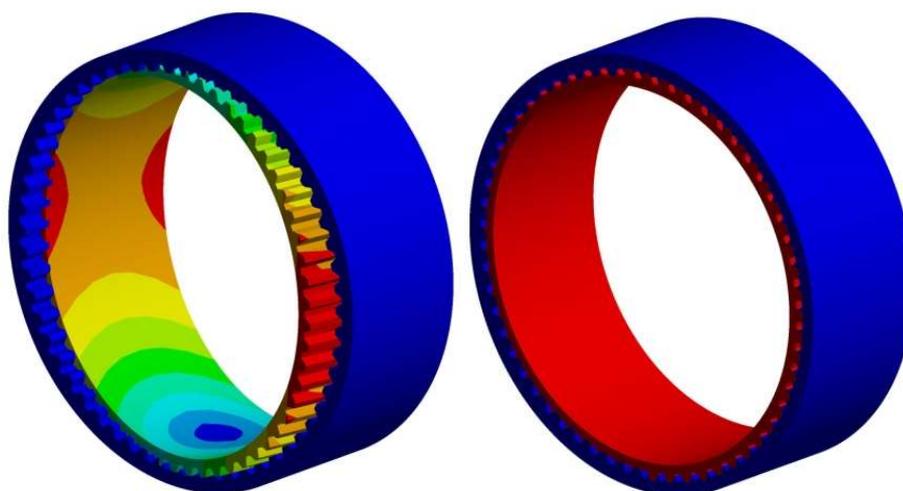


Рисунок 10 - Конфигурация шлицевого соединения в случае В по мере возрастания крутящего момента

С увеличением нагрузки от крутящего момента соединение происходит постепенное уменьшение величины перекоса вплоть до центрирования

внутреннего кольца относительно внешнего. Аналогичный эффект проявляется при моделировании углового перекоса под действием крутящего момента. На рисунке 11 показана зависимость уменьшения величины перекоса от действия крутящего момента.

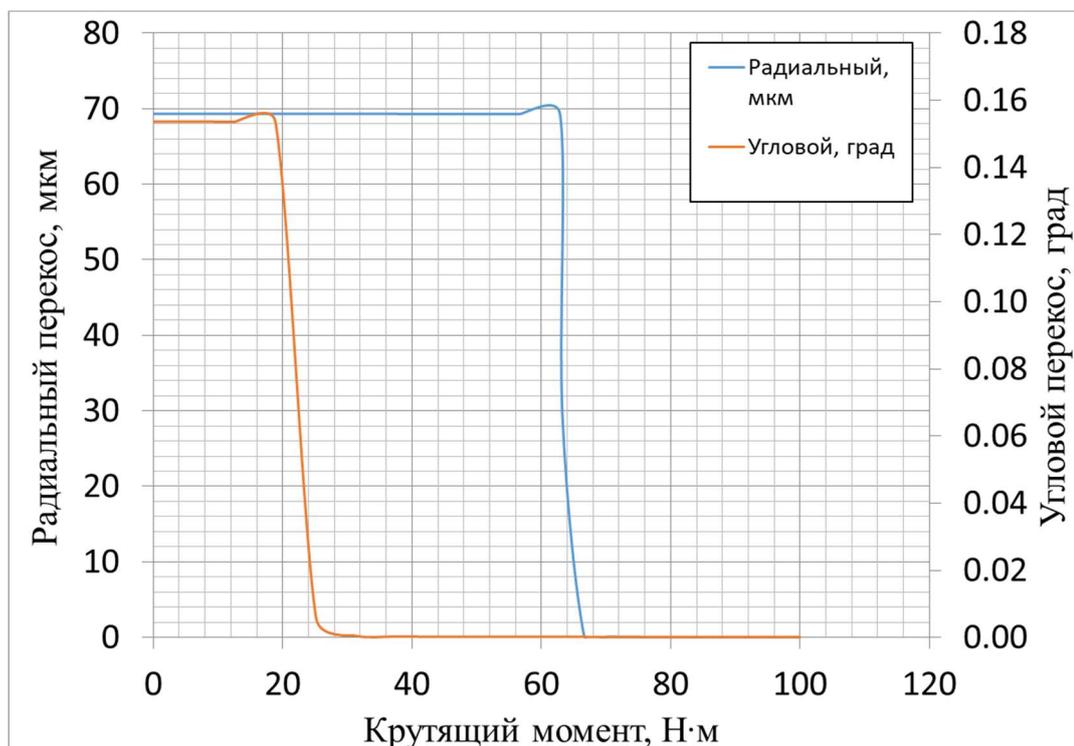


Рисунок 11 - Кривая уменьшения величины перекоса в зависимости от крутящего момента

При анализе модели С рассматривается модель с дополнительными участками вала, рисунок 12. Для создания дополнительных участков, имитирующих вал, использовались балочные элементы. Под действием радиальной силы величиной в 500 Н в модели с участками вала наблюдается возникновение как радиального, так и углового перекоса. При дальнейшем воздействии крутящего момента, увеличивающегося линейно $M_k = 0 \dots 100$ Н·м, перекосы уменьшаются и соединение возвращается к центрированному состоянию, рисунок 13.

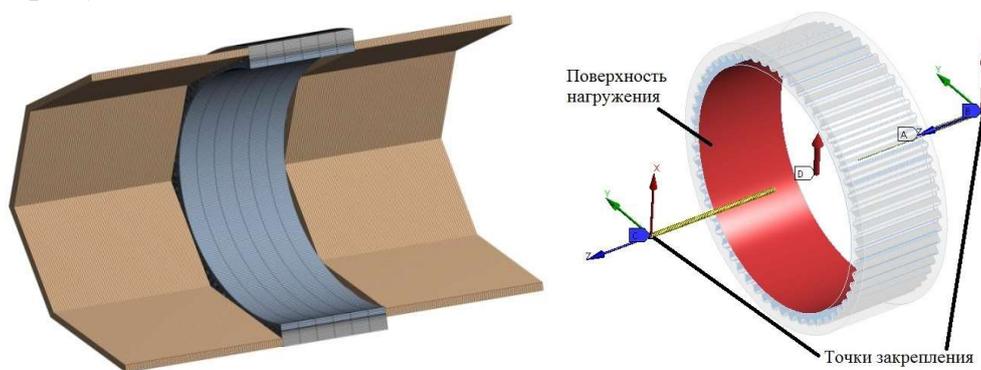


Рисунок 12 - Модель шлицевого соединения с участками вала

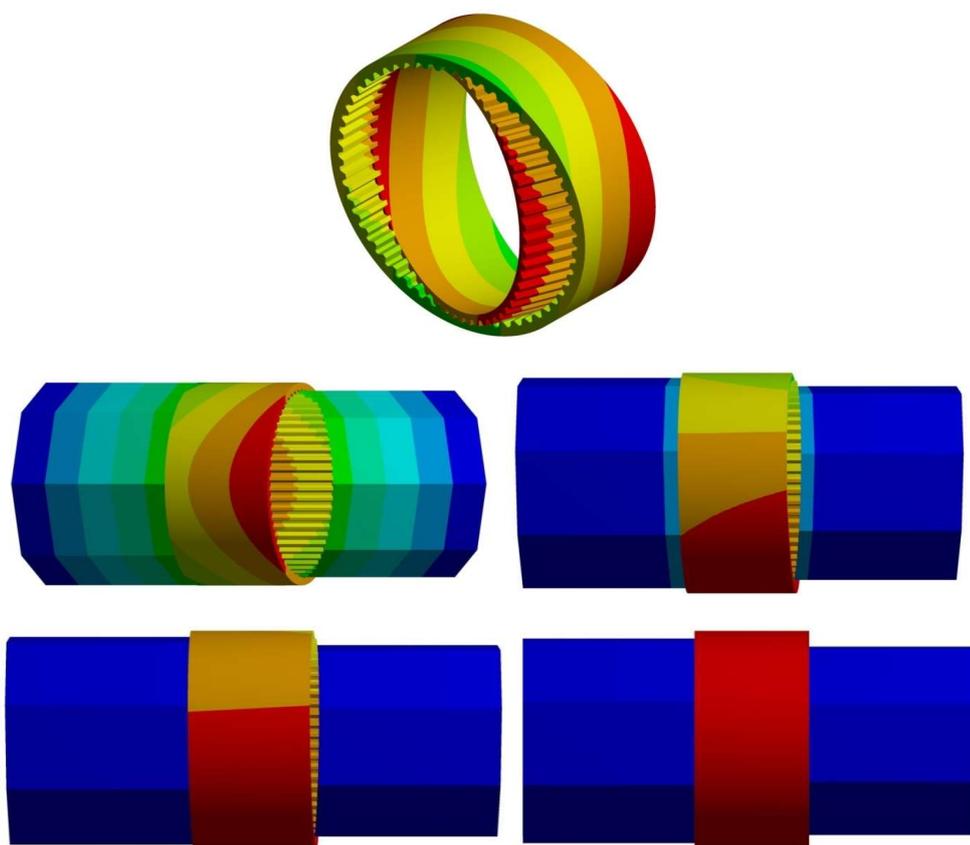


Рисунок 13 - Процесс центрирования перекошенной системы под действием крутящего момента

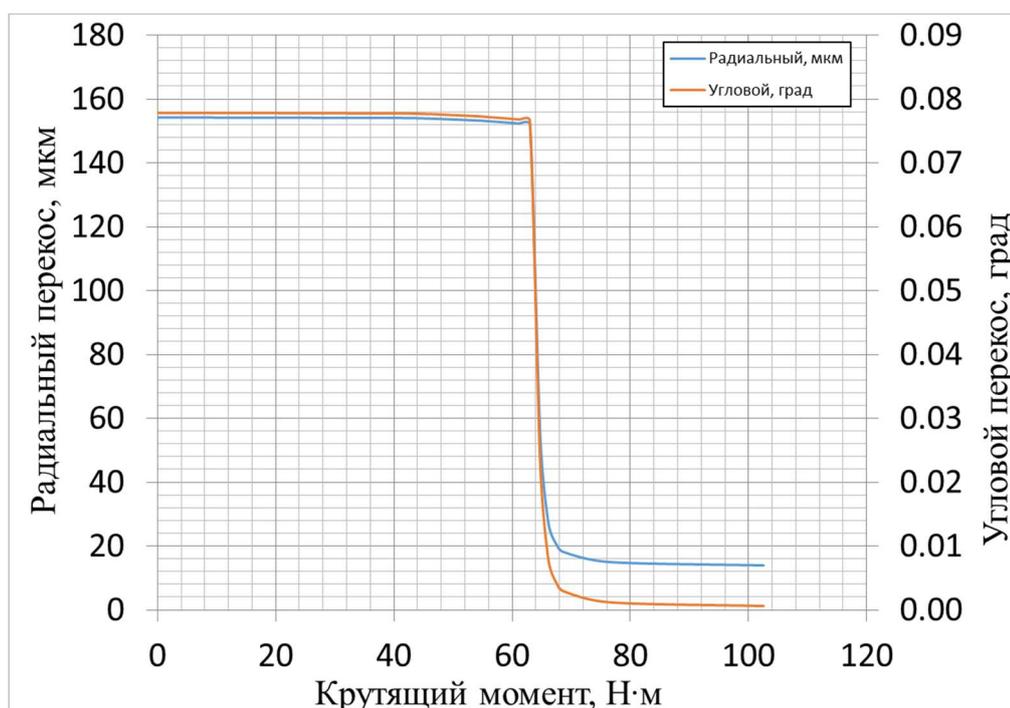


Рисунок 14 - Кривая уменьшения величины перекокса в зависимости от крутящего момента

Для верификации разработанной численной модели сравнивались результаты нагружения силой и изгибающим моментом величинами 1 и 100 Н и Н·м соответственно. Жёсткостные характеристики соединения, полученные при

использовании двух подходов, представлены в таблице 2. Из результатов можно заключить, что разница между аналитической моделью и МКЭ не превышает 2%.
Таблица 2 - Результаты расчета жесткости аналитической и КЭ-модели шлицевого соединения

Нагрузка	Радиальная жесткость соединения, Н/м		Угловая жесткость соединения, Н·м/рад	
	МКЭ модель	Аналитическая модель	МКЭ модель	Аналитическая модель
1 Н, 1 Н·м	$2.23 \cdot 10^{10}$	$2.261 \cdot 10^{10}$	$1.17 \cdot 10^7$	$1.194 \cdot 10^7$
100 Н, 100 Н·м	$3.182 \cdot 10^{10}$	$3.241 \cdot 10^{10}$	$5.47 \cdot 10^7$	$5.58 \cdot 10^7$

Исходя из результатов, полученных при анализе КЭ модели шлицевого соединения, а также научного опыта исследований процесса центрирования, была проведена верификация эффекта центрирования путём сравнения двух моделей с перекосом и дальнейшим нагружением крутящим моментом. Рассматривались радиальный и угловой перекосы величиной 70 мкм и 0.16 град соответственно. Из результатов, представленных на рисунках 15 и 16 можно заключить, что с ростом крутящего момента в соединении происходит уменьшение величины несоосности (эффект центрирования), и соединение возвращается в обычное состояние. Также стоит отметить, что разница между аналитической и конечно-элементной моделями не превышает 7%.

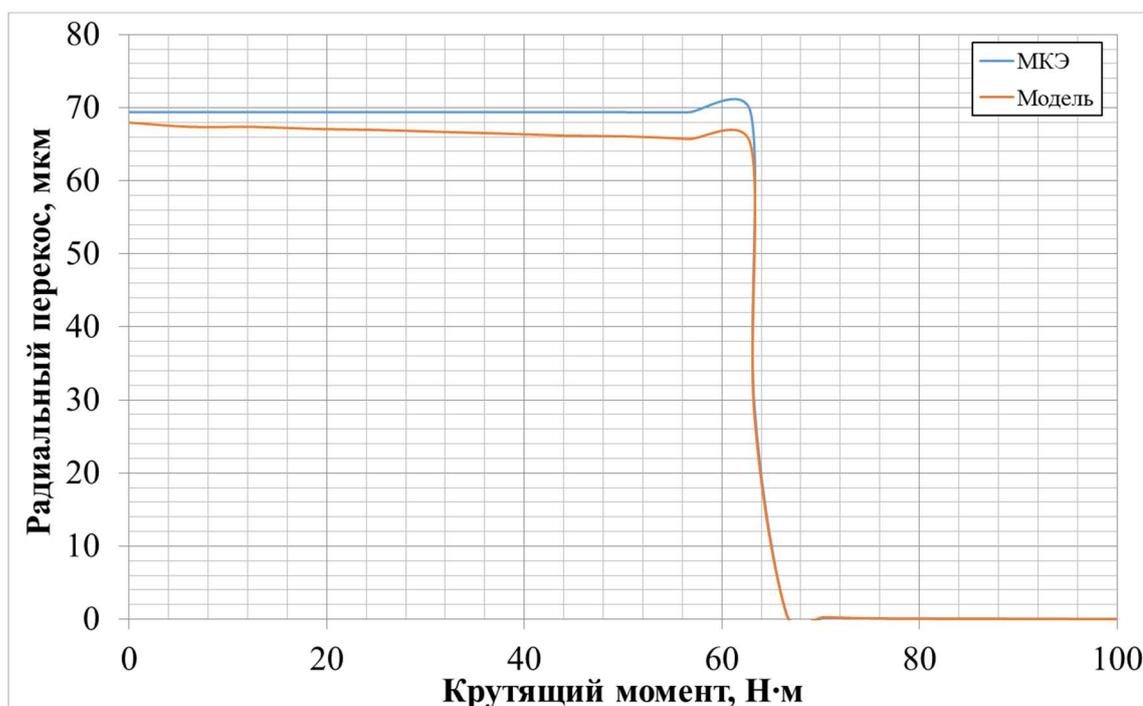


Рисунок 15 - Уменьшение радиального перекоса под действием крутящего момента

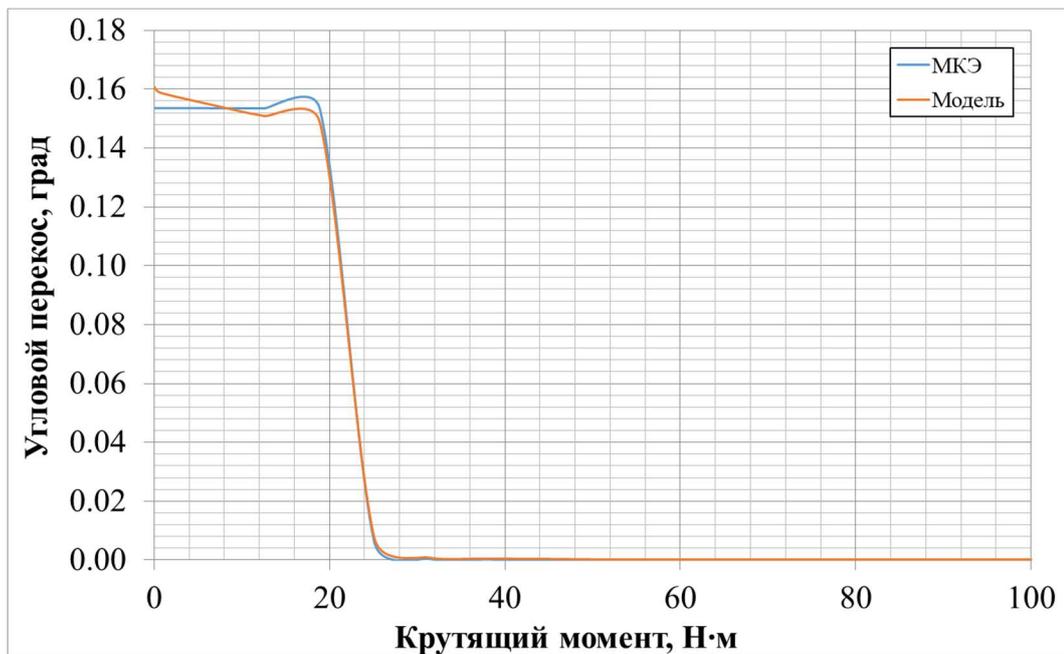


Рисунок 16 - Уменьшение углового перегиба под действием крутящего момента

В четвёртой главе представлено практическое применение разработанной модели шлицевого соединения в ГТД.

Создание модели двигателя проводилось в комплексе DYNAMICS R4, которая разрабатывается научно-техническим центром по роторной динамике ООО «Альфа-Транзит». Общий вид модели представлен на рисунке 17. Элементы корпуса, валов и других частей моделируются с помощью балочных элементов. Различные опорные элементы моделируются с использованием связей с матрицами жёсткости.

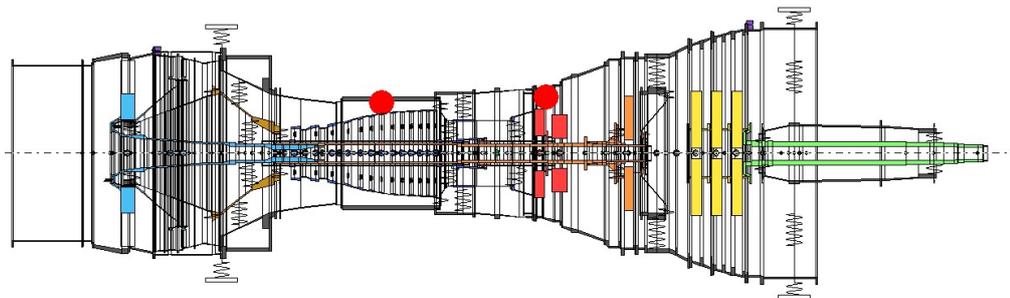


Рисунок 17 - Общий вид исследуемой модели

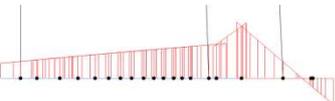
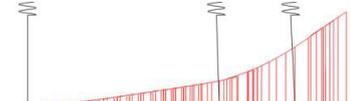
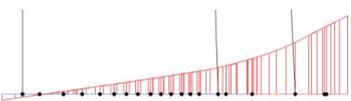
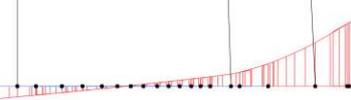
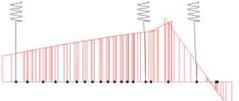
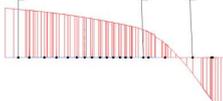
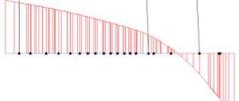
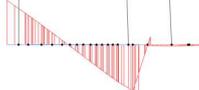
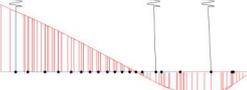
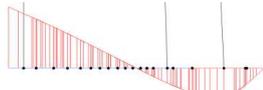
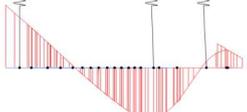
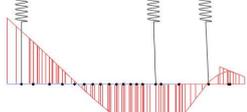
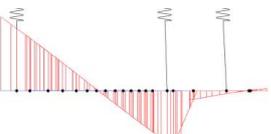
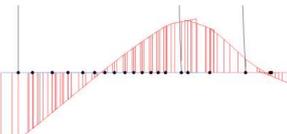
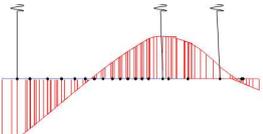
Поскольку при моделировании динамических систем шлицевые соединения учитываются как жёсткие или податливые элементы, был проведён анализ влияния жёсткости соединения на динамические параметры системы. Для анализа было выбрано соединение КВД-ТВД, которое промоделировано упругой связью с матрицей жёсткости. Коэффициенты матрицы жёсткости соединения были рассчитаны с использованием разработанной численной модели, рисунок 18. Для сравнения используются варианты модели, в котором данный элемент рассматривается как абсолютно жесткий и как податливый.

Сравнение критических скоростей для анализируемых вариантов, рассчитанных с частотой вращения ротора ВД, представлено в таблице 3.

Жесткость							
		ut_x	ut_y	ut_z	ur_x	ur_y	ur_z
		m	m	m	rad	rad	rad
Fx	N	2.261e+10	0	0	0	0	0
Fy	N		2.261e+10	0	0	0	0
Fz	N			1e+11	0	0	0
Mx	N m				1.194e+07	0	0
My	N m					1.194e+07	0
Mz	N m	symm					1e+11

Рисунок 18 - Матрица жёсткости соединения, рассчитанная с использованием численной модели

Таблица 3 – Сравнение критических скоростей для анализируемых вариантов соединения

Податливое соединение	Рассчитанная жёсткость	Жёсткое соединение
2285 	2163 	2209 
-	2370 	2430 
3263 	3487 	3553 
7395 	6118 	6306 
-	12366 	13389 
9904 	13850 	14803 

С целью определения влияния шлицев на амплитудно-частотные характеристики было проведено сравнение виброскоростей в нескольких точках

модели, рисунок 19. Также сравнивались усилия, приходящие на опорные узлы ротора ВД, рисунок 20.

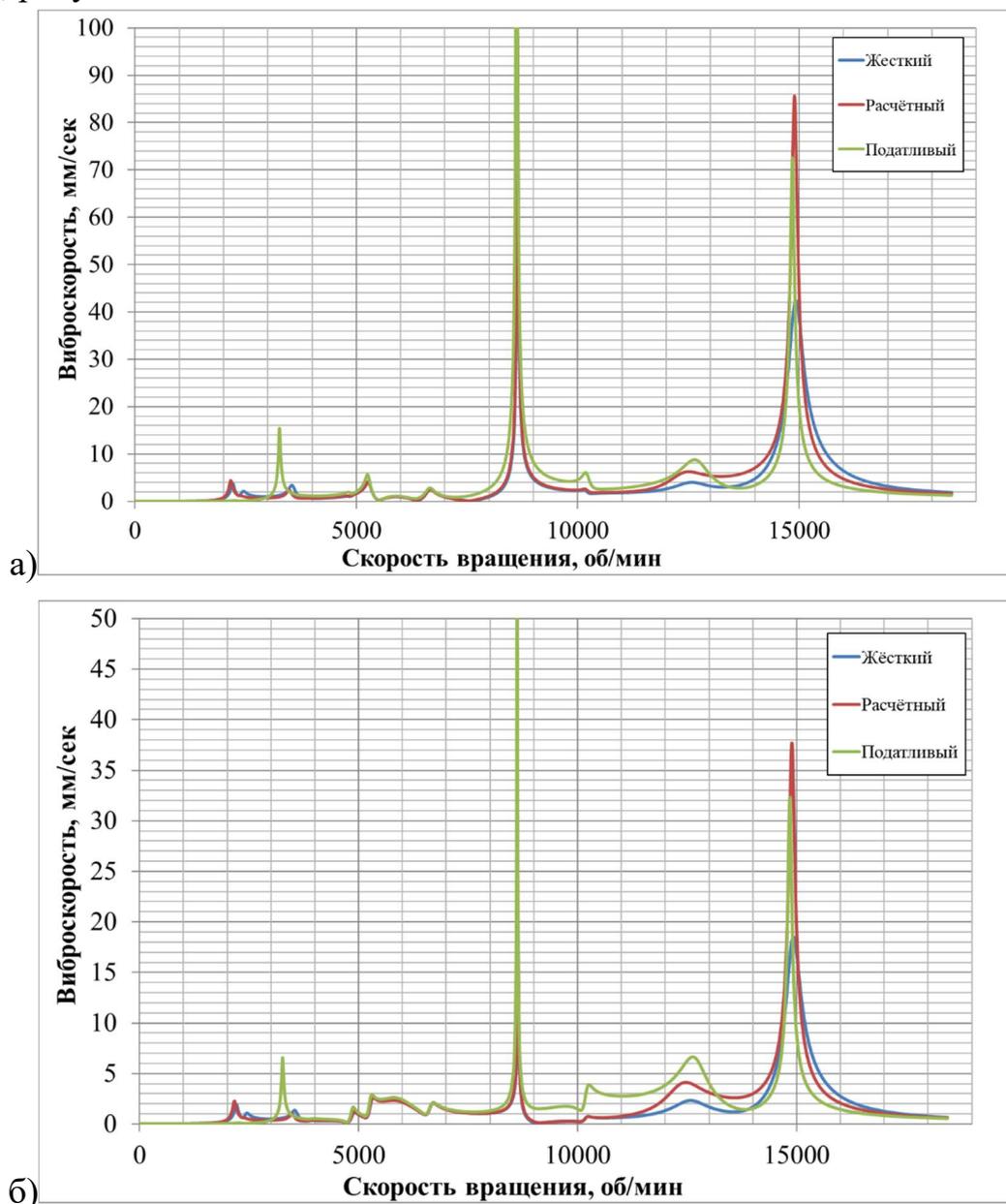


Рисунок 19 - Амплитудно-частотные характеристики для датчиков №1 (а) и №2 (б)

Наибольшее влияние оказывается на резонансные частоты, значения которых составляют 8620 об/мин (№1) и 14857 об/мин (№2). По сравнению с абсолютно жёстким соединением амплитуды вибраций модели с рассчитанной жёсткостью по датчику №1 выше ~ на 25% для резонанса на 8620 об/мин, и в 2 раза для резонанса на 14857 об/мин. Для датчика №2 разницы между резонансами на 8620 об/мин не наблюдается, но для пика на 14857 об/мин также отмечается двукратное увеличение виброскорости для варианта с рассчитанной жёсткостью.

При сравнении с моделью, включающей в себя податливое соединение, амплитуды вибраций модели с рассчитанной жёсткостью шлицев показывают меньшие вибрации на резонансе №1 (для обоих датчиков) – разница составляет

300 %. На резонансе №2 изменения не столь значительны – виброскорости модели с податливым соединением меньше на 23%.

На рисунке 20 представлены графики нагрузок, приходящихся на опоры ротора ВД для трёх рассчитанных вариантов модели.

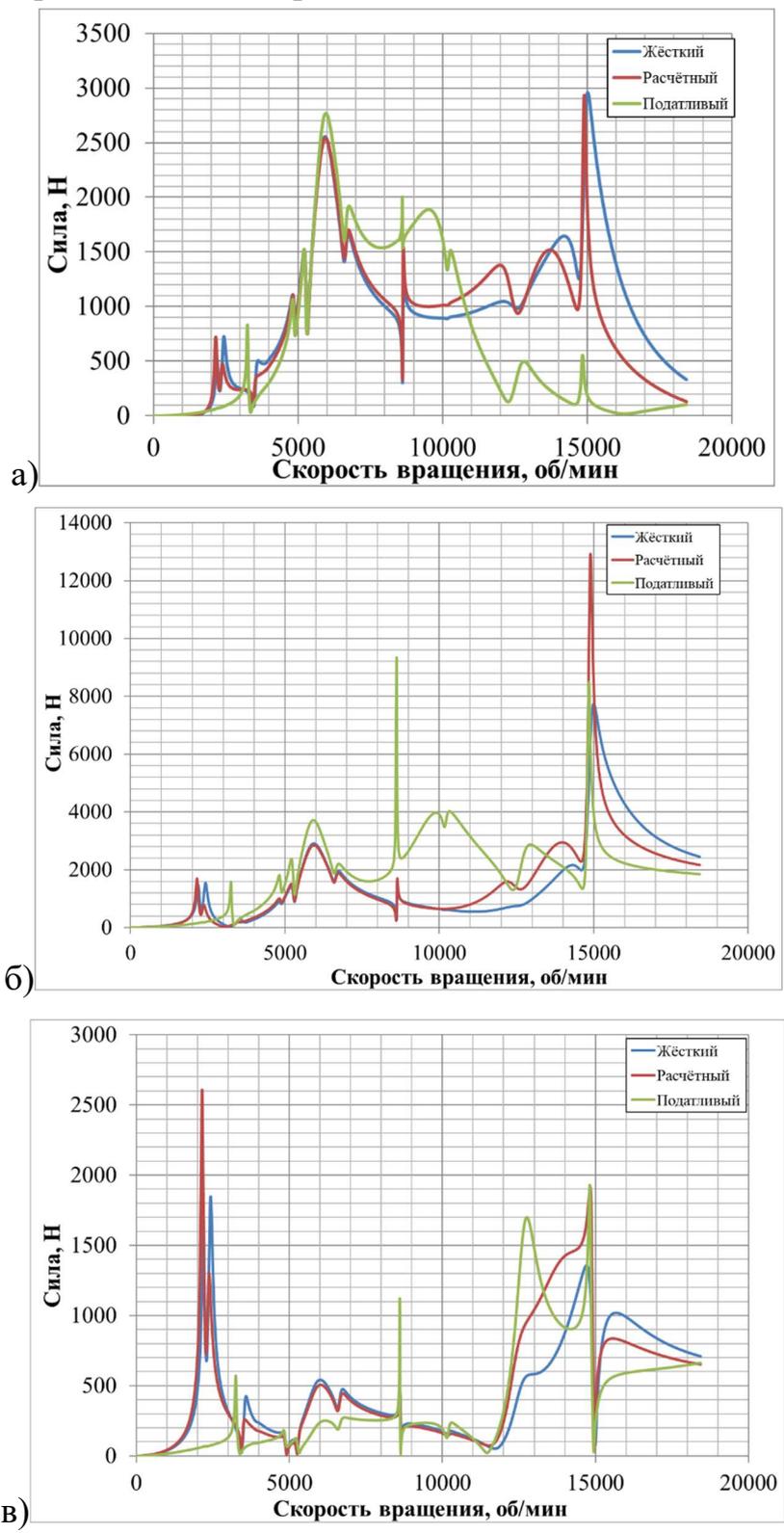


Рисунок 20 - Усилия, приходящиеся на опоры ротора ВД: а) – опора №1 КВД, б) – опора №2 КВД, в) – опора ТВД

Для опоры №2 КВД наиболее значительным является отличие АЧХ нагрузок на опору податливого варианта при частотах вращения от 8500 до 12000 об/мин. При этом между жёстким и податливым случаями разница незначительна – величины усилий близки за исключением резонанса на 14857 об/мин, где модель с расчётным вариантом жёсткости ШС показывает увеличение нагрузки на опору на 40% по сравнению с остальными вариантами.

Нагрузки, приходящиеся на опору ТВД, для вариантов жёсткого и расчётного вариантов имеют различия в значениях на пике ~2000 об/мин (разница в 34%) и на резонансе 14857 об/мин – 31%. АЧХ нагрузок на опоры имеют схожий характер, что говорит об незначительных изменениях в динамической системе, связанных с перераспределением энергии деформаций между опорами. Вариант модели с податливыми шлицами имеет более значительные отличия от варианта с рассчитанной жёсткостью. Положение пика с 2000 об/мин изменяется до 3000 об/мин вместе с амплитудой нагрузки. Также в районе 13000 об/мин можно наблюдать резкий рост усилий, действующих на опору, затем их падение и снова рост к резонансу 14857 об/мин. Подобные изменения могут быть связаны с перераспределением нагрузок в системе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В диссертации проведён анализ существующих источников по тематике работы; рассмотрены основные подходы и методы определения жёсткости шлицевого соединения и его влияния на систему.

2. Предложена математическая модель и алгоритм определения жёсткости эвольвентного шлицевого соединения с учётом нелинейности жесткостных характеристик. Для решения проблемы особых точек при применении вектора Эйлера разработан и внедрен в расчетные алгоритмы способ инкрементального разделения конечного поворота на тензор большого накопленного поворота и вектор малого дополнительного.

3. Проведено исследование работы шлицевого соединения с использованием метода конечных элементов с различными нагрузочными характеристиками, с учётом влияния податливости валов, зазоров по боковым поверхностям и трения в шлицевой паре. Полученные результаты позволяют выделить отдельные феномены при работе шлицевого соединения – такой, как центрирование.

4. Разработанная модель и алгоритм были успешно верифицированы по результатам прямого КЭ - моделирования.

5. С использованием разработанных модели и алгоритма проведен анализ динамического поведения роторной системы со шлицевым соединением, получены результаты по влиянию на критические скорости, амплитуды вибраций и нагрузки на опорные узлы.

6. Результаты диссертации внедрены в программный комплекс Dynamics R4, разрабатываемый научно-техническим центром по роторной динамике ООО «Альфа-Транзит».

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в рецензируемых научных изданиях из перечня ВАК:

1. Николаев И.В., Леонтьев М.К., Попов В.В. Анализ используемых подходов расчёта эвольвентных шлицевых соединений и методов учёта их влияния на динамическое поведение систем // Научный вестник МГТУ ГА, Т.26, №6, 2023.

2. Николаев И.В., Леонтьев М.К., Попов В.В. Модель шлицевого соединения для задач роторной динамики газотурбинных двигателей // Инженерный журнал Наука и Инновации, №9, 2023.

3. Николаев И.В., Леонтьев М.К. Влияние жесткости шлицевого соединения на динамику роторов ГТД // Вестник МАИ, Т.30, №4, 2023.

Другие публикации:

1. Nikolaev I.V., Leontiev M.K. Analysis of the algorithm for determining the meshing forces in a spline coupling with misalignment // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. 1-6 p.

2. Николаев И.В., Леонтьев М.К., Давыдов А.В. Проектирование динамической структуры двигателя с целью минимизации виброактивности // 18-я Международная конференция "Авиация и космонавтика - 2019".: Материалы конференции. Москва. 2019. С.65 – 66.

3. Николаев И.В., Леонтьев М.К., Дегтярёв С.А., Деева М.А. Шлицевые соединения в условиях перекоса // XXXI Международная инновационная конференция молодых учёных и студентов по современным проблемам машиноведения.: Материалы конференции. Москва. 2019. С. 245 – 248.

4. Николаев И.В., Попов В.В., Дегтярёв С.А., Деева М.А. Определение жесткостных характеристик эвольвентных шлицевых соединений // XXXI Международная инновационная конференция молодых учёных и студентов по современным проблемам машиноведения.: Материалы конференции. Москва. 2019. С. 585 – 588.

5. Николаев И.В., Леонтьев М.К. Анализ алгоритма определения сил зацепления в шлицевом соединении с перекосом // XXXII Международная инновационная конференция молодых учёных и студентов по современным проблемам машиноведения.: Материалы конференции. Москва. 2020. С. 216 – 221.

6. Николаев И.В., Леонтьев М.К. Анализ влияния величины зазора в шлицевом соединении на нагрузочные характеристики, форму контакта и распределение давления методами КЭ // XLVIII Международная молодёжная научная конференция «Гагаринские чтения».: Материалы конференции. Москва. 2022. С. 156.

7. Николаев И.В., Леонтьев М.К., Попов В.В., Низаметдинов Ф.Р. Моделирование динамического поведения шлицевых соединений роторов авиационных двигателей // XXIII Всероссийской научно-технической конференции «Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации – 2022».: Материалы конференции. Пермь. 2022.