

Куц Михаил Сергеевич

**Методы определения динамической жесткости конструкций с резьбовыми  
соединениями**

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



Москва – 2019

Работа выполнена на кафедре основ конструирования машин федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н. Э. Баумана).

Научный руководитель: **Захаров Михаил Николаевич**,  
доктор технических наук, профессор, заведующий  
кафедрой основ конструирования машин МГТУ им.  
Н. Э. Баумана

Официальные оппоненты: **Хейло Сергей Валерьевич**,  
доктор технических наук, профессор, заведующий  
кафедрой теоретической и прикладной механики  
Российского государственного университета им.  
А. Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство)  
(ФГБОУ ВО РГУ им. А. Н. Косыгина)

**Казанкин Владимир Андреевич**,  
кандидат технических наук, доцент кафедры дета-  
лей машин Волгоградского государственного тех-  
нического университета (ФГБОУ ВО «ВолгГТУ»)

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образо-  
вательное учреждение высшего образования «Мос-  
ковский государственный технологический универ-  
ситет «СТАНКИН» (ФГБОУ ВО «МГТУ «СТАН-  
КИН»)

Защита состоится «21» октября г. в 14<sup>30</sup> часов на заседании диссертационно-  
го совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете  
им. Н. Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учре-  
ждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5,  
стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.07.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана и  
на официальном сайте МГТУ им. Н. Э. Баумана: [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Автореферат разослан «16» сентября 2019 г.

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



В. А. Горелов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** В современных производствах широко используют технологические многокоординатные машины, позволяющие перемещать инструменты и заготовки в любую точку рабочей зоны. В силу обширности рабочих зон, особенностью многокоординатных машин является наличие в конструкции несущей системы длинномерных элементов, консольно закрепленных при помощи резьбовых соединений. Точность таких машин во многом определяется динамической жесткостью их конструкции, под которой понимается отношение амплитуд внешней переменной нагрузки к амплитуде перемещений, вызванных этой нагрузкой. По этой причине динамическая жесткость конструкции подлежит обязательной оценке на этапе их проектирования. В данном случае оценка деформирования узлов в целом невозможна без учета специфического характера деформирования в сопряжениях деталей, так как в силу больших линейных размеров узлов относительно незначительные смещения, которыми можно было бы пренебречь при расчете жестких конструкций, могут внести значительный вклад в конечные незапланированные смещения инструмента.

Изучением поведения контактного слоя в сопряжениях деталей занимались представители научных школ МГТУ им. Н. Э. Баумана, ИМАШ РАН, БГТУ и ТвГТУ, Токийского технологического института, РВТУ Ахена, ВолгГТУ и БРГУ – Д. Н. Решетов, А. С. Иванов, И. В. Крагельский, Э. В. Рыжов, Н. Б. Демкин и В. В. Измайлов, Ю. Ито, В. Г. Грос, М. М. Матлин, П. М. Огар и другие. Однако следует отметить, что в исследованиях применялись эмпирические и полуэмпирические подходы, когда характеристика деформирования в зоне контакта определялась некоторой зависимостью, коэффициенты которой назначались по результатам натуральных или модельных экспериментов. Недостатком этого подхода является необходимость проведения новых целенаправленных экспериментов в каждом нестандартном случае. В то же время, современное развитие вычислительных методов и компьютерной техники позволяет создать методику определения характеристики деформирования прямым расчетом, базирующимся только на знании свойств материала и топографии поверхностей сопряженных деталей.

Помимо этого, нельзя считать в полной мере разработанной методику исследования вибрационного поведения, под которым понимается совокупность частот и форм колебаний и амплитуды перемещений конструкции, узлов машин с учетом контактного взаимодействия деталей. Хотя этими вопросами занимались уже названные ученые, а также Ю. П. Заспа, Н. В. Перфильева, А. А. Максименко, К. Коновальски, Л. Гауль и другие, однако в их исследованиях не уделялось внимания фактическому нелинейному характеру деформирования контактного слоя, образованного топографически неидеальными поверхностями. Знание фактического вибрационного поведения технологических машин позволит улучшить их эксплуатационные характеристики и избежать отказов оборудования.

В связи с этим актуальной становится разработка методов определения динамической жесткости конструкций, с учетом наличия резьбовых соединений деталей и специфического характера деформирования контактных зон.

**Цель работы** – совершенствование эксплуатационных характеристик кон-

струкций путем повышения точности определения их динамической жесткости на этапе проектирования учетом специфики деформирования контактного слоя в зоне резьбовых соединений.

#### **Задачи исследования:**

- анализ проблематики оценки динамической жесткости неподвижных соединений деталей машин и их учета при исследовании вибрационного поведения конструкций;
- разработка методики определения характеристики деформирования контактного слоя соединений деталей на основе имитационного моделирования;
- разработка уточненного метода расчета динамической жесткости конструкций, учитывающего характеристики контактной зоны резьбовых соединений, применимого для автоматизированных расчетов;
- экспериментальное исследование влияния характеристик контактных поверхностей соединения на динамическую жесткость и возможностей улучшения динамической жесткости;
- формулировка общего алгоритма практической реализации методики моделирования вибрационного поведения конструкций и его верификация.

#### **Научная новизна:**

- разработана оригинальная методика определения жесткости соединений деталей машин, базирующаяся на вероятностном моделировании контактной поверхности по параметрам шероховатости и последующем конечно-элементном расчете;
- получены новые экспериментальные данные о влиянии усилия затяжки, параметров шероховатости, а также нанесения на контактный слой демпфирующих материалов и клеев на собственные частоты и демпфирование конструкций с резьбовыми соединениями;
- предложен метод по проведению имитационного моделирования динамических процессов, позволяющий определить динамическую жесткость конструкции, в котором использована разработанная комплексная динамическая модель контактного слоя, учитывающая его нелинейную упругую характеристику и реальное контактное демпфирование;
- предложен способ определения усилия затяжки винтов динамически нагруженных резьбовых соединений деталей из условия равенства коэффициентов запаса по нераскрытию стыка и усталостной прочности, который учитывает нелинейную жесткость соединения.

**Обоснованность и достоверность** научных положений, выводов и результатов обеспечивается применением современных средств измерений при проведении экспериментальных исследований, использовании апробированных методов математического моделирования и согласованностью результатов проведенных экспериментов и теоретических расчетов.

**Практическая значимость работы.** Разработанная методика моделирования вибрационного поведения конструкций с резьбовыми соединениям, учитывающая реальные нелинейную упругую характеристику контактного слоя и контактное демпфирование, может быть использована на стадии проектирования многокоординатных технологических машин для оценки и повышения их эксплуатационных характеристик. Также разработан комплекс программ, позволяющий производить

моделирование согласно предложенному алгоритму.

**Реализация результатов работы.** Результаты работы использованы в ООО «ФЛАЙТТАЙМ-ИНЖИНИРИНГ» для моделирования условий затяжки резьбовых соединений при проектировании новых изделий, подверженных вибрационным нагрузкам, а также в учебном процессе в рамках курса «Вибродиагностика механических приводов», читаемого магистрантам МГТУ им. Н. Э. Баумана, что подтверждено соответствующими актами.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались: на IV международном симпозиуме «Приводная техника и компоненты машин», Москва, 2018; на XIV международной научно-технической конференции «Динамика технических систем», Ростов-на-Дону, 2018; на VIII международной конференции по операционному модальному анализу «ЮМАС-2019», Копенгаген, Дания 2019; на научных семинарах кафедры «Основы конструирования машин» МГТУ им. Н. Э. Баумана в 2016-2019 годах.

**Публикации.** Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 8 научных работах, в число которых входят 4 научные статьи из журналов рекомендованных ВАК РФ по специальности 05.02.02, общим объёмом 2,91 п. л.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных результатов и выводов по работе, списка сокращений, списка литературы из 111 наименований. Работа изложена на 162 листах машинного текста, содержит 79 рисунков и 19 таблиц.

**Основные положения, выносимые на защиту:**

- новые экспериментальные данные о динамическом поведении сборных резьбовым соединением образцов в зависимости от усилия затяжки, параметров шероховатости контактирующих поверхностей и демпфирующих покрытий;
- методика определения характеристики деформирования контактного слоя соединений деталей машин, базирующаяся на вероятностно-детерминированном моделировании контактной поверхности по параметрам шероховатости с использованием МКЭ;
- методика имитационного моделирования вибрационного поведения конструкций, учитывающая реальные характеристики контактного слоя и контактное демпфирование;
- способ определения усилия затяжки винтов динамически нагруженных резьбовых соединений деталей из условия равенства коэффициентов запаса по нераскрытию стыка и усталостной прочности.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследования, научная новизна и практическая значимость исследований.

**Первая глава** посвящена анализу влияния различных факторов на точность многокоординатных технологических машин, а также анализу существующих методов, позволяющих учесть характеристики соединений деталей машин при расчете деформаций машины в целом.

В машиностроительном и приборостроительном производствах широко ис-

пользуются многокоординатные технологические машины, выполняющие механо-обрабатывающие, сварочные и сборочные операции, характерной особенностью которых является наличие обширных рабочих зон, зачастую сложная кинематика и программное управление. Их развитие тесно связано с необходимостью повышения точности, что в свою очередь обусловлено увеличением точности современных изделий, таких как оптические линзы и зеркала лазеров, и их миниатюризацией (например изделия микроэлектромеханики).

Существует три фактора, оказывающих влияние на точность технологических машин: геометрические и кинематические неточности, обусловленные погрешностями на этапе их изготовления; износ узлов и сопряжений (которые можно рассматривать как изменение геометрической точности во времени); деформации машины, имеющие наиболее сложный характер, поскольку они зависят от текущего режима эксплуатации машины. Поведение машины можно определить при помощи современных вычислительных средств и методов теории упругости для сплошных тел практически любой конфигурации и геометрии, однако реальные конструкции состоят из множества деталей, соединенных между собой при помощи различных соединений, которые оказывают существенное влияние на суммарные деформации системы.

Проблемами контактной жесткости и контактного демпфирования занималось большое количество отечественных и зарубежных ученых. По результатам анализа существующих моделей контактной жесткости, представленных в Таблице 1, был сделан вывод, что существующие модели работают лишь в частных случаях и не существует универсальной модели, пригодной для проведения автоматизированных расчетов.

Таблица 1.

Модели контактной жесткости

Автор	Зависимость	Условия применения	
		Давление $p$ , МПа	Соотношение между $K_c$ и $K_0$
А. П. Соколовский	$\delta = cp^m$	<2,5	$K_0 \approx K_c$
Д. Н. Решетов и З. М. Левина	$\delta = kp$	<0,4	$K_0 \gg K_c$
Н. Б. Демкин	$\delta = Rp \left(1 - \alpha^{\frac{1}{v}}\right) \left(\frac{p_c}{\alpha t_m p_r}\right)^{\frac{1}{v}}$	<100	--
А. С. Иванов	$\delta = Ra c_0 \varepsilon \sqrt{\frac{p}{E^*}}$	<10	$K_0 > K_c$
Коннолли и Тёрнли	$p = a \exp(b\delta)$	0,8–50	$K_0 \approx K_c$

\*В таблице:  $\delta$  – контактные сближения, мм;  $p$  – контактное давление, МПа;  $K_c$  и  $K_0$  – условная жесткость стыка и его окружения;  $Ra$  – среднее арифметическое отклонение шероховатости, мм;  $E^*$  – приведенный модуль упругости контактирующих тел;  $Rp, \alpha, \varepsilon, v, a, b, c, c_0, k, t_m$  – коэффициенты, определяемые в соответствии с предложенным моделями.

Анализ существующих работ посвященных проблеме контактного демпфирования показал, что наиболее универсальной и пригодной для проведения автоматизированных расчетов является модель В.Г. Гроса, представленная в Таблице 2. Но и в ней содержится большое количество эмпирических коэффициентов, требующих уточнения.

Таблица 2.

Модели контактного демпфирования

Автор	Зависимость	Условия применения	
		Давление $p$ , МПа	Соотношение между $K_c$ и $K_0$
Д. Н. Решетов	$\psi = \frac{A_c}{\sqrt[3]{p}}$	<1,5	
В. Г. Грос	$\psi = \beta p^{-\gamma}$	<10	$K_0 < K_c$
К. Деконинк	$D = C\tau^m$	<52,3	$K_0 \gg K_c$
М. Цуцуми и Ю. Ито	$\psi = C_a \Theta_p^\chi$	<1,27	$K_0 > K_c$

\*В таблице:  $\psi$  – коэффициент поглощения;  $A_c$  – площадь стыка;  $p$  – контактное давление, МПа;  $\tau$  – касательные контактные напряжения, МПа;  $K_c$  и  $K_0$  – условная жесткость стыка и его окружения;

**Вторая глава** посвящена разработке методики определения характеристики деформирования контактного слоя соединений деталей, пригодной для проведения автоматизированных расчетов и не требующей проведения натуральных экспериментов.

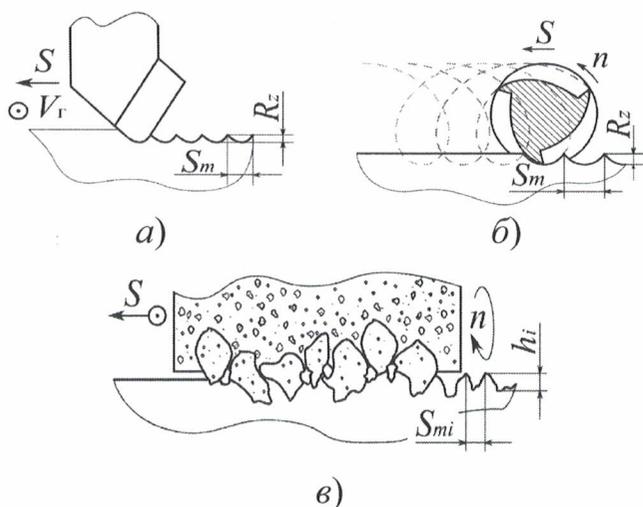


Рисунок 1. Схемы образования профиля поверхности при строгании, точении и торцевом фрезеровании (а), цилиндрическом фрезеровании (б) и шлифовании (в)

На характер деформирования контактного слоя большое влияние оказывает форма контактирующих поверхностей. Выделяют три вида микронеровностей поверхности, отличающихся между собой по масштабу: волнистость, шероховатость и субшероховатость. Основной причиной возникновения микронеровностей является механическая обработка, которой в обязательном порядке подвергаются контактные поверхности соединяемых деталей. Среди различных видов обработки можно выделить три базовых способа, каждому из которых соответствует принципиально различные схемы формирования профиля (см. Рисунок 1) и дости-

гаемые параметры шероховатости и волнистости.

На основе этого была составлена общая модель профиля, учитывающая все три уровня микронеровностей, их детерминированно-стохастический характер и тип обработки. Критерием достоверности разработанной модели является совпадение опорной кривой профиля смоделированной поверхности с опорной кривой профиля реальной поверхностей. Уравнение линии профиля, согласно указанной модели, можно записать следующим образом:

$$h(x) = h_l^s(x) + h_l^r(x) + h_m^s(x) + h_m^r(x) + h_h^r(x) \quad (1)$$

где  $h_l^s(x)$  – систематическая составляющая низкочастотных отклонений,  $h_l^r(x)$  – случайная составляющая низкочастотных отклонений,  $h_m^s(x)$  – систематическая составляющая шероховатости,  $h_m^r(x)$  – случайная составляющая шероховатости,  $h_h^r(x)$  – составляющая субшероховатости.

На основе полученной геометрии шероховатой поверхности решалась задача о деформировании репрезентативной ячейки контактного слоя. Для решения задачи использовался метод конечных элементов в допущении повторных нагружений, то есть при отсутствии пластических деформаций. При решении задачи использовалась плоская расчетная схема, представленная на Рисунке 2. Пример сгенерированной КЭ сетки с поверхностью, описанной при помощи модели (1), представлен на Рисунке 3-а. Нагружение задавалось кинематически к нижней грани ячейки. Характерной особенностью задачи является увеличение фактической площади контакта по мере деформирования сопрягаемых тел, что выражается в возникновении новых связей между узлами сетки и изменении матрицы жесткости. Поэтому задача решалась путем итерационного увеличения смещений узлов нижней грани ячейки с перестроением матрицы на каждом шаге итерационного процесса.

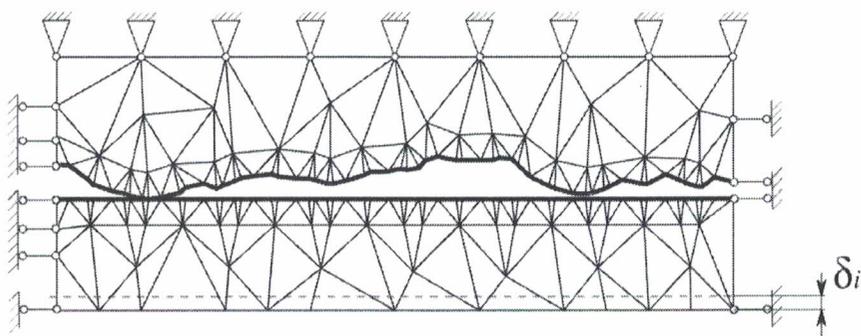


Рисунок 2. Расчетная схема задачи о взаимодействии шероховатой и гладкой поверхностей.

В процессе моделирования рассчитывалось напряженно-деформированное состояние (см. Рисунок 3, б) ячейки контактного слоя и определялись реакции верхней грани. После этого по полученным реакциям при каждом значении нагружения определялась характеристика деформирования, представляющая собой зависимость контактных напряжений от сближений.

Также в рамках исследования были сгенерированы различные варианты ячеек контактного слоя в соответствии с выбранной сеткой параметров, характеризующих профиль контактной поверхности. Причем, в силу наличия в модели профиля случайных составляющих, для каждого варианта комбинации параметров генерировалась по 30 ячеек, в результате чего были получены статистически усредненные характеристики деформирования контактного слоя, представленные на Рисунке 4. По полученным характеристикам было установлено, что

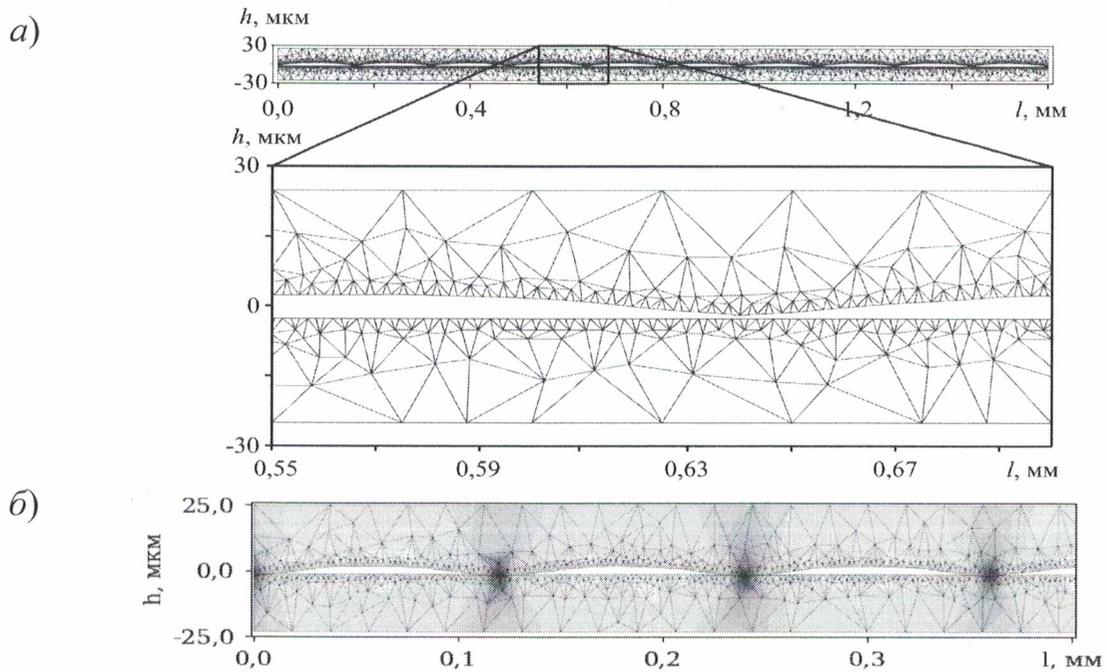


Рисунок 3. Пример сгенерированной контактной ячейки (а) и результат расчета (б)

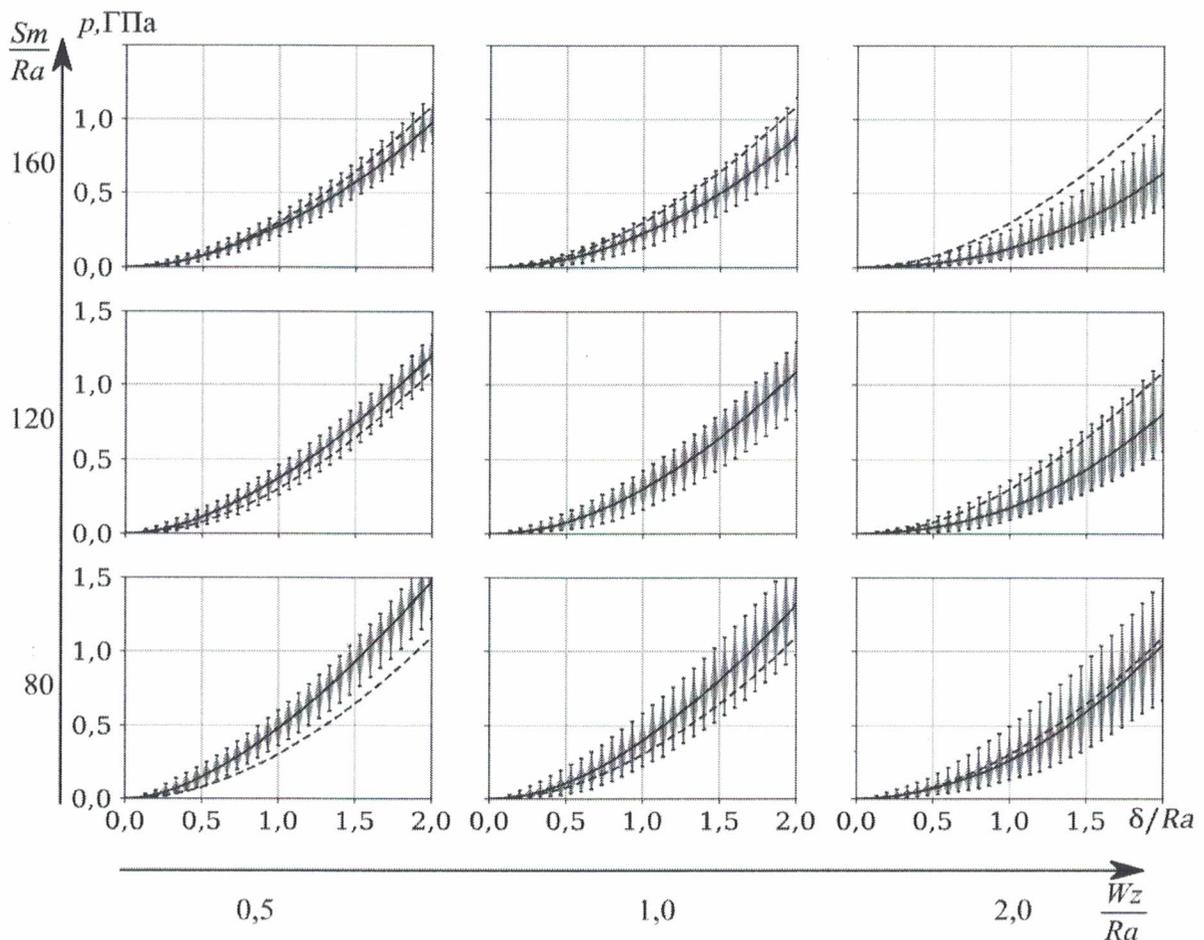


Рисунок 4. Результат вычисления усредненной упругой характеристики контактного слоя (пунктиром обозначена характеристика при  $Wz/Ra=1,0$  и  $Sm/Ra=120$ )

уменьшение жесткости происходит практически линейно с увеличением шага шероховатости и высоты волнистости и не зависит от шага волнистости. При этом

разброс возможной характеристики деформирования увеличивается при увеличении волнистости и сужается при увеличении шага шероховатости.

**Третья глава** посвящена разработке метода расчета динамики сборных узлов с резьбовыми соединениями, обладающими нелинейной характеристикой деформирования контактного слоя.

Были проведены теоретические исследования колебаний модельной системы с одной степенью свободы. Схема соединения представлена на Рисунке 5, расчетная схема задачи представлена на Рисунке 6. Нормальные колебания системы могут быть описаны параметрическим дифференциальным уравнением второго порядка, выведенным Ю. П. Заспой для общего случая контактных колебаний:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{b}{m} \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 f(x) = 0 \quad (2)$$

где  $x = \frac{\delta}{\delta_{20}}$  – безразмерные перемещения;  $t$  – время, с;  $b$  – коэффициент, характеризующий демпфирование системы, кг · с;  $\omega_0$  – начальная частота гармонических колебаний при нулевой амплитуде, с<sup>-1</sup>;  $f(x)$  – безразмерная восстанавливающая сила, определяемая характеристикой деформирования контактного слоя, которая была получена ранее:

$$f(x) = \begin{cases} \frac{\xi(1-x)^2}{1+\xi}, & \text{при } x < -\xi \\ \frac{\xi(1-x)^2 - (x+\xi)}{1+\xi}, & \text{при } -\xi \leq x < 1 \\ \frac{-(x+\xi)}{1+\xi}, & \text{при } x \geq 1 \end{cases} \quad (3)$$

где  $\xi = \frac{\delta_{10}}{\delta_{20}}$  – отношение начального удлинения винта к сжатию контактного слоя, характеризующее усилие затяжки винтов соединения (см. Рисунок 6).

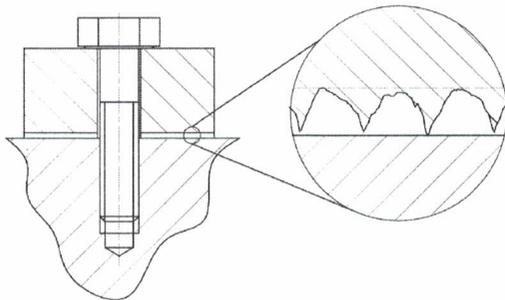


Рисунок 5. Схема болтового соединения деталей с шероховатой поверхностью

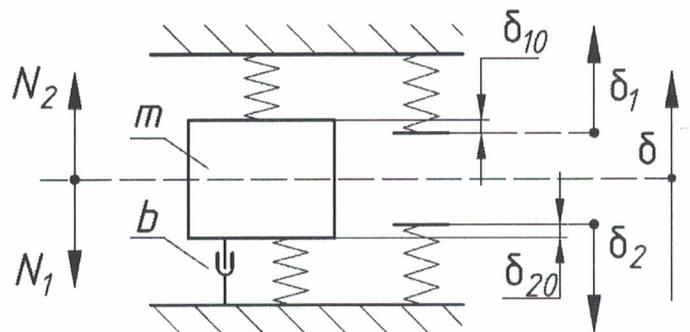


Рисунок 6. Расчетная схема для определения колебаний болтового соединения

В процессе исследования находились решения уравнения (2) при различных значениях параметров  $b$ ,  $m$  и  $\xi$  и различных краевых условиях  $(x_0; \dot{x}_0)$ , в результате чего были определены пространственно-временные формы и фазовые портреты колебаний, примеры которых представлены на Рисунке 7. По полученным резуль-

татам было определено, что при малых амплитудах колебаний система стремится к линейной. Степень негармоничности слабо зависит от усилия затяжки винтов резьбового соединения, а также наблюдается так называемый эффект всплытия, заключающийся в смещении средней точки колебаний от положения статического равновесия при росте амплитуды.

Также для решения задачи был разработан контактный конечный элемент, позволяющий в рамках метода конечных элементов интегрально моделировать поведение контактного слоя резьбовых соединений. Использование такого элемента позволяет производить моделирование динамики конструкций с резьбовыми соединениями за разумный период времени за счет замены мелкой конечно-элементной сеточной разбивки, приведенной в Главе 2, одним макроэлементом, а также облегчает разработку расчетной конечно-элементной модели благодаря отсутствию необходимости модификации конструкторской модели конструкции.

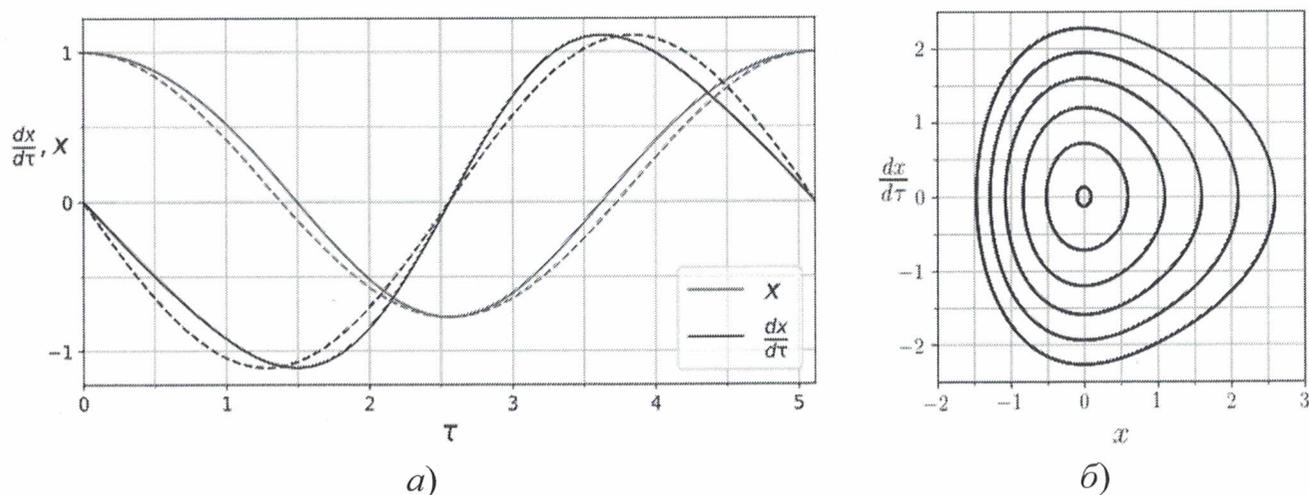


Рисунок 7. Временные графики (а) и фазовый портрет (б) колебаний болтового соединения при параметрах:  $m = 1$ ;  $b = 0$ ;  $\xi = 2,5$

**Четвертая глава** посвящена экспериментальным исследованиям влияния параметров соединения на вибрационное поведение алюминиевой балки, закрепленной при помощи резьбового соединения на основании.

В первом эксперименте исследовалось влияние усилия затяжки и площади контакта на вибрационное поведение образцов, схема которых изображена на Рисунке 8. Усилие затяжки контролировалось при помощи динамометрического ключа, а площадь контакта изменялась путем подкладывания алюминиевых пластинок различной ширины в стык между деталями. Испытания проводились на вибростенде, на котором образец подвергался динамическому воздействию с постоянной амплитудой  $1g$ , частота которого равномерно изменялась. Одновременно с этим измерялись вибрации консольной части балки, в результате чего были получены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) системы. Совпадение АЧХ, полученных при прямом и обратном проходах, подтверждает вывод о линейности системы при малых амплитудах колебаний, что позволяет говорить о наличии у системы собственных частот, зависящих от усилия затяжки.

В процессе испытаний амплитуда консольной части балки достигала  $400g$ . Графики зависимости первой собственной частоты от затяжки представлены на Ри-

сунке 9. По результатам, полученным в результате эксперимента, видно, что существенное изменение частоты происходит до достижения давлений 5 МПа, после чего изменения можно считать незначительными, поскольку они не превышают 1–3%. При изменении ширины платиков изменение собственной частоты оказалось малым и может считаться статистически незначимым. Общее уменьшение собственных частот объясняется уменьшением жесткости соединения за счет удвоения количества контактов в соединении при наличии пластин.

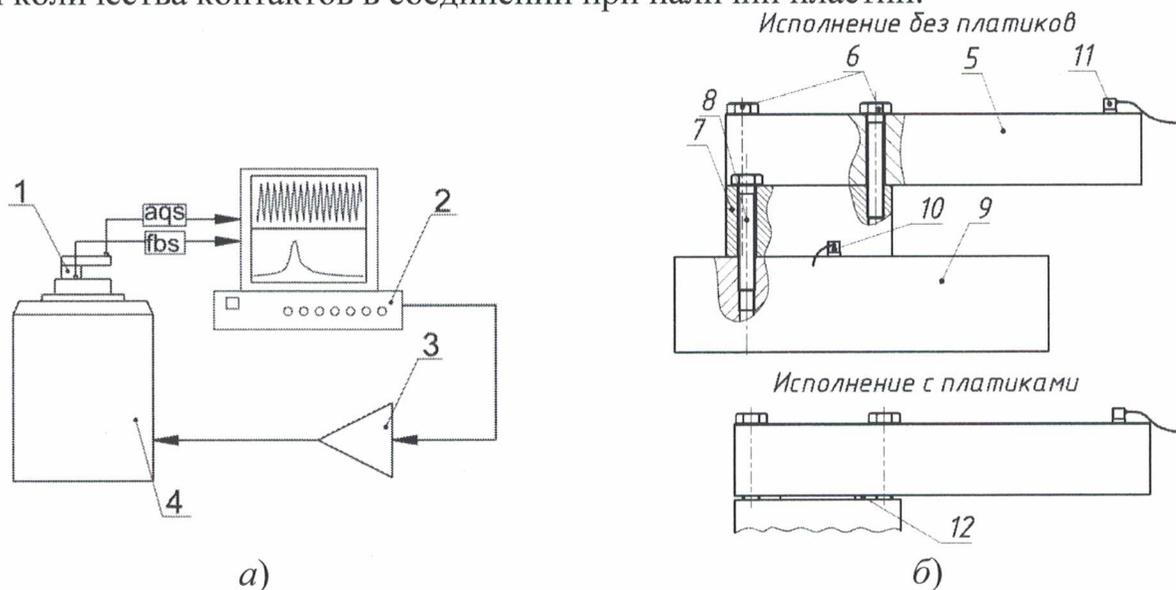


Рисунок 8. Схемы экспериментальной установки (а) и исследуемого образца (б): 1 – образец для испытаний; 2 – система управления вибро-платформой и сбора данных; 3 – усилитель; 4 – вибро-платформа; 5 – балка; 6 – болты для закрепления балки; 7 – основание; 8 – болты для закрепления основания; 9 – переходная пластина; 10 – датчик обратной связи; 11 – датчик; 12 – подкладные пластины; «aqs» – записываемый сигнал; «fbs» – сигнал обратной связи.

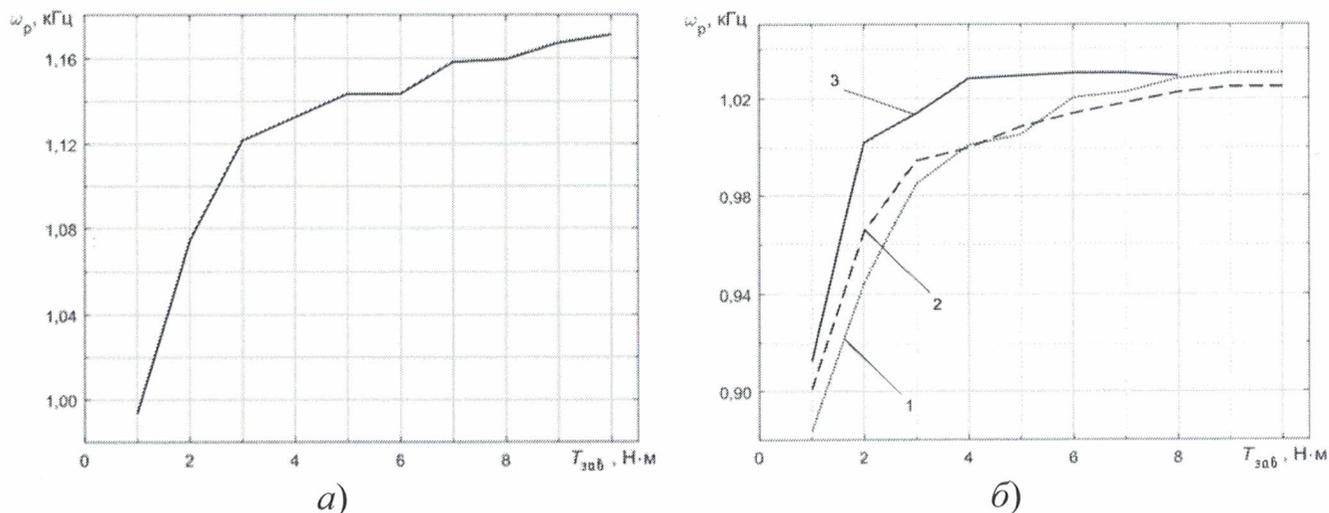


Рисунок 9. Графики зависимости резонансной частоты  $\omega_p$  от момента завинчивания  $T_{зав}$  винтов: а – контактная площадка без платиков; б – контакт по поверхностям платиков шириной 7 мм (1), 10 мм (2) и 15 мм (3)

Во втором эксперименте исследовалось влияние параметров шероховатости контактных поверхностей на вибрационное поведение образцов. Для этого кон-

тактная поверхность основания обрабатывалась на строгальном станке для получения регулярного профиля с параллельно направленными следами обработки. Исследование проводилось виброударным методом путем нанесения удара по образцу динамометрическим молоточком и последующим измерением затухающих колебаний образца. Для определения модальных параметров (значения СЧ и модальное демпфирование системы) использовался метод стохастической идентификации подпространств, как обладающий высокой точностью. Результаты представлены на Рисунке 10. Полученные значения коэффициента поглощения  $\psi$  были аппроксимированы моделью Гроса:

$$\psi = \beta p^{-\gamma}, \quad (4)$$

результаты которой представлены в Таблице 3. Как видно из эксперимента, при уменьшении шероховатости контактных поверхностей собственные частоты несколько повышаются. В эксперименте при изменении шероховатости с десяти до двух микрометров первая собственная частота понизилась на 5-7%. Также по полученным вибросигналам были определены значения коэффициента поглощения  $\psi$ . Коэффициент относительного рассеяния, наоборот, увеличивается при увеличении шероховатости: при шероховатости 10 мкм демпфирование в 1,6 раза выше, чем при шероховатости 2 мкм.

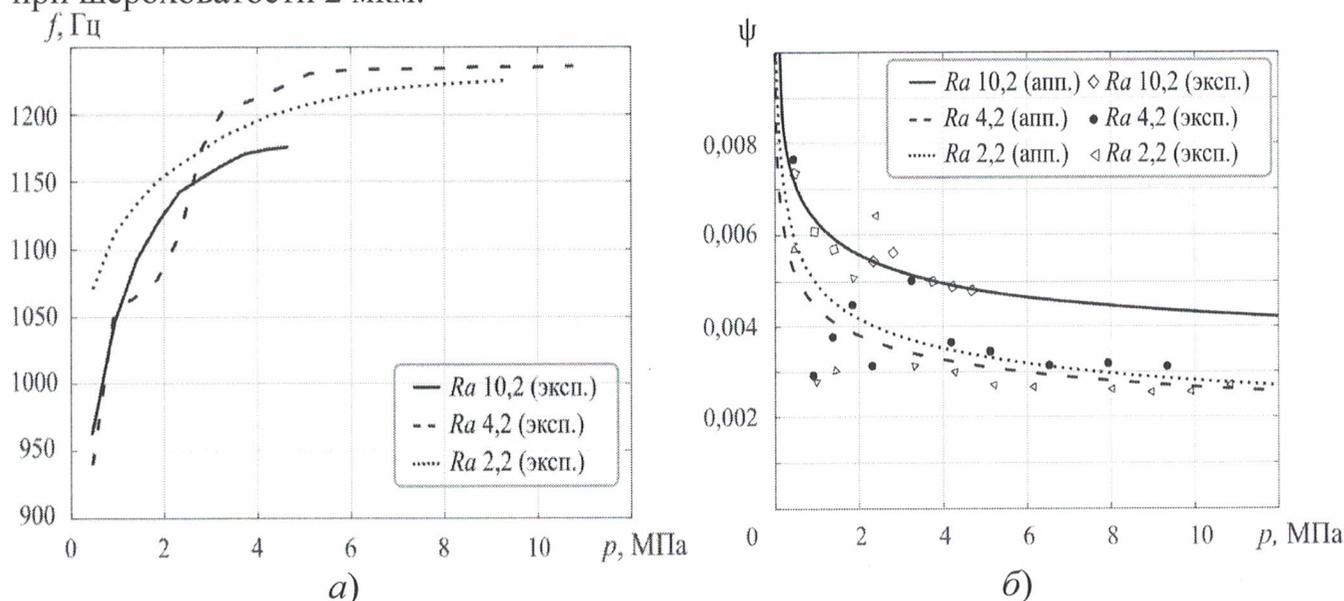


Рисунок 10. Зависимость СЧ  $f$  образца (а) и коэффициента относительного рассеяния (б) от давления  $p$  в контактном слое

Таблица 3.

Результаты аппроксимации демпфирования моделью Гроса

Значение шероховатости $Ra$ , мкм	$\beta$	$\gamma$
2,2	0,445	0,225
4,2	0,498	0,248
10,2	0,628	0,169

В третьем эксперименте исследовались соединения, на контактные поверхности которых наносились вибропоглощающие и адгезивные покрытия, используемые при сборке резьбовых соединений. Характеристики и назначение используемых покрытий приведены в Таблице 4.

емых материалов представлены в Таблице 4. В качестве контрольного образца выступал образец с чистыми контактными поверхностями.

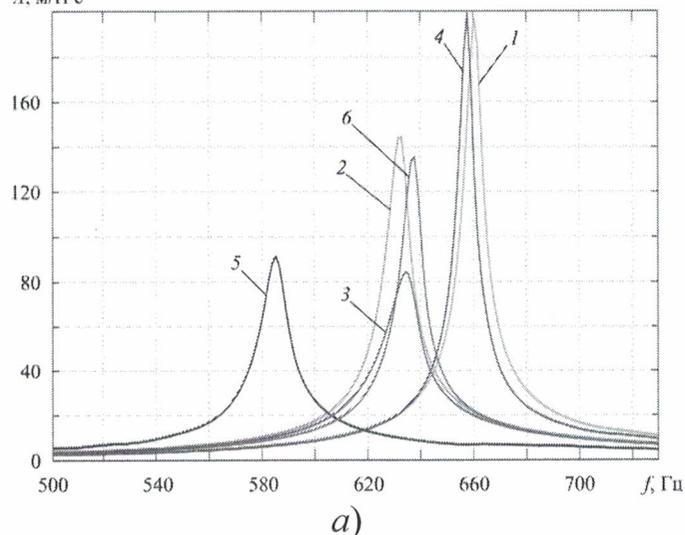
Таблица 4.

Характеристики исследуемых ВПП

№	Материал	Плотность, г/см <sup>3</sup>	Прочность на разрыв, МПа	Характер после затвердевания
1	Анаэробный фиксатор резьбы	1,05	12	Хрупкий
2	Силиконовый герметик	1,2	0,7-2,2	Пластичный
3	Мастика каучуко-битумная	0,95	0,2-0,7	Вязкий (не затвердевает)
4	Клей эпоксидный	1,1	36	Хрупкий
5	Клей цианакрилатный	1,05	18	Пластичный

Для идентификации модальных параметров также использовался метод стохастической идентификации подпространств. АЧХ колебаний образцов и значения демпфирования представлены на Рисунке 11. Кроме того, также оценивалась достигнутая жесткость соединения. Для оценки жесткости использовался итерационный метод идентификации жесткости на основе коэффициента чувствительности. Начальное распределение определялось теоретически путем расчета методом конечных элементов на основе результатов решения предыдущей задачи работы. Среди представленных материалов наибольшая жесткость была достигнута при использовании анаэробного фиксатора резьбы и эпоксидного клея и в противоположность им – использование цианакрилатного клея снизило жесткость, что привело к снижению собственной частоты.

$A, \text{м/Н}\cdot\text{с}^2$



$\psi$

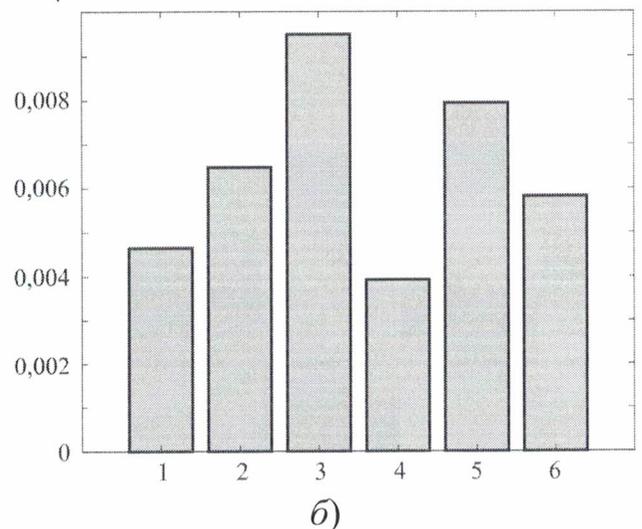


Рисунок 11. АЧХ (а) и значение коэффициента относительного рассеяния (б) образцов: 1 – анаэробный фиксатор резьбы; 2 – силиконовый герметик; 3 – мастика каучуко-битумная; 4 – клей эпоксидный; 5 – клей цианакрилатный; 6 – контрольный образец

Материалами, повысившими демпфирование, являются мастика и цианакрилатный клей. Фиксатор резьбы и эпоксидный клей, напротив, существенно понизили демпфирование. Все это объясняется характером материалов, после затвердевания: эпоксидный клей и фиксатор кристаллизуются, что обеспечивает отсутствие локального микроскольжения между контактирующими деталями, а мастика напротив – не застывает, оставаясь достаточно вязкой, заполняя свободное пространство стыка, что увеличивает вязкое трение и, соответственно, демпфирование. Полученные результаты позволяют составить рекомендации по улучшению вибрационных свойств резьбовых соединений.

**В пятой главе** произведено обобщение полученных результатов теоретических и экспериментальных исследований. На основе решенных в первой и второй главах задач составлен обобщенный алгоритм моделирования динамики многокоординатных машин и произведена проверка его достоверности.

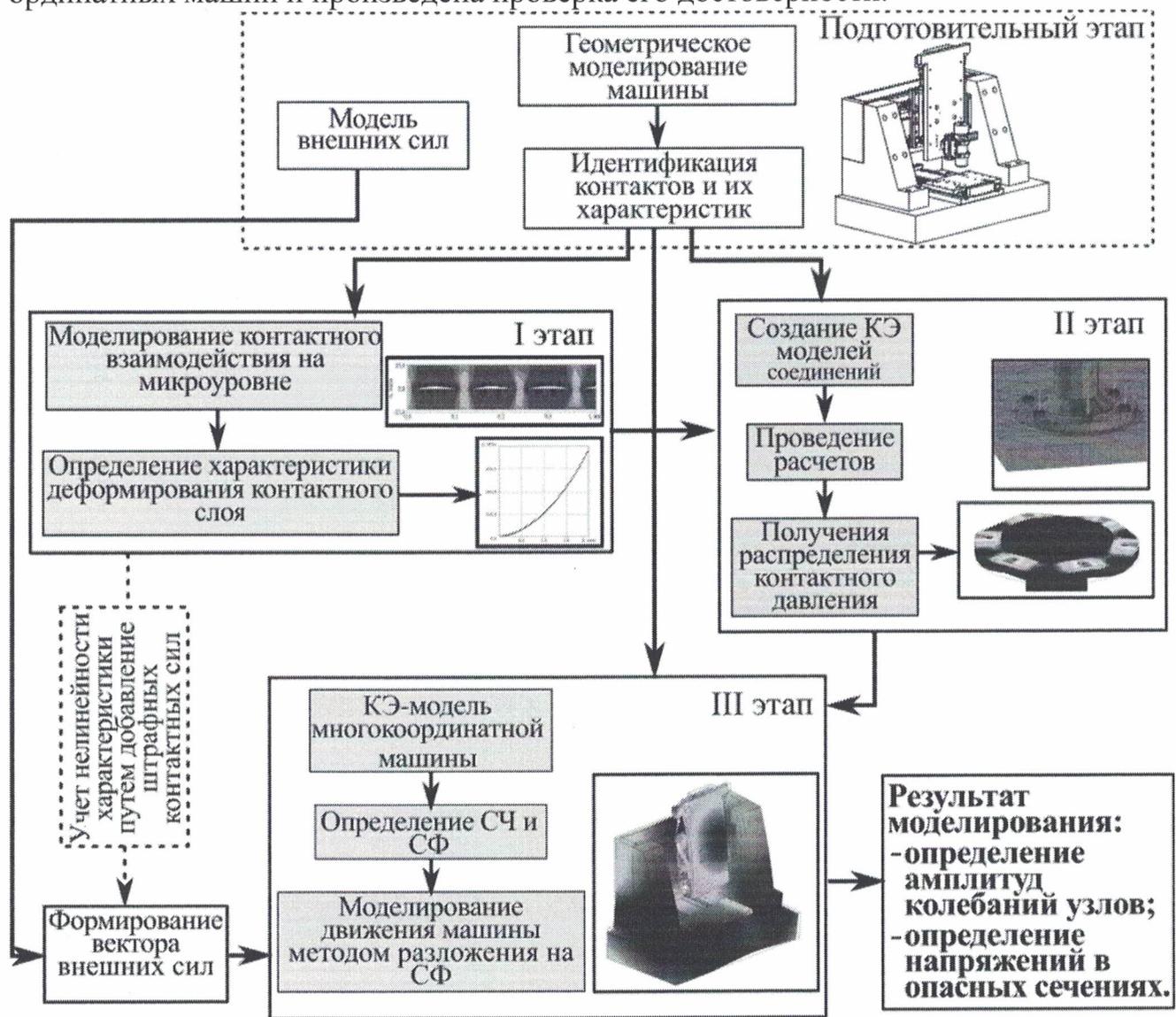


Рисунок 12. Схема общего алгоритма моделирования динамики многокоординатных машин

Исходными данными для моделирования являются конструкторская модель машины, содержащая геометрию всех узлов и информацию об используемых материалах и их механических свойствах, соединениях и качестве поверхностей деталей. Процесс моделирования является многомасштабным и состоит из трех эта-

пов. На первом этапе, по имеющейся информации о контактных поверхностях, определяется фактическая характеристика деформирования контактного слоя

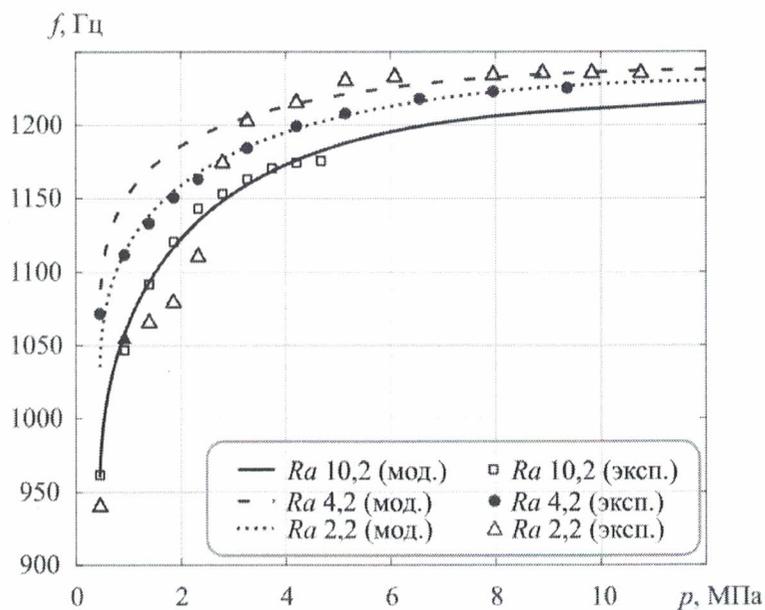


Рисунок 13. График зависимости значений СЧ образцов с различными шероховатостями, полученные в результате эксперимента и теоретического расчета

имеющихся соединений. Получив характеристику деформирования, на втором этапе проводится статическое моделирование затяжки болтовых соединений, в результате чего определяется распределение давления и, соответственно, жесткости по контактной поверхности соединений. И после этого проводится моделирование динамики путем разложения по собственным формам.

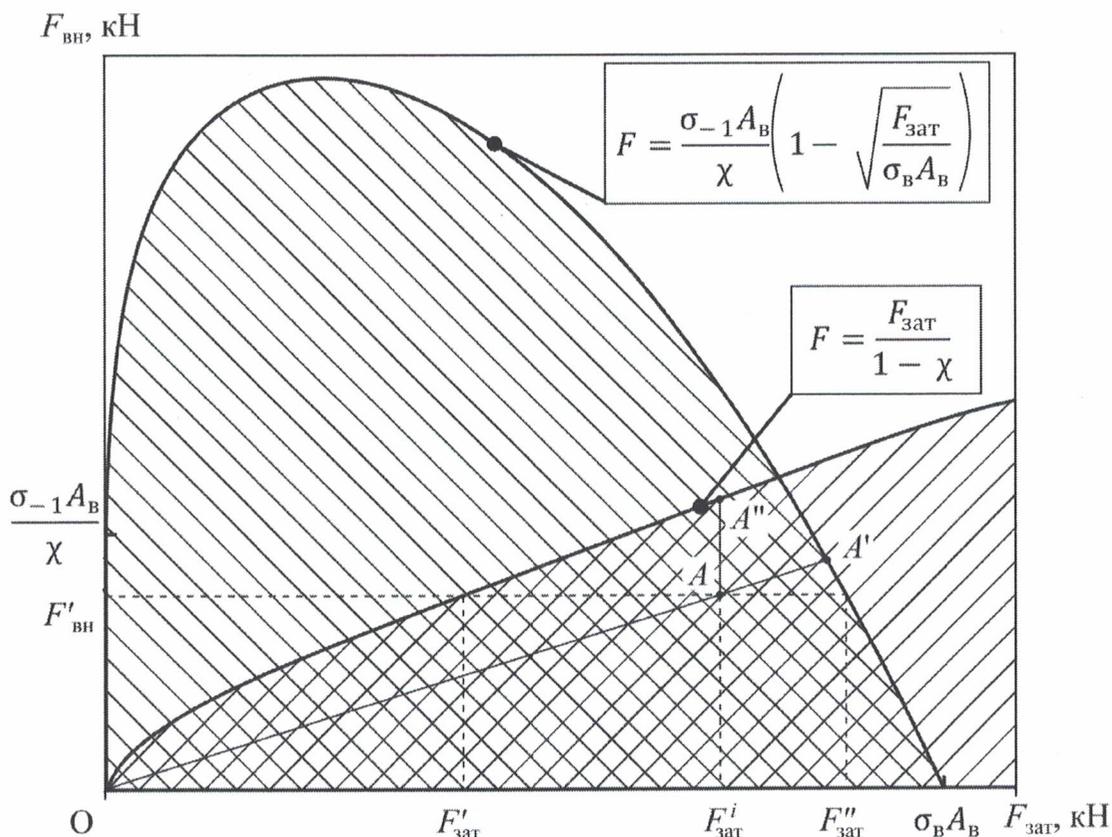


Рисунок 14. Диаграмма рабочей области винта, нагруженного переменной отрывающей нагрузкой

Проверка достоверности предложенного алгоритма производилась на примере эксперимента, описанного в четвертой главе. Для этого у используемых образцов

были сняты профилограммы контактных поверхностей, по которым были определена фактическая характеристика деформирования. Далее, используя эту характеристику, определялась жесткость соединения при различных значениях силы затяжки и определялись собственные частоты и формы образца при каждом значении жесткости. Результаты решения верификационной задачи в сопоставлении с экспериментом представлены на Рисунке 13.

Кроме того, в главе показано применение разработанного алгоритма к частной задаче об определении усилия затяжки винта из условия равенства коэффициентов запаса усталостной прочности и не раскрытия стыка (см. Рисунок 14).

В данном подходе предлагается определять усилие затяжки  $F_{\text{зат}}$  винта путем построения диаграммы рабочей области винта, нагруженного переменной отрывающей нагрузкой  $F_{\text{вн}}$ , которая определяется из удовлетворения двум условиям:

$$F_{\text{вн}} < \frac{\sigma_{-1} A_{\text{в}}}{\chi} \left( 1 - \sqrt{\frac{F_{\text{зат}}}{\sigma_{\text{в}} A_{\text{в}}}} \right) \quad (5)$$

$$F_{\text{вн}} < \frac{F_{\text{зат}}}{1 - \chi} \quad (6)$$

где  $\sigma_{\text{в}}$  и  $\sigma_{-1}$  – пределы прочности и выносливости материала винта, МПа;  $A_{\text{в}}$  – площадь сечения винта, мм<sup>2</sup>;  $\chi$  – коэффициент основной нагрузки, зависящий от  $F_{\text{зат}}$ . Зависимость коэффициента основной нагрузки от усилия затяжки определяется путем численного расчета по изложенной методике.

### Основные результаты и выводы по работе

1. Предложенная методика моделирования взаимодействия сопрягаемых деталей с учетом высоты и шага шероховатости и высоты волнистости контактных поверхностей позволяет определить действительную характеристику деформирования контактного слоя неподвижных соединений деталей без проведения натуральных экспериментов.

2. Методом численного моделирования установлено, что уменьшение жесткости контактного слоя происходит практически линейно с увеличением шага шероховатости и высоты волнистости. Учет этих параметров при моделировании значительно увеличивает точность расчетов, в некоторых случаях до 27%.

3. Используемая расчетная схема метода конечных элементов с контактным конечным элементом (интегрально моделирующим свойства контактной зоны), дает возможность оценивать динамическую жесткость сборных конструкций без кардинальных модификаций конструкторской модели

4. Эксперименты по изучению колебаний сборных конструкций при различных шероховатостях контактных поверхностей и усилиях затяжки показали следующее:

- изменения собственных частот колебаний необходимо учитывать до достижения среднего контактного давления 5 МПа, при дальнейшем увеличении затяжки их изменение не превышает 1–3%;
- при уменьшении шероховатости контактных поверхностей собственные частоты незначительно повышаются, так по результатам эксперимента при изменении параметра шероховатости  $Ra$  с 10,2 до 2,2 мкм первая собственная частота менялась на 5–7%;

- при увеличении шероховатости контактных поверхностей демпфирование конструкции повышается, так при уменьшении параметра шероховатости  $Ra$  10,2 до 2,2 мкм демпфирование системы уменьшилось в среднем в 1,6 раза.

5. Эксперименты по изучению влияния различных покрытий поверхностей соединяемых деталей на их колебания позволили выявить следующие факты:

- при заполнении стыка каучуковой мастикой демпфирование увеличивается в 1,6 раза;

- при заполнении стыка анаэробным фиксатором или эпоксидным клеем жесткость соединения существенно увеличивается, что приводит к увеличению СЧ системы.

6. Составленная и реализованная в виде комплекса программ методика позволяет точно оценивать вибрационное поведение сборных конструкций, что было подтверждено путем сравнения результатов многомасштабного численного моделирования и эксперимента. Среднее расхождение первой собственной частоты, полученных в результате моделирования и эксперименте, составило 1,2%.

7. Разработанная методика позволяет решать частные задачи, такие как определение распределения контактного давления в окрестности затянутого болта, необходимое для проектирования герметичных соединений, и определение усилия затяжки винтов резьбовых соединений деталей, подверженных переменной во времени нагрузке, обеспечивающего равенство коэффициентов запаса по нераскрытию стыка и усталостной прочности.

#### **Основные положения диссертации отражены в следующих работах:**

1. Куц М. С. Экспериментальное исследование влияния усилия затяжки болтов на резонансные частоты консольно закрепленной балки // Известия высших учебных заведений. Машиностроение, №. 9, 2018. С. 47–53.(0,72 п. л.)

2. Куц М. С. Распределение давления в окрестности затянутого одноболтового соединения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение, №. 1, 2019. С.3–11. (1,0 п. л.)

3. Муркин С. В., Иванов А. С., Ермолаев М. М., Руднев С. К., Куц М. С. Экспериментально-теоретическое исследование положения оси перекоса резьбового соединения, нагруженного опрокидывающим моментом // Вестник машиностроения, №. 10, 2015. С. 31–34.(0,38/0,08 п. л.)

4. Иванов А. С., Куц М. С., Нагибина В. О., Попов М. А. Исследование жесткости стержневых валов // Вестник машиностроения, № 2, 2019. С. 16–20. (0,5/0,2 п. л.)

5. Муркин С. В., Иванов А. С., Куц М. С. Экспериментальное исследование положения оси перекоса резьбового соединения, нагруженного опрокидывающим моментом // Инженерный вестник, №. 8, 2015. С. 46–52. (0,38/0,12 п. л.)

6. Куц М. С. Влияние контактной податливости на деформации модульных направляющих технологических машин // Евразийское Научное Объединение, Т. 1. №. 10, 2017. С. 47–50. (0,19/0,19 п. л.)

7. Куц М. С. Моделирование распределения давления в окрестности одновинтового соединения методом конечных элементов // Приводная техника и компоненты машин: сборник трудов 4-го московского международного симпозиума. М.: ИМАШ РАН, 2018. с.24–30 (0,38 п. л.)

8. Жулев В. А, Куц М. С. Верификация модели контактного взаимодействия методом уточнения КЭ-моделей на основе расчёта коэффициента чувствительности // Динамика технических систем «ДТС-2018»: сборник трудов XIV международной научно-технической конференции. Ростов н/Д: ДГТУ, 2018. с.25–31 (0,44/0,22 п. л.)