

На правах рукописи
УДК 539.371

Ермолаев Михаил Михайлович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН С УЧЕТОМ ПОДАТЛИВОСТИ КОНТАКТНОГО СЛОЯ**

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**



Москва – 2015

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана».

Научный руководитель:

доктор технических наук, доцент
Иванов Александр Сергеевич

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор
Измайлов Владимир Васильевич,
профессор кафедры «Прикладная физика»
Тверского государственного технического университета

кандидат технических наук, доцент
Пучков Владимир Николаевич,
заведующий лабораторией
«Исследования износа при граничной смазке»
института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Ведущая организация:

Всероссийский научно-исследовательский и
конструкторско-технологический институт
подвижного состава (ОАО «ВНИКТИ»)

Защита диссертации состоится 15 июня 2015 г. в 14:30 на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 при ФГБОУ ВПО МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим высылать по указанному выше адресу.

Автореферат разослан _____ 2015 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 212.141.07
доктор технических наук



Сарач Е.Б.

Актуальность темы диссертации: В машиностроении широко применяются неподвижные соединения деталей, сопрягаемые поверхности которых характеризуются определённой шероховатостью. К числу наиболее распространённых относятся соединения с натягом и резьбовые соединения. В существующих расчетах этих соединений, как правило, не учитывается контактная податливость сопрягаемых поверхностей деталей, что в ряде случаев приводит к потере работоспособности соединений. Так на практике отмечены возникающие со временем проворачивания бандажей относительно колесных центров колес подвижного состава, снижение выходной точности машин (металлорежущих станков, промышленных роботов и др.), появление фреттинга деталей в соединении (оси колёс подвижного состава, лопатки турбин). Большинство исследований в области изучения контактной податливости посвящено нормальной податливости. Касательная податливость и её взаимосвязь с нормальной податливостью изучены в меньшей степени. При этом характер распределения нагрузки в соединениях с натягом и резьбовых соединениях, передаваемые ими предельные нагрузки и параметры, влияющие на фреттинг, зависят, как показывают результаты экспериментов, от податливости контактного слоя в касательном направлении. Однако до настоящего времени при разработке нового оборудования проектные и проверочные расчеты неподвижных соединений деталей машин проводятся без учета касательной контактной податливости, что вызывает необходимость длительной доводки некоторых конструкций по результатам эксплуатации, а также ремонтов, повышающих расходы. Таким образом, тема диссертационной работы, посвящённой разработке методов расчета неподвижных соединений деталей машин, учитывающих податливость контактного слоя, является актуальной.

Цель работы: повышение надежности неподвижных соединений проектируемых машин путем учета в расчётах нормальной и касательной податливости контактного слоя.

Для достижения поставленной цели в диссертации решены следующие **задачи исследования:**

1. Установлена зависимость между параметрами нормальной и касательной податливости в контактном слое при повторных нагружениях.
2. Разработана методика определения упругих перемещений вала относительно втулки в общем случае нагружения соединения с натягом, обусловленных податливостью вала, втулки и контактного слоя между ними.
3. Разработана методика определения параметров, влияющих на фреттинг, соединения с натягом в общем случае его нагружения.
4. Разработана методика определения предельных нагрузок, учитывающая податливость вала, втулки и контактного слоя между ними, для соединения с натягом в общем случае нагружения.

5. Разработана методика определения параметров перекоса и поворота фрикционного и резьбового соединений в общем случае нагружения, учитывающая податливости деталей и контактного слоя между ними.

6. Разработана методика определения параметров, влияющих на фреттинг, для фрикционного и резьбового соединений в общем случае их нагружения.

Методы исследования: методы математического моделирования; методы теории упругости; методы механики контактного взаимодействия; методы аппроксимации; численные методы решения краевых задач; численные методы решения нелинейных уравнений и систем нелинейных уравнений.

Достоверность полученных в работе результатов обусловлена подтверждением предлагаемых в работе теоретических зависимостей результатами экспериментального исследования, выполненного автором, а также результатами сравнения с экспериментальными исследованиями К.В. Вотинова, Е.С. Гречищева, А.С. Иванова, А.А. Ильяшенко, В.Н. Кирсановой, З.М. Левиной, В.И. Максака, Д.Н. Решетова, Б.Ф. Советченко и численными экспериментами Н. Хойслера.

Научная новизна

1. Установлены взаимосвязи между коэффициентами касательной контактной податливости и нормальной податливости, между напряжениями и касательными смещениями в контактном слое, учитывающие номинальное давление, параметры материалов деталей (модули упругости), параметры геометрии деталей (среднюю арифметическую высоту микронеровностей, взаимное расположение микронеровностей, волнистость, отклонения формы, размеры поверхности контакта).

2. Разработаны расчёты соединений с натягом, нагруженных осевой и радиальной силами, крутящим и изгибающим моментами, учитывающие податливости деталей и контактного слоя между ними, позволяющие:

- определить перемещения вала относительно втулки;
- установить доли изгибающего момента, передаваемого в соединении с натягом за счет перераспределения давления, окружных и осевых составляющих касательных напряжений в контактном слое;
- оценить форму и размеры областей локальных проскальзываний, распределения давления и величины остаточных смещений в контактном слое, определяющих фреттинг;
- определить предельную нагрузку, не приводящую к самораспрессовке соединения с натягом в условиях повторного нагружения.

3. Разработаны расчёты фрикционных и резьбовых соединений, нагруженных нормальной силой, крутящим и изгибающими моментами, учитывающие податливости деталей и контактного слоя между ними, позволяющие:

- определить сдвиг осей перекоса и поворота соединения, а также углы перекоса и поворота соединяемых деталей;
- оценить форму и размеры областей локальных проскальзываний, распределения давления и величины остаточных смещений в контактном слое, определяющих фреттинг.

Практическая значимость и реализация результатов работы состоит в том, что:

1. Спроектирован и изготовлен испытательный стенд для исследования зависимости между параметрами нормальной и касательной контактной податливости.
2. Разработаны методики и компьютерные программы, реализующие уточнённые математические модели расчётов работоспособности соединений с натягом, фрикционных и резьбовых соединений в общем случае нагружения.
3. Результаты диссертационной работы приняты к использованию в системе научно-исследовательских и расчётно-конструкторских работ НИИ АПП МГТУ им. Н.Э. Баумана и ООО "ИМАШ ресурс", внедрены в учебный процесс МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы. Основные положения диссертационного исследования были представлены: в МГТУ имени Н.Э. Баумана на международной конференции, посвященной 100-летию со дня рождения Д.Н. Решетова, Москва, 2008; на всероссийской конференции, посвященной 30-летию факультета «Робототехника и комплексная автоматизация», Москва, 2012; на научном семинаре по трению и износу в машинах им. М.М. Хрущева в Институте машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, 2009; на международной конференции, посвященной 100-летию со дня рождения В.Н. Кудрявцева в БГТУ «Военмех», Санкт-Петербург, 2010; на конференции, посвященной 100-летию со дня рождения Л.А. Галина в Институте проблем механики имени А.Ю. Ишлинского, Москва, 2012; на конференции «Современное машиностроение: наука и образование» в Санкт-Петербургском Государственном Политехническом Университете, Санкт-Петербург, 2014.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 13 научных работ, в том числе 10 научных статей, рекомендованных ВАК РФ, 7 из которых переведены на английский язык и изданы за рубежом, общим объемом 3 п.л.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов и списка литературы из 96 наименований. Работа изложена на 136 страницах машинописного текста, содержит 38 рисунков и 9 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение содержит обоснование актуальности темы диссертации и общую характеристику работы. Приведено краткое содержание выполненных исследований, сформулирована цель работы и отражены основные положения, которые выносятся на защиту.

Нагрузку, с которой детали действуют друг на друга в некоторой точке контактного слоя, удобно разложить на давление p и касательное напряжение τ . Перемещения деталей, обусловленные деформацией контактного слоя, также удобно представить, как сближение δ и касательное смещение δ_τ . При первоначальном нагружении контактного слоя в нем происходят пластические деформации, зависящие от твердости поверхностей. При повторных нагружениях

нормальные и касательные деформации контактного слоя можно считать упругими, не зависящими от твердости контактирующих поверхностей. В данном исследовании рассматриваются только упругие деформации контактного слоя.

В первой главе приведен обзор существующих методов расчета неподвижных соединений деталей машин, проанализированы их недостатки и сформулированы задачи диссертационного исследования.

Исследованиям нормальной податливости контактного слоя посвящены работы К.В. Вотинова, И.Г. Горячевой, И.Т. Гусева, Н.Б. Демкина, Ю.Н. Дроздова, А.С. Иванова, В.В. Измайлова, И.В. Крагельского, З.М. Левиной, Д.М. Решетова, Э.В. Рыжова, А.П. Соколовского, Г.Е. Чихладзе, В.В. Шелофаста и др.

Различные исследователи указывают на нелинейную связь сближения с давлением в контактом слое, обусловленную увеличением фактической площади контакта при увеличении давления:

$$\delta = c p^m. \quad (1)$$

При этом показатель степени m принимает значения 0,5 для стали, чугуна, бронзы и 0,3 для неметаллических материалов. Коэффициент c должен учитывать свойства материалов деталей и параметры их геометрии. В практических расчетах зависимость (1) иногда линеаризуют, принимая, что в окрестности некоторого давления p_0 сближение линейно зависит от давления с некоторым коэффициентом k , который в дальнейшем будем называть коэффициентом нормальной податливости контактного слоя.

Исследованиями касательной податливости контактного слоя посвящены работы Е.С. Гречищева, А.С. Иванова, А.А. Ильяшенко, Г.Б. Иосилевича, Н.Б. Демкина, В.Н. Кирсановой, И.В. Крагельского, В.И. Максака, С.В.Палочкина, Д.Н.Решетова и др. В исследованиях получено, что касательные смещения до некоторого предельного значения линейно связаны с касательными напряжениями в контактом слое:

$$\delta_\tau = k_\tau \tau, \quad (2)$$

где k_τ – коэффициент касательной податливости контактного слоя, и отмечена зависимость k_τ от давления в контактом слое, свойств материалов деталей и параметров их геометрии, но до настоящего времени не установлен вид зависимости коэффициента k_τ от параметров, известных конструктору на стадии проектирования. Также не исследована связь между коэффициентами нормальной и касательной податливости контактного слоя.

Если в некоторой области поверхности контакта имеет место превышение касательным напряжением τ предельного значения $\tau_{\max} = pf$, где f – коэффициент трения покоя, в соединении возникает срыв упругого смещения (локальное проскальзывание). Если указанная область не распространяется на всю поверхность контакта, то соединение сохраняет свою работоспособность, однако при циклически изменяющейся нагрузке возникает фреттинг. Исследованиям фреттинга посвящены работы Л.Т. Балацкого, Г.Б. Томлинсона, Р.Б. Уотерхауза и др.

Общепринятые методы расчета соединений с натягом изложены в работах И.А. Биргера, В.Н. Мавлютова, Д.Н. Решетова, М.А. Саверина и др. В них предполагается, что изгибающий момент в соединении с натягом передается только за счет перераспределения давления в контактном слое. Работа соединений с натягом, передающих крутящий момент, рассмотрена В.Л. Бидерманом, Я.Г. Пановко. Они полагали, что крутящий передается с вала на втулку за счет сил трения только в областях на концах соединения, где возникают локальные проскальзывания. Эти допущения противоречат ряду явлений, отмеченных на практике: до достижения определенных нагрузок фреттинг вообще не возникает в соединении; изгибающий момент ослабляет способность соединения с натягом передавать крутящий момент и осевую силу; отмечены явления самораспрессовки соединений с натягом под действием циклически изменяющегося изгибающего момента. Уточнению расчетов соединений с натягом, передающих крутящий и изгибающий моменты, а также осевые силы, посвящены исследования Е.С. Гречищева и А.А. Ильяшенко, З.М. Левиной и Д.Н. Решетова, В.И. Максака, Б.Ф. Советченко. Тем не менее, к настоящему времени отсутствует единая теория, позволяющая уточнить существующие методики расчета соединений с натягом учетом касательной податливости контактного слоя, позволяющая разработать рекомендации по исключению фреттинга и самораспрессовки в соединениях с натягом.

Общепринятые методы расчета резьбовых соединений изложены в работах И.А. Биргера, Ф. Ретчера, Д.Н. Решетова, О.А. Ряховского и др. В них не учитывается нелинейная взаимосвязь между давлением и сближением в контактном слое, приводящая к смещению оси перегиба соединения, что приводит к ошибкам в определении максимального опрокидывающего момента, воспринимаемого соединением без раскрытия стыка, а также нагрузок, действующих на винты. Явление упругого перегиба в резьбовых и фрикционных соединениях под действием опрокидывающего момента носит название угловой податливости контактного слоя. Исследованиям угловой податливости контактного слоя посвящены работы И.С. Антонова, К.В. Вотинова, С.Т. Ковгана, З.М. Левиной, Н.Л. Клячкина, Д.Н. Решетова, А.П. Соколовского и др. Перечисленные исследователи указывают на существенное расхождение результатов экспериментов с результатами расчета по общепринятой методике.

Вторая глава посвящена установлению зависимости между параметрами нормальной и касательной податливости в контактном слое при повторных нагружениях.

Ранее А.С. Ивановым и В.В. Измайловым была предложена зависимость между сближением δ и давлением p в контактном слое, учитывающая параметры, известные конструктору на стадии проектирования. В дальнейшем она уточнена с участием автора и получила вид:

$$\frac{\delta}{Ra} = c_0 \varepsilon \sqrt{\frac{p}{E}}, \quad (3)$$

где $Ra = (Ra_1^2 + Ra_2^2)$ – приведенный параметр шероховатости, Ra_1, Ra_2 – средние арифметические высоты микронеровностей контактирующих поверх-

ностей деталей, $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости, c_0 – коэффициент, учитывающий взаимное расположение микронеровностей, ε – коэффициент влияния масштаба, учитывающий влияние волнистости и отклонений формы («масштабный фактор»). Линеаризуя зависимость (3) в окрестности некоторого давления p , можно получить коэффициент нормальной податливости контактного слоя:

$$k = \frac{Ra \, c_0 \, \varepsilon}{2\sqrt{E p}}. \quad (4)$$

Эксперимент проводился на специально спроектированной и изготовленной установке, позволяющей нагружать набор образцов (колец с наружным диаметром $D = 55$ мм, внутренним диаметром $d = 35$ мм, торцовые поверхности которых были обработаны точением) в нормальном и касательном направлениях, а также измерять сближения под действием нормальной нагрузки и смещения под действием касательной нагрузки. В качестве параметра шероховатости контролировали среднюю арифметическую высоту микронеровностей Ra , которая измерялась для обеих поверхностей каждого кольца профилометром TR-220.

Экспериментальная установка (Рисунок 1, а) состояла из диска 1 и втулки 2, между которыми зажимают набор образцов (колец) 3. Кольца 3 и втулка 2 для их радиального центрирования были надеты на центрирующую трубку 4. Поверхности диска и втулки, контактирующие с кольцами, имели параметр шероховатости $Ra = 2,5$ мкм. Во втулке 2 закреплялись держатели индикаторов 5. К держателям присоединяли цифровые индикаторы часового типа 6, ножки которых касались торцевой поверхности диска 1, что позволяло измерять осевое сближение поверхностей диска и втулки 2, обращенных к кольцам. Для нагружения установки осевой силой использован болт 7, на который навинчивается гайка 8. Для измерения силы затяжки болта и, соответственно, силы, нагружающей образцы, в растягивающуюся часть болта 7 со стороны его головки был вклеен тензорезистор.

Серия экспериментов проходила в два этапа. Первый этап был посвящен определению коэффициентов нормальной податливости стыка. По результатам 12 измерений при силах затяжки болта от 1 000 до 12 000 Н были определены параметры зависимости (1) и соответствующие им экспериментальные значения коэффициентов нормальной податливости.

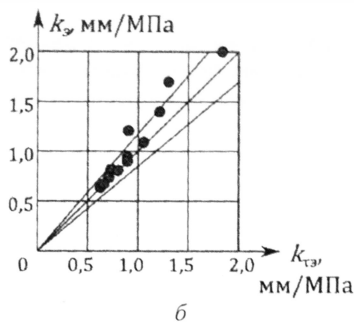
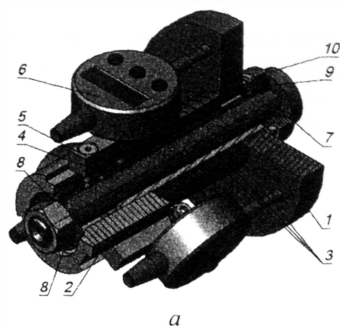


Рисунок 1.

Экспериментальная установка (а) и сопоставление экспериментально полученных коэффициентов касательной податливости с экспериментально полученными коэффициентами нормальной податливости контактного слоя (б)

Второй этап эксперимента был посвящен определению коэффициентов касательной податливости. Нагружение производилось крутящим моментом, а для оценки касательных смещений измеряли угол поворота диска 1 относительно втулки 2. Чтобы передать на соединение крутящий момент без создания радиальной силы, полностью собранная экспериментальная установка закреплялась на токарном станке модели 16К20 путем закрепления диска 1 в патроне шпинделя и втулки 2 в патроне пиноли задней бабки. К патрону на шпинделе станка для создания крутящего момента был прикреплен рычаг, к концу которого подвешивали требуемое число грузов. Для определения углов поворота диска 1 относительно втулки 2 измерялось окружное смещение кулачка патрона на шпинделе при помощи цифрового индикатора часового типа. По результатам второго этапа экспериментов методом наименьших квадратов были определены экспериментальные значения коэффициентов касательной податливости контактного слоя.

На Рисунке 1, б точками представлены значения, полученных экспериментально, коэффициентов касательной податливости контактного слоя. Из анализа графика следует, что для контакта стальных заготовок при параметре шероховатости контактирующих поверхностей $Ra = 2,5$ мкм отклонение коэффициента касательной податливости от коэффициента нормальной податливости контактного слоя составляет менее 15% с доверительной вероятностью 0,85. Таким образом, для уточнения существующих методик расчета неподвижных соединений деталей машин при повторном нагружении можно использовать следующую зависимость:

$$\delta_{\tau} = \frac{Rac_0 \varepsilon}{2\sqrt{Ep}} \tau, \text{ при } \tau \leq pf. \quad (5)$$

В третьей главе описаны математическая модель и предложенная методика расчета соединений с натягом, учитывающая податливость вала, втулки и

контактного слоя между ними. Приведены формулы для оценки распределения: силовых факторов (изгибающих и крутящего моментов, радиальных и осевой сил) по длине соединения, напряжений и касательных смещений по поверхности контактного слоя, перемещений вала относительно втулки (прогибов, углов поворота сечений, угла закручивания, растяжения вдоль оси вала) по длине соединения. Предложена методика определения форм и размеров областей локальных проскальзываний, а также максимальных циклических нагрузок, при которых не появится фреттинг. Разработанные зависимости подтверждены сравнением результатов расчетов с результатами исследований Е.С. Гречищева, З.М. Левиной и Д.Н. Решетова, В.И. Максака, Н. Хойслера.

Рассмотрим соединение с натягом (Рисунок 2, а), образованное валом 1 с наружным диаметром d , внутренним диаметром d_1 и втулкой 2 с наружным диаметром d_2 , нагруженное некоторой системой сил и моментов (в том числе распределенных по длине соединения). Нагрузка между валом и втулкой передается через контактный слой 3, образованный шероховатыми поверхностями вала и втулки.

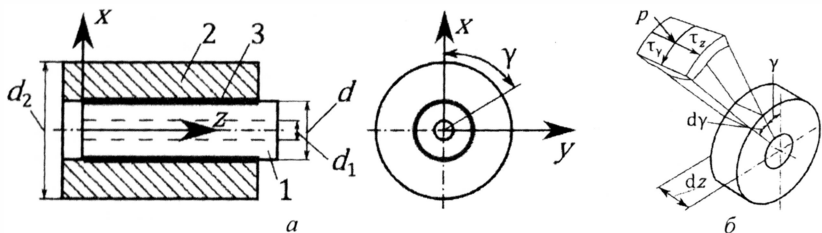


Рисунок 2.

Соединение с натягом: а) расчетная схема; б) нагрузки, создаваемые на участок вала контактным слоем

При выводе формул приняты допущения, что: давление в каждой точке контактного слоя после запрессовки одинаково; предварительные касательные напряжения в контактном слое отсутствуют; изменения толщины вала и втулки, обусловленные действием растягивающих (сжимающих) сил, незначительны и они не влияют на сближение в контактном слое; не учитывается концентрация напряжений на концах соединения, возникающая из-за резкого изменения геометрии деталей.

Давление p_0 связано, согласно исследованиям Д.Н. Решетова и А.С. Иванова, с измеренным диаметральной натягом N :

$$N = p_0 d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) + 2\delta_0, \quad (6)$$

где первое слагаемое – это формула Ляме, характеризующая диаметральные деформации абсолютно гладких поверхностей, а второе слагаемое – два радиальных сближения $\delta_0 = Rac_0 \epsilon (p_0/E)^{0.5}$ в контактном слое. В выражении обозначено: E_1, E_2 – модули упругости материалов вала и втулки; $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ –

приведенный модуль упругости; $Ra = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{0.5}$ – параметр шероховатости; Ra_1, Ra_2 – средние арифметические высоты микронеровностей контактирующих поверхностей вала и втулки; μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки; C_1, C_2 – коэффициенты вала и втулки.

После нагружения соединения системой сил и моментов изменится распределение давления и касательных напряжений в контактном слое. Выделим в контактном слое элементарный участок с размерами (dz, dy) на расстоянии (z, γ) от начала координат. В общем случае, в каждой точке контактного слоя действуют на вал давление $p(z, \gamma)$, окружная $\tau_\gamma(z, \gamma)$ и осевая $\tau_z(z, \gamma)$ составляющие касательного напряжения (Рисунок 2, б). Согласно формулам (3), (5), давления p , окружные τ_γ и осевые τ_z составляющие касательных смещений в контактном слое связаны со сближениями δ и касательными смещениями $\delta_{\tau\gamma}, \delta_{\tau z}$. Обозначим $k_{\tau 0} = 0,5 R a C_0 \epsilon / (E p_0)^{0.5}$ – коэффициент касательной податливости контактного слоя при давлении p_0 .

Сближение δ и касательные смещения $\delta_{\tau\gamma}, \delta_{\tau z}$ в каждой точке контактного слоя зависят от деформаций вала и втулки. Эти деформации удобно описать шестью функциями: $u(z) = u'(z) + u''(z)$ – прогиб вала относительно втулки по вертикальной оси x , состоящий из прогиба вследствие изгиба в вертикальной плоскости u' и прогиба вследствие сдвига в вертикальной плоскости u'' ; $v(z) = v'(z) + v''(z)$ – прогиб вала относительно втулки по горизонтальной оси y , состоящий из прогиба вследствие изгиба в горизонтальной плоскости v_1 и прогиба вследствие сдвига в горизонтальной плоскости v'' ; $\alpha(z)$ – угол поворота поперечных сечений вала относительно втулки вследствие изгиба в горизонтальной плоскости; $\beta(z)$ – угол поворота поперечных сечений вала относительно втулки вследствие изгиба в вертикальной плоскости; $\varphi(z)$ – угол закручивания вала относительно втулки; $w(z)$ – растяжение вала относительно втулки на оси вала.

Сближение в контактном слое δ зависит от прогибов u, v вала относительно втулки и начального сближения от запрессовки δ_0 ; окружная составляющая касательного смещения в контактном слое $\delta_{\tau\gamma}$ зависит от прогибов u, v вала относительно втулки и угла закручивания φ вала относительно втулки; осевая составляющая касательного смещения в контактном слое $\delta_{\tau z}$ зависит от относительного растяжения (сжатия) волокон вследствие изгиба вала и втулки, а также от удлинения вала w на его оси:

$$\begin{cases} \delta(z, \gamma) = \delta_0 + u(z) \cos \gamma + v(z) \sin \gamma; \\ \delta_{\tau\gamma}(z, \gamma) = u(z) \sin \gamma - v(z) \cos \gamma - \frac{d}{2} \varphi(z); \\ \delta_{\tau z}(z, \gamma) = \frac{d}{2} (\beta(z) \cos \gamma + \alpha(z) \sin \gamma) - w(z). \end{cases} \quad (7)$$

После ряда преобразований получаем следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 \alpha}{dz^2} - \lambda_M \left(\frac{1}{\lambda_F} + \frac{\pi d^3}{8k_{\tau 0}} \right) \alpha(z) + \frac{\lambda_M}{\lambda_F} \frac{dv}{dz} + \frac{\pi d^2 \lambda_M}{4k_{\tau 0} \delta_0} v(z) w(z) = G_\alpha(z); \\ \frac{d^2 \beta}{dz^2} - \lambda_M \left(\frac{1}{\lambda_F} + \frac{\pi d^3}{8k_{\tau 0}} \right) \beta(z) + \frac{\lambda_M}{\lambda_F} \frac{du}{dz} + \frac{\pi d^2 \lambda_M}{4k_{\tau 0} \delta_0} u(z) w(z) = G_\beta(z); \\ \frac{d^2 u}{dz^2} - \frac{d\beta}{dz} - \frac{\pi d \lambda_F}{k_{\tau 0}} \left[u(z) - \frac{d}{4\delta_0} \varphi(z) v(z) \right] = G_u(z); \\ \frac{d^2 v}{dz^2} - \frac{d\alpha}{dz} - \frac{\pi d \lambda_F}{k_{\tau 0}} \left[v(z) + \frac{d}{4\delta_0} \varphi(z) u(z) \right] = G_v(z); \\ \frac{d^2 w}{dz^2} - \frac{\pi d \lambda_w}{k_{\tau 0}} \left[w(z) - \frac{d}{4\delta_0} [v(z)\alpha(z) + u(z)\beta(z)] \right] = G_a(z); \\ \frac{d^2 \varphi}{dz^2} - \frac{\pi d^3 \lambda_\varphi}{4k_{\tau 0}} \varphi(z) = G_\varphi(z), \end{array} \right. \quad (8)$$

где $G_\alpha(z)$, $G_\beta(z)$, $G_u(z)$, $G_v(z)$, $G_a(z)$, $G_\varphi(z)$ – функции, зависящие от внешних нагрузок, действующих на соединение;

$$\left\{ \begin{array}{l} G_\alpha(z) = \lambda_{M1} m_{x2}(z) - \lambda_{M2} m_{x1}(z) + \left(\lambda_{M2} - \frac{\lambda_M}{\lambda_F} \lambda_{F2} \right) F_{y\Sigma}(z); \\ G_\beta(z) = \lambda_{M1} m_{y2}(z) - \lambda_{M2} m_{y1}(z) + \left(\lambda_{M2} - \frac{\lambda_M}{\lambda_F} \lambda_{F2} \right) F_{x\Sigma}(z); \\ G_u(z) = \lambda_{F2} f_{x2}(z) - \lambda_{F1} f_{x1}(z); \\ G_v(z) = \lambda_{F2} f_{y2}(z) - \lambda_{F1} f_{y1}(z); \\ G_a(z) = \lambda_{w2} f_{a2}(z) - \lambda_{w1} f_{a1}(z); \\ G_\varphi(z) = \lambda_{\varphi 2} t_2(z) - \lambda_{\varphi 1} t_1(z). \end{array} \right. \quad (9)$$

Внешние нагрузки, действующие на соединение, известные к началу расчета – это: $F_{x\Sigma}(z)$, $F_{y\Sigma}(z)$ – радиальные силы; $F_{a\Sigma}(z)$ – осевая сила; $M_{x\Sigma}(z)$, $M_{y\Sigma}(z)$ – изгибающие моменты; $T_\Sigma(z)$ – крутящий момент; $f_{x1}(z)$, $f_{x2}(z)$, $f_{y1}(z)$, $f_{y2}(z)$ – распределенные радиальные силы, действующие на вал и втулку; $f_{a1}(z)$, $f_{a2}(z)$ – распределенные осевые силы, на вал и втулку; $m_{x1}(z)$, $m_{x2}(z)$, $m_{y1}(z)$, $m_{y2}(z)$ – распределенные изгибающие моменты, действующие на вал и втулку; $t_1(z)$, $t_2(z)$ – распределенные крутящие моменты, действующие на вал и втулку. Факторы, характеризующие внутренние нагрузки на валу и подлежащие определению в каждом z -м сечении: $F_x(z)$, $F_y(z)$ – радиальные силы, воспринимаемые валом; $F_a(z)$ – осевая сила, воспринимаемая валом; $M_x(z)$, $M_y(z)$ – изгибающие моменты, воспринимаемые валом; $T(z)$ – крутящий момент, воспринимаемый валом.

Податливость контактного слоя и самих деталей характеризуют: $k_{\tau 0} = 0,5 R a c_0 \varepsilon / (E p_0)^{0,5}$ – коэффициент податливости контактного слоя после запрессовки; $\lambda_{E\lambda} = (E_1 A_1)^{-1} + (E_2 A_2)^{-1}$ – коэффициент, податливости вала и втулки при растяжении-сжатии, где $A_1 = \pi(d^2 - d_1^2)/4$, $A_2 = \pi(d_2^2 - d^2)/4$ – площади сечений вала и втулки, мм²; $\lambda_{GI} = (2G_1 I_1)^{-1} + (2G_2 I_2)^{-1}$ – коэффициент крутильной податливости вала и втулки, где $I_1 = \pi(d^4 - d_1^4)/64$, $I_2 = \pi(d_2^4 - d^4)/64$ – моменты инерции сечений вала и втулки, $G_1 = E_1/2(1 + \mu_1)$, $G_2 = E_2/2(1 + \mu_2)$ – модули упругости второго рода материалов вала и втулки; $\lambda_{EI} = (E_1 I_1)^{-1}$

$^1 + (E_2 I_2)^{-1}$ – коэффициент изгибной податливости вала и втулки; $\lambda_{GA} = K_1 / (G_1 A_1) + K_2 / (G_2 A_2)$ – коэффициент податливости вала и втулки при сдвиге от действия радиальных сил, где K_1, K_2 – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения касательных напряжений в поперечных сечениях вала и втулки.

Граничные условия системы (8) можно получить в точках z_i , где известны нагрузки на валу $M_x, M_y, F_x, F_y, T, F_a$ (на концах соединения). В ряде частных случаев система (8) может быть упрощена и решена аналитически. В диссертации приводится аналитическое решение для соединения с натягом, передающего крутящий момент. В общем случае система дифференциальных уравнений (8), (9) нелинейная и может быть решена численно методом, описанным в диссертации. В результате ее решения определяются функции перемещений вала относительно втулки: $u(z), v(z), \alpha(z), \beta(z), \varphi(z), w(z)$. После этого может быть определено распределение нагрузок по длине вала интегрированием уравнений равновесия элементарного участка вала. Нагрузки на втулке в каждом сечении можно определить, вычитая нагрузки, действующие на вал, из нагрузок, действующих на соединение в целом.

Рассмотрим соединение с натягом параметрами: $d = 30$ мм, $d_1 = 10$ мм, $d_2 = 50$ мм, $L = 40$ мм, $p_0 = 10$ МПа, $F_e = 2 \cdot 10^3$ Н, $M_e = 80$ Н·м, $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ (Рисунок 3, а), нагруженное радиальной силой и изгибающим моментом. На Рисунке 3, б приведены эпюры распределения изгибающих моментов на валу, рассчитанные по предлагаемой методике: линия 1 соответствует распределению изгибающего момента $M_{\Sigma}(z)$ по длине соединения в целом; 2 – распределение изгибающего момента $M_x(z)$ по валу; 3 – распределение изгибающего момента по валу, воспринимаемое перераспределением давления и окружными составляющими касательных напряжений в контактном слое; 4 – распределение изгибающего момента $M_{yp}(z)$ по валу, воспринимаемое только перераспределением давления в контактном слое. Таким образом область между линиями 2 и 3 соответствует изгибающему моменту на валу $M_{\Sigma}(z)$, воспринимаемому осевыми составляющими касательных напряжений, а область между линиями 3 и 4 соответствует изгибающему моменту на валу $M_{yp}(z)$, воспринимаемому окружными составляющими касательных напряжений.

По результатам расчета ряда соединений при $d = 30 \div 80$ мм с различными натягами, $Ra = 1,6 \div 3,2$ мкм, $L = 0,8d \div 1,5d$ установлено, что осевыми составляющими касательных напряжений воспринимается более 70% передаваемого изгибающего момента. Это согласуется с исследованиями Н. Хойслера, получившим аналогичные результаты методом конечных элементов.

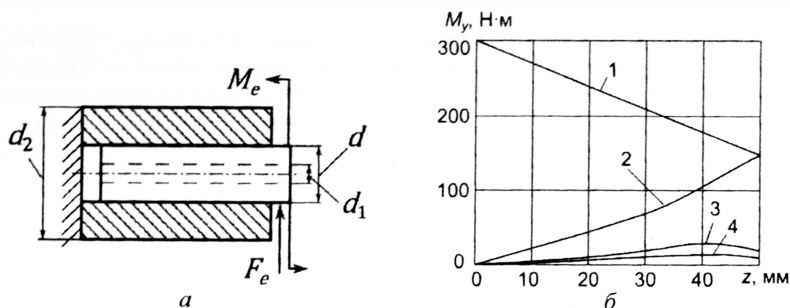


Рисунок 3.

Соединение с натягом с, нагруженное радиальной силой и изгибающим моментом а) расчетная схема; б) распределение изгибающих моментов в соединении с натягом

С учетом этого в работе предложена формула для оценки необходимого давления в соединении с натягом, обеспечивающего несдвигаемость, учитывающая ослабление соединения действием циклически изменяющегося изгибающего момента:

$$\pi d L p f > \sqrt{\left(F_a + \frac{\pi m_z}{d} M\right)^2 + \left(\frac{2}{d} T + \frac{2 m_y}{L} M\right)^2},$$

где m_y , m_z – доли изгибающего момента, передаваемые за счет окружных и осевых составляющих касательных напряжений в контактном слое, определяемые по таблицам, приведенным в работе. Установлено, что если принять $m_z = 1$, а $m_y = 0$, то будет получена приближённая величина необходимого давления, причём превышение этого давления над более точным, найденным с учётом действительных значений m_y , m_z , идёт в запас прочности соединения.

На интенсивность фреттинга влияет давление p и величина остаточных смещений Δ – разница между смещением вала относительно втулки в контактном слое и максимальным упругим смещением, которое может быть реализовано при данном давлении. Для соединения с расчетной схемой на Рисунке 3, а при коэффициенте трения $f = 0,2$ такое распределение фактора $p \cdot \Delta$ приведено на Рисунке 4.

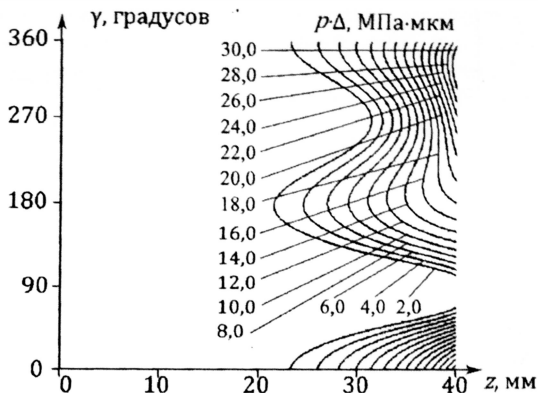


Рисунок 4.

Интенсивность фреттинга на поверхности соединения

В четвертой главе описаны математическая модель и предложенная методика расчета фрикционных и резьбовых соединений, учитывающая податливости сопрягаемых деталей и контактного слоя между ними. Приведены формулы для оценки параметров перегиба и поворота деталей, распределения давлений, касательных напряжений, нормальных сближений и касательных смещений по поверхности контактного слоя. Предложена методика определения форм и размеров областей локальных проскальзываний, а также максимальных циклических нагрузок, при которых фреттинг не проявится на всей поверхности соединения. Разработанные зависимости подтверждены сравнением результатов расчетов с результатами экспериментальных исследований К.В. Вотинова.

Рассмотрим соединение, образованное упругими телами высотами h_1 и h_2 с плоскопараллельными нижней и верхней поверхностями. Контактный слой образуют шероховатые поверхности тел номинальной площадью контакта A со средней высотой микронеровностей Ra . В расчетах приняты допущения, что: детали, образующие соединение, облают большой изгибной жесткостью в плоскостях, перпендикулярных плоскости стыка; давление в каждой точке контактного слоя после затяжки соединения одинаково (до нагружения внешними факторами); концентрацией напряжений на концах соединения пренебрегаем. Образцы нагружаем (Рисунок 5, а) центрально приложенной сжимающей силой F_z и тремя моментами: M_x , M_y – опрокидывающие, действующие соответственно в плоскостях yOz и xOz ; T – вращающий, действующий в плоскости xOy . В предположении, что верхняя и нижняя поверхности соединения останутся плоскими, полное сближение этих поверхностей можно описать функцией:

$$\delta(x, y) = \delta_c + \alpha x + \beta y, \quad (10)$$

где α , β – углы перегиба соединения вокруг осей y , x ; δ_c – сближение в начале координат.

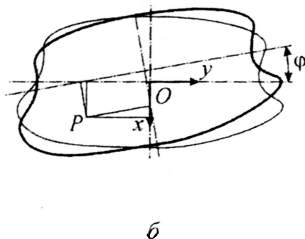
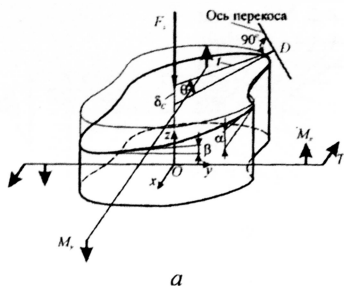


Рисунок 5.

Расчетная схема фрикционного соединения: при перекосе (а), повороте (б)

Распределение давления в контактном слое может быть описано формулой:

$$p(x, y) = \frac{1}{4k_d^2} \left[\sqrt{k_k^2 + 4k_d \delta(x, y)} - k_k \right]^2, \quad (11)$$

где $k_k = Ra c_0 \epsilon / E^{0.5}$ – параметр податливости контактного слоя, $k_d = h_1/E_1 + h_2/E_2$ – параметр податливости деталей. Подставляя (10), (11) в систему уравнений равновесия соединения, получаем систему нелинейных уравнений, решением которой будут параметры перекоса α, β, δ . Если ось перекоса (линия, на которой $\delta(x, y) = 0$), пересекает контактную поверхность, то в соединении возникает раскрытие стыка.

Если после нагружения силой F_z и моментами M_x, M_y приложить к образцу в плоскости стыка вращающий момент T , то образец повернется на угол φ вокруг полюса поворота P с координатами x_p, y_p . При этом полюс поворота (Рисунок 5, б) сместится относительно центра масс поверхности контакта в сторону большего давления. Смещение увеличивается с увеличением опрокидывающих моментов. Положение полюса поворота (x_p, y_p) может быть определено по формулам:

$$x_p = \frac{\iint_A \sqrt{p(x, y)} x dA}{\iint_A \sqrt{p(x, y)} dA}; \quad y_p = \frac{\iint_A \sqrt{p(x, y)} y dA}{\iint_A \sqrt{p(x, y)} dA}. \quad (12)$$

Угол поворота деталей друг относительно друга может быть определен по формуле:

$$\varphi = \frac{0,5k_k T}{\iint_A \sqrt{p(x, y) [(x - x_p)^2 + (y - y_p)^2]} dA}. \quad (13)$$

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Экспериментально установлено, что отклонение коэффициента касательной податливости от коэффициента нормальной податливости контактного слоя составляет менее 15% с доверительной вероятностью 0,85. Таким образом, уста-

новлена взаимосвязь между упругими касательными смещениями и касательными напряжениями в контактном слое, учитывающая параметры геометрии деталей, материалов деталей, которая позволяет уточнить существующие методики расчета прочности и жесткости неподвижных соединений учетом нормальной и касательной податливости контактного слоя, а также разработать методы оценки фреттинга неподвижных соединений.

2. Установлено, что большая часть (70–95%) изгибающего момента в соединении с натягом передаётся осевыми составляющими касательных напряжений в контактном слое. Отсюда следует, что нагружение соединения с натягом изгибающим моментом снижает предельные крутящий момент и осевую нагрузку, передаваемые соединением, что не учитывается в существующих методиках расчета. Поэтому расчет соединения с натягом по разработанным в диссертации формулам будет способствовать повышению работоспособности соединения.

3. Предложенная методика расчета соединений с натягом позволяет определять функции распределения относительных прогибов, углов поворота сечений, угла закручивания и растяжения вдоль оси в общем случае нагружения, обусловленные податливостью вала, втулки и контактного слоя между ними, что необходимо при проектировании точного оборудования.

4. Установлено, что крутящий момент, передаваемый соединением с натягом без возникновения локальных проскальзываний, может составлять 6–55% от предельного момента, передаваемого соединением. Для его увеличения следует уменьшать длину соединения и увеличивать шероховатость сопрягаемых поверхностей. Предельный крутящий момент, передаваемый соединением с натягом без возникновения локальных проскальзываний, максимален, если крутильные жесткости вала и втулки равны. Использование предложенной методики позволит обеспечить отсутствие фреттинга в соединениях с натягом, передающих циклическую нагрузку, или свести к минимуму повреждения, обусловленные фреттингом, что повысит надежность проектируемого оборудования.

5. Установлено, что нелинейная взаимосвязь между сближением и давлением в контактном слое, образованном шероховатыми поверхностями фрикционных и резьбовых соединений, нагруженных системой моментов, приводит к смещению оси перегиба и полюса поворота соединения относительно центра масс поверхности контакта. Приведенные в диссертации формулы позволяют определять упругие смещения узлов оборудования, что необходимо для прогнозирования точности машин на стадии их проектирования.

6. Приведенная в диссертации методика позволяет определить границы областей локальных проскальзываний, что необходимо для проектирования надежных соединений, передающих циклически изменяющуюся нагрузку в плоскости стыка или свести к минимуму повреждения, обусловленные фреттингом, что повысит надежность проектируемого оборудования.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Иванов А.С., Ермолаев М.М., Геча В.Я., Половинкина Т.В. Колебания резьбовых соединений с собственной частотой, обусловленной контактной жесткостью стыка // Вестник машиностроения. 2008. №12. С. 23–25.
2. Иванов А.С., Ермолаев М.М. Работа соединения с натягом при передаче соединением изгибающего момента // Вестник машиностроения. 2009. №5. С. 45–48.
3. Иванов А.С., Ермолаев М.М. Работа соединения, нагруженного сдвигающей силой /Межвуз. сб. научн. трудов, вып. 2 «Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования». Тверь: ТГТУ. 2009. С. 4 – 9
4. Иванов А.С., Ермолаев М.М. Влияние податливости контактного слоя ремня на тяговую способность плоскоременной передачи // Вестник машиностроения. 2009. №11. С. 35 – 39.
5. Иванов А.С., Ермолаев М.М. Нагружение сдвигающей силой соединения болтами, установленными с зазором // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. 2010. №1. С. 54–56.
6. Работа соединения с натягом при нагружении крутящим моментом / Ермолаев М.М. [и др.] // Вестник машиностроения. 2010. №3. С. 30–34.
7. Иванов А.С., Ермолаев М.М. Локальное проскальзывание в соединении с натягом при нагружении крутящим моментом // Вестник машиностроения, 2010. №6. С. 46–50.
8. Исследование и расчет резьбового соединения мотор-редуктора с рамой / Ермолаев М.М. [и др.] // Вестник машиностроения. 2011. №2. С. 65–68.
9. Иванов А.С., Ермолаев М.М. Касательная податливость шероховатого слоя // в кн.: Современные проблемы механики. Тезисы докладов международной конференции, посвященной 100-летию Л.А. Галина. М.: ИПМех РАН, 2012.С. 37.
- 10.Ермолаев М.М., Иванов А.С. Влияние волнистости шероховатых поверхностей на их контактную жесткость // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 13. С. 8–16.
11. Иванов А.С., Ермолаев М.М. Касательная податливость шероховатого слоя// Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 13. С. 23–25.
12. Расчет деформаций фрикционного соединения, нагруженного сжимающей силой и произвольной системой моментов / Ермолаев М.М. [и др.] // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 17–19.
- 13.Ермолаев М.М., Иванов А.С.Соединение с натягом, нагруженное осевой и радиальными силами, крутящим и изгибающими моментами.// СОВРЕМЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ: НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ: материалы 4-й Международной научно-практической конференции / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. С. 358 – 369.