

На правах рукописи



Кожевников Владимир Федорович

**АНАЛИТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ
БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА,
ПЕРЕДАЮЩИХ УСИЛИЕ СРЕЗА**

Специальность 01.02.06.

«Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Москва 2019

Работа выполнена в ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» Министерства науки и высшего образования Российской Федерации.

Научный консультант: доктор технических наук, профессор

Фирсанов Валерий Васильевич

Официальные оппоненты:

Сироткин Олег Сергеевич, член-корреспондент РАН, профессор, доктор технических наук, президент Национальной технологической палаты;

Романов Александр Никитович, профессор, доктор технических наук, заведующий отделом Конструкционного материаловедения Института машиноведения Российской академии наук (ИМАШ РАН);

Морозов Евгений Михайлович, профессор, доктор технических наук, профессор кафедры «Физика прочности» Московского физико-технического института (МИФИ).

Ведущая организация: ФГУП «Центральный аэрогидродинамический институт м. проф. Н.Е.Жуковского» (ЦАГИ), г. Жуковский, Московская область.

Защита состоится 16 октября 2019 года в 15⁰⁰ на заседании диссертационного совета Д. 212.125.05 при ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)», расположенном по адресу: 125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, дом 4, МАИ.

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

https://mai.ru/events/defence/doctor/index.php?ELEMENT_ID=104453.

Автореферат разослан «___» _____ 2019 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета



Федотенков Григорий Валерьевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Болтовые соединения продолжают в настоящее время оставаться основным видом соединений элементов силовых конструкций планера самолета, особенно в конструкциях, передающих усилие среза. Такие соединения, зачастую, являются узлами, определяющими прочность и надежность всей конструкции. Наиболее простым примером таких соединений являются различного рода шарнирно-болтовые, либо иные соединения типа вилка-проушина, используемые в различных механизмах управления. В более сложных условиях работы находится контактная цилиндрическая пара болт-стенка отверстия (на практике ее называют силовая точка) в болтовых соединениях, работающих на срез и выполняемых рядами крепежных элементов. Наиболее характерными типами таких соединений являются: стык крыла с центропланом тяжелого самолета, узел крепления лопасти винта вертолета, а также большое разнообразие стыковочных узлов панелей или листов обшивки на силовом каркасе.

Как показывает практика эксплуатации и ресурсных испытаний авиационной техники, подавляющее большинство повреждений конструкций обусловлено возникновением усталостных трещин на кромках болтовых отверстий. При этом зарождение усталостной трещины в соединениях, работающих на срез, возможно только в плоскости среза соединения, что существенно затрудняет своевременное ее обнаружение даже наиболее современными средствами дефектоскопии, особенно в соединениях с массивными соединяемыми элементами, таких, например, как узлы стыка отъемной части крыла с центропланом тяжелого самолета.

Объективные трудности, связанные с обеспечением эффективного контроля, как возникновения, так и роста усталостной трещины в наиболее критических зонах наиболее ответственных стыков в процессе эксплуатации летательного аппарата, могут привести в итоге к разрушению всей конструкции.

В этой связи проблема развития и совершенствования наиболее достоверных методов расчета локального напряженно-деформированного состояния шарнирно-болтовых соединений и зон болтовых отверстий многорядных

стыков, как основы обеспечения их прочности и надежности еще на этапе проектирования, приобретает в настоящее время первостепенное значение.

Расчеты на прочность и жесткость многорядных стыков, при условии, что передаваемые ими усилия известны, можно представить состоящими из следующего ряда взаимосвязанных и последовательно выполняемых этапов:

1. Расчет распределения усилий по рядам, основой которого является определение местной податливости связи;

2. Расчет распределения погонной контактной нагрузки и деформаций взаимного упругого деформирования контактирующих поверхностей элементов болтового соединения, необходимых для определения местной податливости;

3. Расчет распределения радиальных напряжений по всей поверхности контакта болт-стенка отверстия в наиболее нагруженных силовых точках;

4. Расчет локального напряженного состояния зоны наиболее нагруженных болтовых отверстий.

На основании этих расчетов определяют наиболее критические зоны стыка с оценкой его статической прочности и циклической долговечности, что необходимо для рационального проектирования конструкции.

Все вышеперечисленные этапы расчета в явной или неявной форме содержат одну проблему – наличие достоверного аналитического решения о контактном взаимодействии крепежных элементов со стенками отверстий в соединяемых элементах. Это решение состоит из следующих основных конкретных задач: расчет распределения погонной контактной нагрузки по толщине стыкуемого элемента; расчет распределения радиальных напряжений по всей поверхности контакта и распределения по этой же поверхности величин взаимных упругих деформаций обеих контактирующих деталей.

Вопросам обеспечения прочности и надежности шарнирно-болтовых соединений посвящено большое количество исследований (Б.В.Бойцов, А.И.Ендогур, И.П.Сухарев, О.С.Сироткин, W.Barrois, P.S.Theocarlis и ряд других авторов). Исследованиям, связанным с вопросами прочности многорядных

стыков, работающих на срез, посвящены работы С.И. Галкина, В.И.Гришина, А.И.Ярковца, I.Arnovlevich, W.Barrois, T.Jong и других авторов.

В этих работах для расчета распределения погонной контактной нагрузки (пространственная постановка) применяли математический аппарат теории балки, лежащей на упругом основании, для чего реальную стенку отверстия моделировали системой пружинок (упругая постель). Для соединений металлических конструкций эта модель довольно далекая от реальности, не сможет обеспечить достоверного решения, т.к. она заведомо исключает из рассмотрения упругие деформации контактной поверхности соединительного элемента.

В последнее время для решения задачи о контактном взаимодействии элементов болтовых соединений, работающих на срез, использовали метод конечных элементов (В.И.Гришин, О.С.Сироткин, T. Jong, V. Kradinov и др.). В этих работах контактная поверхность соединительного элемента также рассматривалась как несминаемая, вследствие чего основными объектами этих исследований являлись, преимущественно, металлокомпозитные стыки.

Расчет распределения радиальных напряжений вдоль дуги контакта (плоская постановка) до настоящего времени был основан на решении задачи о давлении диска на стенку отверстия в прямоугольной пластине, кромки которой свободны от нагрузок (И.Я.Штаерман, М.И.Теплый, М.З.Народецкий, В.В.Панасюк, W.G.Bickley, E.Knight, P.S.Theocaris, и ряд других авторов). Такая постановка задачи соответствует условиям работы единичной силовой пары (шарнирно-болтовое соединение), но в значительной степени не отвечает условиям работы произвольной силовой точки в многорядных стыках.

Экспериментально, методами фотоупругости, такую же плоскую задачу решали В.П.Нетребко, И.П.Сухарев, Б.Н.Ушаков, E.G.Cocer, H.T.Jessop и др. Публикаций об экспериментальных исследованиях этой задачи в пространственной постановке диссертантом не обнаружено.

Из приведенного в работе анализа публикаций, посвященных исследованию напряженно-деформированного состояния элементов болтовых соединений, передающих усилие среза, следует, что наименее разработанной является

проблема контактного взаимодействия крепежного элемента со стенками отверстий в соединяемых деталях, а именно она, как основная ступень расчетов, определяет достоверность всех последующих этапов расчета.

В диссертации разработан новый подход к решению этой проблемы, при этом расчетная схема максимально приближена к условиям работы реального прототипа. В работе получены аналитические решения о распределении погонной контактной нагрузки и радиальных напряжений по всей поверхности контакта болта со стенками отверстий, дано решение о местной податливости связи, на основании которого разработан метод расчета распределения усилий по рядам многорядных стыков. Кроме того, разработаны методики и выполнен большой объем экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния элементов болтовых соединений на их плоских и объемных моделях оптическими методами, позволивших, с одной стороны, упростить получение аналитических решений, а с другой – подтвердить их достоверность.

Актуальность работы обусловлена, с одной стороны, широкой распространенностью болтовых соединений, работающих на срез, в конструкции планера самолета, причем, зачастую, в наиболее ответственных силовых узлах, а с другой стороны, с недостаточной разработанностью проблемы расчета контактного взаимодействия болта со стенками отверстий в соединяемых элементах. Последнее существенным образом сказывается на достоверности всех последующих этапов расчетов на прочность и на осуществлении рационального проектирования таких соединений.

Целью диссертационной работы является разработка аналитических методов расчета контактного взаимодействия болта со стенками отверстий в соединяемых деталях, включающих в себя распределение погонной контактной нагрузки и радиальных контактных напряжений. Эти параметры являются основой для более достоверного расчета локального напряженного состояния зоны болтового отверстия, необходимого, в свою очередь, для оценки прочности наиболее сложных и ответственных болтовых соединений летательного аппарата, передающих усилие среза.

Достижение этой цели обеспечивается разработкой теоретических основ и созданием математической модели контактного взаимодействия соединительного элемента со стенками отверстий в соединяемых элементах при максимальном приближении расчетной модели к натурному прототипу, а именно:

- рассматривается контакт болта с реальной стенкой отверстия, без замены ее упругим основанием;

- при расчете распределения радиальных контактных напряжений по дуге окружности, в расчетном элементе многорядного стыка учитывается не только давление самого болта, но и внутреннее усилие, обтекающее данный болт и сформированное усилиями рядов болтов, предшествующих данному ряду.

В качестве практической реализации решения проблемы контактного взаимодействия болта со стенками отверстий в стыкуемых элементах, как основы последующих этапов расчета, в диссертации решены следующие задачи:

- разработка, на основании полученных решений, аналитического метода расчета местной податливости связи;

- разработка метода расчета распределения усилий по рядам многорядных стыков, имеющих сложную конфигурацию.

Основная цель экспериментального раздела – осуществление оценки достоверности полученных в работе теоретических решений.

Методы исследования. Исследование контактного взаимодействия болта со стенками отверстий осуществляли, используя пространственную расчетную модель в виде элемента, выделенного в окрестности произвольной связи многорядного стыка двумя парами взаимно перпендикулярных сечений, равноудаленных от соседних связей. Плоская расчетная модель представляет собой произвольный слой единичной толщины, выделенный из пространственной модели в плоскости, перпендикулярной оси болта.

Разработка метода расчета радиальных контактных напряжений (плоская задача) основана на решениях механики твердого деформируемого тела, преобразованных для их упрощения путем использования некоторых характерных данных о напряженно-деформированном состоянии зоны отверстия, полу-

ченных экспериментом на плоской модели методами фотоупругости и муара.

Метод расчета погонной контактной нагрузки (пространственная задача) также основан на решениях механики твердого деформируемого тела, дополненных зависимостями, полученными при решении плоской задачи.

При разработке метода расчета местной податливости связи использовали зависимости, полученные при решении плоской и пространственной задач.

Метод расчета распределения нагрузки по рядам основан на решении о местной податливости связи и уравнениях совместности деформаций.

Экспериментальные исследования выполнены методами фотоупругости и муара на плоских и объемных моделях соединений.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- разработан принципиально новый подход к решению пространственных контактных задач для областей с круговыми границами, основанный на установлении аналитической зависимости между величинами взаимных упругих радиальных перемещений контактирующих поверхностей и возникающих при этом радиальных напряжений на поверхности контакта;

- в плоской постановке, впервые поставлена и решена задача о давлении диска на стенку отверстия пластины, произвольно нагруженной по ее кромкам, т.е. в наиболее общем случае такой задачи;

- на основании предложенного подхода, получено общее аналитическое решение о распределении радиальных напряжений по всей поверхности контакта диска со стенкой отверстия, в том числе и при наличии радиального натяга, решение дано в явном виде, а все входящие в него параметры определены;

- в пространственной постановке, в задаче о распределении погонной контактной нагрузки, впервые найдена зависимость между текущими значениями контактной нагрузки и прогибов оси соединительного элемента, исходя из которой выведено дифференциальное уравнение его изогнутой оси и дано его решение, получены уравнения, позволяющие рассчитать распределение погонной контактной нагрузки, которые даны в явном виде и замкнуты на толщине каждого из соединяемых элементов в одно - и двусрезных соединениях.

– впервые проведены экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния болтовых соединений оптическими методами на их плоских и объемных моделях, основанные на новых методических разработках, связанных с изготовлением и нагружением моделей, а также с выполнением оптических измерений и их обработкой; так, например, предложена новая методика определения отдельных значений радиальных и окружных напряжений непосредственно вдоль дуги контакта диска (болта) со стенкой отверстия;

– в качестве практической реализации выполненных теоретических разработок, получено принципиально новое решение для определения местной податливости связи, на основе которого разработан метод расчета распределения усилий по рядам поперечных стыков сложной конфигурации.

Достоверность и обоснованность результатов теоретического исследования обеспечивается применением известных решений механики твердого деформируемого тела, дополненных экспериментальными данными о напряженном и деформированном состоянии зоны контакта диска со стенкой отверстия в пластине. Теоретическое распределение погонной нагрузки и радиальных напряжений подтверждено экспериментальными данными, полученными на плоских и объемных моделях болтовых соединений. Достоверность экспериментальных результатов обеспечена применением всех известных способов снижения погрешности при измерении оптических величин, а также при разделении разностей главных напряжений в моделях. Для окончательной проверки точности результатов использовали (выборочно) условия равновесия диска.

Практическая значимость работы заключается в следующем:

– уравнения для расчета распределения погонной контактной нагрузки даны в явном безразмерном виде и замкнуты на толщине каждого из соединяемых элементов, что позволяет легко строить их эпюры с помощью компьютера при заданных механических и геометрических параметрах соединения;

– уравнения для расчета распределения радиальных контактных напряжений в любом произвольном слое соединения также позволяют легко строить эпюры этого распределения с помощью вычислительной техники;

- совместное использование этих решений позволяет получить распределение радиальных напряжений по всей поверхности контакта болт-стенка отверстия, на основании чего может быть рассчитано локальное напряженное состояние зоны болтового отверстия, например, численными методами;
- полученные в работе условия так называемого раскрытия стыка, позволяют осуществлять более достоверный расчет и проектирование соединений тонкостенных конструкций, обеспечивающих их герметичность;
- даны конкретные рекомендации по выбору рациональных соотношений толщин соединяемых элементов и диаметра болта;
- решение о местной податливости связи может быть использовано при определении жесткостных характеристик соединения;
- разработанная универсальная система уравнений может быть использована для оперативных расчетов распределения усилий по рядам многорядных стыков сложной конфигурации;
- методические разработки, выполненные в экспериментальном разделе диссертации, могут найти свое применение при решении различных иных аналогичных задач;
- данные о концентрации напряжений на кромках болтовых отверстий, равно как и о концентрации погонной контактной нагрузки, полученные в работе, могут быть использованы в прикидочных расчетах срезных соединений на прочность в процессе их проектировании.

На защиту выносятся следующие положения:

В теоретическом разделе это разработка теоретических основ и математической модели контактного взаимодействия болта со стенками отверстий в болтовых соединениях, работающих на срез. При этом расчетная модель максимально приближена к условиям работы реального прототипа, т.е. при контакте соединительного элемента с реальными стенками отверстий в соединяемых деталях и с учетом натяга и обтекающего болт усилия, действующего в многорядных стыках. Эта работа состоит из следующих этапов:

- получение аналитического решения о распределении радиальных напряжений по дуге контакта при давлении диска на стенку отверстия в пластине, нагруженной по кромкам произвольной системой сил в ее плоскости;
- получение аналитического решения о распределении погонной контактной нагрузки по толщине каждого из стыкуемых элементов в одно- и двусрезных соединениях;
- разработка новой методики расчета местной податливости связи;
- разработка нового метода расчета распределения усилий по рядам многорядных стыков сложной конфигурации.

В экспериментальном разделе на защиту выносятся разработка новых методик и результаты исследований напряженно-деформированного состояния элементов болтовых соединений на плоских и объемных моделях, осуществляемых оптическими методами, основные этапы которых состоят в следующем:

- создание стендов для нагружения плоских моделей, позволяющих прикладывать усилия одновременно к диску и к кромкам пластины при осуществлении вариации соотношений этих усилий в широких пределах;
- разработка методики разделения разностей главных напряжений непосредственно вдоль поверхности контакта диска со стенкой отверстия, что существенно повышает достоверность экспериментальных результатов;
- разработка методики проведения исследований по определению перемещений в плоских моделях методом муаровых полос;
- разработка методики и проведение исследований напряженного состояния объемных моделей болтовых соединений по методу «замораживания» деформаций для определения распределения погонной контактной нагрузки.

Апробация работы

Результаты экспериментальных исследований напряженного состояния плоских и пространственных моделей срезных болтовых соединений и их обобщение легли в основу издания «Руководящие технические материалы «Коэффициенты концентрации напряжений у болтовых отверстий в срезных соединениях авиационных конструкций», вып.8, изд. ЦАГИ.

Материалы по теме диссертации были доложены и получили одобрение на следующих конференциях и семинарах:

- научный семинар отдела прочности ЦНИИТМАШ (Москва, 2003),
- научный семинар ИМАШ РАН (Москва, 2013),
- научный семинар РУДН (Москва 2014),
- V Международный научный семинар «Динамическое деформирование и контактное взаимодействие тонкостенных конструкций при воздействии полей различной физической природы», (Москва, 2016),
- XXIII Международный симпозиум «Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред» (Москва, 2017),
- XXIV Международный симпозиум «Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред» (Москва, 2018).
- XXV Международный симпозиум «Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред» (Москва, 2019).

Основное содержание диссертации изложено в двух монографиях и 31 статье, 28 из которых опубликованы в научных изданиях из Перечня ВАК. Кроме того, по теме экспериментального раздела диссертации имеется авторское свидетельство на изобретение.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из трех разделов и включает в себя введение, восемь глав, заключение и список литературы. Общий объем работы – 284 страницы, в том числе 206 страниц текста, 94 рисунка, 6 таблиц, список литературы, включающий 108 наименований.

Основное содержание работы

Во введении обоснована актуальность темы исследования и оценена степень ее разработанности, сформулирована цель исследования, показана ее новизна и указаны пути ее достижения, оценена теоретическая и практическая значимость работы, представлены выносимые на защиту научные положения.

В первой главе выполнен аналитический обзор литературы, касающейся

решения задачи о контактном взаимодействии соединительного элемента со стенками отверстий в соединяемых деталях. Из этого обзора следует, что до настоящего времени расчет контактной нагрузки осуществляют, используя математический аппарат теории балки, лежащей на упругом основании, т.е. заменяя реальную стенку отверстия системой пружинок. Расчет распределения радиальных контактных напряжений осуществляют, используя решение задачи о давлении диска на стенку отверстия в ненагруженной по кромкам пластине. Экспериментальные исследования контактных напряжений ограничивались только рассмотрением плоских моделей соединений типа вилка-проушина.

Сформулирована новая постановка теоретического исследования, целью которого является разработка более достоверного аналитического решения о контактном взаимодействии соединительного элемента с реальными стенками отверстий в соединяемых элементах. Целью экспериментальных исследований является определение напряженно-деформированного состояния как объемных, так и плоских моделей болтовых соединений для оценки достоверности теоретических решений.

Во второй главе решается задача о давлении диска на стенку отверстия прямоугольной пластины, нагруженной по кромкам произвольной системой сил в ее плоскости. Такая задача является физической моделью расчетного элемента для многорядных болтовых соединений, работающих на срез, выделенного в произвольном слое произвольной силовой точки.

Решение основано на известном предположении о том, что радиальные напряжения на поверхности контакта функционально связаны с величинами взаимных радиальных упругих перемещений контактирующих поверхностей. Для установления вида этой зависимости были использованы решения механики твердого деформируемого тела, дополненные некоторыми характерными экспериментальными данными. На модели в виде пластины, нагружаемой только через свободно вложенный в ее отверстие диск, при использовании метода муаровых полос было обнаружено, что радиальные перемещения U , как в теле диска, так и в пластине вблизи контактной поверхности в зоне интенсив-

ного давления диска, линейно распределены вдоль радиальной координаты, из чего следует, что здесь $U = \varepsilon_r \cdot r$, где r – радиус диска.

Исследования, выполненные методом фотоупругости на этой же модели, подтвердили, что касательные напряжения на контактной поверхности на порядок меньше радиальных напряжений, вследствие чего ими можно пренебречь, а нормальные напряжения, соответственно, полагать здесь главными. Это позволило, используя закон Гука для плоского напряженного состояния, установить зависимость между суммарными радиальными перемещениями $U_\Sigma(\theta)$ и нормальными напряжениями на поверхности контакта. Из эксперимента следует также, что окружные напряжения на контактных поверхностях диска и отверстия, во-первых, имеют противоположные знаки, а во-вторых, в зоне интенсивного контакта они близки между собой по величине, что позволяет пренебречь членом, содержащим их сумму, в сравнении с другим членом полученной зависимости.

В результате, приближенное общее уравнение, связывающее деформации взаимного упругого смятия $U_\Sigma(\theta)$ с напряжениями $\sigma_r(\theta)$, действующими на контактной поверхности, получило следующий вид.

$$\sigma_r(\theta) = \frac{E\beta^*}{r} U_\Sigma(\theta),$$

где E – модуль упругости материала пластины, $\beta^* = \beta/(1+\beta)$; $\beta = E_d/E_p$; индексы «д» и «п» обозначают диск и пластину соответственно; r – радиус диска (отверстия), θ – угловая координата, отсчитываемая от направления силы.

В случае произвольного нагружения кромок пластины, величину суммарных радиальных перемещений контактирующих поверхностей определяем как разность радиальных перемещений контуров отверстия, деформированного системой сил на кромках пластины, и диска, перемещаемого приложенной к нему силой. Переходя от координатных площадок пластины к главным площадкам и используя известное решение Кирша для пластины с отверстием, в итоге получаем общее выражение для радиальных контактных напряжений, имеющее следующий вид:

$$\sigma_r(\theta) = \beta^* \left\{ \sigma^*(\theta) + \frac{4}{\pi} \cos(\theta - \varphi) \left[\frac{\sigma_{cm}}{\beta^*} - 0,5 \int_{\theta_l}^{\theta_n} \sigma^*(\theta) \cdot \cos(\theta - \varphi) d\theta \right] \right\}. \quad (1)$$

Здесь $\sigma^*(\theta) = (\sigma_1 \cos_1^* \theta - \sigma_2 \cos_2^* \theta)$; $\cos_1^* \theta = 1 + 3 \cos \theta + 3 \sin \theta \cdot \operatorname{tg} \varphi - 4 \cos^2 \theta$, $\cos_2^* \theta = 3 + \cos \theta + \sin \theta \cdot \operatorname{tg} \varphi - 4 \cos^2 \theta$; σ_1 и σ_2 – главные напряжения на площадках, выделенных в окрестности отверстия, φ – угол между главными и координатными площадками, $\sigma_{cm} = F/dt$, F – сила, приложенная к диску, d – диаметр диска, t – толщина пластины; θ_l и θ_n – левая и правая границы контакта, определяются в каждом конкретном случае нагружения кромок пластины.

Из общего выражения (1), задавая условия нагружения кромок пластины применительно к расчетным элементам конкретных типов соединений, получаем расчетные формулы для определения радиальных контактных напряжений. Для расчетных элементов поперечного стыка в случаях его нагружении растяжением (а) или сжатием (б), а также для элементов продольного стыка, нагружаемого чистым сдвигом (в), формулы для расчета распределения радиальных контактных напряжений, представленных в безразмерном виде, отмеченных чертой сверху, как отношение к сумме σ_{cm} и $\sigma_{ном}$ или $\tau_{ном}$, приобретают следующий вид.

$$\text{а) } \bar{\sigma}_r^{\text{раст}}(\theta) = \frac{\beta^*}{1 + \bar{\sigma}_{ном}} \left[\bar{\sigma}^*(\theta) + \frac{4}{\pi} \left(\frac{1}{\beta^*} - 0,678 \bar{\sigma}_{ном} \right) \cos \theta \right],$$

$$\text{б) } \bar{\sigma}_r^{\text{сж}}(\theta) = \frac{\beta^*}{1 + \bar{\sigma}_{ном}} \left[\bar{\sigma}^*(\theta) + \frac{4}{\pi} \left(\frac{1}{\beta^*} - 4,02 \bar{\sigma}_{ном} \right) \sin \theta \right],$$

$$\text{в) } \bar{\sigma}_r^{\text{прод}}(\theta) = \frac{\beta^*}{1 + \bar{\tau}_{ном}} \left[\bar{\tau}^*(\theta) + \frac{2\sqrt{2}}{\pi} \left(\frac{1}{\beta^*} - 4,5 \bar{\tau}_{ном} \right) (\sin \theta + \cos \theta) \right].$$

Здесь $\bar{\sigma}_{ном}$ и $\bar{\tau}_{ном}$ – напряжения на кромках расчетного элемента.

На распределение радиальных напряжений, в первую очередь, влияет соотношение усилий, приложенных к диску и к кромкам пластины.

На рис. 1 а), б) и в) показано это распределение для случаев давления диска при растяжении, сжатии или нагружении пластины усилием сдвига соот-

ветственно, с учетом вариации соотношения усилий, приложенных к диску и к кромкам пластины.

Эпюры построены в безразмерном виде, как отношение к сумме напряжений $\sigma_{см}$ и $\sigma_{ном}$ или $\tau_{ном}$, для случая, когда материалы диска и пластины одинаковы и при отсутствии радиального натяга или зазора.

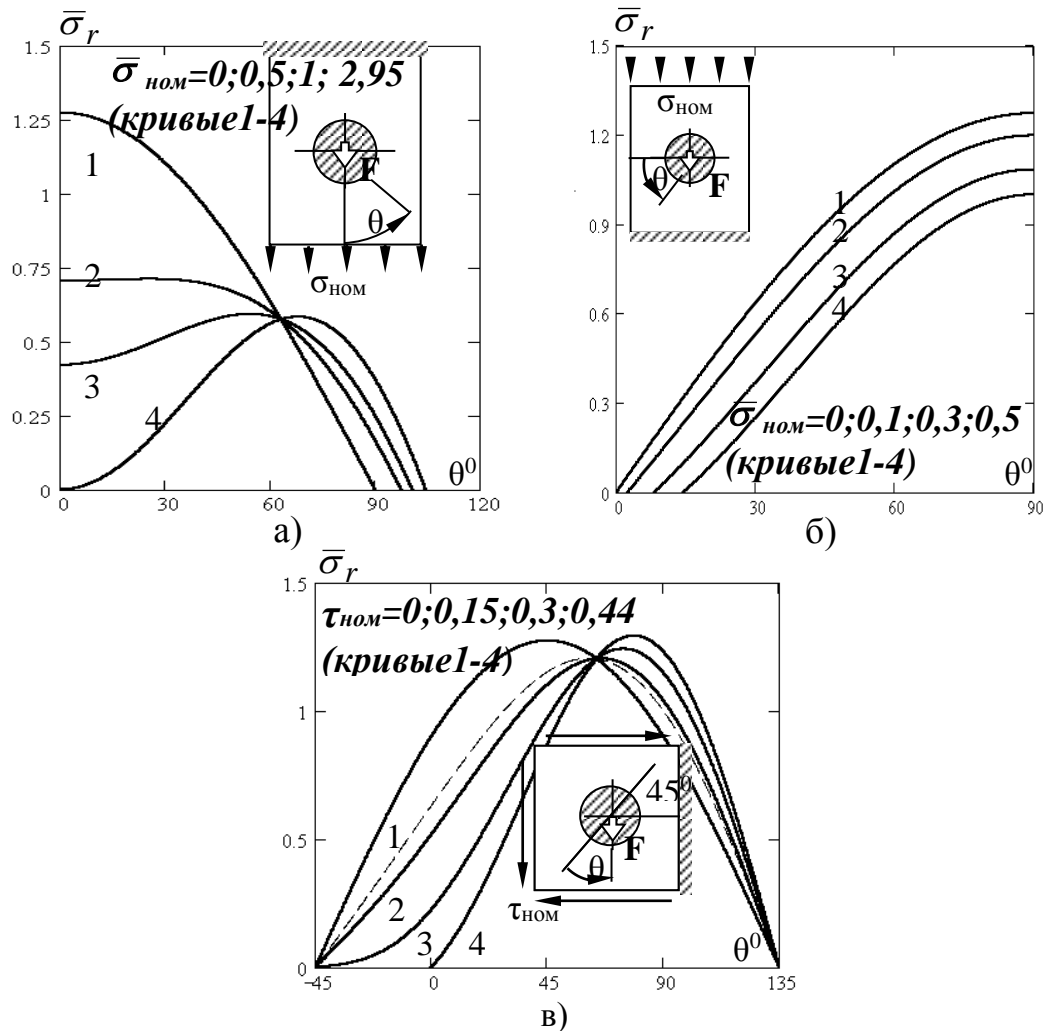


Рис. 1

В случае установки диска в отверстие с натягом, характеризующимся величиной начальных радиальных контактных напряжений $\sigma_{нат}$, базовое уравнение (1) для определения радиальных напряжений $\sigma_r(\theta)$ преобразуется к следующему общему выражению.

$$\sigma_r(\theta) = \frac{4\sigma_{см}}{\pi} \cos(\theta - \varphi) - \beta^*(\sigma_1 + \sigma_2) - 2\beta^*(\sigma_1 - \sigma_2)\cos 2\theta + \sigma_{нат}.$$

Из этого общего решения, путем подстановки заданных усилий на кромках пластины, получены расчетные формулы для элемента поперечного стыка

при его растяжении а), сжатии б), а также элемента продольного стыка в).

$$\text{а) } \bar{\sigma}_r(\theta) = 1 - \beta^* \bar{\sigma}_{\text{НОМ}} (4 \cos^2 \theta - 1) + \frac{4}{\pi} \cdot \bar{\sigma}_{\text{СМ}} \cdot \cos \theta,$$

$$\text{б) } \bar{\sigma}_r(\theta) = 1 + \beta^* \bar{\sigma}_{\text{НОМ}} (4 \cos^2 \theta - 3) + \frac{4}{\pi} \cdot \bar{\sigma}_{\text{СМ}} \cdot \sin \theta,$$

$$\text{в) } \bar{\sigma}_r(\theta) = 1 - 4\beta^* \bar{\tau}_{\text{НОМ}} (2 \cos^2 \theta - 1) + \frac{2\sqrt{2}}{\pi} \bar{\sigma}_{\text{СМ}} (\sin \theta + \cos \theta).$$

На основании этих выражений на рис. 2 а), б) и в) построены эпюры радиальных напряжений, как функции отношений $\bar{\sigma}_{\text{НОМ}}$, $\bar{\sigma}_{\text{СМ}}$ и $\bar{\tau}_{\text{НОМ}}$ к $\bar{\sigma}_{\text{НАТ}}$.

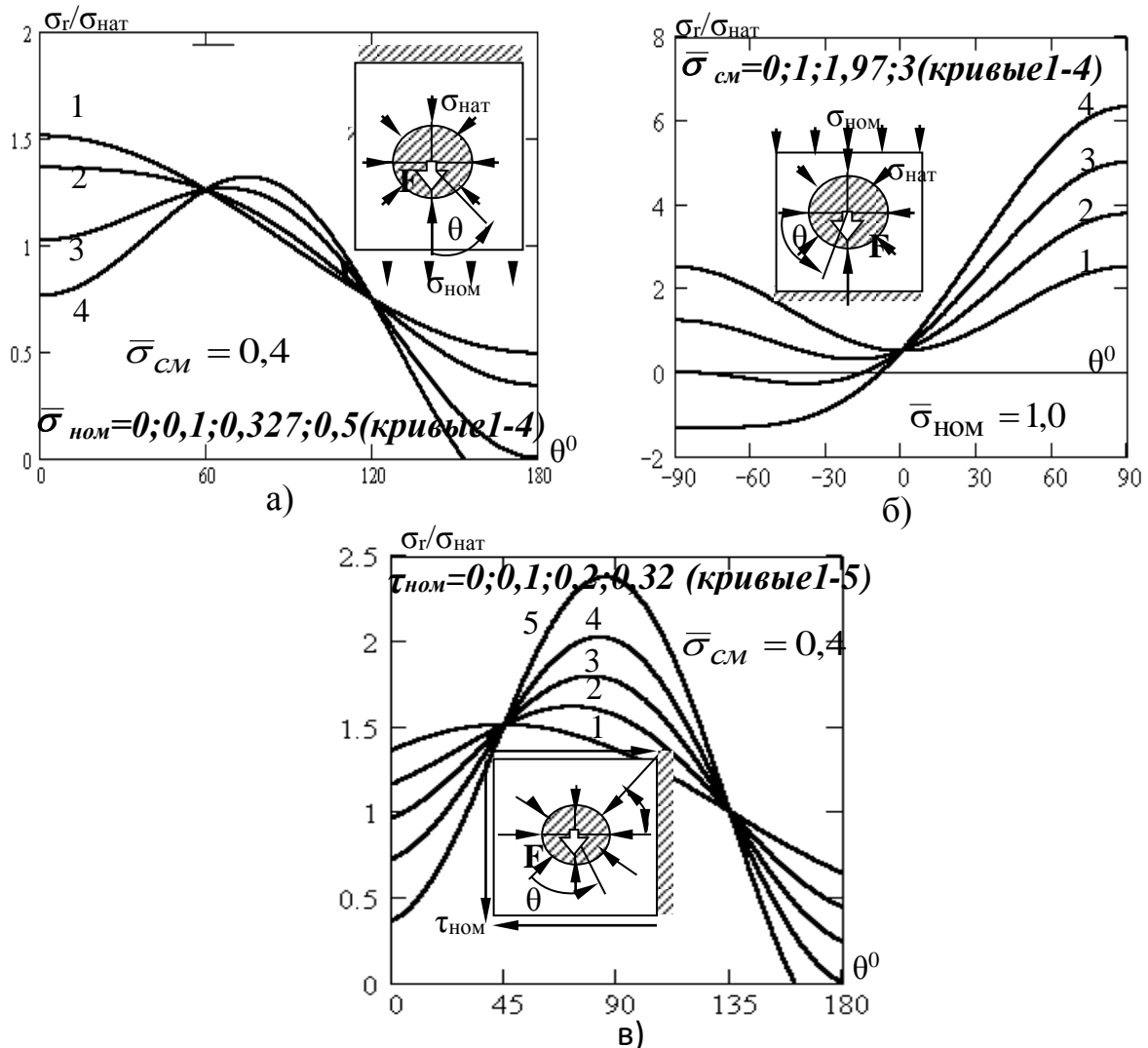


Рис.2

Аналогичным образом было исследовано влияние различия свойств материалов диска и пластины на характер распределения радиальных напряжений.

В этой главе выполнена оценка достоверности теоретических решений путем сопоставления их с экспериментальными данными, полученными методом фотоупругости на плоских моделях, которое показало хорошее соответ-

ствии данных теории и эксперимента. Кроме того, получено условие так называемого раскрытия стыка, необходимого при расчетах и проектировании соединений тонкостенных конструкций, обеспечивающих их герметичность.

В третьей главе решается задача о распределении контактного давления вдоль оси соединительного элемента, которое является следствием возможного его прогиба под нагрузкой и обуславливает пространственность задачи. При этом прогиб $y(z)$ и контактная нагрузка $q(z)$ являются взаимозависимыми величинами. На рис. 3 дана схема работы односрезного соединения в диаметральной плоскости, совпадающей с направлением действия силы (а) и в

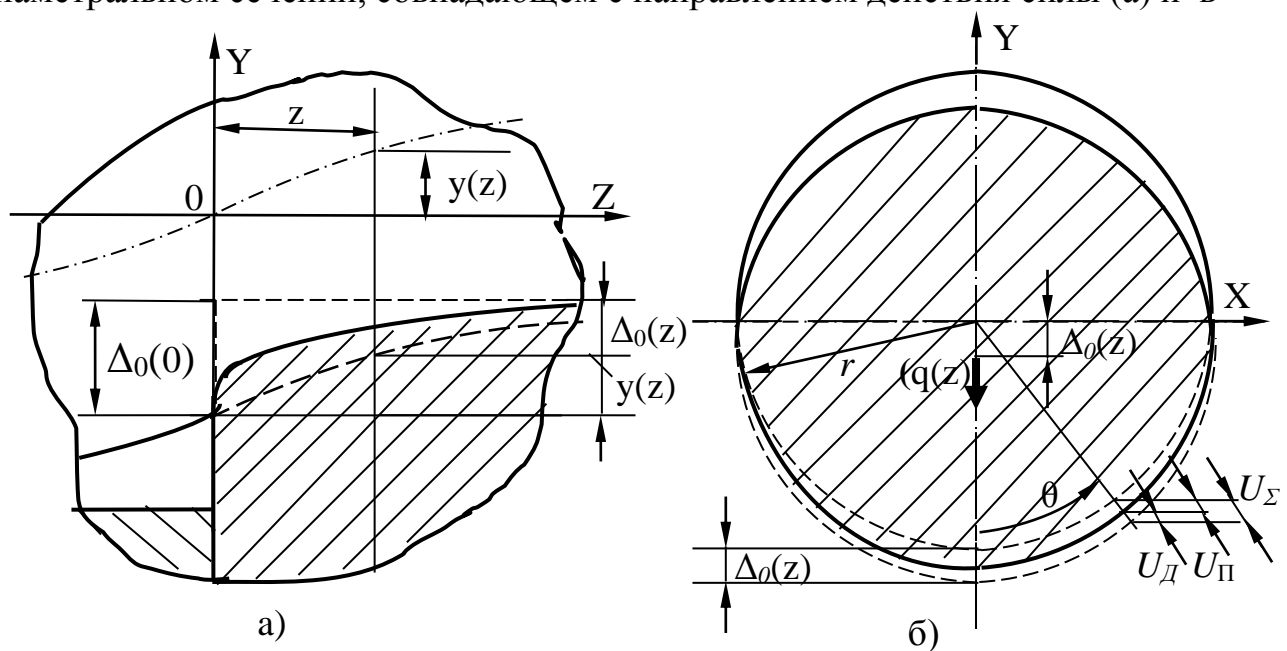


Рис. 3

произвольном поперечном сечении (б). Здесь штриховыми линиями показаны поверхности контакта в гипотетических случаях, когда одно из тел поочередно является либо абсолютно несминаемым, либо податливым. Расположенная между ними сплошная линия представляет собой след реальной поверхности контакта в условиях взаимного деформирования обоих тел.

Из приведенного рисунка следует, что в плоскости среза соединения на контактной поверхности соединительного элемента, в результате ее упругого деформирования стенкой отверстия, должна образоваться ступенька (рис. 3 а), упираясь в которую, кромка стенки отверстия будет препятствовать повороту поперечного сечения соединительного элемента в этой плоскости. Это обстоя-

тельство, имеющее принципиальное значение для решения, совершенно не учитывает теория балки на упругом основании. Используя полученную при решении плоской задачи зависимость между взаимными контактными деформациями и радиальными напряжениями и распространяя ее на дифференциально-малый слой, выделенный в пространственной цилиндрической паре в произвольном поперечном сечении z соединительного элемента, получим следующую зависимость между текущими значениями погонной контактной нагрузки $q(z)$ и прогиба оси соединительного элемента $y(z)$.

$$q(z) = q(0) - \xi y(z), \text{ где } \xi = \frac{\pi E \beta^*}{2}.$$

Здесь $q(0)$ – неизвестная пока величина контактной нагрузки, действующей в плоскости среза соединения.

В эту плоскость среза помещаем начало координат в случае односрезного соединения. В качестве второго уравнения, связывающего между собой эти же величины, используем известное дифференциальное уравнение упругой линии короткой балки, в котором учтено влияния деформаций сдвига. В результате, после некоторых преобразований, получаем дифференциальное уравнение изогнутой оси соединительного элемента болтового соединения в условиях его контакта с реальными стенками отверстий.

$$y^{IV}(z) - \frac{\xi k}{(GA)_B} \cdot y''(z) + \frac{\xi}{(EJ_x)_B} \cdot y(z) = \frac{q(0)}{(EJ_x)_B}.$$

Здесь $(EJ_x)_B$ и $(GA)_B$ – соответственно изгибная и сдвиговая жесткости соединительного элемента; k – безразмерный коэффициент, учитывающий неравномерность распределения касательных напряжений по высоте поперечного сечения соединительного элемента.

Решение этого неоднородного дифференциального уравнения, выполненное стандартным методом, окончательно принимает следующий вид.

$$y(z) = c_1 \sin \omega z \cdot \operatorname{sh} \varphi z + c_2 \sin \omega z \cdot \operatorname{ch} \varphi z + c_3 \cos \omega z \cdot \operatorname{sh} \varphi z + c_4 (\cos \omega z \cdot \operatorname{ch} \varphi z - 1).$$

Константы интегрирования c_i определены из граничных условий в поперечных сечениях болта, расположенных в плоскости среза и под головкой

(гайкой) соединительного элемента. Одно из них – угол наклона оси болта в плоскости среза получено экспериментально-аналитическим методом. В результате получено следующее выражение для расчета распределения погонной контактной нагрузки.

$$\bar{q}(z) = -\bar{M} \times \left[\begin{array}{l} \bar{c}_1 \sin(\bar{\omega}t\bar{z}) \operatorname{sh}(\bar{\varphi}t\bar{z}) + \bar{c}_2 \sin(\bar{\omega}t\bar{z}) \operatorname{ch}(\bar{\varphi}t\bar{z}) + \\ + \bar{c}_3 \cos(\bar{\omega}t\bar{z}) \operatorname{sh}(\bar{\varphi}t\bar{z}) + \bar{c}_4 \cos(\bar{\omega}t\bar{z}) \operatorname{ch}(\bar{\varphi}t\bar{z}) \end{array} \right].$$

Здесь все входящие в уравнение величины, характеризующие геометрические и механические параметры соединения, определены и представлены в безразмерном виде; контактная нагрузка дана в виде отношения к ее номинальному значению. При $z = 0$ получим выражение для коэффициента концентрации погонной контактной нагрузки в плоскости среза соединения.

На рис. 4 а) представлены эпюры распределения погонной контактной нагрузки по толщине одного из соединяемых элементов односрезного соединения при вариации отношений t/d , составляющих 0,5; 1,0; 1,5 и 2,0 (кривые 1 – 4 соответственно); материалы соединительного и соединяемых элементов здесь приняты одинаковыми.

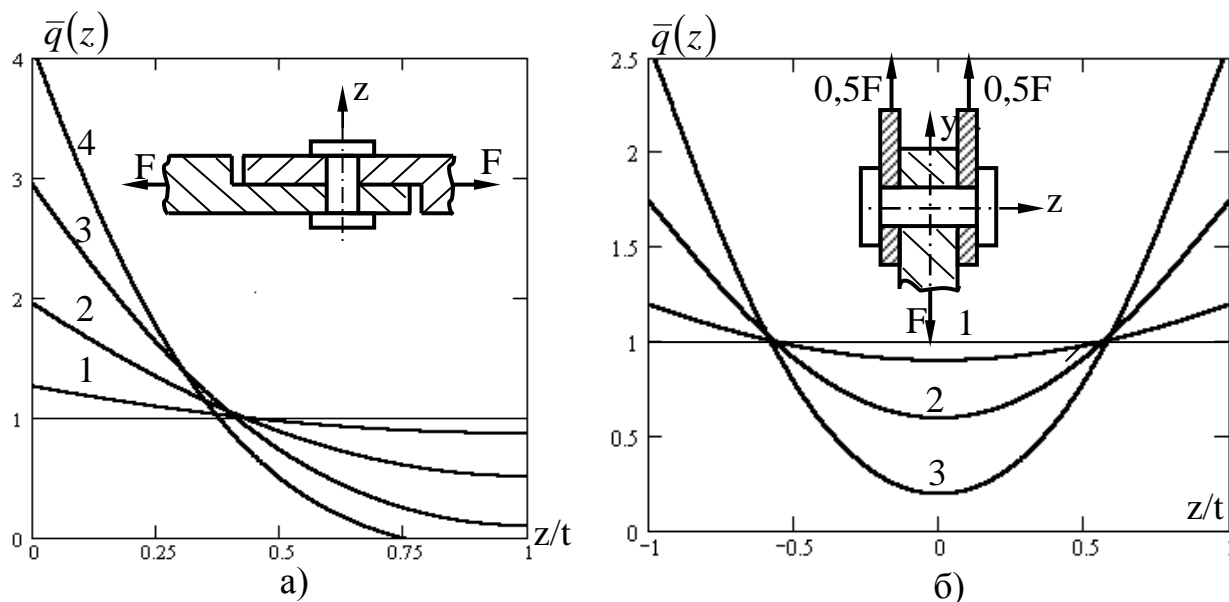


Рис. 4

Видно, что при $t/d < 0,5$ это распределение довольно близко к равномерному, тогда как при $t/d \geq 1,5$ коэффициент концентрации контактной нагрузки в плоскости среза K_q достигает трехкратной величины, а на противоположной поверхности нагрузка снижается практически до нуля, что свидетельствует о

неэффективности работы соединения, имеющего подобную геометрию.

Как показали расчеты, различие механических свойств материалов, из которых изготовлены соединительный и соединяемые элементы в их реальном диапазоне, на распределение контактной нагрузки влияет незначительно.

В двусрезных соединениях расчет распределения контактной нагрузки в каждой из накладок осуществляется в соответствии с выражениями, полученными для односрезного соединения, в то время как для среднего элемента это решение оказывается совершенно иным. Подход к такому решению был отработан на таком частном, но довольно распространенном случае, как симметричное соединение (рис. 4 б). За начало координат здесь была принята плоскость симметрии, в которой в качестве строгих граничных условий можно принять $y^I(0) = 0$ и $y^{III}(0) = 0$, поскольку в этом сечении имеют место максимальные величины прогиба соединительного элемента и изгибающего момента.

Используя эти граничные условия, находим, что константы интегрирования оказываются равными $c_2 = c_3 = 0$. Тогда выражение для распределения относительных величин контактной нагрузки по всей зоне контакта соединительного элемента со средним элементом симметричного двусрезного соединения (проушиной) принимает следующий вид:

$$\bar{q}(\bar{z}) = \frac{q(\bar{z})}{q_{\text{НОМ}}} = \bar{M}[\bar{c}_1 \sin(\bar{\omega}\bar{t}_H \bar{z}) \cdot \text{sh}(\bar{\varphi}\bar{t}_H \bar{z}) + \bar{c}_4 \cos(\bar{\omega}\bar{t}_H \bar{z}) \text{ch}(\bar{\varphi}\bar{t}_H \bar{z})].$$

Здесь константы интегрирования c_1 и c_4 несколько отличаются от аналогичных констант в случае односрезного соединения.

На рис. 4 б) показано распределение погонной контактной нагрузки по толщине среднего элемента симметричного двусрезного соединения при вариации отношений половины толщины среднего элемента к диаметру болта, составляющих 0,5; 1,0 и 1,5 (кривые 1–3 соответственно).

В асимметричном соединении основу асимметрии составляет различие усилий, передаваемых на средний элемент каждой из накладок. В качестве предположения было принято, что в этом случае точка максимального прогиба

находится в сечении, координата которого делит толщину среднего элемента в отношении, пропорциональном соотношению усилий от каждой из накладок. Эту точку принимаем за начало координат. Каждую из образовавшихся частей среднего элемента рассматриваем как половину соответствующего симметричного стыка. Вначале строим эпюру $q(z)$ с более нагруженной стороны, доведя ее до плоскости среза, а затем и эпюру $q(z)$ с менее нагруженной стороны, которую корректируем так, чтобы она плавно сопрягалась со смежной эпюрой, сохраняя их минимум в начале координат.

На рис. 5 а) представлено изменение распределения контактного давления по толщине среднего элемента при возрастании асимметрии соединения. Кривые 1 – 4 построены для значений соотношения усилий, передаваемых накладками F_{\max} / F_{\min} , составляющих 1; 5/3; 3 и ∞ соответственно. Кривая 1 относится к двусрезному симметричному соединению, а кривая 4 соответствует односрезному соединению.

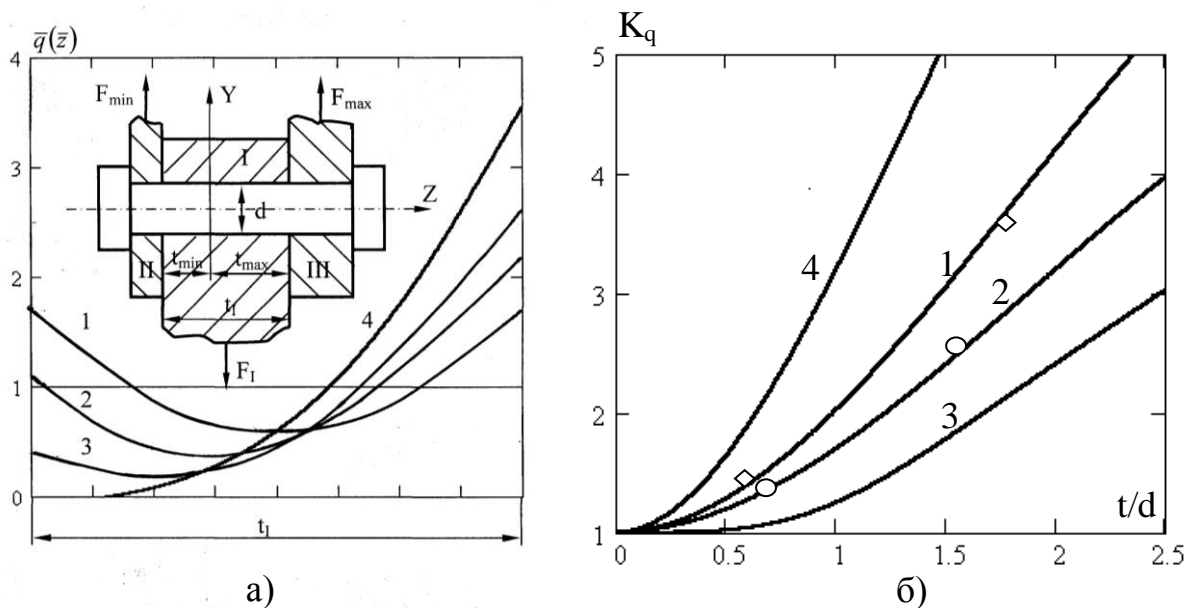


Рис. 5

На рис. 5 б) представлено сопоставление графиков коэффициентов концентрации погонной контактной нагрузки соединения, полученных различными методами. Здесь кривая 4 заимствована из работы W.Barrois, в которой (по условию) допущен свободный поворот сечения болта в плоскости среза, кривые 1 и 2 получены расчетом по предложенной в диссертации методике для одно- и

двусрезного соединений соответственно, т.е. при некотором стеснении этого поворота, точками нанесены экспериментально найденные значения в соответствующих моделях. Кривая 3 получена этим же решением, но при гипотетическом условии полного отсутствия поворота сечения болта в плоскости среза.

Здесь необходимо отметить, что все имеющиеся работы, в том числе и других авторов на эту тему, представлены только лишь графиками коэффициентов концентрации. Сравнение кривых 1 и 4 показывает, что решения, основанные на применении теории балки, лежащей на упругом основании, могут давать завышенные в полтора раза и более значения этого коэффициента.

В главе дана оценка достоверности полученных теоретических решений о распределении погонной контактной нагрузки путем сопоставления их с экспериментальными данными, полученными методом фотоупругости на объемных моделях одно - и двусрезных соединений, которое показало достаточно хорошее, как качественное, так и количественное соответствие теории и эксперимента, особенно в зонах наибольших значений контактной нагрузки.

В четвертой главе представлены методические разработки, необходимые для проведения экспериментального исследования контактного взаимодействия соединительного элемента со стенками отверстий в соединяемых деталях. Показано, что такое исследование наилучшим образом можно осуществить, применяя оптические методы. При этом поляризационно-оптический метод, или иначе, фотоупругость, позволяет определять напряжения в любой точке исследуемой модели, а метод муаровых полос – перемещения в любой точке плоской поверхности исследуемого тела.

Плоские модели силовой цилиндрической пары были изготовлены из пластин, а объемные – из блоков оптически чувствительного материала ЭД – 20МТГФА. Анализ объемных моделей осуществлялся по методу «замораживания» деформаций с последующей разрезкой моделей на срезы.

Для нагружения плоских моделей были разработаны специальные нагрузочные устройства. Одно из них, схематическое изображение которого дано на рис.6 а), позволяло, прикладывая нагрузку к диску, одновременно растягивать

пластину, а другое, представленное на рис. 6 б), давало возможность приложения усилия к диску и одновременного нагружения кромок пластины сдвиговым усилием. При этом оба устройства позволяли варьировать соотношение нагрузок на диск и на пластину в диапазоне от 0 до ∞ . В первом случае соотношение усилий, приложенных к пластине P и к диску F , определено следующей зависимостью.

$$\frac{P}{F} = \frac{m(1-n)}{n(1-m)}$$

Во втором случае имеем: $T/F = m/n$ (см. рис. 6 а) и б).

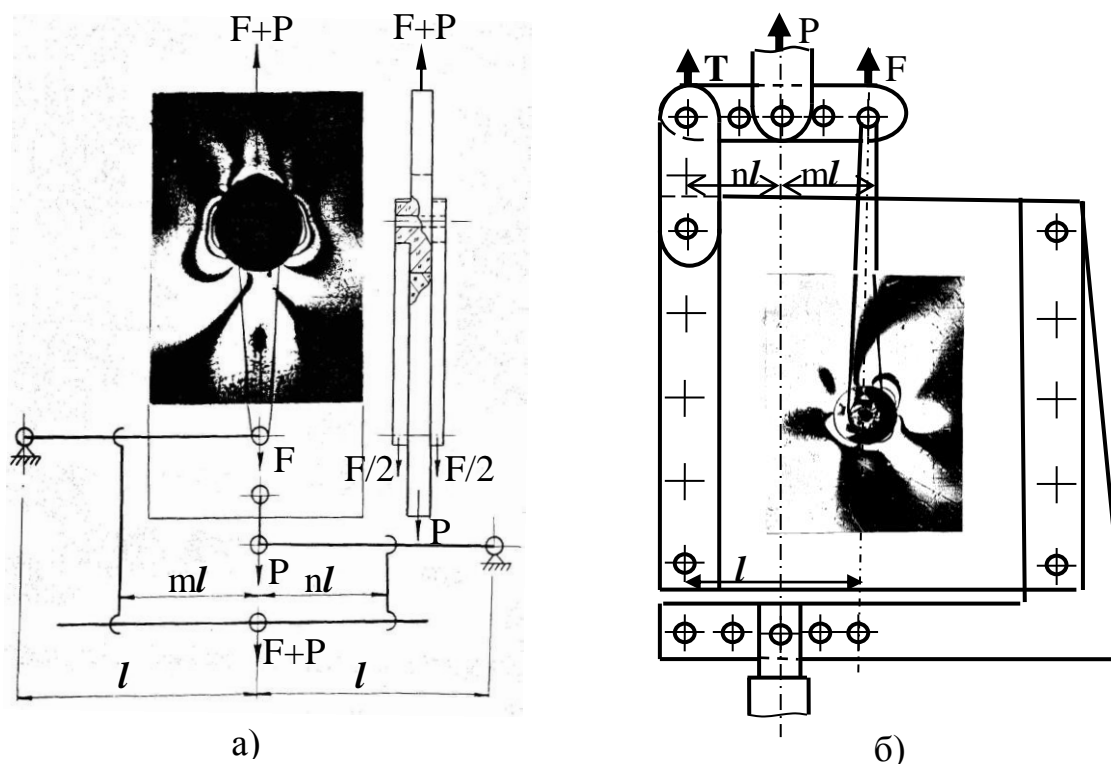


Рис. 6

Нагружение плоских моделей производилось с помощью лабораторного рычажного нагрузочного устройства, позволяющего реализовать величину усилия с высокой точностью. Это устройство помещали в сквозной полярископ, имеющий большое поле. Для измерения разности хода лучей в исследуемых моделях, диссертантом был разработан и изготовлен линейный компенсатор разности хода лучей равномерного поля, обладающий высокой точностью измерений и защищенный авторским свидетельством. В работе предложена новая методика разделения разностей главных напряжений непосредственно на по-

верхности контакта диска и стенки отверстия, основанная на использовании уравнений равновесия в полярной системе координат и применении интерполяционного полинома Лагранжа при определении частных производных касательного напряжения. Операции по определению отдельных значений радиальных и окружных напряжений выполняли с помощью ЭВМ. При этом были использованы все известные приемы по повышению достоверности экспериментальных результатов, включая, в качестве окончательного, условие равновесия диска. Исследование перемещений в зоне отверстия осуществляли методом муаровых полос, для чего на эту зону наносили фотоспособом рабочий растр, а контрольный растр на тонкой пластинке из оргстекла с отверстием, закрепляли на цапфе штифта, через который нагружали стенку отверстия.

В процессе исследования объемных моделей были разработаны и применены как точная, но весьма трудоемкая, так и упрощенная методики определения погонной контактной нагрузки.

В пятой главе изложены результаты экспериментального анализа контактного взаимодействия элементов соединения в плоской постановке.

В качестве начального этапа было исследовано напряженное состояние растягиваемой полосы со свободным центральным отверстием при вариации соотношения диаметра отверстия d и ширины полосы b в диапазоне их значений $0,1 \leq d/b \leq 0,9$. В результате было определено, что при $d/b \geq 5$ расстояние от отверстия до боковой кромки пластины практически не оказывает влияния на напряженное состояние зоны отверстия. Кроме того, попутно была получена графическая зависимость коэффициента концентрации напряжений на кромке отверстия от величины d/b , принципиально отличающаяся от таковых, имеющих в настоящее время.

На втором этапе было исследовано напряженное состояние пластины с вложенным в отверстие диском при ее растяжении или сжатии. На этих моделях отработывали методику разделения напряжений на контактной поверхности. Кроме того, попутно были получены графические зависимости коэффициента концентрации напряжений на кромке отверстия от параметра d/b .

Аналогичное исследование было осуществлено и для случая нагружения пластины сдвиговым усилием.

Затем были исследованы три варианта нагружения пластины только через диск: путем приложения силы, в направлении от заделки пластины, в сторону ее заделки, а также консольно, т.е. параллельно закрепленной боковой кромке. Для всех этих вариантов нагружения построены эпюры нормальных напряжений вдоль контура отверстия, а также в поперечном и продольном диаметральных сечениях модели. Для растяжения и сжатия построены зависимости коэффициента концентрации напряжений на кромке отверстия от величины d/b . Влияние запрессовки диска в отверстие изучали на растягиваемой пластине при двух уровнях запрессовки и при вариации усилия растяжения.

Следующий этап представлял собой случай одновременного нагружения диска и кромок пластины поочередно усилиями растяжения, сжатия и сдвига, при этом отношения усилий на диск и пластину варьировали. Все эпюры радиальных контактных напряжений, полученные на этом и последующих этапах исследования, послужили материалом для оценки достоверности теоретического решения в случае плоской постановки задачи. На рис 7 а) приведено сопоставление теоретического (сплошные линии) и экспериментального (штриховые) распределения радиальных контактных напряжений при давлении диска на стенку отверстия растягиваемой пластины. Кривые 1 – 6 соответствуют значениям $\sigma_{\text{НОМ}}/\sigma_{\text{СМ}} = 0; 0,4; 1,2; 3,35; 4,2$ и ∞ . Аналогичным образом на рис. 7 б) представлено сопоставление теоретического и экспериментального определения радиальных контактных напряжений при нагружении пластины сдвигом. Здесь кривые 1 – 4 соответствуют значениям $\tau_{\text{НОМ}}/\sigma_{\text{СМ}} = 0; 0,25; 0,45$ и ∞ .

Вертикальные перемещения точек продольного, поперечного и промежуточного между ними радиальных сечений, а также контура отверстия изучали на модели, нагружаемой осевым растяжением, используя для этого метод муаровых полос. При этом были исследованы следующие варианты: растяжение модели в случаях свободного и заполненного ненагруженным диском отверстия, нагружения пластины только через диск, а также одновременного нагру-

жения модели растяжением и через диск.

Эти результаты были использованы как в постановочной части теоретического решения плоской задачи, так и для оценки достоверности предложенного решения о местной податливости силовой цилиндрической пары.

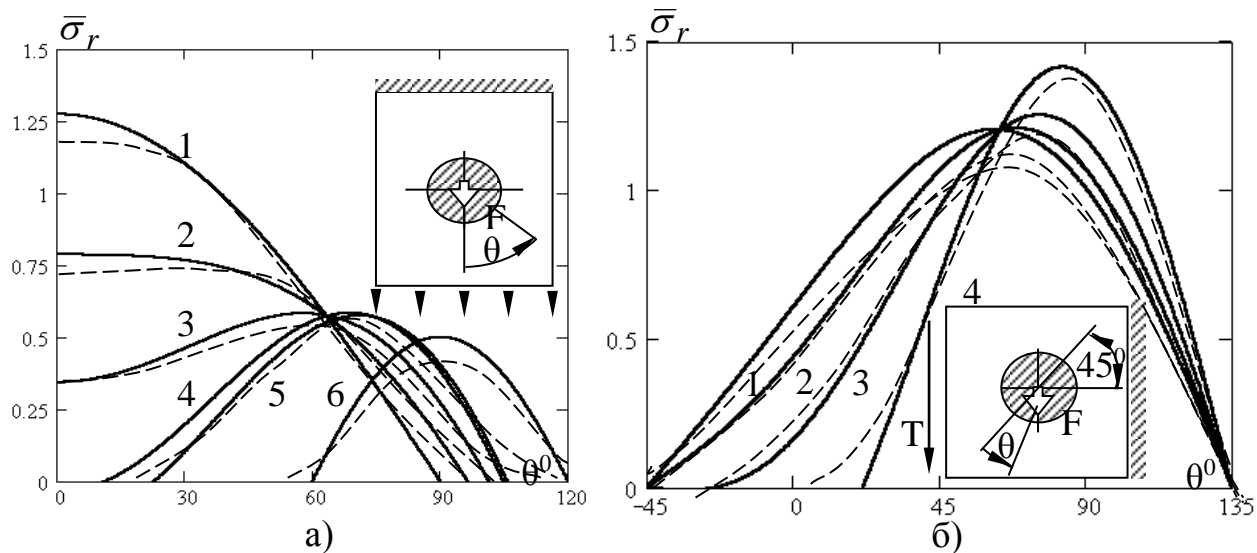


Рис. 7

В шестой главе выполнен экспериментальный анализ контактного взаимодействия элементов соединения в пространственной постановке.

Исследование проводилось на моделях соединений, все детали каждой из которых были изготовлены из одной заготовки оптически чувствительного материала. Передача усилия от одного из стыкуемых элементов к другому, или к другим в случае двусрезных соединений, осуществлялась через единичный соединительный элемент. Были исследованы три группы моделей: односрезные, двусрезные симметричные, а также двусрезные асимметричные модели с разными значениями силовой или геометрической асимметрии. Модели в группах различались между собой соотношением диаметра соединительного и толщин соединяемых элементов. Соединительные элементы выполнены в виде болта с головкой, гайкой и шайбой для выбора сбег резьбы. Отверстия под болты обрабатывались совместно в сборке, а болты подгонялись под готовые отверстия так, чтобы они входили плотно, но без натяга.

Нагружение моделей производилось в термостате, имеющем автоматическое управление температурным режимом. Осевое растяжение моделей осу-

ществлялось через стандартные губчатые захваты, оборудованные пружинными вставками, обеспечивающими постоянство усилия прижима в течение всего цикла «замораживания» деформаций. После завершения цикла «замораживания» модели разбирали, а соединяемые элементы разрезали на тонкие срезы, в которых осуществлялись оптические измерения и определение напряжений точно так же, как и в плоских моделях. По величине равнодействующей радиальных контактных напряжений в каждом срезе была найдена величина контактной нагрузки, действующей в срединной плоскости среза. В местах высоких градиентов контактной нагрузки, т.е. вблизи плоскости среза соединения, было осуществлено поэтапное утонение среза, что позволило увеличить точность определения контактной нагрузки в этих зонах.

На рис. 8 кривыми линиями показано теоретическое распределение контактного давления в исследованных моделях, а точками нанесены экспериментальные данные, полученные на объемных моделях односрезных (а) и двусрезных симметричных (б) соединений.

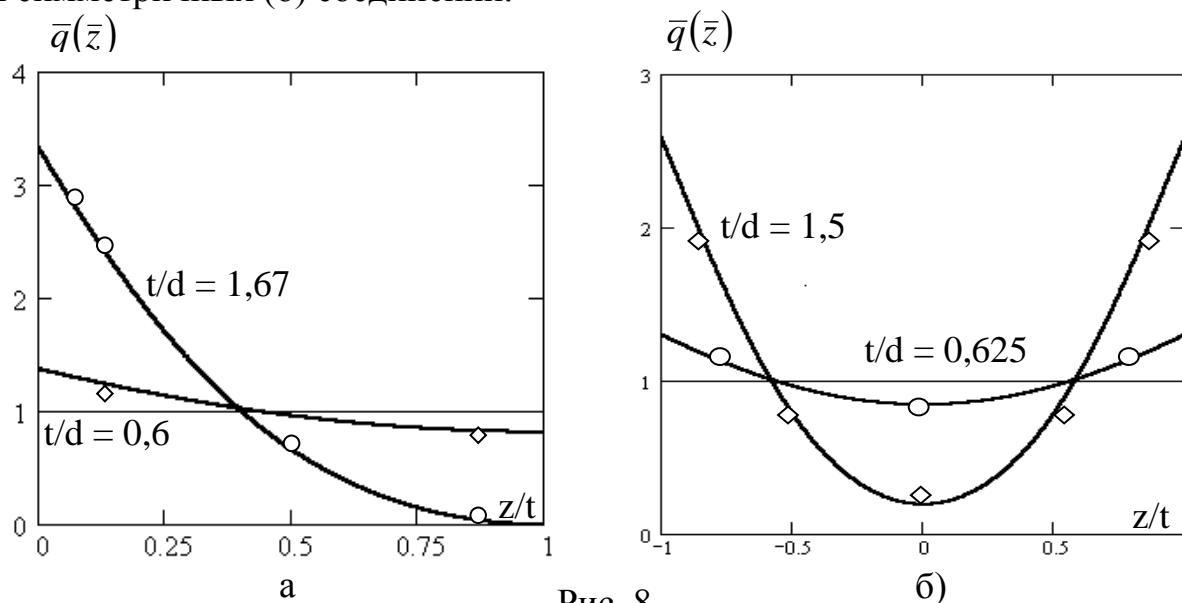


Рис. 8

В процессе исследования была выявлена устойчивая корреляция между текущей величиной контактной нагрузки и максимальным значением разности главных напряжений в каждом из срезов. Это обстоятельство позволило, во-первых, существенно упростить определение контактной нагрузки, а во-вторых, повысить достоверность построения эпюры погонной контактной нагрузки, так

как в этом случае, как известно, слои, ушедшие в стружку при разрезке модели на срезы, могут быть использованы при построении эпюры. Экспериментальные результаты были использованы для оценки достоверности теоретического решения пространственной задачи и дали хорошее соответствие с расчетом.

В седьмой главе получено аналитическое решение о местной податливости связи в односрезных соединениях.

Данная глава представляет собой пример практической реализации выполненного в диссертации решения о контактном взаимодействии элементов силовой цилиндрической пары. Дело в том, что местная податливость является необходимым исходным условием для расчета распределения усилий по рядам в многорядных стыках, а также для расчета жесткостных характеристик соединений. В настоящее время надежных аналитических методов ее расчета не имеется. Полученное в диссертации решение о контактном взаимодействии элементов силовой цилиндрической пары позволило получить необходимое аналитическое решение для расчета местной податливости связи.

Местная податливость силовой цилиндрической пары обусловлена смещением соединяемых элементов один относительно другого, в первую очередь, за счет взаимных упругих деформаций контактирующих поверхностей соединительного элемента со стенками отверстий в соединяемых элементах. При наличии изгиба оси соединительного элемента податливость определится величинами взаимных деформаций, которые возникают в плоскости среза соединения, в каждом из соединяемых элементов, т.е. $\Delta^I(0) + \Delta^{II}(0)$ (см. рис. 9 а).

На основании полученных в главах 2 и 3 диссертации решений, имеем:

$$\Delta^i(0) = -c_4^i = \frac{S^i}{E_B \cdot d}, \quad i (I, II). \quad (2)$$

$$\text{Здесь } S = \frac{5,1 \cdot (\bar{\omega}^* \operatorname{sh}(2\varphi t) + \bar{\varphi}^* \sin(2\omega t))}{\bar{\varphi} \cdot \bar{\omega} (\bar{\varphi}^2 + \bar{\omega}^2)^2 [\operatorname{sh}^2(\varphi t) + \sin^2(\omega t)]}$$

Безразмерный параметр S является функцией отношения t/d толщины листа к диаметру болта и соотношения модулей упругости их материалов β . На

рис. 9б) сплошными линиями показаны эти зависимости, построенные на ос-

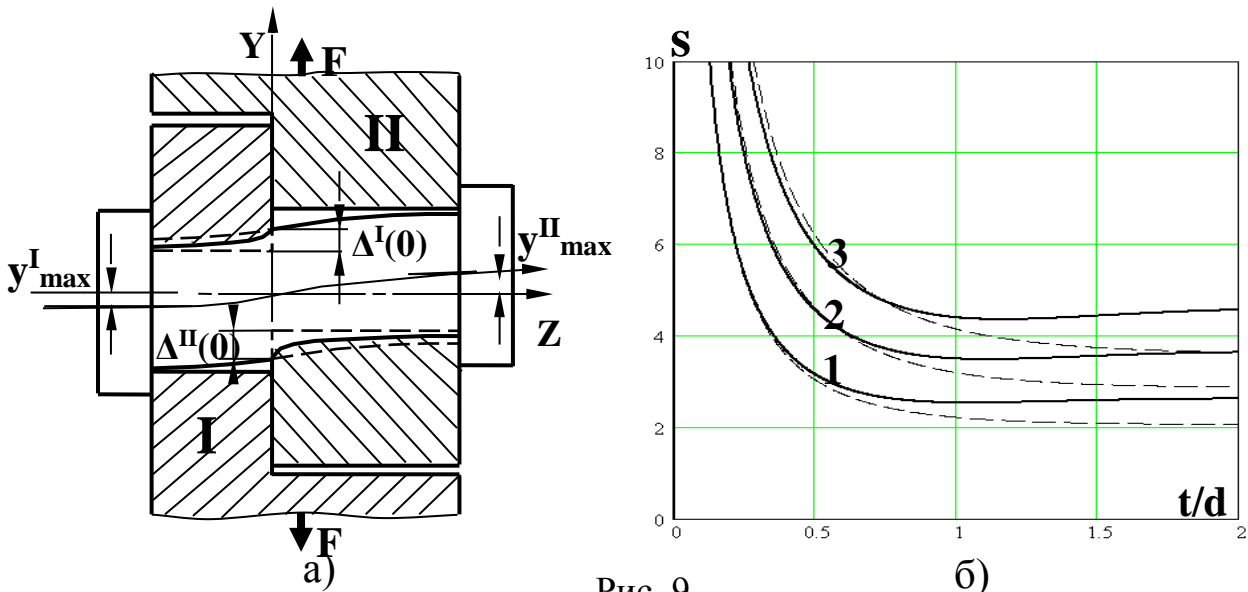


Рис. 9

б)

новании указанного выражения (2). Здесь кривые 1 – 3 соответствуют отношениям модулей упругости материалов болта и листа, равным $\beta = 1, 2$ и 3 , которые охватывают практически весь их возможный диапазон. Из этих кривых следует, что при $t/d > 1$ параметр S практически не зависит от t/d , являясь функцией только β и тогда можно записать $S = 1,5 + \beta$.

Для областей значений $t/d < 0,5$ при $\beta = 1$ и $t/d < 0,75$ для $\beta = 3$, выражение для параметра S может быть также упрощено. Исходя из того, что слагаемые, содержащие гиперболические тригонометрические функции, на порядок и более превышают величины слагаемых, содержащих круговые тригонометрические функции, последними возможно пренебречь и в этом случае выражение для S принимает следующий вид.

$$S = \frac{8\bar{\omega}^* \operatorname{cth}(\varphi t)}{\bar{\varphi}\bar{\omega}(\bar{\varphi}^2 + \bar{\omega}^2)^2}.$$

Построенные в соответствии с этим выражением зависимости показаны на рис. 9 б) штриховыми линиями. Семейство кривых, представленное на этом рисунке, может быть также использовано для определения минимально допустимой толщины стыкуемых элементов относительно диаметра болта, на основании ограничения величин упругих деформаций их контактных поверхностей.

В работе предложено учитывать еще две возможные, но до этого никем ранее не учитываемые составляющие местной податливости связи. Одна из них является следствием деформации поперечных сечений соединяемых элементов от давления соединительного элемента, как сосредоточенной силы в плоскости. Для ее определения существуют различные методы. В диссертации было использовано решение Фламана. Другая составляющая – это следствие овализации отверстия в условиях растяжения многорядного стыка, величину которой можно определить на основании решения, полученного во второй главе диссертации.

В восьмой главе разработан метод расчета распределения усилий по рядам многорядных поперечных стыков

Для расчета распределения усилий по рядам, стык, либо его расчетный участок, представляют в виде $(K - 1)$ раз статически неопределимой стержневой системы, где K – число рядов в стыке. В данной работе решение осуществлено с использованием уравнений совместности деформаций участков стыка, заключенных между двумя произвольными соседними рядами, с учетом полученного в диссертации решения о местной податливости связи. Это уравнение имеет следующий вид.

$$(\Delta l^I - \Delta l^{II})_n = \delta_n^{\Sigma} - \delta_{n+1}^{\Sigma},$$

где $\delta^{\Sigma} = \delta^I + \delta^{II}$; индексы I и II обозначают соответствующий стыкуемый элемент односрезного стыка, Δl_n^i - абсолютное удлинение участка соединительного элемента, n – номер ряда.

Рассмотрим поперечный стык, соединяемые элементы которого имеют плоскую, ступенчатую, либо клиновидную геометрию, а болты имеют расположение в линию.

Местную податливость связи δ_n , независимо от типа стыка, находим с помощью решения, полученного в главе 7, тогда как выражения для определения Δl_n^i в каждом из трех типов стыков следует получать отдельно.

В итоге получаем общее для всех трех типов стыков уравнение совместности деформаций следующего вида:

$$(\Delta l^I - \Delta l^{II})_n = \varepsilon_0 l_n (a_n - b_n \sum_1^n \bar{F}_j),$$

Здесь $\varepsilon_0 = P/(EA_0)^I$ – величина относительной деформации в элементе I в сечении по оси первого ряда болтов с учетом площади болтовых отверстий, которую принимаем в качестве характерного параметра стыка; l_n – расстояние между рядами; $\bar{F}_j = F_j/P$ – доля всего усилия P, приложенного к стыку, воспринимаемая данным рядом болтов, a_n и b_n – обобщающие коэффициенты, характеризующие тип стыка, выражения для которых имеют следующий вид.

1. Плоский стык: $a_n = 1$; $b_n = 1 + \alpha \bar{\beta}$.

2. Ступенчатый стык: $a_n = \frac{t_n^{*I}}{2}$; $b_n = \frac{t_n^{*I} + \bar{\beta} t_n^{*II}}{2}$.

3. Клиновидный стык: $a_n = \bar{t}_{n+1}^I \gamma_n^I$; $b_n = \bar{t}_{n+1}^I \gamma_n^I + \bar{\beta} \bar{t}_n^{II} \gamma_n^{II}$

Здесь $\alpha = t^I/t^{II}$; $\bar{\beta} = E^I/E^{II}$; $t_n^{*i} = \left(\frac{t_0}{t_n} + \frac{t_0}{t_{n+1}} \right)^i$; t_0 – толщина выбранного ха-

рактерного сечения элемента I по первому ряду болтов,

$$\gamma_n^I = \frac{\ln(1 + \bar{l}_n^I \cdot t g \varphi^I)}{\bar{l}_n^I \cdot t g \varphi^I}; \quad \gamma_n^{II} = \frac{\ln(1 + \bar{l}_n^{II} \cdot t g \varphi^{II})}{\bar{l}_n^{II} \cdot t g \varphi^{II}}, \quad \text{где } \bar{l}_n^I = l_n/t_{n+1}^I, \quad \bar{l}_n^{II} = l_n/t_n^{II}.$$

$$\bar{t}_{n+1}^I = \frac{t_0}{t_{n+1}^I}; \quad \bar{t}_n^{II} = \frac{t_0}{t_n^{II}}.$$

Правая часть уравнения совместности может быть представлена в следующем виде:

$$(\delta_n - \delta_{n+1})^\Sigma = \varepsilon_0 l_n (\bar{F}_n \cdot c_n - \bar{F}_{n+1} \cdot c_{n+1}),$$

где $c_n = \bar{B} \left[\left(\frac{S^\Sigma \bar{t}_0}{\beta^I} \right)_n + 0,17(1 + \alpha_n \bar{\beta}) \tilde{t}_n \right]$, $\bar{B} = B/l_n$; $\tilde{t}_n = \frac{t_0}{t_n^I}$; $\bar{t}_0 = \frac{t_0}{d_n}$.

Величина S определяется в соответствии с выражениям (2), полученным в главе 7, или по графику на рисунке 9б).

В итоге уравнение совместности деформирования элементов участка стыка, расположенного между двумя соседними рядами получает следующий вид:

$$b_n \sum_1^{n-1} \bar{F}_j + (b + c)_n \bar{F}_n - c_{n+1} \bar{F}_{n+1} = a_n$$

Полученное уравнение дает возможность сформировать универсальную систему уравнений, позволяющую рассчитывать распределение усилий по ря-

дам многорядных стыков, соединяемые элементы которых имеют плоскую, ступенчатую или клиновидную геометрию, а также при различных их сочетаниях.

Эта система имеет следующий вид.

$$(b + c)_1 \bar{F}_1 - c_2 \bar{F}_2 = a_1;$$

$$b_n \sum_{j=1}^{n-1} \bar{F}_j + (b + c)_n \bar{F}_n - c_{n+1} \bar{F}_{n+1} = a_n$$

$$c_{k-1} \bar{F}_{k-1} - (b + c)_k \bar{F}_k = -a_k.$$

В диссертации, с использованием этой системы, был осуществлен расчет распределения усилий по рядам трех перечисленных типов стыков, схематическое изображение которых показано на рис.10 а), б) и в) соответственно.

Эти стыки имеют одинаковые механические и сходные геометрические характеристики, что позволяет оценить влияние формы стыкуемых элементов на распределение усилий по рядам.

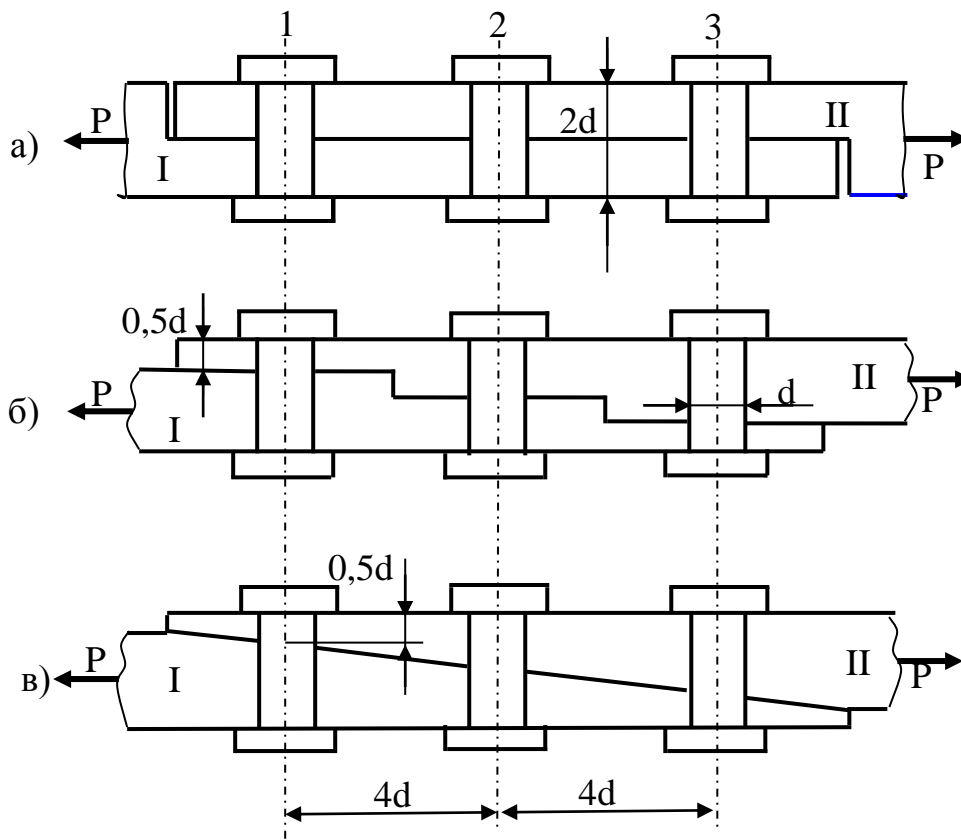


Рис. 10

Распределение усилий по рядам в каждом из этих стыков, выраженное в

долях усилия P , передаваемого расчетным элементом стыка, полученное решением системы уравнений, составило:

- плоский стык $\bar{F}_1 = \bar{F}_3 = 0,358; \bar{F}_2 = 0,284$.
- ступенчатый стык $\bar{F}_1 = \bar{F}_3 = 0,325; \bar{F}_2 = 0,35$.
- клиновидный стык $\bar{F}_1 = \bar{F}_3 = 0,323; \bar{F}_2 = 0,354$.

В работе выполнена оценка достоверности этого метода расчета, путем сопоставления расчета с экспериментальными данными, полученными на трехрядной плоской модели стыка, показавшего удовлетворительное соответствие результатов.

В плоском симметричном стыке внешние ряды всегда нагружены больше, чем внутренние. В стыках переменного сечения вариацией угла клиновидности или глубины ступеньки можно добиться требуемого распределения усилий по рядам. В данном исходном случае угол клиновидности оказался слишком большим, а высота ступеньки на крайних рядах малой, что и привело к разгрузке болтов крайних рядов и перегрузке среднего ряда. При изменении угла клиновидности с величины $\operatorname{tg}\varphi = 0,125$ до $\operatorname{tg}\varphi = 0,1$, т.е. на одну пятую, при сохранении всех прочих параметров, расчет показал, что распределение усилий по рядам стало практически равномерным.

Заключение

В диссертации разработаны аналитические методы расчета контактного взаимодействия болта со стенками отверстий в стыкуемых элементах соединений летательного аппарата, передающих усилие среза, и при этом расчетная модель максимально приближена к условиям работы натурального прототипа. Основные элементы этого приближения заключаются в следующем:

- контакт болта осуществлен с реальными стенками отверстий, без замены их упругими основаниями;
- учтено влияние внутреннего усилия в соединительном элементе, обтекающего болт, что характерно для многорядных стыков.

В рамках расчета контактного взаимодействия выполнено следующее:

– получено аналитическое решение о распределении радиальных контактных напряжений в плоском расчетном элементе многорядного стыка, представленном в виде прямоугольной пластины с отверстием, нагружаемой одновременно через диск и произвольной нагрузкой, действующей на ее кромках, выполнены параметрические исследования этого распределения для расчетных элементов поперечного и продольного стыков;

– получено аналитическое решение о распределении погонной контактной нагрузки по толщине каждого из соединяемых элементов одно – или двусрезных соединений, выполнены параметрические исследования этого распределения;

– показано, что совместное использование этих решений позволяет получить аналитическое решение о распределении радиальных напряжений по всей поверхности контакта болт–стенка отверстия, на основании чего возникает возможность более достоверного расчета локального напряженного состояния зоны болтового отверстия, необходимое для оценки прочности соединения.

На основании выполненных исследований, в качестве примера их практической реализации, осуществлено следующее:

– получено аналитическое решение для расчета местной податливости связи в односрезных соединениях;

– разработан метод расчета распределения нагрузки по рядам многорядных односрезных стыков, имеющих сложную конфигурацию.

В экспериментальном разделе выполнены новые методические разработки и осуществлено исследование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений методами фотоупругости и муара на их плоских и объемных моделях, позволившее, с одной стороны, получить приближенное аналитическое решение о контактном взаимодействии болта со стенками отверстий, а с другой – подтвердить удовлетворительную достоверность полученных теоретических решений.

По результатам работы сформулированы следующие основные практические рекомендации:

– в рамках плоской задачи получены условия, при которых возможно возникновение так называемого раскрытия стыка, необходимые при расчетах и проектировании соединений тонкостенных конструкций, обеспечивающих их герметичность;

– в рамках пространственной задачи разработаны рекомендации по определению рациональных соотношений толщин стыкуемых элементов и диаметра болта с точки зрения распределения контактной нагрузки;

– в работе получены зависимости, позволяющие рассчитать концентрацию как погонной контактной нагрузки в плоскости среза соединения, так и напряжений на кромке болтового отверстия, которые необходимы для прикидочных расчетов на прочность в процессе проектирования соединений.

Результаты работы, в силу своей актуальности и достаточной достоверности, а также с учетом того, что представлены они в удобном для пользователя виде, могут быть рекомендованы соответствующим авиационным НИИ и ОКБ для применения в процессе проектирования и расчетов на прочность и жесткость наиболее ответственных болтовых соединений, передающих усилие среза.

Основное содержание диссертации отражено в следующих публикациях

Монографии

1. Кожевников В.Ф. Теория и расчет контактного взаимодействия элементов силовой цилиндрической пары в срезных соединениях. – М.: Палеотип, 2013, 234с.
2. Кожевников В.Ф. Коэффициенты концентрации напряжений у болтовых отверстий в срезных соединениях авиационных конструкций. // Руководящие технические материалы. Изд. отдел ЦАГИ. – 1994, 22с.

Статьи в изданиях, включенных в перечень ВАК РФ

3. Кожевников В.Ф. Напряженное состояние растягиваемой полосы с заполненным отверстием. //Ученые записки ЦАГИ. – 1976, т.7, с. 90 – 98.
4. Кожевников В.Ф., Юшин В.В. Исследование напряженного состояния

болтовых и заклепочных соединений методом фотоупругости. //Авиационная промышленность.– 1978, № 1 (в приложении), с. 11 – 12.

5. Кожевников В.Ф. Линейный компенсатор разности хода лучей для поляризационно-оптического метода. // Заводская лаборатория. – 1978, № 7, с.832 – 833.

6. Кожевников В.Ф. Исследование поляризационно-оптическим методом напряженного состояния стыкуемых элементов болтового (заклепочного) соединения. // Машиноведение. – 1981, № 6, с. 90 – 96.

7. Кожевников В.Ф., Виданов Н.А. Об испытании листового материала при нагружении сдвигом. //Заводская лаборатория.–1981,№11,с.86 – 88.

8. Кожевников В.Ф. Расчет местной податливости элементов многорядного двусрезного болтового соединения. // Ученые записки ЦАГИ. – 1982, т. VIII, № 1, с. 57 –63.

9. Кожевников В.Ф., Федоров В.В. Исследование методом муара местной податливости стыкуемых элементов двусрезного болтового соединения. // Ученые записки ЦАГИ, 1982, т. VIII, № 1, с. 134 –137.

10. Кожевников В.Ф. Упругое взаимодействие растягиваемой полосы с подгруженным круглым включением. // Прикладная механика. – 1983, т. XIX, № 2, с.108 –112.

11. Кожевников В.Ф. Простейший линейный компенсатор для измерения параметров двулучепреломления в оптически анизотропных телах. // Измерительная техника. – 1983, № 6.

12. Кожевников В.Ф., Виданов Н.А. Исследование напряженного состояния элементов продольного стыка планера самолета методом фотоупругости. // Авиационная промышленность. – 1983, № 11, с. 20.

13. Кожевников В.Ф. Концентрация напряжений у болтовых отверстий многорядных срезных соединений. // Авиационная промышленность. – 1984, № 2, с. 5 –7.

14. Кожевников В.Ф., Колбин Н.М. Поляризационная установка для исследования срезов «замороженных» моделей в методе фотоупругости. // Заводская лаборатория. – 1986, № 9, с. 79 –80.

15. Кожевников В.Ф., Виданов Н.А. Напряженное состояние пластины, нагружаемой через штифт. // Проблемы прочности. – 1986, №10, с. 90 – 94.
16. Кожевников В.Ф. Местная податливость связи в срезных болтовых или заклепочных соединениях. //Авиационная промышленность. – 1990, № 1, с.7 – 10.
17. Кожевников В.Ф. Исследование напряженного состояния срезных стержневых соединений методом объемной фотоупругости. // Вестник машиностроения. – 1991, № 8, с.16 – 18.
18. Кожевников В.Ф. Напряженное состояние проушины шарнирного соединения. // Вестник машиностроения. – 1992, № 1, с. 28 –31.
19. Кожевников В.Ф. Напряженное состояние прямоугольной пластины конечных размеров, растягиваемой через штифт. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1992, № 2, с. 72 –76.
20. Кожевников В.Ф. Давление диска на стенку отверстия в пластине, нагруженной произвольной системой сил в плоскости. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1995, № 6, с. 87 – 95.
21. Кожевников В.Ф. Концентрация напряжений в зонах отверстий стыкуемых элементов срезных болтовых или заклепочных соединений. // Вестник машиностроения. – 2001, № 3, с. 22 –26.
22. Кожевников В.Ф. Контактное взаимодействие болта со стыкуемыми элементами односрезного соединения. // Проблемы машиностроения и надежности машин, – 2002, № 1, с. 47 –53.
23. Кожевников В.Ф. Концентрация и градиенты напряжений в растягиваемой полосе с отверстием. // Вестник машиностроения. – 2002, № 3, с. 46 – 48.
24. Кожевников В.Ф. Давление слабо нагруженного крепежного элемента на стенку отверстия срезного соединения. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2006, № 6, с. 102 –109.
25. Кожевников В.Ф. Влияние различия материалов крепежного и стыкуемого элементов срезного соединения на распределение контактного давления. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2009, № 4, с. 37 – 42.

26. Кожевников В.Ф. Давление запрессованного диска на стенку отверстия пластины, нагруженной по ее кромкам. // Проблемы машиностроения и надежности машин, – 2011, № 1, с. 43 –51.
27. Кожевников В.Ф. Контактное взаимодействие болта со стенками отверстий в двусрезном соединении. // Проблемы машиностроения и надежности машин, – 2012, № 1, с. 55 – 60.
28. Кожевников В.Ф. Распределение усилий по рядам односрезных поперечных болтовых стыков // Вестник машиностроения. – 2015, № 7, С. 6 – 10.
29. Кожевников В.Ф., Фирсанов В.В. Концентрация напряжений на кромке круглого отверстия с односторонним кольцевым подкреплением. // Вестник машиностроения. – 2016, № 4, с. 45 – 47.

Прочие публикации

30. Авт. свид. № 583920(СССР). Способ изготовления компенсирующего элемента линейного компенсатора разности хода лучей. В.Ф. Кожевников // Б.И. – 1977. – № 46.
31. Кожевников В.Ф. Линейный компенсатор разности хода лучей для определения напряжений методом фотоупругости. // Межотраслевые вопросы науки и техники. «Экспресс-информация», вып.4 – М.: ГОСИНТИ, –1977, 2 с.
32. Кожевников В.Ф. Напряженное состояние элементов болтового (заклепочного) соединения. // Материалы VIII Всесоюзной конференции по методу фотоупругости. Таллин: АН ЭССР. – 1979, т. IV, с. 116 – 118.