

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

На правах рукописи



Радченко Валерий Петрович

**МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО
СОСТОЯНИЯ ТОНКОСТЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ
СИСТЕМ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ РАДИОЛОКАЦИОННЫХ
СТАНЦИЙ**

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
д.ф.-м.н., проф. Рабинский Л.Н.

Москва, 2018 г.

Содержание

Введение.....	4
1.1. Обзор и анализ существующих конструкций и систем терморегулирования АФАР.....	11
1.1.1. Анализ конструктивных схем построения АФАР.....	12
1.1.2. Системы терморегулирования АФАР.....	17
1.2. Обзор известных методов решения задач о деформировании балок, пластин и оболочек, контактирующих с жесткой поверхностью.....	22
Глава 2. Аналитические решения для оценки ширины зоны контакта между плоскоовальными каналами охлаждения и охлаждаемыми поверхностями...	31
2.1. Описание конструкции системы терморегулирования АФАР на базе деформируемых тонкостенных каналов охлаждения.....	31
2.2. Определение величины гидростатического давления в каналах охлаждения.....	33
2.3. Постановка задачи аналитических расчетов.....	36
2.4. Упрощающие гипотезы и предположения.....	38
2.5. Моделирование деформированного состояния прямолинейного участка поперечного сечения канала охлаждения.....	42
2.5.1. Применение классической теории изгиба балок.....	43
2.5.2. Применение модели балки Тимошенко.....	51
2.5.3. Применение классической теории изгиба балок с учетом больших прогибов.....	57
2.5.4. Общая характеристика полученных аналитических оценок.....	65

2.6. Оценка напряженно-деформированного состояния цилиндрической оболочки плоскоовального сечения, контактирующей с жесткой поверхностью, под действием внутреннего давления.....	67
2.7. Пример проектировочного расчета.....	81
Глава 3. Экспериментальное определение ширины зоны контакта труб плоскоовального сечения с жесткой поверхностью под действием давления наддува.....	90
Глава 4. Численное моделирование и оценка прочности U-образных деформируемых труб системы терморегулирования АФАР.....	97
Заключение.....	111
Список литературы.....	113
Приложение А. Результаты внедрения, патент.....	121
Приложение Б. Анализ влияния температурных режимов работы на надежность и долговечность активных элементов АФАР.....	123
1. Температурные зависимости параметров полупроводниковых приборов.....	123
2. Влияние амплитудно-фазовых ошибок на характеристики ФАР.....	125
3. Требования к системе терморегулирования АФАР.....	127
4. Тепловые режимы и надежность АФАР.....	129

Введение

Настоящая диссертационная работа является частью работ, ориентированных на создание оптимальных систем терморегулирования для мощных активных фазированных антенных решеток (АФАР) для высокоточных помехозащищенных мобильных радиолокационных станций. Актуальность работы определяется тем, что современный этап развития радиолокационных технологий характеризуется все возрастающими требованиями к многофункциональности станций, работе по многим одновременно обнаруживаемым и сопровождаемым объектам на больших дальностях, к работе в условиях многочисленных помех. Известно, что такие характеристики радиолокационных станций, как разрешающая способность, точность, помехозащищенность, устойчивость к ионизации атмосферы, существенно улучшаются с уменьшением длины волны. Кроме того, использование высокочастотных диапазонов волн позволяет при небольших апертурах антенн, что характерно для мобильных комплексов, обеспечить высокую концентрацию энергии в пространстве, что в свою очередь приводит к увеличению дальности обслуживания малоразмерных объектов. Указанные выше обстоятельства диктуют необходимость разработки мощных радиолокационных средств в более высоких диапазонах длин волн.

Особенностью современных цифровых АФАР является то, что приемно-передатчики и цифровые схемы управления размещаются на антенном полотне в каждом излучателе. В зависимости от решаемых задач выбирается расстояние между излучателями кратное длине волны (шаг решетки) и в большинстве случаев заполнение антенного полотна получается очень плотное. Поэтому подводимая энергия, а, следовательно, и тепловая, достаточно плотно распределена по антенному полотну. Становится очевидным, что с увеличением частоты излучаемой энергии, а, следовательно, и конструктивном уплотнении при размещении приемно-

передатчиков в антенном полотне, задачи отвода тепловой мощности от антенны выходят по сложности на первое место.

Одним из важных факторов, влияющих на характеристики АФАР, является возможность создания равномерного или хотя бы стабильного температурного поля поверхности и основных электро-радио элементов (компонентов) конструкции. Расчеты показывают, что для реализации РЛС в интересах, указанных выше применений, уровень выходной мощности антенного устройства в импульсе может достигать сотен киловатт при средней мощности в десятки киловатт, а, следовательно, и выделяемая тепловая мощность может исчисляться десятками киловатт. Поэтому разработка технических решений, обеспечивающих эффективный теплоотвод от активных элементов приёмо-передающих модулей мощных АФАР является актуальной. **В частности, актуальной является разработка новых эффективных методов расчета и проектирования элементов конструкций,** применяемых в составе систем терморегулирования АФАР, чему и посвящена настоящая работа.

Объект исследований

Объектом исследований настоящей диссертации являются деформируемые тонкостенные каналы охлаждения плоскоовального сечения, на базе которых предложен новый вариант системы терморегулирования радиолокационных станций (РЛС).

Предмет исследований

Предметом исследований является проблема определения ширины зоны контакта между деформируемыми каналами системы охлаждения и охлаждаемыми поверхностями нагреваемых приёмо-передающих модулей РЛС, с учетом действующего внутри каналов гидростатического давления, геометрии сечений каналов и зазоров между охлаждаемыми приёмо-передающими модулями РЛС. Решается задача обеспечения наиболее

широкой зоны контакта (для наиболее интенсивного теплоотвода) с учетом условий прочности и долговечности.

Методы исследования

Для определения исходных требований к конструкции труб-каналов охлаждения в системе терморегулирования АФАР проведен анализ существующих конструктивных схем построения АФАР и анализ влияния неравномерного нагрева на основные характеристики излучения АФАР.

Для предварительного аналитического проектирования и для поиска оптимальной геометрии тонкостенных труб в системе охлаждения применяются модели теории тонких оболочек и пластин, нагруженных внутренним гидростатическим давлением, в приближении малых и больших прогибов с учетом наличия контактного взаимодействия с жесткой поверхностью. Аналитические расчеты проводятся в упругой постановке в приближении плоского деформированного состояния для области основной рабочей зоны труб охлаждения. Предполагается наличие контакта без проскальзывания.

Для определения условий нагружения тонкостенных каналов охлаждения использованы методы гидравлического проектирования систем жидкостного охлаждения.

Результаты аналитических расчетов сопоставляются с численным конечно-элементным моделированием, реализованным в геометрически-нелинейной постановке с учетом трения в зоне контакта. Трехмерные модели оболочек строятся с использованием элементов типа shell и модели Миндлина-Рейсснера. В численных расчетах рассматриваются и сопоставляются различные варианты поперечных сечений труб. Дается оценка их прочности при статическом и многократном нагружении. Для рассматриваемых металлических труб используется критерий Мизеса для оценки возможности возникновения пластических деформаций. Прочность

при многократном нагружении оценивается по результатам статических расчетов на основе эмпирического соотношения Лэнджера.

Экспериментальные исследования проведены на элементе трубы плоскоовального сечения для непосредственной проверки результатов расчета зоны контакта трубы с жесткой поверхностью под действием давления наддува.

Научная новизна работы определяется следующими полученными результатами:

- Впервые решена задача об определении ширины зоны контакта между тонкостенной оболочкой плоскоовального сечения (каналом охлаждения) и жесткой плоскостью в условиях действия гидростатического давления. Решение контактной задачи для оболочки сведено к решению задачи о деформациях балки единичной ширины для случая плоского деформированного состояния. Построены аналитические и численно-аналитические решения в приближении малых и больших прогибов в рамках классической теории изгиба балок и в приближении малых прогибов в рамках модели балок типа Тимошенко. Показано, что построенные решения в рамках неклассических теорий в предельных случаях (малые прогибы, малая толщина стенки) выходят на классическое решение.

- Проведена экспериментальная проверка предложенной аналитической методики оценки ширины зоны контакта в системе терморегулирования АФАР на основе испытаний труб плоскоовального сечения.

- Результаты аналитических расчетов подтверждены на основе численного конечно-элементного моделирования. Дана оценка прочности труб системы терморегулирования с различной формой поперечных сечений. Показана эффективность выбранной формы поперечного сечения труб с точки зрения статической и циклической прочности.

- С применением разработанных расчетных методов предложена новая конструкция системы терморегулирования АФАР и достигнут необходимый уровень теплопередачи за счет применения нового типа конструктивных элементов. В отличие от традиционных методов охлаждения приемопередающих модулей предложено создать способ охлаждения с помощью деформируемых U-образных труб плоскоовального сечения. Таким образом, предложен и апробирован подход и конструктивные решения, позволяющие усовершенствовать существующие системы охлаждения АФАР и обеспечить их надежную и эффективную работу.

Практическая ценность работы заключается:

- в разработке и экспериментальной проверке прикладных аналитических методов расчета параметров напряженно-деформированного состояния тонкостенных каналов систем охлаждения АФАР.

- в практической реализации систем терморегулирования АФАР на базе деформируемых тонкостенных каналов с применением предложенных расчетных методик;

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций, сформулированных в диссертации, обосновывается использованием строгих и апробированных подходов механики деформируемого твердого тела, в частности, моделей теории упругих тонких пластин и оболочек при малых и больших прогибах, подтвержденных результатами численного конечно-элементного моделирования, а также результатами проведенных в работе экспериментальных исследований для проектируемых элементов конструкций.

Реализация и внедрение результатов

Результаты исследований легли в основу разработки конструкторской документации, изготовления и испытаний мобильного радиолокационного комплекса «Демонстратор».

В период с 2013 по 2015 г. на радиолокаторе проведен широкий комплекс исследований в том числе, связанных с работой системы терморегулирования АФАР, построенной на базе разработанных деформируемых тонкостенных каналов.

В период с 2010 г. по настоящее время изготовлены и исследуется ряд опытных образцов АФАР X-диапазона длин волн, где применен способ охлаждения мощных приемо-передающих модулей с использованием предложенной конструкции каналов охлаждения в виде деформируемых U-образных труб.

Положения, выносимые на защиту:

- Аналитические и численно-аналитические решения задач об определении напряженно-деформированного состояния и ширины зоны контакта между тонкостенной оболочкой плоскоовального сечения (каналом охлаждения) и жесткой плоскостью в условиях действия гидростатического давления, построенные для случая плоского деформированного состояния основной рабочей зоны каналов охлаждения в приближении малых и больших прогибов.

- Результаты экспериментальной проверки предложенной аналитической методики оценки ширины зоны контакта в системе терморегулирования АФАР на основе испытаний фрагментов труб плоскоовального сечения.

- Результаты численного конечно-элементного моделирования, подтверждающие эффективность предложенной аналитической методики проектирования и предложенных конструкторских решений с точки зрения обеспечения приемлемого прочностного состояния каналов охлаждения в форме тонкостенных труб плоскоовального поперечного сечения.

- Конструктивные решения, обеспечивающие устойчивый режим съема тепловой энергии с активных СВЧ элементов АФАР. В частности, способ охлаждения на базе деформируемых труб плоскоовального сечения, обеспечивающий интенсивное отведение тепла без введения охлаждающей жидкости непосредственно в корпус приемо-передающих модулей и обеспечивающий равномерное распределение теплового потока по антенному полотну и стабильность амплитудно-фазового распределения электромагнитного поля.

Глава 1. Современное состояние проблемы проектирования систем терморегулирования радиолокационных станций

1.1. Обзор и анализ существующих конструкций и систем терморегулирования АФАР.

ФАР (фазированная антенная решётка) в отличие от других типов антенн включают в себя элементы РЭА, в которых лишь несколько процентов подводимой мощности расходуется на полезное преобразование сигнала, а остальная часть выделяется в виде тепловой энергии. Поэтому в ФАР важной является задача обеспечения требуемого теплового режима.

Бурное развитие микроэлектроники, цифровой техники в последние годы привело к тому, что конструктора радиолокационных станций (РЛС) стали активно разрабатывать цифровые активные фазированные решетки (АФАР), видя в них средства радиолокации с совершенно новыми качествами, которые не могли быть осуществлены в прошлом. Особенностью АФАР является то, что приемо-передатчики размещаются на антенном полотне в каждом излучателе. Поэтому подводимая энергия, а, следовательно, и тепловая, достаточно плотно распределена по антенному полотну.

Если для крупногабаритных стационарных РЛС с АФАР выбор способа реализации отвода тепловой энергии практически нет ограничений по габаритам и массам охлаждающего оборудования, то в АФАР мобильного базирования плотности теплового потока возрастают, а места для размещения системы охлаждения становится существенно меньше. Поэтому разработка технических решений, обеспечивающих эффективный теплоотвод от активных элементов интегральных схем СВЧ, узлов и submodule приёмно-передающих модулей АФАР X и C диапазонов является актуальной задачей.

1.1.1. Анализ конструктивных схем построения АФАР

Размещение приемо-передатчика в непосредственной близости к излучателю, организация схем питания и управления приемо-передающим каналом, минимизация количества кабельных связей, приводит к желанию, где это возможно, объединить каналы в приемо-передающие модули. Группирование каналов в приемо-передающие модули позволяет уменьшить количество корпусных элементов, количество разъемов, кабелей, организовать более эффективную схему питания и управления. Модульность построения АФАР позволяет резко повысить ремонтпригодность РЛС, уменьшить число обслуживающего персонала, что является для мобильных РЛС – одним из основных параметров. Ограничение сверху – максимальное количество каналов в модуле определяется из конструктивно-технологических соображений и в каждой конструкции АФАР для различных диапазонов частот выбирается отдельно.

Обычно для достижения лучших радиотехнических параметров сетку фазированной решетки выбирают с гексагональной структурой (рис.1.1) и укрупнение каналов в модули можно проводить либо по вертикальным столбцам, либо по горизонтальным строкам. Исходя из нагрузок, воздействующих на антенное полотно, а это в основном весовые, транспортные нагрузки, укрупнение каналов в модули целесообразно проводить по вертикальным столбцам, так как при этом максимальная жесткость силовых элементов корпуса будут располагаться по направлению основных возмущающих воздействий.

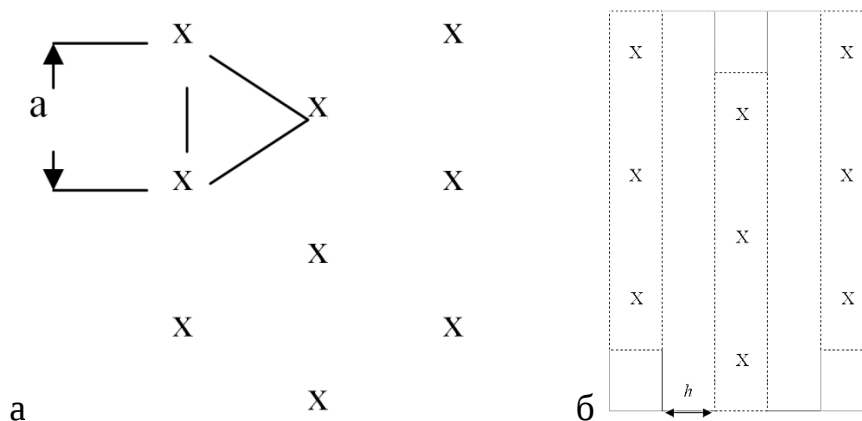


Рис. 1.1. Схема фазированной решетки с гексагональной структурой (а) и зазор между приемопередающими модулями антенного полотна (б).

Обычно шаг решетки (рис.1.1, а) рассчитывается из условия $a = 0,56 \lambda$, где λ - длина волны. Зазор между модулями h (рис. 1.1, б) определяет конструктивный облик антенного полотна, так как в этом зазоре должны расположиться силовые элементы металлоконструкции, кабельные связи питания и управления, а также элементы системы охлаждения.

Основное преимущество в разрабатываемых РЛС с АФАР получили решетки отражательного и проходного типа (рис. 1.2). АФАР отражательного типа (рис. 1.2, а) с точки зрения заполнения зазора h имеет преимущество по сравнению с АФАР проходного типа (рис. 1.2, б), так как имеет возможность размещения части аппаратуры и металлоконструкций с тыльной стороны антенного полотна. В проходной же решетке обе стороны антенного полотна являются рабочими, и поэтому разработчику приходится бороться за каждый миллиметр зазора h .

Рассмотрим ряд диапазонов частот, используемых для радиолокации, в которых проблема теплоотвода АФАР стоит особенно остро. К таким диапазонам относятся: S, C, X, Ka – диапазоны.

Диапазон S – 2,8 ÷ 3,2 ГГц **шаг решетки около 60 мм (зазор для расположения каналов охлаждения)**

Диапазон C – 5 ÷ 5,6 ГГц **шаг решетки около 35 мм**

Диапазон X – 9 ÷ 11 ГГц **шаг решетки около 17 мм**

Диапазон Ка – 33 ÷ 37 ГГц шаг решетки около 5 мм

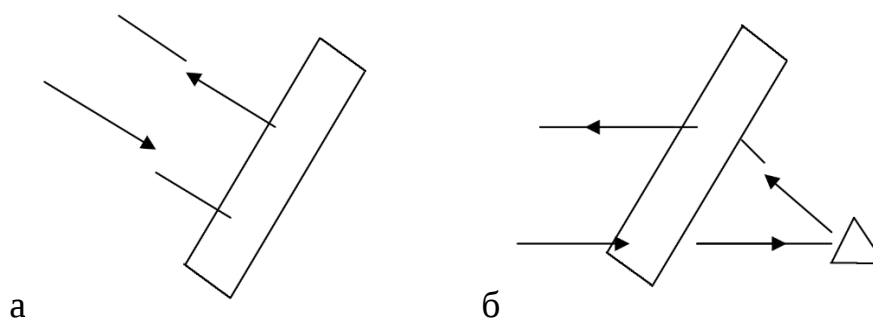


Рис. 1.2. Схема работы АФАР отражательного (а) и проходного (б) типов.

Исходя из размеров самых крупных элементов ППМ, а это в основном конденсаторы, источники питания, усилители мощности, габаритный размер корпуса обычно для диапазонов получается следующий [71]:

S диапазон – 25 ÷ 30 мм

C диапазон – 18 ÷ 20 мм

X диапазон – 10 ÷ 13 мм

Ка диапазон – 3 ÷ 4 мм

Проведя анализ шага решетки и размеров корпусов ППМ, можно отметить, что с увеличением частотного диапазона резко уменьшается зазор между модулями h , и, следовательно, уменьшается расстояние, для размещения системы охлаждения. Если для S диапазона расстояние h в пределах 30 ÷ 35мм дает возможность рассматривать воздушную систему охлаждения ППМ, то для диапазона Ка расстояние h – составляет около 1мм и для размещения элементов теплоотвода физически не хватает места.

Для решения задач радиолокации, особенно в мобильных РЛС, особую роль играет сочетание параметров АФАР таких как: размеры полотна, рабочий диапазон частот, мощность излучения. Так размер полотна напрямую влияет на коэффициент усиления антенны, на ширину диаграммы направленности в двух плоскостях, но в свою очередь ограничен проездными габаритными размерами и грузоподъемностью транспортных средств.

Рабочий диапазон частот важен при выборе дальности распространения радиоволн в атмосфере, возможность работы, не создавая помех другим средствам радиолокационных комплексов. От диапазона частот зависит какое количество приемо-передающих каналов возможно разместить в антенном полотне.

Мощность излучения – напрямую влияет на дальность обнаружения цели, возможность ее распознавания, и ограничивается только возможностью современной элементной базы, а именно мощностью выходного транзисторного усилителя и возможностью его охлаждения.

Так для указанных выше диапазонов частот выходные транзисторы обычно изготавливают на базе кремния, арсенида галлия, нитрида галлия и мощность усилителей на их основе, на сегодняшний день лежит в пределах, указанных в Таблице 1.1.

На сегодняшний день наиболее широкое распространение получили транзисторы на основе кремния и арсенида галлия. Они допускают перегрев до 90°C . Для надежной работы всех элементов ППМ обычно стараются не допускать перегрева корпуса ППМ более 70°C . Если учесть, что для мобильных АФАР в тепловые расчеты закладывают температуру охлаждающего забортного воздуха $+50^{\circ}\text{C}$, то становится очевидным, что для решения задачи теплоотвода имеем градиент температур всего в 20°C . Поэтому транзисторы на базе нитрида галлия имеют преимущество, т.к. температура перегрева у них может достигать до 120°C , при более высоком КПД. Однако из-за технологической сложности получения особо чистого нитрида галлия в нашей стране, эти транзисторы пока не имеют серийного применения.

Таблица 1.1. Мощность усилителей, изготовленных с использованием транзисторов из различных материалов, для различных диапазонов частот.

Диапазон частот	Кремний (Вт)	Арсенид галлия (Вт)	Нитрид галлия (Вт)
S	100		50
C		15	50
X		10 ÷ 15	25 ÷ 50
Ka		2	5 ÷ 7

Определим для каждого диапазона частот распределение тепловой мощности по антенному полотну на базе ППМ с транзисторами на основе кремния и арсенида галлия. Если пересчитать тепловую мощность передатчика с учетом КПД транзистора, добавить тепловую составляющую, выделяемую источниками питания, другими элементами на единицу площади полотна, то получим для каждого диапазона следующее тепловое распределение:

S диапазон – 1,5 Вт/см²

C диапазон – 1,8 Вт/см²

X диапазон – 2,1 ÷ 3,75 Вт/см²

Ka диапазон – 7,4 Вт/см²

Очевидно, что для более высоких диапазонов частот задача теплоотвода выходит по сложности на первое место, даже опережая проблемы создания приемо-передающего канала с высокими характеристиками. При этом необходимо иметь ввиду, что интенсивность теплового потока теплонагруженных элементов таких, как транзисторы, отнесённая к площади их контактной поверхности с платой (корпусом) составляет 100 и более Вт/см². Для сравнения, можно также отметить, что мощность передатчика современного стандартного мобильного телефона составляет, порядка 1 Вт.

Из сказанного следует, что при выборе способов организации и разработке системы охлаждения АФАР следует принимать во внимание следующее:

- распределение тепловой мощности по антенному полотну;
- интенсивность локальных тепловых потоков теплонагруженных элементов;
- величина зазора h между модулями (субмодулями).

1.1.2. Системы терморегулирования АФАР.

В зависимости от плотности теплового потока, т.е. теплового потока, проходящего через единицу поверхности элементов, блоков и антенного полотна применяются те или другие способы организации системы охлаждения, включающие в общем случае:

- локальное охлаждение теплонагруженных элементов;
- охлаждение блока (субмодуля);
- охлаждение модуля;
- охлаждение АФАР.

При этом во всех случаях для мобильных станций требуется организация замкнутой системы. В тех случаях, когда из небольшого пространства необходимо отвести теплоту в окружающую среду, а поверхность теплового контакта ограничена, могут использоваться, например, двухступенчатые системы охлаждения: На первой ступени тепловой поток от теплонагруженных элементов или блоков выводится из модулей во внутренние полости ФАР. На второй ступени тепловой поток через общую систему выводится в окружающую среду. На первой ступени применяются жидкостные, жидкостные капиллярные и испарительные системы охлаждения (тепловые трубки). На второй ступени, как правило, используется воздушное или жидкостное охлаждение.

Наиболее широко на первой ступени систем охлаждения АФАР в настоящее время применяются жидкостные системы охлаждения с использованием жидкостей-теплоносителей (антифризы на основе этиленгликоля и др.), которые подаются

непосредственно внутрь модулей АФАР. Конструкция таких систем охлаждения представляет собой герметичный корпус в частности, в виде параллелепипеда, выполненный из металла с высокой теплопроводностью (например, из меди) и разделенный продольной перегородкой в средней части. Образованные таким образом два внутренних канала, связанные между собой в зонах нагрева и охлаждения обеспечивают непрерывную циркуляцию хладагента. При создании системы охлаждения рассматриваемого типа важное (если не решающее) значение имеет выбор или специальная разработка насоса. Расчёты показывают: если, например, в теплонагруженной зоне выделяется 200 Вт можно ожидать, что будет иметь место плёночный режим или ламинарный в начальной стадии, при котором у поверхности образуется почти неподвижная плёнка нагретой жидкости и поэтому интенсивность теплообмена очень мала. В этом случае проблема может решаться, во-первых, подбором жидкости, обладающей высокой теплопроводностью (температуропроводностью) и, во-вторых, повышением температурного напора, т.е. разности температур между теплонагруженной зоной и холодильником.

К недостаткам таких систем жидкостного охлаждения АФАР можно отнести следующие:

- Низкая ремонтпригодность. В случае возникновения протекания или испарения жидкости в процессе эксплуатации или при возникновении случайных повреждений, снижающих надёжность АФАР, необходимо проводить ремонт или замену приемопередающего модуля целиком;

- Ухудшение радиотехнических характеристик АФАР. Жидкости с хорошими охлаждающими свойствами, как правило, включают воду, поэтому являются электропроводными и влияют на радиотехнические характеристики АФАР, а диэлектрические жидкости (например, масла, фреоны) обладают низкими теплофизическими характеристиками;

- Коррозия материалов системы охлаждения и оседание продуктов коррозии на внутренних поверхностях ППМ, что также приводит к ухудшению характеристик АФАР и снижению надежности.

В случае применения жидкостной системы охлаждения в условиях ограниченного пространства (на уровне субмодуля или модуля) отвод тепла может осуществляться с помощью жидкости, протекающей по внешним каналам, стенки которых должны иметь хороший тепловой контакт с теплонагруженными элементами. При этом охлаждающая жидкость должна принудительно циркулировать между теплонагруженной зоной и холодильником, который связан со второй ступенью. В этом случае внутрь модулей АФАР жидкость не подается, что исключает указанные выше недостатки используемых систем жидкостного охлаждения. Именно такой вариант системы терморегулирования рассматривается в настоящей диссертации.

Концепция рассматриваемой далее системы жидкостного охлаждения АФАР без подачи охлаждающей жидкости непосредственно в ППМ заключается в следующем:

- Тепловая мощность, выделяемая усилителями СВЧ сигнала, передается кондуктивно на внешнюю стенку корпуса ППМ (поз.1 на рис. 1.3.).

- С внешней стенкой корпуса ППМ контактируют каналы (поз. 2 на рис. 1.3.), по которым циркулирует охлаждающая. Каналы имеют U – образную форму и располагаются в пазах несущей конструкцией полотна АФАР в зазорах между модулями. Подача жидкости в каналы охлаждения и отвод жидкости из них осуществляется с помощью раздающего (поз. 3 на рис. 1.3.) и собирающего (поз. 4 на рис. 1.3.) коллекторов. Каналы охлаждения представляют собой плоские тонкостенные трубки из коррозионностойкой стали.

- Контакт стенок каналов с теплоотдающими поверхностями осуществляется при наличии давления теплоносителя в системе охлаждения за счет изменения геометрических размеров сечения каналов в пределах упругой деформации материала.

- Поток охлаждающей жидкости из собирающего коллектора поступает в теплообменный блок (ТБ) жидкостно–воздушного контура охлаждения. В ТБ теплоноситель охлаждается воздушным потоком, создаваемым вентиляторами теплообменного блока. Из ТБ теплоноситель подается в раздающий коллектор, а из него вновь поступает в U – образные каналы охлаждения АФАР. Циркуляция охлаждающей жидкости обеспечивается насосом, создающим давление в жидкостном тракте, достаточное для компенсации потерь на трение, местных потерь и обеспечения необходимой скорости потока жидкости в каналах.

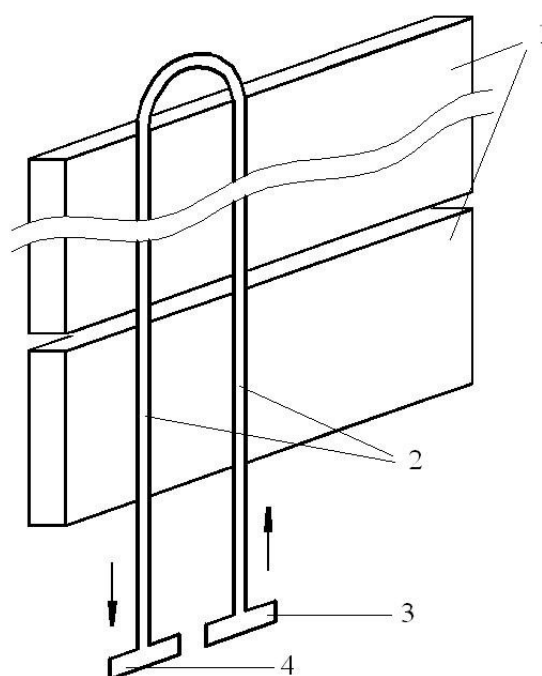


Рис. 1.3. Схема жидкостной системы охлаждения АФАР, использующей внешние каналы для подачи охлаждающей жидкости.

В заключение раздела отметим, что наиболее перспективным способом локального охлаждения являются жидкостные капиллярные системы на основе тепловых труб, которые позволяют в перспективе обеспечить охлаждение непосредственно теплонагруженных элементов. Однако сложность создания

таких систем терморегулирования заключаются в необходимости учета различных типов воздействий – гравитации, ускорений, вибрации, градиентов температуры, поверхностного натяжения, геометрической кривизны изделия. Существующие разработки по габаритным характеристикам и тепловой нагрузке могут быть применены для ФАР С – диапазона. Для ФАР Х – диапазона требуется проработка решений, направленных на увеличения эффективной мощности и уменьшения габаритов тепловых труб. Поэтому на данном этапе развития техники для обеспечения тепловых режимов усилителей мощности АФАР Х–диапазона наилучшим вариантом является принудительное жидкостное охлаждение.

1.2. Обзор известных методов решения задач о деформировании балок, пластин и оболочек, контактирующих с жесткой поверхностью

В настоящей диссертации рассматривается задача оценки напряженно-деформированного состояния каналов охлаждения в виде деформируемых тонкостенных труб в системе терморегулирования АФАР. Определяющей характеристикой этих конструктивных элементов является ширина зоны контакта (зоны прилегания), которая реализуется между трубами и охлаждаемыми плоскими поверхностями ППМ АФАР при действии давления жидкости, протекающей внутри них. Площадь зоны контакта должна быть достаточно большой, чтобы обеспечивать приемлемый уровень теплоотдачи и охлаждения ППМ АФАР. При этом должна быть обеспечена и прочность трубок, работающих в условиях многократного нагружения (включения/выключения системы охлаждения). Поэтому необходимо обеспечить достаточно большую площадь контакта при минимальном заданном внутреннем гидростатическом давлении, то есть при минимальных деформациях и напряжениях в стенках каналов охлаждения. Ограничения также накладываются на размер поперечных сечений трубок. Во-первых, трубки должны помещаться в зазоры между ППМ, размер которых определяется, в том числе, радиотехническими характеристиками АФАР (см. раздел 1.1.1). Во-вторых, размер сечения труб охлаждения не должен быть слишком велик для возможности применения малогабаритных насосов, для создания необходимого уровня давления в жидкостном тракте.

Таким образом, с точки зрения механики деформируемого тела, в настоящей диссертации рассматривается проблема определения напряженно-деформированного состояния тонкостенных оболочек, которые не являются оболочками вращения, работают в условиях действия внутреннего гидростатического давления и контактируют с поверхностью охлаждаемых элементов. Эти поверхности можно считать абсолютно жесткими и

плоскими, что определяется конструкцией ППМ АФАР, выполняемых из стали толщиной до 5-10 мм.

Трубы являются тонкостенными, так как толщина их стенки составляет 0,1-0,5 мм, а габаритные размеры сечений 3-5 мм по высоте и –до 50 мм по длине. Сечения имеют плоскоовальную форму (см. рис. 1.4). Это означает, что сечение состоит из двух прямолинейных отрезков и двух круглых частей. Таким образом, оболочка состоит из двух плоских пластин и двух соединяющих их половинок цилиндрических оболочек круглого сечения. Трубы охлаждения, вообще говоря, не являются прямолинейными, а имеют U-образную форму (см. рис. 1.3.). Однако, в аналитических расчетах будут рассматриваться только прямолинейные участки труб. Эти участки являются основной рабочей зоной трубы, в которой реализуется основная доля теплоотдачи от охлаждаемой поверхности к охлаждающей жидкости. В конечно-элементном моделировании будут проводиться детализированные расчеты труб U-образной формы.

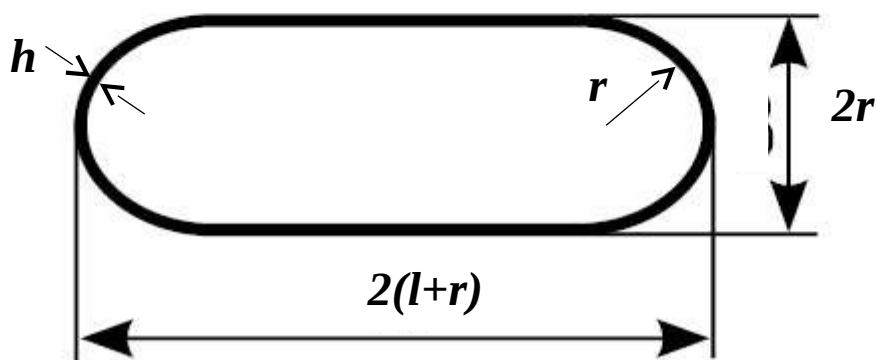


Рис. 1.4. Плоскоовальное сечение труб охлаждения.

В аналитических расчетах используется дополнительное предположение о плоском деформированном состоянии трубы в основной рабочей зоне. При этом в первом приближении, можно рассматривать только деформирование прямолинейных участков сечения трубы (из-за их большой протяженности и малой высоты поперечного сечения), которые, фактически

являются пластинками и изгибаются по цилиндрической поверхности под действием гидростатического давления жидкости внутри трубы. Таким образом, в результате сделанных предположений, рассматриваемая задача сводится к решению задачи об изгибе балки-полоски единичной ширины (с заменой в решении для балки модулей упругости на приведенные модули пластинки [20]). В случае учета влияния криволинейных частей поперечного сечения оболочки, необходимо, на основе аналогичных предположений, рассматривать изгиб криволинейной балки. Решения указанных задач хорошо известны и могут быть получены аналитически [21, 22].

Сложность, которая возникает в рассматриваемых задачах, заключается в наличие контакта оболочки с жесткими поверхностями, которые ограничивают ее перемещения при деформациях (рис. 1.5.). Таким образом, возникает задача определения НДС тонкой оболочки в условиях действия внутреннего гидростатического давления и одностороннего контакта с жесткими поверхностями. Проблеме решения подобных задач посвящено большое количество работ, в частности, известные работы Э. И. Григолюка [6], Э. И. Григолюка и В.И. Шалашилина [7], В.З. Власова [4], В.И. Моссаковского [15], Э.Э. Лавенделла [12]. Контактные задачи для анизотропных оболочек рассматривались в [18]. Задачи в нелинейной постановке с учетом больших прогибов рассматривались в [9]. Задачи нестационарного взаимодействия оболочек с препятствиями рассматривались в [5, 14, 19].

В настоящее время методы решения контактных задач продолжают развиваться, при этом широко применяются численные методы моделирования [8, 60, 66] и рассматриваются задачи для композитных и неоднородных оболочек, для тонкостенных конструкций, работающих в условиях сложного механического нагружения, удара, вибраций, нагрева, рассматриваются задачи с учетом нелинейных процессов деформирования и прогрессирующего разрушения, с учетом вязкоупругих эффектов, фазовых превращений, закритическое поведение конструкций, влияние дефектов и

несовершенств оболочек и т.д. [2, 5, 8, 11, 17, 19, 32, 39, 41, 48, 49, 50, 54, 55, 60, 65]. Современное развитие метода конечных элементов и других численных методов позволяет с высокой точностью решать контактные задачи для тонкостенных конструкций в нелинейной постановке с неизвестной зоной контакта и с различными условиями контакта, в том числе, с учетом нелинейных законов для трения и адгезионного взаимодействия [39, 42, 57, 60, 62].

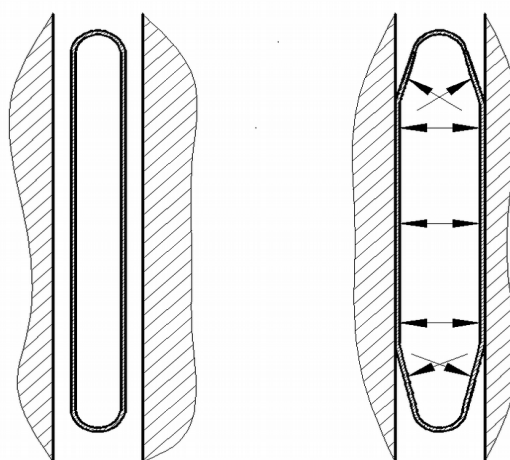


Рис. 1.5. Жесткие поверхности, ограничивающие перемещения оболочки плоскоовального сечения.

Одной из задач настоящей диссертации является формулировка аналитической методики для оценки зоны контакта в решаемой задаче. Отметим, что большинство аналитических решений в известных решенных контактных задачах построено для оболочек вращения [6, 60]. Для оболочек более сложной формы аналитических решений, в целом, известно значительно меньше, а для контактных задач они, фактически, отсутствуют.

Решение об определении напряжений в безмоментной оболочке в форме эллипсоида с тремя не равными полуосями было представлено в монографии Новожилова [16]. Это решение было построено на основе решения задачи для сферической оболочки и метода аффинных

преобразований. В этом решении были определены напряжения, действующие в эллипсоидальной оболочке под действием внутреннего давления. Решение о деформациях цилиндрической оболочки с эллиптическим поперечным сечением впервые было построено Феодосьевым в приложении к трубкам Бурдона [24, 25]. НДС оболочки и ее перемещения определялись на основе энергетического подхода. Это решение использовалось в дальнейшем при проектировании конструкций различного назначения и, в частности, приведено в монографии Лизина, Пяткина [13]. Развитие подхода, предложенного Феодосьевым, и его обобщение на случай других поперечных сечений неосесимметричных цилиндрических оболочек, и, в частности, на случай плоскоовальных сечений, было получено в работах Андреевой [1].

Как было отмечено выше, расчет упрощается, если рассматривать только основную рабочую зону оболочки, в которой реализуется плоское деформированное состояние. Именно такое упрощение применялось и в работах Феодосьева, Андреевой и др. [1, 24, 25]. В этом случае расчет сводится к построению решения в рамках балочной теории.

Аналитических решений для задач о деформациях балок и пластин, контактирующих с жесткой поверхностью, известно достаточно много [1, 6, 26, 33, 34, 40, 43, 44, 56, 61]. Анализ результатов применения различных теорий пластин для построения решения в задаче о деформациях прямоугольной пластинки, изгибаемой под действием жесткого штампа был представлен, например, в монографии Э.И. Григолюка, В.М. Ткачева [6]. Было показано, что при использовании теории пластин, построенной на основе гипотез Кирхгоффа, действие штампа сводится к воздействию двух сосредоточенных сил-реакций, приложенных на краях зоны контакта. Это решение является некоторым приближением к реальному распределению давления, возникающего в контактной области. Оно позволяет приближенно оценить деформированное состояние и ширину зоны контакта пластинки и штампа и, в частности, может применяться для моделирования и

проектирования пластинчатых пружин [6]. Более реалистичное решение может быть получено с использованием теории пластин, учитывающей деформации сдвига. В этом случае в зоне контакта возникает распределенное давление, максимум которого реализуется на границе контакта. Этот результат более логичен, но также не является точным, так как в реальности на границе зоны контакта усилие со стороны жесткого штампа должно равняться нулю. Такое решение может быть получено на основе аналитических методов только с учетом поперечного обжатия пластины [6], либо в рамках численного конечно-элементного моделирования. Этот вопрос обсуждался во многих работах, в том числе в работах Эссенубрга [34, 35, 40], Нагди [53].

В замкнутой аналитической форме решение задачи о контакте балки с жесткой поверхностью под действием распределенного давления и сосредоточенной силы, приложенной на конце балки (рис. 1.6), было представлено в монографии В.И. Феодосьева [26] и обсуждалось в работе Kim [43]. Аналогичное решение, но с учетом адгезии, было предложено Ривлиным для оценки адгезионных свойств покрытий в испытаниях на отрыв [58]. Было показано [26, 43], что в этом случае, так же, как и в теории пластин Кирхгофа, на балку Эйлера-Бернулли действует сосредоточенная сила, приложенная на границе зоны контакта. Из решения следует, что ширина зоны отрыва балки a от жесткого основания при заданной величине силы в простейшей теории балок равна удвоенному отношению приложенной силы к действующему давлению. Это решение следует из условия равенства нулю момента, возникающего в балке на границе зоны контакта (в точке отрыва балки от поверхности), то есть, фактически, для определения длины приподнятого участка балки используется условие равенства равнодействующих моментов от приложенной силы и действующего распределенного давления на приподнятом конце балки. Аналогичное решение было построено Феодосьевым и для балки типа Тимошенко с учетом деформаций сдвига. Было показано, что в этом случае реакция со

стороны жесткой поверхности представляет собой распределенную нагрузку с максимумом на границе контакта, а ширина зоны контакта определяется из решения трансцендентного уравнения [26].

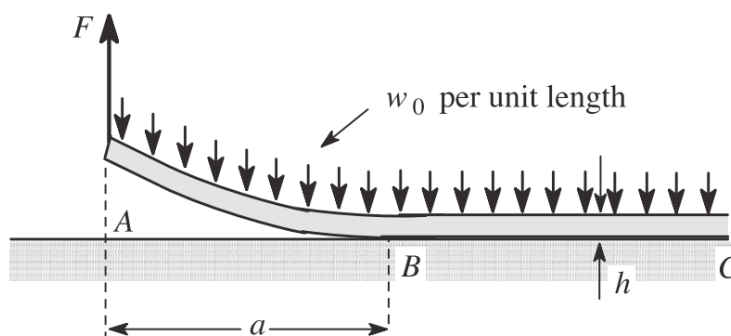


Рис. 1.6. Задача о контакте балки с жесткой поверхностью под действием распределенного давления w и сосредоточенной силы F , приложенной на конце балки [43].

Указанные аналитические решения и методы их построения, предложенные Феодосьевым, используются в настоящей работе для оценки ширины зоны контакта трубки плоскоовального сечения с охлаждаемой поверхностью, в том числе для случая больших прогибов. В первом приближении, рассматриваются деформации только плоских частей сечения трубки, которые, по сути, являются пластинками и для которых можно строить достаточно простые аналитические решения. При этом важно отметить, что в рассматриваемой задаче величина приложенной силы является неизвестной и ее необходимо отдельно определять исходя из заданной величины зазора между трубкой в недеформированном состоянии и жесткой поверхностью. Эта задача достаточно просто решается в простейшей балочной теории, но требует несколько более сложного подхода при рассмотрении балки типа Тимошенко и при построении решения с учетом больших прогибов.

В случае малых прогибов решение при заданной величине прогиба балки, который предполагается равным зазору между трубкой в недеформированном состоянии и жесткой поверхностью, может быть найдено, если решить задачу о деформациях консольной балки под действием распределенного давления и силы, приложенной на конце. Длина балки при этом является неизвестной и определяется из дополнительного соотношения равенства нулю изгибающего момента в балке в точке заделки. Это возможно, так как направление приложенной силы противоположно действующему давлению. В рассматриваемой задаче сосредоточенная сила, по сути, является реакцией со стороны цилиндрической части балки в вертикальном направлении, либо, при включении этой части в расчетную модель, - нормальной силой, действующей в сечении балки, вследствие его симметрии.

При использовании модели балки Тимошенко в рассматриваемой задаче (рис. 1.6) приходится решать систему двух уравнений. Первое уравнение - условие для определения действующей силы при заданном перемещении конца балки, второе (трансцендентное) – условие равенства перерезывающих сил на границе зоны контакта со стороны прижатого и приподнятого участков балки, которое было выведено в [26].

В нелинейной теории, учитывающей большие прогибы, задача дополнительно усложняется и приводит к необходимости решения системы из четырех уравнений, два из которых являются трансцендентными. Для решения этой системы используется численно-аналитический подход. Решение для функции углов поворота сечения балки строится в виде ряда, коэффициенты в котором определяются в аналитической форме на основе уравнения равновесия балки и соотношений для изгибающего момента, действующего в его сечениях. Однако, чтобы найти ширину зоны контакта и величину действующей силы, приходится решать систему из четырех уравнений, в которую входят указанные неизвестные величины, а также угол поворота и горизонтальное смещение конца балки.

Заметим, что используемый подход построения решения в рядах в задачах изгиба балок и цилиндрического изгиба пластин с учетом больших прогибов является широко распространенным. В частности, такой подход может применяться при построении решения задачи о прогибах консольной балки под действием распределенного давления [59, 63]. Известны также аналитические решения для задачи изгиба балок с учетом больших прогибов при действии распределенной нагрузки (в том числе «следящей» и действующей по нормали) и сосредоточенных сил и моментов, построенные с использованием других методов [27, 28, 29, 30, 37, 45, 47, 64], зачастую такие решения записываются через эллиптические интегралы [23, 28, 30, 52]. Однако, аналитических или численно-аналитических решений для контактных задач для балок с учетом больших прогибов известно не так много. Можно отметить аналитическое решение, построенное для прямоугольной мембраны [61, 62], нагруженной давлением в условиях плоской деформации. Однако, это решение построено только для случая несжимаемого материала и граничных условий в виде жесткого закрепления. Для решения рассматриваемой задачи необходимо учитывать изгибную жесткость стенок каналов охлаждения, использовать условия свободного опирания и учитывать, что материалом оболочки является сталь, которую нельзя считать несжимаемым материалом.

Глава 2. Аналитические решения для оценки ширины зоны контакта между плоскоовальными каналами охлаждения и охлаждаемыми поверхностями

2.1. Описание конструкции системы терморегулирования АФАР на базе деформируемых тонкостенных каналов охлаждения

Анализ конструктивных особенностей ППМ и условий эксплуатации показывает, что для обеспечения тепловых режимов ППМ необходимо применение принудительного жидкостного охлаждения. При этом тепловые режимы ППМ наиболее рационально могут быть обеспечены при организации движения охлаждающей жидкости по двум идентичным и включенным параллельно каналам охлаждения. Каналы имеют U-образную форму и располагаются с противоположных сторон ППМ в зазорах между их корпусами и несущей конструкцией полотна АФАР. Таким образом, теплоноситель каждого из каналов воспринимает половину тепловой нагрузки от ППМ, входящих в состав столбца. Общее число таких каналов в секции полотна АФАР равняется шестнадцати. Подача жидкости в каналы охлаждения и отвод жидкости из них осуществляется с помощью раздающего и собирающего коллекторов, расположенных под секцией. Схема размещения каналов охлаждения столбца ППМ приведена на рисунке 2.1. В системах принудительного жидкостного охлаждения перенос тепла осуществляется за счет конвекции.

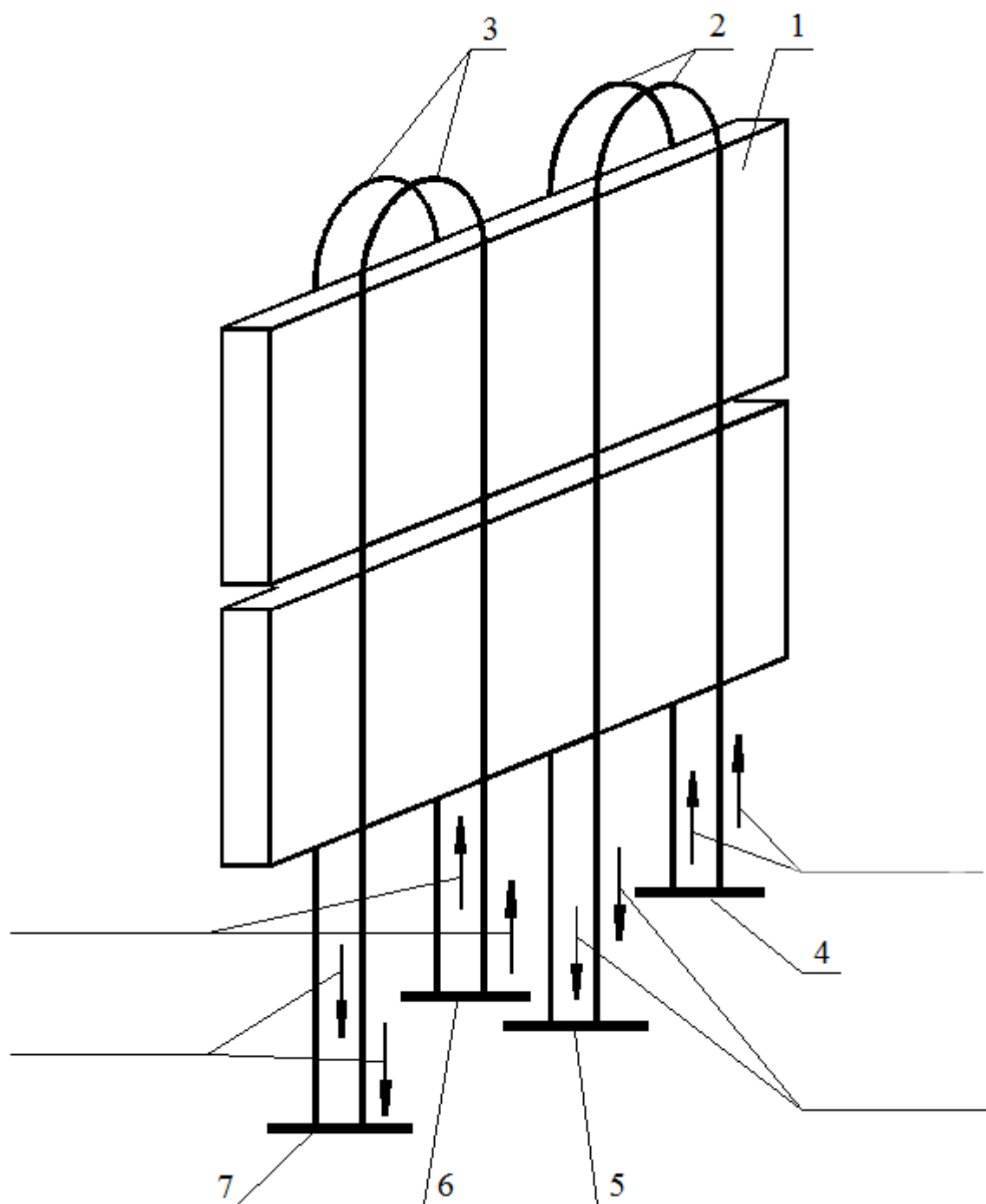


Рис. 2.1 – Схема размещения каналов охлаждения ППМ
 1 – ППМ; 2 – каналы охлаждения ВУМ; 3 – каналы охлаждения ВИП;
 4,6 – раздающие коллекторы; 5,7 – собирающие коллекторы.
 Стрелками показано направление движения охлаждающей жидкости.

При этом интенсивность процесса теплообмена в канале охлаждения зависит от скорости потока охлаждающей жидкости, ее теплофизических свойств, геометрических размеров и конфигурации канала, т. е. комплекса величин, характеризуемых числом Рейнольдса. Вместе с тем тепловой режим охлаждаемого объекта существенно зависит от величины термического сопротивления между охлаждаемой поверхностью и тепловоспринимающей стенкой канала охлаждения.

Исходя из требований, связанных с необходимостью быстрой замены ППМ при эксплуатации АФАР без демонтажа элементов системы охлаждения, рассматривались тонкостенные каналы охлаждения с разъемным типом их соединения с охлаждаемой поверхностью [72]. Причем, контакт стенок каналов с теплоотдающими поверхностями осуществляется лишь при наличии давления теплоносителя в системе охлаждения за счет увеличения геометрических размеров сечения каналов в пределах упругой деформации материала (см. рис. 1.5). При этом термическое сопротивление зоны контакта зависит от физико-механических свойств контактирующих материалов, обработки поверхностей и внешних воздействий (приложенной нагрузки, влияния окружающей среды и др.).

2.2. Определение величины гидростатического давления в каналах охлаждения.

На основе гидравлических расчетов получим соотношения, связывающие геометрические параметры поперечных плоскоовальных сечений каналов охлаждения с гидравлическими параметрами СОТР. В частности, оценим величину потерь давления в каналах охлаждения и величину общих потерь в жидкостном тракте СОТР, на основе этих данных найдем необходимый напор насоса и максимальное гидростатическое давление, действующее в каналах охлаждения.

Общие потери давления в жидкостном тракте СОТР определяются потерями давления на участке от насоса до раздающих коллекторов каналов охлаждения, в коллекторах каналов охлаждения, а также потерями давления на участке от собирающих коллекторов каналов охлаждения до насоса.

При выборе геометрии поперечного сечения труб-каналов охлаждения, с точки зрения гидравлического расчета, необходимо учитывать влияние, которое оказывают размеры этого поперечного сечения на потери давления в каналах охлаждения и, соответственно, на уровень необходимой мощности применяемого насоса. На всех остальных участках жидкостного тракта СОТР потери давления являются фиксированной величиной, которая не зависит от геометрии каналов охлаждения и определяется из предварительных расчетов.

Для определения связи геометрии поперечных сечений каналов охлаждения с потерями давления внутри них будем применять стандартную методику расчета [22]. В соответствии с этой методикой потери давления в прямолинейном канале определяются из следующего соотношения:

$$\Delta p = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \frac{L}{D} \frac{\rho_{\text{жс}} W^2}{2}, \quad (2.1)$$

где L – длина канала охлаждения, $D = 4 F / P$ – гидравлический диаметр канала, $W = V / F$ – скорость жидкости в канале, V – объемный расход жидкости в канале охлаждения, F – площадь поперечного сечения плоскоовального канала, P – периметр поперечного сечения канала, $\text{Re} = W D / \nu_{\text{жс}} = V D / (\nu_{\text{жс}} F)$ – критерий Рейнольдса, $\rho_{\text{жс}}$ и $\nu_{\text{жс}}$ – плотность и коэффициент кинематической вязкости охлаждающей жидкости, соответственно.

Заметим, что все величины в (2.1), кроме параметров поперечного сечения каналов охлаждения, определены исходными данными в постановке задачи. Длина каналов L определяется габаритами ППМ, величина расхода

жидкости в каналах V закладывается при проектировании, параметры $\rho_{ж}$ и $v_{ж}$ определяются выбором применяемо охлаждающей жидкости.

Выражая все величины в выражении (2.1) через заданные и искомые параметры, получим, что потери в канале охлаждения составляют:

$$\Delta p = 0,1582 L \rho_{ж} \sqrt[4]{\frac{v_{ж} V^7}{D^5 F^7}}$$

Суммарные потери давления в СОТР складываются из найденной величины потерь Δp в каналах охлаждения и потерь давления Δp_0 , которые реализуются на всех остальных участках СОТР (в коллекторах, фильтрах и т.д.):

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p + \Delta p_0,$$

Величина Δp_0 является фиксированной величиной, которая определяется на основе предварительных гидравлических расчетов, и для выбранной конфигурации системы СОТР составляет $\Delta p_0 = 0,289$ МПа.

Необходимый напор насоса определяется величиной суммарных потерь Δp_{Σ} по формуле:

$$H = \frac{\Delta p_{\Sigma}}{\rho_{ж} g},$$

где $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

Величина напора не должна превышать максимальных возможностей выбранного оборудования, в частности для СОТР выбран насос Grundfos CRNE 32-3. Номинальный напор этого насоса составляет $H = 44.4$ м и номинальная подача $V = 30$ м³/ч [67]. Соответственно, эти величины являются максимальными, которые можно использовать в дальнейших расчетах.

Величина максимального давления, действующего в каналах охлаждения, также определяется величиной Δp_{Σ} на основе соотношения:

$$p_{\max} = \Delta p_{\Sigma} - \Delta p_1,$$

Здесь Δp_1 – величина снижения давления в каналах охлаждения, по сравнению с максимальным давлением, реализующимся на выходе из насоса,

вследствие наличия потерь на участках жидкостного тракта СОТР, предшествующих каналам охлаждения, и вследствие перепада высоты уровня жидкости в СОТР. На основе гидравлических расчетов получено: $\Delta p_1 = 0,079$ МПа.

2.3. Постановка задачи аналитических расчетов

Необходимо предложить аналитическую методику оценки ширины зоны контакта, реализующейся между цилиндрической оболочкой плоскоовального поперечного сечения, и плоскими жесткими поверхностями, ограничивающими ее перемещения при действии внутреннего гидростатического давления жидкости, протекающей внутри оболочки. Участок трехмерной модели цилиндрической трубы плоскоовального сечения представлен на рис. 2.2.

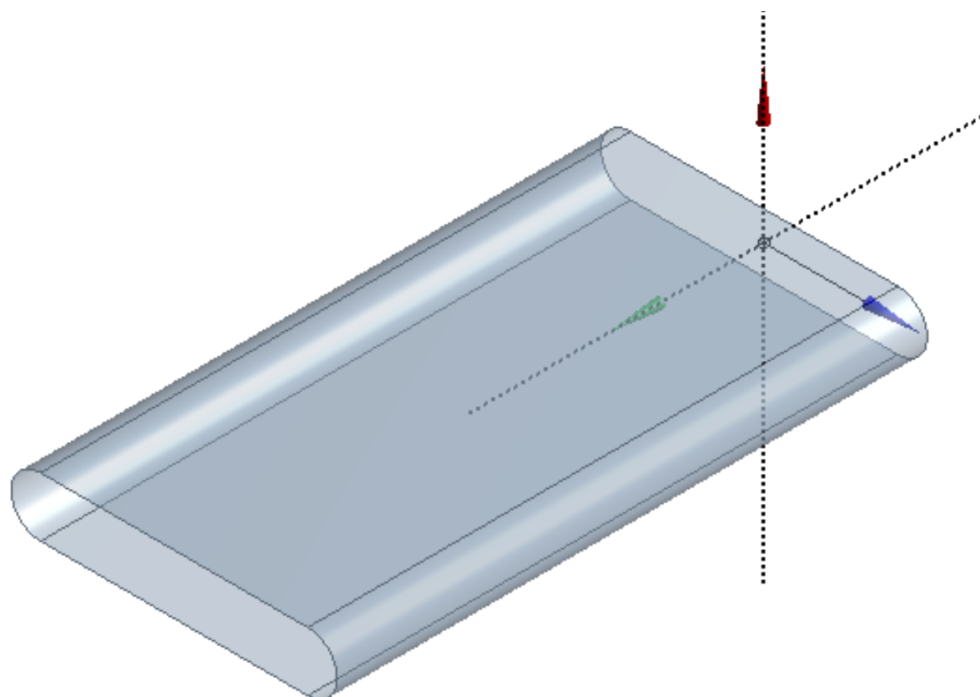


Рис. 2.2. Участок трубы-канала охлаждения с плоскоовальным поперечным сечением

Геометрические параметры поперечного сечения оболочки, расположенной между двумя жесткими поверхностями с зазором w , представлены на рис. 2.3, а. Длина прямолинейных участков сечения оболочки равна l , расстояние между прямолинейными участками – $2r$, и, следовательно, радиус круглых участков сечения равен r . Площадь поперечного сечения оболочки в недеформированном состоянии составляет: $F = 2lr + \pi r^2$. Периметр: $P = 2l + 2\pi r$. Ширину зоны контакта оболочки с поверхностью обозначим $2b$ (рис. 2.3, б). Расстояние от границы зоны контакта до начала круглого участка поперечного сечения (протяженность участка сечения, не контактирующего с жесткой поверхностью) обозначим a . Давление, действующее внутри оболочки, обозначим p .

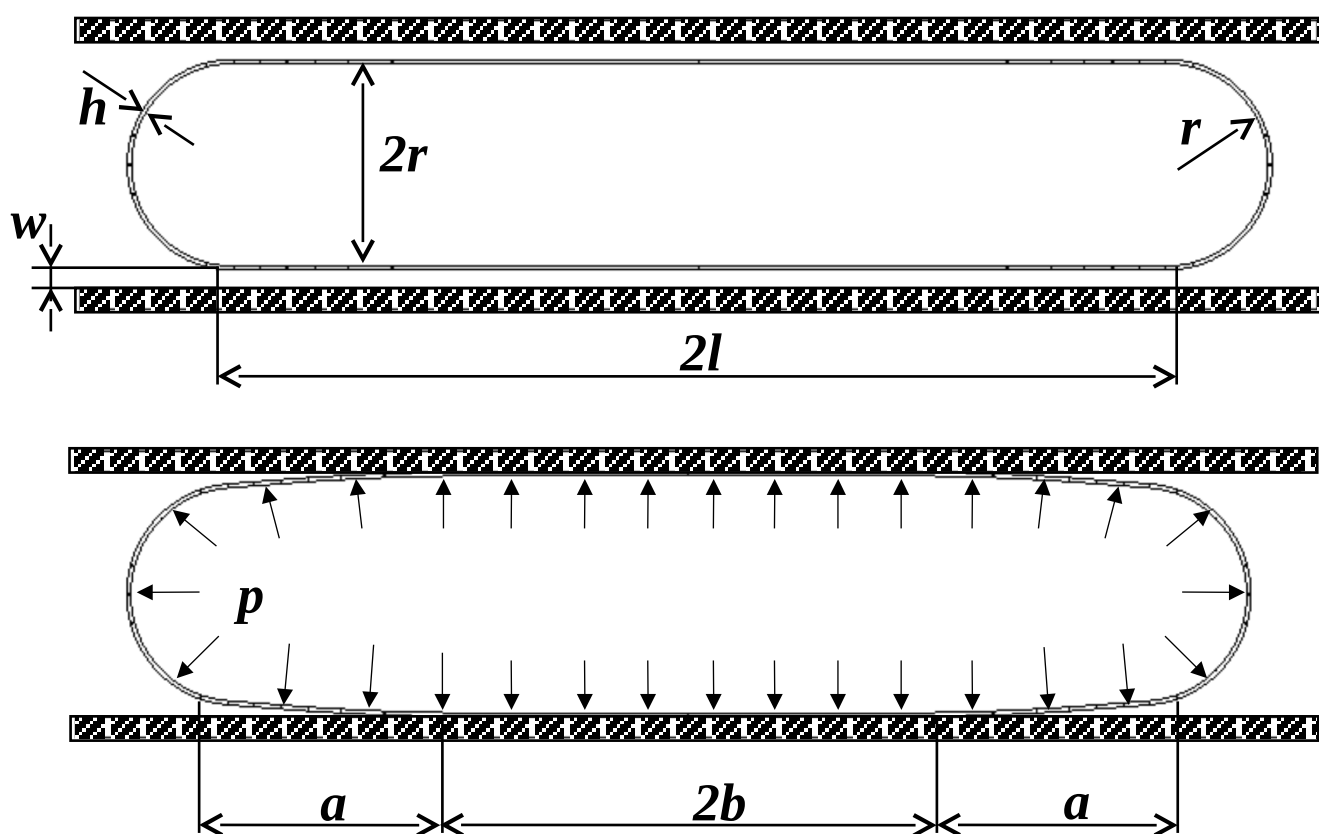


Рис. 2.3. Вид недеформированного плоскоовального поперечного сечения канала охлаждения и деформированное состояние канала при действии внутреннего гидростатического давления и при наличии жестких поверхностей, ограничивающих перемещения оболочки.

2.4. Упрощающие гипотезы и предположения

В аналитических расчетах будем предполагать, что оболочка нагружена постоянным внутренним давлением, равным максимальному гидростатическому давлению, найденному из гидравлических расчетов. Оболочка находится в состоянии плоской деформации, то есть деформации в направлении ее образующих равны нулю. Трением в зоне контакта пренебрегаем. Наличием внутри оболочки жидкости пренебрегаем, предполагая, что ее воздействие сводится только к давлению на стенки канала.

В первом приближении также будем считать, что деформации и вертикальные перемещения круговых участков поперечного сечения оболочки малы, и ими можно пренебречь. Это предположение является допустимым в случае большого соотношения характерных размеров поперечного сечения l/r , что выполняется для рассматриваемых каналов охлаждения, для которых это соотношение изменяется в пределах от 30 до 50. В этом случае в расчетах можно рассматривать только деформации прямолинейных участков сечений, которые, по сути, являются пластинками, нагруженными распределенным давлением (рис. 2.4.). Причем, в случае плоской деформации, решение для таких пластин сводится к решению задачи о деформациях балки-полоски, с соответствующей заменой модулей упругости в решении для балки на приведенные модули упругости пластинки [20]. Отброшенные части круговых сечений заменим вертикальными силами, пренебрегая влиянием возникающих моментов и растягивающих усилий. На другом конце балки зададим условия отсутствия перемещений, следующие из симметрии задачи.

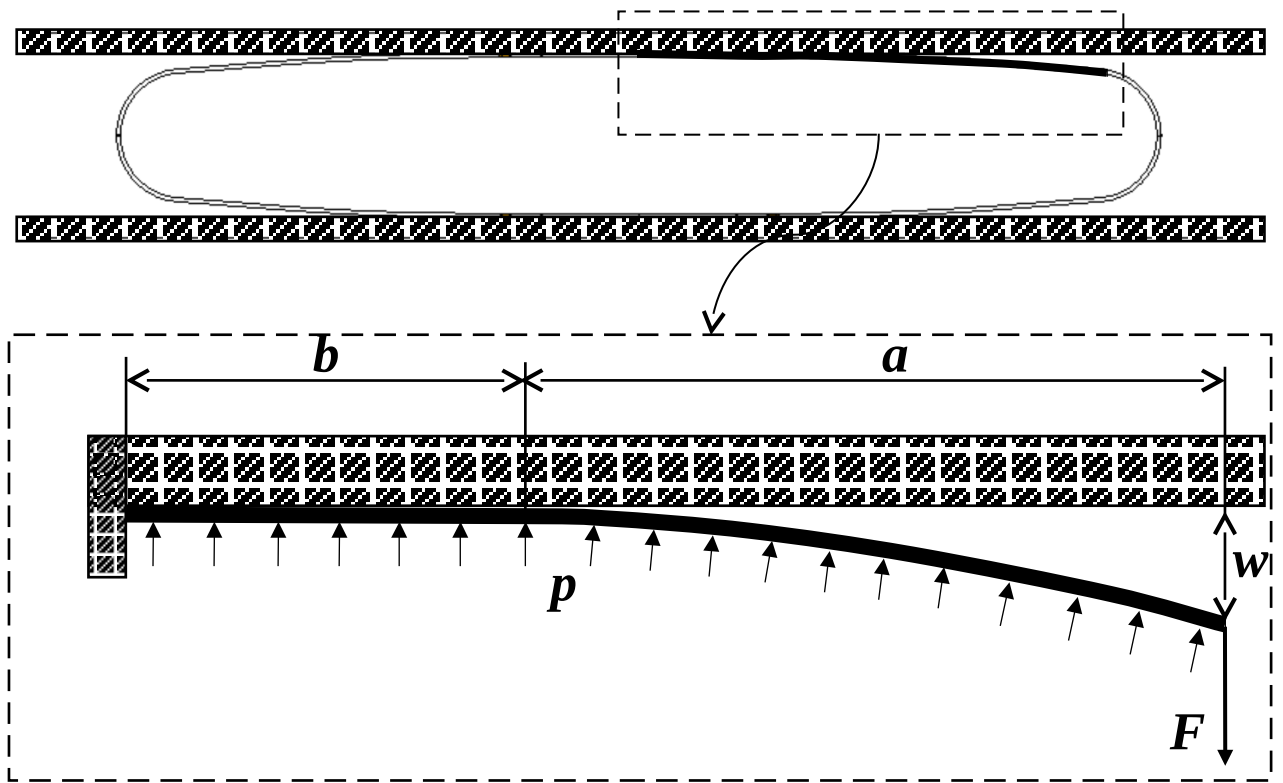


Рис. 2.4. Переход от задачи о деформациях оболочки к задаче о деформациях балки-полоски в предположении, что деформации круговых частей контура малы при малой высоте поперечного сечения.

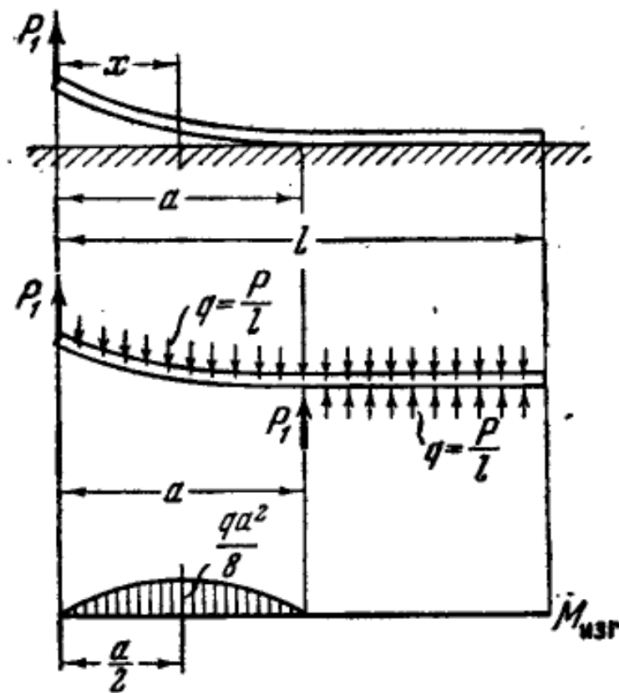


Рис. 2.5. Задача о балке, нагруженной собственным весом и приподнимаемой за один конец сосредоточенной силой. Решение Феодосьева [26].

В случае сделанных предположений, для рассматриваемой задачи можно использовать известное решение, построенное Феодосьевым [26] для задачи о тяжелой балке, лежащей на жесткой поверхности и приподнимаемой за один конец приложенной вертикальной силой (рис. 2.5). Для этого необходимо рассмотреть деформированное состояние оболочки, контактирующей с жесткими поверхностями, и выделить в ней участок (балку-полоску), от центра зоны контакта до начала кругового участка сечения (см. рис. 2.4). Длина этого участка, в соответствие с введенными предположениями, составляет l (рис 2.3).

Следует учесть, что, в отличие от решения Феодосьева, в рассматриваемой нами задаче величина приложенной силы не известна, но заданной является величина вертикального перемещения конца балки. Это перемещение, в случае сделанных предположений, равно зазору w между оболочкой в недеформированном состоянии и жесткими поверхностями (см. рис. 2.3, а и рис. 2.4, б).

Следует учесть, что построенное таким образом решение, становится справедливым только при достаточном внутреннем давлении, обеспечивающим контакт оболочки с жесткими поверхностями. Свободные деформации оболочки (до контакта с поверхностью) необходимо описывать на основе соответствующего решения для свободно опертой пластинки.

Также следует учесть, что в решении Феодосьева предполагается действие весовой нагрузки, направленной в вертикальном направлении. В случае малых прогибов пластинки это выполняется и в рассматриваемой задаче для пластинки, нагруженной давлением. Однако, в случае больших прогибов, возникает, вообще говоря, «следящая» распределенная нагрузка, приложенная по нормали к деформированной поверхности балки.

Предложенную упрощенную задачу о деформациях балки-полоски, нагруженной распределенным давлением и сосредоточенной силой, и контактирующей с жесткой поверхностью, будем рассматривать в рамках классической теории изгиба балок (модель балки Эйлера-Бернулли) и в

рамках модели Тимошенко, так как толщина оболочки может быть достаточно большой, по сравнению с длиной балки при наличии протяженной зоны контакта. Кроме этого, будем строить решение в рамках модели балки Эйлера-Бернулли с учетом больших прогибов.

Более сложный вариант задачи будет иметь место при рассмотрении деформаций всего контура поперечного сечения оболочки, как замкнутой балки-полоски, нагруженной внутренним давлением. Вследствие симметрии, решение этой задачи также может быть построено аналогично решению Феодосьева, но приподнятый конец балки в этом случае будет иметь искривленную (закругленную) форму, и на его свободном конце вследствие симметрии будут запрещены повороты (рис. 2.6). Перемещения конца балки также равны заданному зазору, и расстояние от свободного конца деформированной балки до поверхности в этом случае равно сумме зазора и радиуса круглого участка сечения (рис. 2.6). Эту задачу будем с использованием модели Эйлера-Бернулли в предположении малых прогибов.

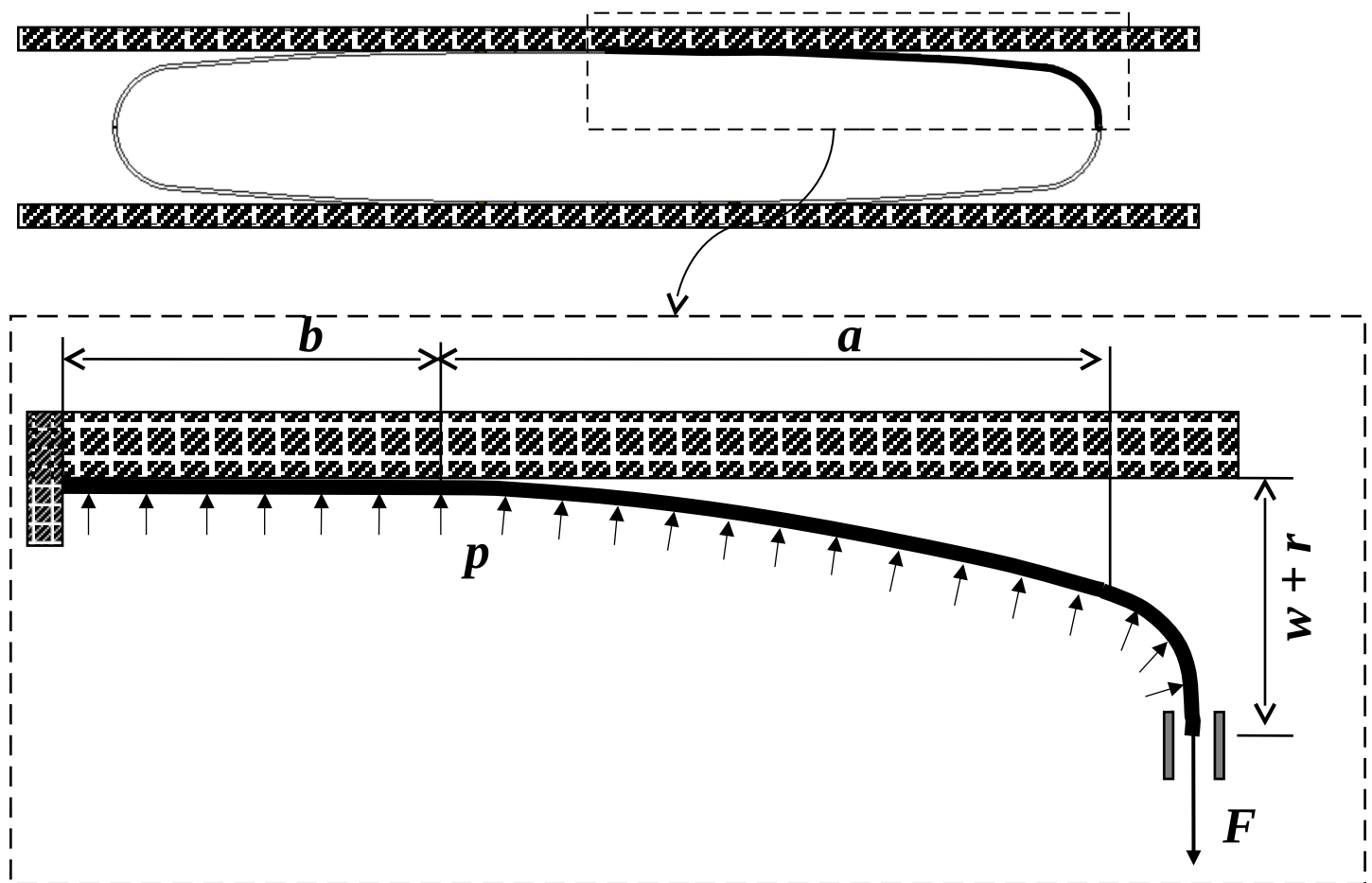


Рис. 2.6. Переход от задачи о деформациях оболочки к задаче о деформациях искривленной балки-полоски.

2.5. Моделирование деформированного состояния прямолинейного участка поперечного сечения канала охлаждения

В данном разделе представлено решение наиболее простого варианта задачи о деформациях прямолинейного участка поперечного сечения канала охлаждения, который может быть представлен в виде прямолинейной (в недеформированном состоянии) балки-полоски.

Задачей проводимых расчетов является оценка ширины зоны контакта, возникающей между сечением оболочки и жесткой поверхностью, ограничивающей ее перемещения. Возникающие при этом напряжения в этих расчетах не важны, так как они, априори, не являются максимальными в контуре оболочки. Максимальные напряжения в рассматриваемой оболочке возникают в области круглых участков сечения, для которых моделирование

НДС следует проводить с использованием варианта задачи с искривленной балкой (рис. 2.6.), либо с использованием конечно-элементного моделирования. Также не обсуждается вопрос распределения реакций на контакте оболочки с жесткой поверхностью в различных моделях, которых обсуждался ранее во многих работах (см. обзор в главе 1).

2.5.1. Применение классической теории изгиба балок

Рассматриваем классическую теорию изгиба балок (модель балки Эйлера-Бернулли). Предполагается справедливость гипотезы плоских сечений (то есть сечения балки не деформируются и остаются перпендикулярными изогнутой оси балки), деформации и перемещения предполагаются малыми, толщина балки мала, по сравнению с ее длиной и радиусом кривизны, возникающим при деформациях, материал балки является линейно-упругим. В случае прямого изгиба в плоскости XU перемещения балки связаны с ее прогибами соотношениями:

$$u_1 = -y\theta(x) = -y \frac{dv(x)}{dx}, \quad u_2 = v(x), \quad u_3 = 0$$

где u_1 - перемещения в направлении оси балки, u_2 - прогибы балки, u_3 - поперечные перемещения балки, X - координата, изменяющаяся в направлении оси балки, y - координата в поперечном (вертикальном) направлении, $\theta = \frac{dv}{dx}$ - углы поворота сечений балки.

На основании соотношений Коши единственная ненулевая компонента деформаций балки определяются соотношениями $\varepsilon_{11} = \frac{du}{dx} = -y \frac{d^2v}{dx^2}$.

Нормальные напряжения в направлении оси балки связаны с деформациями законом Гука $\sigma_{11} = E\varepsilon_{11} = -E y \frac{d^2v}{dx^2}$. Изгибающий момент вводится интегрированием напряжений по поперечному сечению балки S :

$$M = \int_S y \sigma_{11} dS = -E \left(\int_S y^2 dS \right) \frac{d^2 v}{dx^2} = -EI \frac{d^2 v}{dx^2}$$

Так как в дальнейшем будут рассматриваться задачи о деформациях балки-полоски единичной ширины, являющейся частью пластинки, работающей в состоянии плоской деформации, то вместо изгибной жесткости балки EI будем использовать соответствующее значение изгибной жесткости балки-полоски: $D = \bar{E}I = Eh^3 / (12(1-\nu^2))$, где приведенный модуль $\bar{E} = E / (1-\nu^2)$.

Уравнения равновесия, записанные для выделенного элемента балки в состоянии прямого изгиба, сводятся к известному уравнению изгиба балки:

$$\frac{d^2 M}{dx^2} + p = 0 \Rightarrow D \frac{d^4 v}{dx^4} = p \quad (2.2)$$

Граничные условия могут формулироваться относительно прогибов, углов поворота сечения балки, моментов или перерезывающих усилий:

$$x = x_0: \quad v = v_{\text{или}} \quad \frac{dM}{dx} = F, \quad v' = \mu_{\text{или}} \quad M = M_0$$

В рассматриваемой задаче (рис. 2.4, 2.6) выделенный элемент сечения оболочки в виде прямолинейной балки полоски изгибается под действием распределенного давления p и силы F , приложенной на его конце. Часть балки длиной b соприкасается с жесткой поверхностью и имеет прямолинейную форму. Часть балки, не соприкасающаяся с поверхностью, имеет длину a . Вследствие предположения о малых деформациях и малых прогибах, сумма длин этих двух участков равна первоначальной длине балки: $l = a + b$. Эти длины являются неизвестными и определяются в процессе решения задачи.

Из условия равенства нулю суммы проекций всех сил на вертикальную ось, следует, что на границе зоны контакта в точке $x = b$ жесткая плоскость дает сосредоточенную реакцию, равную приложенной силе (рис. 2.7) [6, 26, 43]. Помимо этого, в зоне контакта на балку со стороны жесткой поверхности действует распределенное давление.

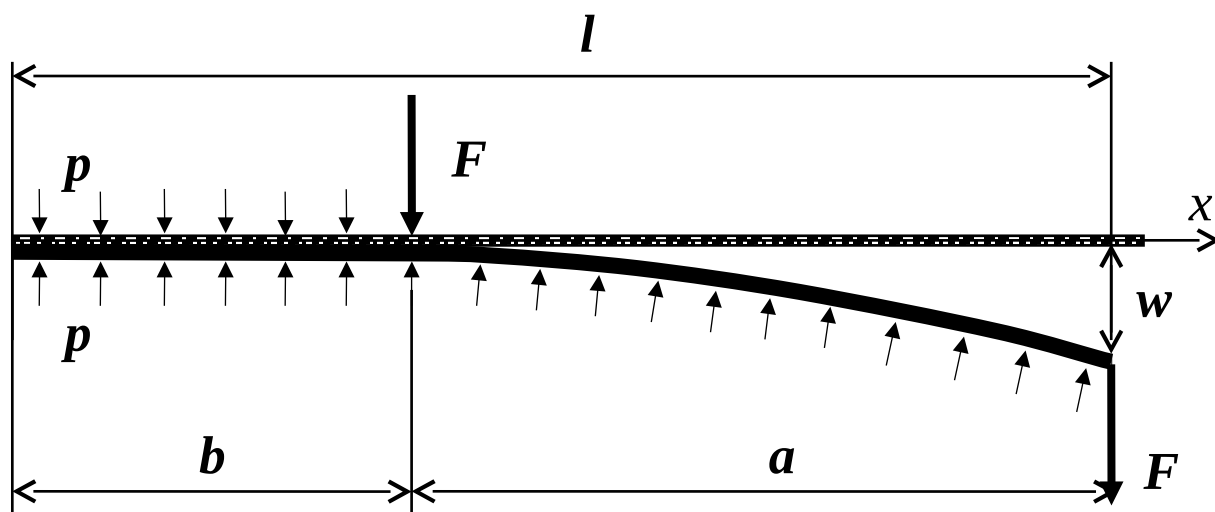


Рис. 2.7. Задача о деформациях балки-полоски, контактирующей с жесткой поверхностью. Возникновение распределенных усилий внутри зоны контакта и сосредоточенной реакции на границе зоны контакта.

В уравновешенном состоянии часть балки, касающаяся поверхности, имеет прямолинейную форму и, следовательно, изгибающий момент в ней равен нулю, так как в недеформированном состоянии эта часть контура также была прямолинейной. Следовательно, изгибающий момент должен быть равен нулю и в точке $x = b$. Из этого условия в решении Феодосьева (рис. 2.5), при заданном значении силы, сразу определяется величина приподнятого участка балки a . Из условия равновесия относительно изгибающих моментов для приподнятой части балки от ($x = b$ до $x = l$), получим:

$$M(b) = \frac{pa^2}{2} - Fa = 0 \quad \Rightarrow \quad \underline{a = 2F / p} \quad (5.2)$$

Таким образом, ширина зоны контакта реализуется такой, что приподнятая часть балки находится в самоуравновешенном состоянии. С точки зрения перерезывающих усилий это приводит к возникновению сосредоточенной реакции, а с точки зрения моментов, это приводит к тому, что длина приподнятой части a удовлетворяет соотношению (5.2).

Так как в рассматриваемой задаче величина приложенной силы F неизвестна, но известен прогиб конца балки w , то необходимо найти связь между этими величинами. Для этого заметим, что часть балки, не соприкасающаяся с поверхностью, изгибается, как консольная балка. На ее левом конце ($x = b$), выполняются условия заделки:

$$x = b: v = \frac{dv}{dx} = 0$$

Заметим, что в этой заделке изгибающий момент равен нулю, за счет выполнения соотношения (5.2) для длины балки a . На правом конце задана вертикальная сила и изгибающий момент равен нулю, то есть:

$$x = b + a = l: D \frac{d^3v}{dx^3} = F, \quad \frac{d^2v}{dx^2} = 0$$

Решая уравнение изгиба балки (2.2) с учетом указанных граничных условий, получим известное соотношение для прогибов консольной балки, нагруженной распределенной нагрузкой и сосредоточенной силой. Максимальный прогиб на конце балки определяется выражением:

$$v(l) = \frac{Fa^3}{3D} - \frac{a^4 p}{8D} \quad (2.3)$$

Считая, прогиб известным и равным заданной величине зазора w , получим выражение для действующей силы:

$$F = \frac{3wD}{a^3} + \frac{3ap}{8} \quad (2.4)$$

Подставляя это выражение в (5.2), находим:

$$a = \sqrt[4]{\frac{24wD}{p}}$$

Следовательно, ширина зоны контакта определяется выражением:

$$b = l - a = l - \sqrt[4]{\frac{24wD}{p}} = l - \sqrt[4]{\frac{24wEh^3}{12p(1-\nu^2)}} = l - \sqrt[4]{\frac{2wEh^3}{p(1-\nu^2)}} \quad (2.5)$$

Как видно из (2.5) классическая балочная теория прогнозирует, что протяженность зоны контакта нелинейным образом зависит от

конструктивных параметров (величины зазора, толщина стенки, свойства материала) и условий нагружения.

Задача также решалась методом конечных элементов в системе Ansys. Для этого рассматривалась пластинка шириной 1 мм, нагруженная распределенным давлением (рис. 2.8). Эта пластинка, фактически, является элементом плоскоовального сечения канала охлаждения. На одном конце пластинки задавались условия симметрии: нормальные смещения и углы поворота задавались равными нулю. На другом конце задавались нулевые прогибы (смещения в вертикальном направлении). Решалась задача с односторонним контактом. Перемещения пластинки ограничивались сверху жесткой зафиксированной преградой. Проводился статический расчет с учетом больших прогибов. Материал пластинки был задан линейно-упругим. Контактные условия задавались между пластинкой и преградой с первоначальным зазором (w) с использованием модифицированного метода Лагранжа (Augmented Lagrange), допускающего потерю связи между контактными элементами в процессе расчета. Перемещения пластинки в поперечном направлении запрещались для создания условий, соответствующих плоской деформации. В результате расчетов определялась протяженность зоны контакта (рис. 2.9) с использованием инструмента Contact Tool. Размер элементов сетки на этом рисунке составляет 0,5x0,5 мм.

Сопоставление решения (2.5) с результатами КЭ расчетов показано на рис. 2.10. Рассматривалась пластинка из стали с модулем Юнга 200 ГПа и коэффициентом Пуассона 0,33. Длина пластинки $l = 22.5$ мм, толщина $h = 0,2, 0,3$ и $0,5$ мм, величина зазора $w = 0,5, 1$ и 2 мм. Величина действующего давления менялась от 0 до 1 МПа (~ 10 атм). На этом рисунке показано удвоенное значение найденной величины b (2.5), которое реализуется с учетом симметрии рассматриваемой задачи.

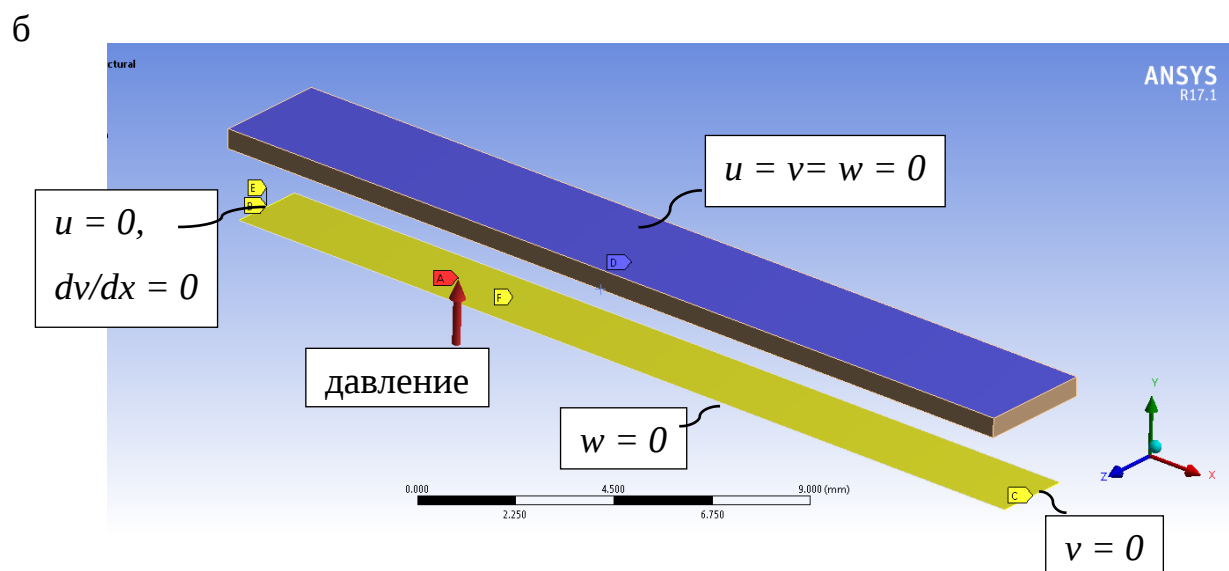
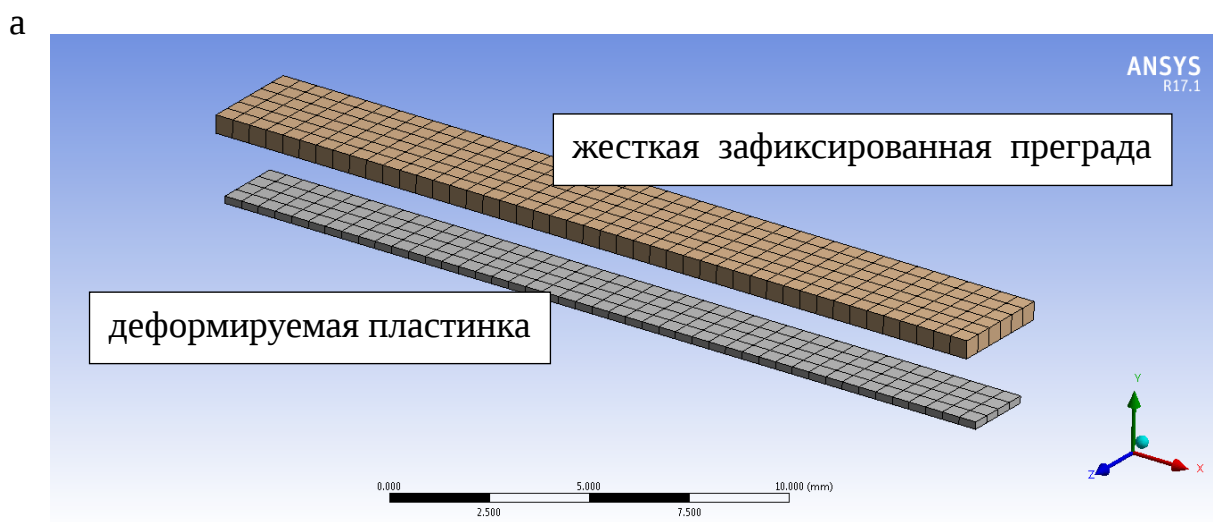


Рис. 2.8. Конечно-элементная модель и схема нагружения в КЭ расчетах для задачи о контакте пластинки с жесткой поверхностью при действии давления

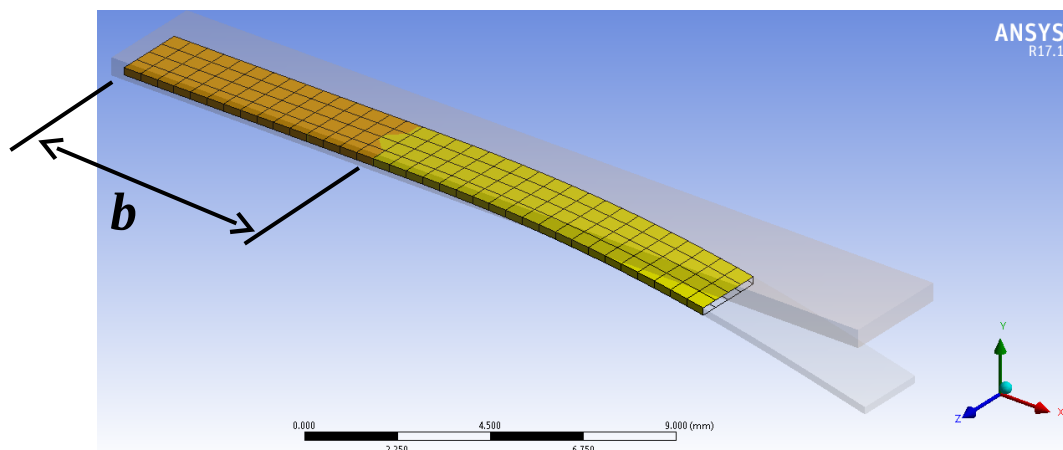


Рис. 2.9. Пример результатов КЭ расчета при определении ширины зоны контакта. Оранжевый цвет – зона контакта пластинки с преградой

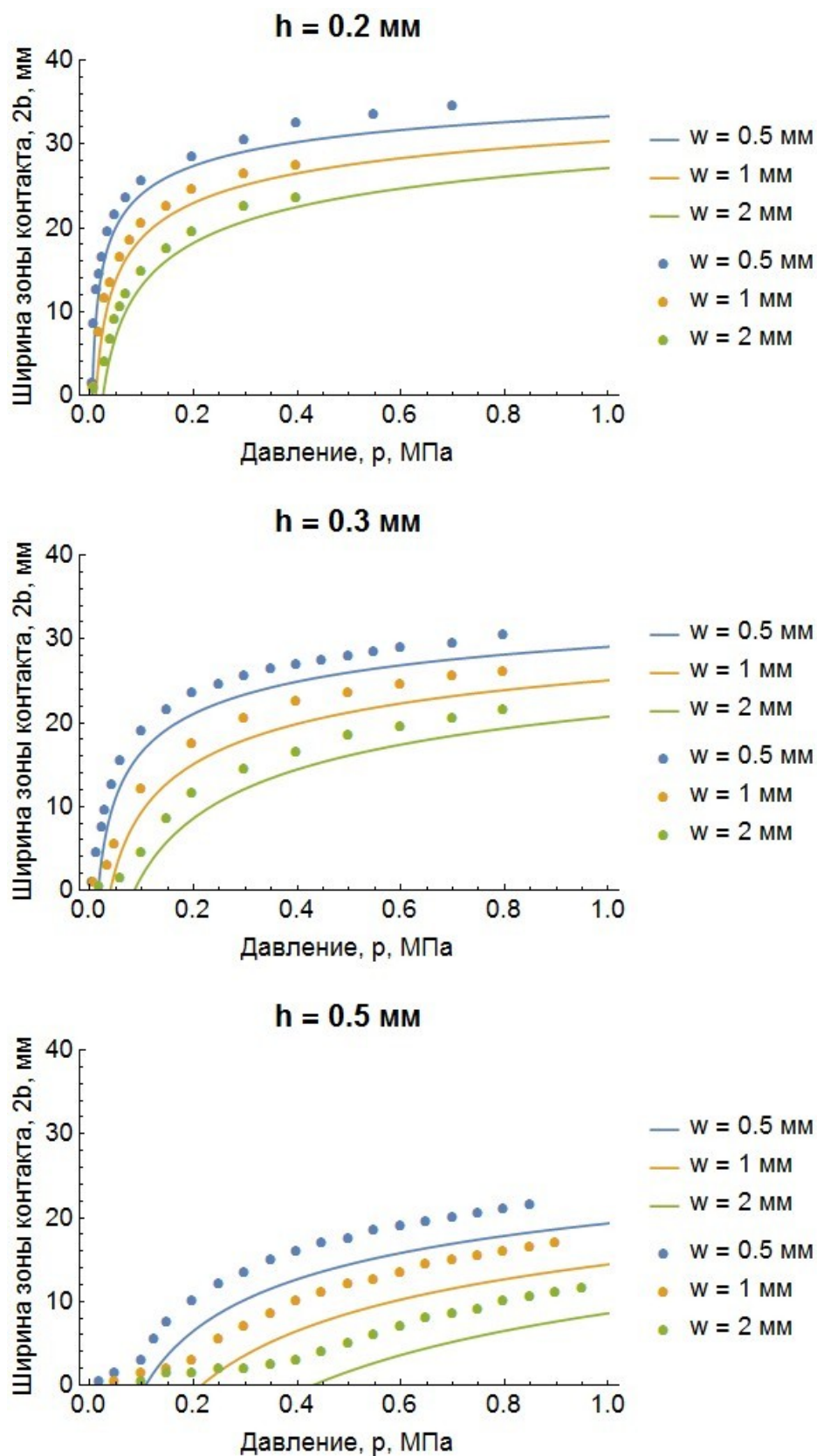


Рис. 2.10. Зависимость ширины зоны контакта от давления и геометрических параметров задачи. Результаты аналитических расчетов в классической балочной теории (линии) и численных расчетов (точки).

Деформированное состояние пластинок различной толщины, контактирующих с преградой под действием давления 0,1 МПа, показано на рис. 2.11. Зазор составлял 2 мм. Цветом на этом рисунке показаны перемещения. Здесь видно, что визуально из КЭ решения определить ширину зоны контакта достаточно сложно (аналогичные эффекты следует учитывать и в экспериментальных исследованиях), и реальная ширина зоны контакта, в которой поверхности плотно прижаты друг к другу, меньше кажущейся. Эта реальная ширина зоны контакта определялась с помощью инструмента Contact Tool в системе Ansys, который срабатывает как индикатор и показывает наличие полного совпадения поверхностей в решении задачи (см. рис. 2.9).

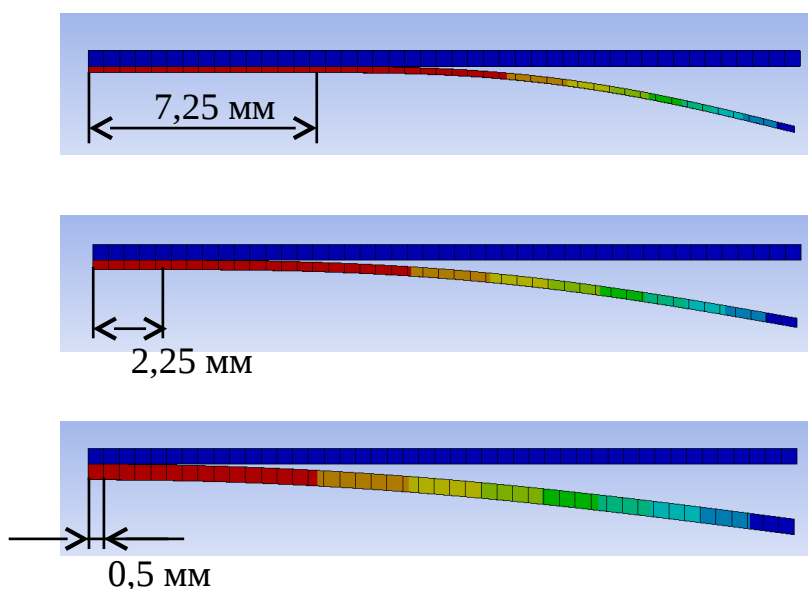


Рис. 2.11. Деформированное состояние пластинок различной толщины. Цветом показаны прогибы пластинки (красный цвет – максимальные прогиб). Ширина зоны контакта определена с использованием инструмента Contact Tool в Ansys (см. рис. 2.9)

По результатам расчетов можно сделать выводы, что полученное соотношение (2.3) для оценки ширины зоны контакта хорошо согласуется с результатами численных расчетов при малых толщинах пластинки и малой величине зазора. Для пластин с соотношением длины к толщине >50 аналитическое решение, фактически, является точным. В этом случае справедливыми являются гипотезы классической теории пластин в формулировке для малых прогибов. При увеличении толщины пластины и при увеличении зазора, погрешность аналитических расчетов по отношению к численным увеличивается и составляет $\sim 30\%$ для пластин с соотношением размеров (длины к толщине) 20-25.

Также следует отметить, что численное решение при больших давлениях может достаточно сложно сходиться и требовать значительных временных и вычислительных ресурсов даже для рассматриваемой простой геометрии задачи, в то время как аналитическое решение позволяет получить приемлемый, а для тонких пластин и точный, результат. КЭ решение, напротив, для тонких пластин сходится хуже даже при небольших давлениях, из-за возникающих достаточно больших перемещений пластины. Отклонение результатов КЭ моделирования от аналитического решения (см. рис. 2.10) при давлениях более 0,5 МПа может возникать не только вследствие погрешности аналитики для таких условий нагружения, но и вследствие накапливающейся погрешности КЭ расчетов. В частности, из-за расходимости КЭ решений при выбранных стандартных настройках на рисунке 2.10. приведены численные результаты не для всего диапазона давлений, а только для 0,5-0,6 МПа. Для решения такого рода задач необходимо применять другие модули Ansys, предназначенные для решения высоконелинейных задач с учетом больших деформаций (Transient Structural, решатели Autodyn, LS-DYNA).

2.5.2. Применение модели балки Тимошенко

Рассмотрим решение задачи об определении зоны контакта балки Тимошенко с жесткой поверхностью, под действием распределенной

нагрузки и сосредоточенной силы, приложенной на ее конце. Впервые это решение было получено также в работе Феодосьева [26] для случая заданной величины сосредоточенной силы. В рассматриваемой задаче необходимо построить решение для случая неизвестной силы и заданного перемещения конца балки.

Постановка и геометрические параметры задачи аналогичны приведенной в предыдущем разделе. В балочной теории Тимошенко учитываются деформации сдвига ε_{12} в поперечных сечениях балки и связанные с ними дополнительные повороты поперечных сечений балки φ . Эта теория может позволить уточнить решения для балок (и для пластин в случае задачи плоской деформации) большой толщины. Дополнительный угол наклона упругой линии балки, вызванный сдвигом, определяется соотношением:

$$\varphi = Q / B$$

где Q - перерезывающая сила, $B = kGS$ – жесткость балки при сдвиге, G – модуль сдвига, S – площадь поперечного сечения балки, k – коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения балки в теории Тимошенко (возникает вследствие неравномерного распределения касательных напряжений по сечению балки), для прямоугольного сечения этот коэффициент равен $k = 5/6$. Заметим, что сечение рассматриваемой балки-полоски имеет размеры $1 \times h$ и площадь, соответственно равняется $S = 1 \times h$.

Кривизна балки определяется с учетом изгиба и сдвига по формуле [26]:

$$\frac{d^2v}{dx^2} = -\frac{M}{D} + \frac{1}{B} \frac{dQ}{dx}$$

С учетом уравнения равновесия $Q = \frac{dM}{dx}$, получим:

$$\frac{d^2v}{dx^2} = -\frac{M}{D} + \frac{1}{B} \frac{d^2M}{dx^2} \quad (2.6)$$

На участке балки, не касающемся поверхности, момент определяется выражением:

$$M = p(l-x)^2 / 2 - F(l-x)$$

Тогда из (2.6) получаем уравнение для определения прогибов на этом участке:

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{1}{D} \left(\frac{p(l-x)^2}{2} - F(l-x) \right) + \frac{p}{B}$$

Функция прогибов находится интегрированием:

$$v \in \frac{1}{D} \left(\frac{p(l-x)^4}{24} - \frac{F(l-x)^3}{6} \right) + \frac{p}{B} \frac{x^2}{2} + C_1 + C_2$$

Константы C_1, C_2 определяются из условий закрепления консольной балки в точке $x = b = l - a$: $v=0, \frac{dv}{dx}=0$. Решая эту систему уравнений относительно C_1, C_2 , находим прогибы балки вне зоны контакта:

$$x \geq b: v = (x-b)^2 \left(\frac{p(3a^2 + 2a(l-x) + (l-x)^2)}{24D} - \frac{F(2a+l-x)}{6D} + \frac{p}{2B} \right) \quad (2.7)$$

На участке, касающемся жесткой поверхности, кривизна балки равна нулю. Из (2.6) получаем:

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M}{D} - \frac{1}{B} \frac{d^2M}{dx^2} = 0$$

Решая это уравнение относительно моментов с учетом граничных условий $x = 0: M = 0, x = b: M = Fa - pa^2 / 2$, найдем:

$$x \leq b: M(x) = - \left(\frac{pa^2}{2} - Fa \right) \frac{\sinh(x\sqrt{B/D})}{\sinh(b\sqrt{B/D})} \quad (2.8)$$

В полученном решении в точке сопряжения двух участков балки (прижатого и приподнятого) выполняется условие равенства моментов и углов наклона упругой линии балки (этот угол нулевой). Равенство по перемещениям легко удовлетворяется за счет наличия произвола в решении задачи для контактирующего участка балки. Таким образом, остается единственное условие равенства перерезывающих усилий в точке

сопряжения, которое и используется для определения ширины зоны контакта. Перерезывающее усилие справа от точки $x = b$ легко находится из условия равновесия этого участка балки $Q|_{x=b+} = pa - F$. Слева от этой точки используем выражение (2.8) и уравнение равновесия: $Q|_{x=b-} = \frac{dM}{dx}|_{x=b-}$.

Получаем соотношение:

$$Q|_{x=b+} = Q|_{x=b-} \Rightarrow pa - F = -(pa^2/2 - Fa)\sqrt{B/D} \operatorname{cth}(b\sqrt{B/D}) \quad (2.9)$$

Решение этого трансцендентного уравнения позволяет найти протяженность участка балки a , не касающегося поверхности. Это решение было получено в [26], однако для рассматриваемой задачи его использовать нельзя, так как величина силы является неизвестной. Необходимо определить связь силы F с величиной заданного прогиба на конце балки $x = l$. Используя (2.7), находим:

$$v(l) = \frac{pa^4}{8D} - \frac{Fa^3}{3D} + \frac{pa^2}{2B} = w,$$

Откуда сила, действующая на конце балки:

$$F = \frac{3pa}{8} + \frac{3pD}{2Ba} - \frac{3wD}{a^3} \quad (2.10)$$

Подставляя (2.10) в (2.9), находим вид трансцендентного уравнения, решение которого позволяет найти ширину зоны контакта:

$$\frac{3wD}{a^3} - \frac{5pa}{8} - \frac{3pD}{2Ba} = -\sqrt{B/D} \operatorname{cth}((l-a)\sqrt{B/D}) \left(\frac{3wD}{a^2} - \frac{pa^2}{8} - \frac{3pD}{2B} \right) \quad (2.11)$$

Решение этого трансцендентного уравнения находилось численно с использованием метода Ньютона-Рафсона. Из решения определялась длина отрезка a , и ширина зоны контакта определялась, как $b = l - a$. Результаты расчетов ширины зоны контакта для различной геометрии модели при различных значениях давления представлены на рис. 2.12. Здесь также проводится сопоставление с результатами КЭ расчетов.

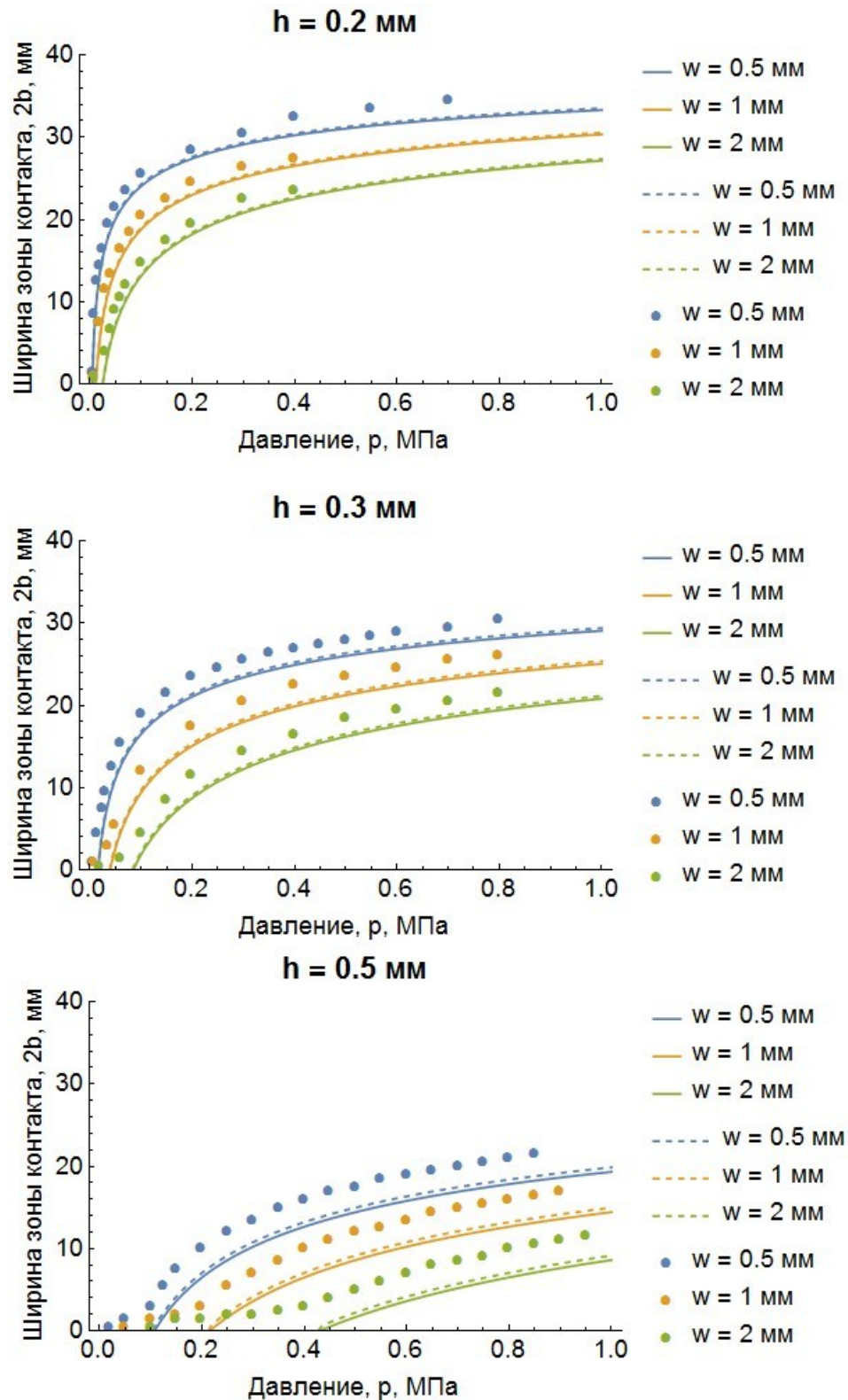


Рис. 2.12. Зависимость ширины зоны контакта от давления и геометрических параметров задачи. Результаты аналитических расчетов в классической балочной теории (линии) и в балочной теории Тимошенко (пунктирные линии) и результаты численных расчетов (точки).

Из полученных результатов (рис. 2.12) следует, что использование модели балки Тимошенко, фактически, не позволяет уточнить решение в рассматриваемой задаче. Для балок малой толщины уточнения решения не происходит, что является логичным следствием рассматриваемой модели, так как в случае большого соотношения l/h , трансцендентное уравнение (2.11) сводится к решению в рамках классической теории балок (2.5). Если пластина имеет большую толщину, но начальный зазор также является относительно большим, то уточнение, получаемое при использовании модели Тимошенко, все равно является недостаточным. В этом случае погрешность аналитического решения остается достаточно большой по отношению к численному, что объясняется необходимостью учета больших прогибов при решении задачи.

Существенное уточнение при использовании модели Тимошенко можно получить только при значительной толщине балки и малой величине зазора (рис. 2.13).

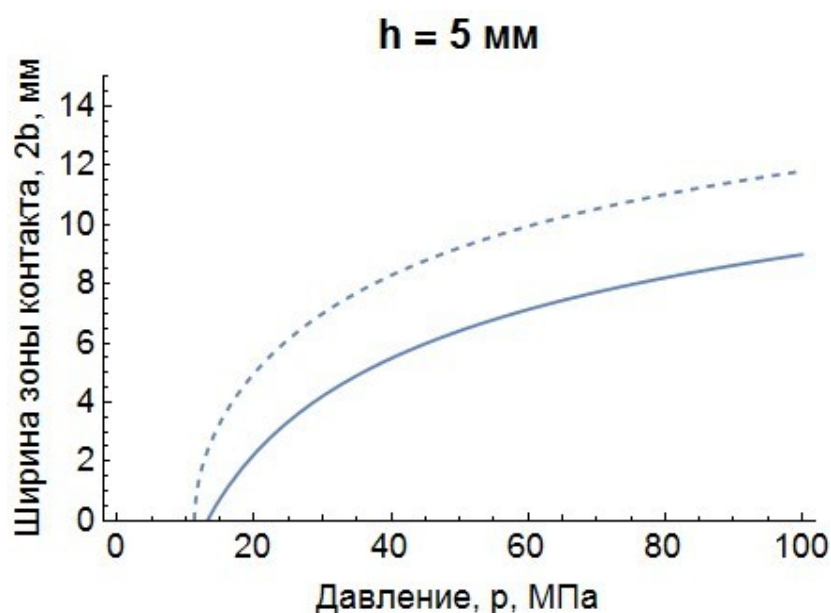


Рис. 2.13. Существенное уточнение ширины зоны контакта для балки малого удлинения при использовании модели Тимошенко (пунктир) в сравнении с решением в рамках классической теории (сплошная линия), $h = 5$ мм, $l = 45$ мм, $w = 0,5$ мм, материал балки – медь.

2.5.3. Применение классической теории изгиба балок с учетом больших прогибов

Если углы наклона θ , и, следовательно, прогибы балок v становятся большими, то приближенное равенство $\theta \approx dv/dx$, используемое в классической теории изгиба, перестает быть справедливым. В этом случае необходимо рассматривать точное дифференциальное уравнение линии прогибов балки [23]:

$$\frac{d\theta}{ds} = -\frac{M}{D}, \quad (2.12)$$

где s – координата вдоль деформированной линии балки, причем в рассматриваемой далее задаче будем считать, что начало отсчета расположено в точке, совпадающей с положением свободного конца балки (рис. 2.14), $\frac{d\theta}{ds}$ – кривизна балки, D – изгибная жесткость, которая принимается равной изгибной жесткости соответствующей балки-полоски, вырезанной из изгибающейся пластинки в условиях плоской деформации.

Применим для рассматриваемой задачи модель балки Эйлера-Бернулли, но в данном случае в формулировке с учетом больших прогибов. При этом материал балки предполагается линейно-упругим, а деформации малыми. Схема нагружения балки и возникающие реакции со стороны жесткой поверхности остаются прежними (рис. 2.7). Мы считаем, что одна часть балки прижата к поверхности, и в ней момент равен нулю, а другая часть балки изгибается, и ее конец отстоит от поверхности на заданную величину зазора w .

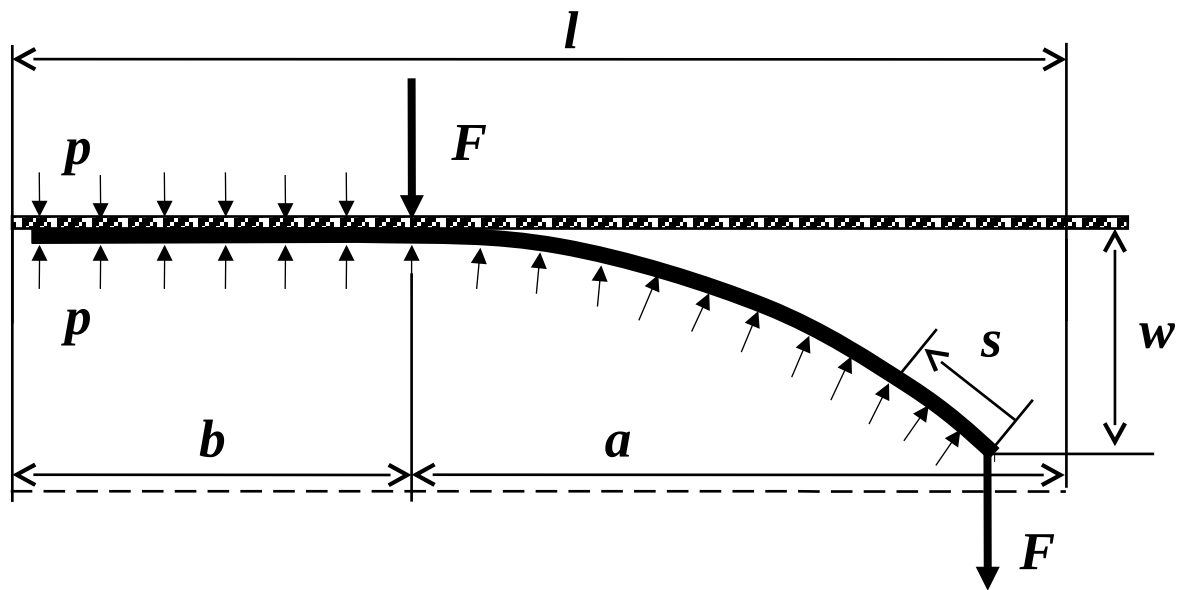


Рис. 2.14. К задаче о деформациях балки-полоски, контактирующей с жесткой поверхностью, при больших прогибах. Пунктиром показано недеформированное состояние балки.

Для построения решения рассматриваемой задачи продифференцируем соотношение (2.12):

$$\frac{dM}{ds} = -D \frac{d^2\theta}{ds^2} \quad (2.13)$$

Производную от момента $\frac{dM}{ds}$ можно вычислить с учетом заданных условий нагружения (рис. 2.14):

$$\frac{dM}{ds} = (F - ps) \cos \theta \quad (2.14)$$

Записывая выражение (2.14), мы пренебрегаем «следящим» характером распределенной нагрузки, приложенной по нормали к деформированной линии балки. В принципе, решение задачи со «следящей» нормальной нагрузкой известно и было представлено в работе [45]. Это решение получено в замкнутой аналитической форме в полярной системе координат. Однако, в рассматриваемой задаче аналогичный подход применить затруднительно. Если, помимо нормальной распределенной нагрузки, на конце балки задана сосредоточенная вертикальная сила, то в решении

возникает система связанных нелинейных дифференциальных уравнений, которая не имеет аналитического решения. Решение в рядах для такой задачи в полярной системе координат также является достаточно трудоемким и не представляет интереса с точки зрения получения быстрых аналитических оценок.

Решение дифференциального уравнения (2.13) необходимо искать с учетом граничных условий, устанавливающих равенство нулю изгибающего момента свободном конце балки и равенство нулю угла наклона балки в заделке:

$$\begin{aligned} s = 0: M = 0 &\Rightarrow d\theta / ds = 0 \\ s = a: \theta &= 0 \end{aligned} \quad (2.15)$$

(в выбранной системе координат заделка находится в точке $s = a$).

В соответствии с подходом, примененным при рассмотрении классической теории балок в приближении малых прогибов, длина балки a заранее является неизвестной и определяется из условия равенства нулю изгибающего момента на конце балки, на котором уже задано условие заделки (2.15):

$$s = a: M = 0 \Rightarrow d\theta / ds = 0 \quad (2.16)$$

Это условие является условием сопряжения двух участков балки – касающегося жесткой поверхности и не касающегося.

В рассматриваемой задаче величина силы F (см. (2.14)), действующая на конце стержня, является неизвестной. Эту силу необходимо найти в процессе построения решения с учетом заданного перемещения конца стержня, равного зазору $v(0) = w$. В теории балок, учитывающей большие прогибы, вертикальные смещения точек балки определяются на основании соотношения [37, 45]:

$$v(s) = \int_0^s \sin \theta ds \quad (2.17)$$

Таким образом, на основании (2.13)-(2.17) получаем следующую постановку задачи:

$$\begin{cases} 0 < s < a: & -D \frac{d^2 \theta}{ds^2} = (F - ps) \cos \theta \\ s = 0: & d\theta / ds = 0 \\ s = a: & \theta = 0, \quad d\theta / ds = 0 \\ \int_0^a \sin \theta ds = w \end{cases} \quad (2.18)$$

Из решения этой задачи определяются функция углов наклона линии балки $\theta(s)$, длина a (длина части балки, не касающегося жесткой поверхности) и сила, действующая на конце балки F .

Для построения решения разложим в ряд функцию углов $\theta(s)$ по координате вдоль оси балки (рассматриваем только часть балки, не касающуюся поверхности):

$$\theta(s) = \sum_{n=0}^{\infty} c_n s^n, \quad \frac{d\theta}{ds} = n \sum_{n=1}^{\infty} c_n s^{n-1}, \quad \frac{d^2 \theta}{ds^2} = n(n-1) \sum_{n=2}^{\infty} c_n s^{n-2} \quad (2.19)$$

где c_n - искомые неизвестные коэффициенты.

Из граничного условия $s = 0: d\theta / ds = 0$ следует, что $c_1 = 0$.

Подставим ряд (2.19) в уравнение изгиба балки в (2.18):

$$-D \left(n(n-1) \sum_{n=2}^{\infty} c_n s^{n-2} \right) = (F - ps) \cos \left(\sum_{n=0}^{\infty} c_n s^n \right)$$

Раскладывая, в свою очередь косинус в ряд и сравнивая степени при соответствующих степенях s , найдем:

$$\begin{aligned} c_2 &= -\frac{F}{2D} \cos c_0, & c_3 &= \frac{p}{6D} \cos c_0, \\ c_4 &= -\frac{F^2}{24D^2} \cos c_0 \sin c_0, & c_5 &= \frac{pF}{30D^2} \cos c_0 \sin c_0 \quad \dots \end{aligned} \quad (2.20)$$

Таким образом, все коэффициенты ряда (2.20) могут быть выражены через параметры нагрузки, изгибную жесткость D и нулевой коэффициент ряда c_0 , который по своему смыслу определяет угол поворота балки на свободном конце.

Для решения задачи (2.18) остается выполнить следующие три условия:

$$\begin{cases} \theta(a) = \sum_{n=0}^{\infty} c_n a^n = 0 \\ \frac{d\theta}{ds}(a) = n \sum_{n=1}^{\infty} c_n s^{n-1} = 0 \\ \int_0^a \sin\left(\sum_{n=0}^{\infty} c_n s^n\right) ds = w \end{cases} \quad (2.21)$$

Из решения этой системы трех уравнений определяются оставшиеся неизвестные параметры задачи: сосредоточенная сила F , длина балки a и первый коэффициент ряда c_0 . Решение этой системы строилось численно с использованием метода Ньютона-Рафсона. При построении решения интеграл в (2.21) вычислялся численно методом трапеций.

Получаемые численно-аналитические решения достаточно быстро сходятся при увеличении числа членов ряда. На рис. 2.15 показан пример результатов расчетов для стальной пластинки толщиной 0,2 мм, нагруженной давлением 0,1 МПа с заданным зазором до жесткой поверхности 1 мм. Показаны результаты определяемой ширины зоны контакта $b = l - a$, силы F и угла поворота c_0 в зависимости от числа членов ряда в решении (2.19). Видно, что с небольшой погрешностью можно брать даже 3 члена ряда, а выход на асимптоту реализуется, если ряд (2.19) содержит 10 и более членов.

Сопоставление полученных аналитических решений с КЭ моделированием ширины зоны контакта пластинок при различных параметрах модели показано на рис. 2.16. Здесь видно, что построенное решение позволяет уточнить классическую теорию, если в модели задан достаточно большой зазор и, следовательно, при деформациях в оболочке возникают большие прогибы. Для характерных размеров рассматриваемых каналов охлаждения уточнение оказывается незначительным. Наибольшее уточнение расчетов в рассматриваемой модели с учетом больших прогибов реализуется для тонких оболочек при большой величине зазора (рис. 2.17).

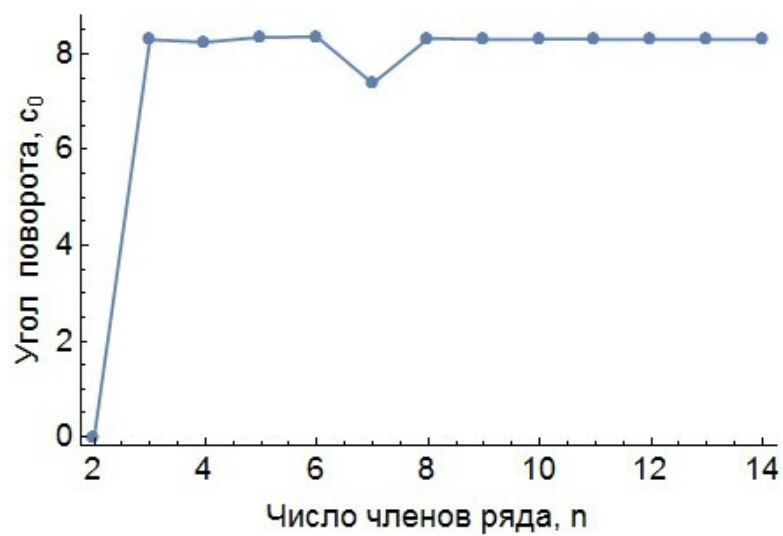
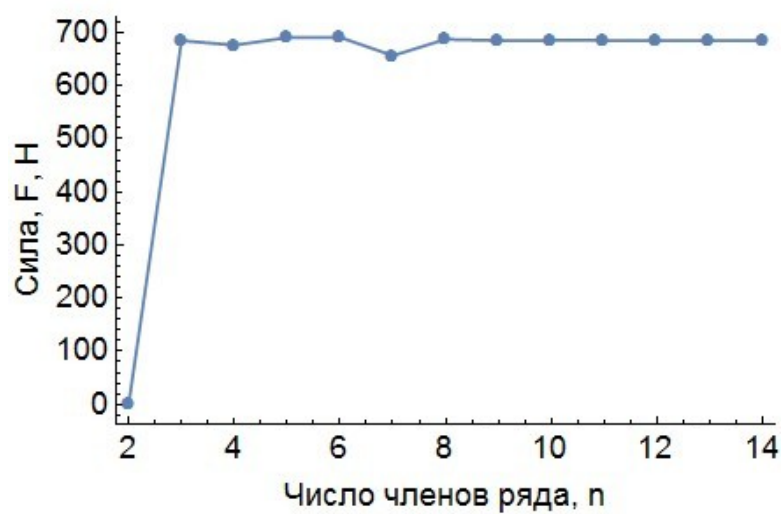
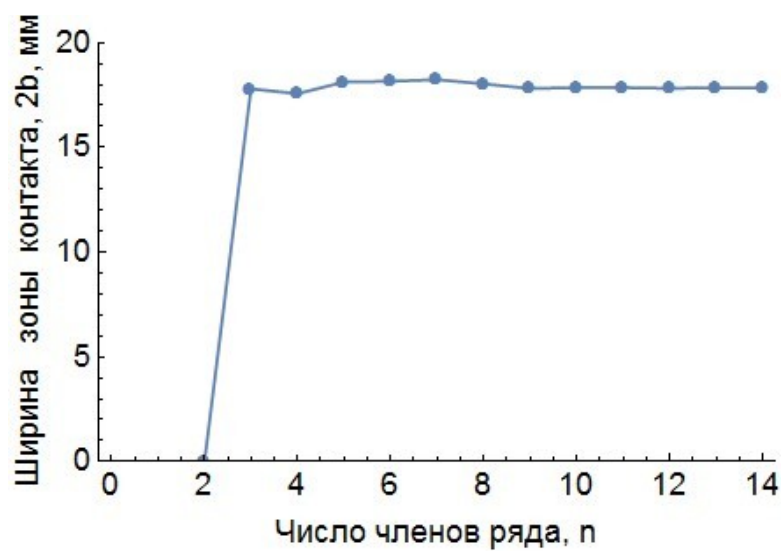


Рис. 2.15. Пример сходимости решения, при увеличении числа членов ряда при решении задачи с учетом больших прогибов

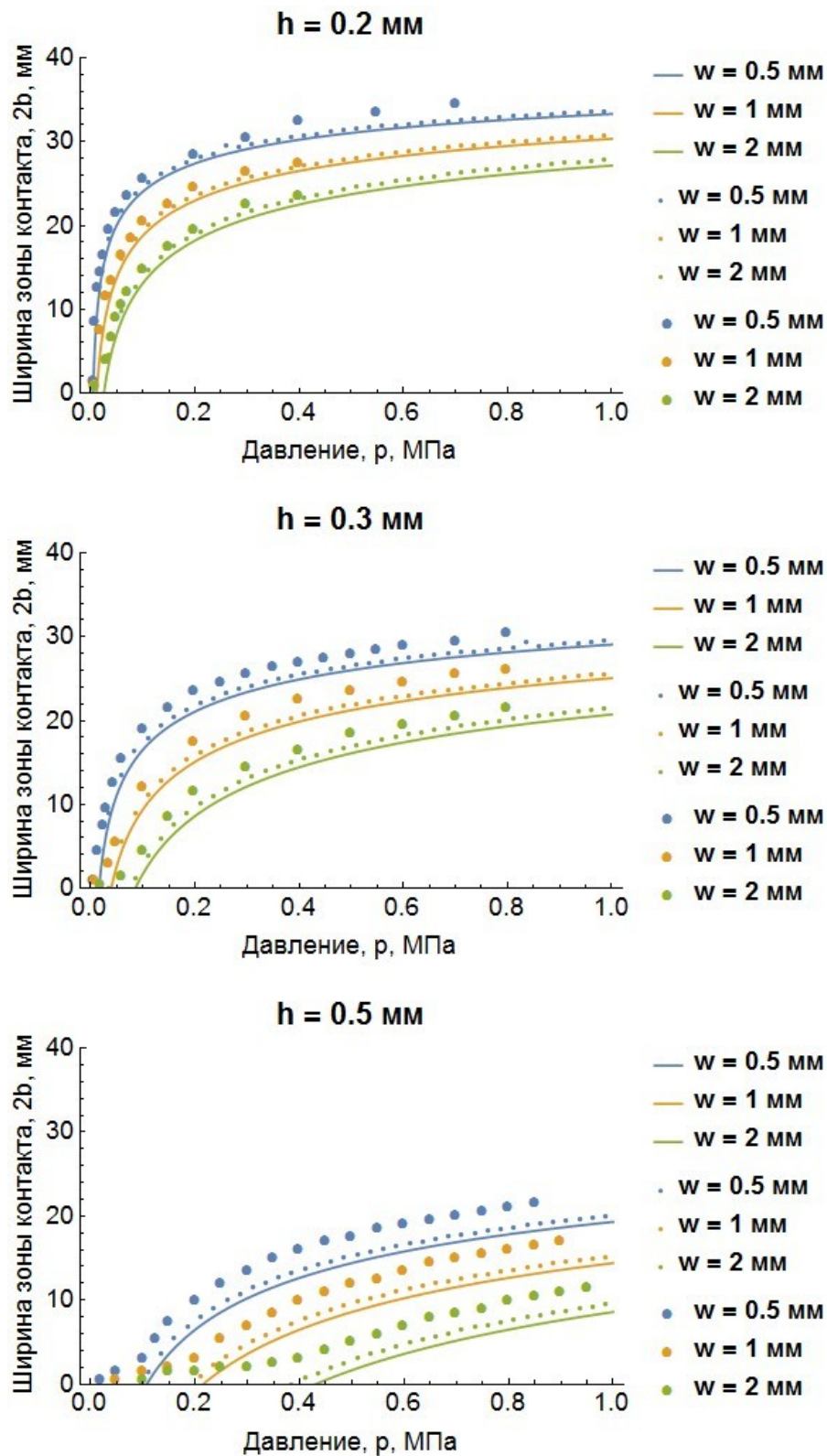


Рис. 2.16. Зависимость ширины зоны контакта от давления и геометрических параметров задачи. Результаты аналитических расчетов в классической балочной теории (линии) и в классической теории с учетом больших прогибов (пунктирные линии), и результаты численных расчетов (точки).

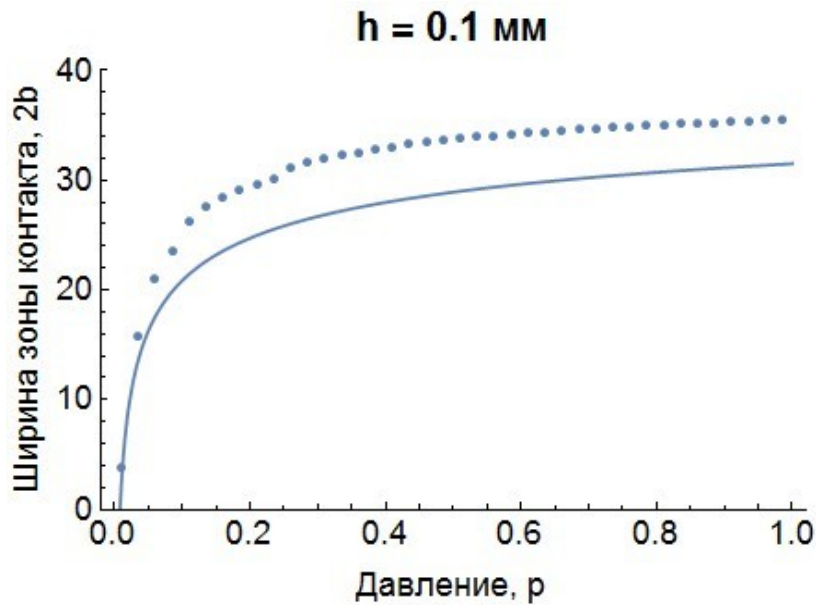


Рис. 2.17. Существенное уточнение ширины зоны контакта для балки большого удлинения, расположенной с большим зазором от жесткой поверхности, при использовании аналитико-численного решения в теории и с учетом больших прогибов (точки) в сравнении с решением в рамках классической теории (сплошная линия), $h = 0.1$ мм, $l = 45$ мм, $w = 5$ мм, материал балки – сталь.

Имея ввиду, что при увеличении числа членов ряда (2.19) результаты расчетов достаточно быстро сходятся (рис. 2.15), в аналитическом решении системы (2.21) можно продвинуться несколько дальше. Запишем решение с точностью до первых трех ненулевых члена ряда (2.19) с учетом (2.20):

$$\theta(s) = \sum_{n=0}^3 c_n s^n = c_0 - s^2 \frac{F}{2D} \cos c_0 + s^3 \frac{p}{6D} \cos c_0$$

Подставляя это решение в первые два условия (2.21), получим систему из двух уравнений:

$$\begin{cases} c_0 - a^2 \frac{F}{2D} \cos c_0 + a^3 \frac{p}{6D} \cos c_0 = 0 \\ -a \frac{F}{D} \cos c_0 + a^2 \frac{p}{2D} \cos c_0 = 0 \end{cases}$$

Разрешая эту систему относительно неизвестных – силы F и длины балки a , найдем решение (из трех корней в решении этой системы следует выбрать тот, который дает действительное значение для длины балки a):

$$\begin{cases} a = \sqrt[3]{\frac{12c_0 D}{p \cos c_0}} \\ F = \sqrt[3]{\frac{3c_0 D p^2}{2 \cos c_0}} \end{cases} \quad (2.22)$$

Величина c_0 определяет угол наклона свободного конца балки. При малых прогибах косинус этого угла стремится к единице, а величина самого угла находится из аналитического решения задачи об изгибе консольной балки (раздел 2.5.1). Учитывая, что в рассматриваемой задаче задан прогиб на конце балки, выражение для угла наклона рассматриваемой консольной балки на свободном конце:

$$c_0 = v'(a) = \frac{3w}{2a} + \frac{pa^3}{48D} \quad (2.23)$$

Подставляя (2.23) в первое выражение (2.22) и учитывая, что $\cos c_0 \approx 1$, найдем:

$$\begin{aligned} a &= \sqrt[3]{\frac{12D}{p} \left(\frac{3w}{2a} + \frac{pa^3}{48D} \right)} \Rightarrow \frac{a^3 p}{12D} = \frac{3w}{2a} + \frac{pa^3}{48D} \Rightarrow \\ &\Rightarrow \frac{a^3 p}{12D} - \frac{pa^3}{48D} = \frac{3w}{2a} \Rightarrow \frac{3pa^3}{48D} = \frac{3w}{2a} \Rightarrow \frac{pa^3}{24D} = \frac{w}{a} \Rightarrow a = \sqrt[4]{\frac{24wD}{p}} \end{aligned}$$

Таким образом показано, что в случае малости прогибов представленное решение нелинейной задачи, совпадает с аналитическим решением, найденным ранее в классической балочной теории при малых прогибах (2.5).

2.5.4. Общая характеристика полученных аналитических оценок

Представленные в данном разделе аналитические решения впервые используются для оценки ширины зоны контакта плоскоовальных каналов охлаждения с охлаждаемыми плоскими поверхностями, в условиях действия

внутреннего давления. Модификации решений Феодосьева, полученные, для задачи о балке (балке-полоске), контактирующей с жесткой поверхностью, в случае заданной величины прогибов получены впервые. Аналитико-численное решение задачи в приближении больших прогибов является новым.

По результатам проведенных расчетов можно утверждать, что для типичных размеров каналов охлаждения можно использовать простое аналитическое решение, найденное в приближении малых прогибов в классической балочной теории (2.5). Это решение является достаточно точным для балок-пластинок с удлинением (отношение длины к толщине) более 40-50 и при величине начального зазора до жесткой поверхности менее 20 толщин (то есть отношение максимальных прогибов к толщине менее 20). Решение по модели Тимошенко имеет смысл применять для коротких, толстых и податливых балок с удлинением менее 10. Решение с учетом больших прогибов имеет смысл применять, если начальный зазор составляет более 50 толщин балки.

Можно отметить, что все представленные аналитические (и аналитико-численные) результаты не позволяют получить точного совпадения решений с КЭ моделированием (см. рис. 2.10, 2.12, 2.16) в широких диапазонах изменения параметров модели. Это связано с известным фактом, что наиболее точные решения для пластинок, изгибающихся по цилиндрической поверхности и контактирующих с жесткой преградой, необходимо учитывать их деформации в поперечном направлении (обжатие), а не только деформации сдвига, как в модели Тимошенко. Этот вопрос подробно разбирался в [6].

Различие результатов аналитических и численных расчетов также является следствием того, что в численных расчетах условие контакта ставилось с учетом толщины пластины, в то время как, в аналитических расчетах пластинка моделируется в виде поверхности, и контакта с жесткой

плоскостью реализуется при совпадении нейтральной поверхности пластины и плоскости.

Также заметим, что в построенных аналитических решениях предполагалась реализация идеального контакта без проскальзывания между соприкасающимися поверхностями – деформируемой оболочкой и жесткой плоскостью.

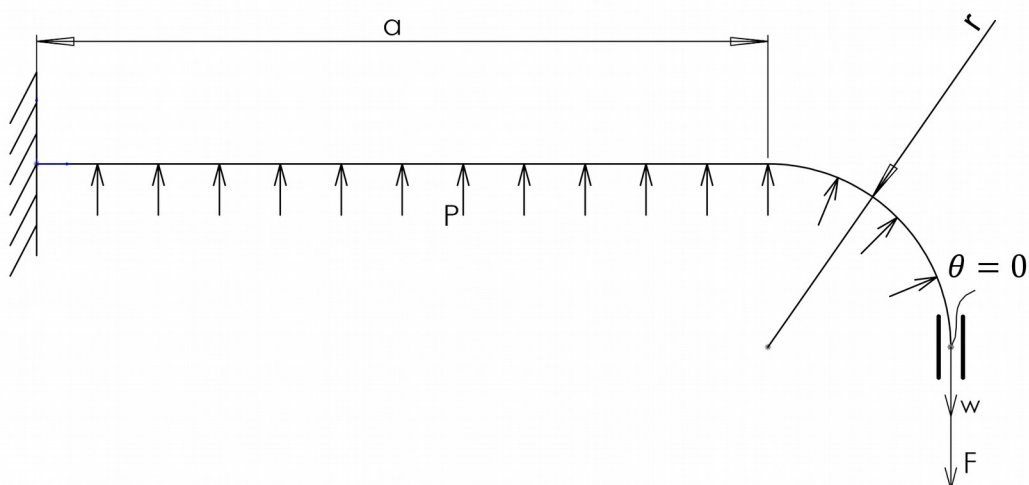
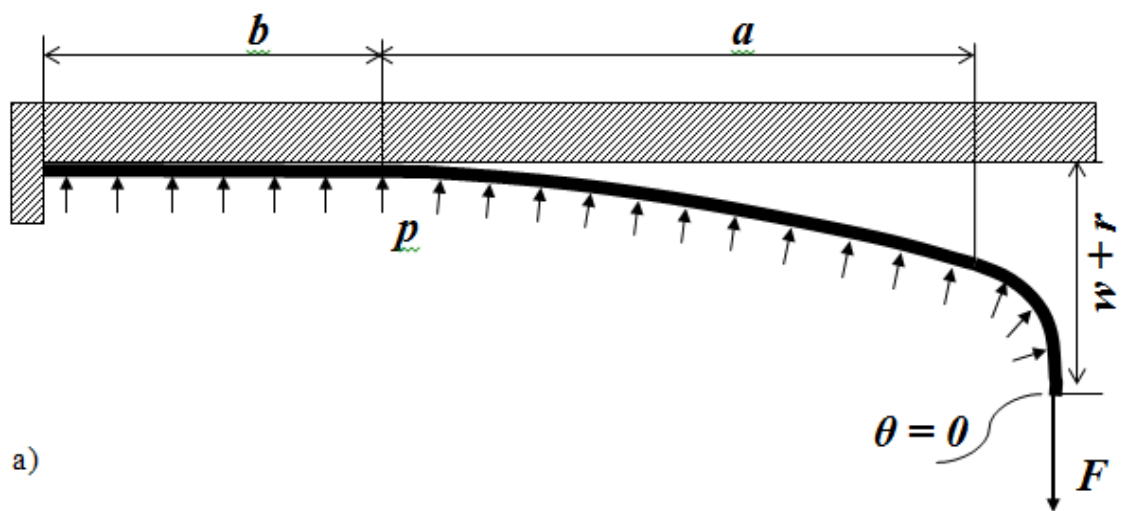
2.6. Оценка напряженно-деформированного состояния цилиндрической оболочки плоскоовального сечения, контактирующей с жесткой поверхностью, под действием внутреннего давления

В данном разделе рассмотрим задачу о деформациях контура поперечного сечения плоскоовальной оболочки, не пренебрегая деформацией круговых участков сечения. Для этого рассмотрим задачу о деформациях балки-полоски, состоящей из прямолинейного и закругленного участков и контактирующей с жесткой поверхностью (рис. 2.18). Эта балка является $\frac{1}{4}$ частью поперечного сечения плоскоовальной цилиндрической оболочки. Балка нагружена равномерно распределенной нагрузкой (давлением), действующей по направлению нормали к ее контуру.

Действие отброшенной нижней части сечения заменяем сосредоточенной силой F , приложенной в вертикальном направлении на свободном конце балки. Из условий симметрии задачи, запрещаем повороты сечения балки на свободном конце. На левом конце балки задается условие отсутствия горизонтальных перемещений. Фактически, используется предположение о контакте балки с жесткой поверхностью без проскальзывания. Используем классическую теорию изгиба балок. Поэтому неизвестная длина части балки, не касающейся жесткой поверхности, должна определяться из условия равенства нулю изгибающего момента на границе зоны контакта в точке $x = b$. При этом, аналогично рассмотренным ранее

задачам (разделы 2.5.1, 2.5.3) на границе зоны контакта возникает вертикальная реакция со стороны жесткой поверхности.

Заметим, что рассматриваемая балка-полоска нагружается, в том числе, и растягивающими усилиями, вследствие проекции от результирующей давления в закругленной части контура. Однако, деформациями, связанными с таким нагружением, при оценке ширины зоны контакта будем пренебрегать. Величина вертикального смещения свободного конца балки w (величина зазора) является известной.



б)

Рис. 2.18. К решению задачи о деформация поперечного сечения цилиндрической оболочки плоскоовального сечения.

а: Одна четвертая часть контура, контактирующая с поверхностью,

б: Вспомогательная задача о деформациях криволинейной балки.

Предварительно необходимо решить вспомогательную задачу о консольном изгибе криволинейной балки – для участка балки, не касающегося поверхности (рис. 2.18, б). Предположение о консольной заделке соответствует, в том числе, условию контакта «без проскальзывания» между балкой и поверхностью. Задачу решаем аналитически, считая, что длина балки задана и равна a . Из полученного решения найдем значение силы F , выраженное через величину смещения w . Далее запишем выражение для изгибающего момента в точке $x = b$ и приравняв его нулю, найдем длину балки a (и, следовательно, ширину зоны контакта $b = l - a$), которая реализуется в рассматриваемой контактной задаче. Из решения этой задачи также определим напряженное состояние балки для дальнейшей оценки прочности.

Рассматриваемая балка является один раз статически неопределимой. На левом конце балки в заделке ($x = b$) заданы две реакции в горизонтальном F_{x0} и вертикальном F_{y0} направлениях и момент M_0 . На правом конце балки действует момент M_1 , обеспечивающий отсутствие углов поворота.

Из условия равновесия проекций действующих сил на горизонтальную и вертикальную оси найдем:

$$\sum X = 0: F_{x0} = \int_0^{\pi/2} pr \cos \phi d\phi = pr$$

$$\sum Y = 0: F_{y0} = F - pa - \int_0^{\pi/2} pr \sin \phi d\phi = F - p(r+a)$$

Уравнение равновесия для изгибающих моментов относительно точки $x = b$ дает соотношение:

$$\begin{aligned} \sum M|_{x=b} &= 0: \\ -M_0 + pa^2/2 + pr(a+r/2) + pr^2/2 - F(a+r) + M_1 &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow -M_0 + pa^2/2 + pr(a+r) - F(a+r) + M_1 &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow \underline{-M_0 + pa^2/2 + (pr - F)(a+r) + M_1} &= 0 \end{aligned} \quad (2.24)$$

В записанном выражении вклад в изгибающий момент от распределенной нагрузки, приложенной на скругленной части сечения, записан с учетом выражений для проекций результирующей этого давления на горизонтальную и вертикальную оси (см. рис. 2.19).

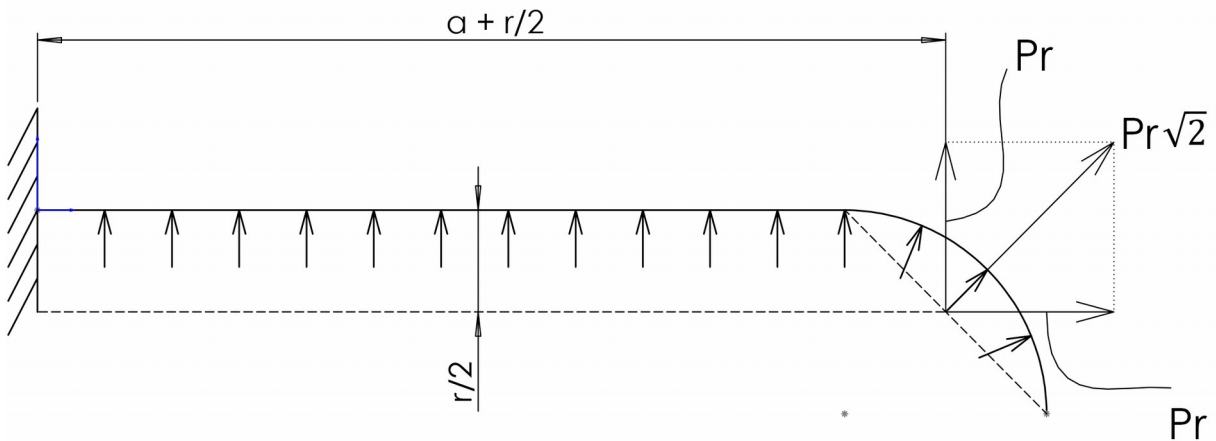


Рис. 2.19. К проблеме определения изгибающего момента от распределенной нагрузки, приложенной к круговому участку сечения.

Для раскрытия статической неопределимости воспользуемся методом сил. Во-первых, необходимо выбрать «основную систему», отбрасывая лишние связи и заменяя их силовыми факторами. Отбросим связь, запрещающую повороты свободного конца балки и заменим ее моментом M_1 . Дополнительным соотношением для определения этого момента является каноническое уравнение метода сил, которое в данном случае сводится к требованию равенства нулю поворота балки на свободном конце и записывается следующим образом:

$$\delta_{11}M_1 + \delta_{1P} = 0,$$

где δ_{11} – это угол поворота свободного конца балки под действием единичного момента $M_1=1$, заданного в этой точке, δ_{1P} – это угол поворота свободного конца балки под действием заданной нагрузки при $M_1 = 0$.

Величины углов определяем с использованием интеграла Мора, разбивая балку на два участка (круговой и прямой) и проводя интегрирование, начиная со свободного конца балки:

$$\theta_{11} = \int_0^{\pi/2} \frac{M_{11}^2(\phi)}{D} r d\phi + \int_a^0 \frac{M_{11}^2(x)}{D} dx$$

$$\theta_{1P} = \int_0^{\pi/2} \frac{M_{1P}(\phi)M_{11}(\phi)}{D} r d\phi + \int_a^0 \frac{M_{1P}(x)M_{11}(x)}{D} dx$$
(2.25)

При действии единичного момента $M_1=1$ на всех участках балки изгибающие моменты равны единице (рис. 2.20, а). При $M_1=0$ изгибающий момент от действующей внешней нагрузки на участках балки определяется следующими выражениями (см. рис. 2.20, б):

$$M_{1P}(\phi) = (pr^2 - Fr)(1 - \cos \phi)$$

$$M_{1P}(x) = (pr - F)(x + r) + \frac{px^2}{2}$$

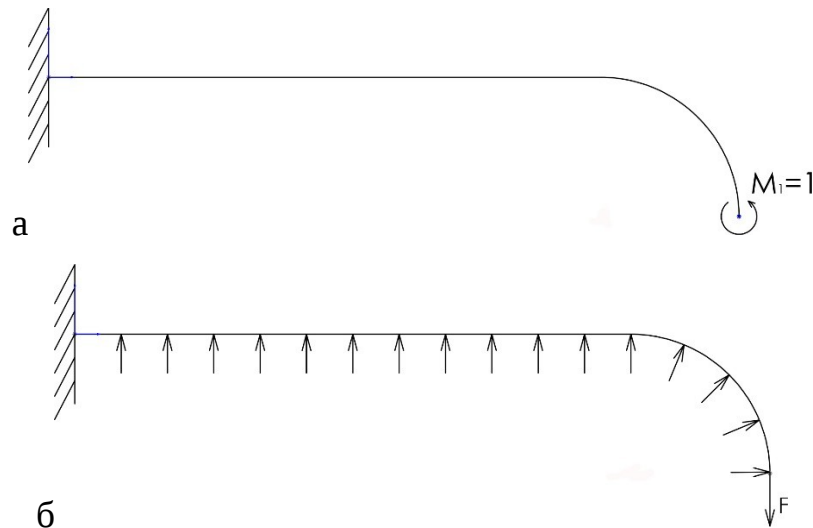


Рис. 2.20. Раскрытие статической неопределимости с использованием метода сил. Задание единичного момента вместо связи, ограничивающей угол поворота (а) и схема нагружения балки в отсутствии этой связи (б)

Подставляя записанные выражения для моментов в (2.25) и выполняя интегрирование, найдем:

$$\delta_{11} = \frac{\pi r + 2a}{2D}$$

$$\delta_{1p} = \frac{a^3 p + (3(2-\pi)r^2 - 3a^2 - 6ar)(F - pr)}{6D}$$

Откуда момент равен:

$$M_1 = -\theta_{1p} / \theta_{11} = -\frac{a^3 p + (3(2-\pi)r^2 - 3a^2 - 6ar)(F - pr)}{3\pi r + 6a} \quad (2.26)$$

Таким образом, распределение изгибающего момента по длине балки (начиная от свободного конца) на круглом и прямолинейном участках следующее:

$$M(\phi) = -\frac{a^3 p + (3(2-\pi)r^2 - 3a^2 - 6ar)(F - pr)}{3\pi r + 6a} + (pr^2 - Fr)(1 - \cos \phi) \quad (2.27)$$

$$M(x) = -\frac{a^3 p + (3(2-\pi)r^2 - 3a^2 - 6ar)(F - pr)}{3\pi r + 6a} + (pr - F)(x + r) + \frac{px^2}{2} \quad (2.28)$$

Далее находим связь вертикальных перемещений w и усилия F на свободном конце балки с использованием интеграла Мора:

$$w = \int_0^{\pi/2} \frac{M_{F1}(\phi)M_{FP}(\phi)}{D} r d\phi + \int_a^0 \frac{M_{F1}(x)M_{FP}(x)}{D} dx \quad (2.29)$$

где моменты вычисляются для заданной единичной силы на конце балки и для заданной внешней нагрузки по формулам:

$$M_{FP}(\phi) = M_1 + (pr^2 - Fr)(1 - \cos \phi)$$

$$M_{FP}(x) = M_1 + (pr - F)(x + r) + \frac{px^2}{2}$$

$$M_{F1}(\phi) = -r(1 - \cos \phi)$$

$$M_{F1}(x) = -(x + r)$$

Проводя интегрирование в (2.29) и разрешая относительно силы F , находим:

$$F = \frac{p(2a^5 + a^4(4 + 3\pi)r + 8a^3(1 + \pi)r^2 + 48a^2r^3 + 12a\pi r^4 + 6(\pi^2 - 8)r^5) + 24D(2a + \pi)r w}{4a^4 + 8a^3\pi r + 48a^2r^2 + 12a\pi r^3 + 6(\pi^2 - 8)r^4} \quad (2.30)$$

Далее подставляя (2.30) и (2.26) в (2.24) и учитывая, что условие на границе контакта приводит к требованию $M_0 = 0$, после упрощений получим соотношение для определения длины прямолинейного участка балки a , не касающейся жесткой поверхности:

$$pa^6 + 3\pi r p a^5 + 30 p r^2 a^4 + 12\pi p r^3 a^3 + 9(p(\pi^2 - 8)r^4 - 8Dw)a^2 - 72\pi r Dw a - 144Dr^2 w = 0 \quad (2.30)$$

Полученное соотношение является уравнением шестой степени относительно неизвестной величины a . Все остальные величины, входящие в это соотношение определены в исходных данных задачи. Решение этого уравнения позволяет найти ширину зоны контакта $b = l - a$. Заметим, что при отсутствии скругленного участка, то есть, при $r = 0$, выражение (2.30) приводит к следующему результату:

$$pa^6 - 72Dwa^2 = 0 \Rightarrow a = \sqrt[4]{\frac{72Dw}{p}} \Rightarrow b = l - \sqrt[4]{\frac{72Dw}{p}} \quad (2.32)$$

В этом случае мы находим явное выражение для ширины зоны контакта прямолинейной балки с жесткой поверхностью, которое отличается от полученного ранее решения (2.5) коэффициентом: в решении (2.32) под корнем стоит коэффициент 72 вместо 24. Это связано с тем, что полученный предельный случай соответствует другому типу закрепления свободного конца балки. При выполнении предельного перехода $r \rightarrow 0$, условие отсутствия поворотов на свободном конце балки сохраняется, в то время как в решении (2.5) на этом конце предполагалось шарнирное опирание и нулевая величина момента. При запрещении поворотов на свободном конце балки, вся система становится более жесткой, и балке в меньше прилегает к жесткой поверхности, что и отражается в выражении (2.32).

Фактически, полученное выражение (2.32) является нижней оценкой для ширины зоны контакта трубки плоскоовального сечения с жесткой поверхностью, так как предполагает бесконечную жесткость скругленных частей поперечного сечения. Решение (2.5), наоборот, является верхней

оценкой, так как предполагает, что скругленное сечение не обладает податливостью на изгиб. В реальности же реализуется некоторое промежуточное значение, которое оказывается между этих двух оценок. Этот результат проиллюстрирован на рис. 2.21. Здесь показаны оценки для ширины зоны контакта для трубы с размерами $l = 22.5$ мм и $r = 1.6$ мм. Видно, что результаты точного расчета с использованием решения (2.30) находится между найденной верхней (2.5) и нижней (2.32) оценками. Выход точного решения (2.30) за пределы верхней оценки при достаточно больших давлениях связан с тем, что в этом случае необходимо учитывать растяжение скругленных частей контура в вертикальном направлении, что в рамках приближенных оценок (2.5) и (2.32) сделать нельзя.

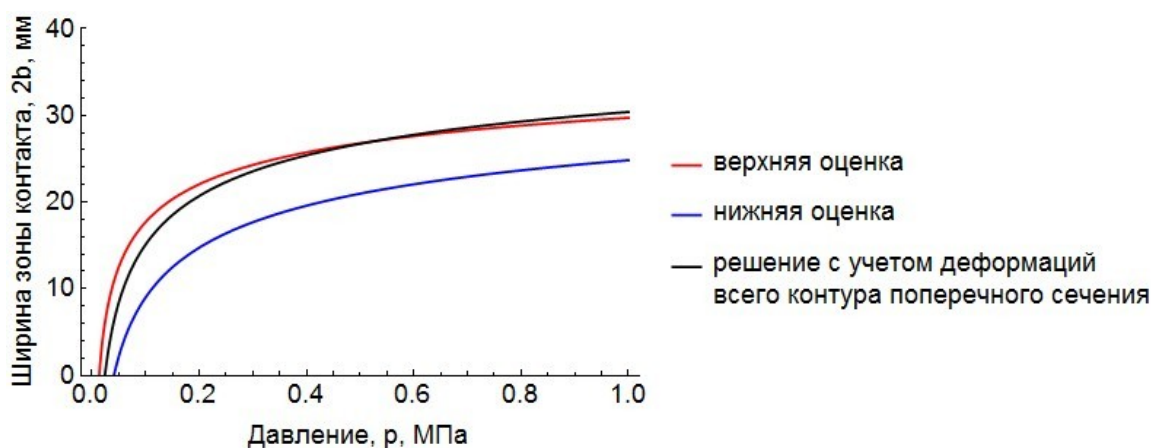


Рис. 2.21. Сопоставление приближенных оценок для ширины зоны контакта (2.5), (2.32) и решения (2.30).

Результаты расчетов ширины зоны контакта, полученные на основе решения (2.30) в сопоставлении КЭ моделированием показаны на рис. 2.22, 2.23. Численный расчет проводился в системе Ansys также для $\frac{1}{4}$ части контура поперечного сечения оболочки. Построение КЭ решения проводилось аналогично описанному в п. 5.3. Аналитические решения, то есть корни уравнения (2.30), определялись методом Ньютона-Рафсона.

Результаты на рис. 2.22. показаны для размеров $l = 22.5$ мм и $r = 1.6$ мм. На рис. 2.23. показаны сечения с размером $r = 2.2$ мм.

Зависимость ширины зоны контакта для разной высоты поперечного сечения оболочки (разных значений параметра r) показана на рис. 2.24. Для сравнения здесь приведено решение, построенное в разделе 2.5.1. в предположении о деформациях только плоского участка поперечного сечения (сплошная линия).

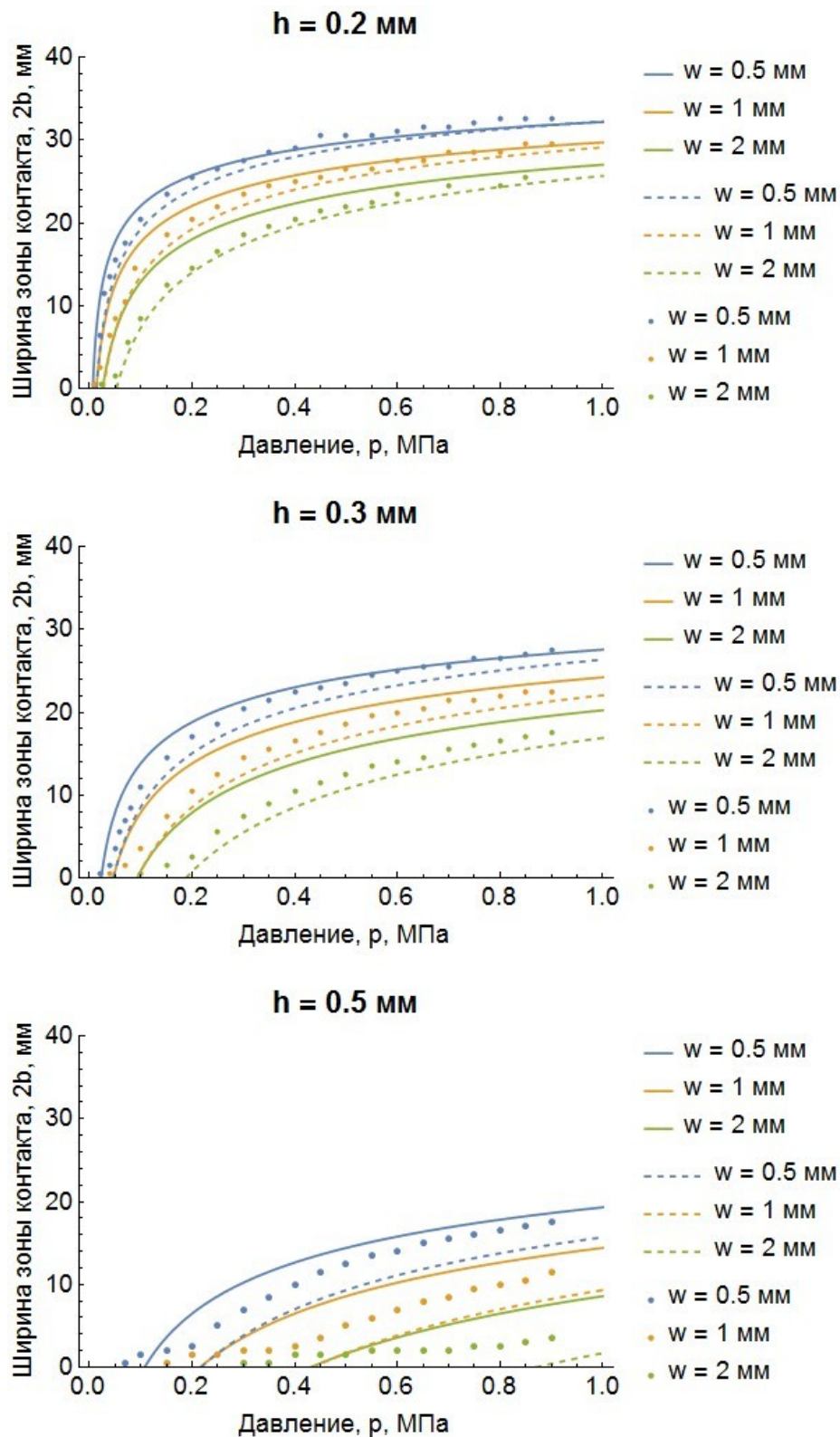


Рис. 2.22. Зависимость ширины зоны контакта от давления и геометрических параметров задачи при моделировании деформаций всего контура поперечного сечения оболочки. Результаты аналитических расчетов в классической балочной теории без учета деформаций круглых участков контура (сплошные линии) и с учетом деформаций всего контура (пунктир) и результаты численных расчетов (точки). **Величина $r = 1.6 \text{ мм}$**

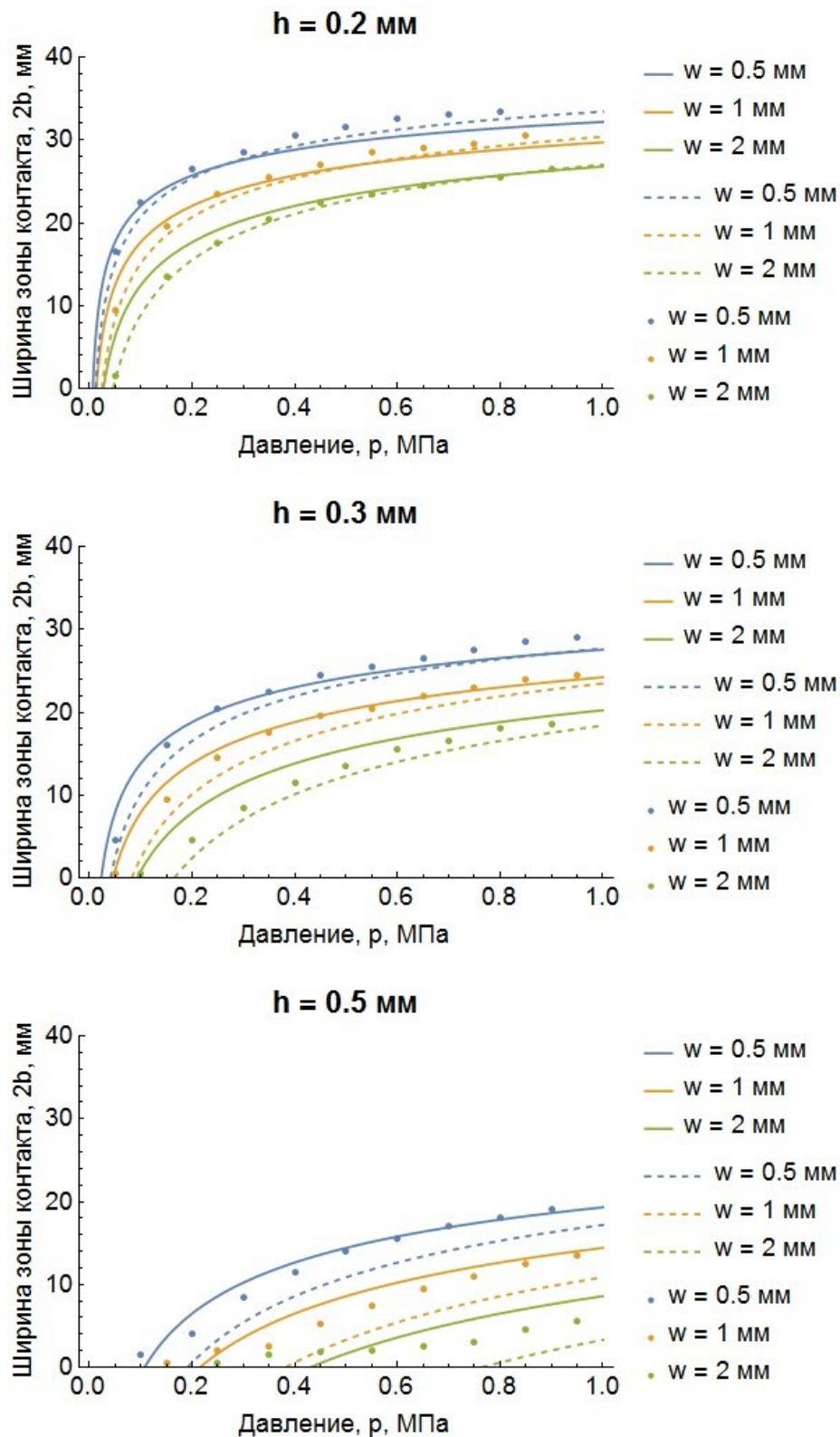


Рис. 2.23. Зависимость ширины зоны контакта от давления и геометрических параметров задачи при моделировании деформаций всего контура поперечного сечения оболочки. Результаты аналитических расчетов в классической балочной теории без учета деформаций круглых участков контура (сплошные линии) и с учетом деформаций всего контура (пунктир) и результаты численных расчетов (точки). **Величина $r = 2.2 \text{ мм}$**

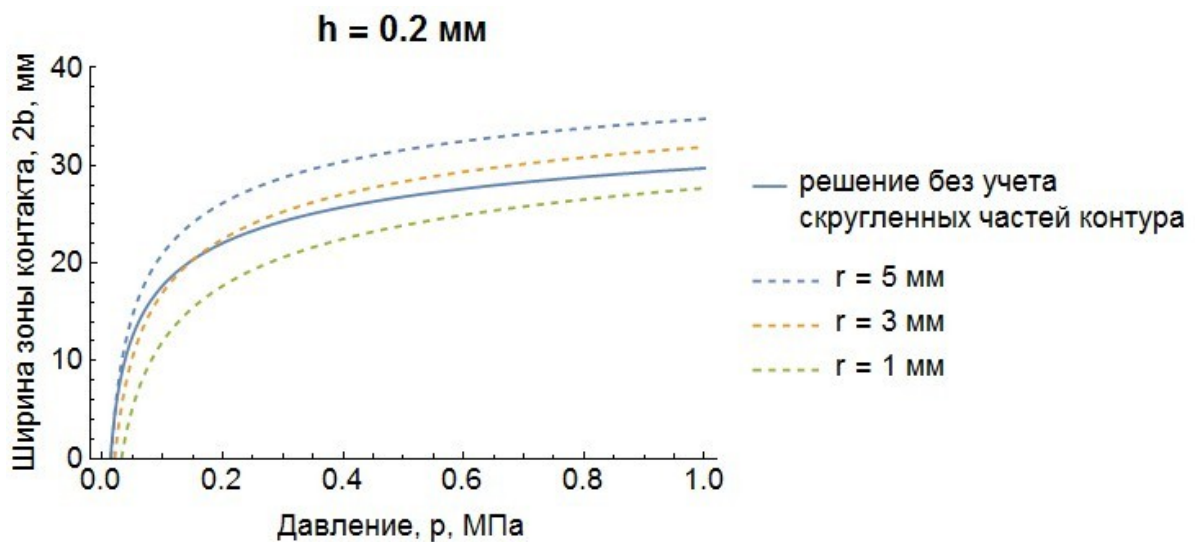


Рис. 2.24. Сопоставление решения без учета деформаций скругленных частей контура поперечного сечения («решение для пластинки», сплошная линия) и решения для задачи о деформациях всего контура (пунктир).

Максимальные напряжения, действующие в рассматриваемой балке-полоске и связанные с ее изгибом и растяжением, определяем с учетом (y1), (y2) по формулам:

$$\sigma_{\max}(\phi) = \left| \frac{M(\phi)}{I} \right| \frac{h}{2} + \frac{N(\phi)}{S} = \left| \frac{M(\phi)}{I} \right| \frac{h}{2} + \frac{F \cos \phi}{S} \quad (2.33)$$

$$\sigma_{\max}(x) = \left| \frac{M(x)}{I} \right| \frac{h}{2} + \frac{N(x)}{S} = \left| \frac{M(x)}{I} \right| \frac{h}{2} + \frac{pr}{S} \quad (2.34)$$

где момент инерции $I = 1 \times h^3 / 12$ и площадь $S = 1 \times h$ вычисляются для балки-полоски единичной ширины, а величины моментов и силы F , определены выражениями (2.27), (2.28), (2.30).

В записанных выражениях (2.33), (2.34) растягивающие напряжения на скругленном участке определяются без учета действия давления, так как его вклад на данном участке мал и, вообще говоря, такое упрощение на этом участке обеспечивает дополнительный запас прочности в расчетах.

Результаты расчетов распределения напряжений вдоль контура поперечного сечения оболочки представлены на рис. 2.25. Здесь показаны напряжения для оболочки с высотой сечения $r = 3.2$ мм и шириной $l = 45$

мм. Толщина стенки – 0,2, 0,3 и 0,5 мм. Вертикальной линией показана граница скругленного участка. Длина графиков различна, так как они построены только на участках, не прилегающих к контактной поверхности, длина которых меняется при изменении давления или геометрических параметров. Видно, что максимальные напряжения реализуются именно на этом участке. Поэтому в проектировочных расчетах можно использовать значение максимальных напряжений, действующих в контуре поперечного сечения оболочки в точке $\phi = 0$:

$$\sigma_{\max} = \left| \frac{M(\phi = 0)}{I} \right| \frac{h}{2} + \frac{F}{S} = \left| \frac{M_1}{I} \right| \frac{h}{2} + \frac{F}{S} \quad (2.35)$$

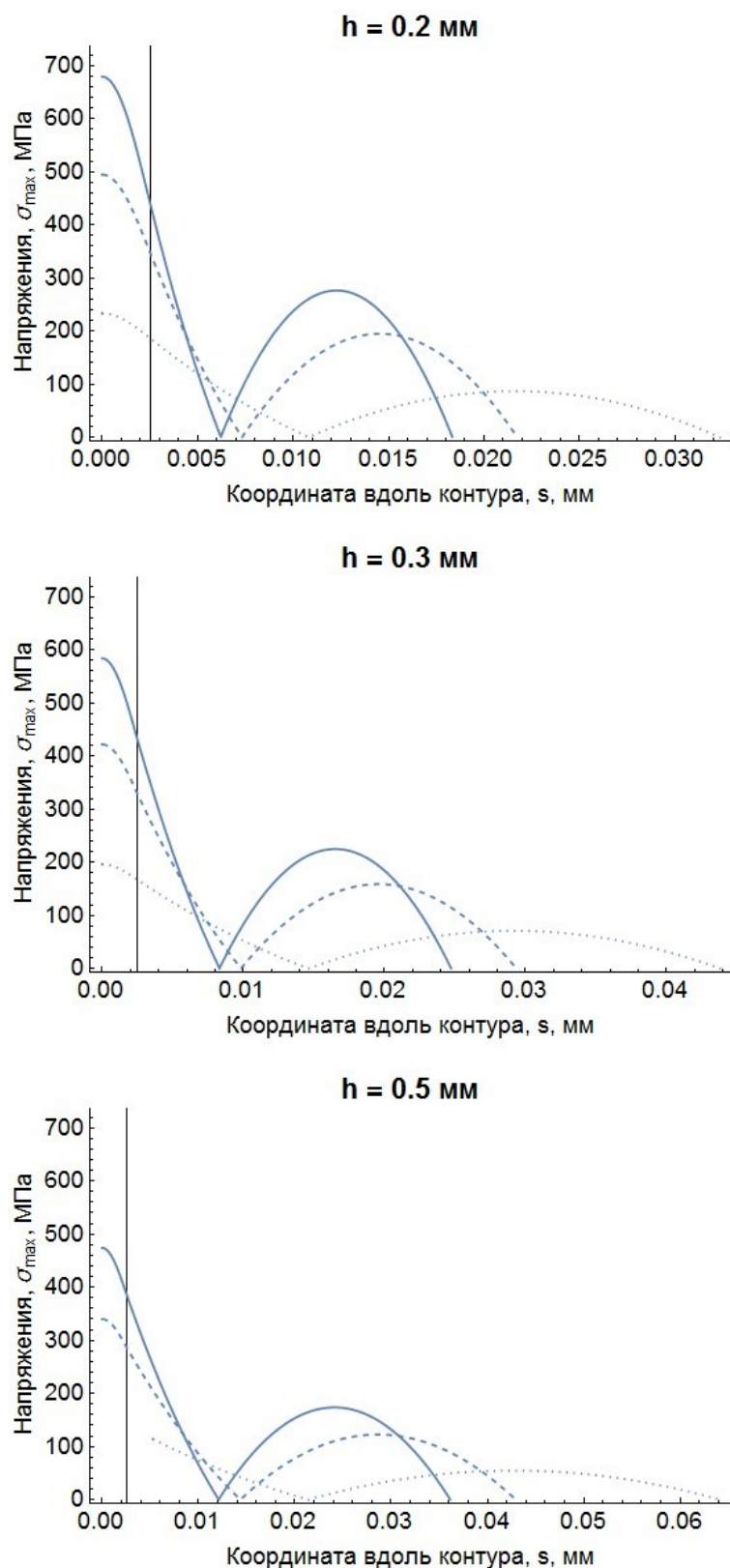


Рис. 2.25. Распределение максимальных напряжений вдоль контура поперечного сечения плоскоовальной оболочки (на $\frac{1}{4}$ части контура). Вертикальная линия показывает границу круглого участка контура поперечного сечения.

2.7. Пример проектировочного расчета

Рассмотрим тестовую задачу проектирования для рассматриваемого канала охлаждения в форме тонкостенной оболочки плоскоовального поперечного сечения. Переменными параметрами задачи являются: высота поперечного сечения оболочки $2r$, длина прямолинейного участка сечения $2l$, толщина стенки h .

Исходными (заданными) геометрическими параметрами задачи являются расстояние между ППМ H^0 и максимально допустимая ширина канала охлаждения D^0 (рис. 2.26). Эти параметры определяются при разработке конструкции АФАР (см. раздел 1.1.1). Величина зазора между трубой в недеформированном состоянии и стенками ППМ, между которыми она располагается, определяется соотношением $w = H^0/2 - r$ (толщиной стенки канала пренебрегаем в этой оценке).

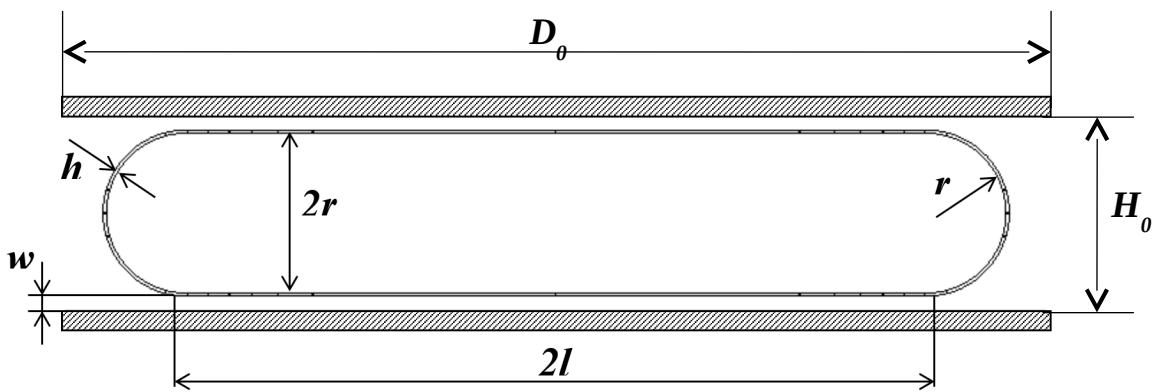


Рис. 2.26. Геометрические параметры задачи проектирования

Внутри трубы протекает охлаждающая жидкость. Под действием гидростатического давления трубы деформируются, расширяются и прижимаются к стенкам ППМ. В проектировочных расчетах будем использовать величину максимального давления, которая была определена в разделе 2.5. Максимальное давление в каналах охлаждения зависит от их длины L , гидравлического диаметра D , площади поперечного сечения F , свойств жидкости $\rho_{жс}, \nu_{жс}$, расхода охлаждающей жидкости V и потерь давления в системе охлаждения (во всей системе Δp_0 , за исключением каналов охлаждения, и на участках, предшествующих каналам охлаждения Δp_1):

$$p_{\max} = \Delta p_{\Sigma} - \Delta p_1 = 0,1582 L \rho_{жс} \sqrt[4]{\frac{\nu_{жс} V^7}{D^5 F^7}} + \Delta p_0 - \Delta p_1,$$

где $\Delta p_{\Sigma} = 0,1582 L \rho_{жс} \sqrt[4]{\frac{\nu_{жс} V^7}{D^5 F^7}} + \Delta p_0$ - суммарные давления потери в системе охлаждения.

Таким образом, уровень действующей нагрузки (давления) в рассматриваемой задаче зависит геометрических параметров сечения.

В результате деформирования труб, они прижимаются к охлаждаемым поверхностям ППМ. Ширину зоны контакта будем оценивать на основе простого аналитического соотношения (см. раздел 2.5.1), в которое, помимо геометрических параметров, входят свойства материала стенки (модуль Юнга E и коэффициент Пуассона ν) и действующее давление p_{\max} :

$$b = l - a = l - \sqrt[4]{\frac{24wD}{p_{\max}}} = l - \sqrt[4]{\frac{2wEh^3}{p_{\max}(1-\nu^2)}}$$

Заметим, что это выражение удобно использовать при формулировке задачи проектирования, так как оно в замкнутой аналитической форме позволяет оценить ширину реализующейся зоны контакта между каналами охлаждения и стенками ППМ при различных параметрах модели. Как было показано в главе 2, это выражение позволяет в широком диапазоне параметров получить достаточно точные прогнозы, несмотря на то, что оно было получено в предположении о малости деформации криволинейных участков контура поперечного сечения оболочки.

Оценку максимальных напряжений, возникающих в стенках оболочки будем проводить с использованием более точной модели, в которой учитывались деформации всего контура поперечного сечения (2.35). Эти

материала σ_T , из напряжения не должны превосходить предела текучести которого изготовлена оболочка. Это условие является первым ограничением в рассматриваемой задаче проектирования:

$$\sigma_{\max} = \left| \frac{M_1}{I} \right| \frac{h}{2} + \frac{F}{S} < \sigma_T$$

Формулы для вычисления величин M и F через геометрические параметры задачи и через характеристики материала стенок оболочки были получены в разделе 5.4.:

$$F = \frac{p_{\max} \left(2a^5 + a^4 (4 + 3\pi) r + 8a^3 (1 + \pi) r^2 + 48a^2 r^3 + 12a\pi r^4 + 6(\pi^2 - 8) r^5 \right) + 24D(2a + \pi r) w}{4a^4 + 8a^3 \pi r + 48a^2 r^2 + 12a\pi r^3 + 6(\pi^2 - 8) r^4}$$

$$M_1 = - \frac{a^3 p_{\max} + (3(2 - \pi) r^2 - 3a^2 - 6ar) (F - p_{\max} r)}{3\pi r + 6a}$$

Дополнительное ограничение в рассматриваемой задаче связано с возможностями применяемого насосного оборудования. Возможности применяемого насоса ограничены максимальным напором H_{\max} , который он может реализовать при заданном расходе охлаждающей жидкости V . При использовании слишком узких каналов охлаждения в них могут реализоваться слишком высокие потери давления, которые потребуют слишком высокого напора. Поэтому используем следующее ограничение на величину потерь давления в системе охлаждения Δp_{Σ} :

$$H = \frac{\Delta p_{\Sigma}}{\rho_{\text{жс}} g} < H_{\max},$$

где $\rho_{\text{жс}} g$ - плотность жидкости, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

В результате решения задачи необходимо найти набор варьируемых геометрических параметров $\{r, l, h\}$, которые обеспечат наиболее эффективное отведение тепла от охлаждаемых поверхностей (заштрихованные области на рис. 2.26). Коэффициент теплоотдачи от внутренних поверхностей каналов охлаждения к потоку охлаждающей жидкости определяется следующим соотношением [13]:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda_{жс}}{D}, \quad (2.36)$$

где Nu - число Нюссельта, $\lambda_{жс}$ - коэффициент теплопроводности жидкости и $D = 4F / P$ - гидравлический диаметр канала, $F = 4l(r - h/2) + \pi(r - h/2)^2$ - площадь сечения канала, $P = 4l + 2\pi r$ - периметр сечения канала

Согласно данным гидравлических расчетов для широкого диапазона параметров критерий Рейнольдса потока жидкости в каналах охлаждения удовлетворяет соотношению $2300 < Re < 10^4$, то есть имеет место теплоотдача при переходном режим течения. В этом случае критерий Нуссельта определяется соотношением [13]:

$$Nu = 0,012(Re^{0,87} - 280) Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{2D}{L} \right)^{0,667} \right], \quad (2.37)$$

где $Pr = \frac{v_{жс} \rho_{жс} C_{жс}}{\lambda_{жс}}$ - число Прандтля для жидкости, $C_{жс}$ - удельная теплоемкость жидкости, $Re = W D / v_{жс} = VD / (v_{жс} F)$ - число Рейнольдса, $W = V / F$ - скорость жидкости в каналах.

Таким образом, с помощью выражений (2.36) и (2.37) мы определяем коэффициент теплоотдачи через свойства жидкости, параметры, найденные в гидравлических расчетах и через геометрические параметры поперечного сечения каналов.

Окончательно, в качестве функции, для которой ищем максимум, примем произведение коэффициента теплоотдачи и ширины зоны контакта: αb (теплоотдача с единицы длины канала охлаждения). Физический смысл этого произведения – это количество тепла, которое передается в единицу времени в участок канала охлаждения длиной один метр при перепаде температуры между стенкой канала и стенкой ППМ в один градус. В итоге, рассматриваемая задача с учетом ограничения по прочности и по потребному напору насоса, а также с учетом зависимости максимального давления в трубах от геометрических параметров их сечения, сводится к следующей:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha b = 0,012(\text{Re}^{0,87} - 280) \text{Pr}^{0,4} \frac{\lambda_{жс}}{D} \left(1 + \left(\frac{2D}{L} \right)^{0,667} \right) \left(l - \sqrt[4]{\frac{2wEh^3}{p_{\max}(1-v^2)}} \right) \rightarrow \max \\ \sigma_{\max} < \sigma_T, H < H_{\max} \\ p_{\max} = 0,1582 L \rho_{жс} \sqrt[4]{\frac{v_{жс} V^7}{D^5 F^7}} + \Delta p_0 - \Delta p_1 \end{array} \right.$$

Эта задача является существенно нелинейной, она сводится к поиску максимума величины αb при ограничениях, формулируемых в виде неравенств. Решением этой задачи будем искать прямым перебором значений параметров $\{r, l, h\}$, в заданных диапазонах. Границы этих диапазонов определяются конструктивными особенностями АФАР и технологическими возможностями. В частности, величина r , определяющая высоту поперечного сечения оболочки, не должна превосходить половину расстояния между ППМ $H_0/2$ (см. рис. 2.26). Величину прямолинейного участка сечения l сверху ограничивает допустимая ширина $D_0/2$ (рис. 2.26). В качестве нижних границ при варьировании r и l будем использовать значение $H_0/10$ и $D_0/10$,

соответственно. Толщину стенки каналов будем варьировать в диапазоне от 0,1 мм до 0,5 мм.

Исходные данные, для рассматриваемой конструкции системы терморегулирования АФАР, были представленными в главе 2. В частности, заданы следующие параметры системы охлаждения и конструктивные параметры АФАР:

$L = 6$ м – длина каналов охлаждения

$V = 1,25$ м³·ч⁻¹ ($3,4723 \cdot 10^{-4}$ м³·с⁻¹) – объемный расход жидкости в канале охлаждения (при заданном числе каналов 16 и при общем расходе $V = 20$ м³/ч),

$\Delta p_0 = 0,289$ МПа – потери в системе охлаждения, за исключением каналов охлаждения,

$\Delta p_1 = 0,079$ МПа – потери в системе охлаждения на участке, предшествующем каналам охлаждения.

$H_{max} = 44.4$ м - максимальный напор применяемого насоса.

$H = 8$ мм – расстояние между корпусами ППМ,

$D = 60$ мм – максимальная допустимая ширина каналов охлаждения.

Параметры охлаждающей жидкости (раствор 66% этиленгликоля ГОСТ 19710-74 и 34% дистиллированной воды ГОСТ 6709-72):

$\rho_{ж} = 1058$ кг·м⁻³ – плотность

$C_{ж} = 2986,1$ Дж·кг⁻¹·град⁻¹ – удельная теплоемкость,

$\nu_{ж} = 1,877 \cdot 10^{-6}$ м²·с⁻¹ – коэффициент кинематической вязкости,

$\lambda_{ж} = 0,347$ Вт·м⁻¹·град⁻¹ – коэффициент теплопроводности,

$Pr = 17,1$ – критерий Прандтля.

Механические свойства материала стенок каналов – стали 12Х18Н10Т:

$\sigma_T = 198$ МПа - предел текучести.

$E = 200$ ГПа – модуль Юнга,

$\nu = 0,33$ - коэффициент Пуассона.

Как было указано ранее, искомые геометрические параметры задачи варьируем в диапазонах:

$$H_0 / 10 < r < H_0 / 2$$

$$D_0 / 10 < l + r < D_0 / 2$$

$$0,1 \text{ мм} < h < 0,5 \text{ мм}$$

Для проведения поиска прямым перебором, в указанных диапазонах выбирались по десять точек. Таким образом, в процессе вычислений всего было рассмотрено 1000 различных наборов геометрических параметров $\{r, l, h\}$. Из всех этих вариантов геометрии каналов были выбраны те, которые удовлетворяют ограничениям по прочности и по заданным возможностям насоса. Из них, в свою очередь, был выбран единственный набор параметров, который обеспечивает максимальное значение целевой функции αb .

Найденная наилучшая геометрия канала охлаждения представлена на рис. 2.27. Этот рисунок изображен в масштабе 2:1. Горизонтальные красные линии показывают расположение стенок ППМ, между которыми располагается канал охлаждения. Показано поперечное сечение канала в разрезе. Найденные геометрические параметры:

$$2l = 57,1 \text{ мм} - \text{ширина прямых участков сечения}$$

$$2r = 2,9 \text{ мм} - \text{высота сечения}$$

$$h = 0,5 \text{ мм} - \text{толщина стенки}$$

$$2l + 2r = 60 \text{ мм} - \text{ширина сечения}$$

$$w = 2,55 \text{ мм} - \text{величина зазоров}$$

При этом значении параметров реализуются коэффициент теплоотдачи $\alpha = 4738 \text{ Вт м}^2 \text{ К}^{-1}$, ширина площадки контакта $2b = 48 \text{ мм}$ (оценка по приближенной формуле (2.5)), пятикратный запас по прочности $\sigma_T / \sigma_{\max} \approx 5$, интенсивность работы насоса составляет 95% от максимума

$H/H_{\max} = 0,95$. Действующее внутри трубы давление составляет 340 МПа и число Рейнольдса 6000.



Рис. 2.27. Рассчитанная геометрия поперечного сечения канала охлаждения

Заметим, что в полученном решении реализуется максимально допустимая ширина канала ($2l + 2r = H_0$). Это связано с тем, что увеличение ширины канала позволяет увеличить протяженность зоны контакта. Если бы в проводимых расчетах целевой функцией была бы выбрана ширина зоны контакта, то решение было бы всегда одно – максимальная ширина и высота канала (без зазора), и минимальная толщина стенки, которая проходит по прочности. Однако, в поставленной задаче это решение не является наилучшим, так как для слишком широких каналов происходит падение скорости течения охлаждающей жидкости, и, следовательно, снижается коэффициент теплоотдачи. Этот эффект учитывается через значение числа Нюссельта. Таким образом, найденное решение обеспечивает наибольшую ширину зоны контакта, при максимальной скорости течения жидкости внутри канала. Обеспечение прочности реализуется за счет выбора достаточно большой высоты сечения канала (этим обеспечивается снижение деформаций изгиба в стенках канала) и достаточной толщины стенок.

Глава 3. Экспериментальное определение ширины зоны контакта труб плоскоовального сечения с жесткой поверхностью под действием давления наддува

Для оценки ширины зоны контакта между трубами-каналами охлаждения и охлаждаемыми поверхностями ППМ, была изготовлена экспериментальная установка (рис. 3.1). Установка состоит из элемента трубы-канала охлаждения, зажато между двумя прозрачными стеклами с заданным зазором (рис. 3.2). На стеклах лазерной гравировкой нанесена ось, вдоль которой выравнивается канал охлаждения (рис. 3.3), и нанесена поперечная миллиметровая разметка, позволяющая непосредственно увидеть ширину зоны контакта, реализующуюся между трубками и жесткой поверхностью стекла. Толщина стекла составляет 20 мм, что обеспечивает его достаточную жесткость и прочность. Трубка запаяна и подключена к системе подачи давления – баллону высокого давления и электронному манометру с возможностью регуляции уровня давления с шагом 5 КПа.

Измерение зоны контакта проводится визуально. При подаче давления трубка раздувается и прижимается к стеклу. Ширину зоны контакта можно увидеть непосредственно на нанесенных миллиметровых шкалах – в виде затемненных областей (рис. 3.3). Для этого в торце стекла установлена и включена подсветка. Для более наглядного отображения зон контакта поверхность трубы предварительно покрывается жидким воском или водным аэрозолем. В этом случае при наддуве и контакте со стеклом образуются характерные полосы, позволяющие увидеть и измерить ширину зоны контакта (рис 3.4). Величина мениска жидкого воска в зазоре между стеклом и трубкой оказывается не значительной и не оказывает существенного влияния на результаты измерений.

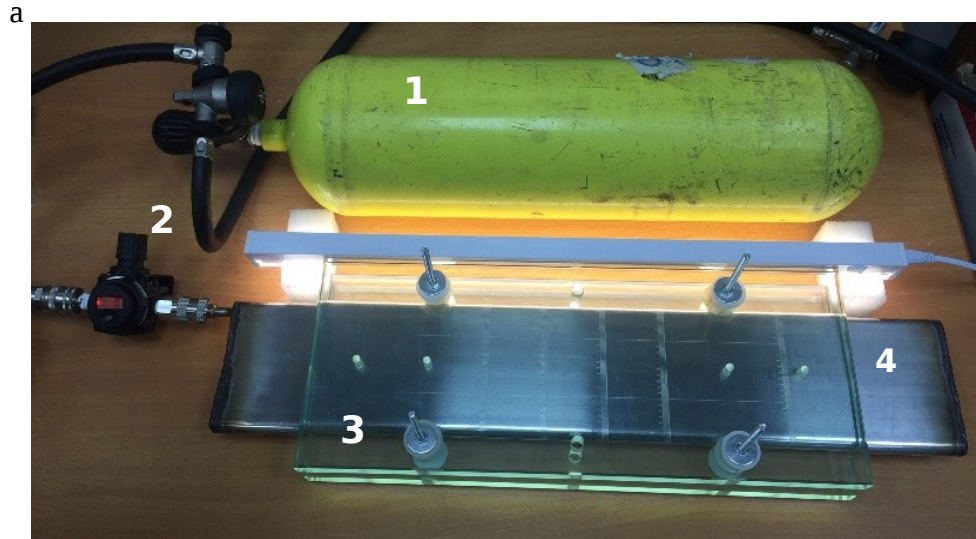


Рис. 3.1. Установка для экспериментального измерения ширины зоны контакта деформируемых труб охлаждения с плоской стенкой.
1: баллон давления, 2: регулятор давления, 3: прозрачные стеклянные плиты, ограничивающие деформации трубы с заданным зазором, 4: исследуемая труба.

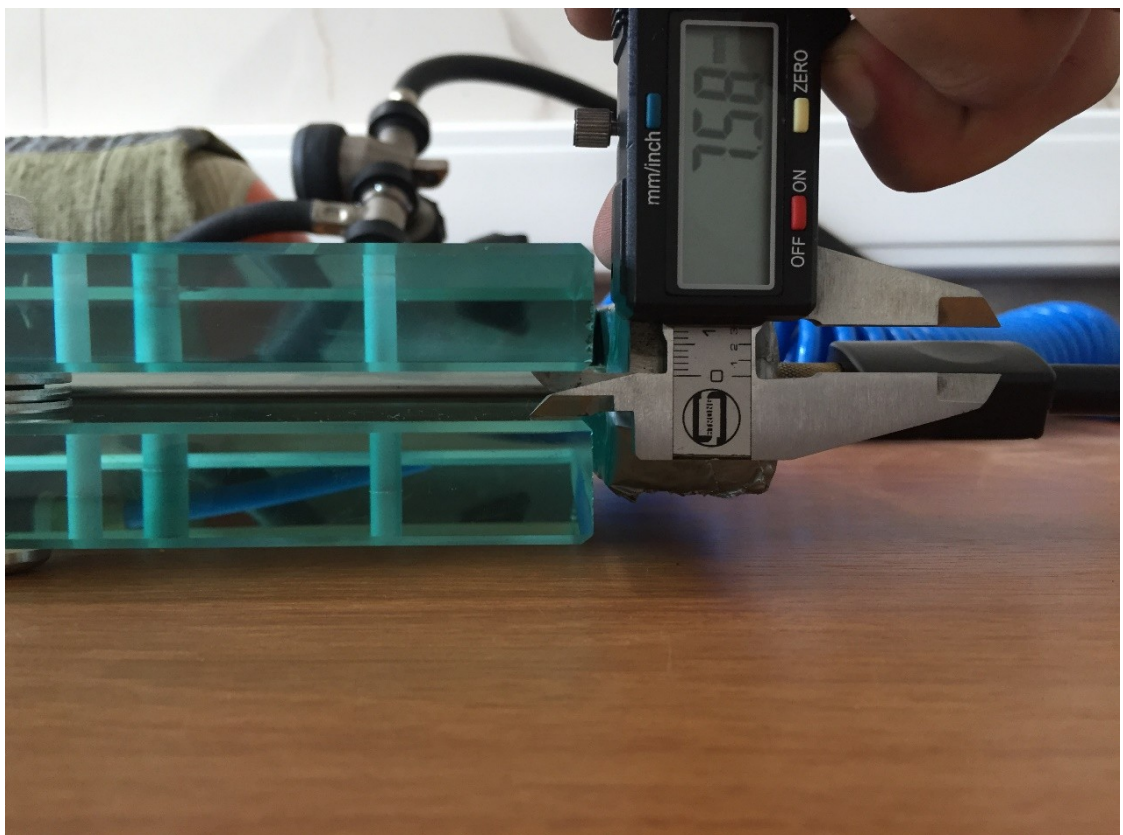


Рис. 3.2. Выставление зазора между стеклами

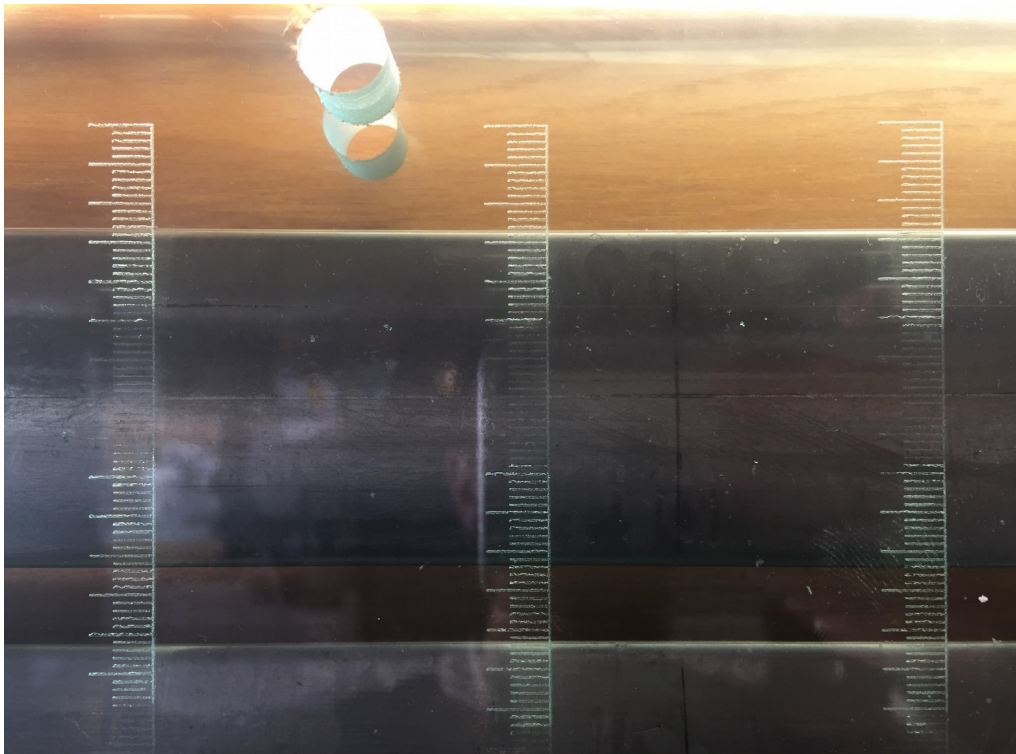


Рис. 3.3. Миллиметровые шкалы, нанесенные на стекле для прямого измерения ширины зоны контакта

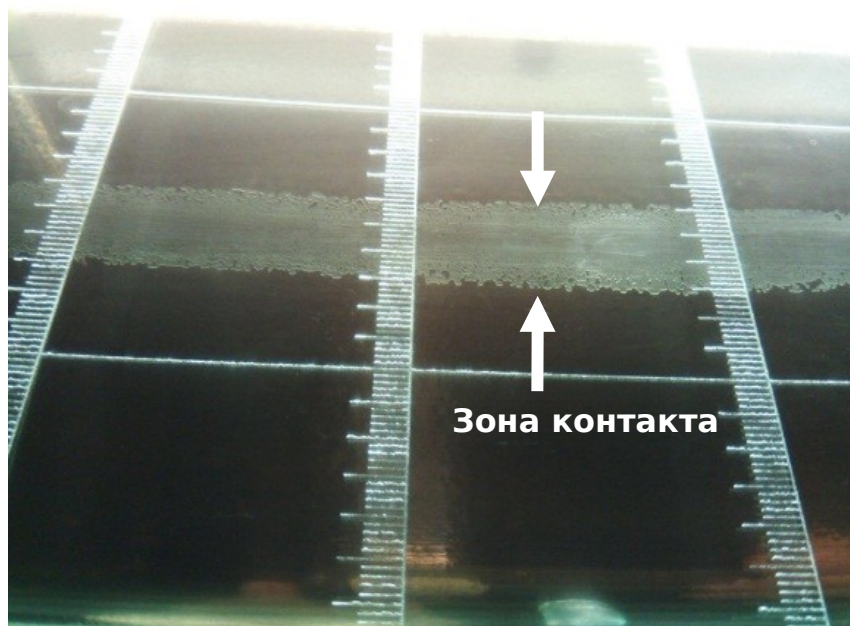


Рис. 3.4. Измерение ширины зоны контакта с использованием подсветки и дополнительной обработки поверхности трубы водным аэрозолем

В экспериментах были рассмотрены две трубы плоскоовального сечения из нержавеющей стали с размерами $r = 1.75$ мм, $2l = 21.5$ мм, $h = 0.2$ м и $r = 7$ мм, $2l = 102$ мм, $h = 1.8$ мм (рис. 3.5.). Задаваемое давление контролировалось с точностью 0,005 МПа и изменялось в диапазоне 0-0,15 МПа для малой трубы и в диапазоне 0-0,3 МПа для большой трубы. Эти диапазоны и зазоры были выбраны таким образом, чтобы в трубах не возникало пластических деформаций, что проверялось предварительным численным моделированием. Ширина зоны контакта мерялась в 3-5 точках по длине трубы и найденные значения осреднялись и наносились на графики.

Можно отметить, что в экспериментах есть погрешности измерений, которые возникают, во-первых, из-за неидеально ровной формы трубок и, во-вторых, из-за неточности измерений зоны контактам [74]. Капли аэрозоля или жидкого воска, находящиеся на поверхности трубы за счет капиллярных сил притягиваются к поверхности стекла и создают видимое увеличение зоны контакта. Однако, возникающая погрешность оказывается незначительной – не более 1-2 мм.

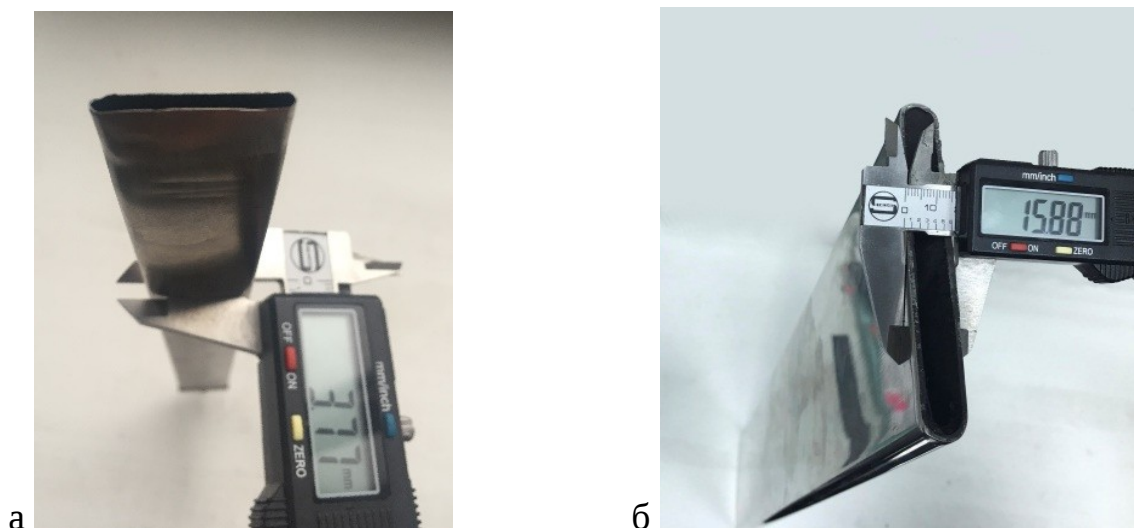
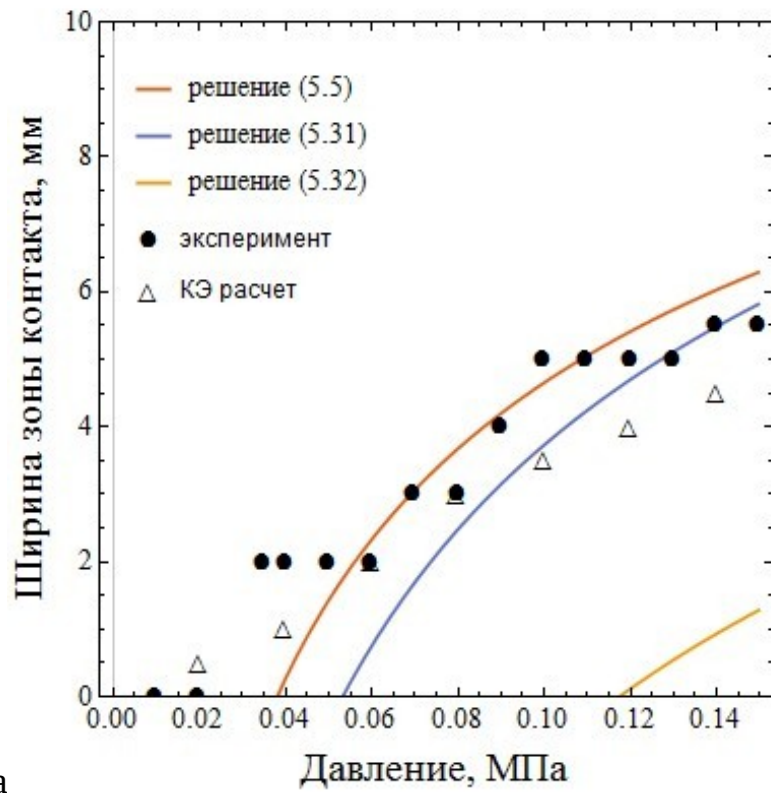


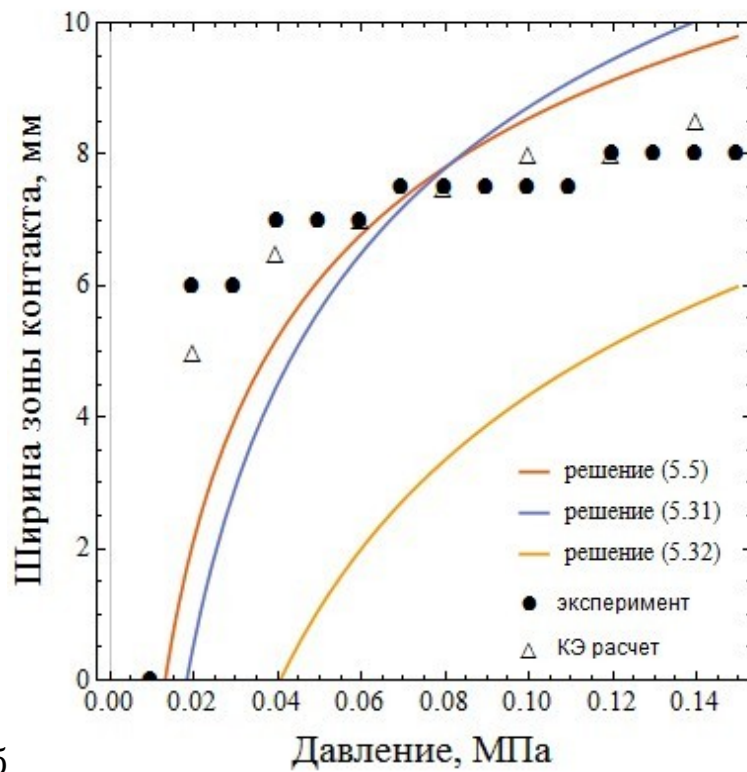
Рис. 3.5. Трубы плоскоовального сечения, рассмотренные в экспериментах, а: малая труба $r = 1.75$ мм, $l = 21.5$ мм, $h = 0.2$ м, б: большая труба $r = 7$ мм, $l = 102$ мм, $h = 1.8$ мм

Полученные значения зоны контакта при различном давлении и начальном зазоре показаны на рис. 3.6 (для малой трубки) и 3.7 (для большой трубы). Здесь же показаны результаты аналитических и численных расчетов. Численные расчеты проводились с учетом больших прогибов и с учетом трения (коэффициент 0,2) на контакте трубы и стеклянных плит. Аналитические расчеты проводились с использованием решений (2.5), (2.30), (2.32). Видна, достаточно хорошая согласованность результатов численных расчетов и аналитических расчетов по формулам (2.5), (2.30), причем ни одно из этих решений нельзя считать наилучшим, поэтому для инженерных оценок можно рекомендовать применять наиболее простое решение (2.5).

Упрощенное решение (2.32) дает заниженные оценки ширины зоны контакта, так как предполагает слишком (абсолютно) жесткое поведение скругленных частей поперечного сечения трубок.

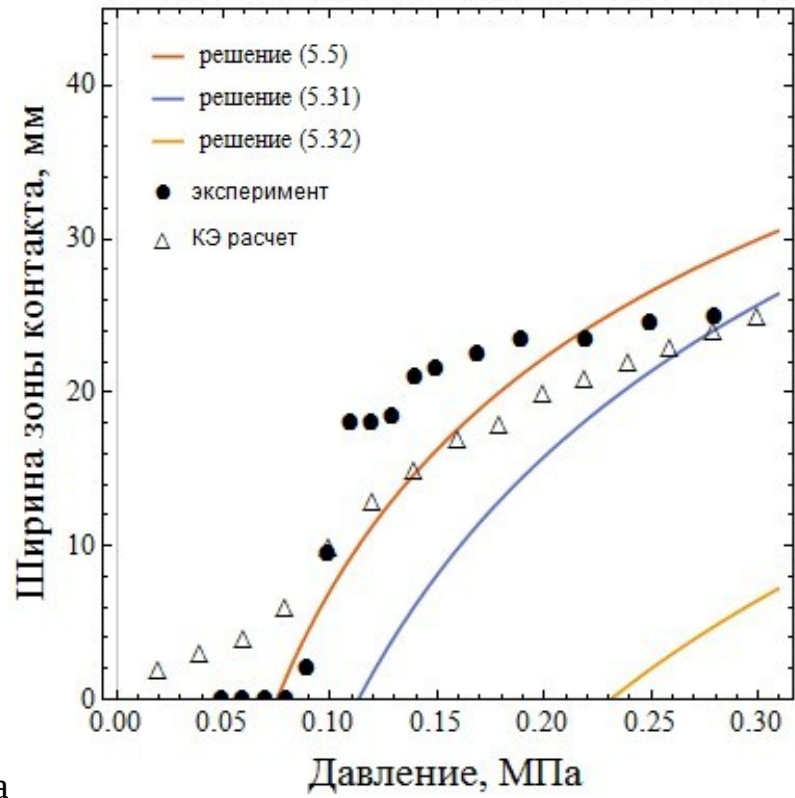


а

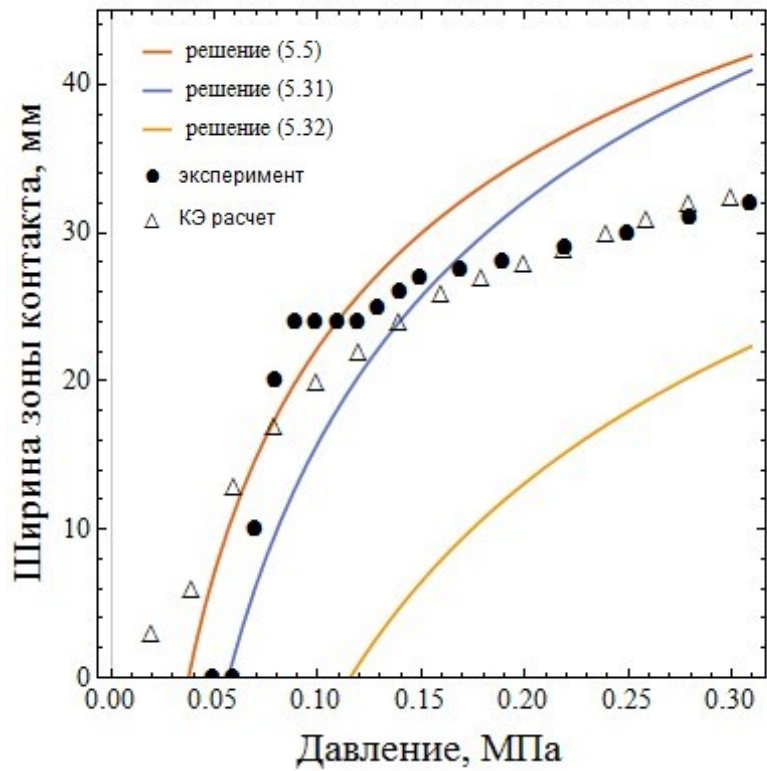


б

Рис. 3.6. Зависимость ширины зоны контакта от давления для трубы с размерами $r = 1.75$ mm, $2l = 21.5$ mm, $h = 0.2$ mm; зазоры $w = 0.15$ mm (а) и $w = 0.05$ mm (б).



а



б

Рис. 3.7. Зависимость ширины зоны контакта от давления для трубы с размерами $r = 7$ мм, $2l = 102$ мм, $h = 1.8$ мм; зазоры $w = 0.2$ мм (а) и $w = 0.1$ мм (б).

Глава 4. Численное моделирование и оценка прочности U-образных деформируемых труб системы терморегулирования АФАР

В данном разделе диссертации проводится численное конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния трубок-каналов охлаждения АФАР. Трубки изготавливаются из стали 12Х18Н10Т. На основании расчетов, представленных в предыдущих разделах, была выбрана геометрия каналов плоскоовального сечения и было установлено, что максимальное действующее в них избыточное давление составляет 340 кПа. Необходимая ширина зоны контакта для наилучшей теплоотдачи, должна составлять 30 мм и более.

В численных расчетах для сравнения рассмотрим каналы охлаждения не только плоскоовального сечения, которые достаточно сложно изготовить технологически, но и каналы другой формы. В частности, рассматриваем: плоскоовальный канал из прокатной круглой тонкостенной трубы с первоначальным диаметром 30 мм (рис. 4.1); канал из штампованного тонкостенного профиля высотой 3,0 мм, (рис. 4.2); канал из двух зеркально симметричных элементов штампованного тонкостенного профиля глубиной 1,6 мм, соединяемых посредством роликовой (контактной) сварки без дополнительных гофр (рис. 4.3) и вариант с дополнительными краевыми гофрами (рис. 4.4).

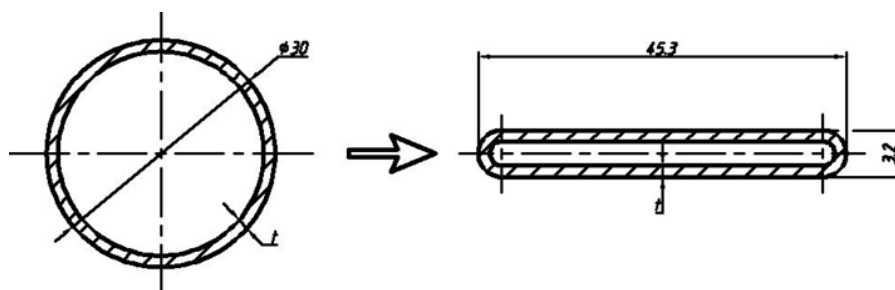


Рис. 4.1. Вариант 1 - сечение теплоотводящего плоскоовального канала из прокатной круглой тонкостенной трубы с наружным диаметром 30 мм.

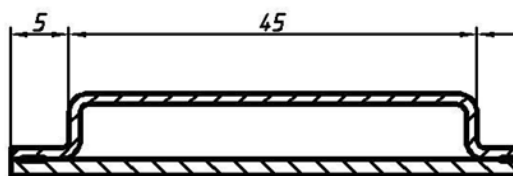


Рис. 4.2. Вариант 2 - сечение теплоотводящего канала из штампованного тонкостенного профиля.

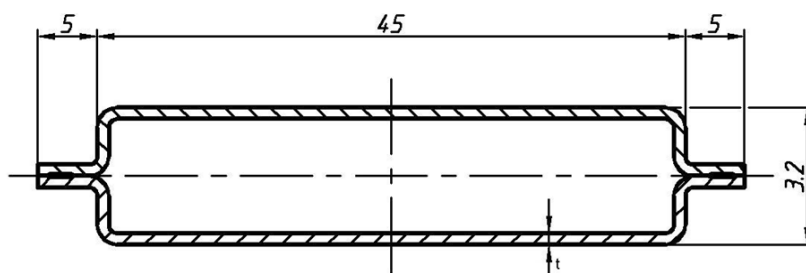


Рис. 4.3. Вариант 3 - сечение теплоотводящего канала из двух зеркально симметричных элементов штампованного тонкостенного профиля, соединяемых посредством роликовой (контактной) сварки.

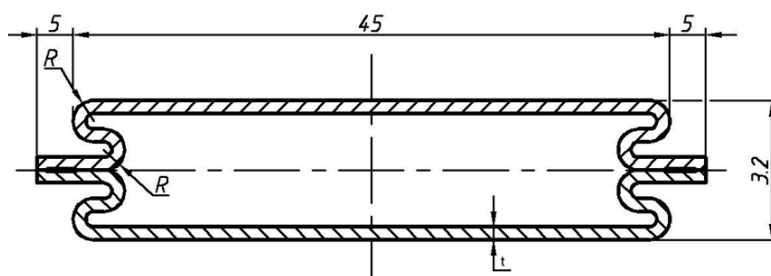


Рис. 4.4. Вариант 4 - сечение теплоотводящего канала из двух зеркально симметричных элементов штампованного тонкостенного профиля, соединяемых посредством роликовой (контактной) сварки с дополнительными краевыми гофрами.

Для каждого из приведенных выше вариантов устанавливались 2 критерия: критерий прочности конструкции и критерий ширины контакта охлаждающей системы с соседними конструкциями для эффективной работы охлаждающей системы [73].

Сталь 12Х18Н10Т обладает модулем Юнга 200 ГПа и коэффициентом Пуассона 0,33. Предполагая, плоское деформированное состояние (НДС по длине основной рабочей зоны канала не изменяется), рассматриваем сечение канала шириной 1мм. Внутреннее давление изменяется пошагово, в диапазоне от 0 до 500 кПа. Расчет производится в геометрически нелинейной постановке методом конечных элементов в системе Ansys. Сечение моделировалось, используя двумерные элементы. Окружающие элементы канала принимаются абсолютно жесткими. Зазоры между стенкой канала и окружающими элементами представлены в КЭМ нелинейными элементами одной стороны. КЭМ для рассматриваемых вариантов продемонстрирована на рис. 4.5.

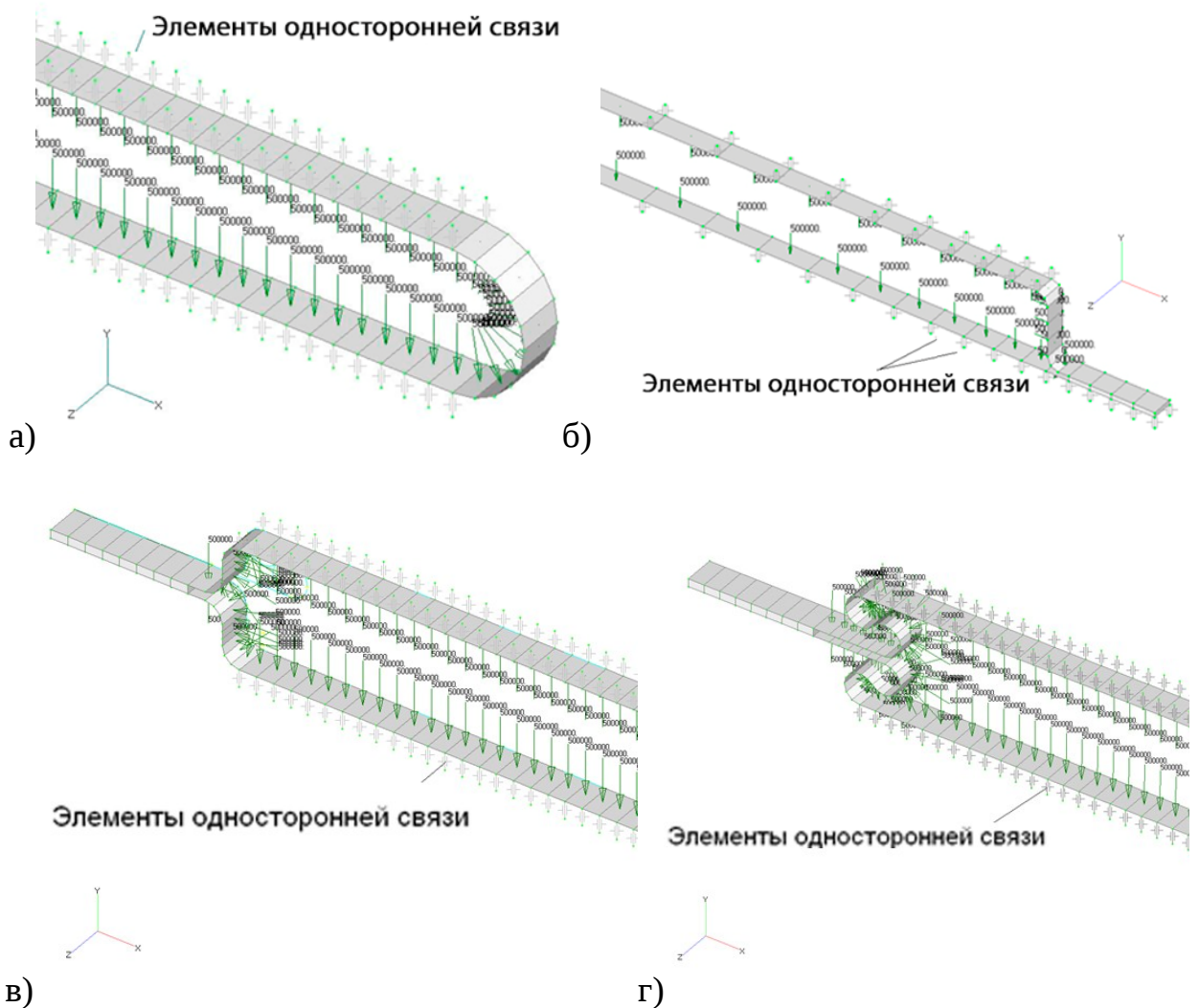


Рис. 4.5. Модели каналов охлаждения с разной формой поперечных сечений

Для первого варианта был произведен расчет для каналов с толщиной стенки 0,15 мм, 0,2 мм, 0,25 мм и 0,3 мм. Второй, третий и четвертый вариант сечений рассматривались с толщиной стенок 0,25 мм. Значение начального зазора между каналом и жесткой стенкой принималось равным 0,1 мм, 0,2 мм, 0,3 мм, 0,4 мм и 0,5 мм.

Пример результатов определения напряженно-деформированного состояния для первого варианта с толщиной стенки $t = 0,3$ мм и начальным зазором $\delta_0 = 0,1$ мм при действии внутреннего давления $P = 100$ кПа представлено на рисунке 4.6.

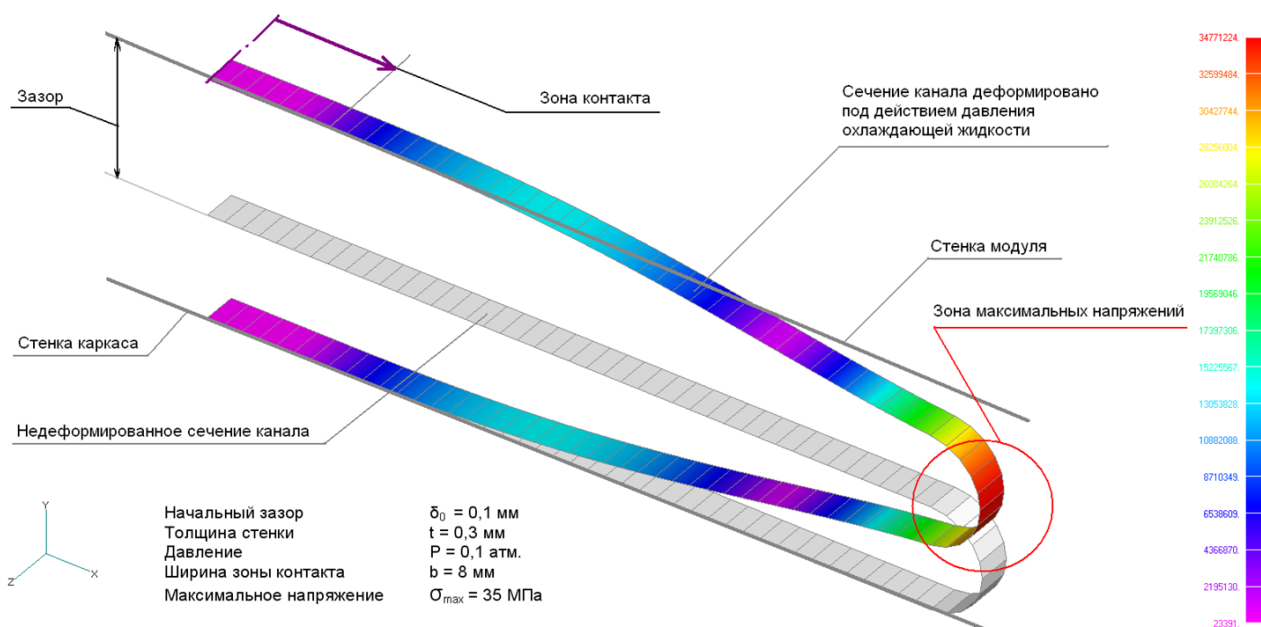


Рис. 4.6. НДС для первого варианта с толщиной стенки $t = 0,3$ мм и начальным зазором $\delta_0 = 0,1$ мм при действии внутреннего давления $P = 100$ кПа.

При начальном зазоре 0,1 мм напряжения в стенке канала не превышают предела текучести стали 12X18H10T (200 МПа) при начальном зазоре 0,1 мм для всех значений толщин. При начальном зазоре 0,2 мм напряжения в стенке канала при давлении 200кПа составляют около 200

МПа. При больших величинах зазора и давления напряжения значительно превышают предел текучести (рис. 4.9).

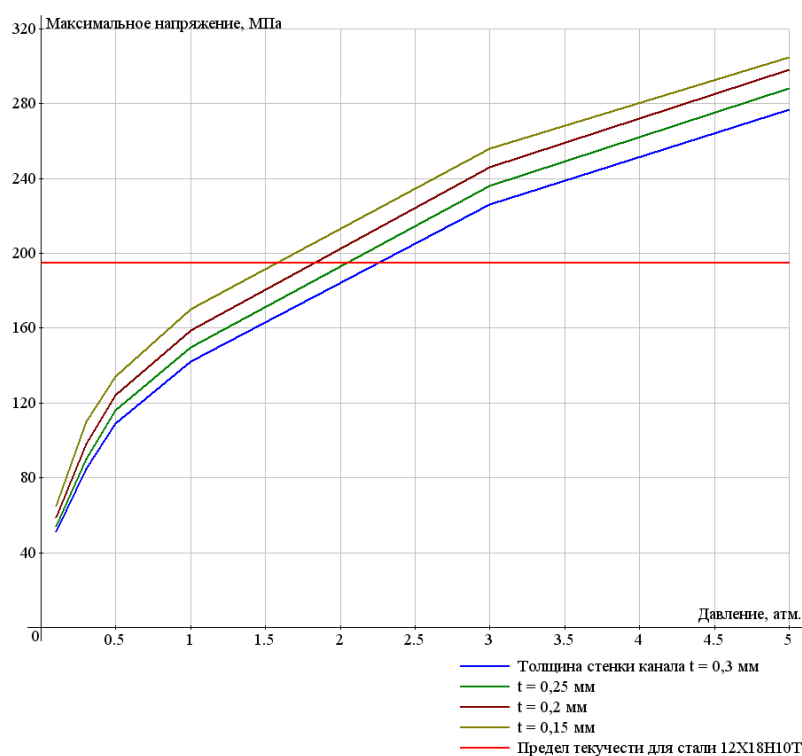


Рис. 4.7. Зависимость максимальных напряжений от давления в канале при начальном зазоре 0,2 мм для первого варианта.

Напряженно-деформированное состояние для второго варианта исполнения канала с толщинами стенки и подложки 0,25 мм, начальным зазором $\delta_0 = 0,1$ мм при действии внутреннего давления $P = 130$ КПа представлено на рисунке 4.8.

Результаты расчета для второго случая показывает, что необходимая ширина зоны контакта достигается при начальном зазоре менее 0,2 мм, но в этом случае максимальные напряжения превышают предел текучести стали 12Х18Н10Т (Рис. 4.9), и в случае увеличения толщины подложки до 0,5 мм, требуемая ширина зоны контакта не обеспечивается (Рис. 4.10).

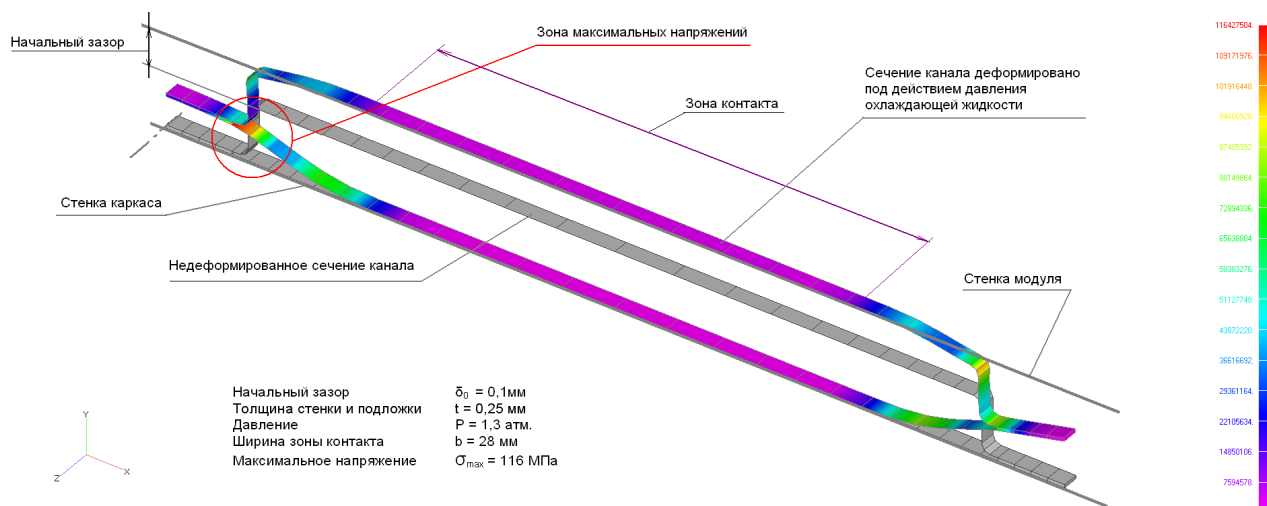


Рис. 4.8. НДС для второго варианта исполнения канала с толщинами стенки и подложки 0,25 мм, начальным зазором $\delta_0 = 0,1$ мм при действии внутреннего давления $P = 130$ КПа.

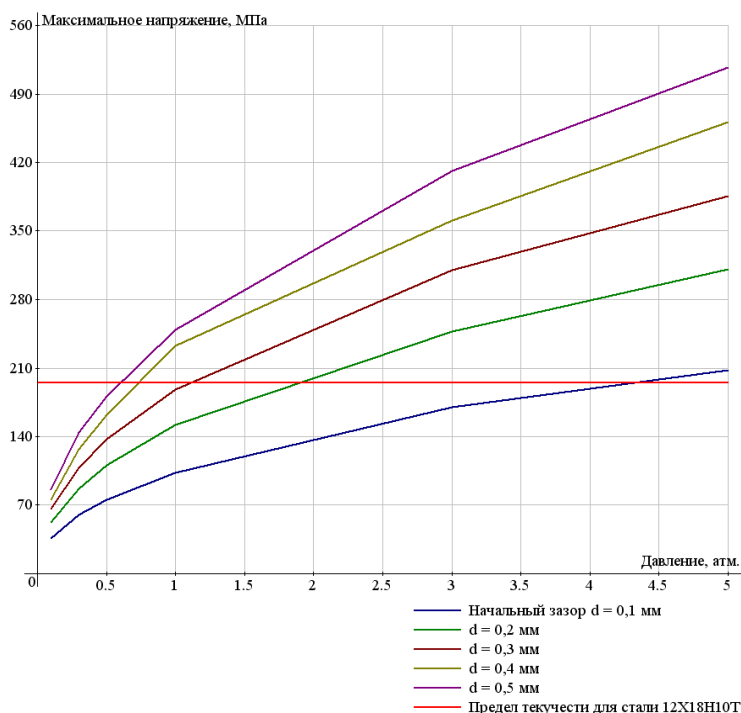


Рис. 4.9. Зависимость максимальных напряжений от давления в канале при толщинах стенки и подложки 0,25 мм для второго варианта.

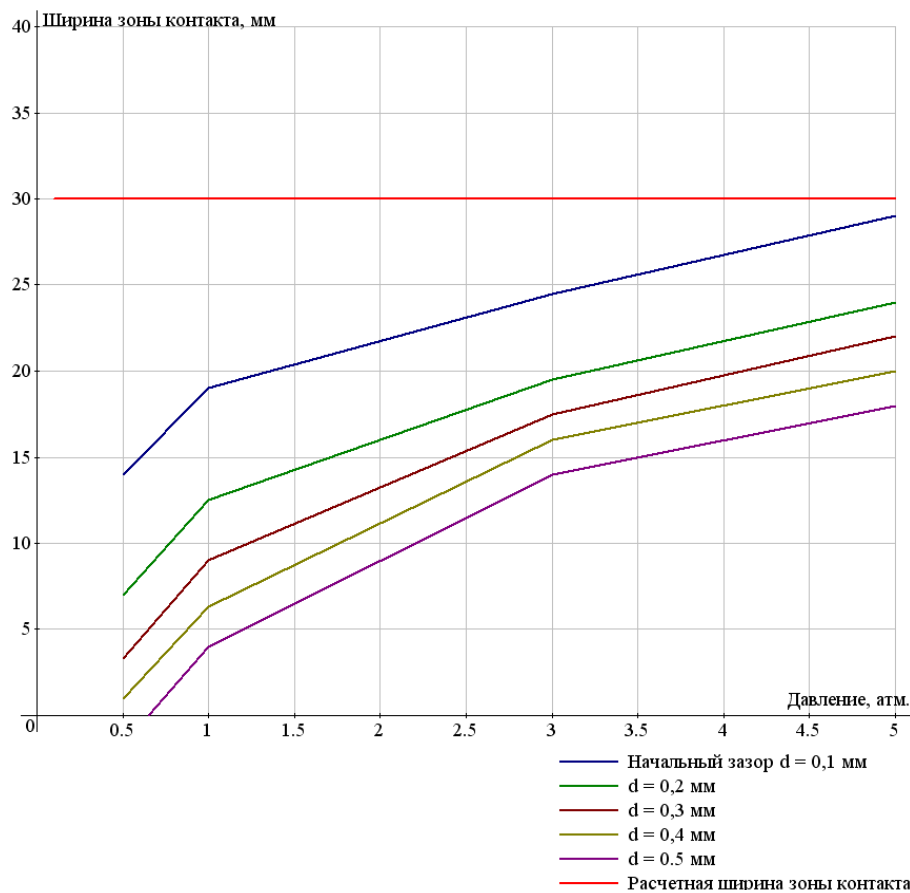


Рис. 4.10. Зависимость ширины зоны контакта от давления в канале при толщинах стенки 0,25 мм и подложки 0,5 мм для второго варианта.

Напряженно-деформированное состояние для третьего варианта канала с начальным зазором $\delta_0 = 0,5$ мм и 0,1 мм при действии внутреннего давления $P = 100$ КПа представлено на рис. 4.11.

Результаты расчета для третьего случая показывает, что необходимая ширина зоны контакта достигается при начальном зазоре менее 0,2 мм, но при давлении более 250 КПа максимальные напряжения превышают предел текучести (рис. 4.12). Максимальные напряжения при начальном зазоре 0,1 мм не превышают предела текучести стали (рис. 4.13).

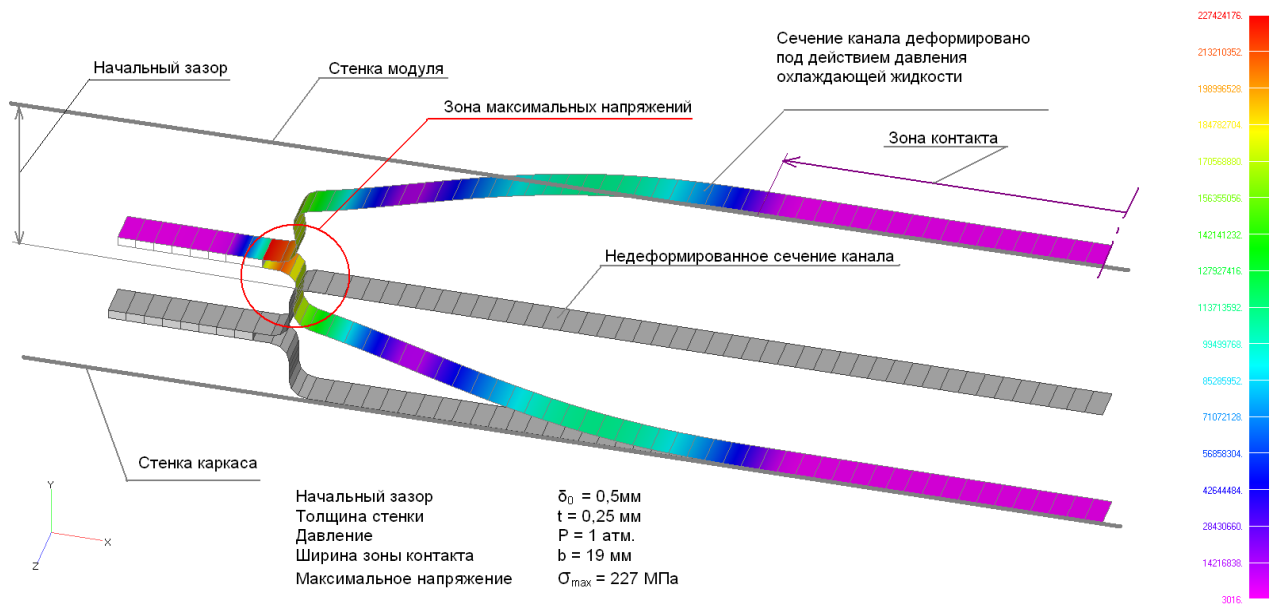


Рис. 4.11. НДС для третьего варианта с начальным зазором $\delta_0 = 0,5 \text{ мм}$ и $0,1 \text{ мм}$ при действии внутреннего давления $P = 100 \text{ кПа}$.

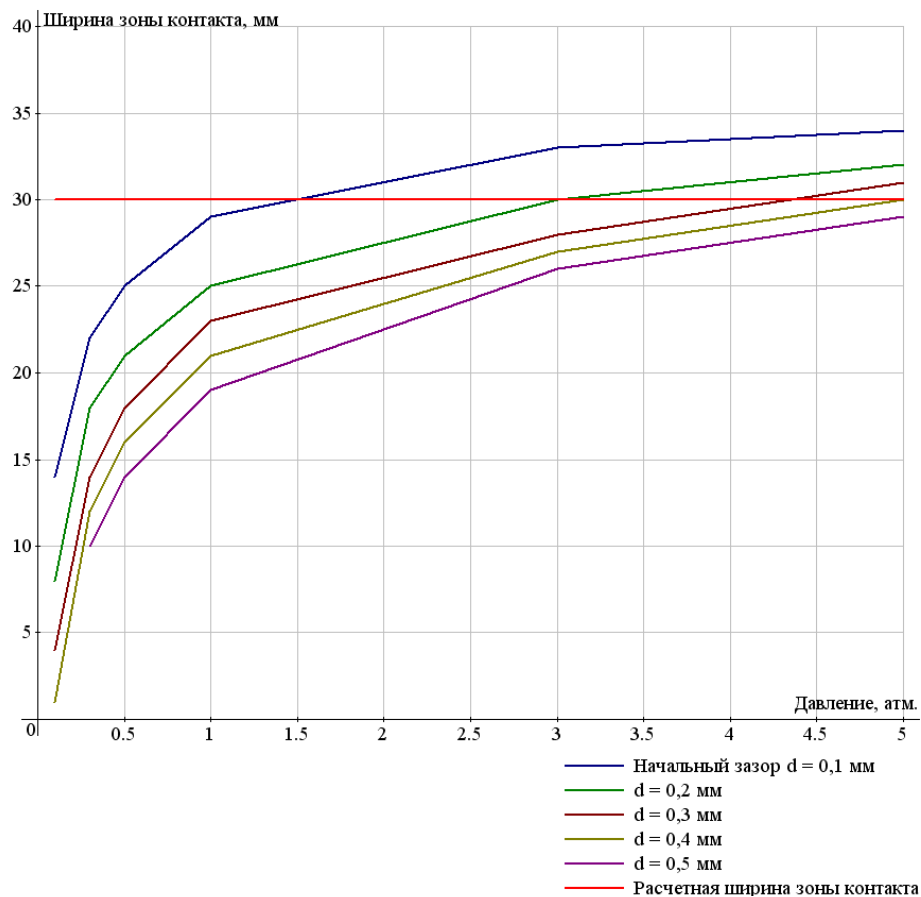


Рис. 4.12. Зависимость ширины зоны контакта от давления в канале для третьего варианта исполнения.

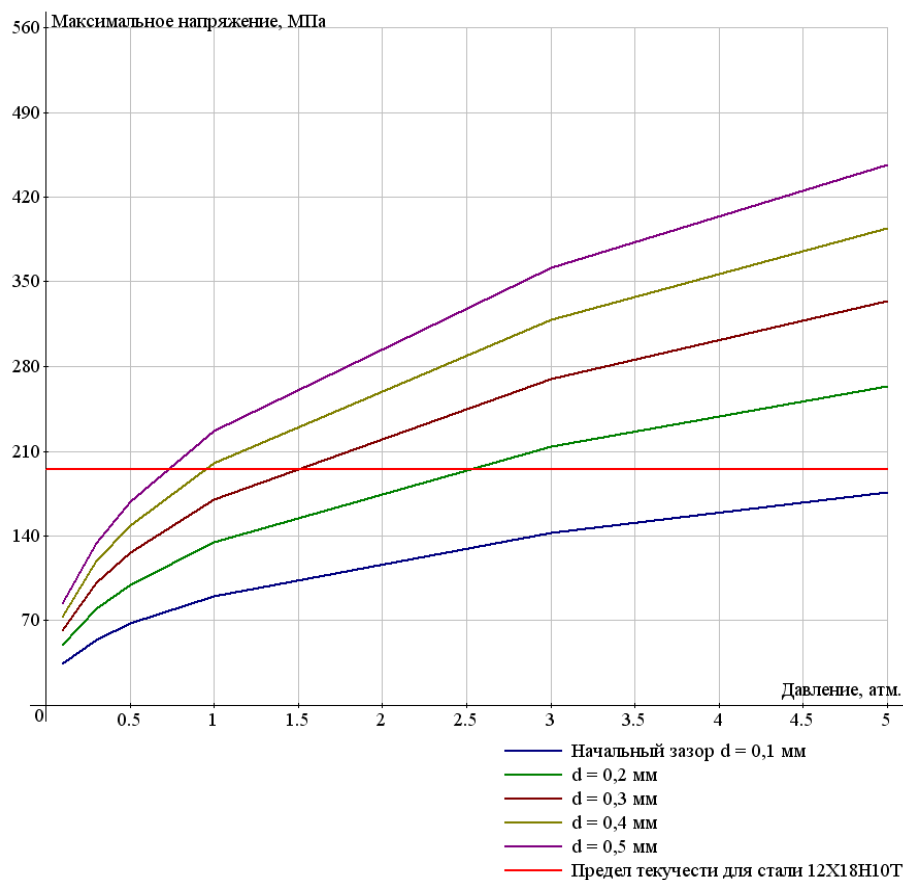


Рис. 4.13. Зависимость максимальных напряжений от давления в канале для третьего варианта исполнения.

Напряженно-деформированное состояние для четвертого варианта с начальным зазором $\delta_0 = 0,5$ мм и толщиной 0,1 мм при действии внутреннего давления $P = 100$ кПа представлено на рис. 4.14.

Результаты расчета для четвертого случая показывает, что необходимая ширина зоны контакта обеспечивается величиной начального зазора до 0,3 мм, но при давлении более 180 КПа максимальные напряжения превышают предел текучести (рис. 4.15), хотя при зазоре 0,2 мм максимальные напряжения превышают предел текучести при давлении более 270 КПа (Рис. 4.16).

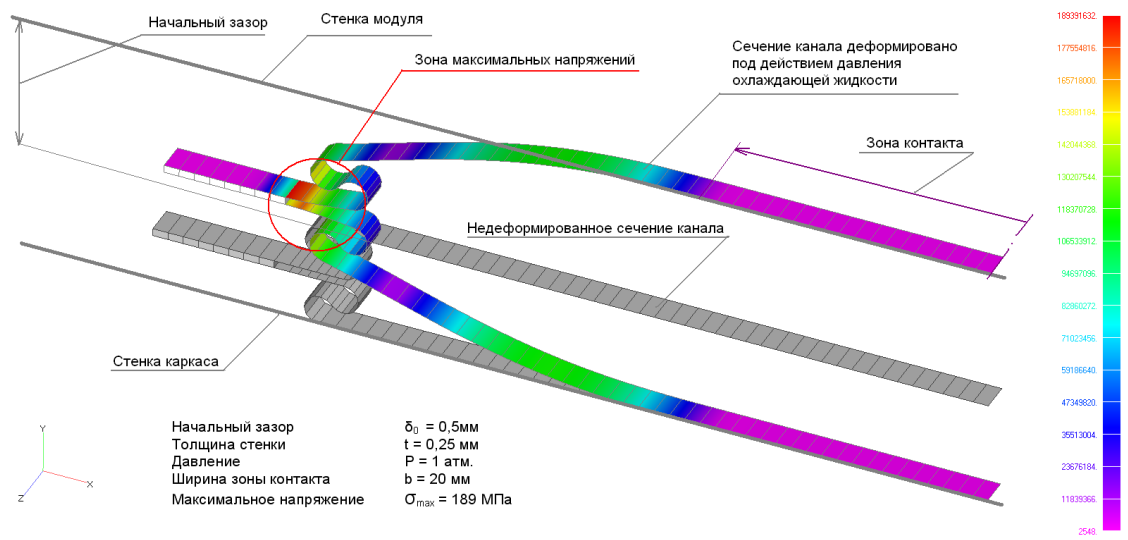


Рис. 4.14. НДС для четвертого варианта исполнения канала с начальным зазором $\delta_0 = 0,5$ мм и толщиной 0,1 мм при действии внутреннего давления $P = 100$ КПа.

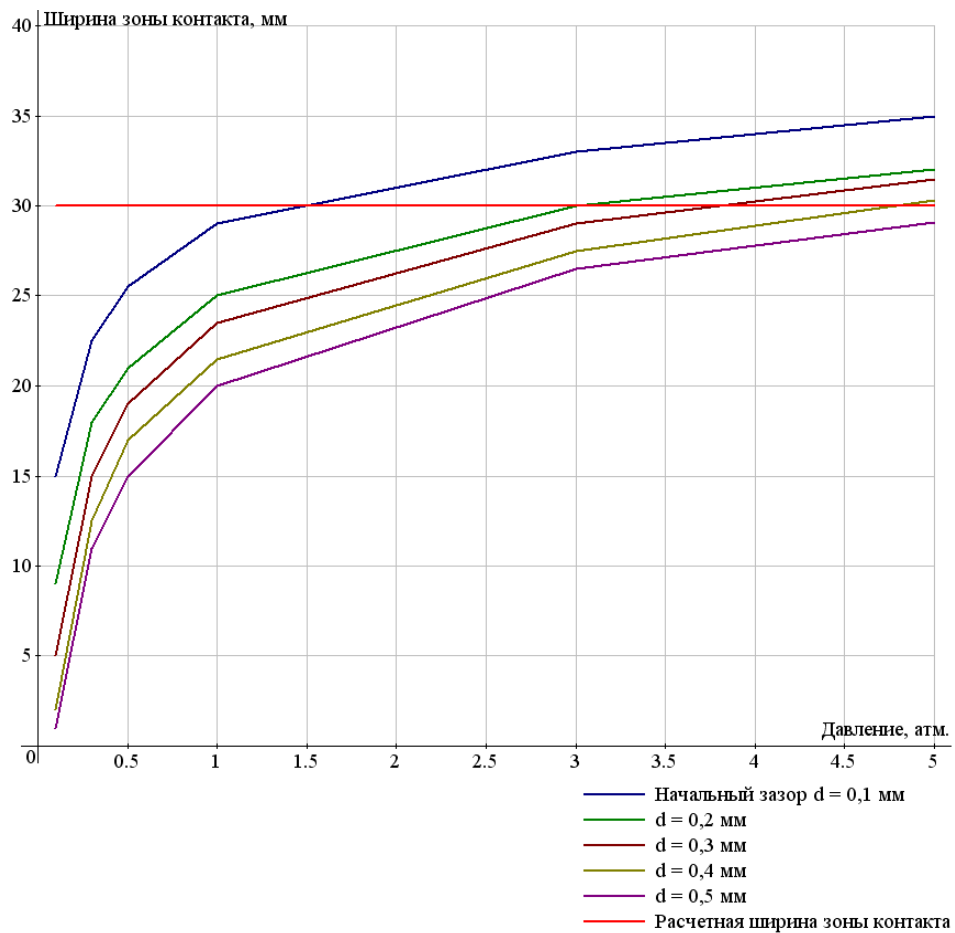


Рис. 4.15. Зависимость ширины зоны контакта от давления в канале для четвертого варианта исполнения.

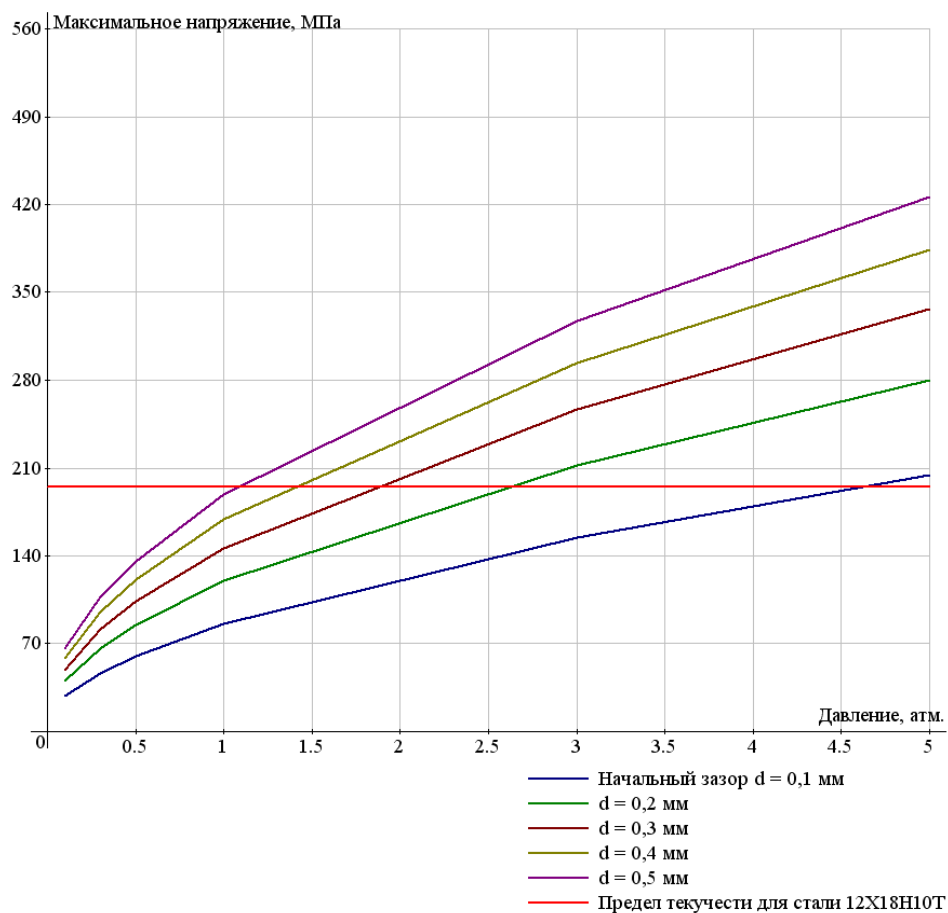


Рис. 4.16. Зависимость максимальных напряжений от давления в канале для четвертого варианта исполнения.

Результаты между четвертым и вторым вариантом конструкции канала весьма незначительны, поэтому не оправдывают усложнение процесса изготовления канала, связанного с формованием краевого гофра. В вариантах со второго по четвертый присутствуют протяженные сварные швы, которые в свою очередь оказывают отрицательное влияние на эксплуатационную надежность. Очевидным выбором среди четырех вариантов является первый вариант. Поэтому проводится уточняющий расчет для каналов, изготавливаемых из прокатной круглой тонкостенной трубы, диаметром 30 мм с толщиной стенки 0,25 мм.

На основании результатов, полученных выше, произведем уточняющий расчет для первого варианта. Для оценки циклической прочности стенок из стали составлена расчетная КЭМ, включающая верхние

фрагменты каналов охлаждения, а также часть корпуса ППМ из алюминиевого сплава Д16Т с модулем упругости 70ГПа. Расчетная модель представлена на рисунке 4.17. Напряжения и деформации в стенках канала и корпуса ППМ определяются при значениях суммарных начальных зазоров 0,1, 0,3 и 0,5 мм.

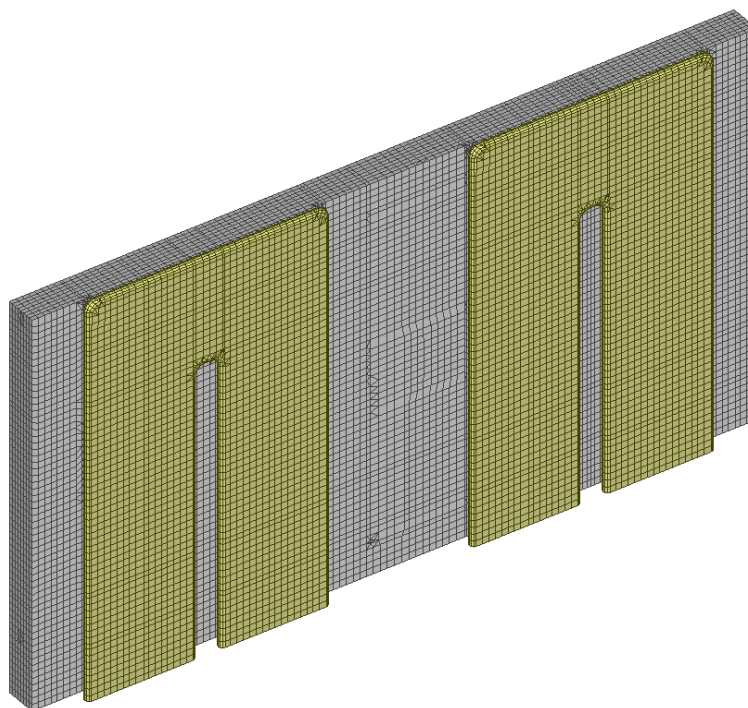


Рис. 4.18. Расчетная модель фрагмента каналов охлаждения и корпуса

При начальном зазоре 0,1мм и давлении 400 КПа максимальное напряжение в стенках каналов охлаждения составляет 334 МПа. Ширина зоны контакта составляет 24-32 мм. Максимальная величина относительной пластической деформации составляет до 0,74%. (Рис. 4.19)

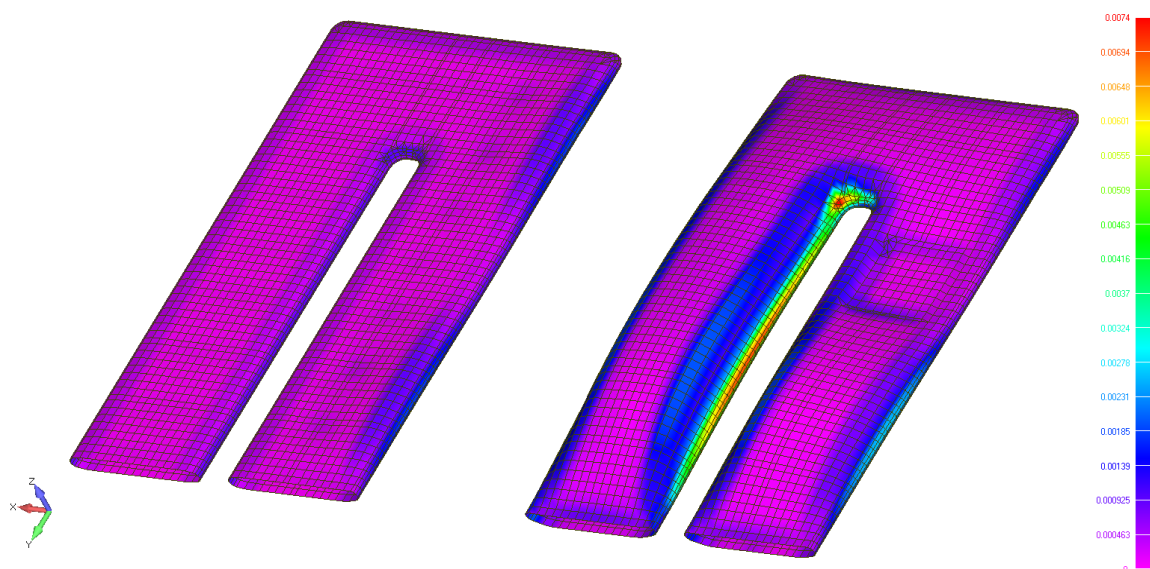


Рис. 4.19. Распределение пластических деформаций в стенках каналов при давлении 400 кПа и начальном зазоре 0,1 мм.

Моделируемые каналы работают в условиях циклического нагружения, связанного с включением-выключением СОТР АФАР. Для установленных условий нагружения порядок числа циклов до разрушения можно оценить, используя соотношения Лэнджера:

$$\varepsilon_p = C \times N^{-m} + \frac{\sigma_{-1}}{E},$$

где ε_p - амплитуда пластической деформации;

C - постоянная, зависящая от механических свойств материала, равная 0,2 для полунагартованного тонколистового проката стали 12Х18Н10Т;

N - число циклов до разрушения;

σ_{-1} - предел усталостной прочности материала (270 МПа для стали 12Х18Н10Т);

E - модуль упругости материала (198 ГПа);

m - показатель степени, зависящий от физико-механических свойств стали, принимаемый равным 0,5 в отсутствие коррозионной среды.

Результаты прочностных расчетов и оценка числа циклов до разрушения, полученная с использованием приведенного выражения составляет, представлены в таблице 4.1. Полученная оценка является приблизительной. Она не учитывает пластическую деформацию, образующуюся при формовании канала из трубной заготовки. Другим фактором, влияющим на точность оценки, является то, что справочная величина предела усталостной прочности (270 МПа) приводится для симметричного цикла нагружения, в то время, как характер нагружения материала стенок каналов в действительности не является знакопеременным.

Таблица 4.1. Оценка прочности каналов охлаждения

Значениях суммарных начальных зазоров, мм	$\sigma_{\max} (l_{\text{конт}})$, МПа (мм)	ε_{\max} , %	Число циклов до разрушения
0,1	334 (24)	0.74	1100
0,3	345 (21)	0.89	700
0,5	349 (20)	1.07	460

Сравнение результатов расчета для четырех вариантов исполнения каналов охлаждения показало, что каналы, изготовленные из штампованных заготовок, соединенных сваркой, не имеют существенных преимуществ перед каналами, изготовленными посредством прокатки круглой тонкостенной трубы. Значительная протяженность сварных швов может отрицательно сказаться на эксплуатационной надежности каналов охлаждения. В окончательном варианте конструкции желательно использование каналов, изготавливаемых из бесшовных тонкостенных труб.

Каналы с толщиной стенки 0,2...0,3 мм способны обеспечить ширину зоны контакта до 30 мм или близкую к ней при давлении в канале 2...4 атм. Напряжения в стенках канала при этом могут достигать значения 349 МПа. Величина максимального напряжения сильно зависит от суммарного начального зазора (между стенками силового каркаса и стенками каналов, боковыми поверхностями корпусов ППМ и стенками каналов).

Заключение

В диссертации представлены разработанные методики расчета напряженно-деформируемого состояния тонкостенных деформируемых каналов охлаждения, на базе которых предложен новый вариант системы терморегулирования мобильных радиолокационных комплексов.

По результатам проведенных исследований можно сформулировать следующие основные выводы:

1) Представлены аналитические и численно-аналитические решения, позволяющие оценить напряженно-деформированное состояние и ширину зоны контакта между цилиндрическими плоскоовальными каналами охлаждения и охлаждаемыми жесткими поверхностями. Решения построены в приближении плоской деформации для случаев малых и больших прогибов тонкостенных каналов, а также для случая толстостенных каналов в приближении малых прогибов.

2) Получены приближенные замкнутые аналитические решения для оценки ширины зоны контакта, которые могут быть использованы в процессе проектирования элементов конструкций систем терморегулирования АФАР.

3) В результате поверочных численных расчетов показана эффективность представленных аналитических решений. Дана оценка прочности труб системы терморегулирования с различной формой поперечных сечений. Показана эффективность выбранной формы поперечного сечения труб плоскоовального сечения с точки зрения статической и циклической прочности. Показана возможность выбора наилучших параметров геометрии каналов охлаждения с применением предложенных аналитических методов расчета.

4) Проведенные экспериментальные исследования показали хорошую согласованность прогнозируемой (на основе аналитических и численных методов расчета) ширины зоны контакта между исследуемыми каналами охлаждения и жесткими преградами. Подход к экспериментальному

измерению зоны контакта между деформируемым каналами и жесткими стенками реализован впервые.

В целом предложенные технические решения позволяют повысить надежность и долговечность работы теплонагруженных элементов АФАР как электронных, так и конструкционных. Одним из важных параметров, для мобильных комплексов являются показатели по ремонтпригодности, которые также удастся улучшить, за счет применения гибких деформируемых труб, замена которых в полевых условиях не представляет трудности.

Результаты данной диссертации легли в основу разработки конструкторской документации, изготовления и испытаний мобильного радиолокационного комплекса «Демонстратор». В период с 2013 по 2015 г. на радиолокаторе проведен широкий комплекс исследований в том числе, связанных с работой системы терморегулирования аппаратуры АФАР. В период с 2010г. по настоящее время изготовлены и исследуется ряд опытных образцов АФАР X-диапазона длин волн, где применен способ охлаждения мощных приемо-передающих модулей с использованием предложенного варианта деформируемых тонкостенных каналов охлаждения.

Список литературы

1. Андреева Л. Е. Упругие элементы приборов. М: Машгиз. – 1962.
2. Баженов В.Г., Варавин Д.А., Кибец А.И., Рябов А.А., Романов В.И. Исследование формоизменений сферической оболочки под действием импульса перегрузки при контактном взаимодействии с жесткой облоймой. Прикладная механика и техническая физика. 2015. Т. 56. № 6 (333). С. 38-45.
3. Вендик О.Г., Парнес М.Д., Антенны с электрическим сканированием, М., Сайнс-Пресс, 2002
4. Власов В. З. Контактные задачи по теории оболочек и тонкостенных стержней //Изв. АН СССР, ОТН.–М. – 1949. – №. 6. – С. 41-45.
5. Горшков А. Г., Тарлаковский Д. В., Федотенков Г. В. Плоская задача о вертикальном ударе цилиндрической оболочки по упругому полупространству //Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. – 2000. – №. 5. – С. 151-158.
6. Григолюк Э. И., Толкачев В. М. Контактные задачи теории пластин и оболочек. – 1980.
7. Григолюк Э. И., Шалашилин В. И. Проблемы нелинейного деформирования: метод продолжения решения по параметру. – Наука, 1988.
8. Емельянов И.Г. Контактные задачи теории оболочек. Екатеринбург: УрО РАН, 2009. 184 с.
9. Кантор Б. Я. Контактные задачи нелинейной теории оболочек вращения. – 1990.
10. Кондратьев А.С., Балагуровский В.А., Маничев А.О., Методы фазового синтеза нулей в диаграмме направленности фазированной антенной решетки при наличии случайных погрешностей исходных данных и ошибок управления амплитудно-фазовым распределением – Труды 4-й

Всероссийской конференции «Радиолокация и радиосвязь» – ИРЭ РАН, 2010, с. 556 – 561

11. Куликов Г.М., Плотникова С.В. Контактное взаимодействие композитных оболочек под действием следящих нагрузок с жестким выпуклым основанием // Механика композитных материалов. - 2010. - Т. 46, N 1. - С. 61-78.
12. Лавендел Э. Э. Расчет резинотехнических изделий // М.: Машиностроение. – 1976.
13. Лизин В. Т., Пяткин В. А. Проектирование тонкостенных конструкций. – 1976.
14. Михайлова Е. Ю., Тарлаковский Д. В., Федотенков Г. В. Нестационарный контакт сферической оболочки и упругого полупространства // Труды МАИ. – 2014. – №. 78. – С. 10-10.
15. Моссаковский Г. и др. Контактные задачи теории оболочек и стержней. – 1978.
16. Новожилов В. В. Теория тонких оболочек. СПб.: Изд-во С // Петерб. ун-та. – 2010.
17. Паймушин В.Н. Контактная постановка нелинейных задач механики оболочек, соединенных по торцевым сечениям плоским криволинейным стержнем. Прикладная математика и механика. 2014. Т. 78. № 1. С. 125-144.
18. Пелех, Б. Л., & Сухорольский, М. А. (1980). Контактные задачи теории упругих анизотропных оболочек.
19. Тарлаковский Д. В., Федотенков Г. В. Двумерный нестационарный контакт упругих цилиндрических или сферических оболочек // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2014. – №. 2. – С. 69-76.
20. Тимошенко С. П. Курс теории упругости. Под редакцией Э. И. Григлюка. Изд. «Наукова думка», Киев, 1972 г., 508 с.
21. Тимошенко, С. П., Войновский–Кригер С. М. Пластинки и оболочки. V: Физ матгиз, 1963, 636.

22. Тимошенко, С. П. "Сопротивление материалов. Т. 1. Элементарная теория и задачи." М.: Наука 1 (1965): 65.
23. Тимошенко, С. П., and Дж Гере. "Механика материалов/Перевод с английского языка под редакцией Э.И. Григолюка." (1976).
24. Феодосьев В. И. Расчет тонкостенных трубок Бурдона эллиптического сечения энергетическим методом. Оборонгиз, 1940.
25. Феодосьев В. И. Упругие элементы точного приборостроения //М.: Оборонгиз. – 1949.
26. Феодосьев В.И. Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов. — М.: Наука, 1967
27. Banerjee, A., Bhattacharya, B., & Mallik, A. K. (2008). Large deflection of cantilever beams with geometric non-linearity: Analytical and numerical approaches. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 43(5), 366–376. <http://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2007.12.020>
28. Barten H. J. On the deflection of a cantilever beam //Quarterly of Applied Mathematics. – 1944. – Т. 2. – №. 2. – С. 168-171.
29. Beléndez, T., Neipp, C., & Beléndez, A. (2002). Large and small deflections of a cantilever beam. *European Journal of Physics*, 23(3), 317. <http://doi.org/10.1088/0143-0807/23/3/317>
30. Bisshopp, K. E., & Drucker, D. C. (1945). Large deflection of cantilever beams. *Quart. Appl. Math.*, (3), 272–275.
31. Bock, Igor, Jiří Jarušek, and Miroslav Šilhavý. "On the solutions of a dynamic contact problem for a thermoelastic von Kármán plate." *Nonlinear Analysis: Real World Applications* 32 (2016): 111-135.
32. Canales, F. G., and J. L. Mantari. "Laminated composite plates in contact with a bounded fluid: Free vibration analysis via unified formulation." *Composite Structures* 162 (2017): 374-387.
33. Chen, J.S., 2011. On the contact behavior of a buckled Timoshenko beam constrained laterally by a plane wall. *Acta Mech.* 222, 225–232.

34. Essenburg F. On surface constraints in plate problems //J. Appl. Mech. – 1962. – T. 29. – C. 340-344.
35. Essenburg F. Shear deformation in beams on elastic foundations //Journal of Applied Mechanics. – 1962. – T. 29. – №. 4. – C. 313-317.
36. Essenburg F. On the significance of the inclusion of the effect of transverse normal strain in problems involving beams with surface constraints //Journal of Applied Mechanics. – 1975. – T. 42. – №. 1. – C. 127-132.
37. Frisch-Fay, R. (1962). Flexible Bars. <http://doi.org/10.1002/zamm.19630430307>
38. Hansen, R.C., Phased Array Antennas – Wiley Series in Microwave and Optical Engineering, 1998
39. Heredia, S. P. (2015). Adhesion of thin structures: frictional peeling and adhesive shells (Doctoral dissertation, Université Pierre et Marie Curie-Paris VI).
40. Hodges, D. H., & Bless, R. R. (1995). Analysis of beam contact problems via optimal control theory. AIAA Journal, 33(3), 551–556. <http://doi.org/10.2514/3.12611>
41. Kamran, Kazem, Riccardo Rossi, and E. Oñate. "A contact algorithm for shell problems via Delaunay-based meshing of the contact domain." Computational Mechanics (2013): 1-16.
42. Kikuchi N., Oden J. T. Contact problems in elasticity: a study of variational inequalities and finite element methods. – Society for Industrial and Applied Mathematics, 1988.
43. Kim, J. H., Ahn, Y. J., Jang, Y. H., & Barber, J. R. (2014). Contact problems involving beams. International Journal of Solids and Structures, 51(25–26), 4435–4439.
44. Kim J. H., Jang Y. H. Frictional contact behaviors between beam and cylinder under cyclic loading //International Journal of Mechanical Sciences. – 2017. – T. 131. – C. 693-700.

45. Kimiaefar, A., Tolou, N., Barari, A., & Herder, J. L. (2014). Large deflection analysis of cantilever beam under end point and distributed loads. *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, 37(4), 438–445.
46. Krupka V., Drdacky M. (ed.). *Contact Loading and Local Effects in Thin-walled Plated and Shell Structures: IUTAM Symposium Prague/Czechoslovakia September 4–7, 1990.* – Springer Science & Business Media, 2013.
47. Lee, K. (2001). Large deflections of cantilever beams of non-linear elastic material under a combined loading. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 37(3), 439–443. [http://doi.org/10.1016/S0020-7462\(01\)00019-1](http://doi.org/10.1016/S0020-7462(01)00019-1)
48. Li, Longqiu, et al. "The effect of contact conditions and material properties on plastic yield inception in a spherical shell compressed by a rigid flat." *International journal of solids and structures* 48.3 (2011): 463-471.
49. Li L., Etsion I., Talke F. E. Contact area and static friction of rough surfaces with high plasticity index // *Journal of Tribology.* – 2010. – T. 132. – №. 3. – C. 031401.
50. Ma X., Butterworth J. W., Clifton C. Compressive buckling analysis of plates in unilateral contact // *International journal of solids and structures.* – 2007. – T. 44. – №. 9. – C. 2852-2862.
51. Mailloux, R.J., *Phased Array Antenna Handbook – Second Edition*, Artech House, Boston-London, 2005
52. Mattiasson K. Numerical results from large deflection beam and frame problems analysed by means of elliptic integrals // *International journal for numerical methods in engineering.* – 1981. – T. 17. – №. 1. – C. 145-153.
53. Naghdi P. M., Rubin M. B. On the significance of normal cross-sectional extension in beam theory with application to contact problems // *International journal of solids and structures.* – 1989. – T. 25. – №. 3. – C. 249-265.
54. Nguyen, Nhung, Alan Wineman, and Anthony Waas. "Contact problem of a non-linear viscoelastic spherical membrane enclosing incompressible fluid

- between two rigid parallel plates." *International Journal of Non-Linear Mechanics* 50 (2013): 97-108.
55. Patil, Amit, Anirvan DasGupta, and Anders Eriksson. "Contact mechanics of a circular membrane inflated against a deformable substrate." *International Journal of Solids and Structures* 67 (2015): 250-262.
56. Plaut, R. H., Suherman, S., Dillard, D. A., Williams, B. E., & Watson, L. T. (1999). Deflections and buckling of a bent elastica in contact with a flat surface. *International Journal of Solids and Structures*, 36(8), 1209–1229. [http://doi.org/10.1016/S0020-7683\(97\)00348-X](http://doi.org/10.1016/S0020-7683(97)00348-X)
57. Richard M. Springman, John L. Bassani, Mechano-chemical coupling in the adhesion of thin-shell structures, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, Volume 57, Issue 6, 2009, Pages 909-931
58. Rivlin, R. S., "The effective work of adhesion," *Paint Technology*, vol. IX, no. 106, pp. 2611—2614, 1944.
59. Rohde F. Large deflections of a cantilever beam with uniformly distributed load // *Quarterly of Applied Mathematics*. – 1953. – T. 11. – №. 3. – C. 337-338.
60. Rust, Wilhelm. "Contact with Shell-and Beam-Elements." *Non-Linear Finite Element Analysis in Structural Mechanics*. Springer International Publishing, 2015. 355-357.
61. Srivastava A., Hui C. Y. Large deformation contact mechanics of long rectangular membranes. I. Adhesionless contact // *Proceedings of the Royal Society of London Series A*. – 2013. – T. 469. – C. 20130424-20130424.
62. Srivastava A., Hui C. Y. Large deformation contact mechanics of a pressurized long rectangular membrane. II. Adhesive contact // *Proc. R. Soc. A – The Royal Society*, 2013. – T. 469. – №. 2160. – C. 20130425.
63. Sundara Raja Iyengar, K. T., & Lakshmana Rao, S. K. (1955). Large deflections of simply supported beams. *Journal of the Franklin Institute*, 259(6), 523–528.

64. Wang, T. M. (1969). Non-Linear Bending of Beams With Uniformly Distributed Loads. *PargmoB Pmm*, 4, 38–395.
[http://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/0020-7462\(69\)90034-1](http://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/0020-7462(69)90034-1)
65. Yiming, Fu, Mao Yiqi, and Tian Yanping. "Damage analysis and dynamic response of elasto-plastic laminated composite shallow spherical shell under low velocity impact." *International Journal Of Solids And Structures* 47.1 (2010): 126-137.
66. Ansys Manual. Chapter 9: Contact, 9.3. ANSYS Contact Capabilities.
http://www.ansys.stuba.sk/html/guide_55/g-str/GSTR9.htm
67. Параметры насоса Grundfos, CRNE 32-3 AN-F-G-E-HQQE – 96122688,
<http://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?lang=ENU&productnumber=96122688&productrange=gma&qcid=26757412>
[3](#)
68. Характеристики полупроводниковых приборов СВЧ, используемых в модулях АФАР. www.mimixasia.com
69. Характеристики полупроводниковых приборов СВЧ, используемых в модулях АФАР. www.hittite.com
70. Характеристики полупроводниковых приборов СВЧ, используемых в модулях АФАР. www.avagotech.com
71. Крахин О.И., Радченко В.П., Венценосцев Д.Л.; Методы создания системы отвода тепла теплонагруженных частей ФАР; «Радиотехника»; 2011г; №10, 88-94 с.
72. Левитан Б.А., Радченко В.П., Топчиев С.А. Мобильная специализированная радиолокационная станция. *Радиотехника*. 2014. № 1. С. 059-064.
73. Бабайцев А.В., Рабинский Л.Н., Радченко В.П., Венценосцев Д.Л. Оценка прочности и выбор оптимальной формы поперечного сечения тонкостенных металлических трубок системы охлаждения АФАР. *Технология металлов*. 2017. № 10. С. 38-46.

- 74.Бабайцев А.В., Венценосцев Д.Л., Рабинский Л.Н., Радченко В.П. Оценка тепловых режимов приемопередающего модуля активной фазированной антенной решетки. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2017. № 9-1. С. 365-374.
- 75.Добрянский В.Н., Рабинский Л.Н., Радченко В.П., Соляв Ю.О. Оценка ширины зоны контакта между плоскоовальными каналами охлаждения и корпусом приёмо-передающего модуля активной фазированной антенной решётки. Труды МАИ, 2018, №101, http://trudymai.ru/upload/iblock/982/Dobryanskiy_Rabinskiy_Radchenko_Solyaev_rus.pdf?lang=ru&issue=101

Приложение А. Результаты внедрения, патент

Разработанная концепция жидкостной системы охлаждения, построенная на базе деформируемых тонкостенных каналов охлаждения, была реализована при создании мобильного радиолокационного комплекса «Демонстратор» (рис. А1).



Рис. А1. Мобильная РЛС «Демонстратор» (вверху). Установка передатчиков на трубах охлаждения (внизу).

Разработанная конструкция системы жидкостного охлаждения защищена патентом «Способ охлаждения активной фазированной антенной решетки» RU 2564152, Авторы: Левитан Б.А., Радченко В.П., Топчиев С.А., Токмаков Д.И., Смолин М.Г., Венценосцев Д.Л., Тушнов П.А.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU** **2 564 152** ⁽¹¹⁾ ⁽¹³⁾ **C1**



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ
(51) МПК
[H01Q 21/00 \(2006.01\)](#)

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

Статус: действует (последнее изменение статуса: 27.06.2017)
Пошлина: учтена за 4 год с 08.08.2017 по 07.08.2018

(21)(22) Заявка: [2014132575/28](#), 07.08.2014

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
07.08.2014

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 07.08.2014

(45) Опубликовано: [27.09.2015](#) Бюл. № [27](#)

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: Токмаков Д.И., проблемы создания системы охлаждения активной фазированной антенной решетки сантиметрового диапазона, Труды МАИ, выпкc N68, сентябрь 2013. WO [2009045939](#) A2, 09.04.2009. RU 2474935 C1, 10.02.2013. RU 97219 U1, 27.08.2010. RU 2333139 C2, 10.09.2008

Адрес для переписки:

125363, Москва, ул. Героев-Панфиловцев,
10, ОАО "Радиофизика", научно-исследовательское отделение N 6

(72) Автор(ы):

Венценосцев Дмитрий Львович (RU),
Левитан Борис Аркадьевич (RU),
Радченко Валерий Петрович (RU),
Смолин Михаил Григорьевич (RU),
Токмаков Дмитрий Ильич (RU),
Топчиев Сергей Александрович (RU),
Тушнов Петр Анатольевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Публичное акционерное общество
"Радиофизика" (RU)

(54) СПОСОБ ОХЛАЖДЕНИЯ АКТИВНОЙ ФАЗИРОВАННОЙ АНТЕННОЙ РЕШЕТКИ

Приложение Б. Анализ влияния температурных режимов работы на надежность и долговечность активных элементов АФАР

1. Температурные зависимости параметров полупроводниковых приборов

При использовании полупроводниковых приборов в АФАР необходимо учитывать температурные зависимости их характеристик, поскольку изменение разности температур между каналами АФАР приводит к изменению амплитудного распределения в её раскрыве. Характеристики некоторых типичных полупроводниковых приборов, применяемых в АФАР, приведены в Таблице Б.1.

Таблица Б.1. Температурные зависимости характеристик полупроводниковых приборов СВЧ, используемых в модулях АФАР

Параметр	Диапазон частот, ГГц	Полупроводниковый прибор	Температура корпуса, [°C]			
			- 50	25	50	75
Выходная мощность, дБм	8.5 – 11	Усилитель мощности ХР1006-FA [68]	41.6	41.2	40.6	40.0
Коэффициент усиления, дБ	6 – 18	МШУ, НМС903 [69]	20.5	19.5	-	18.5
	7 – 21	МШУ АММР-6222 [70]	28	25	-	23.5
	1.5 – 8	МШУ MGA-86576 [70]	25	23.5	21	-
	9 - 12	Преобразователь частоты НМС908LC5 [69]	13	12	-	11
Коэффициент шума, дБ	6 – 18	МШУ, НМС903 [69]	1	1.5	-	2
	7 – 21	МШУ АММР-6222 [70]	1.5	2	-	2.5
	1.5 – 8	МШУ MGA-86576 [70]	1.6	1.9	2.3	-
	4 - 11	Буферный усилитель ХВ1007-QT [68]	-	5	5.4	5.8

Из данных Таблицы Б.1 можно получить следующие оценки температурных зависимостей основных характеристик полупроводниковых приборов (транзисторов и монолитных микросхем) при повышении температуры выше нормальной:

- снижение выходной мощности УМ – примерно 0.2 дБ на 10 град.;
- снижение коэффициента усиления – около 0.3 дБ на 10 град.
- повышение коэффициента шума усилителей – примерно на 0.15 дБ на 10 град.,

В Таблице Б.1 приведены температурные зависимости амплитудных характеристик одиночных полупроводниковых приборов, на основе которых строятся однокаскадные усилители. Как указано выше, вариациям температуры примерно на 10 градусов, соответствуют изменения амплитуд 0.2 – 0.3 дБ. При увеличении количества каскадов до 2 – 3, максимальное изменение амплитуды составит до 0.5 – 1 дБ в диапазоне температур 10 °С.

В каналах модулей АФАР устанавливаются 2-х – 3-х каскадные усилители. При изменениях разности температур между каналами АФАР со средним квадратическим отклонением (СКО) 10 градусов разброс амплитуд в каналах составит 0.5 – 1 дБ (СКО).

Изменения фазовых характеристик полупроводниковых приборов при вариациях их температуры не столь существенны: как правило, они составляют единицы градусов фазы при повышении температуры от 25 до 75°С. Основная причина изменения фаз в каналах ФАР – изменение геометрических и, соответственно, фазовых длин трактов разводки сигналов от генератора (приемника) до излучателей. Если температура трактов и их длины меняются одновременно и согласованно, то фазовое распределение не изменяется. Удлинение трактов вследствие теплового расширения может сказаться на фазовом распределении в раскрыве лишь при различии длин трактов питания каналов или изменении распределения температуры по трактам.

2. Влияние амплитудно-фазовых ошибок на характеристики ФАР

Рассмотрим влияние амплитудно-фазовых ошибок в каналах ФАР на её основные характеристики излучения. При наличии ошибок значения амплитуд в каналах ФАР представляются в виде $A_n = A_{n0}(1 + \delta_{An})$, а фазы – $\Phi_n = \Phi_{n0} + \delta_{\Phi n}$, где A_{n0}, Φ_{n0} - неискаженные значения амплитуд и фаз, δ_{An} - относительные ошибки амплитуд, $\delta_{\Phi n}$ - ошибки фаз. При анализе характеристик ФАР обычно предполагается, что эти ошибки являются малыми случайными величинами с нулевыми средними значениями и средним квадратическим отклонением (СКО) амплитуды σ_A и СКО фазы σ_Φ . В статистической теории антенн ошибки амплитуды записываются в линейном масштабе как безразмерные величины, ошибки фазы записываются в радианах. В практических приложениях при описании малых амплитудных ошибок часто пользуются логарифмическим масштабом, т.е. для СКО амплитуды это $20 \log(1 + \sigma_A)$, [дБ]. СКО фазы часто определяют в градусах.

Снижение коэффициента усиления (КУ) – основной энергетической характеристики ФАР – вследствие ошибок амплитудно-фазового распределения по её излучателям определяется приближенным соотношением [51, 38]:

$$\frac{G}{G_0} \approx \frac{1}{1 + \sigma_A^2 + \sigma_\Phi^2},$$

где G_0 – КУ ФАР в отсутствие ошибок, G – КУ при наличии ошибок, σ_A - СКО амплитудного распределения в линейном масштабе, σ_Φ - СКО фазового распределения в радианах.

Увеличение среднего уровня боковых лепестков (УБЛ) ДН по мощности ФАР при наличии амплитудно-фазовых ошибок можно определить из следующего приближенного соотношения [38]:

$$\frac{L^2}{L_0^2} \approx 1 + \frac{\sigma_A^2 + \sigma_\Phi^2}{G_0 \times L_0^2},$$

где L_0^2 – средний УБЛ ДН по мощности при отсутствии ошибок, L^2 – средний УБЛ при наличии ошибок.

СКО направления установки луча $\delta\theta$ (равносигнального направления разностной ДН), отнесенное к его ширине по уровню половинной мощности $\Delta\theta_{0.5}$, оценивается с помощью соотношения [3]:

$$\frac{\delta\theta}{\Delta\theta_{0.5}} \approx 0.75 \frac{\sigma_A + \sigma_\Phi}{\sqrt{N}},$$

где N = количество излучателей ФАР.

Глубина нуля ДН по мощности, который может формировать ФАР для подавления помех, при наличии амплитудно-фазовых ошибок определяется приближенным соотношением [10]:

$$L_0^2 \approx \frac{\sigma_A^2 + \sigma_\Phi^2}{N}$$

В Таблице Б.2 приведены три примера деградации характеристик ФАР, при различных амплитудно-фазовых ошибках. Как видно из этой таблицы, при СКО амплитуды 1 дБ и СКО фазы 10° (вариант 1) снижение КУ составляет 0.2 дБ, повышение УБЛ – не более 0.2 дБ на уровне минус 30 дБ (для решетки $N = 1000$ излучателей), ошибка установки луча - не более 0.7 %. Такие изменения характеристик ФАР вполне приемлемы для большинства практических применений, поэтому указанные СКО амплитуд и фаз используются при формулировании требований к параметрам модулей АФАР во многих разработках. Проведенные расчеты подтверждают известный из практики факт, что влияние погрешностей амплитуд и фаз на характеристики ФАР тем меньше, чем больше количество каналов.

Таблица Б.2. Примеры ухудшения основных характеристик ФАР при различных амплитудно-фазовых ошибках

Характеристика		Значение		
		1	2	3
Вариант		1	2	3
СКО амплитуды σ_A (*)		0.122 (1 дБ)	0.06 (0.5 дБ)	0.03 (0.25 дБ)
СКО фазы σ_ϕ (**)		0.175 (10°)	0.088 (5°)	0.035 (2°)
Снижение КУ, дБ		- 0.2	- 0.05	- 0.01
Возрастание среднего УБЛ, дБ (Для $G_0=30$ дБ)	На уровне – 20 дБ	0.08	0.005	0.001
	На уровне – 30 дБ	0.2	0.05	0.01
Ошибка установки луча, %	N = 100	2	1.1	0.5
	N = 1000	0.7	0.35	0.15
Средняя глубина «нуля» ДН, дБ	N = 100	- 33	-39	-47
	N = 1000	-43	-49	-57

(*) В скобках указаны значения СКО амплитуды в логарифмическом масштабе.

(**) В скобках указаны значения СКО фазы в градусах.

Средняя глубина «нуля» ДН, формируемого с помощью адаптивных алгоритмов для подавления помех, составляет в варианте 1 около минус 33 дБ для N = 100 и минус 43 дБ для N = 1000. В ряде приложений это приемлемые значения, но в связи с растущими требованиями к помехозащищенности радиосистем, в некоторых системах с АФАР необходимы более глубокие нули. При этом требования к СКО амплитуд и фаз возрастают. Примеры достижимых характеристик ФАР при меньших амплитудно-фазовых ошибках, приведены в Таблице Б.2.

3. Требования к системе терморегулирования АФАР

Возвращаясь к анализу температурных режимов аппаратуры АФАР, отметим, что для обеспечения характеристик АФАР, соответствующих варианту 1 в таблице 2, система терморегулирования АФАР должна обеспечивать стабильность разности температур между каналами АФАР в пределах 10 °С (СКО). Указанные значения деградации характеристик ФАР в большинстве практических применений являются приемлемыми. Например, в АФАР систем «Радуга», «Моренос-РТК», разработанных в ОАО

«Радиофизика», ошибки в амплитудно-фазовом распределении, близкие к указанным выше, приняты в качестве допустимых технологических отклонений при разработке аппаратуры.

Для достижения более высоких характеристик, соответствующих вариантам 2 и 3, представленным в таблице 2, система терморегулирования АФАР должна обеспечивать СКО разности температур каналов не более 5°C и 3°C соответственно. Причем речь идет об изменениях температуры на корпусах полупроводниковых приборов. Для измерений температуры каналов должны использоваться термодатчики, имеющие погрешность измерений 1°C - 2°C . Поскольку температурные датчики установлены не на самих корпусах приборов, а на корпусах модулей АФАР, при разработке модулей должны создаваться их тепловые модели, и с помощью моделирования должны устанавливаться связи между показаниями термодатчиков и значениями температур на корпусах приборов. На основе моделирования должны приниматься решения о местах установки датчиков и плотности их установки.

Выполнение указанных жестких требований к стабильности температурных режимов аппаратуры АФАР является сложной технической задачей. Особенно трудновыполнима задача обеспечения долговременной стабильности, что связано, в частности, с суточными и годовыми циклами температуры окружающей среды. Поэтому, для обеспечения стабильности амплитудно-фазового распределения только системы терморегулирования АФАР, как правило, недостаточно.

В современных АФАР для настройки амплитудно-фазового распределения важную роль играют системы калибровки, т.е. системы определения начальных амплитуд и фаз каналов, с помощью которых учитывается как технологический разброс амплитуд и фаз, так и дрейф характеристик каналов из-за различных факторов, включая тепловые.

Обычно для калибровки предусматривается специальный режим работы радиосистемы, во время которого штатные работы не проводятся.

Калибровка включает организацию контура для пропускания контрольного сигнала через каналы АФАР, переключение состояний фазовращателей в каналах, измерение амплитуд прошедших сигналов и обработку массивов измеренных амплитуд. Сеансы калибровки проводятся как на этапе настройки аппаратуры при создании АФАР, так и во время регламентных работ после замены модулей с неисправными каналами на новые модули. Калибровка может выполняться также при изменениях разности температур аппаратуры каналов выше допустимой.

4. Тепловые режимы и надежность АФАР

Обеспечение тепловых режимов аппаратуры АФАР позволяет не только стабилизировать её функциональные характеристики, но и является средством достижения высокой надежности. В Таблице Б.3 приведены значения времени наработки на отказ некоторых полупроводниковых приборов, используемых в модулях АФАР.

Как следует из анализа таблицы, при повышении температуры надежность полупроводниковых приборов существенно снижается: среднее время наработки на отказ уменьшается примерно в 10 раз при повышении температуры на 10 градусов.

Таким образом, для обеспечения высокой надежности АФАР, в особенности передающих, ключевое значение имеет система терморегулирования, которая должна поддерживать рабочую температуру на корпусах приборов не выше заданной исходя из заданных требований к надежности АФАР.

Таблица Б.3. Время наработки на отказ (МТТФ), час

Диапазон частот, ГГц	Тип прибора	Температура корпуса, [°C]		
		25	50	75
8.5 – 11	Усилитель мощности XP1006-FA	$7 \cdot 10^9$	$2 \cdot 10^8$	$9 \cdot 10^6$
27 – 32	Усилитель мощности, XP1026-BD		$5 \cdot 10^7$	$1 \cdot 10^6$
4 – 11	Буферный усилитель XB1007-QT	$1 \cdot 10^{13}$	$5 \cdot 10^{10}$	
20-40	МШУ XL1000-BD		$5 \cdot 10^{14}$	$5 \cdot 10^{12}$
35 – 45	Преобразователь частоты XR1008-QB		$3 \cdot 10^8$	$3 \cdot 10^7$