

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

на правах рукописи



**Поляков Павел Олегович**

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РАДИОЛОКАЦИОННЫХ  
СИСТЕМ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПЛОСКИХ  
ТЕПЛОВЫХ ТРУБ**

Специальность

05.07.03 – Прочность и тепловые режимы летательных аппаратов

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

**Научный руководитель:** д.ф.-м.н., профессор,

Рабинский Лев Наумович

Москва – 2020

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	5
<b>1 Анализ проблем обеспечения отвода тепла и применение плоских тепловых труб в активных фазированных антенных решетках</b> .....	12
1.1 Проблемы обеспечения отвода тепла в активных фазированных антенных решетках .....	12
1.2 Применение тепловых труб для охлаждения микроэлектроники.....	16
1.3 Применение тепловых труб для охлаждения в активных фазированных антенных решетках .....	20
1.4 Задачи экспериментально-теоретического исследования .....	24
Выводы по главе 1 .....	25
<b>2 Проектирование конструкций приемо-передающих модулей со встроенными плоскими тепловыми трубами</b> .....	26
2.1 Параметры плоских тепловых труб.....	26
2.2 Вариант конструкции 1 - распределение тепла по корпусу приемо-передающего модуля.....	28
2.3 Вариант конструкции 2 - отвод тепла вдоль корпуса приемо-передающего модуля.....	30
2.4 Вариант конструкции 3 - отвод тепла за пределы корпуса приемо-передающего модуля.....	31
Выводы по главе 2.....	33
<b>3 Моделирование процессов тепломассопереноса в плоских тепловых трубах, работающих в составе приемо-передающих модулей</b> .....	34
3.1 Проектровочные расчеты .....	34
3.1.1 Результаты расчета для первого варианта тепловой трубы.....	40
3.1.2 Результаты расчета для второго варианта тепловой трубы.....	42
3.2 Разработка математической модели тепломассопереноса в плоских тепловых трубах.....	43

3.3 Идентификация параметров модели .....	47
3.3.1 Микроструктура и пористость капиллярно-пористого материала .....	47
3.3.2 Капиллярное давление .....	55
3.3.3 Расход и проницаемость .....	61
3.4 Тестирование модели – одномерная задача .....	64
3.5 Тестирование модели – двумерные задачи .....	79
3.5.1 Испытания тепловой трубы в составе теплового макета в условиях свободной конвекции .....	80
3.5.2 Испытания тепловой трубы для оценки эффективности теплораспределения в условиях свободной конвекции .....	85
3.6 Моделирование работы тепловых труб в приемо-передающих модулях .....	88
Выводы по главе 3 .....	94
<b>4 Изготовление и испытание тепловых макетов .....</b>	<b>97</b>
4.1 Изготовление тепловых макетов с вариантами конструкции 1 и 2 .....	97
4.2 Изготовление теплового макета с вариантом конструкции 3 .....	103
4.3 Испытания тепловых макетов .....	106
4.3.1 Результаты испытаний и сопоставление с расчетом для вариантов конструкции 1 и 2 .....	111
4.3.2 Результаты испытаний и сопоставление с расчетом для варианта конструкции 3 .....	115
Выводы по главе 4 .....	117
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>	<b>118</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....</b>	<b>120</b>
<b>Приложение А. Результаты внедрения, патент .....</b>	<b>126</b>
<b>Приложение Б. Результаты внедрения, патент .....</b>	<b>128</b>

**ПЕРЕЧЕНЬ ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ**

АФАР – активная фазированная антенная решетка

БРЭО – бортовое радиоэлектронное оборудование

ГСН – головка самонаведения

ТТ – тепловая труба

ППМ – приёмо-передающий модуль

КА – космические аппараты

КПМ – капиллярно-пористый материал

ЛА – летательные аппараты

НИР – научно-исследовательская работа

ОЗУ – оперативное запоминающее устройство

ПЛИС - программируемая логическая интегральная схема

РЛС – радиолокационная система

ТМ – тепловой макет

СВЧ-элементы – сверхвысокочастотные элементы

ЧПУ – числовое программное управление

ЦП – центральный процессор

ЭВМ - электронно-вычислительная машина

## ВВЕДЕНИЕ

### **Актуальность темы диссертации**

Тепловые режимы электронной аппаратуры военной техники крайне важны не только для стабилизации её функциональных характеристик, но и для повышения ее надежности. В настоящее время ведущие страны мира активно участвуют в разработке и модернизации военной техники, в части насыщения её электроникой, что влечет за собой также увеличение массы и габаритов и уменьшения надежности из-за сложности конструкции. Для летательных аппаратов эти вопросы стоят особенно остро.

В России и в зарубежных странах сформированы критерии, которые определяют облик современной и перспективной авиационной техники военного назначения. К ним относят: многофункциональность, повышенную скрытность, интегрированность бортового электронного оборудования, информационную осведомленность о текущей обстановке, высокую надежность и технологичность. Прежде всего эти критерии повлияли на тенденции развития бортового радиоэлектронного оборудования, которое включает системы и агрегаты, обеспечивающие: управление летательным аппаратом (ЛА) при решении транспортных и боевых задач, энергообеспечение ЛА, обеспечение жизнедеятельности экипажа и пассажиров.

На сегодняшний день боевые самолеты последнего поколения оснащаются самой современной технологией обнаружения противника - активной фазированной антенной решеткой (АФАР). Методом активной апертуры их используют, в частности, для генерации очень большой мощности. Основные параметры современных радиолокационных систем (РЛС) с АФАР [1] в основном обусловлены производительностью усилительных модулей приема/передачи, которые размещаются на антенном полотне в каждом излучателе и выделяют большое количество тепла. Так, например, при повышении температуры на десять

градусов в полупроводниковых приборах среднее время наработки на отказ уменьшается примерно на порядок.

Актуальностью темы диссертации являются высокочастотные бортовые радиолокационные системы, которые обладают повышенной разрешающей способностью, точностью, помехозащищенностью, устойчивостью к ионизации атмосферы и могут быть существенно улучшены, но требуют интенсивного охлаждения.

Обеспечение тепловых режимов бортовых АФАР при высокой плотности теплового потока (более  $100 \text{ Вт/см}^2$ ) особенно важно при переходе в более высокий частотный диапазон, когда габариты элементной базы и соответственно модулей уменьшаются, а тепловыделения практически не меняются [2 - 6]. Повышение эффективности отвода тепла может быть достигнуто, в частности, с помощью жидкостных систем охлаждения в строго ограниченном объеме для их размещения, что является важнейшим условием создания антенн нового поколения

На сегодняшний день существует ряд диапазонов частот, которые используются в области радиолокации и связи. К ним относят:

- диапазон С – 5...5,6 ГГц, шаг решетки около 35 мм.
- диапазон Х – 9...11 ГГц, шаг решетки около 17 мм.
- диапазон Ка – 33...37 ГГц, шаг решетки около 5 мм [7].

Для более высоких диапазонов частот ставится наиболее сложная задача теплоотвода. При этом для АФАР Х- диапазонов на сегодняшний день применяют как жидкостные системы охлаждения, конструкция которых выполнена, например, в виде герметичного внутримодульного блока, или каналов контактирующих с внешней стенкой корпуса модуля, так и воздушной системы охлаждения. Для АФАР Ка- диапазонов [7, 8] вводятся строгие ограничения по габаритам, и для элементов теплоотвода практически отсутствует место, поэтому на сегодняшний день является наиболее актуальным применение плоских тепловых труб (ТТ). Однако необходимо учитывать распределение тепловой мощности, интенсивность

локальных тепловых потоков теплонагруженных элементов и малую величину зазора между модулями.

Известно широкое применение ТТ в различных областях [9 - 25], где необходима эффективная теплопроводность, которая облегчает перенос тепла с высокой эффективностью на больших расстояниях. Устройства с тепловыми трубами обладают рядом преимуществ: удельным весом, порядка алюминия, и теплопроводностью в 4 раза превышающей теплопроводность меди [26]; пассивным и компактным способом работы наряду с различными промышленными масштабами. По сравнению с другими устройствами теплопереноса, ТТ подходят для большинства применений, требующих разности температур. На основе открытых источников и на основе патентных исследований было установлено, что до недавнего времени опыт успешного применения плоских тепловых труб в конструкциях радиолокационной техники отсутствовал, при том что в современных бортовых АФАР [27, 28] проблемы локального охлаждения активных элементов и перераспределения потоков тепла в условиях ограниченного пространства становятся особенно острыми [2, 7].

Таким образом, создание оптимальных систем охлаждения для приемо-передающих модулей, основанных на применении ультратонких плоских тепловых труб, позволит обеспечить интенсивный локальный отвод тепла от активных сверхвысокочастотных (СВЧ) элементов, что является актуальной проблемой для АФАР ЛА высокоточных помехозащищенных мобильных радиолокационных средств оборонного назначения.

**Целью диссертационной работы** является разработка методики обеспечения тепловых режимов радиолокационных систем летательных аппаратов с применением плоских тепловых труб.

#### **Задачи работы**

Цель диссертационной работы достигается в результате последовательного решения следующих задач:

1. Разработка конструкции ППМ АФАР X- и Ka- диапазонов со встроенными плоскими тепловыми трубами для локального охлаждения и отведения тепла.
2. Разработка математической модели для теоретического описания процессов тепломассопереноса в ППМ АФАР со встроенными тепловыми трубами.
3. Определение параметров предложенной математической модели на основе экспериментальных исследований плоских тепловых труб.
4. Проведение расчетов для оценки эффективности охлаждения разработанных изделий с использованием плоских тепловых труб.
5. Экспериментальная проверка эффективности предложенных вариантов конструкций на тепловых макетах ППМ АФАР. Экспериментальная проверка достоверности предложенной модели.

**Объектом исследования** являются системы охлаждения активных фазированных антенных решеток летательных аппаратов.

**Предметом исследования** являются тепломассообменные процессы и методы их интенсификации в системах охлаждения ППМ высокочастотных активных фазированных антенных решеток, изготавливаемых с использованием встроенных плоских тепловых труб.

#### **Методы исследования**

Разработанная модель для описания процессов тепломассопереноса в рассматриваемых ППМ АФАР X- и Ka- диапазона была реализована с использованием метода конечных элементов в системе Comsol.

#### **Научная новизна**

Впервые разработано научно-методическое обеспечение для реализации эффективного локального охлаждения АФАР высокочастотного диапазона с использованием плоских тепловых труб. В том числе получены тестовые решения задач тепломассопереноса в применяемых капиллярно-пористых материалах, которые использованы для верификации применяемых ППМ бортовых АФАР. Для применяемых вариантов плоских ТТ проведено уточненное моделирование процессов тепломассопереноса с учетом эффектов капиллярности,



конденсации/испарения теплоносителя и силы тяжести. Установлены необходимые характеристики ТТ, включая параметры капиллярного давления и коэффициенты проницаемости, необходимые для проведения моделирования и проектировочных расчетов. На основании выполненных исследований и разработанной конструкторской документации изготовлены и испытаны тепловые макеты с различными вариантами конструкции для ППМ бортовых АФАР для определения эффективности работы применяемых ТТ в условиях, приближенных к натурным.

**Обоснованность и достоверность** разработанных методов, сформулированных в диссертационной работе, и полученных на их основе результатов обеспечивается проведенными теоретическими расчетами, основанными на строгих подходах инженерного проектирования с использованием моделей теории тепломассопереноса.

Достоверность также подтверждается применением результатов исследований для проектирования систем охлаждения действующих АФАР ЛА в том числе патентами.

**Теоретическая и практическая значимость работы** заключается в определении требований к параметрам, разработке методики проектирования и технической реализации систем охлаждения, а также в разработке оптимальной модели и расчете параметров элементов системы охлаждения для аппаратуры с длительным непрерывным циклом работы.

#### **Апробация результатов работы**

Основные результаты были представлены на научно-технических конференциях. В частности, на VI Международном научном семинаре «Динамическое деформирование и контактное взаимодействие тонкостенных конструкций при воздействии полей различной физической природы», XVII Всероссийской молодежной научно-технической конференции «Радиолокация и связь – перспективные технологии».

### **Положения, выносимые на защиту:**

1. Конструктивные решения, обеспечивающие устойчивый отвод тепла с активных СВЧ элементов АФАР ЛА. В частности, способ охлаждения на базе ультратонких современных тепловых труб, обеспечивающий интенсивное отведение тепла и равномерное распределение теплового потока по корпусу модуля АФАР.

2. Аналитические и численные решения задач тепломассопереноса в плоских тепловых трубах, построенные с учетом эффектов капиллярности, гравитационных сил, конденсации/испарения. Результаты проектировочных расчетов для применяемых плоских тепловых труб.

3. Результаты экспериментально-теоретических решений по обеспечению тепловых режимов радиолокационных систем ЛА.

### **Публикации**

По теме диссертационной работы опубликовано 8 научных трудов, 3 из них – в рецензируемых изданиях из списка ВАК, Web of Science, Scopus.

### **Структура работы**

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 75 наименований, приложения, содержит 129 страниц, 75 рисунков, 7 таблиц.

**Во введении** сформулированы цель и задачи работы, обоснована актуальность диссертационного исследования, научная новизна, достоверность и обоснованность результатов, а также теоретическая и практическая значимость работы. Кратко охарактеризованы методы теоретического и экспериментального исследований.

**В первой главе** проведен анализ проблем обеспечения отвода тепла в АФАР ЛА, проведен краткий обзор и анализ существующих конструкций и систем отвода тепла АФАР, представляющих интерес для использования в аппаратуре ЛА, а также приведено описание известного применения ТТ в микроэлектронике и космосе.

**Во второй главе** описаны предложенные варианты конструкций ППМ со встроенными плоскими ТТ. Для эффективной работы были разработаны тепловые и электрические схемы. Описаны существующие варианты плоских тепловых труб и их характеристики. Использование плоских ТТ в составе конструкций ППМ АФАР позволит реализовать эффективное охлаждение активных радиоэлектронных компонентов и, таким образом, увеличить срок наработки на отказ и повысить стабильность радиотехнических характеристик АФАР.

**В третьей главе** представлено проектирование и моделирование тепломассопереноса в плоских тепловых трубах, работающих в составе приемопередающих модулей. Проведены проектировочные аналитические расчеты для оценки пределов работы применяемых плоских тепловых труб. Представлены результаты идентификации параметров применяемой модели – пористости, проницаемости и капиллярного давления в фитилях, используемых в составе плоских тепловых труб. Представлены результаты тестирования используемой модели, полученные по результатам сопоставления моделирования с испытаниями тепловых труб вне ППМ. Получены прогнозы по параметрам работы плоских тепловых труб в спроектированных ППМ АФАР.

**В четвертой главе** описан процесс изготовления и испытания тепловых макетов для существующих ППМ бортовых АФАР. Получены оценки эффективности охлаждения изготовленных макетов с использованием плоских тепловых труб.

**В заключении** представлены результаты диссертационного исследования, выводы по работе и перспективы дальнейших исследований.

## **1 Анализ проблем обеспечения отвода тепла и применение плоских тепловых труб в активных фазированных антенных решетках.**

Повышение частотных диапазонов в активных фазированных антенных решетках неизбежно ведет к увеличению плотности тепловых потоков, реализующихся в процессе работы приемо-передающих модулей.

Создание таких конструктивно сложных АФАР в настоящее время активно требует перехода на новую элементную базу (монолитные СВЧ-модули на основе арсенида галлия) с повышенным удельным и полным тепловыделением. В первую очередь это требует оценки перспективных методов охлаждения, что позволило бы поддерживать заданный тепловой режим активных элементов. В первую очередь необходимо обеспечить интенсивный локальный отвод тепла от электронных компонентов (например, от выходных усилителей мощности), перегрев которых приводит к снижению радиотехнических характеристик.

### **1.1 Проблемы обеспечения отвода тепла в активных фазированных антенных решетках**

В зависимости от диапазонов частот и плотности теплового потока, проходящего через единицу поверхности элементов или блоков, к АФАР (в соответствии с рисунком 1.1) применяются различные варианты по отводу тепла [29, 30].

Так, например, в работе [3] проведен детальный анализ конструктивных систем построения тепловых режимов АФАР, в котором было отмечено, что с увеличением частотного диапазона резко уменьшается зазор между модулями приема/передачи и, соответственно, уменьшается расстояние для размещения системы охлаждения. Так для примера на базе ППМ с транзисторами на основе кремния и арсенида галлия было определено распределение тепловой мощности по антенному полотну. Для каждого диапазона было получено следующее значения

тепловыделения с поверхности: S – диапазон – 1,5 Вт/см<sup>2</sup>; C – диапазон – 1,8 Вт/см<sup>2</sup>; X – диапазон – 2,1...3,75 Вт/см<sup>2</sup>; Ka – диапазон – 7,4 Вт/см<sup>2</sup>.

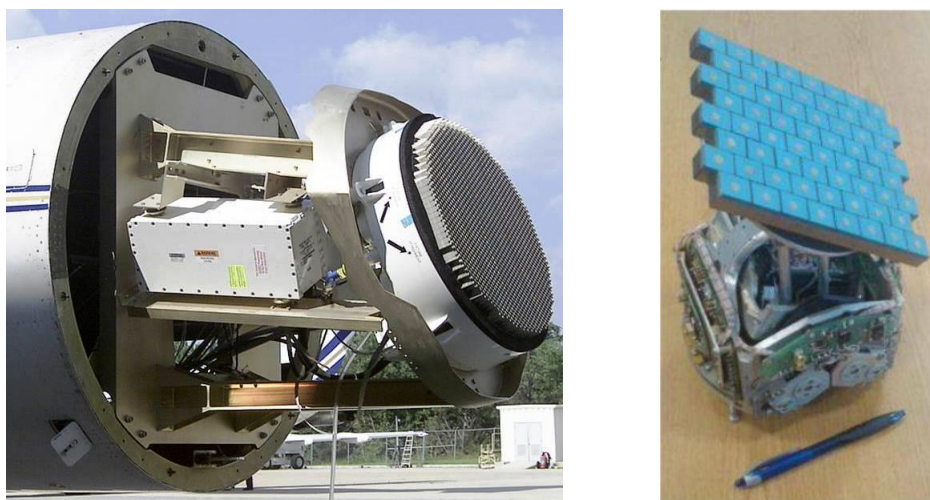


Рисунок 1.1 - Самолетная (слева) и ракетная (справа) АФАР

Вопрос отвода тепла от низкопотенциального источника разделяется на две технических задачи: создания системы отвода тепла от теплонагруженного участка и обеспечение теплового контакта источника с теплоотводящей системой. На сегодняшний день существуют и используются следующие системы охлаждения модулей АФАР: жидкостные с использованием жидкости с высокой теплоёмкостью; испарительные системы охлаждения (тепловые трубки); термоэлектрические модули (элементы Пельтье) и их комбинации. Решение может быть найдено только при комплексном походе на макро- мини- и микро- уровнях. Под этим мы понимаем оптимизацию конструкции в целом, поиск и модификацию теплоотводящих (теплораспределяющих) схем, и разработку новых решений на уровне их внутреннего строения и новейших разработок материалов, включая наноразмерные и наноструктурированные материалы.

В случае применения жидкостной системы охлаждения в условиях ограниченного пространства отвод тепла осуществляется в основном с помощью жидкости, протекающей по каналам. При этом охлаждающая жидкость должна принудительно циркулировать между теплонагруженной зоной и холодильником

при помощи насоса, обладающего требуемой производительностью при минимальных габаритах, позволяющих разместить его в корпусе системы охлаждения конструкций бортовых АФАР. Конструкция системы охлаждения представляет собой герметичный корпус, который включает в себя два канала, связанные между собой в зонах нагрева и охлаждения, которые обеспечивают непрерывную циркуляцию охлаждающей жидкости. В качестве такой жидкости может применяться хладагент, жидкий или газообразный азот, антифриз по типу ОЖ-65, дистиллированная вода.

В настоящее время существует не мало технических решений по жидкостному охлаждению бортового радиоэлектронного оборудования (БРЭО), которые могут применяться, например, в военных истребителях и в тактических ракетах средней и малой дальности. Для бортового оборудования военного истребителя Т-50 [31] используется жидкостная система охлаждения (в соответствии с рисунком 1.2), гидравлический канал которой заполнен охлаждающей жидкостью по типу ОЖ-65 "Лена" или марки «65» ГОСТ 159-52 (в зависимости от модификации). Для эффективной работы внутри этой системы присутствует избыточное давление не менее 1 МПа.

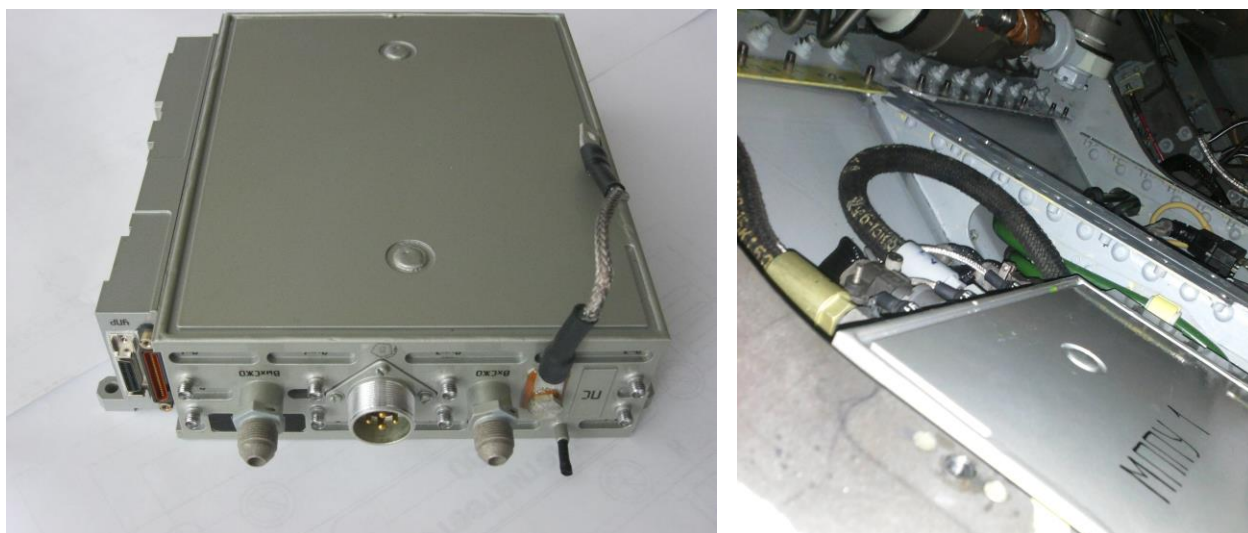


Рисунок 1.2 - Типичное устройство приемо-передающего модуля, расположенного отдельно (слева) и в составе бортового оборудования военного истребителя Т-50 с подключенной системой охлаждения (справа)

В летательных аппаратах по типу ракет класса воздух-воздух и воздух-поверхность в головках самонаведения (ГСН) для бортового оборудования (в соответствии с рисунком 1.3) эффективным отводом тепла (хладагентом), как правило, служит охлаждающий газ (например азот), который подается через трубопровод из баллона носителя ракеты. Охлаждение ГСН достигается при помощи саморегулирующегося двухкаскадного микрохолодильника дроссельного типа, а для поддержания температурного уровня обеспечивается наличием собственной автономной емкости для азота [32].



Рисунок 1.3 - Типичное устройство бортового оборудования в ГСН

Частой проблемой таких сложных систем охлаждения является наличие крупногабаритного и тяжелого блока охлаждения, а также различные поломки, в частности, подтекание жидкости с последующей разгерметизацией системы и замена отдельных узлов.

Важно также отметить, что на сегодняшний день происходит постоянное улучшение технических характеристик радиолокационных систем большой мощности, работающих в высокочастотных диапазонах, что напрямую связано с возможностью создания эффективных систем охлаждения.

## 1.2 Применение тепловых труб для охлаждения микроэлектроники

Тепловые трубы коммерчески представлены с середины 1960-х годов. Системы охлаждения, реализованные с использованием тепловых труб, широко применяются в современной микроэлектронике и микропроцессорной технике, в частности используются в электронно-вычислительных машинах (ЭВМ) для снижения рабочей температуры и повышения производительности. Высокая эффективная теплопроводность ТТ позволяет организовать интенсивное отведение тепла, поступающего от малоразмерного источника (процессора, элементов оперативного запоминающего устройства (ОЗУ) и т.д.), распределение этого тепла по большей площади и передаче его во внешнюю среду.

Современные модели ТТ (vapor chamber) для охлаждения микроэлектроники (в соответствии с рисунком 1.4) обладают толщиной 1-3 мм, эффективной теплопроводностью до 20000 Вт/(м\*К) и могут работать при любой ориентации в пространстве. Контакт источника с ТТ может осуществляться непосредственно через термопасту для снижения контактного термосопротивления.

В прошлом существовало три основных способа охлаждения электронного оборудования:

1. Пассивное воздушное охлаждение [33], которое рассеивает тепло с помощью воздушного потока, создаваемого разницей в температуре.
2. Принудительное воздушное охлаждение, которое рассеивает тепло, заставляя воздух течь с помощью вентиляторов.
3. Принудительное жидкостное охлаждение, которое рассеивает тепло, при помощи хладагента [34].

Обычным способом отвода тепла от ЭВМ была принудительная конвекция, использующая вентилятор с радиатором напрямую. Такие преимущества, как простая механическая обработка и структура, а также низкая стоимость сделали такие решения очень полезными для охлаждения электронных устройств [35]. Однако с меньшими размерами центрального процессора (ЦП) и повышенной



мощностью, которые встречаются в современных компьютерах, тепловой поток на ЦП был значительно увеличен [36]. В качестве альтернативы обычным теплоотводам появились двухфазные охлаждающие устройства - тепловые трубы, как перспективные теплообменники с эффективной теплопроводностью, в 200 раз превышающей теплопроводность меди [37].

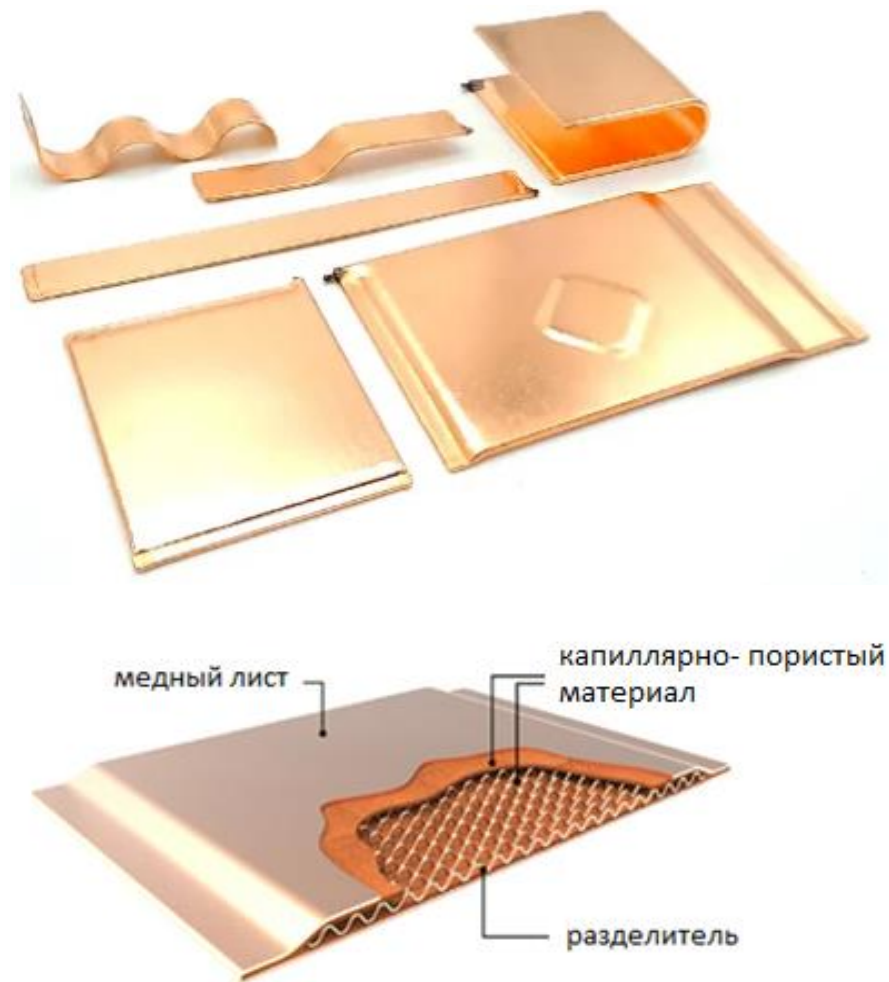


Рисунок 1.4 - Типичное устройство плоских тепловых труб для охлаждения микроэлектроники [38, 39]

Обычно, тепловые трубы используются для увеличения площади теплоотдачи (heat spreading), и зона конденсации в них занимает всю поверхность с противоположной стороны от ТТ. Пример такой организации системы охлаждения в видеокартах RTX 2080 Ti и GTX 680 [40, 41], которые

устанавливаются под процессором и ОЗУ приведен в соответствии с рисунком 1.5. Однако, такая организация системы охлаждения не является обязательной и не всегда может быть реализована. Иногда более целесообразным является использование «дискретного» расположения, как источников, так и областей стоков тепла на одной стороне плоской тепловой трубкой (flat heat pipe) [42]. Такой подход является целесообразным для задачи охлаждения микроэлектроники, в которой присутствует несколько близко расположенных электронных компонентов, а сток тепла возможно организовать в локальной области в противоположной от них части корпуса.



Рисунок 1.5 - Пример использования плоских тепловых труб в видеокартах RTX 2080 Ti (сверху) и ASUS GeForce GTX 680 (снизу) [40, 41], которые устанавливаются под процессором и ОЗУ

В представленных далее работах проводятся исследования по охлаждению электроники, в которых указано, что применение плоских тепловых труб является перспективным решением с высокой удельной мощностью.

В статье [43] проведена оценка характеристик теплопередачи плоской тепловой трубы с общей толщиной 0,95 мм и внутренней высотой 0,55 мм. Была использована новая фитильная структура из сверхгидрофильного спеченного медного сетчатого сита, обеспечивающая сильную капиллярную силу, а также низкое сопротивление потока рабочей жидкости. Было обнаружено, что ТТ имеет значительно более низкую температуру испарителя и значительно меньшее тепловое сопротивление по сравнению с медным листом, независимо от ситуации одного нагревателя или двух нагревателей, демонстрируя отличную теплопередачу. Более того, ТТ может выдерживать  $490 \text{ Вт/см}^2$  без высыхания. Тепловой поток перехода составил  $302,5 \text{ Вт/см}^2$  в термическом сопротивлении, при котором минимальное тепловое сопротивление составляло  $0,039 \text{ }^\circ\text{C}\cdot\text{см}^2/\text{Вт}$ .

Микротепловые трубы (micro heat pipe) в основном используются в компьютерной технике и микроэлектронике, где необходимы скорости передачи тепла от малых до средних [44, 45], не содержат фитильной структуры, чтобы обеспечить возврат конденсата в область испарителя, а используют капиллярное усилие, возникающее в острых краях сечения труб. В соответствии с рисунком 1.6 микротепловая труба состоит из трех областей: область испарителя или теплообмена, адиабатическая область и область конденсатора или теплоотвода. Гидравлический диаметр у таких ТТ обычно составляет порядка 10-500 мкм. Применение таких размеров желательно по двум причинам: более высокий коэффициент теплопередачи и более высокая площадь поверхности теплопередачи на единицу объема потока.

Потребность в методах охлаждения для рассеивания сопутствующего тепла совершенно очевидна. Тепловые трубы зарекомендовали себя как один из жизнеспособных и перспективных вариантов для достижения этой цели, прежде всего, благодаря своей простой структуре, гибкости и высокой эффективности.

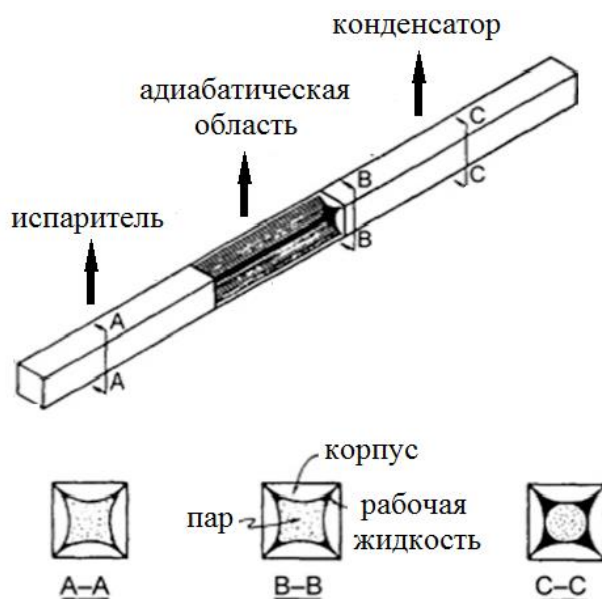


Рисунок 1.6 - Микротепловая труба [46]

### 1.3 Применение тепловых труб для охлаждения в активных фазированных антенных решетках

Можно отметить, что применение тепловых труб (крупногабаритных, цилиндрической формы) в различных системах терморегулирования, в том числе в космических аппаратах (КА), которые включают в свой состав АФАР [47 - 49] известно достаточно давно. Существует также интерес о применении тепловых труб в наземных [9, 26] и авиационных АФАР, причем в последних в случае применения ТТ, существенными проблемами могут являться как гравитационные, так и инерционные нагрузки [30]. Повышение эффективности работы ППМ напрямую связано с интенсивностью охлаждения (воздушное, жидкостное и т. д.), что на сегодняшний день является важнейшей проблемой в процессе разработки АФАР, поэтому для решения разработчики часто используют численное моделирование. Важным фактором в разработке является конструктивное исполнение корпуса модуля приема/передачи, который может содержать в себе элементы или части конструкции, позволяющие рассеивать тепловую мощность.

В настоящее время активно разрабатываются или модернизируются перспективные T/R модули (Transmit/Receive Module) с различными вариантами охлаждения. Для повышения эффективности охлаждения таких модулей в работе [50] авторы проводят исследования корпусов (размеры  $490 \times 275 \times 52$  мм) со встроенными ребрами охлаждения. Численное моделирование позволило получить распределение температуры по поверхности основания корпуса для трех значений скорости воздушного потока в межреберных каналах: 2, 6 и 9 м/с.

Показано, что максимальная температура поверхности в местах установки микроволновых элементов при скорости воздушного потока 2 м/с составляет  $90,6$  °С. При скорости воздуха 6 м/с, температура в этих областях снижается до  $77,1$  °С и при скорости 9 м/с до  $73,0$  °С. Чтобы сделать воздушное охлаждение еще более эффективным и снизить температуру поверхности корпуса, были использованы тепловые трубы (в соответствии с рисунком 1.7).

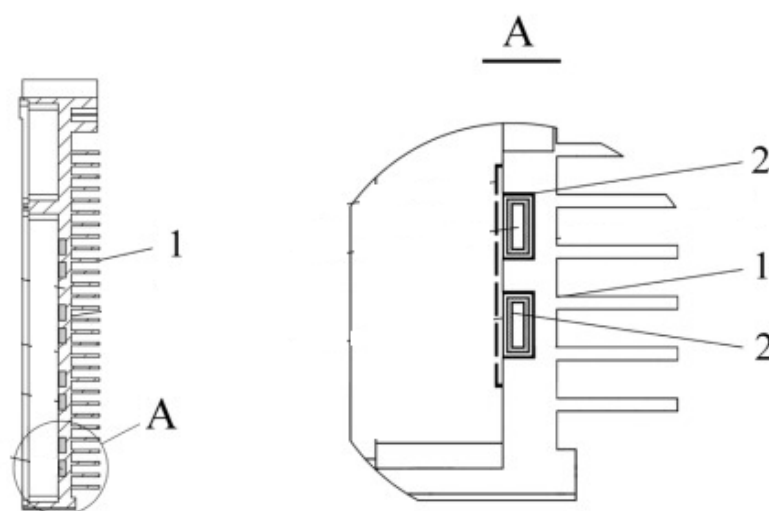


Рисунок 1.7 – Вариант исполнения корпуса модуля T/R со встроенными ребрами охлаждения (1) и тепловыми трубами (2)

Результаты численного моделирования температурного поля (CFD-modeling) для корпуса-радиатора модуля T/R без и с учетом тепловых труб показали, что при одинаковой скорости воздушного потока (9 м/с), максимальная температура в местах установки СВЧ-элементов снизилась на  $20,3$  °С (с  $73$  °С до  $52,7$  °С) из-за добавления тепловых труб (в соответствии с рисунком 1.8), что эквивалентно

уменьшению температуры кристалла с 160 °С до 139,7 °С. В то же время неравномерность температурного поля вдоль монтажной поверхности модуля уменьшилась в 4,4 раза (с 30,2 до 6,8 °С).

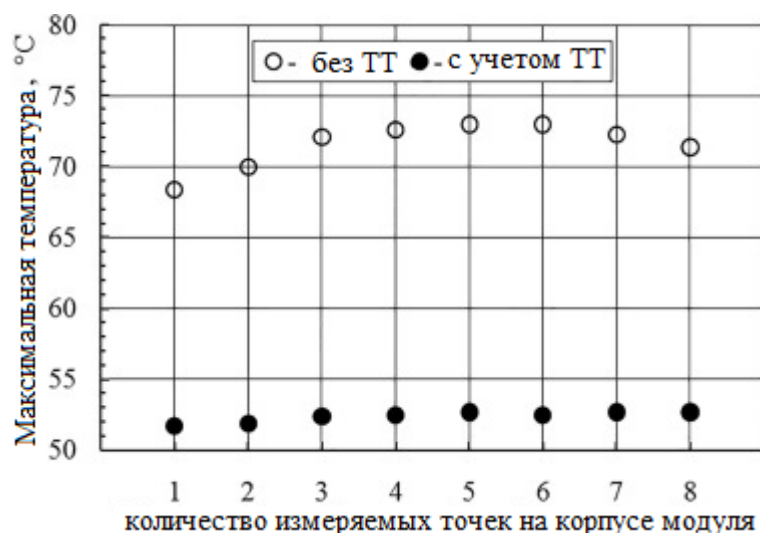


Рисунок 1.8 – Значения температур на корпусе модуля Т/Р без учета и с учетом тепловых труб [71]

В работе [51] была представлена инженерная модель фазированной антенной решетки, охлажденной с использованием тепловых труб с осевой канавкой. При общей тепловой нагрузке 578 Вт отработанное тепло передавалось на излучатель спутника, который предназначен для работы на геостационарной орбите «GEO». Было представлено тепловое решение для спутниковой фазированной антенной решетки, которая включает 4 ТТ для переноса тепла от твердотельного усилителя мощности, расположенного внутри спутника, на радиатор. Представлены работы по тепловому проектированию антенн и тепловых труб, выполненных для конкретных граничных условий для применения, с использованием теплового программного обеспечения Iserack для расчета текучести жидкости (CFD).

В работе [25] 2015 года рассматривался вопрос о разработке системы охлаждения активной антенной решетки в Ка-диапазоне. Было рассмотрено несколько технологий охлаждения, включая принудительное охлаждение воздуха и жидкости. Принудительные системы воздушного охлаждения не могут

справиться с высокой тепловой нагрузкой полноразмерной антенной решетки, учитывая ограничения сборки. Тем не менее, для решетки из  $4 \times 4$  элементов был предложен радиатор с принудительным конвекционным ребрами на основе стандартных компонентов. Тепловые трубы стали многообещающим подходом для многих применений из-за их высокой теплопередачи и пассивной герметичной системы, требуемые тепловые нагрузки не могли быть перенесены. Это было связано с монтажными ограничениями, которые ограничивали максимально возможную площадь поперечного сечения тепловых труб. Моделирование с использованием Flotherm показало, что жидкая холодная плита очень хорошо подходит для выполнения заданных требований. Наихудшая тепловая нагрузка 9,5 кВт для массива  $50 \times 50$  элементов может рассеиваться. Эксперименты на упрощенной модели подтвердили практическую осуществимость ТТ.

В ходе проведения патентных исследований проанализировано ряд патентов, анализ которых позволил определить, что для охлаждения тепловыделяющих элементов ППМ АФАР, работающих в высокочастотных диапазонах, использование ТТ позволяет добиться увеличения мощностей работы АФАР.

Так, например, существует система контроля температуры в радиолокационных модулях с фазированной решеткой (патент US4044396), в которой комбинированная опорная пластина-теплообменник позволяет охлаждающей жидкости циркулировать через нее, а тепловая труба проходит по длине модуля в опорную пластину-теплообменник, где тепло отводится в дистанционный теплообменник. Нагревательные элементы прикреплены к опорной пластине теплообменника для облегчения исходной системы прогрева.

Следующее изобретение описывает корпус модуля АФАР (патент № RU175877U1), который представляет собой единый массив, а ТТ сформированы непосредственно в массиве корпуса под местами для установки охлаждаемых элементов, в параллельных каналах, которые содержат фитиль и паропровод, и находятся в непосредственном тепловом контакте между собой и с местами для установки охлаждаемых элементов. Плоские ТТ расположены внутри корпуса

ППМ АФАР и используются для отведения тепла из зоны установки радиоэлектронных компонентов в зону охлаждения.

Еще одно изобретение (патент № RU2691277C1) предназначено для передачи теплоты от СВЧ-приборов к теплообменнику (радиатору) системы охлаждения, расположенному на ППМ. ТТ выходят за контур корпуса ППМ. Описываемые в изобретении ТТ могут эффективно использоваться при работе АФАР на крайне высоких частотах, например в Ка- диапазоне, для которого характерно очень маленькое расстояние между ППМ (до 5 мм).

Способ охлаждения АФАР (патент № 2615661) включает: размещение труб эллиптического поперечного сечения в промежутке между приемо-передающими модулями, входящими в состав АФАР. При этом, как правило, каждую из труб выполняют из материала, имеющего возможность упругой деформации, обеспечивающей прижатие каждой из труб к внешней поверхности боковой стенки корпуса каждого из ППМ, входящих в состав АФАР.

#### **1.4 Задачи экспериментально-теоретического исследования**

Результаты проведенного анализа показывают, что необходимо разработать методику обеспечения тепловых режимов радиолокационных систем летательных аппаратов с применением плоских тепловых труб, в частности решить следующие задачи:

1. Спроектировать конструкции ППМ АФАР X- и Ка- диапазона со встроенными плоскими тепловыми трубами для локального охлаждения и отведения тепла.
2. Разработать математическую модель для теоретического описания процессов теплопереноса в спроектированных изделиях
3. Определить физические характеристики предложенной модели на основе экспериментальных исследований плоских тепловых труб.



4. Провести расчеты для оценки эффективности охлаждения разработанных изделий с использованием плоских тепловых труб.

5. Выполнить экспериментальную проверку эффективности предложенных вариантов конструкций на тепловых макетах ППМ АФАР. Экспериментально проверить достоверность предложенной модели.

### **Выводы по главе 1**

Приведен краткий обзор разрабатываемых в настоящее время систем охлаждения, представляющих интерес для использования в конструкциях АФАР. Эффективность работы плоских ТТ в настоящее время быстро возрастает за счет использования передовых методов расчета, новых разрабатываемых капиллярно-пористых структур и сложноконструктивных теплоносителей. Для охлаждения АФАР применение плоских тепловых труб находится на стадии НИР и это направление, как показывает обзор открытых литературных источников, активно развивается в России и за рубежом. Поэтому предлагаемое решение по созданию систем охлаждения на основе ультратонких плоских тепловых труб обладает актуальностью, и аналогичные решения широко применяются в различных отраслях промышленности (в современной микроэлектронике и микропроцессорной технике, в космической отрасли).

## 2 Проектирование конструкций приемо-передающих модулей АФАР, выполняемые со встроенными плоскими тепловыми трубами

### 2.1 Параметры плоских тепловых труб

Плоские тепловые трубы (flat-plate heat pipe) являются относительно новыми среди тепловых труб. Форма традиционных тепловых труб обычно представляет собой круглую трубу, а форма плоских ТТ представляет собой плоскую пластину и может передавать тепло от горячей точки к теплоотводу гораздо большей площади.

Для типовых конструкций ППМ АФАР были применены плоские тепловые трубы производства АО «Центротех», внешний вид которых и размеры, состав и структура приведены в соответствии с рисунками 2.1 и 2.2. Применение такой геометрии позволяет как минимизировать высоту корпуса, так и использовать такие системы при плотной компоновке. Корпус ТТ выполнен из меди марки М1, как правило, с покрытием из никеля, а стенки изнутри покрыты слоем медного порошка (фитилем) и разделены «колоннами», обеспечивающими жесткость конструкции при сдавливании.

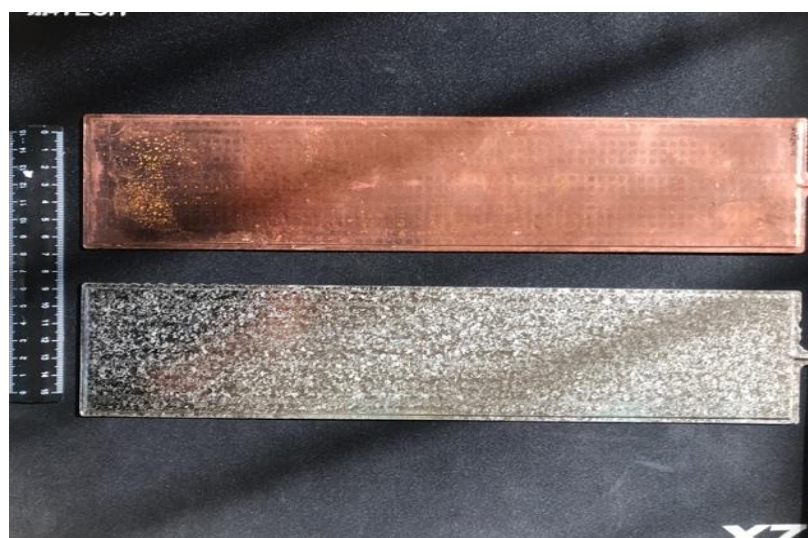
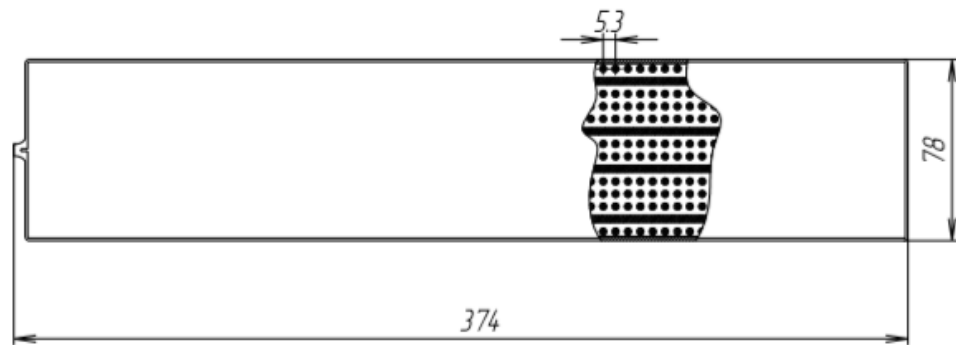
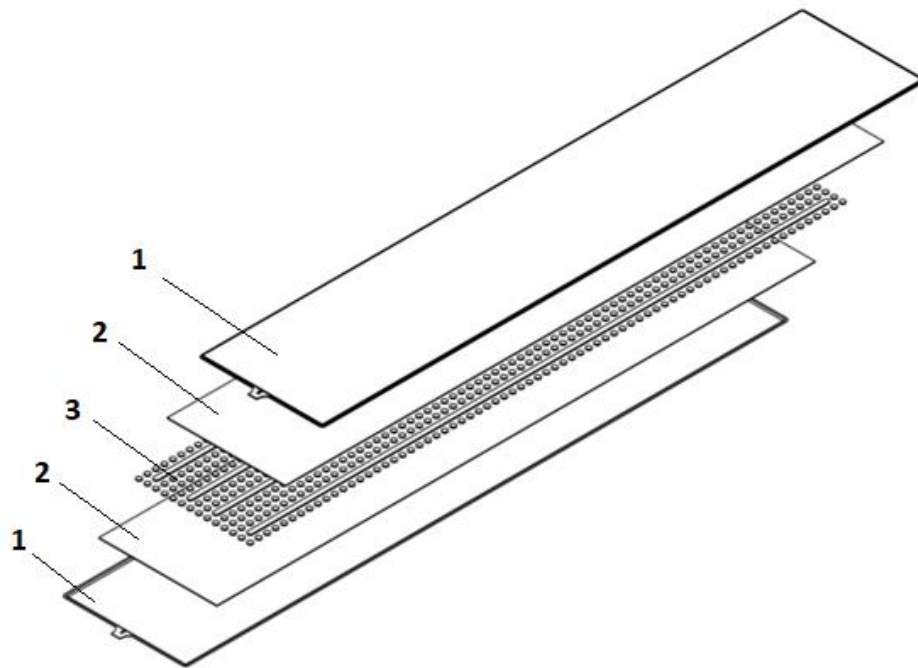


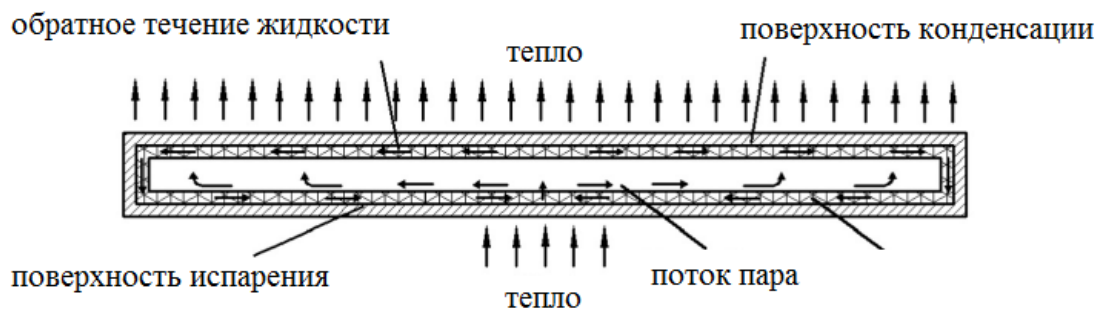
Рисунок 2.1 – Тепловые трубы производства АО «Центротех». Внешний вид



а)



б)



в)

Рисунок 2.2 – К информации о тепловых трубах производства АО «Центротех»:

- а) – габаритные размеры; б) – состав ТТ включает корпус (1), фитиль (2) и разделитель (3); в) - внутренняя структура, принцип работы

## 2.2 Вариант конструкции 1 - распределение тепла по корпусу приемо-передающего модуля

Образец корпуса ППМ X- диапазона - вариант конструкции 1 приведен в соответствии с рисунком 2.3. Габаритные размеры составляют 427 x 204 x 30 мм. Наиболее теплонагруженные элементы расположены со стороны излучателей модуля – это предварительный и выходной усилители.

Корпус ППМ представляет из себя фрезерованное основание, в котором выполнено углубление. В данном углублении в дальнейшем будут располагаться объединительная печатная плата и другие электронные компоненты приемо-передающего модуля. Для обеспечения герметичного ввода/вывода питания и управления на корпусе предусмотрены отверстия под установку герметичных низкочастотных разъемов, а также СВЧ герметичных переходов. Сверху полученный объем закрывается крышкой и в дальнейшем оплавляется. Откачка воздуха производится через штенгельную трубку.

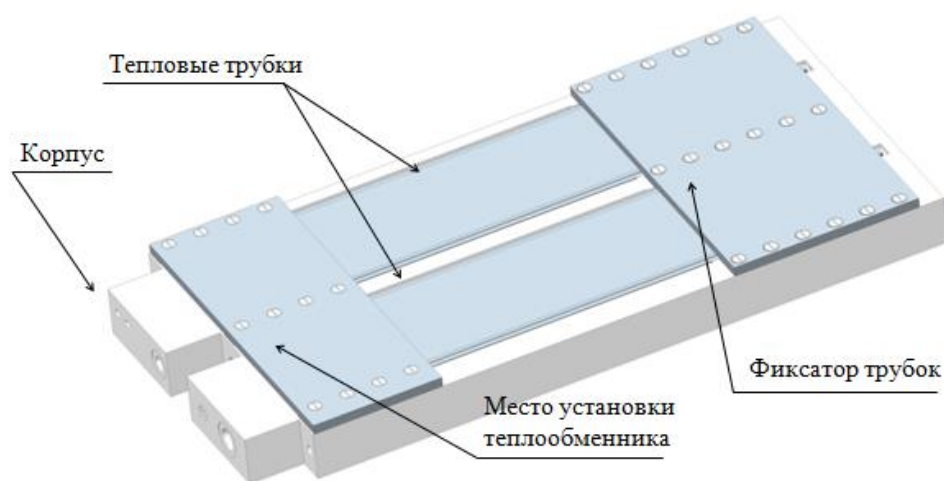


Рисунок 2.3 - Вариант конструкции 1 со встроенными плоскими тепловыми трубами

Тепловые и электрические принципиальные схемы приведены в соответствии с рисунком 2.4. Суммарная мощность тепловыделения ППМ

составляет 80Вт. Соединение теплонагруженных элементов, имитирующих СВЧ элементы, выполнено по параллельной схеме подключения.

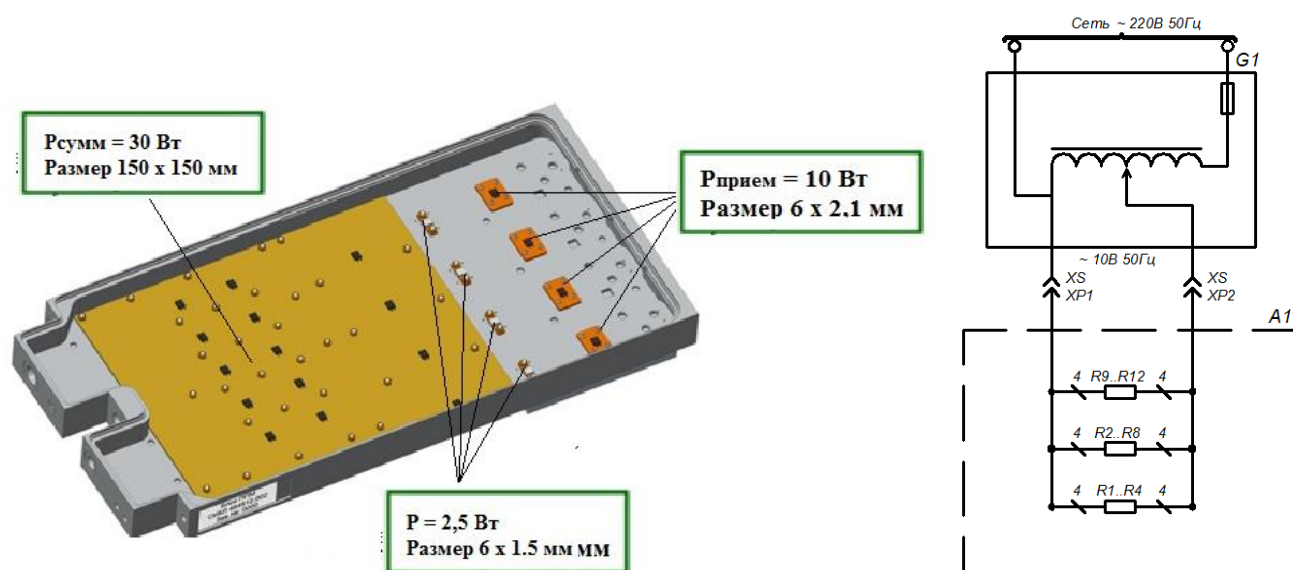


Рисунок 2.4 - Исходные данные для варианта конструкции 1 (2): тепловая (слева) и электрическая принципиальная схемы (справа)

Так как в корпусе располагаются элементы СВЧ тракта, такие как предварительный и выходной усилитель, блоки питания и программируемая логическая интегральная схема (ПЛИС) управления, то эти элементы требуют обеспечения теплового режима. В зоне максимального выделения тепла – зоне расположения предварительных и выходных усилителей выполнена площадка, к которой через термопасту прижимаются две тепловые трубы. Далее идёт зона транспортировки. В данном месте выполнен зазор между корпусом и ТТ около 1 мм. Так как воздух является хорошим изолятором, то этого зазора достаточно, чтобы изолировать тепловую трубу от корпуса. С противоположной стороны от выходного каскада располагается вторая площадка. К этой площадке ТТ так же прижимается. Если в передней части тепловая труба фиксируется при помощи алюминиевой пластины, то с обратной стороны предусмотрены отверстия под установку жидкостного теплообменника. Таким образом, тепло сбрасывается как с

ТТ, так и с задней части корпуса, где так же располагаются источники тепла, но гораздо меньшей мощности.

### **2.3 Вариант конструкции 2 - отвод тепла вдоль корпуса приемо-передающего модуля**

Образец корпуса ППМ X- диапазона - вариант конструкции 2 приведен в соответствии с рисунком 2.5 и выполнен в том же исполнении, что и первый, однако конструктивно он отличается. Две тепловые трубы устанавливаются внутри радиоэлектронной ячейки в основание и фиксируются при помощи технологической оснастки. При сборке монтаж теплонагруженных элементов частично выполнен непосредственно на ТТ для увеличения эффективности теплоотвода. При установке тепловых труб основание корпуса смазывается почти прозрачным слоем термопасты для улучшения теплового контакта ТТ с корпусом. В центре основания, как и в предыдущем варианте выполнено углубление, обеспечивающее воздушный зазор. Фиксация тепловых труб осуществляется за счет ребер и при помощи алюминиевых пластин. Верхняя крышка так же паяется по завершению монтажа. В данном варианте наибольшую сложность сборки представляет собой пайка элементов непосредственно на основание и многоступенчатость пайки всего изделия в целом. С обратной стороны основания предусмотрены отверстия для установки жидкостного теплообменника, для снятия тепла с задней стороны модуля в зоне охлаждения ТТ. Тепловые и электрические принципиальные схемы аналогичны схемам для варианта конструкции 1 (см. в соответствии с рисунком 2.4).

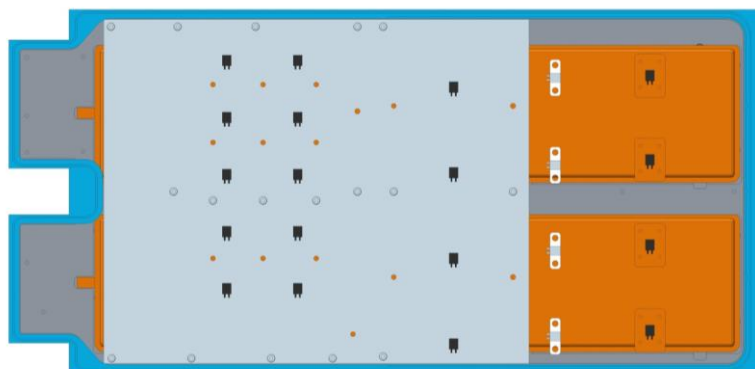


Рисунок 2.5 - Вариант конструкции 2 со встроенными плоскими тепловыми трубами

#### 2.4 Вариант конструкции 3 - отвод тепла за пределы корпуса приемо-передающего модуля

Образец корпуса ППМ Ка- диапазона - вариант конструкции 3 (тепловая схема) приведен в соответствии с рисунком 2.6. Габаритные размеры составляют  $352 \times 100 \times 13$  мм.

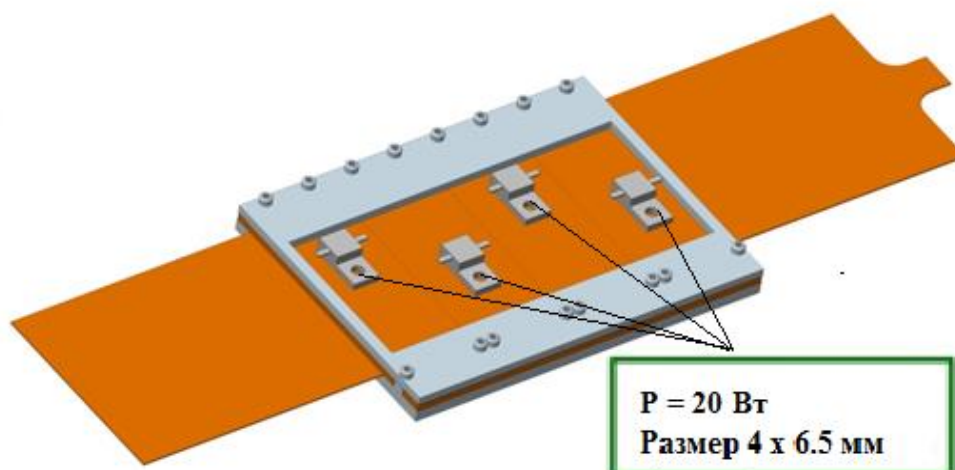


Рисунок 2.6 - Вариант конструкции 3 со встроенной плоской тепловой трубой.  
Тепловая схема

В данном варианте плоская тепловая труба является одновременно охлаждающим устройством и несущей конструкцией. Основание корпуса

выполняется фрезерованием толщиной 4,6 мм. При этом в месте установки платы толщина уменьшается до 2.8 мм, а в зоне установки ТТ до 0.8 мм. Далее в основание вкладывается тепловая труба, которая позволяет производить монтаж СВЧ-элементов непосредственно на ее поверхность. Каждый СВЧ-элемент выполняется 4х канальным и представляет собой замкнутый объем. Основание паяется на ТТ и тем самым обеспечивается эффективный теплоотвод. Свободные концы ТТ располагаются справа и слева от модуля, что позволяет в дальнейшем закрепить на них жидкостные или воздушные теплообменники. Для обеспечения размеров ППМ и шага решетки каждая ТТ с установленными модулями является частью антенной решетки, т.е. подрешетка собирается послойно. Суммарная мощность тепловыделения ППМ Ка-диапазона составляет 80 Вт. Электрическая принципиальная схема для варианта конструкции 3 приведена в соответствии с рисунком 2.7.

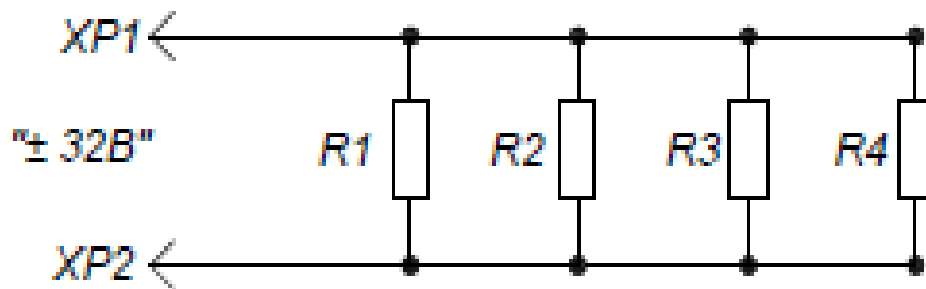


Рисунок 2.7 - Вариант конструкции 3. Электрическая принципиальная схема



## Выводы по главе 2

В главе описаны спроектированные варианты конструкции ППМ АФАР, которые выполнены на основе схожих вариантов. Суммарная площадь тепловыделения каждого из 3-х вариантов конструкции составляет 80 Вт, однако по габаритным размерам ППМ Ка- диапазона (вариант конструкции 3) значительно меньше ППМ Х- диапазона. Электрический расчёт по каждому тепловому макету ППМ АФАР проводился с помощью программы «Proteus 8.6», в которой были просчитаны значения по входному/выходному напряжению и силе тока на каждом участке цепи. На основании расчётов были разработаны электрические принципиальные схемы. Соединение теплонагруженных элементов для всех вариантов конструкции выполнено по параллельной схеме подключения.

### 3 Моделирование процессов тепломассопереноса в плоских тепловых трубах, работающих в составе приемо-передающих модулей

#### 3.1 Проектировочные расчеты

Проектирование тепловых труб традиционно сводится к расчету максимальной передаваемой ими мощности для различной равновесной температуре (насыщения)  $T_0$ . Температура насыщения, определяется при изготовлении ТТ степенью заполнения трубы теплоносителем и реализуемым в ней разрежением и, фактически, является рабочей температурой ТТ. Максимум передаваемой мощности определяется с учетом ограничений работы ТТ по капиллярному пределу (capillary limit), по кипению (переход к пленочному кипению, boiling limit), по звуковому пределу, при котором скорость движения пара достигает скорости звука (sonic limit), по уносу капель жидкого теплоносителя с поверхности фитиля встречным потоком пара (entrainment limit) и по вязкостному ограничению, реализующемуся при пониженных температурах (viscous limit). Эти методики описаны, например, в известной монографии [52] и привлекались для проектирования ТТ различных типов [53 - 67]. Первоначально эти методики применялись для ТТ круглого поперечного сечения, но позже они использовались и для оценки ТТ плоскоовального и прямоугольного поперечного сечения [62] с пересчетом площади прямоугольного поперечного сечения фитиля и зоны течения пара (паропровода).

Расчеты сводятся к вычислению пределов работы ТТ. Предел передаваемой мощности по вязкостному ограничению вычисляется на основании соотношения:

$$Q_{viscous} = \frac{d_v^2 h_{fg}}{64 \mu_v l_{eff}} \rho_v p_v A_v, \quad (3.1)$$

где  $l_{eff} = \frac{l_e}{2} + l_a + \frac{l_c}{2}$  - эффективная длина ТТ,  $h_{fg}$  - удельная теплота парообразования,  $p_v$  - давление насыщения,  $\rho_v$  - плотность пара и  $\mu_v$  - динамическая вязкость пара,  $A_v = a_v b_v$  - площадь поперечного сечения паропровода

прямоугольной формы шириной  $a_v$  и высотой  $b_v$ .

Максимальная мощность, передаваемая без достижения скорости пара значения скорости звука, определяется соотношением:

$$Q_{sonic} = A_v r_v h_{fg} \sqrt{\frac{g_v R_v T_0}{2(g_v + 1)}}, \quad (3.2)$$

где  $\gamma_v$  — показатель адиабаты,  $R_v = 461$  Дж/(кг К) — удельная газовая постоянная паров воды.

Ограничение «по уносу» определяется соотношением:

$$Q_{entrainment} = A_v h_{fg} \sqrt{\frac{r_v \sigma}{2r_h}}, \quad (3.3)$$

где  $\sigma$  — коэффициент поверхностного натяжения воды,  $r_h$  — гидравлический радиус поверхностных пор фитиля.

Ограничение по капиллярному пределу, которое зачастую является наиболее существенным, так как по нему определяют работу ТТ в диапазонах температур, наиболее важных для технических устройств, определяется соотношением:

$$Q_{capillary} = \frac{2S / r_{eff} - r_l g l_{eff} \sin q}{\frac{32 m_l l_{eff}}{d_v^2 A_v r_v h_{fg}} + \frac{m_l l_{eff}}{KA_w h_{fg} r_l}}, \quad (3.4)$$

где  $q$  - угол наклона тепловой трубы относительно горизонта,  $\mu_l, \rho_l$  - вязкость и плотность воды,  $A_w = a_w b_w$  - площадь поперечного сечения слоя фитиля шириной  $a_w$  и толщиной  $b_w$ ,  $r_{eff}$  - эффективный радиус пор фитиля,  $K$  - проницаемость фитиля, вычисляемая по формуле Козени-Кармана:

$$K = \frac{d_{eff}^2 \varepsilon^3}{122 (1 - \varepsilon)^2}, \quad (3.5)$$

где  $d_{eff} = 2 r_{eff}$  — эффективный диаметр пор,  $\varepsilon$  - пористость фитиля.

Уточненные расчетные формулы потерь давления пара в трубках с паропроводом с прямоугольным поперечным сечением были предложены в работах [12, 14]:

$$\Delta P_v = \frac{48 \mu_v l_{eff}}{\rho_v a_v b_v D^2 h_{fg} (1+s)^2 \left(1 - 0.63 s \tanh \frac{\pi}{2s}\right)} Q_{capillary}, \quad (3.6)$$

где  $s = b_v / a_v$  – соотношение размеров паропровода,  $D = 2 a_v b_v / (a_v + b_v)$  – гидравлический диаметр паропровода.

Предел по кипению определяется соотношением:

$$Q_{boiling} = \frac{A_v k_{eff} T_0}{b_w h_{fg} r_v} \left( \frac{2s}{R_n} - \frac{s}{2r_{eff}} \right), \quad (3.7)$$

где  $R_n = 2$  мкм критический радиус зародыша парового пузыря;  $k_{eff}$  – эффективный коэффициент теплопроводности насыщенного фитиля, определяемый через теплопроводность каркаса (медь)  $k_s$  и теплопроводность воды

$$k_l \text{ из соотношения: } k_{eff} = \frac{b - e}{b + e} k_l, \quad b = \left(1 + \frac{k_s}{k_l}\right) / \left(1 + \frac{k_s}{k_l}\right).$$

На основании соотношений (3.1) - (3.5) определяются пределы работы ТТ. Для заданной температуры вычисляются все эти пределы и наименьший из них определяет максимальную мощность, передаваемую ТТ, и механизм, препятствующий дальнейшему повышению передаваемой мощности.

С точки зрения проектирования, важной также является возможность оценить температуру нагрева в области источников тепла (эта температура лимитируется требованиями к оборудованию – транзисторам, усилителям и т.п.). Ориентировочное значение перепада температуры между зоной конденсации и зоной испарения может быть найдено через полное термосопротивление тепловой трубки  $R_{ov}$  и заданную мощность источников тепла  $Q$  по формуле:  $\Delta T = R_{ov} Q$ .

Соответственно, температуру в области зоны испарителя можно оценить по формуле:

$$T_e = T_0 + \Delta T / 2 = T_0 + R_{ov} Q / 2 \quad (3.8)$$

Полное термосопротивление плоской ТТ определяется в предположении нулевого эффективного термосопротивления зоны паропровода (которое ничтожно мало, по сравнению с термосопротивлением стенки и фитиля) из соотношения:

$$R_{ov} = 2R_{e,c} + \frac{1}{\frac{1}{2(R_s + R_w)} + \frac{1}{R_{w,s}}}, \quad (3.9)$$

где  $R_{e,c} = h_{e,c}/k_{e,c}$  - контактное термосопротивление, реализующееся между источником/элементом охлаждения и поверхностью ТТ, вычисляемое, как отношение толщины слоя термопасты  $h_{e,c}$  к ее теплопроводности  $k_{e,c}$ ;  $R_s = b_s/k_s$  - термосопротивление стенки ТТ в направлении ее толщины,  $R_w = b_w/k_{eff}$  - термосопротивление фитиля ТТ в направлении толщины;  $R_{w,s} = L / (A_w k_{eff} + A_s k_s)$  - суммарное термосопротивление стенки и слоя фитиля ТТ в направлении ее длины  $L$ ,  $A_s = a_s b_s$  - площадь поперечного сечения стенки ТТ шириной  $a_s$  и толщиной  $b_s$ .

Таким образом, при заданной длине  $L$ , эффективное термосопротивление ТТ, фактически, определяется свойствами фитиля и соотношением толщин фитиля, стенки корпуса и высоты зоны паропровода. Эти параметры, как было сказано выше, определяются и из проектировочного расчета при определении ограничений работы ТТ по капиллярному, звуковому и т.д. пределам.

Фактически, возникает два противоположных эффекта:

1. Увеличение толщины фитиля и его пористости может быть необходимо для повышения капиллярного предела ТТ.

2. В то же время увеличение толщины фитиля повышает термосопротивление трубки и, соответственно, может приводить к перегреву охлаждаемых элементов.

В результате возникает необходимость одновременного увеличения толщины фитиля, толщины стенок, высоты зоны паропровода (которая уменьшается при увеличении толщины фитиля), и, в итоге, увеличивается общая толщина ТТ, что может быть недопустимо с точки зрения имеющихся фиксированных зазоров между ППМ АФАР. Также при увеличении толщины

фитиля могут «срабатывать» и другие пределы, например, по кипению. Проведение предварительных расчетов должно позволить оценить принципиальную возможность использования ТТ в заданной конструкции АФАР и выбрать оптимальные параметры ТТ.

Проектирование проводится для двух типов ТТ (в соответствии с рисунком 3.1). Первый вариант соответствует корпусу ППМ АФАР X-диапазона, второй вариант – варианту корпуса ППМ АФАР Ka-диапазона. Интегральное тепловыделение в корпусах может составлять до 80 Вт. Во втором варианте проектирование необходимо производить на мощность 40 Вт с учетом симметрии ТТ в направлении теплопередачи.

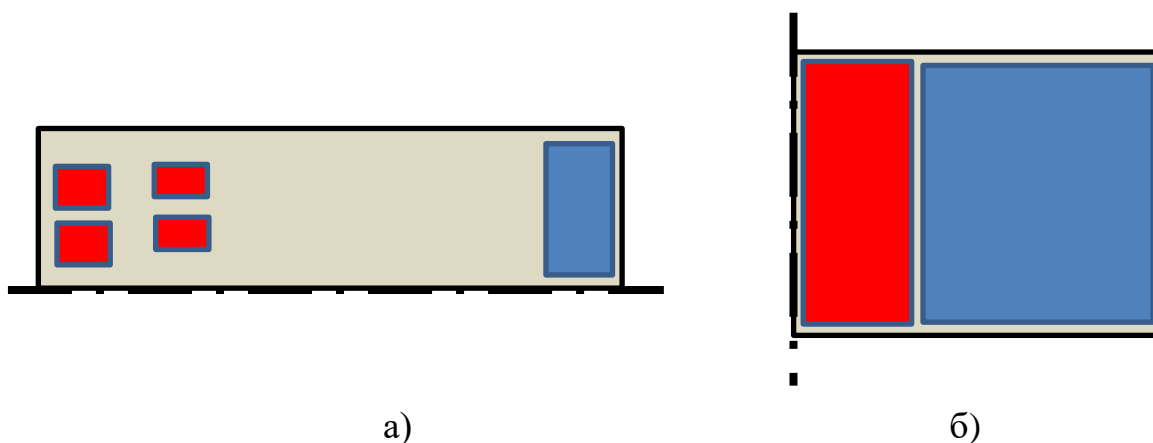


Рисунок 3.1 - Проектируемые варианты ТТ для корпусов ППМ X- (а, вариант 1) и Ka-диапазонов (б, вариант 2), работающих, соответственно, на теплоперенос и теплораспределение

Основная задача расчета – оценка необходимой толщины ТТ и параметров фитиля (толщины, пористости, размера пор), для обеспечения их работоспособности в условиях наклона на угол 55 градусов к горизонту. Максимальная допустимая толщина ТТ для варианта 1 составляет  $H = 3,5$  мм, и для варианта 2 максимальная толщина –  $H = 2$  мм. Эта толщина, соответственно, складывается из двух толщин медных стенок  $b_s = 0,4$  мм, толщины фитиля, которую первоначально примем равной  $b_s = 0,4$  мм, и высоты зоны паропровода, которую зададим первоначально равными  $b_v = H - 2 b_s - b_w = 2,3$  мм или 0,8 мм. Ширина ТТ

составляет  $a_w = a_s = 70$  мм в первом варианте и  $a_w = a_s = 44$  мм во втором. С учетом присутствия внутри ТТ «колонн» фитиля, обеспечивающих жесткость ТТ на смятие, эффективная ширина зоны паропровода меньше внешнего габаритного размера и составляет  $a_v = 0.6 a_w$ . Протяженность зоны испарителя составляет  $l_e = 100$  мм (1 вариант) и  $l_e = 43$  мм (2 вариант, с учетом симметрии). Протяженность зоны конденсатора  $l_c = 60$  мм для обоих вариантов. Протяженность адиабатического участка ТТ в первом варианте равна  $l_a = L - l_e - l_c = 350 - 100 - 60 = 190$  мм. Во втором варианте адиабатический участок отсутствует, и ТТ, фактически, работает, как теплораспределяющее основание. Проектирование будем проводить для наиболее сложного случая наиболее работы ТТ при ее наклоне 55 градусов относительно горизонта, при расположении зоны испарителя выше зоны конденсатора.

Рассматриваются четыре варианта рабочей температуры ТТ (температуры насыщения)  $T_0 = \{40, 50, 60, 70\}$  °С, для которых будем определять пределы работы по передаваемой мощности тепловыделения. Для обоих вариантов ТТ будем предполагать равномерный подвод тепла в области испарителя (вообще говоря, в этой зоне расположено несколько дискретных источников, уточненный расчет для которых представлен в следующем разделе отчета). В расчетах будем учитывать зависимость некоторых характеристик пара и воды от рабочей температуры. Во-первых, давление насыщения пара для указанных температур составляет:  $p_v = \{7400, 12300, 19900, 31100\}$  Па. Плотность пара  $\rho_v = \{0.051, 0.083, 0.13, 0.198\}$  кг/м<sup>3</sup>, удельная теплота парообразования  $h_{fg} = \{2406, 2382, 2358, 2333\}$  кДж/кг, поверхностное натяжение воды  $\sigma = \{0.069, 0.067, 0.066, 0.064\}$  Н/м, вязкость воды  $\mu_l = \{0.00065, 0.00055, 0.00047, 0.0004\}$  Па с. Вязкость пара  $\mu_v = 0.000011$  Па с, показатель адиабаты пара  $\gamma_v = 1.3$ , плотность воды  $\rho_l = 985$  кг/м<sup>3</sup>. Эффективный радиус пор в объеме и на поверхности фитиля  $r_{eff} = 50$  мкм и пористость  $\varepsilon = 0.6$ . Теплопроводность воды  $k_l = 0.65$  Вт/(м·К) и меди  $k_s = 380$  Вт/(м·К). Толщина и теплопроводность терморасты, необходимые для оценки контактного термосопротивления, принимаются равными  $h_{e,c} = 100$  мкм и  $k_{e,c} = 0.2$  Вт/(м·К).

### 3.1.1. Результаты расчета для первого варианта тепловой трубы

Результаты проектировочного расчета (зависимости различных пределов ТТ от рабочей температуры) для первого варианта ТТ приведены в соответствии с рисунком 3.2. Для выбранных параметров ТТ определяющим могут являться капиллярный предел и предел по кипению, определяющие возможность возвращения жидкости в зону испарения за счет капиллярных сил в фитиле. Все остальные пределы оказываются выше и не реализуются. Использование расчетной формулы (3.5) не дает существенного уточнения значения капиллярного предела. Значения капиллярного предела и предела по кипению для случаев горизонтального и наклонного расположения ТТ приведены в соответствии с рисунком 3.3(a). В горизонтальном положении выбранная структура ТТ позволяет передать заданные 50 Вт без достижения предела (в данном случае по кипению) при рабочей температуре около 50 °С.

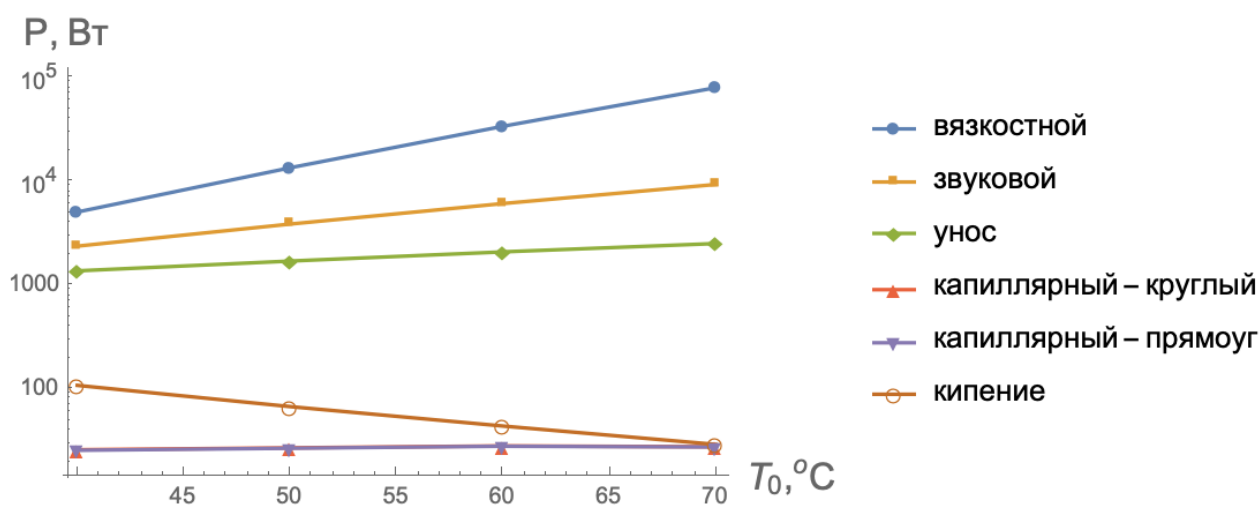


Рисунок 3.2 - Зависимость рассчитываемых пределов работы ТТ от заданной температуры насыщения



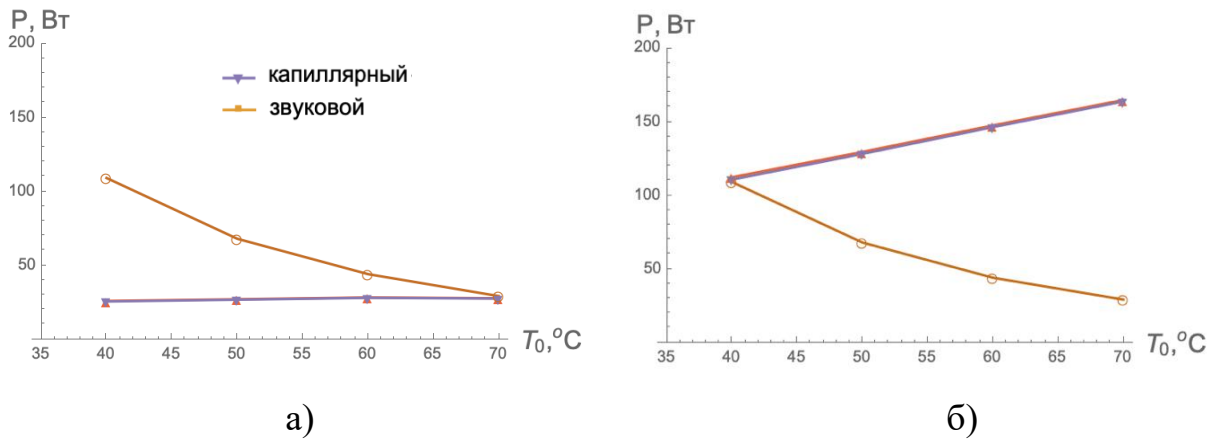


Рисунок 3.3 - Пределы по кипению ТТ и капиллярный, в зависимости от рабочей температуры для расположения ТТ под наклоном (а) и горизонтально (б)

По расчетам, удастся добиться передачи 80 Вт при наклоне ТТ на 55 градусов при температуре насыщения 45 °С, которая соответствует давлению насыщения внутри трубки ~10 КПа (в соответствии с рисунком 3.4). В этом случае, максимальный нагрев в области подвода тепла, определяемый выражением (3.9) составляет порядка 50 °С. Это значение является приемлемым, однако, оно является заниженным и требует уточнения, которое далее будет представлено, так как в ППМ тепло подводится локально на малых площадках, а в проектировочном расчете задается средний поток, равномерно подводимый ко всей зоне испарителя.

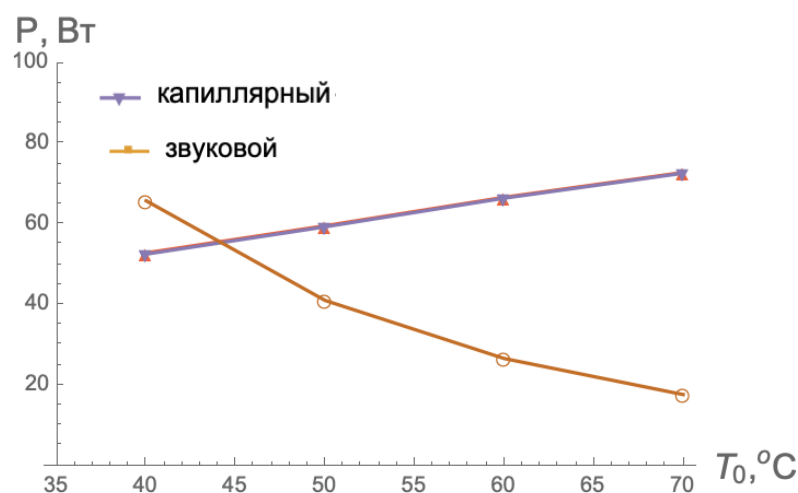


Рисунок 3.4 - Капиллярный предел и предел по кипению ТТ, в зависимости от рабочей температуры для случая наклонного расположения ТТ и измененных параметров фитиля

### 3.1.2. Результаты расчета для второго варианта тепловой трубы

Расчет пределов работы для второго варианта ТТ с первоначально выбранными параметрами приведен в соответствии с рисунками 3.5 и 3.6(а). Здесь также оказывается не существенным использование уточненного решения для прямоугольного сечения канала паропровода и также, необходимо менять параметры ТТ для повышения пределов ее работы. В данном случае предел работы ТТ определяется явлением пленочного кипения, причем он не зависит от ориентации ТТ (см. формулу (3.7)). Капиллярный предел оказывается не столь важен, так как расстояние, на которое требуется отвести тепло во втором варианте ТТ намного меньше, чем в первом варианте. Расчет для рассматриваемой структуры ТТ приведен в соответствии с рисунком 3.6(б). Здесь толщина слоя фитиля уменьшена в 2 раза до 200 мкм, а высота зоны паропровода увеличена с 200 мкм до 1 мм. В этом случае удастся обеспечить работоспособность ТТ на случай передачи мощности до 40 Вт при температуре насыщения ТТ порядка 45 °С. Капиллярный предел ТТ при этом снижается, но остается на достаточном высоком уровне (он не показан на рисунке 3.6(б) так как превышает 100 Вт). Температура нагревающего элемента, оцениваемая на основании выражения (3.9), составляет, в этом случае порядка 57 °С.

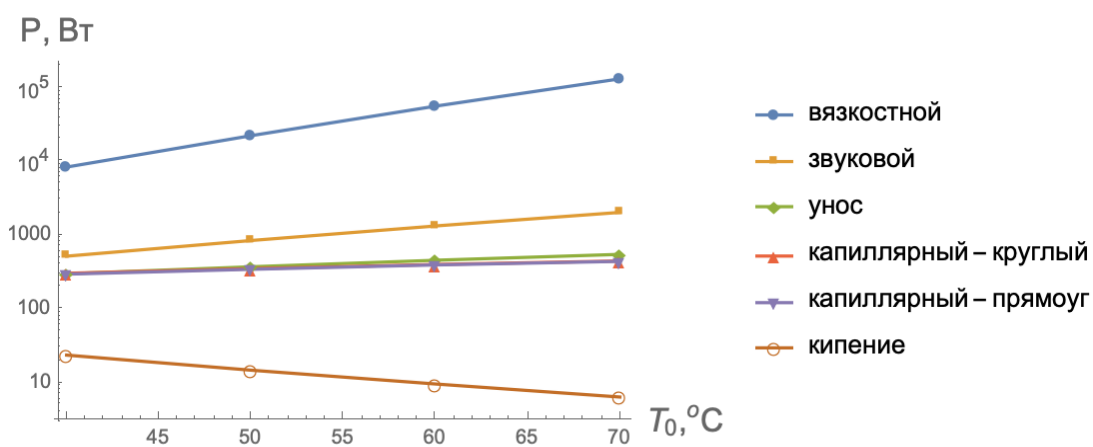


Рисунок 3.5 - Зависимость рассчитываемых пределов работы ТТ второго варианта от заданной температуры насыщения

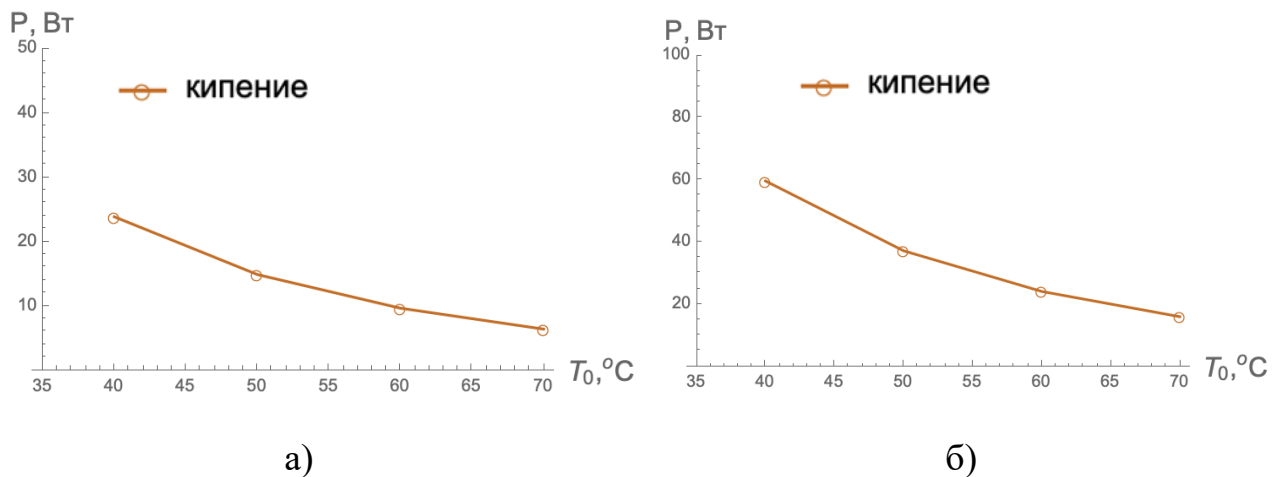


Рисунок 3.6 – Пределы капиллярный и по кипению ТТ для исходных значений параметров (а) и для оптимизированного варианта (б)

### 3.2. Разработка математической модели тепломассопереноса в плоских тепловых трубах

Для моделирования ТТ будем использовать модель плоских тепловых труб, предложенную в работе [68] и использованную в работах [69-71] в различных усложненных и модифицированных вариантах. Аналогичная модель также применялась в работе [72]. Рассматриваем плоскую постановку задачи, что допустимо для рассматриваемых плоских ТТ. Установившийся процесс теплопередачи в стенке ТТ, на которой установлены источники, определяется решением следующей краевой задачи:

$$k_s H_s \nabla^2 T = \phi + h(t - T_{sat})$$

$$\nabla T \cdot n = 0$$

где  $k_s$  – теплопроводность медной стенки,  $H_s$  – ее толщина,  $T(x, y)$  – поле температуры,  $\phi$  – подводимый/отводимый тепловой поток, который в зоне испарителя равен  $\phi_0$ , а в зоне конденсатора ( $-\phi_0 \eta$ ), где  $\eta$  – отношение площади конденсатора к площади испарителя,  $h = k_{eff}/H_l$  – коэффициент теплопередачи от

стенки корпуса ТТ к зоне паропровода, вычисляемый, как отношение теплопроводности насыщенного фитиля  $k_{eff}$  к его толщине  $H_l$ , причем:

$$k_{eff} = \frac{b - e}{b + e} k_l, \quad b = \left(1 + \frac{k_s}{k_l}\right) / \left(1 + \frac{k_s}{k_l}\right).$$

Течение жидкости в пористом фитиле определяется моделью Дарси:

$$\rho_l \nabla \cdot (H_l u_l) = -\alpha$$

$$u_l = -\frac{K}{\mu_l} \nabla P_l$$

$$u_l \cdot n = 0$$

$$P_l^* = P_l + \rho_l g H_l(x, y)$$

где  $\alpha = \frac{h(T - T_{sat})}{L_v}$  - скорость испарения жидкости, которое по предположению

происходит только на поверхности фитиля.

Течение газа в паропроводе описывается приближенно на основе решения для скорости ламинарного потока между двумя плоскими стенками:

$$\rho_v \nabla \cdot (H_v u_v) = -\alpha$$

$$u_v = -\frac{12H_v^2}{\mu_v} \nabla P_v$$

$$u_v \cdot n = 0$$

Для реализации численного конечно-элементного моделирования была использована система Comsol Multiphysics. Расчеты проводились с использованием модулей General Form PDE, в которых были запрограммированы представленные краевые задачи. Фактически, Решаются квазистационарное уравнение теплопроводности в направлении длины ТТ, нестационарная задача о ламинарном течении пара и квазистационарная задача о фильтрации теплоносителя в пористом фитиле (то есть для задач фильтрации и теплопроводности время входит, как параметр):

$$\left\{ \begin{array}{l}
 x \in [0, L]: \\
 k_s H_s \frac{d^2 T}{dx^2} = h_p(P_v)(T - T_{sat}(P_v)) + h_0(T - T_0) + \phi, \\
 \rho_l H_l \frac{du_l}{dx} = -\alpha, \\
 \rho_v(T) H_v \frac{\partial u_v}{\partial x} = \alpha + \varepsilon \frac{\partial P_v}{\partial t}, \\
 \\
 x = 0: \quad q = 0, \quad u_v = 0, \quad u_l = 0 \\
 x = a: \quad T = T_0, \quad u_v = 0, \quad u_l = 0 \\
 t = 0: \quad T = T_0, \quad P_l = P_v = P_0
 \end{array} \right. \quad (3.10)$$

где

$T(x)$  – температура стенки корпуса,  $k_s$  – коэффициент теплопроводности материала стенки корпуса,

$H_s$  – толщина стенки,

$$\phi = \begin{cases} P / (a_1 b), & x \leq a_1 \\ 0, & x > a_1 \end{cases} \quad \text{- подводимый тепловой поток в зоне испарителя,}$$

протяженность которой составляет  $a_1$ ,

$$h_p = \begin{cases} k_l / H_l, & P_l - P_{l,\min} < P_c \\ 0.001 k_l / H_l, & P_l - P_{l,\min} \geq P_c \end{cases} \quad \text{- коэффициент теплопередачи от стенки}$$

корпуса основания к внутреннему пространству (паропроводу), который, в случае нормальной работы ТТ определяется отношением коэффициента теплопроводности слоя фитиля, насыщенного жидкостью,  $k_l$  к его толщине  $H_l$ ; а в случае достижения капиллярного предела снижается в 1000 раз (эта величина снижения  $h_p$  выбрана приближенно для описания имеющихся экспериментов), причем момент наступления этого критического состояния определяется превышением перепада давления в фитиле ( $P_l - P_{l,\min}$ ) и значением капиллярного предела  $P_c$ , который составляет  $\sim 10$ - $11$  кПа для рассматриваемых материалов,

$h_0$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности стенки во внешнюю среду, который в условиях свободной конвекции при нормальной температуре окружающей среды  $T_0 = 25$  °С, принимается равным  $5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ ,

$T_{sat}(P_v)$  – температура насыщенного пара воды в паропроводе, зависящая от давления, которое в свою очередь определяется по результатам расчета гидродинамики пара в паропроводе для заданных условиях нагрева,

$q = -k_s dT/dx$  – тепловой поток в стенке корпуса, вычисляемый через коэффициент теплопроводности материала корпуса  $k_s$ ,

$u_l = -(K / \mu_l) dP_l / dx$  – скорость фильтрации жидкости в фитиле,

$P_l$  – давление жидкости в фитиле,

$a = h_p (T - T_{sat}(P_v)) / L_v$  – скорость испарения жидкости, вычисляемая, как отношение подводимого потока тепла к теплоте парообразования  $L_v$ ,

$u_v = -(12H_v^2 / \mu_v) dP_v / dx$  – скорость течения газа в паропроводе,

$P_v$  – давление пара в паропроводе,

$H_v$  – высота зоны паропровода (расстояние между стенками корпуса тепловой трубы);

$\rho_v, \mu_v, \rho_l, \mu_l$  – плотность и вязкость насыщенного пара и жидкости, вычисляемые с учетом их зависимости от температуры,

$\varepsilon$  – величина, определяющая скорость изменения давления пара во времени, которая является фиктивной, и ее введение связано с необходимостью учета начальных условий и зависимости давления пара от интенсивности нагрева ОС; в расчетах эта величина полагалась равной  $10^{-5}$ ,

$a, b$  – длина и ширина тепловой трубы,

$K$  – коэффициент проницаемости фитиля.

Полное давление жидкости в порах фитиля вычислялось с учетом гравитационных сил:

$$P_l^* = P_l + r_l g(a - x) \sin \varphi,$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $\theta$  – угол наклона ОС относительно горизонта.

Таким образом, предлагается модифицированный вариант математической модели тепломассопереноса (3.10), учитывающий особенность работы тепловой трубы против гравитации и явления капиллярного предела, приводящие к нарушению двухфазного механизма передачи тепла. Модель используется далее для решения одномерных и двумерных задач о тепломассопереносе в тепловых трубах сложной формы с одним и несколькими источниками тепла при проведении тестовых расчетов и проектировании окончательного варианта ППМ АФАР. Эти расчеты сопоставлены с результатами испытаний ТТ в составе и вне тепловых макетов для ППМ АФАР.

### 3.3 Идентификация параметров модели

#### 3.3.1 Микроструктура и пористость капиллярно-пористого материала

Рассмотрим пористый фитиль и проанализируем его основные эксплуатационные характеристики: проницаемость фитиля и капиллярность пористой структуры фитиля, которая определяет его функциональные способности по движению конденсированной рабочей жидкости к зоне испарения. Для разработки требований к параметрам микроструктуры применяемых капиллярно-пористых материалов и получения наилучшей комбинации их свойств, рассмотрим следующую задачу оптимизации. Целевой функцией, для которой ищем максимум, является величина мощности, которая может быть передана через ТТ без достижения одного из пределов работы. Эта мощность определяется, как минимум из всех ограничений ТТ, определенных выражениями (3.1) - (3.6):

$$Q = \min(Q_{viscous}, Q_{sonic}, Q_{entrainment}, Q_{capillary}, Q_{boiling}) \quad (3.11)$$

В качестве ограничений поиска задаем допустимые диапазоны изменения параметров модели, а также учитываем требование по ограничению максимальной

температуры нагрева в зоне установки источников тепла не выше  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В качестве переменных будем использовать параметры микроструктуры материала – объемное содержание и средний размер пор, а также толщину слоя фитиля и рабочую температуру ТТ. Решения будем искать для различных расстояний между зоной испарения и зоной конденсации (то есть расстояние, на которое требуется отводить тепло) и различных толщин ТТ. Таким образом, получаем следующую формулировку задачи оптимизации:

$$\begin{cases} \max : & Q(r, \varepsilon, b_w, T_0), \\ \text{s.t.} : & T < 75^{\circ}\text{C}, \quad 40 \leq T_0 \leq 70 \\ & r_0 \leq r \leq r_1, \quad \varepsilon_0 \leq \varepsilon \leq \varepsilon_1, \quad 0 < b_w < b - 2b_s \end{cases} \quad (3.12)$$

Как было установлено, для рассматриваемых материалов применяемые аналитические оценки зависимости свойств фитиля от параметров микроструктуры оказываются достаточно точными, и они будут использованы, в частности, в данном разделе отчета для определения коэффициента проницаемости и капиллярного давления в фитиле. Также будем учитывать, что пористость материала не может быть слишком высокой для обеспечения его достаточной прочности при сжатии (внутри ТТ формируются вставки из капиллярно-пористого материала, разделяющие стенки ТТ и обеспечивающие ее прочность на смятие). Ширину ТТ будем рассматривать фиксированную – 1 см. Таким образом, определяемое из решения задачи значение для максимальной передаваемой мощности ТТ, будет соответствовать основанию шириной 1 см, а для более широких ТТ следует это значение увеличивать пропорционально увеличению их ширины. Все расчеты проводятся на случай работы ТТ против гравитации под углом в  $55$  градусов к горизонту.

В вычислениях будем рассматривать изменение среднего размера пор в диапазоне от  $10$  до  $100$  мкм и пористости от  $40$  до  $60$  %. Толщина фитиля изменяется в пределах (не включая эти пределы) от нуля до значения равного полному расстоянию между стенками корпуса ТТ ( $b - 2b_s$ ), где  $b$  – заданная полная толщина ТТ и  $b_s$  – толщина стенок корпуса. Рабочая температура изменяется в



диапазоне от 40 до 70 °С, при этом, для построения численных решений задачи оптимизации, зависимости физических свойств теплоносителя от температуры аппроксимируются непрерывными функциями.

Решение задачи (3.11) - (3.12) было построено в системе Wolfram Mathematica с использованием алгоритма «дифференциальной эволюции», который предназначен для численного решения задач глобальной нелинейной оптимизации. Рассматриваемая задача является существенно нелинейной (включает нелинейную и негладкую зависимость целевой функции от параметров и содержит несколько локальных максимумов) и содержит в себе ограничения в виде неравенств, что накладывает ограничения на возможность применения многих стандартных методов оптимизации. Также можно отметить, что, например, методы “имитации отжига” и Нельдера-Мида не позволяют эффективно находить наилучшие наборы параметров и прогнозируют максимально достижимые показатели ТТ от 10 до 20 % ниже, по сравнению с выбранным алгоритмом решения. Метод прямого перебора параметров также оказывается не эффективным для рассматриваемой задачи, так как требует рассмотрения очень большого количества расчетных точек ( $\sim 10^6$ ) для поиска оптимального решения. Наборы оптимальных решений с габаритными размерами представлены в таблицах 3.1 и 3.2.

Таблица 3.1 - Решение задачи оптимизации для пористости фитиля 60 %

№	$L$ , мм	$b$ , мм	$Q$ , Вт	$d$ , мкм	$\varepsilon$	$b_w$ , мкм	$T_0$ , °C	$\Delta T$ , °C	$T_{max}$ , °C
1	10	1	1,49	36,54	0,6	60	70	1,5	70,7
2	10	2	11,30	110,70	0,6	230	40	11,3	45,7
3	10	3	17,19	130,00	0,6	300	40	17,2	48,6
4	10	3,5	19,40	132,88	0,6	330	40	19,4	49,7
5	100	1	0,64	27,26	0,6	70	70	0,6	70,3
6	100	2	5,19	57,58	0,6	410	40	5,2	42,6
7	100	3	8,06	66,49	0,6	550	40	8,1	44,0
8	100	3,5	9,14	67,48	0,6	620	40	9,1	44,6
9	200	1	0,36	21,35	0,6	80	70	0,4	70,2
10	200	2	2,96	38,04	0,6	540	42	3,0	43,7
11	200	3	4,79	42,94	0,6	790	40	4,8	42,4
12	200	3,5	5,47	43,60	0,6	890	40	5,5	42,7
13	300	1	0,23	20,00	0,6	80	70	0,2	70,1
14	300	2	1,95	28,90	0,6	600	46	2,0	47,3
15	300	3	3,26	31,69	0,6	990	40	3,3	41,6
16	300	3,5	3,75	32,17	0,6	1130	40	3,8	41,9

\* $L, b$  - расстояние, на которое отводится тепло, и ширина ТТ;

$Q$  – найденная максимально передаваемая мощность через ТТ шириной 1 см;

$d, \varepsilon, b_w$  – средний размер пор, пористость и толщина фитиля;

$T_0, \Delta T, T_{max}$  - рабочая температура тепловой трубы, перепад по длине и максимальная температура ТТ.

Здесь же указаны найденные максимальные значения мощности источников тепла. Эта мощность может быть передана через ТТ с оптимальной конфигурацией капиллярно-пористого материала фитиля. Также указаны прогнозируемые значения перепада температуры между зонами конденсации и испарения, и максимальная температура нагрева источников. Видно, что уменьшение толщины ТТ с 3 до 1 мм приводит к снижению предела передаваемой мощности в 15 - 20 раз,

а увеличение в три раза расстояния (со 100 до 300 мм), на которое отводится тепло, приводит к снижению передаваемой мощности в два раза.

Таблица 3.2 - Решение задачи оптимизации для пористости фитиля 50%

№	$L$ , мм	$b$ , мм	$Q$ , Вт	$d$ , мкм	$\varepsilon$	$b_w$ , мкм	$T_0$ , °C	$\Delta T$ , °C	$T_{max}$ , °C
1	10	1	0,82	49,22	0,5	70	70	0,8	70,4
2	10	2	5,94	119,05	0,5	310	40	5,9	43,0
3	10	3	8,91	133,31	0,5	410	40	8,9	44,5
4	10	3,5	10,05	135,18	0,5	460	40	10,0	45,0
5	100	1	0,33	33,93	0,5	80	70	0,3	70,2
6	100	2	2,57	60,16	0,5	530	40	2,6	41,3
7	100	3	4,03	67,40	0,5	740	40	4,0	42,0
8	100	3,5	4,59	68,15	0,5	830	40	4,6	42,3
9	200	1	0,18	25,36	0,5	90	70	0,2	70,1
10	200	2	1,40	39,58	0,5	630	45	1,4	46,0
11	200	3	2,32	43,28	0,5	1030	40	2,3	41,2
12	200	3,5	2,67	43,86	0,5	1170	40	2,7	41,3
13	300	1	0,11	20,30	0,5	100	70	0,1	70,1
14	300	2	0,91	29,88	0,5	690	50	0,9	50,8
15	300	3	1,53	31,75	0,5	1250	40	1,5	40,8
16	300	3,5	1,78	32,25	0,5	1440	40	1,8	40,9

Из расчетов следует также, что решение всегда содержит максимально допустимое значение объемного содержания пористости – в таблице 3.1 это значение равно 60 %. С практической точки зрения такое значение пористости может быть иногда слишком большим, поэтому в таблице 3.2 приведены решения задачи оптимизации с ограничением на максимальную пористость 50 %. В этом случае допустимая мощность источников, снижается, приблизительно, в два раза.

Из полученных решений следует, что чем меньше длина ТТ, тем меньше отношение оптимального среднего размера пор к толщине фитиля [73]. Для коротких ТТ, работающих преимущественно на теплораспределение

оптимальным оказывается наличие крупных пор в структуре фитиля, средний размер которых всего в два раза меньше толщины слоя фитиля. Объясняется этот результат тем, что для коротких ТТ падение давления в паропроводе и в фитиле оказывается незначительным и капиллярное давление в фитиле может быть небольшим. Наличие крупной пористости позволяет получить максимальную проницаемость фитиля и повысить рабочие параметры ТТ. Для протяженных ТТ (первый вариант спроектированной ТТ приведен в разделе 3.1), необходимо, наоборот, повышение капиллярного давления, так как именно капиллярный предел является основным ограничением работы таких ТТ. Для этого необходимо создавать фитили с небольшим размером пор, обеспечивающим повышение капиллярного давления. Отметим также, что для оснований малой толщины (1 мм) более оптимальными оказываются повышенные рабочие температуры до 70 °С, в то время как для больших толщин приемлемыми оказываются обычные рабочие температуры от 40 до 50 °С. В целом, для оснований толщиной 1 мм найденные значения передаваемой мощности оказываются крайне малы, и для создания таких изделий требуется использование более сложных конфигураций ТТ с супергидрофобными фитилями и неводными теплоносителями.

Иллюстрация к найденным решениям задачи оптимизации представлена в соответствии с рисунком 3.7. Здесь показана зависимость капиллярного и звукового предела ТТ от среднего размера пор для основания длиной 350 мм и толщиной 3.5 мм. На рисунках видно, что существует явно выраженный максимум целевой функции (максимально передаваемой через ТТ мощности), который реализуется при строго определенных значениях параметров модели: среднем размере пор, порядка, 30 мкм, общей толщине фитиля 1.2 мм и рабочей температуре 40 °С. При этом, при увеличении рабочей температуры ТТ происходит смена основного рабочего предела ТТ с капиллярного на звуковой (в соответствии с рисунком 3.7(б)), что и определяет «негладкое» изменение целевой функции на рисунке 3.7(а).

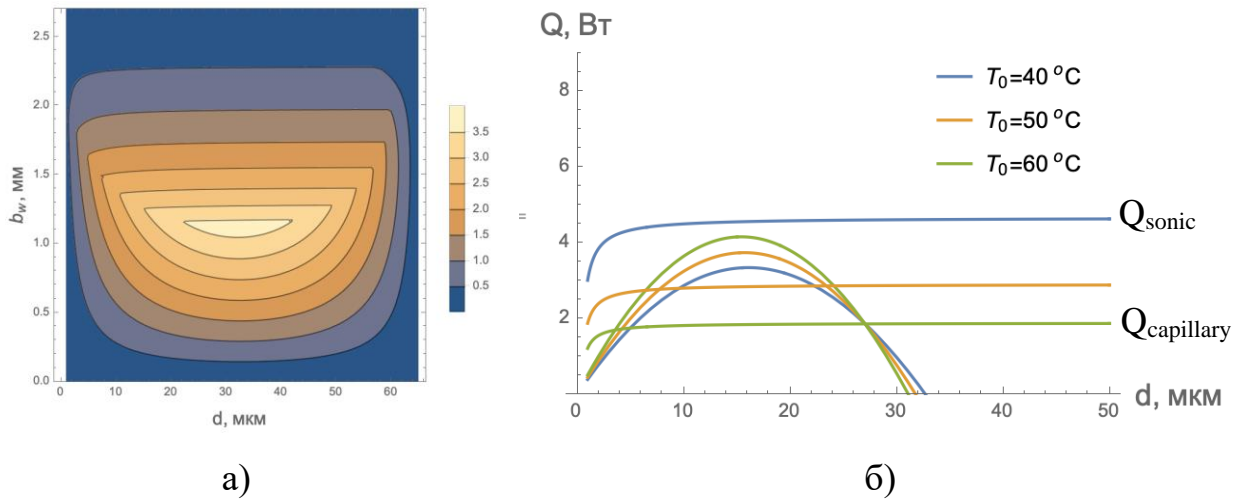


Рисунок 3.7 - Иллюстрация к решению задачи оптимизации: а) - зависимость максимальной передаваемой ТТ мощности от среднего размера пор и толщины фитиля (показана цветом, Вт); б) - зависимость капиллярного и звукового пределов ТТ от размера фитиля для разных рабочих температур

В качестве основного результата данного раздела, в соответствии с рисунками 3.8 и 3.9 представлена зависимость максимально возможной мощности источников, которая может быть передана через ТТ, от длины и толщины её, которая определяется конструкцией ППМ.

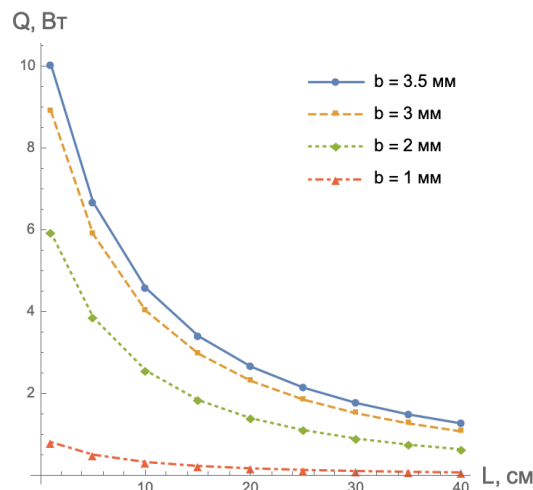


Рисунок 3.8 - Максимальная мощность, которая может быть передана ТТ шириной 10 мм, длиной  $L$  и толщиной  $b$  при пористости фитиля 50 %

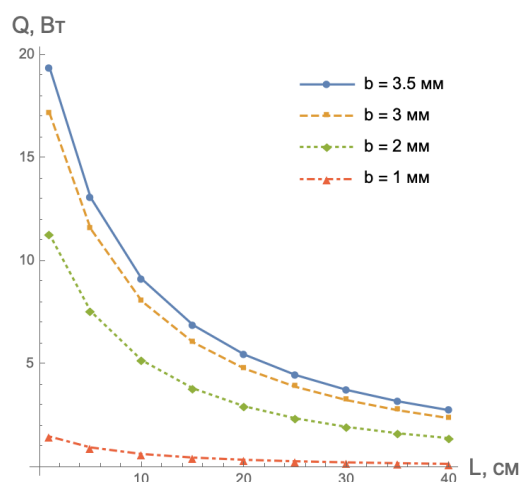


Рисунок 3.9 - Максимальная мощность, которая может быть передана ТТ шириной 10 мм, длиной L и толщиной b при пористости фитиля 60 %

Расчеты выполнены для пористости фитиля 50 % и 60 %. Каждая точка на представленных графиках найдена в результате решения задачи оптимизации и соответствует оптимальному значению размера пор, толщины фитиля и рабочей температуры ТТ (конкретные значения оптимальных параметров представлены в таблицах 3.1 и 3.2). Таким образом увеличение длины ТТ требует увеличения толщины слоя фитиля для повышения капиллярного предела, а уменьшение толщины ТТ требует, наоборот, уменьшения толщины слоя фитиля для повышения звукового предела. Именно эти подходы и были использованы при проектировании вариантов ТТ в разделе 3.1.

Пользоваться представленными графиками следует следующим образом: для заданных в конструкции допустимых габаритов ТТ, необходимо выбрать соответствующую точку на графике и определить максимальную мощность  $Q$ , которая может быть отведена от участка ППМ шириной 10 мм. Далее необходимо выбрать необходимую ширину основания  $a$ , которая позволит отвести требующуюся полную мощность  $Q_0$  от источников тепла по следующей формуле:

$$a = 10 \text{ мм} \cdot (Q_0 / Q).$$

Также может быть использован обратный подход: первоначально оцениваем величину теплового потока, приходящегося на 10 мм ширины ППМ, а затем

определяем по рисункам 3.8 и 3.9 необходимую толщину ГТ для отведения тепла на заданное расстояние. Под шириной имеется ввиду размер ППМ в направлении, перпендикулярном направлению отвода тепла.

### 3.3.2 Капиллярное давление

Максимальное капиллярное давление в образцах капиллярно-пористых материалов определялось гравитационным методом. Использовалась экспериментальная установка (в соответствии с рисунком 3.10), в состав которой входят:

1. Емкость 1, содержащая необходимый уровень жидкости;
2. Образец 2 с нанесенными на них делениями для удобства снятия показаний;
3. Штатив 3 для удержания образца в вертикальном положении;
4. Аппарат для видеосъемки, секундомер.

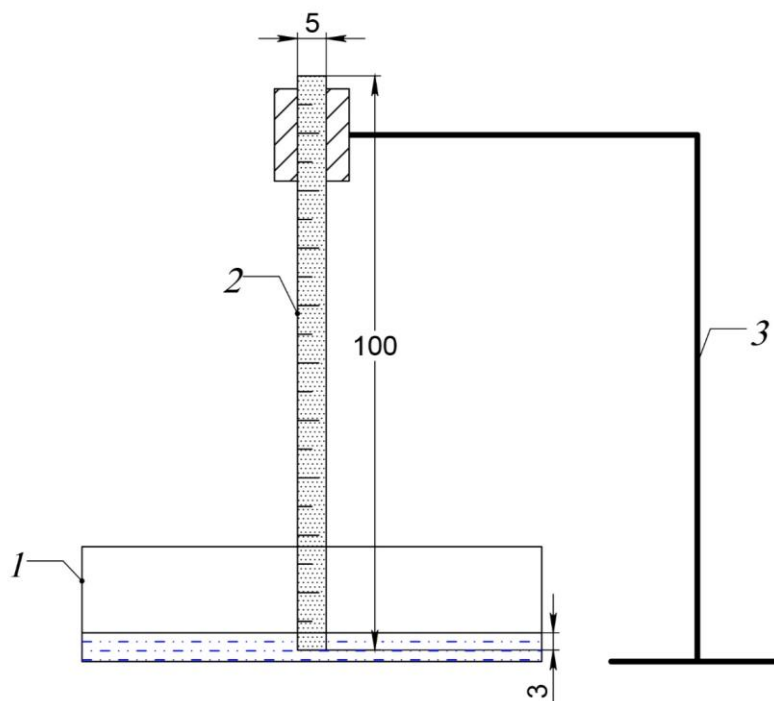


Рисунок 3.10 - Общий вид экспериментальной установки

Перед началом испытаний все образцы были обмерены и проверены на наличие сколов, трещин и других дефектов. Стандартный образец из капиллярно-пористого материала на основе меди имеет следующие параметры: длина – 100 мм, ширина – 5 мм, толщина 2 мм. Медные образцы обозначены далее, как № 1, 2, 3 и 4. В испытаниях были использованы образцы, содержащие от 50 до 55 % пористости, что по расчетам позволяет получить приемлемый уровень эксплуатационных характеристик ТТ для заданных условий работы. Эффективный размер пор в образце составляет от 30 до 40 мкм. Характерная микроструктура медного образца представлена на рисунке 3.11. Фазовый состав медных образцов, определенный методом микрорентгеноспектрального анализа, следующий (масс. доли): О - 0.5, Al - 0.13, Si - 0.79, Cu - остальное (образцы подвергнуты предварительной обработке в восстанавливающей среде в течение 30 мин при 200 °С, что обеспечивает их гидрофильность).

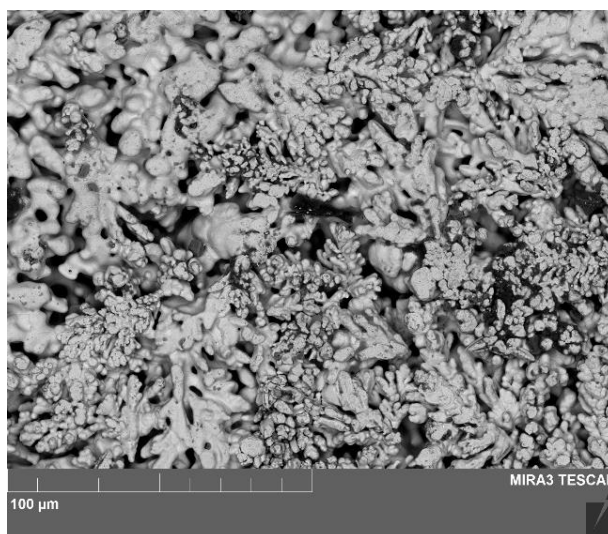


Рисунок 3.11 - Характерная микроструктура медных образцов капиллярно-пористых материалов, которые были испытаны для определения капиллярно-пористого давления

Экспериментальная часть исследования состоит в следующем: образец опускается в емкость с жидкостью одним концом на уровень 3 мм, одновременно включается видеосъемка и секундомер. Под действием возникшей разности



давлений на уровне поверхности жидкости в емкости и непосредственно под мениском в образце жидкость начинает подниматься по образцу. При прохождении мениском жидкости каждой из меток, нанесенных на образец, фиксировалось время. Рассматривался также вариант оценки высоты столба жидкости в капиллярно-пористом материале с использованием тепловизора, который, однако, показал меньшую эффективность по сравнению с прямым визуальным наблюдением капиллярного подъема жидкости.

Процесс эксперимента представлен на рисунке 3.12. Стрелкой показан текущий уровень мениска жидкости (характерное потемнение смоченной поверхности) для некоторых моментов времени.

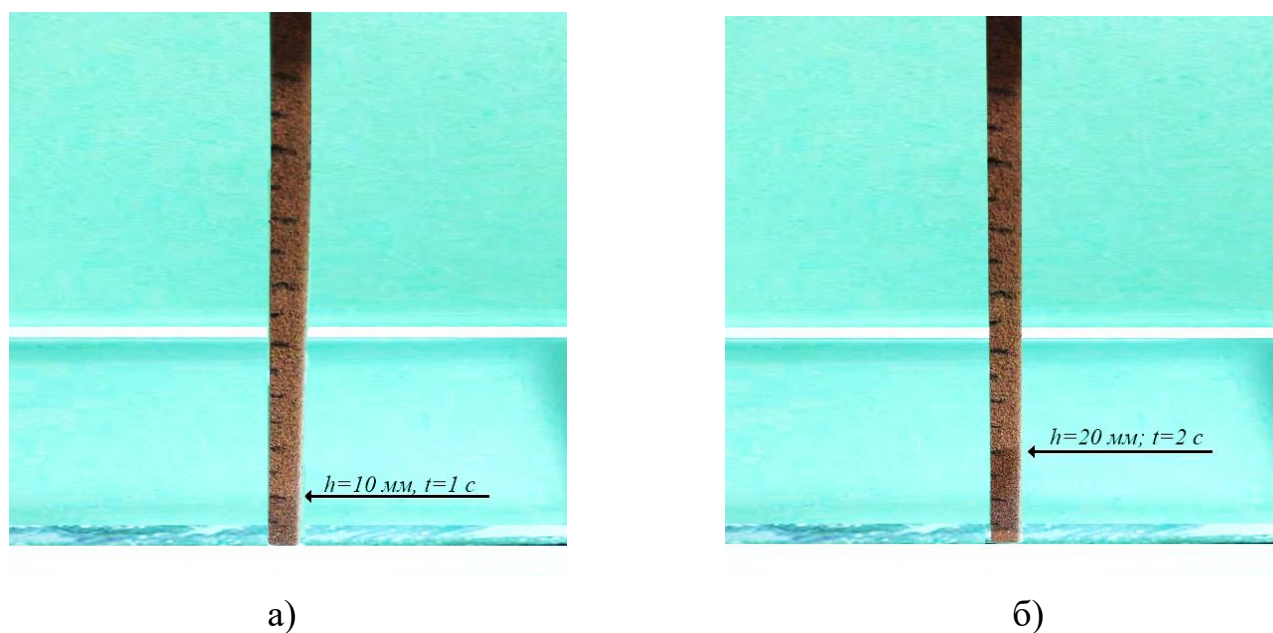


Рисунок 3.12 - Процесс испытаний по определению капиллярного давления в образце капиллярно-пористого материала. Показано изменения уровня подъема жидкости в момент времени  $t = 1$  с (а) и  $t = 2$  с (б). Уровень жидкости определяется по характерному затемнению в нижней части образца

Капиллярное давление жидкости определялось по формуле:

$$\Delta P_{cap} = \frac{h\mu\varepsilon}{K} \frac{dh}{dt} + \rho gh, \quad (3.13)$$

где  $h$  – высота, которую достигла жидкость в образце в момент времени  $t$ ;  
 $\frac{dh}{dt}$  – скорость подъема жидкости в образце;  $\mu = 0.001 \text{ Па} \cdot \text{с}$  – вязкость рабочей жидкости;  $\varepsilon = 0.5$  – пористость медных образцов;  $K = 5 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2$  – коэффициент проницаемости меди;  $\rho = 990 \text{ кг} / \text{м}^3$  – плотность жидкости;  $g = 9.81 \text{ м} / \text{с}^2$  – ускорение свободного падения.

Полученные результаты испытаний для образцов капиллярно-пористых материалов представлены в таблицах 3.3 – 3.6. Полученные зависимости проиллюстрированы на графиках. Здесь показаны измеренные значения уровня подъема жидкости в зависимости от времени.

Таблица 3.3 - Результаты экспериментального исследования образца №1

Время, с	Уровень мениска жидкости, м
0	0
1	0,01
2	0,02
4	0,03
7	0,04
12	0,05
17	0,06
24	0,07
33	0,08

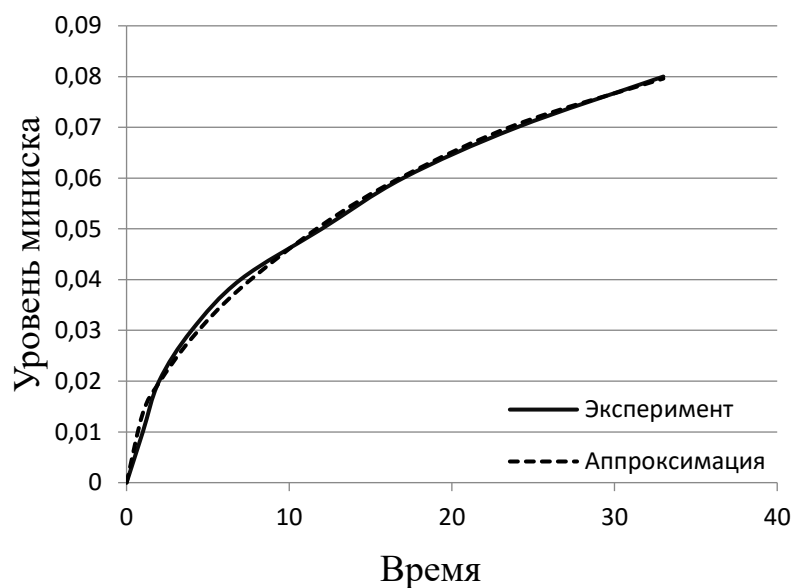


Таблица 3.4 - Результаты экспериментального исследования образца №2

Время, с	Уровень мениска жидкости, м
0	0
1	0,01
2	0,02
4	0,03
6	0,04
10	0,05
15	0,06
21	0,07
28	0,08

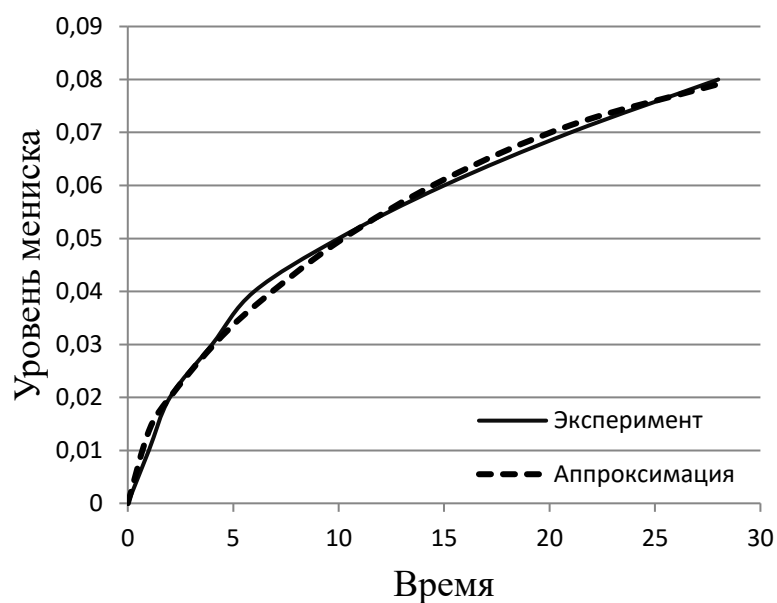


Таблица 3.5 - Результаты экспериментального исследования образца №3

Время, с	Уровень мениска жидкости, м
0	0
1	0,01
2	0,02
4	0,03
6	0,04
10	0,05
15	0,06
22	0,07
29	0,08
37	0,09

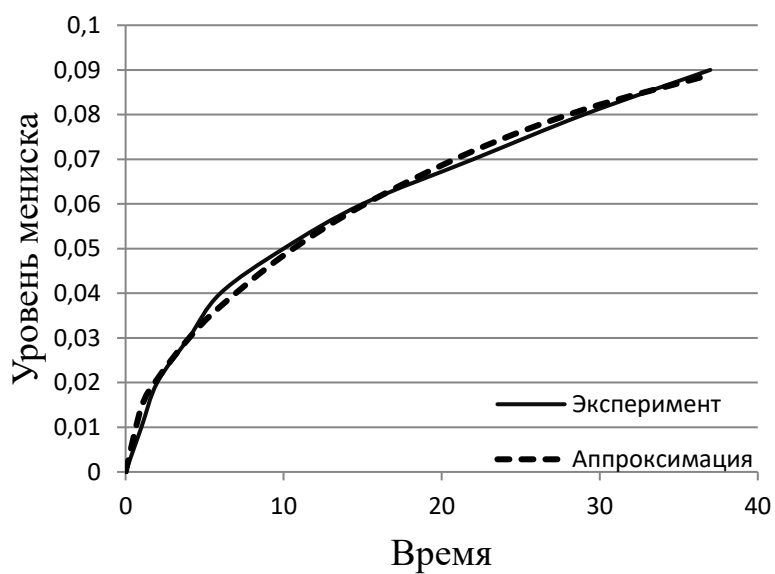
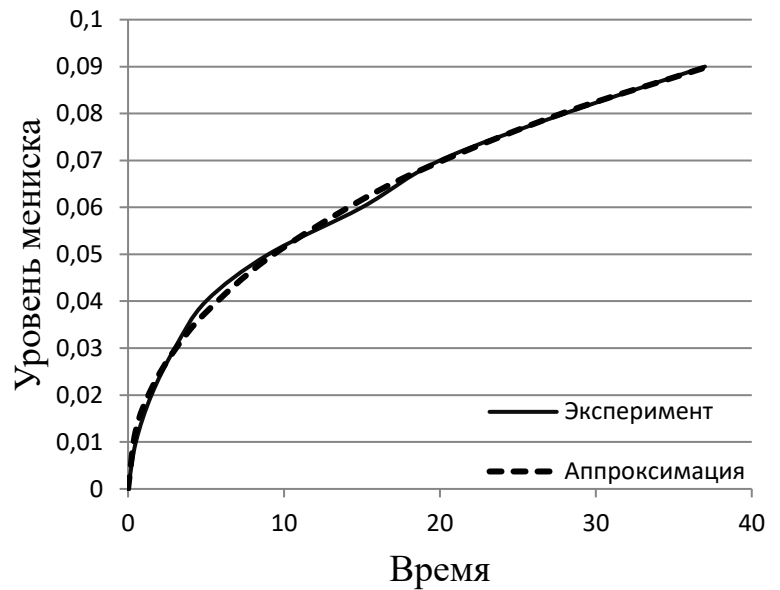


Таблица 3.6 - Результаты экспериментального исследования образца №4

Время, с	Уровень мениска жидкости, м
0	0
0,5	0,01
1,5	0,02
3	0,03
5	0,04
9	0,05
15	0,06
20	0,07
28	0,08
37	0,09



Для проведения последующих расчетов предлагается следующий вид аппроксимации экспериментальных данных (зависимости высоты столба жидкости и скорости изменения высоты столба жидкости от времени):

$$h(t) = A\sqrt{t} + Bt + Ct^2$$

$$\frac{dh(t)}{dt} = \frac{A}{2\sqrt{t}} + B + 2Ct \quad , \quad (3.14)$$

Стремление производной к бесконечности в начальный момент времени в предложенной аппроксимации (3.14) не приводит к некорректным результатам, т.к. в дальнейшем это значение умножается на высоту столба жидкости (3.13), которая равна нулю в начале испытаний.

Неизвестные коэффициенты  $A$ ,  $B$  и  $C$  в предложенной аппроксимации (3.14) отыскивались методом наименьших квадратов для наилучшего описания полученных экспериментальных данных. Расчет проводился в программном комплексе Wolfram Mathematica.

В соответствии с рисунком 3.13 приведены кривые полученных зависимостей капиллярного давления от уровня мениска жидкости, рассчитанные по формуле (3.13). Данные, полученные для образца под номером 4, не

учитывались в дальнейшей обработке, так как имеют существенное отклонение, которое связано с неравномерным изменением микроструктуры полученного экспериментального образца вдоль его высоты.

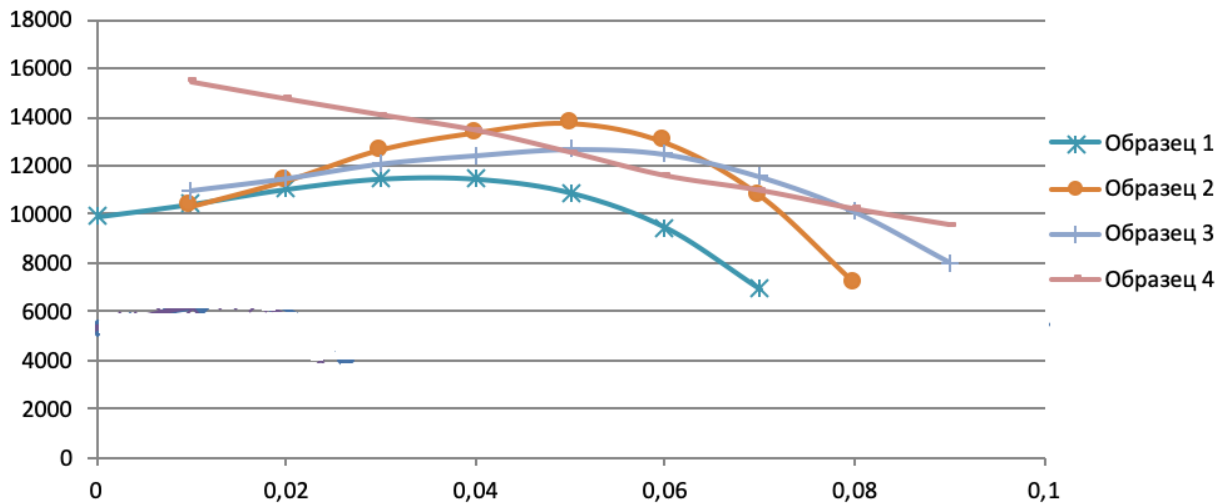


Рисунок 3.13 - График зависимости капиллярного давления от уровня мениска жидкости

В результате, среднее значение капиллярного давления для исследованных образцов №1 - 3 на основе меди составляет  $P_{cam} = 11024$  Па. Эти значения превышают характерные значения параметров капиллярного давления в стандартных фитилях, применяемых в тепловых трубах ( $\sim 4000$  Па).

### 3.3.3 Расход и проницаемость

Коэффициент проницаемости определим на основании измерения расхода жидкости, протекающей через образец капиллярно-пористого материала при заданном перепаде давления.

Для проведения испытаний выбрана схема, отличная от первоначально запланированной в рамках выполнения диссертационной работы. В старом варианте испытаний предполагалось испытывать плоский цилиндрический образец

(«таблетку») в направлении, перпендикулярном его плоскости (в направлении меньшего из габаритных размеров), что недостаточно точно соответствует характеру работы капиллярно-пористых фитилей в ТТ, которые работают, в первую очередь, на фильтрацию в направлении большего габаритного размера в собственной плоскости. В реализованных испытаниях образцы располагались горизонтально, и их один конец погружался в теплоноситель, помещенный в мерный сосуд. Высота столба жидкости в сосуде с водой поддерживалась постоянной. «Рабочая часть» образца от точки его выхода из сосуда с водой до другого свободного конца изолировалась водонепроницаемым герметиком. При этом контролировалось, что герметик плотно прилегает с поверхности образца, не позволяя жидкости выходить на поверхность образца и не проникая на значительную глубину внутрь его пор (не уменьшая поперечное сечение образца). Схема проведения испытаний приведена в соответствии с рисунком 3.14.

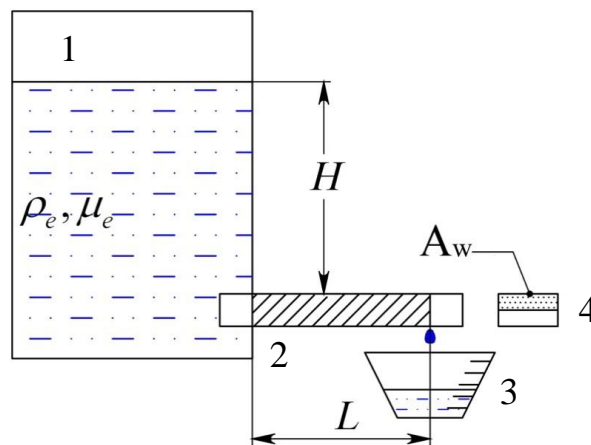


Рисунок 3.14 - Схема проведения испытаний для измерения коэффициента проницаемости: 1 – сосуд с водой, 2 – образец с изолированной рабочей частью, погруженный одним концом в воду, 3 – мерный стакан, 4 – поперечное сечение образца

Размер слоя капиллярно-пористого материала на медных образцах имеет следующие значения: толщина составляет от 0,32 до 0,38 мм, ширина составляет от 4,4 до 5 мм, длина - 50 мм, длина рабочей (гидроизолированной) части - 44 мм.

Размер керамических образцов имеет следующие значения: толщина составила от 4,9 до 5,1 мм, ширина составила от 3,9 до 4,1 мм, длина составила от 25 до 30 мм, длина рабочей (гидроизолированной) части - 20 мм. Испытания проводились при комнатной и повышенной температуре. Результаты испытаний были идентичны с погрешностью не более 5 %.

Перепад давления, задаваемый в экспериментах, составлял 730 Па. Высота столба жидкости составляла 75 мм. Соответственно, перепад давления определялся на основании соотношения  $\Delta P = \rho g H$ .

В результате испытаний измерялось время  $t$  протекания 1 мл воды через образец. Массовый расход жидкости определялся, как отношение массы протекающей воды, к измеренному времени. Массовый расход для образцов из меди составил от 0,6 до 1 г/с. Коэффициенты проницаемости медных образцов определялись на основании следующего стандартного соотношения:

$$K = \frac{v \mu_l L}{\Delta P}, \quad (3.15)$$

где  $v = \frac{\dot{m}}{A_w \rho_l}$  - скорость течения жидкости через образец,  $\dot{m}$  - массовый расход жидкости, измеряемый в эксперименте,  $A_w$  - площадь поперечного сечения образца,  $\rho$  - плотность воды,  $\mu_l$  - динамическая вязкость воды,  $L$  - длина рабочей части образца.

В расчетах использовались табличные значения свойств воды при комнатной температуре. Коэффициент проницаемости образцов из меди составил от  $5,1 \cdot 10^{-12}$  до  $5,3 \cdot 10^{-12}$  м<sup>2</sup>. Результаты испытаний при повышенной температуре (до 80 °С), проведенные в климатической камере, были идентичны указанным значениям с погрешностью не более 5 %.

На основании известных теоретических оценок по измерению коэффициента проницаемости и капиллярного давления можно оценить средний размер пор исследуемых материалов. Эта оценка является полезной с точки зрения проверки

согласованности применяемых расчетных аналитических формул (для оценки свойств фитиля) в процессе проектирования ТТ. Расчеты проведем для медных образцов. Коэффициент проницаемости для этих образцов рассчитывается через пористость и размер пор материала по следующей формуле Козени-Кармана:

$$K = \frac{d^2 \varepsilon^3}{122 (1 - \varepsilon)^2}, \quad (3.16)$$

где  $d$  – эффективный диаметр пор,  $\varepsilon$  - пористость фитиля.

Капиллярное давление в фитиле оценивается на основании соотношения:

$$\Delta P_{cap} = \frac{2\sigma}{r_{eff}}, \quad (3.17)$$

где  $r_{eff} = r / \cos \theta$  - эффективный радиус пор и  $\sigma$  - поверхностное натяжение теплоносителя (воды).

Указанные два соотношения, фактически, являются двумя независимыми оценками для определения среднего размера пор фитиля. Подставляя значение проницаемости, от  $4,9 \cdot 10^{-12}$  до  $5,1 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2$  и пористости 0.5 в выражение (3.16), из этого соотношения определяем, что средний диаметр пор фитиля должен составлять 39 мкм. В то же время, подставляя в выражение (3.17) найденное значение капиллярного давления 11 КПа и известное значение поверхностного натяжения воды при комнатной температуре 0.1 Н/м, получаем оценку для эффективного радиуса пор, который составляет 18 мкм.

Таким образом, используемые оценки хорошо согласуются друг с другом.

### 3.4 Тестирование модели – одномерная постановка

В данном разделе построены тестовые одномерные решения, которые использованы далее при обработке результатов испытаний плоских ТТ в целях определения их эксплуатационных характеристик и идентификации параметров, необходимых для проведения моделирования в более сложной постановке



(например, в плоской и с учетом присутствия нескольких локализованных источников подвода тепла).

Рассматривается вариант испытания плоских ТТ длиной  $a$ , шириной  $b$  и толщиной  $H$ , причем  $H \ll a, b$ , что является основанием для перехода, в начале к плоской постановке задачи, а затем к одномерной при специально выбранных упрощенных условиях испытаний. В частности, рассматривается следующая схема эксперимента: на одном конце основания установлен источник тепла, имеющий ширину  $b$  и длину  $a_1$ , на другом конце находится зона конденсации, имеющая также ширину  $b$  и длину  $a_2$ , причем  $a_1, a_2 \ll a$ . Схема этого эксперимента приведена в соответствии с рисунком 3.15. В таких условиях можно считать, что внутри теплоотводящего основания реализуется одномерные процессы теплопереноса, моделирование которых проводится в данном разделе отчета.

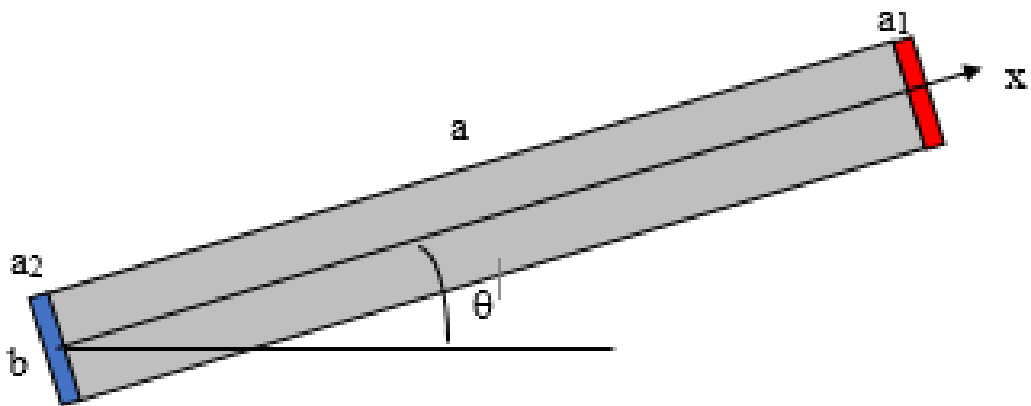


Рисунок 3.15 - Пример упрощенной схемы испытаний ТТ, позволяющей использовать одномерную постановку. Протяженность зоны конденсации  $a_2$ , зоны испарения  $a_1$ , и адиабатического участка  $a$ . Угол наклона к горизонту  $\theta$

Разработана модель для описания процессов теплопереноса в рассматриваемых изделиях. Эта модель, в частности, была использована в опубликованной работе [71], где проводилась оптимизация геометрии ТТ. В рамках одномерной задачи и стационарных процессов модель записывается следующим

образом. Задача теплопроводности в стенке корпуса теплоотводящего основания, на котором установлен источник имеет вид:

$$\begin{aligned} k_s H_s \frac{d^2 T}{dx^2} &= h_p (T - T_{sat}) + h_0 (T - T_0) \\ x = 0: \quad T &= T_0 \\ x = a: \quad q &= \phi \end{aligned}, \quad (3.18)$$

где  $T(x)$  – температура стенки корпуса,  $k_s$  – коэффициент теплопроводности материала стенки корпуса,  $H_s$  – толщина стенки,  $\phi$  – подводимый тепловой поток в зоне испарителя,  $h_p = k_l/H_l$  – коэффициент теплопередачи от стенки корпуса основания к внутреннему пространству (паропроводу), который определяется отношением коэффициента теплопроводности слоя фитиля, насыщенного жидкостью,  $k_l$  к его толщине  $H_l$ ;  $h_0$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности стенки во внешнюю среду, который в условиях свободной конвекции при нормальной температуре окружающей среды  $T_0 = 25$  °С, принимается равным 5 Вт/(м²К);  $T_{sat}(P_{sat})$  – температура насыщенного пара в паропроводе, зависящая от заданного давления насыщения (выбирается при изготовлении),  $q = -k_s dT/dx$  – тепловой поток в стенке корпуса.

В зоне испарителя подводимый тепловой поток вычисляется с учетом мощности источника  $P$  (потери с поверхностей источника пренебрегаем, что идет «в запас» при оценке температуры его нагрева):

$$\phi = \frac{P}{bH_s}. \quad (3.19)$$

Вне зоны испарения/конденсации предполагается, что тепловыми потерями в окружающее пространство можно пренебречь и считать процессы, протекающие внутри теплоотводящего основания, адиабатическими. Также предполагается, что в испытаниях температура в зоне конденсации поддерживается постоянной с использованием интенсивного воздушного или жидкостного охлаждения.

Параметры фильтрации жидкости в пористом фитиле оцениваются с использованием модели Дарси:

$$\rho_l H_l \frac{du_l}{dx} = -\alpha$$

$$x = 0, a: u_l = 0$$
(3.20)

где  $u_l = -(K / \mu_l) dP_l / dx$  – скорость фильтрации жидкости,  $P_l$  – давление в жидкости,  $\alpha = h_p (T - T_{sat}) / L_v$  – скорость испарения жидкости, вычисляемая, как отношение подводимого потока тепла к теплоте парообразования  $L_v$ .

Полное давление в жидкости вычисляется с учетом гравитационных сил:

$$P_l^* = P_l + \rho_l g(a - x) \sin \theta.$$

При горизонтальном расположении теплоотводящего основания ( $\theta = 0$ ) влиянием гравитационных сил пренебрегаем, но при повышении угла наклона ( $\theta > 0$ ), при котором зона испарения оказывается выше зоны конденсации, вклад силы тяжести приближенно учитываем, как давление столба жидкости, находящегося над данной точкой, считая, что фитиль полностью насыщен жидкостью по всей своей длине.

Параметры тепломассопереноса в паропроводе вычисляются в предположении ламинарного течения на основании следующих соотношений, справедливых для течения газа между двумя плоскими стенками:

$$\rho_v H_v \frac{du_v}{dx} = \alpha,$$

$$x = 0, a: u_v = 0$$
(3.21)

где  $u_v = -(12H_v^2 / \mu_v) dP_v / dx$  – скорость течения газа,  $P_v$  – давление газа,  $H_v$  – высота зоны паропровода (расстояние между стенками теплоотводящего основания),  $\rho_v$ ,  $\mu_v$  – плотность и вязкость газа.

Таким образом, решается связанная задача тепломассопереноса и определяется температура на стенке корпуса ТТ, давление и скорость жидкости в фитиле и пара в паропроводе. Моделируется одномерный процесс распространения тепла в стенке теплоотводящего основания на основании решения задачи (3.18), (3.19), в которой учитывается теплообмен с теплоносителем, находящимся внутри паропровода, и с внешней средой. Давление пара в паропроводе и жидкости в

фитиле находятся из решения задач массопереноса (3.20), (3.21), в которых учитываются процессы конденсации/испарения, зависящие от теплового состояния стенки. Заметим, что задачи (1.20), (1.21) являются краевыми задачами с граничными условиями типа Неймана и поэтому их решения определены с точностью до константы. Эта константа определяется из дополнительного условия, что в установившемся режиме работы среднее давление в теплоносителе равно исходному давлению разряжения ( $P_{sat}$ ), которое создается внутри трубки при изготовлении.

Из решения задачи теплопроводности определяется температура в зоне испарителя, которая измеряется в эксперименте. На основании решения задач тепломассопереноса определяется запас по капиллярному пределу теплоотводящего основания, с учетом следующего соотношения:

$$\Delta P_c > \Delta P_l^* + \Delta P_v \quad (3.22)$$

где  $\Delta P_c = 2\sigma / r_{eff}$  – капиллярное давление в фитиле,  $\Delta P_l^*$ ,  $\Delta P_v$  – падение давления в жидкости и в паре, соответственно,  $\sigma$  – поверхностное натяжение,  $r_{eff}$  – характерный размер пор фитиля.

Величина  $\Delta P_c / (\Delta P_l^* + \Delta P_v)$  определяет «запас» по капиллярному пределу работоспособности трубки при заданной мощности подвода тепла. При достижении капиллярного предела ( $\Delta P_c / (\Delta P_l^* + \Delta P_v) = 1$ ) падение давления становится слишком большим, и жидкость не может быть возвращена в зону испарения за счет капиллярных сил. Этот предел определяет максимальную мощность тепловыделения, которую может передать тепловая трубка в нормальном режиме работы (без перегрева, «высыхания» фитиля в зоне испарения и т.п.).

Эксперименты проводились на ТТ с установленными на одном конце тепловыделяющими элементами (три керамических резистора размером 50x10 мм) и с водным охлаждением на противоположном конце (10 мм ТТ погружены в воду). Мощность тепловыделения на резисторах контролировалась подаваемым

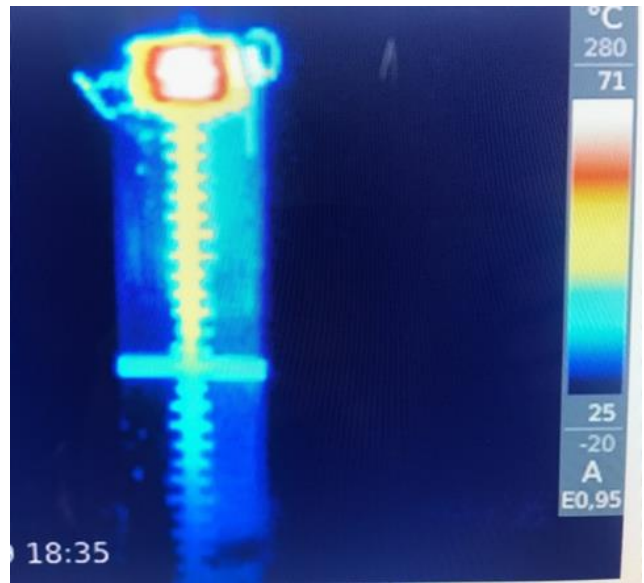
напряжением и измерением силы тока от источника питания. Резисторы устанавливались на поверхность ТТ на слой кремнийорганической теплопроводной пасты КТП-8 толщиной 0,1 мм. Температура проточной воды на противоположном конце ТТ составляла 17 °С. Образцы по-разному ориентировались относительно направления действия силы тяжести с использованием поворотного механизма (внешний вид образца перед проведением эксперимента приведен в соответствии с рисунком 3.16(а)). Для определения характера изменения температуры по длине ТТ на ее поверхности были нанесены метки из высокотемпературной полиамидной ленты с шагом 10 мм. Температура на всей поверхности ТТ была зафиксирована с использованием устройства для наблюдения за распределением температуры - тепловизора. Термограмма ТТ в нормальном режиме работы приведена в соответствии с рисунком 3.16(б). Схема рабочего места для проведения эксперимента приведена в соответствии с рисунком 3.16(в).

Расчеты проводились с использованием одномерной формулировки модели тепломассопереноса в плоской тепловой трубе, предложенной ранее. Для уточненного описания эксперимента потребовался ряд модификаций модели, без которых получаемые прогнозы оказывались недостаточно точными.

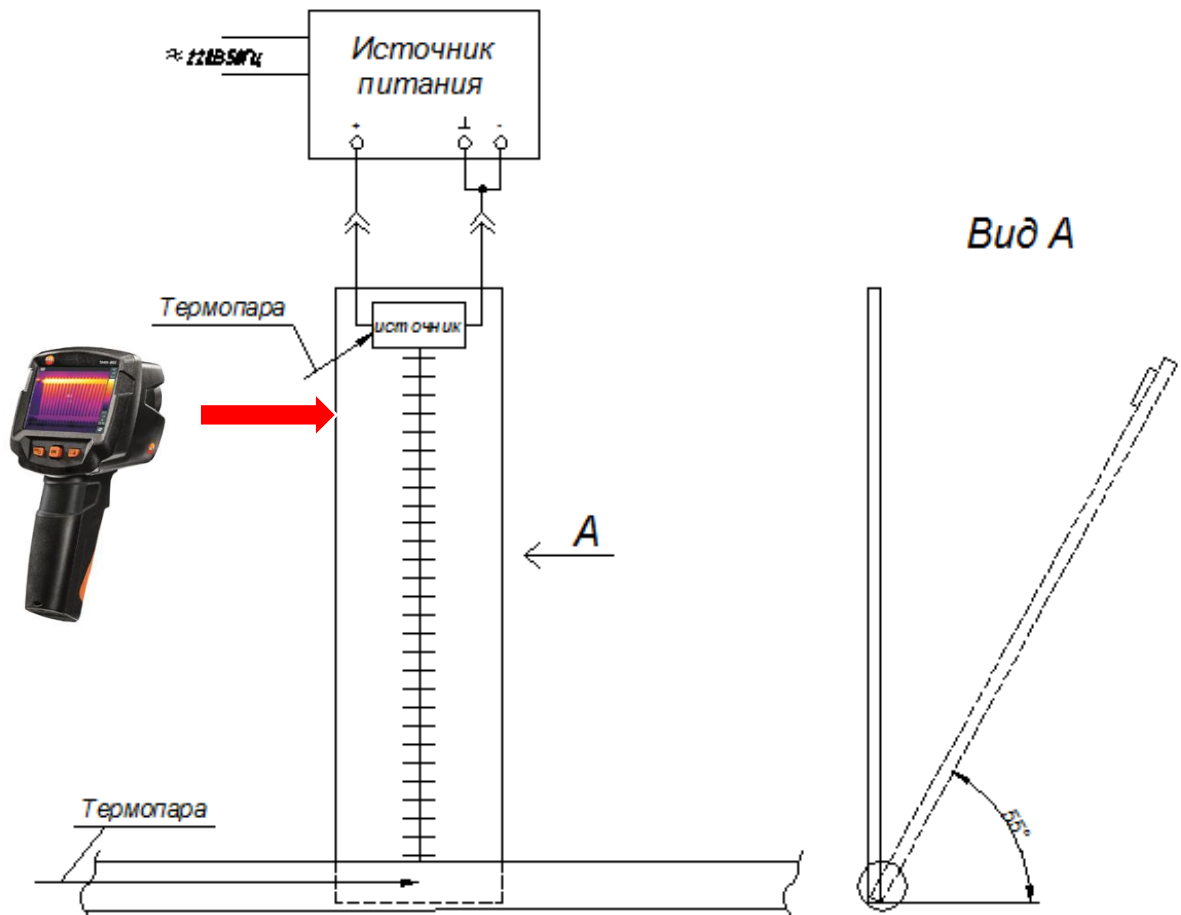
Сопоставление проводилось для оценки достоверности применяемых методов моделирования и точности задания параметров моделей (характеристик материалов, размера и объемного содержания пор в фитиле, капиллярного давления в порах и т.д.).



а)



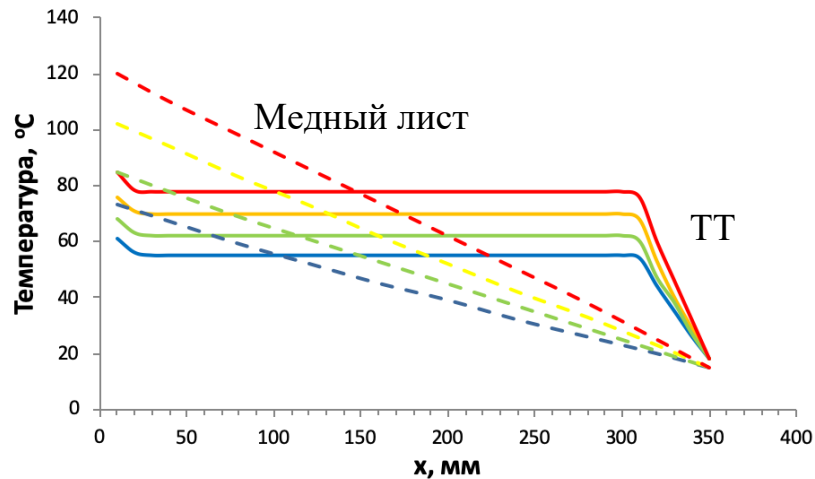
б)



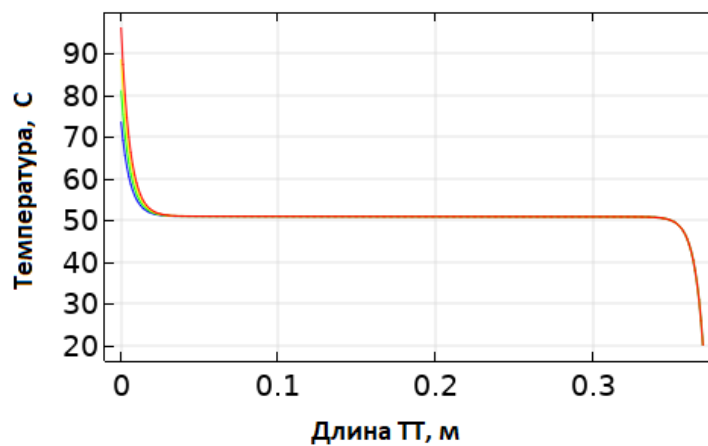
в)

Рисунок 3.16 – Испытания плоской тепловой трубы: а – внешний вид образца перед проведением эксперимента; б - термограмма ТТ в нормальном режиме работы; в – схема рабочего места для проведения эксперимента

Характерные результаты эксперимента и результаты предварительного моделирования (к обоснованию необходимости выполненной модификации модели) приведены в соответствии с рисунками 3.17(а) и 3.17(б). На рисунке 3.17(а) для сравнения показаны результаты эксперимента с аналогичным по размерам медным листом, на котором установлены резисторы.



а)



б)

Рисунок 3.17 – Характерные результаты эксперимента (а) и предварительного моделирования (б) по длине тепловой трубы. Цветами обозначена мощность тепловыделения на источниках: синий – 30 Вт, зеленый – 40 Вт, оранжевый – 50 Вт, красный – 60 Вт. Координата «X» отсчитывается в направлении длины ТТ с началом координат в зоне расположения источников тепла. Штриховые линии на рисунке 3.17(а) – экспериментальные данные с медной пластиной

Из представленных результатов показан нагрев и передача тепла в плоской тепловой трубе, которая имеет принципиально иной характер, чем в сплошном материале. В ТТ практически по всей длине устанавливается равновесная температура, а вблизи зоны подвода/отвода тепла реализуется резкое изменение температуры, в отличие от линейного закона, реализующегося в медном листе. Уровень нагрева ТТ оказывается ниже, чем медного листа. Качественно, такой же характер нагрева реализуется и в модели, но имеются и существенные погрешности, анализ которых привел к модификации предложенной расчетной методики.

Можно отметить следующие важные погрешности модели. Во-первых, зафиксированное значение температуры насыщения внутри ТТ приводит к неизменному значению температуры ее поверхности, что не соответствует эксперименту. Во-вторых, завышенные значения прогнозируемой температуры в области расположения источников тепловыделения. В-третьих, это наличие зоны линейного изменения температуры на холодном конце ТТ – в расчетах в этой зоне после равновесного значения температуры, близкой к температуре насыщения, реализуется нелинейный (экспоненциальный) участок изменения температуры.

Для учета влияния мощности тепловыделения на равновесную температуру внутри ТТ в модели добавлен учет зависимости температуры насыщения пара от давления, которое реализуется внутри паропровода при нагреве ТТ.

Для реализации указанной модификации модель течения пара в паропроводе была дополнена зависимостью от времени, которая позволяет задать необходимые начальные условия (давление разряжения в ТТ, задаваемое в процессе изготовления) и определить давление и соответствующую температуру насыщения пара в установившемся режиме.

Зависимость температуры насыщенного пара от давления  $T_{sat}(P_v)$  представлена в соответствии с рисунком 3.18 (смещение горизонтального участка кривых) и бралась из справочных данных для выбранного типа теплоносителя (бидистиллят).



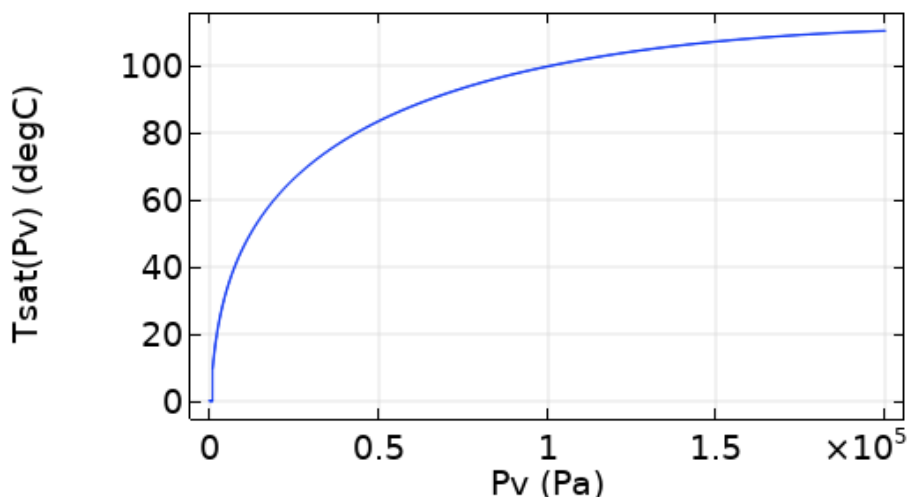


Рисунок 3.18 – Зависимость температуры насыщения от давления для теплоносителя (бидистиллят), задаваемая в расчетах

Результаты расчетов, получаемые с добавлением указанного уточнения приведены в соответствии с рисунком 3.19. Здесь видно, что равновесная температура поверхности ТТ оказывается зависящей от задаваемой мощности тепловыделения (смещение по вертикали горизонтального участка графиков). Этот эффект качественно согласуется с экспериментом, однако, требуется уточнение. Как видно из рисунка, в зоне расположения источников прогнозируется повышение температуры на 20 и более градусов, в то время как в эксперименте это повышение составляет не более 10 градусов. Причиной этой погрешности является задание условия подвода тепла в виде граничных условий по потоку на левом конце расчетной области. В реальности, в эксперименте, тепловой поток задается не в точке, а на некоторой площадке, на которой располагаются резисторы. Эта площадка имеет протяженность 30 мм и ширину, равную ширине ТТ. Чтобы учесть этот эффект в модели вместо граничных условий по потоку на левой границе предложено использовать условие распределенных объемных источников тепла на начальном участке расчетной области длиной 30 мм. Это позволило снизить прогнозируемый перегрев на левом конце ТТ. Результаты расчетов в рамках модели, получаемые с добавлением указанного уточнения приведены в соответствии с рисунком 3.20.

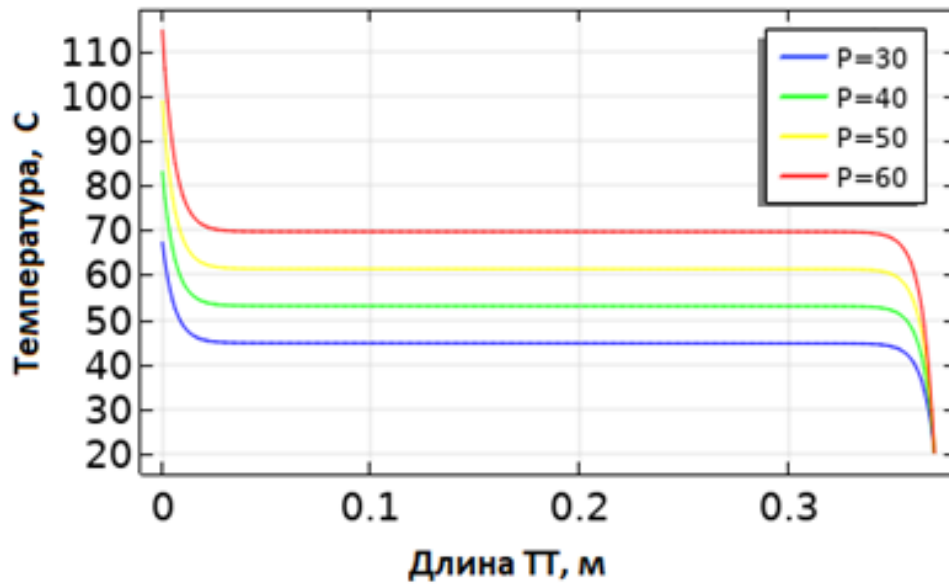


Рисунок 3.19 – Результаты расчетов в рамках модели в нестационарной постановке с учетом зависимости температуры насыщения пара от давления в паропроводе – изменение температуры по длине ТТ (обозначения цветов по аналогии с рисунком 3.17)

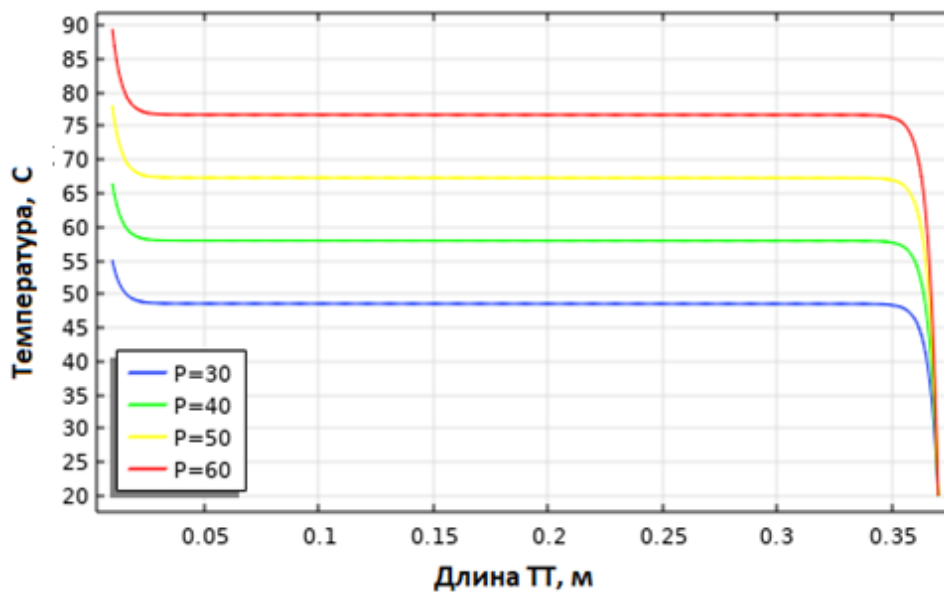


Рисунок 3.20 – Результаты расчетов в рамках модели с заменой граничных условий по потоку на левом конце на условие присутствия распределенных объемных источников на начальном участке шириной 30 мм – изменение температуры по длине ТТ (обозначения цветов по аналогии с рисунком 3.17)

Следующее уточнение в модели направлено на учет характера изменения температуры в зоне конденсации. В эксперименте в этой области присутствует участок линейного изменения температуры в направлении длины ТТ. Результаты расчетов с учетом достижения капиллярного предела в зоне конденсации (правый конец расчетной области) – изменение температуры по длине ТТ приведены в соответствии с рисунком 3.21.

Объяснение этого эффекта было получено путем введения предположения о достижении в этой зоне капиллярного предела, то есть о превышении перепада давления жидкости в фитиле величины максимального капиллярного давления, которое может быть создано применяемым капиллярно-пористым материалом. В этом случае, в наиболее удаленных холодных зонах ТТ теплоноситель перестает перемещаться в сторону зоны конденсации и участок, на котором достигнут капиллярный предел, оказывается «выключенным» из работы. В модели это учитывалось введением предположения о снижении коэффициента теплоотдачи от паропровода к стенке ТТ.

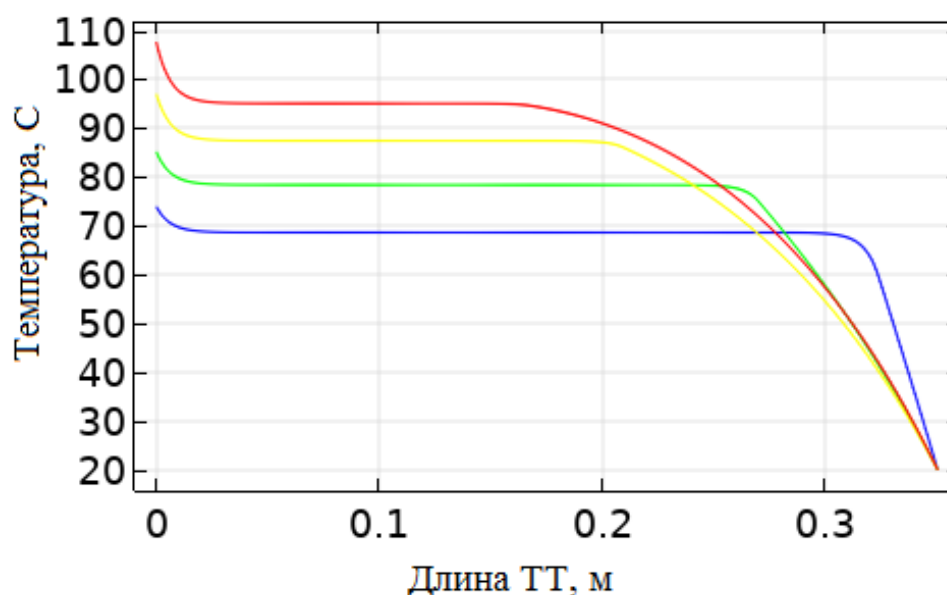


Рисунок 3.21 – Результаты расчетов с учетом достижения капиллярного предела в зоне конденсации (правый конец расчетной области) – изменение температуры по длине ТТ (обозначения цветов по аналогии с рисунком 3.17)

Результаты расчетов с учетом достижения капиллярного предела в зоне конденсации – распределение давления в капиллярно-пористом материале приведено в соответствии с рисунком 3.22.

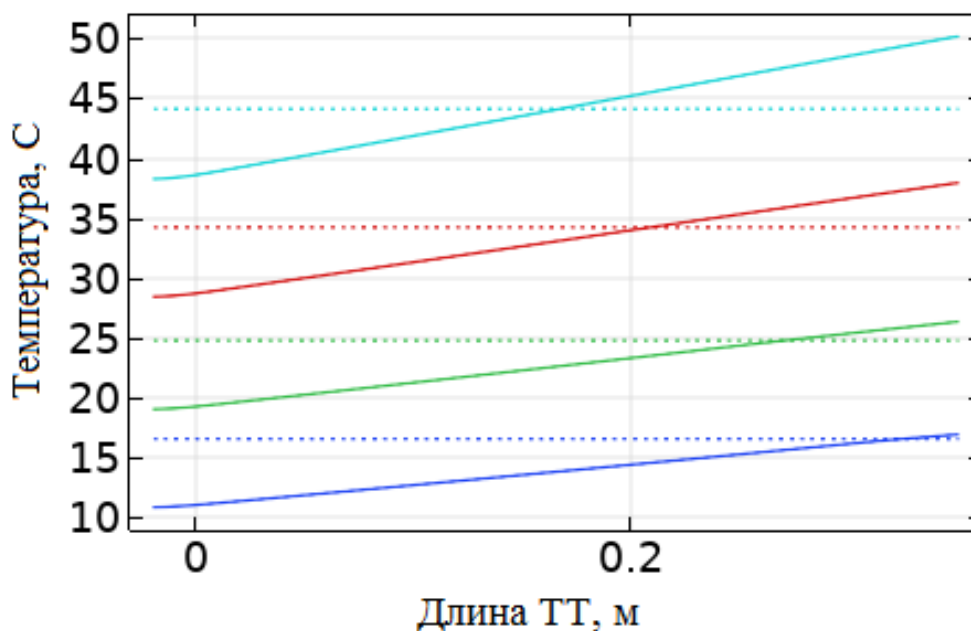


Рисунок 3.22 – Результаты расчетов с учетом достижения капиллярного предела в зоне конденсации – распределение давления в капиллярно-пористом материале, кПа (обозначения цветов по аналогии с рисунком 3.17). Пунктиром показан капиллярный предел

Из рисунков 3.21, 3.22 видно, что достижение капиллярного предела (точки пересечения сплошных линий и пунктирных на рисунке 3.22) приводит в предложенной формулировке модели к излому графика температуры, который качественно соответствует эксперименту. Отличие от эксперимента, которое необходимо устранить доработкой модели, заключается в значительном изменении ширины зоны, в которой достигнут капиллярный предел от уровня мощности тепловыделения, которое не наблюдалось в эксперименте. По результатам проведенного анализа, оказалось, что выявленный эффект может быть объяснен зависимостью характеристик теплоносителя от температуры. Введение стандартных зависимостей для характеристик теплоносителя (воды) в жидком и

парообразном состоянии, а также учет зависимости капиллярного давления от температуры, позволяет уточнить получаемое решение.

Сопоставление результатов расчетов и экспериментальных данных с учетом реализованной доработки модели приведены в соответствии с рисунком 3.23. Здесь показаны результаты испытаний ТТ в случае горизонтальной или вертикальной ориентации (источник тепловыделения сверху, как на рисунке 3.16).

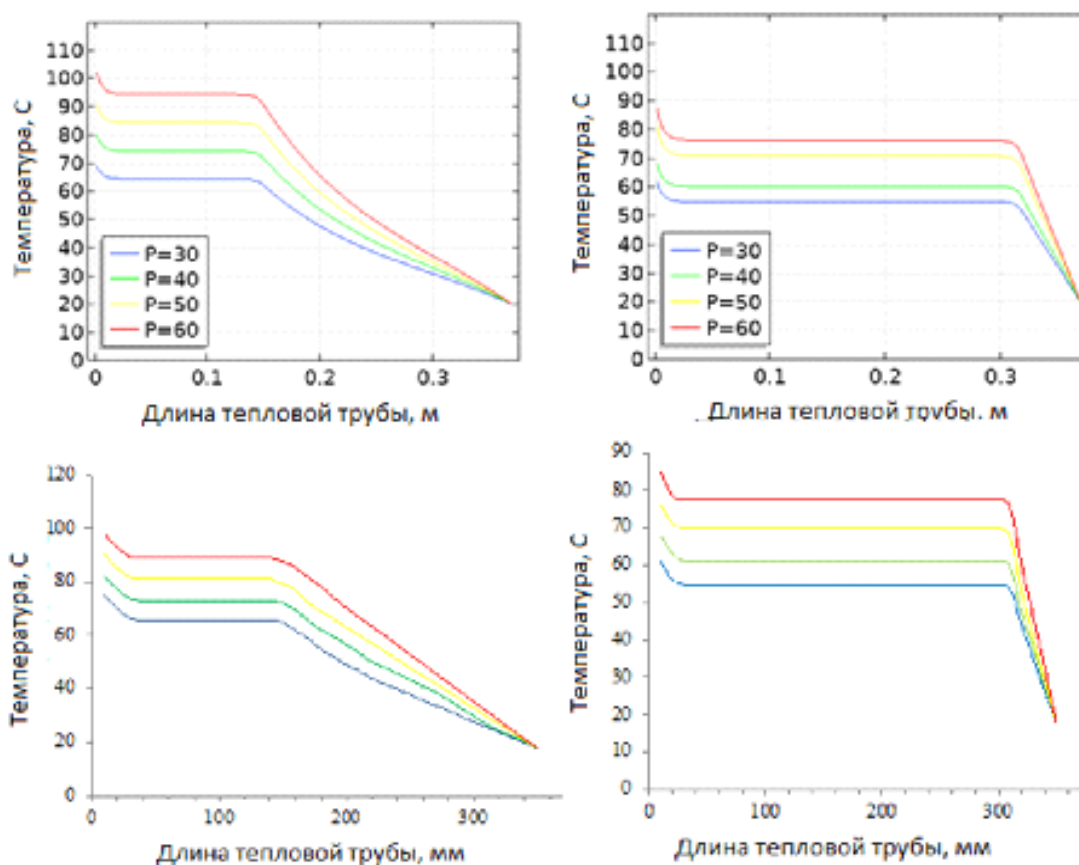


Рисунок 3.23 – Сопоставление результатов расчетов (сверху) и экспериментальных данных (снизу) – изменение температуры по длине ТТ при различной мощности источника тепловыделения. Для вертикального (слева) и горизонтального (справа) расположений ТТ

В целом, реализуется достаточно хорошая согласованность расчетных и экспериментальных данных, как в отношении максимальной температуры в основной (центральной) части ТТ (погрешность не более 4 %), так и в зоне

установки источников тепловыделения (погрешность не более 7 %). Расположение зоны капиллярного предела (излом и линейный участок изменения температуры на рисунке 3.21) также определяются с достаточно хорошей точностью – погрешность для координаты точки излома не более 10 %. Можно отметить несколько отличный характер изменения температуры в зоне конденсации в расчетах и в экспериментах, который возникает, по-видимому, из-за недостаточно точного задания коэффициента теплоотдачи с поверхности ТТ при свободной конвекции окружающего воздуха. Возникающие при этом погрешности, однако, не велики, поэтому дальнейшее уточнение модели, как представляется, не требуется.

Дополнительно, для демонстрации эффективности работы ТТ, в соответствии с рисунком 3.24 показано сопоставление температуры поверхности ТТ при горизонтальной и вертикальной ориентации с аналогичным по размеру листом толщиной 2 мм, изготовленным из меди марки М1. Мощность тепловыделения составила 30 Вт.

Здесь видно, что в рассмотренных условиях испытаний температура нагрева «горячего» конца макета с медным листом повышается более чем на 60 °С, по сравнению с аналогичным макетом с ТТ, даже работающим против гравитации.

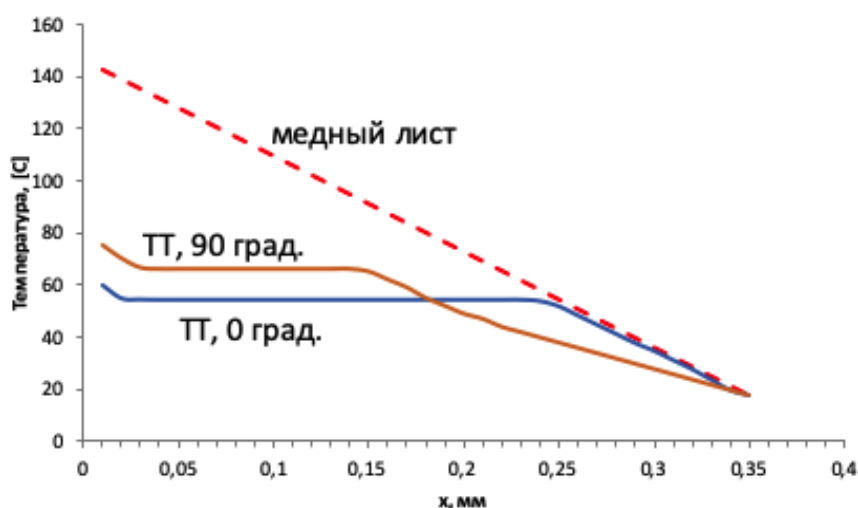


Рисунок 3.24 – сопоставление температуры поверхности ТТ при горизонтальной и вертикальной ориентации с аналогичным по размеру листом толщиной 2 мм, изготовленным из меди марки М1

### 3.5 Тестирование модели – двумерные задачи

В данном разделе представлены результаты проведенных дополнительных расчетов, которые потребовались для описания имеющихся экспериментальных данных по работе ТТ, как вне, так и в составе ППМ. Обоснование необходимости усовершенствования разработанной модели и проведения дополнительных расчетов было обосновано в разделе 3.4. Основными доработками стало включение в модель зависимости температуры насыщенного пара в паропроводе от реализующегося давления, учет «выключения» зон ТТ, в которых достигнут капиллярный предел работы и учет зависимости свойств теплоносителя от температуры. Эти дополнения, приводят к следующей модифицированной (по сравнению с изначально предложенной в разделе 3.2) формулировке модели, которая, в отличие от раздела 3.4 рассматривается в плоской (двумерной) постановке в предположении малой толщины ТТ:

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{x} \in \Omega: \\ k_s H_s \nabla^2 T = \phi + h(T - T_{sat}(P_v)), \\ \rho_l \nabla \cdot (H_l \mathbf{u}_l) = -\alpha, \\ \rho_v \nabla \cdot (H_v \mathbf{u}_v) = \alpha + \varepsilon \frac{\partial P_v}{\partial t}, \\ \mathbf{x} \in \partial\Omega: \nabla T \cdot \mathbf{n} = 0, \mathbf{u}_v \cdot \mathbf{n} = 0, \mathbf{u}_l \cdot \mathbf{n} = 0, \\ t = t_0: T = T_0, P_v = P_l = P_0 \end{array} \right. \quad (3.23)$$

где расчетная область и ее граница обозначены, как  $\Omega$  и  $\partial\Omega$ ,  $k_s$  – теплопроводность медной стенки,  $H_s$  – ее толщина,  $H_l$ ,  $H_v$  – толщина фитиля и высота паропровода, соответственно,  $T(t,x,y)$  – поле температуры,  $\mathbf{n}$  – вектор единичной нормали к границе расчетной области,  $\phi$  – подводимый/отводимый тепловой поток, который в зоне испарителя равен  $\phi_0$ , а в зоне конденсатора ( $-\phi_0\eta$ ), где  $\eta$  – отношение площади конденсатора к площади испарителя,  $\alpha = \frac{h(T - T_{sat}(P_v))}{L_v}$  – скорость испарения теплоносителя.

Скорость фильтрации жидкого теплоносителя и течения пара определяются соотношениями:  $\mathbf{u}_l = -\frac{K}{\mu_l(T)} \nabla P_l$ ,  $\mathbf{u}_v = -\frac{12H_v^2}{\mu_v(T)} \nabla P_v$ ,

где  $P_v(t,x,y)$ ,  $P_l(t,x,y)$  – искомые функции давления в паропроводе и в фитиле.

С учетом внесенных изменений в модели учитывается не постоянное значение температуры насыщения  $T_{sat}(P_v)$  пара в паропроводе, а нестационарная формулировка для задачи гидродинамики пара с фиктивным параметром  $\varepsilon = 10^{-7}$ , которая используется для определения давления пара в установившемся режиме с учетом заданных начальных условий для давления разрежений  $P_0$  (переходный режим не рассматривается), коэффициент теплопередачи от стенки корпуса ТТ к зоне паропровода, вычисляется, как отношение теплопроводности насыщенного фитиля  $k_{eff}$  к его толщине  $H_l$ , только вне зоны достижения капиллярного предела, аналогично принятому подходу в (3.23):

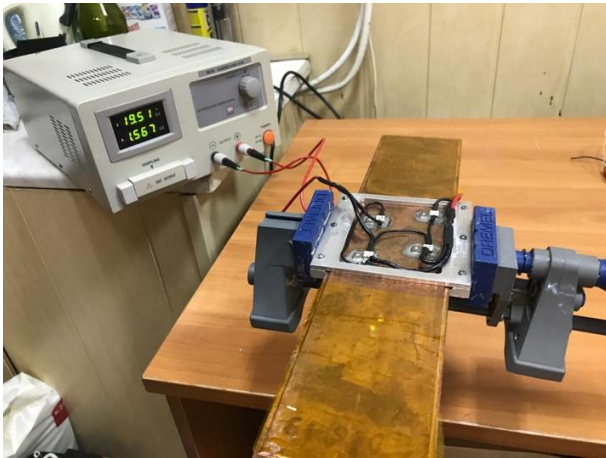
$$h_p = \begin{cases} k_l / H_l, & P_l - P_{l,\min} < P_c \\ 0.001k_l / H_l, & P_l - P_{l,\min} \geq P_c \end{cases}$$

Для реализации численного конечно-элементного моделирования в рамках формулировки (3.23) была использована система Comsol Multiphysics. Расчеты проводились с использованием модулей General Form PDE.

### 3.5.1 Испытания тепловой трубы в составе теплового макета в условиях свободной конвекции

Рассмотрим тепловой макет (ППМ Ка-диапазона) на испытаниях с установленной плоской тепловой трубой и в виде медного листа (в соответствии с рисунком 3.25). На поверхность образцов нанесена полиамидная пленка для возможности изучения тепловых изображений меди и керамических резисторов. В данном макете установлены 4 источника тепловыделения, каждый площадью 5 x 5 мм.

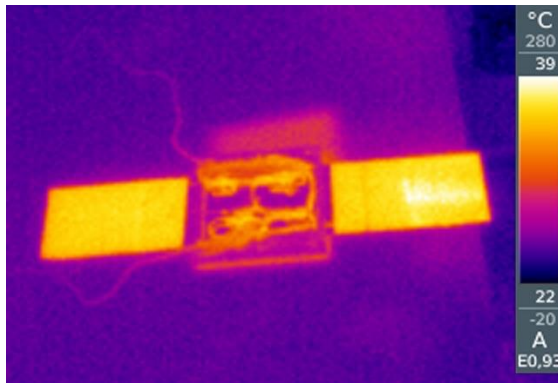




а)



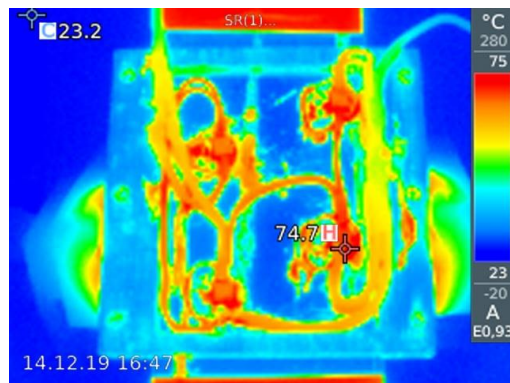
б)



в)



г)



д)

Рисунок 3.25 – Испытания теплового макета (ППМ Ка-диапазона) с установленной плоской тепловой трубкой (а, в) и в виде медного листа (б, г), где: а) и б) – внешний вид рабочего места; в) и г) – термограмма поверхности тепловых макетов; д) – локальная съемка температуры резисторов

Суммарная мощность тепловыделения, которая составила от 20 до 35 Вт, равномерно распределялась между источниками. Значения по мощности задавались заниженными, так как в рассматриваемом варианте испытаний охлаждение реализовывалось по механизму свободной конвекции на воздухе (принудительное воздушное и жидкостное охлаждение с мощностями тепловыделения до 80 Вт реализовано в испытаниях, отраженных в разделе 4). В расчетах не учитывалось наличие припоя и материал резисторов, поэтому, фактически, определялась температура самой поверхности ТТ под точками расположения резисторов.

Примеры результатов расчетов представлены в соответствии с рисунком 3.26, где показана температура поверхности ТТ (рисунок 3.26(а)), изменение давления в фитиле (рисунок 3.26(б)) и скорость течения пара в паропроводе (рисунок 3.26(в)). Из результатов видно, что в рассмотренном варианте испытаний капиллярный предел ТТ не достигается, так как мощность источников достаточно мала. На поверхности ТТ устанавливается температура, близкая к равновесной для реализующегося уровня давления пара в паропроводе, который в свою очередь определяется мощностью тепловыделения. Представленные результаты получены для случая вертикальной ориентации ТТ, при которой наблюдаемая плоскость расчета располагается перпендикулярно земной поверхности (такие же условия задавались в экспериментах).

Сопоставление рассчитанных значений максимальной температуры нагрева в зонах установки резисторов и измеренных в эксперименте - зависимость максимальной температуры резисторов от подаваемой мощности в испытаниях теплового макета (ППМ Ка-диапазона) представлены в соответствии с рисунком 3.27 (максимальная температура нагрева резисторов) и в таблице 3.7 (температура для всех резисторов). Для сравнения здесь же приведены данные для результатов испытаний аналогичного листа из меди. Получена приемлемая согласованность расчетных и экспериментальных данных с погрешностью не более 4 %.

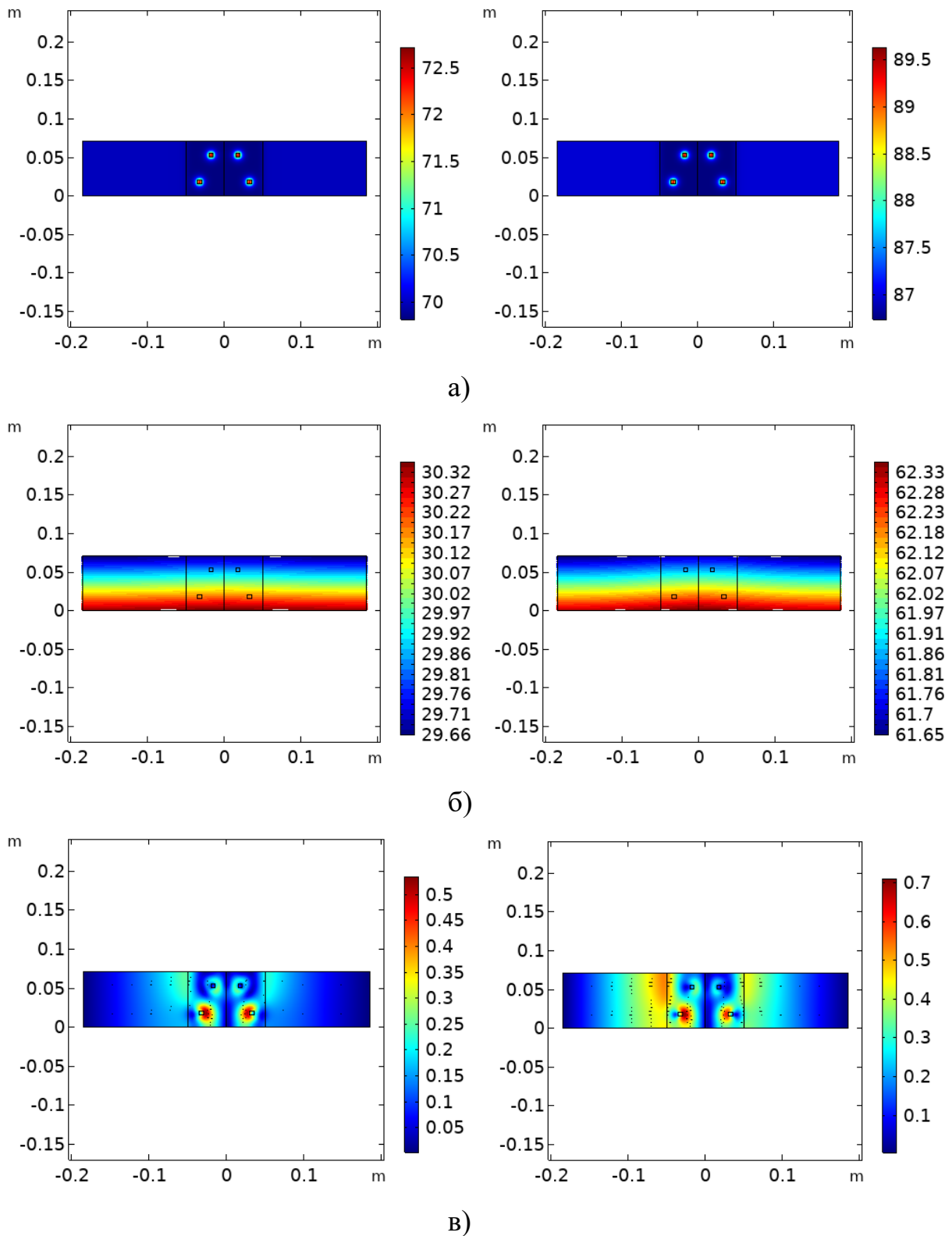


Рисунок 3.26 – Примеры результатов расчетов для уточненной модели [°C]:  
 а) – температура поверхности ТТ; б) – давление жидкости в фитиле [кПа]; в) –  
 скорость течения пара в паропроводе [м/с]. Мощность тепловыделения 20 Вт  
 (рисунки слева) и 35 Вт (рисунки справа)

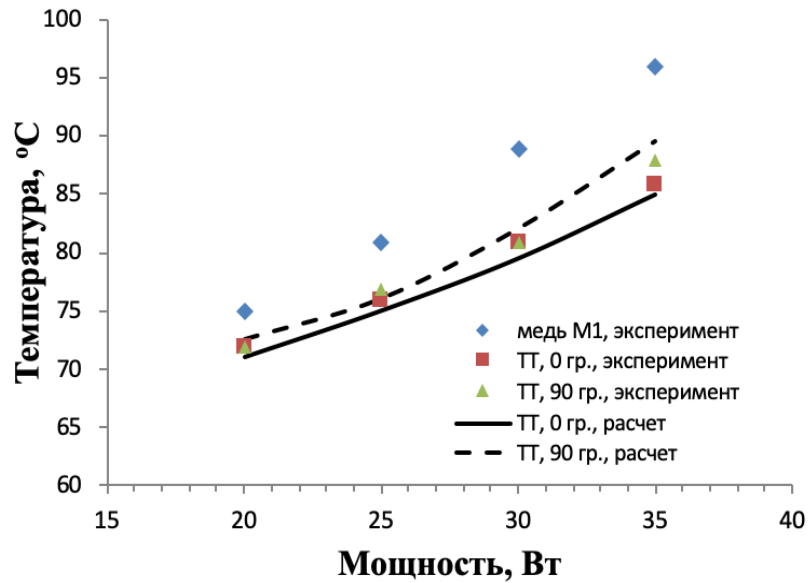


Рисунок 3.27 – Зависимость максимальной температуры резисторов от подаваемой мощности в испытаниях теплового макета (ППМ Ка-диапазона).

Таблица 3.7 - Температура резисторов в эксперименте с тепловым макетом (ППМ Ка-диапазона) – экспериментальные данные и расчет

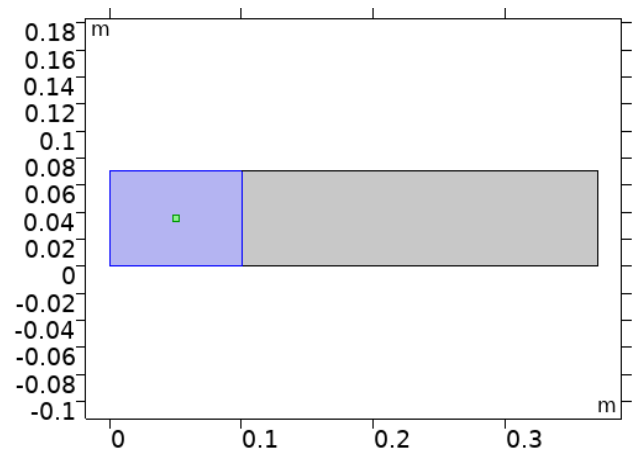
Мощность, Вт	№ резистора	ТТ, 0 гр.	ТТ, 0 гр., расчет	ТТ, 90 гр.	ТТ, 90 гр., расчет	Медь M1
20	1	72	71	70	72,5	74
	2	72		70		75
	3	72		70		74
	4	70		72		75
25	1	76	75	74	76	79
	2	76		74		80
	3	75		75		79
	4	74		76		81
30	1	81	79,5	77	82	88
	2	81		77		89
	3	79		79		88
	4	78		81		89
35	1	86	85	84	89,5	95
	2	86		84		96
	3	85		85		95
	4	85		88,2		96

### 3.5.2 Испытания тепловой трубы для оценки эффективности теплораспределения в условиях свободной конвекции

Рассматривается эксперимент, представленный в соответствии с рисунком 3.28. Здесь плоская тепловая труба и аналогичный по размеру медный лист были заизолированы на  $\sim 80\%$  длины, а на оставленных свободных площадках одинакового размера и формы были установлены резисторы, имитирующие тепловыделяющие радиоэлектронные элементы ППМ. Задача эксперимента – оценить эффективность распределение тепла от малоразмерного источника с использованием плоской ТТ, кроме этого, эксперимент позволяет дополнительно проверить предложенную методику моделирования в простой тестовой задаче. Свободные участки поверхности ТТ и медного листа имели размеры  $70 \times 100$  мм. Визуально площадь ТТ кажется больше по сравнению с медным листом, так как в ТТ присутствует сварной шов, в котором не происходит конвективного переноса тепла (не учитывалось при эксперименте).



а)



б)

Рисунок 3.28 – Эксперимент по определению эффективности теплораспределения: а) - использование плоской ТТ в сравнении с медным листом; б) - расчетная модель для описания эксперимента, серый цвет – теплоизолированная поверхность, фиолетовый цвет – поверхность теплообмена с окружающей средой, зеленый цвет – зона резистора

Испытания проводились при горизонтальной ориентации ТТ (как на рисунке 3.28) и при вертикальной ориентации (медный лист над ТТ). Моделирование эксперимента, представленного в соответствии с рисунком 3.28(а) было выполнено для геометрии расчетной области, представленной в соответствии с рисунком 3.28(б).

Результаты проведенных расчетов в сопоставлении с экспериментом представлены в соответствии с рисунком 3.29.

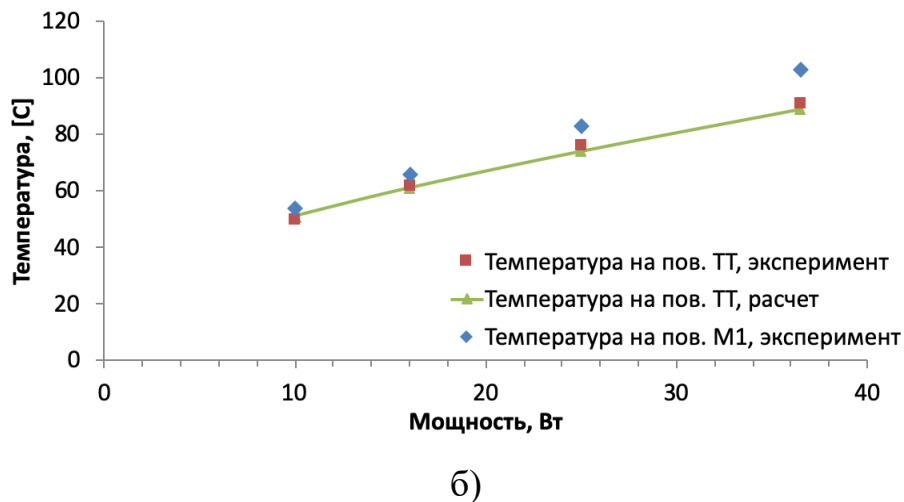
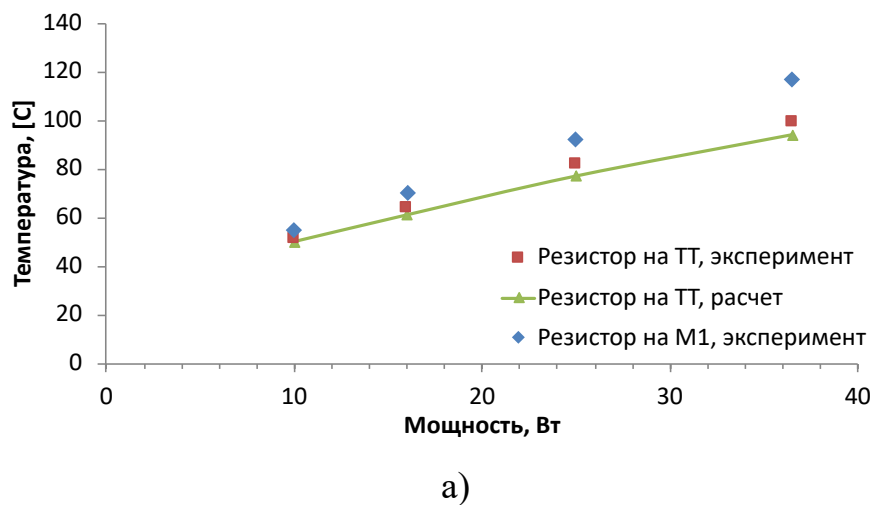


Рисунок 3.29 – Зависимость температуры а) - резисторов и б) максимальной температуры поверхности ТТ от подаваемой мощности в эксперименте (точки) и в расчете (линии)

На зависимостях видна хорошая согласованность эксперимента с расчетом. Повышение мощности тепловыделения приводит к повышению равновесной температуры поверхности ТТ, которая, фактически, определяется в модифицированной модели как заданным законом, представленным на рисунке 3.18, так и повышением температуры резисторов. Согласованность результатов для максимальной температуры поверхности ТТ в соответствии с рисунком 3.29(б) дополнительно подтверждает важность и корректность задания зависимости температуры насыщения от давления в паропроводе. Определяемая температура поверхности ТТ под резисторами несколько ниже (от 2 до 4 °С) вследствие наличия температурных переходов на контакте резистора с поверхностью ТТ. Отличие температуры ТТ от температуры аналогичной медной пластины увеличивается при подаваемой мощности 35 Вт и достигает 10 °С. Типичные результаты расчетов для искомых функций в рассматриваемой задаче (температура поверхности ТТ, скорости и давления теплоносителя в жидкой и парообразной фазе) представлены в соответствии с рисунком 3.30. Мощность тепловыделения составила 35 Вт.

Характерным здесь является тот факт, что даже будучи изолированной снаружи, часть ТТ продолжает работать по двухфазному механизму передачи тепла – скорость фильтрации в изолированной зоне и скорость течения пара оказываются, не нулевыми даже при практически, постоянной температуре внешней поверхности.

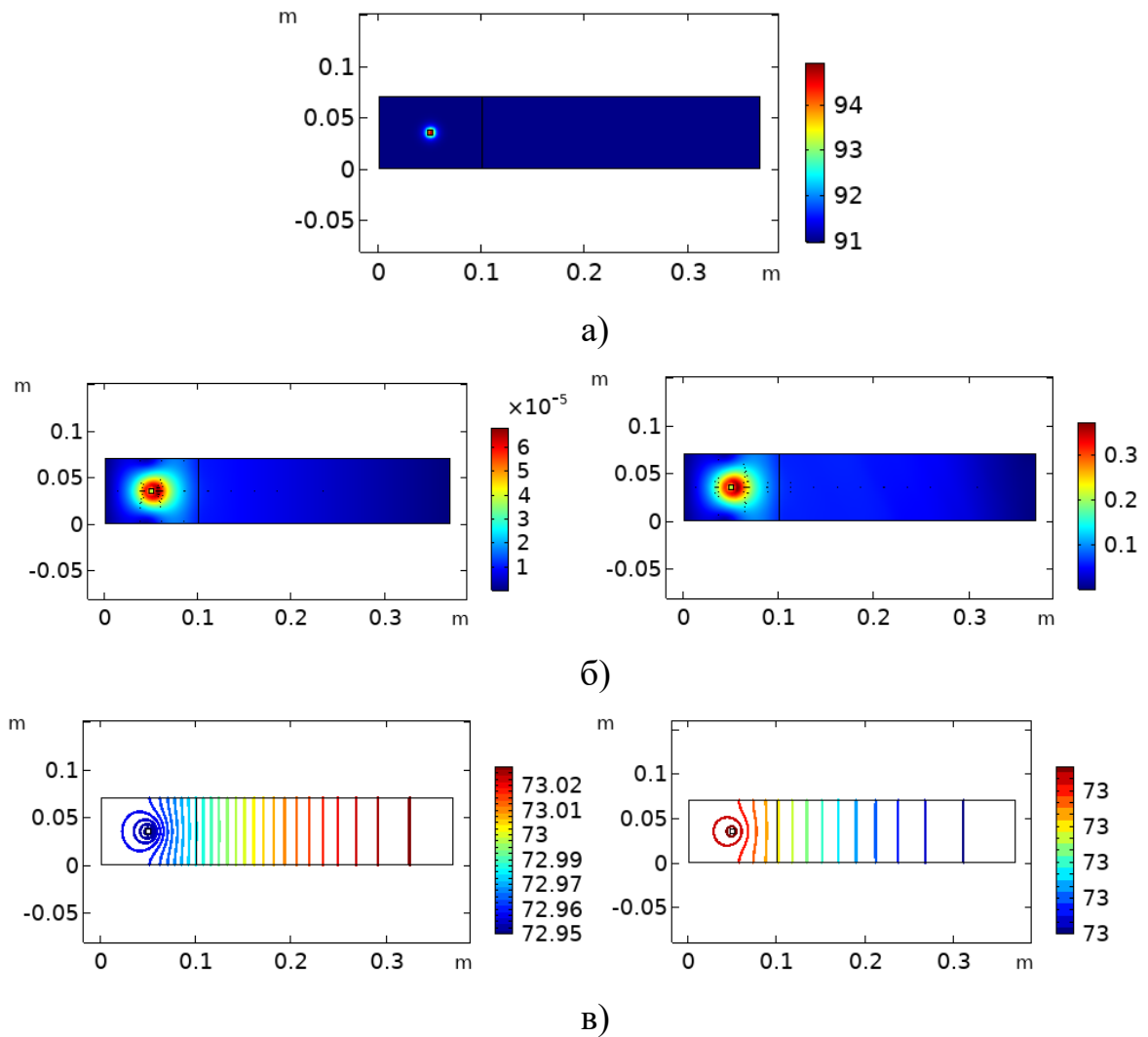


Рисунок 3.30 – Типичные результаты расчетов для эксперимента с единственным источником тепловыделения и изолированной частью поверхности ТТ, представленной в соответствии с рисунком 3.28, где: а) – температура поверхности, °С; б) – скорость течения жидкости в фитиле и пара в паропроводе, м/с; в) – давление в фитиле и в паропроводе

### 3.6 Моделирование работы тепловых труб в приемо-передающих модулях

В проводимых далее расчетах использовались параметры спроектированных ТТ, представленные в предыдущих разделах. Вначале представлены результаты расчета для первого варианта ТТ. В соответствии с рисунком 3.31 для модели показана половина корпуса ППМ с указанием областей подвода тепла и зоны



конденсации. Общее тепловыделение в этой модели составляет 25 Вт, которые целиком отводятся в зону конденсации (с учетом симметрии в модели показана только половина источников, а охлаждением вследствие свободной конвекции окружающего воздуха пренебрегаем). Результаты теплового расчета для первого варианта ТТ приведены в соответствии с рисунком 3.32. Видно, что температура источников не превышает 47 °С, что согласуется с результатами приближенного проектировочного расчета.

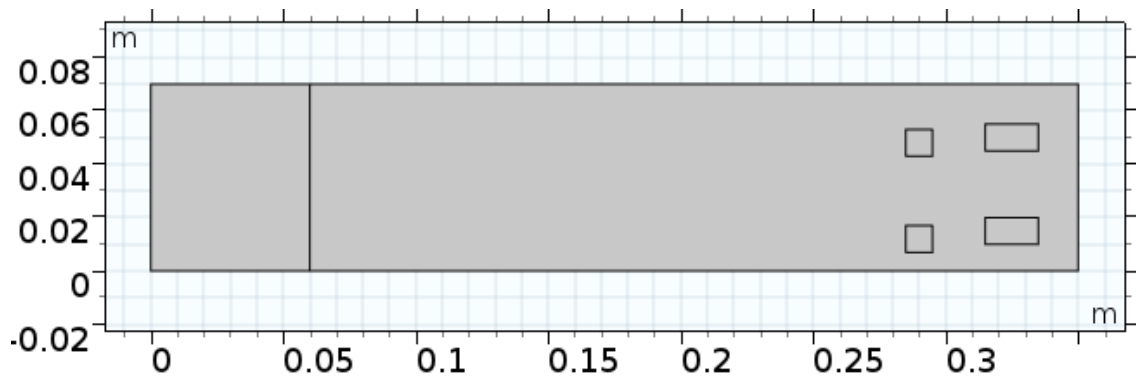


Рисунок 3.31 - Модель первого варианта ТТ

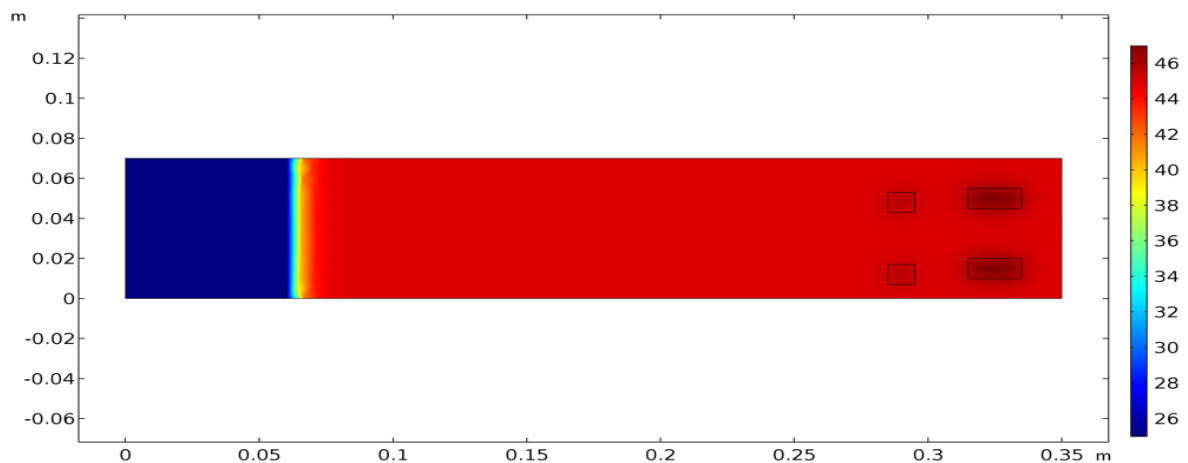


Рисунок 3.32 - Результаты теплового расчета для первого варианта ТТ

Результаты гидродинамического расчета для зоны паропровода представлены в соответствии с рисунком 3.33. Из этих рисунков видно, что скорость пара не превышает 20 м/с (рисунок 3.33(а)), то есть остается меньше

скорости звука. «Звуковой» предел работы ТТ не реализуется. Падение давления в паропроводе также остается небольшим (рисунок 3.33(б)).

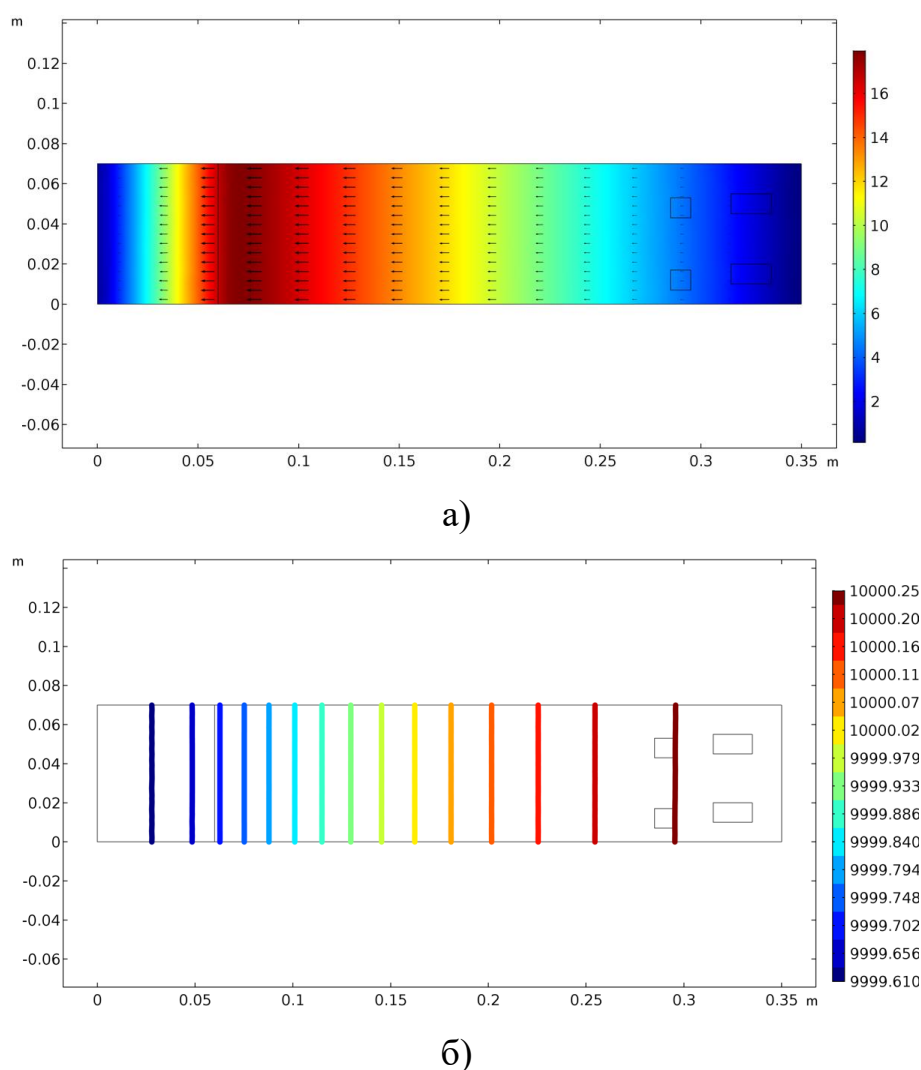
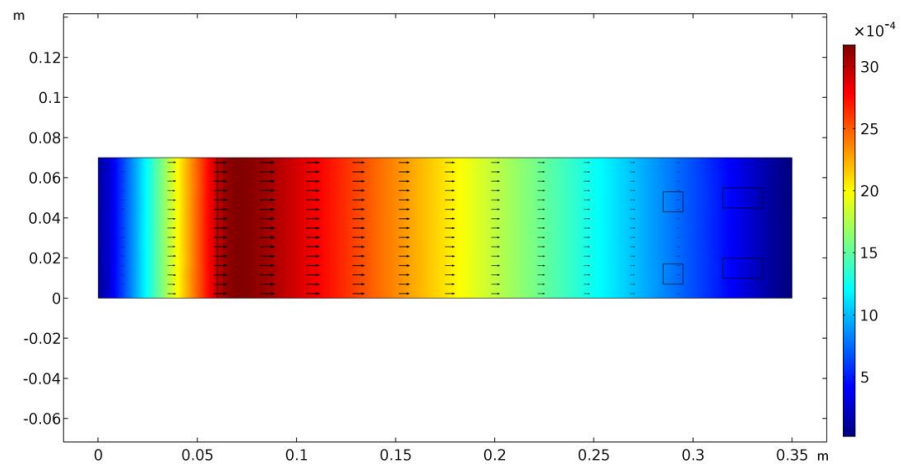


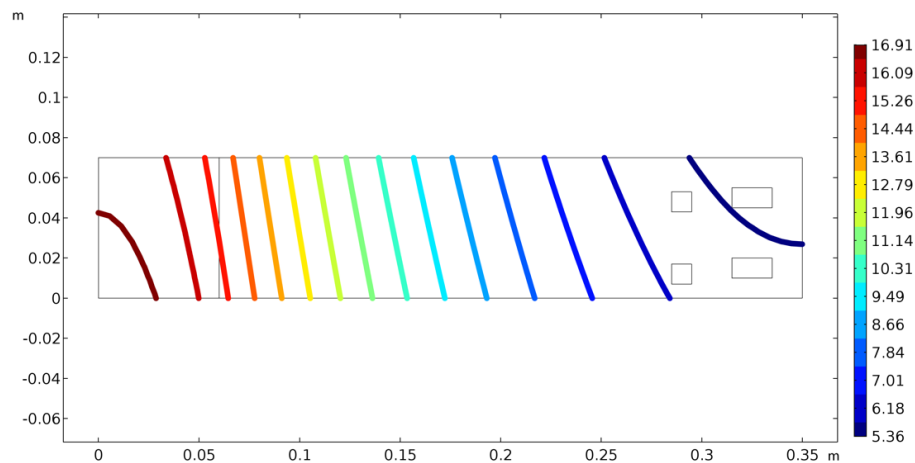
Рисунок 3.33 - Результаты гидродинамического расчета для зоны паропровода для первого варианта ТТ, где: а) – скорость течения [м/с]; б) – давление [Па]

Результаты решения задачи о фильтрации жидкости в слое фитиля для первого варианта ТТ приведены в соответствии с рисунком 3.34. Из рисунков видно, что скорость пара не превышает 35 м/с (рисунок 3.34(а)). Так же из решения следует, что в фитиле реализуется очень большое падение давления, даже в случае горизонтального расположения ТТ, порядка, 12 КПа, в то время как капиллярный предел ТТ составляет 5,4 Кпа (рисунок 3.34(б)). Чтобы снизить падение давления

можно, например, рассматривать фитиль с большим размером пор  $r_{eff} = 60$  мкм, что позволяет обеспечить приемлемое сопротивление фитиля (в соответствии с рисунком 3.35). Однако, изменение размера пор приведет к уменьшению капиллярного предела, что, в целом, говорит о том, что необходимо иметь более точные оценки для двух определяющих параметров модели – коэффициента проницаемости и капиллярного давления в фитиле, которые в проведенных расчетах определялись на основании приближенных соотношений.



а)



б)

Рисунок 3.34 - Результаты решения задачи фильтрации жидкости в слое фитиля для первого варианта ТТ, исходные значения параметров, горизонтальное положение, а – скорость течения [м/с], б – давление [кПа].

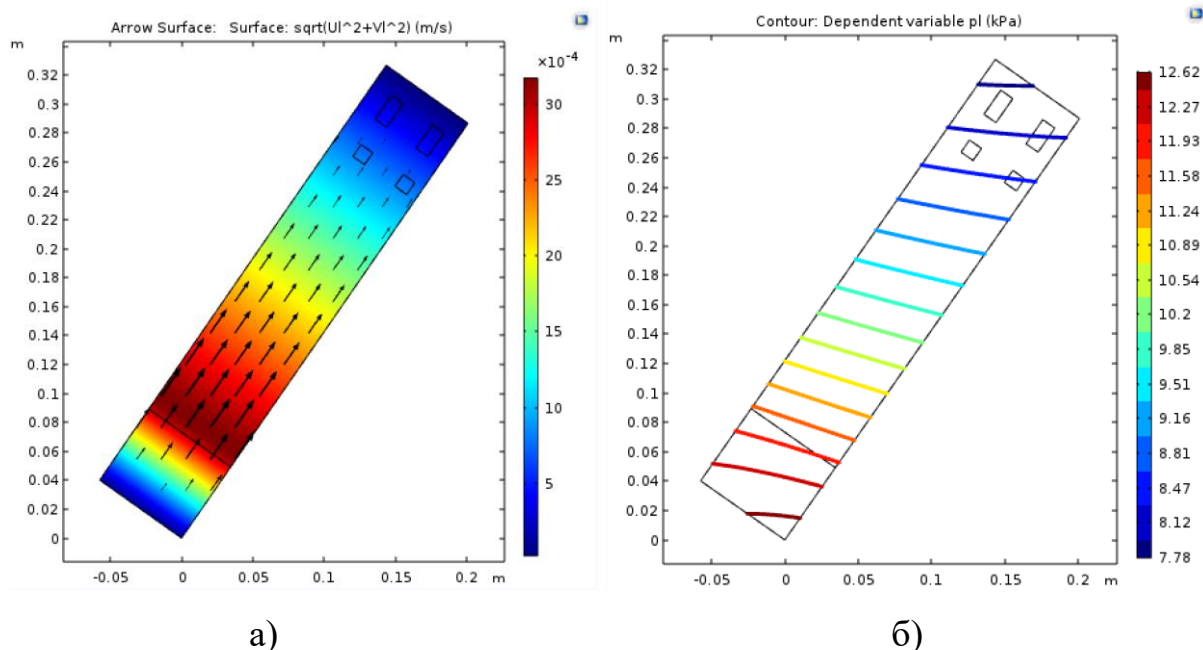


Рисунок 3.35 - Результаты решения задачи фильтрации жидкости в фитиле для первого варианта ТТ с увеличенным размером пор, наклонное положение, а – скорость течения [м/с], б – давление [КПа]

Далее представлены результаты расчетов для второго варианта ТТ. Расчеты проводились для модели целиком с тепловыделением 80 Вт (в соответствии с рисунком 3.36). Поворот модели на 55 градусов предполагался в направлении «из плоскости» относительно левой грани основания. По результатам теплового расчета оказывается, что температура источников может быть ниже проектировочных значений (53 °С вместо 57 °С, в соответствии с рисунком 3.37). Скорость пара в паропроводе имеет приемлемые значения до 25 м/с (в соответствии с рисунками 3.38(а) и 3.39(а)). Суммарное падение давления в паропроводе и в фитиле не превышает капиллярного давления, которое для выбранной структуры составляет 2720 Н/м<sup>2</sup> (в соответствии с рисунками 3.38(б) и 3.39(б)).

В целом, для второго варианта ТТ проведенные уточненные расчеты хорошо подтверждают проведенные проектировочные оценки.

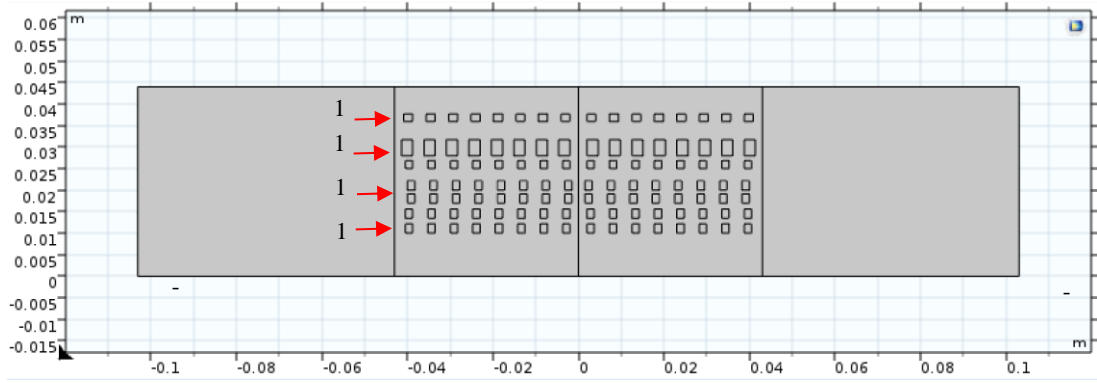


Рисунок 3.36 - Модель второго варианта ТТ

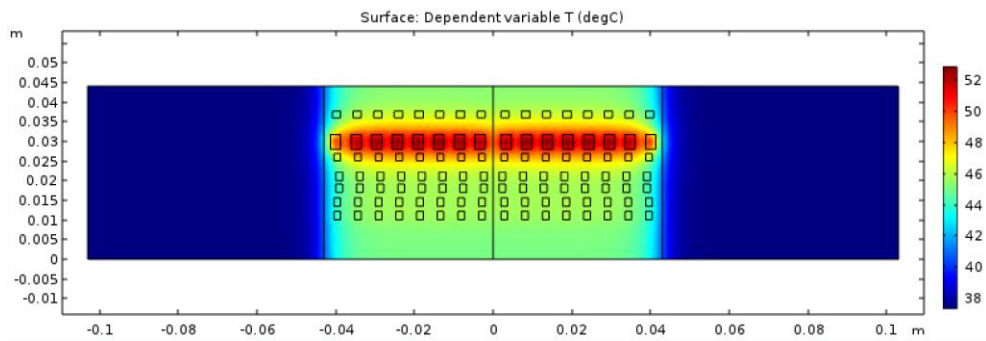
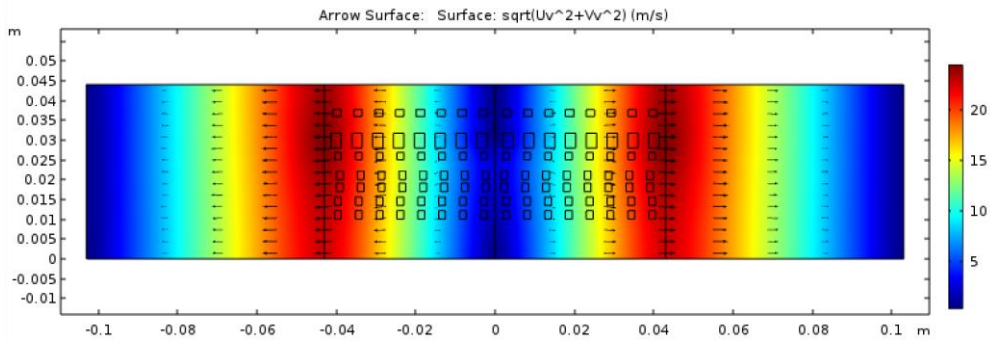
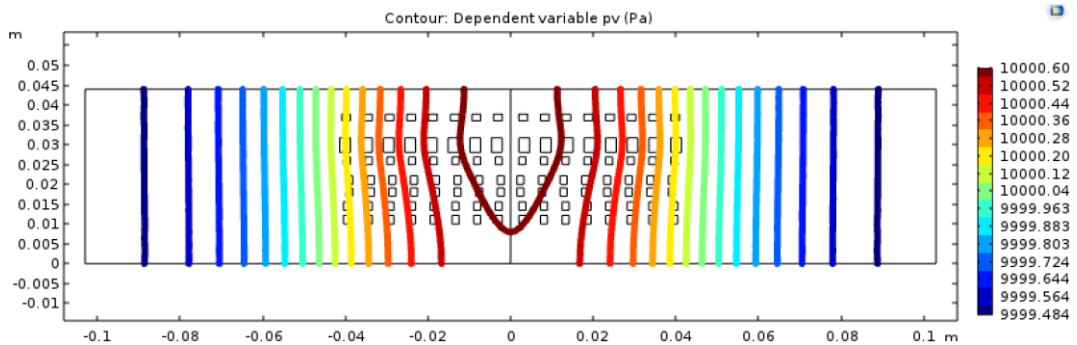


Рисунок 3.37 - Результаты теплового расчета для второго варианта ТТ



а)



б)

Рисунок 3.38 - Результаты гидродинамического расчета для зоны паропровода для второго варианта ТТ, где: а) – скорость течения [м/с], б) – давление [Па]

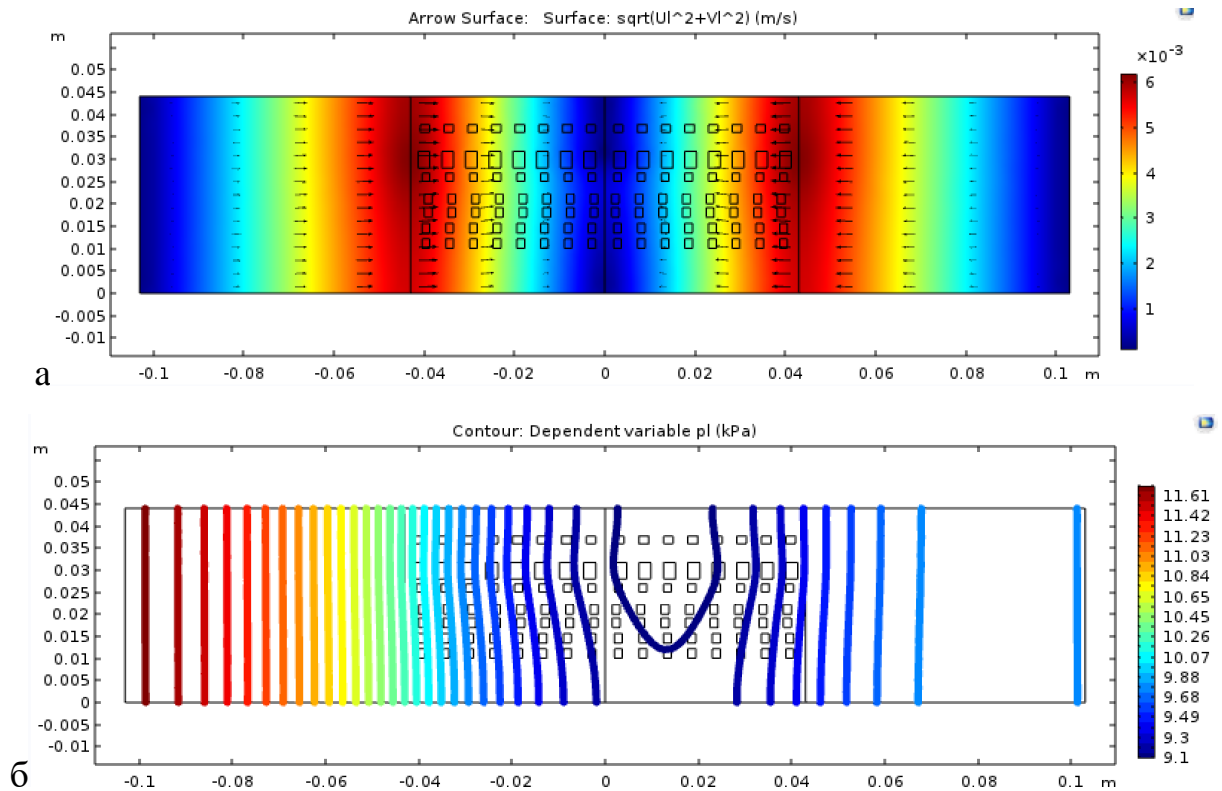


Рисунок 3.39 - Результаты решения задачи фильтрации жидкости в фитиле для ТТ. Исходные значения параметров (горизонтальное положение): а) – скорость течения [м/с], б) – давление [КПа] (правый конец ТТ приподнят относительно левого на 55 градусов в направлении «из плоскости»).

### Выводы по главе 3

В разделе 3.1 проведено проектирование двух вариантов ТТ, применимых в составе системы охлаждения ППМ АФАР X- и К- диапазонов. В первом варианте ТТ работает, на перенос тепла на расстояние, порядка, 300 мм и для ее эффективной работы необходимо обеспечить повышенный капиллярный предел за счет увеличения толщины фитиля и уменьшения размера пор (до приемлемого уровня, обеспечивающего увеличение капиллярного давления без существенного снижения коэффициента проницаемости). Для второго варианта ТТ необходимо увеличивать зону паропровода для исключения реализации предела по кипению. В этом случае, приходится уменьшать толщину фитиля, уменьшая и запас работоспособности по капиллярному пределу.

Требования по температуре источников нагрева в ТТ выполняются с достаточно большим запасом. Проектировочный расчет прогнозирует температуру источников на уровне от 50 до 60 °С.

В разделе 3.2 была проведена дополнительная модификация модели, которая обобщена для двумерной задачи моделирования более сложных задач о тепломассопереносе в ТТ сложной формы с несколькими источниками тепла и проектировании окончательного варианта ТТ, предложенного к отработке на этапе будущих научно-исследовательских работах.

В разделе 3.3 проведена идентификация модели:

1. Предложены требования к параметрам микроструктуры применяемых капиллярно-пористых материалов. Из расчетов следует, что существует определенный оптимальный набор параметров микроструктуры фитиля, который позволяют получить наилучшие эксплуатационные параметры ТТ. В частности, при пористости фитиля 60% рекомендуется получение среднего размера пор 32 мкм и 58 мкм для спроектированных первого и второго вариантов ТТ, соответственно. Изменение и управление параметрами микроструктуры фитиля представляют собой сложную технологическую задачу, по сравнению, например, с изменением габаритов ТТ. Однако, и эта задача может быть решена путем выбора режимов изготовления фитиля, например, путем выбора температуры и длительности спекания или путем выбора фракционного состава порошков, применяемых для получения капиллярно-пористого материала.

2. Проведены испытания по определению параметров смачиваемости теплоносителем образцов капиллярно-пористого материала. В качестве теплоносителя выбрана дистиллированная вода, для которой представлены физические характеристики, необходимые для проведения проектирования и расчетов охлаждаемых ТТ.

3. Представлены результаты испытаний капиллярно-пористых материалов из меди. Образцы испытывались на фильтрацию (определялся коэффициент

проницаемости, через который коэффициент фильтрации вычисляется на основе стандартных соотношений).

В разделе 3.4 проведено сопоставление результатов предварительного моделирования и экспериментальных данных, полученных при испытании образцов плоских тепловых труб. В результате проведенного анализа, установлена необходимость модификации модели (раздел 3.2), которая связана с введением в нее учета зависимости температуры, насыщенного пара от реализующего давления в паропроводе, решения нестационарной задачи для гидродинамики пара, с учетом эффекта «запирания» ТТ в зонах достижения капиллярного предела и учета зависимости характеристик теплоносителя от температуры.

В разделе 3.5 представлены результаты дополнительных расчетов. Необходимость проведения этих расчетов обоснована сделанными изменениями в предложенной модели тепломассопереноса в ТТ. Проведенные расчеты позволили с достаточно высокой точностью описать проводимые эксперименты, направленные на оценку эффективности применения плоских ТТ, которая представлена, в том числе, в сравнении с результатами испытаний меди. По результатам проведенного сопоставления можно считать, что предложенные методы моделирования позволяют получать прогнозы параметров работы ТТ с приемлемой точностью.

В разделе 3.6 приведен расчет работы тепловой трубы в составе ППМ Кадиапазона. В проводимых расчетах использовались параметры спроектированных ТТ.



## **4 Изготовление и испытание тепловых макетов**

В данной главе описана технология изготовления и испытание 3-х разработанных тепловых макетов для имитации тепловых нагрузок во время работы электронного ППМ АФАР и проверки работы эффективности системы охлаждения с применением плоских тепловых труб.

Для этого необходимо:

1. Изготовить схожие макеты по существующим моделям корпусов ППМ бортового АФАР X- диапазона с 2 вариантами компоновки тепловых труб [75] и макет для ППМ бортового АФАР Ka- диапазона, где тепловая труба является и охлаждающим устройством и несущей конструкцией.

3. Установить теплонагруженные элементы, провести удобный и качественного электромонтаж, провести проверку на работоспособность тепловых макетов.

4. Провести испытания с целью определения эффективности работы тепловых труб в составе тепловых макетов в условиях близких к натурным, с использованием специальной установки.

### **4.1 Изготовление тепловых макетов с вариантами конструкции 1 и 2**

Для изготовления были представлены металлические коробка-заготовки с габаритными размерами  $427 \times 204 \times 30$  мм. На начальном этапе были подготовлены эскизные чертежи и написана САМ-программа для числового программного управления (ЧПУ). В качестве оборудования для фрезерования корпусов был использован вертикальный фрезерный обрабатывающий центр с ЧПУ «HURCO VTXU» с рабочей поверхностью стола  $1020 \times 510$  мм.

Перед операцией фрезерования были решены следующие задачи:

1. Разработка САД-чертежей для макетов корпусов.

2. Анализ САD-деталей и получению от центра ЧПУ данных о типе материала и размерах.

3. Конвертация (при помощи САМ-программы) цифрового объекта в понятные станку команды в формате G-code.

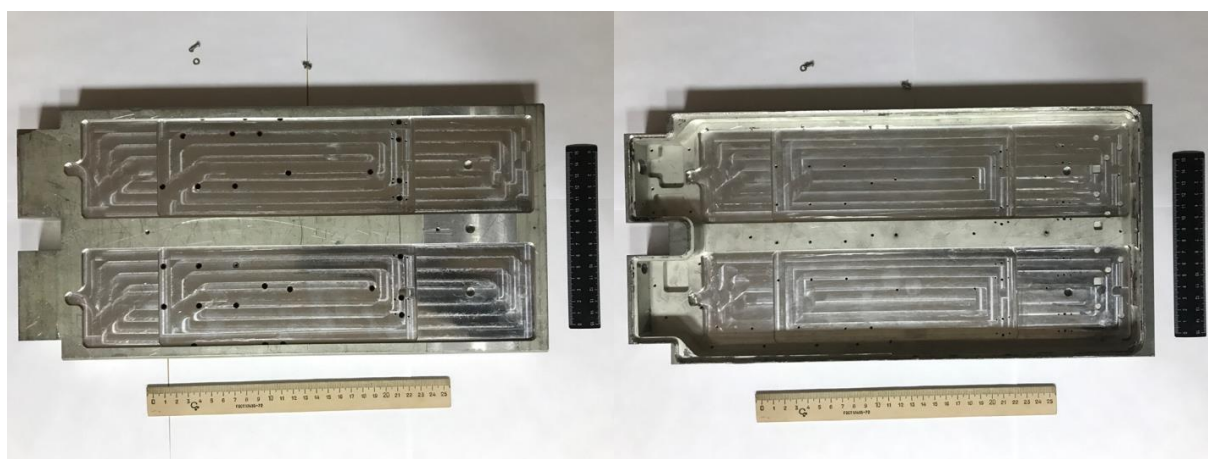
Контроллер на основе полученных команд (в формате G-code) активирует электрические цепи в нужной последовательности и с заданной длительностью так, чтобы заставить станок выполнить операции по механической (фрезерной) обработки углублением пазов с внутренней и внешней части корпусов. Корпус для теплового макета с вариантом конструкции 1 после механической обработки представлен в соответствии с рисунком 4.1. В целях изоляции тепловых труб от основания корпуса в центральной (адиабатической) зоне было подготовлено дополнительное углубление 1,5 мм



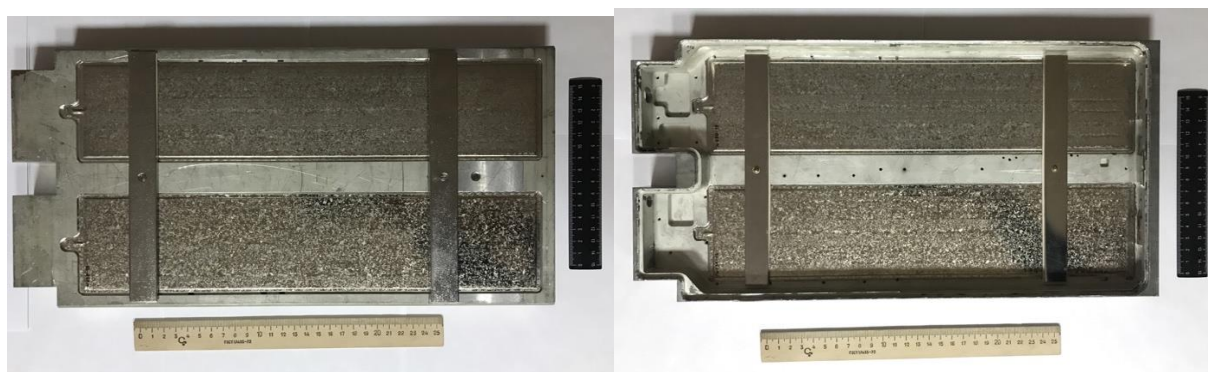
Рисунок 4.1 – Вариант конструкции 1 на этапе изготовления с подготовленными пазами размерами 74 x 354 мм каждый и углублением  $2_{-0,05}^{+0,01}$  мм, где должны располагаться ТТ

Для установки тепловых труб было проведено ряд подготовительных операций: слесарная, гидropескоструйная, электрополировочная.

На слесарном верстаке были притуплены острые кромки, закручены каленые втулки в местах сквозных отверстий у основания корпуса, а так же были размечены и просверливаны дополнительные отверстия, нарезаны резьбы М2.5 для крепления дополнительных усилений, нарезана резина ИРП с размерами 195 x 20 x 2 мм для безопасной фиксации ТТ. При гидropескоструйной операции (очистке) были обработаны все поверхности корпусов, т. е. при подаче водяной струи под высоким давлением с абразивом были удалены мелкие загрязнения, стружка, не повреждая тем самым корпуса. Корпуса макетов с вариантами конструкции 1 и 2 перед и после установки ТТ представлены в соответствии с рисунком 4.2.



а)



б)

Рисунок 4.2 – Внешний вид макетов корпусов с вариантами конструкции 1 (слева) и 2 (справа): а) – перед установкой ТТ; б) – после установки ТТ

В зонах прижатия на подготовленные участки был нанесен почти прозрачный слой теплопроводной пасты «Keratherm» (заявленный коэффициент теплопроводности  $\lambda$  от 8 до 10 Вт/(м\*К)) толщиной не более 0,05 мм. Такая толщина необходима в целях уменьшения термосопротивлений на тепловом переходе между корпусами ППМ и тепловыми трубами.

При электрополировке с учетом заранее разработанной специальной инструкции были обработаны усиления для ТТ в целях повышения коррозионной стойкости, а так же защиты отдельных поверхностей от глубоких загрязнений и различных химических веществ.

На основании разработанных электрических и тепловых схем (см. раздел 2.2) был проведен электрический монтаж вариантов конструкции 1 и 2. Для этого заранее подготовлено по 4 малогабаритных электронных SMD-элемента - пленочных резистора MP725. Эти резисторы с низким профилем обеспечивают мощность каждого до 25 Вт при комнатной температуре + 25 °С. Корпус у MP725, выполненный по типу D-ПАК, имеет основание в виде металлической пленки (1 мм), которая удобна для установки резисторов методом пайки, а так же служит основанием для отведения тепла. В зависимости от заранее заданных уровней мощности, теплонагруженные элементы (укрупненные резисторы) были подобраны таким образом, чтобы в связке с источником подаваемой мощности они работали по типу каскада выполняя на отдельных узлах определенную функцию. Другими словами необходимо было создать на каждом участке корпуса ППМ определенную мощность тепловыделения. Кроме MP725 в тепловых макетах используются 8 резисторов в корпусе AXIAL по типу RFP. Эти резисторы отличаются компактным исполнением (2,5 x 5 мм) и достаточной мощностью рассеивания до 50 Вт. В процессе установки MP725 и RFP было принято решение не применять медные основания, а устанавливая теплонагруженные элементы непосредственно на корпус без дополнительного теплового перехода в связи с тем, что все резисторы изначально имеют основание в виде медной подложки с

никелевым покрытием. Установленные резисторы на тепловых макетах представлены в соответствии с рисунком 4.3.



Рисунок 4.3 – Расположение резисторов на тепловом макете с внутренней компоновкой тепловых труб (вариант конструкции 2). В верхней части резисторы белого цвета по типу RFP, в нижней – по типу D-ПАК

Для теплового макета с вариантом конструкции 1 наиболее эффективный отвод тепла от резисторов обеспечивался при помощи припоя оловянно-свинцового ПОС 61 с жидким флюсом, который в большинстве случаев применяется для деталей, чувствительных к перегреву. Температура плавления припоя ПОС 61 составляет  $183^{\circ}\text{C}$ . Для теплового макета с вариантом конструкции 2 установка резисторов производилась непосредственно на тепловые трубы, в связи с чем было принято решение использовать припой ПОИН 52 с низкой температурой плавления ( $130^{\circ}\text{C}$ ) по сравнению с температурой плавления ПОС 61.

Отличительной особенностью теплового макета с внутренней компоновкой ТТ является то, что при установке резисторов на тепловые трубы создается сложность в нагреве припоя. Разрешенная температура нагрева тепловых труб  $100^{\circ}\text{C}$ , после чего, свыше  $100^{\circ}\text{C}$  может произойти понижение эффективности их работы с последующей разгерметизацией. В связи с этим было принято решение нагреть ТТ на термостоле до разрешенной температуры и доводить температуру плавления припоя ПОИН 52 точно, т. е. непосредственно в место установки резисторов.

Для проведения электрического монтажа применялся медный посеребренный провод с пленочной изоляцией типа МП 37-12 ТУ 16.505.191 всеклиматического исполнения. Соединение проводов с контактами резисторов осуществлялось при помощи припоя Прв КР2 ПОССу-61-0,5 ГОСТ 21931-76 с жидким флюсом, после чего места пайки были защищены трубкой типа ТВ-40 ГОСТ 19034-82. Жгуты электрического монтажа были закреплены по месту в отдельных точках клеем ВК-9. Внешний вид тепловых макетов после проведения электрического монтажа представлен в соответствии с рисунком 4.4. По завершению этапа изготовления была проведена проверка тепловых макетов на обрыв электрических цепей.

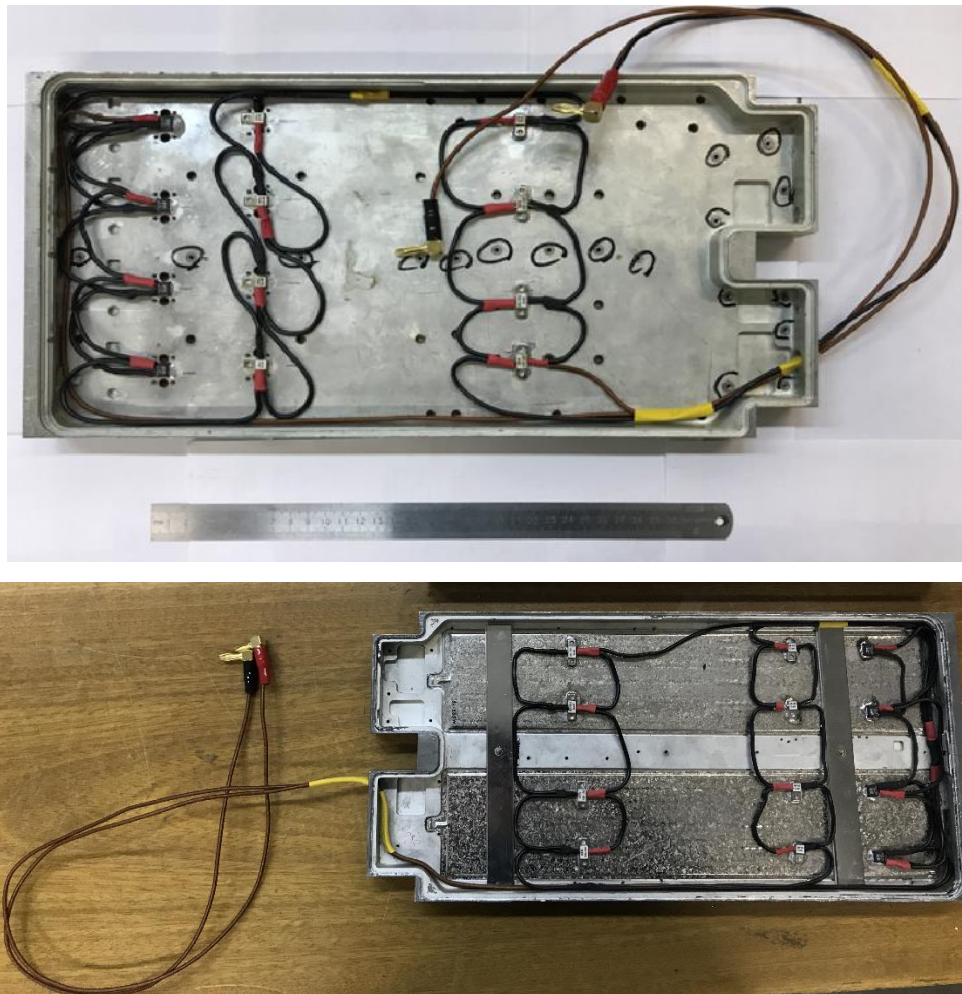


Рисунок 4.4 – Внешний вид тепловых макетов с вариантом конструкции 1 (сверху) и 2 (снизу) после изготовления

## 4.2 Изготовление теплового макета с вариантом конструкции 3

В данном разделе описана технология изготовления теплового макета с вариантом конструкции 3 (ППМ Ка-диапазона), в котором предусмотрено расположение тепловой трубы в качестве единой подложки радиоэлектронной ячейки. В процессе изготовления проводились такие операции как: заготовительная, фрезерная, слесарная.

На основании разработанных эскизных чертежах было проведено ряд заготовительная и слесарная операции, при которых для отработки программы были отрезаны 2 заготовки с размерами 105x105x5 мм и 105x105x8 мм, а на слесарном верстаке сняты заусенцы, притуплены острые кромки. После этого была написана САМ-программа для числового программного управления (ЧПУ). В качестве станка для фрезеровки макета корпуса был использован вертикальный фрезерный обрабатывающий центр с ЧПУ «HURCO VTXU» с рабочей поверхностью стола 1020 x 510 мм.

Перед операцией механической обработки (фрезерования) были проработаны следующие вопросы:

1. Разработка САД-чертежей.
2. Анализ САД-деталей и получение от центра ЧПУ данных о типе материала и размерах.
3. Конвертация (при помощи САМ-программы) цифрового объекта в понятные станку команды в формате G-code.

В соответствии с рисунком 4.5 представлены элементы, изготовленные из дюралевого сплава Д16 после механической (фрезерной) обработки для сборки теплового макета.

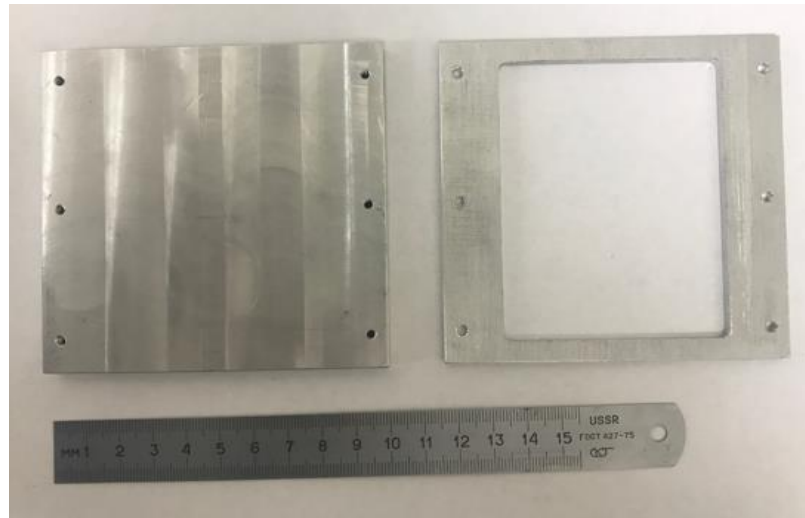


Рисунок 4.5 – Элементы для сборки теплового макета

После операции фрезерования была проведена слесарная операция: на слесарном верстаке были притуплены острые кромки, подготовлены отверстия М4.5 и диаметром 5 мм. Для нарезания резьбы М4.5 использовался винт с прорезанными винтовыми стружечными канавками, образующими режущие кромки - метчик. Далее была установлена и зафиксирована ТТ элементами (рисунок 4.5), а также произведена установка резисторов. Тепловой макет (ППМ Ка- диапазона) перед проведением электромонтажа приведен в соответствии с рисунком 4.6.

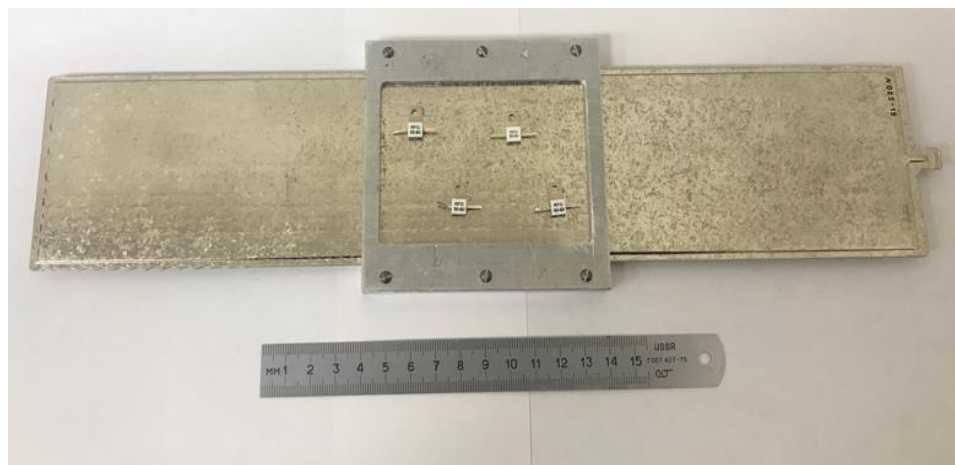


Рисунок 4.6 – Тепловой макет (ППМ Ка- диапазона) перед проведением электромонтажа



Перед проведением электрического монтажа для теплового макета было подобрано 4 резистора в корпусе AXIAL по типу RFP. Эти резисторы отличаются компактным исполнением (2,5 x 5 мм) и достаточной мощностью рассеивания до 50 Вт каждый.

Для проведения объемного монтажа применялся медный посеребренный провод с пленочной изоляцией типа МП 37-12 ТУ 16.505.191. В качестве силового проводника был использован монтажный провод с изоляцией полиэтилентерефталатной пленки в оболочке из шелка лавсан. Соединение проводов с резисторами осуществлялось при помощи припоя ПОИН 52 с жидким флюсом, после чего места пайки были защищены трубкой типа ТВ-40 ГОСТ 19034-82. В связи с тем, что резисторы устанавливались непосредственно на ТТ, было принято решение доводить температуру плавления припоя точно (аналогично варианту конструкции 2). Внешний вид теплового макета представлен в соответствии с рисунком 4.7.

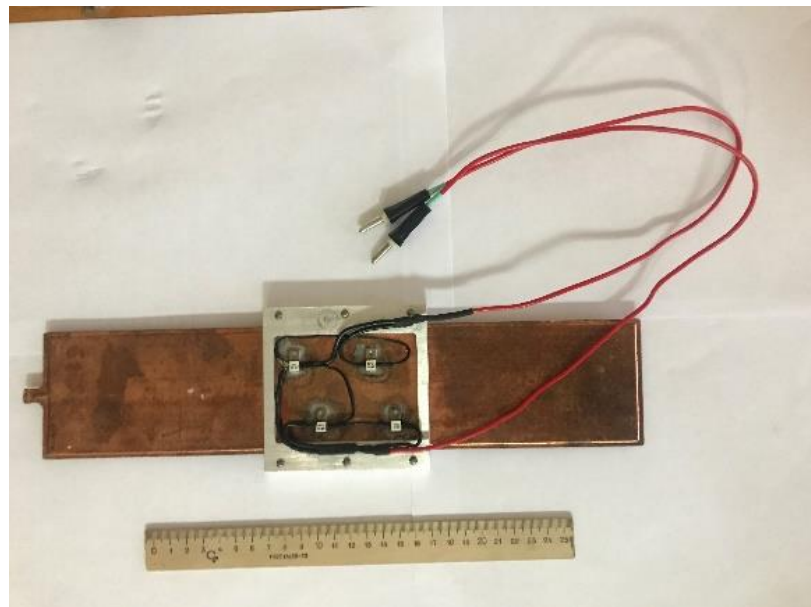


Рисунок 4.7. – Внешний вид теплового макета с вариантом конструкции 3

### 4.3 Испытания тепловых макетов.

Задачей испытания является определение предельных значений мощностей тепловыделения тепловых эквивалентов для заданных конструктивных вариантов крепления тепловых труб, при штатных вариантах пространственного расположения ППМ X- и Ka- диапазонов.

Перед проведением испытаний была проведена проверка тепловых макетов на работоспособность, т. е. вывода их на рабочий режим (проверка правильности функционирования электрической схемы и выдерживание работы теплового макета под нагрузкой в течение длительного промежутка времени). В связи с этим были разработаны инструкции по проверке и подготовлено рабочее место (схема электрическая общая) в соответствии с рисунком 4.8.

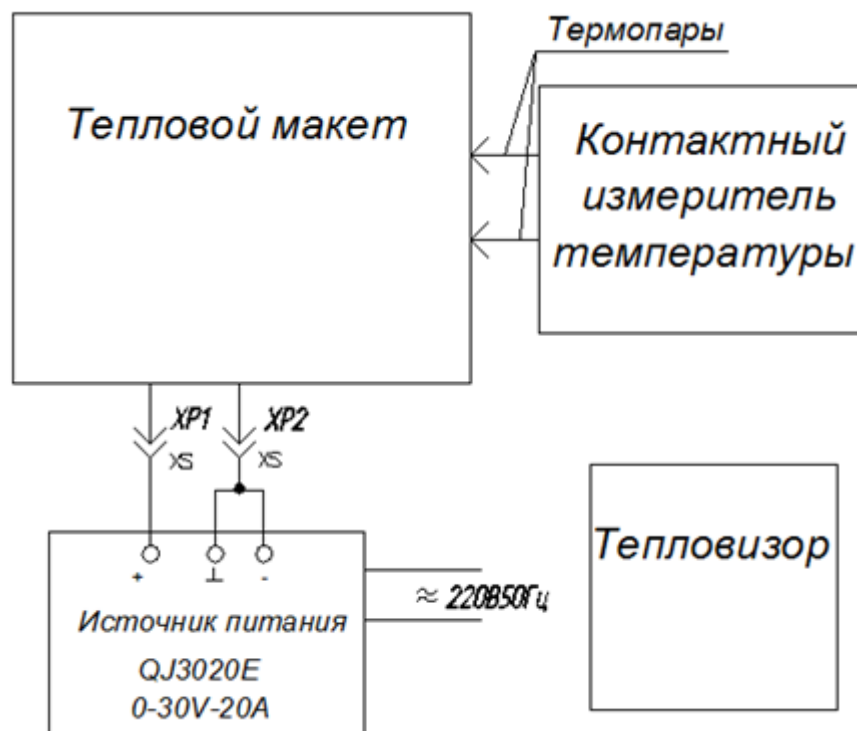


Рисунок 4.8 – Рабочее место проверки тепловых макетов. Схема электрическая общая. Средства измерения имели свидетельства, подтверждающие сроки их поверки и аттестации

В рабочее место входит источник постоянного тока QJ3050E 30V-20A для выставления необходимой мощности со встроенным мультиметром (для измерения силы тока и напряжения на всем участке цепи). Для выявления температуры корпуса ППМ и теплонагруженных элементов, были выбраны контактный измеритель температуры UT322 и портативный тепловизор Testo 865 (в соответствии с рисунком 4.9) с разрешением экрана 160 x 120, полем зрения  $31^\circ$  и фокусным расстоянием 5 мм. Из нормативных источников для тепловыделяющих элементов был задан коэффициент излучения  $\varepsilon = 0,97$ .

Все проверки тепловых макетов проводились при помощи инструкций по проверке в крытом отапливаемом помещении. К рабочему месту было подведено переменное напряжение  $(220 \pm 22)$  В с частотой  $(50 \pm 2)$  Гц. Проверка проводилась при соблюдении нормальных климатических условий:

1. Температура окружающей среды от  $23 - 25$  °С.
2. Атмосферное давление в пределах  $10^5$  Па.
3. Относительная влажность воздуха 55 %.



а)



б)

Рисунок 4.9 – Оборудование для измерения температуры:

- а) - контактный измеритель температуры UT322;
- б) - портативный тепловизор Testo 865

Для проведения испытаний тепловых макетов было обновлено рабочее место (рисунок 4.8), куда дополнительно входила теплообменная установка, обеспечивающая температурный режим работы макетов, а также поворотный стол для крепления и определения положения теплового макета при различных углах (в соответствии с рисунком 4.10).

В связи с тем, что корпуса ППМ имеют покрытие сплава олово–висмут (является сильным отражателем длинноволнового инфракрасного излучения с низким коэффициентом излучения), что сильно затрудняет определение температуры, было принято решение приклеить к измеряемым объектам на отдельных участках термостойкую полиамидную ленту (толщина 0,8 мм, рабочая температура до 300 °С, коэффициент излучения  $\varepsilon = 0,95$ ). Тем самым обеспечить расположение контрольных измерительных точек (в соответствии с рисунком 4.11 и 4.12).

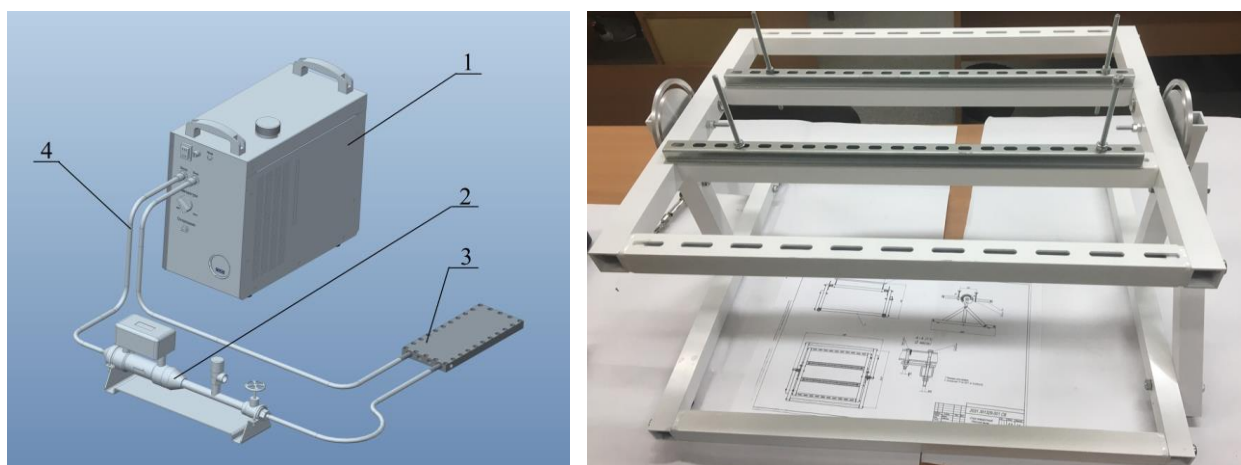


Рисунок 4.10 – Дополнительное оборудование для проведения испытаний, куда входит поворотный стол (слева) и теплообменная установка (справа). В состав установки входит установка теплообменная поз. 1, установка регулировочная поз. 2, основание поз. 3, комплект шлангов поз. 4

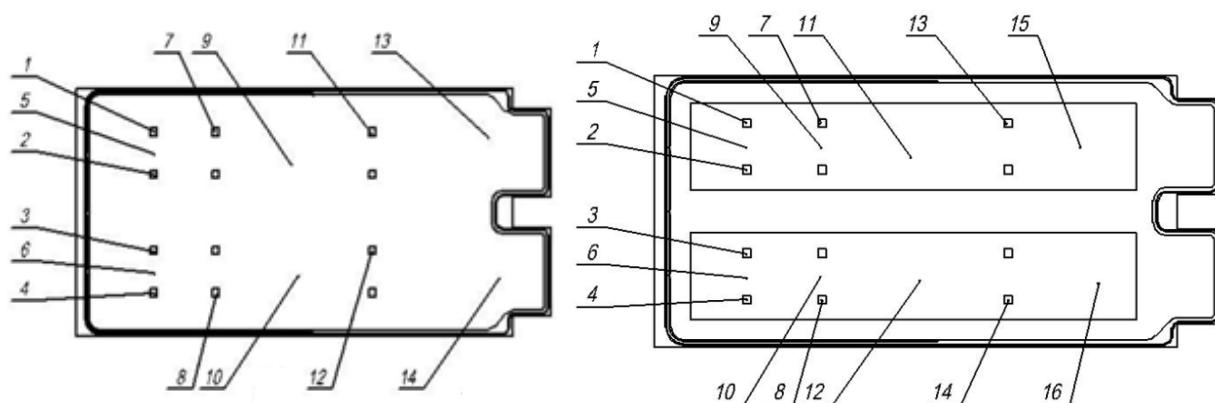


Рисунок 4.11 - Схема расположения измеряемых точек для внешнего (слева) с вариантом конструкции 1 и внутреннего (справа) расположения ТТ с вариантом конструкции 2 соответственно

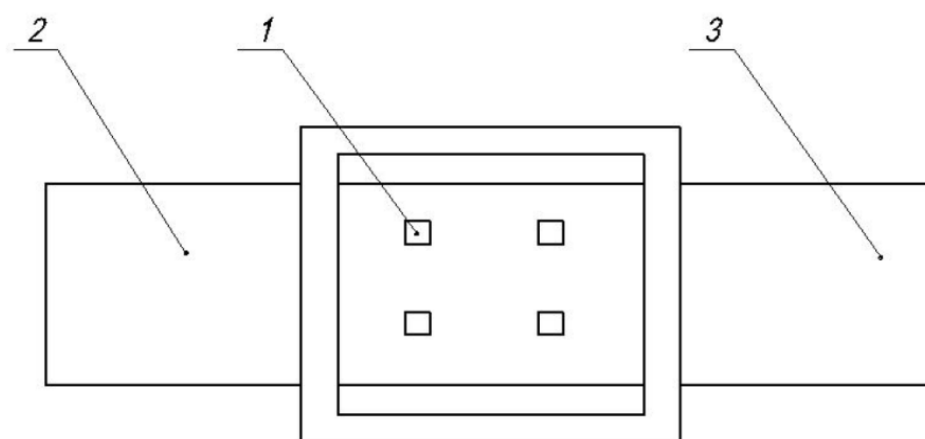
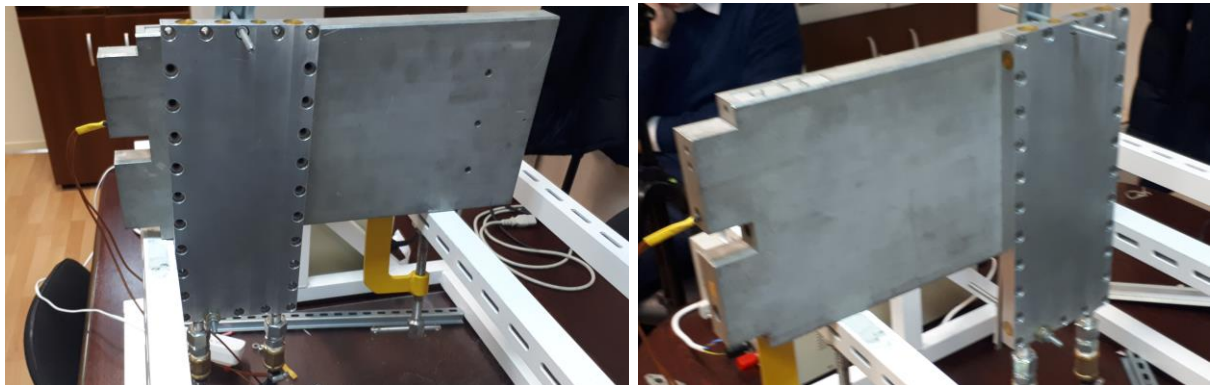


Рисунок 4.12 - Схема расположения измеряемых точек для теплового макета с вариантом конструкции 3

Тепловые макеты с вариантами конструкции 1 и 2 испытывались для двух вариантов с жидкостным охлаждением, путём крепления внешнего жидкостного теплообменника вдали (для определения эффективности теплопередачи) и вблизи (для определения эффективности теплораспределения) от основных тепловыделяющих элементов (в соответствии с рисунком 4.13). Температура теплообменника составляла 17 °С. Тепловой макет с вариантом конструкции 3 испытывался с двумя вариантами охлаждения: свободная конвекция и принудительное воздушное охлаждение (в соответствии с рисунком 4.14).



а)



б)

Рисунок 4.13 - Варианты крепления теплообменника для тепловых макетов с вариантами конструкции 1 (а) и 2 (б) вдали (слева) и вблизи (справа) от основных тепловыделяющих элементов

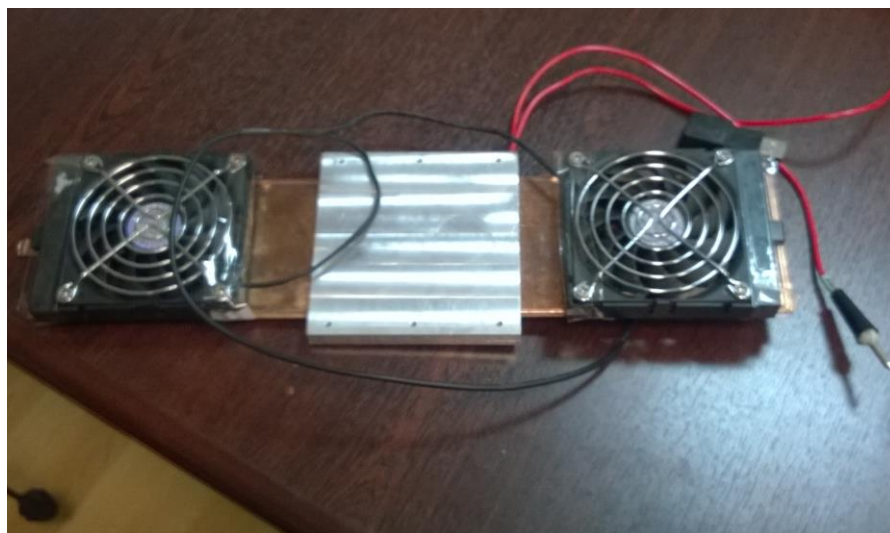


Рисунок 4.14 – Тепловой макет с вариантом конструкции 3 перед проведением испытаний с принудительным воздушным охлаждением путем установки вентиляторов охлаждения

### 4.3.1 Результаты испытаний и сопоставление с расчетом для вариантов конструкций 1 и 2

Тепловые макеты были выдержаны при постоянной подаваемой мощности 85 Вт в течение 30 минут, после чего максимальный нагрев тепловых эквивалентов был зафиксирован в первой группе эквивалентов. В качестве примера, для варианта конструкции 1 приведены термограммы в соответствии с рисунком 4.15. Вторая и третья группа тепловых эквивалентов нагревается незначительно, и разница в температуре при различной ориентации практически не меняется. Значения температур на корпусе ППМ с вариантами конструкции 1 и 2 представлены в соответствии с рисунками 4.16 и 4.17. Результаты для тепловых макетов показали, что наибольшая разница в температуре проявляется при расположении теплообменника вдали от теплонагруженных элементов.

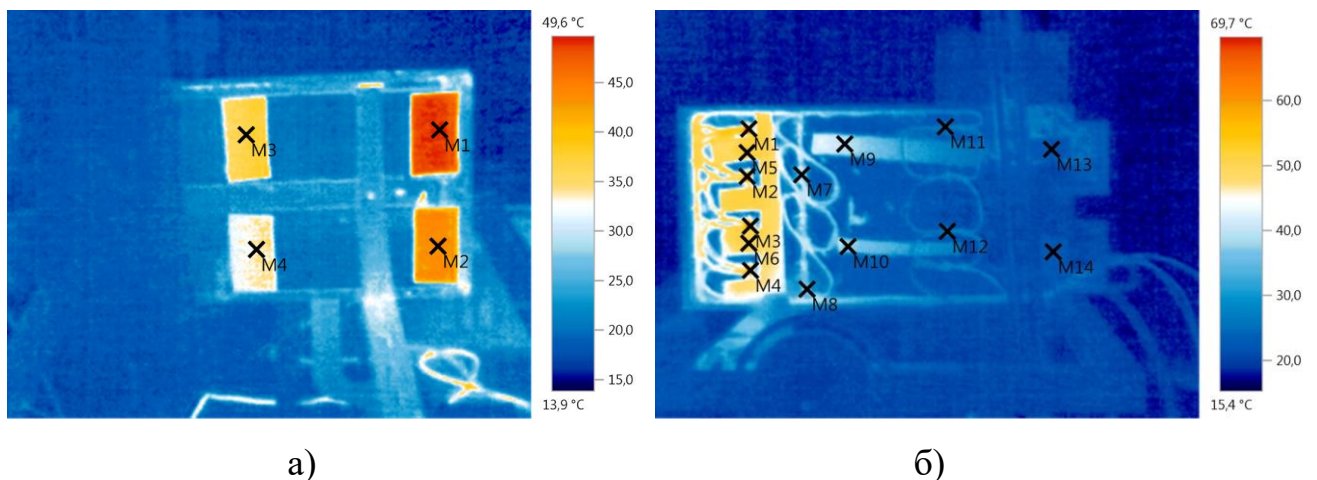


Рисунок 4.15 - Распределение полей температуры по тепловому макету для ППМ  
 X- диапазона: а) – с внешней стороны в месте; б) – с внутренней стороны

Для варианта конструкции 1 при одинаковой температуре теплообменника (17 °С), максимальная температура в местах установки теплонагруженных элементов снизилась на 5,4 °С (с 73 °С до 67,6 °С).

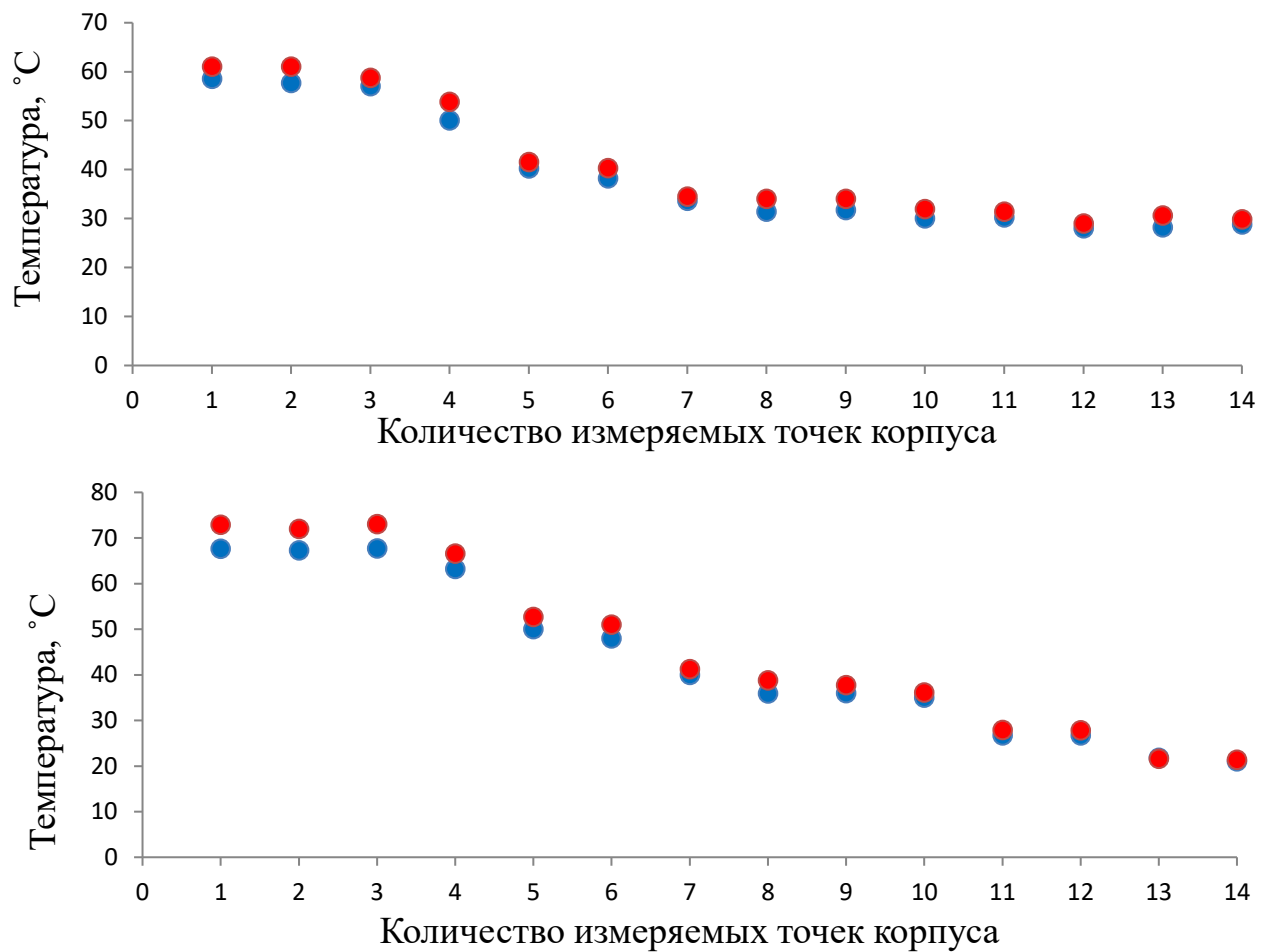
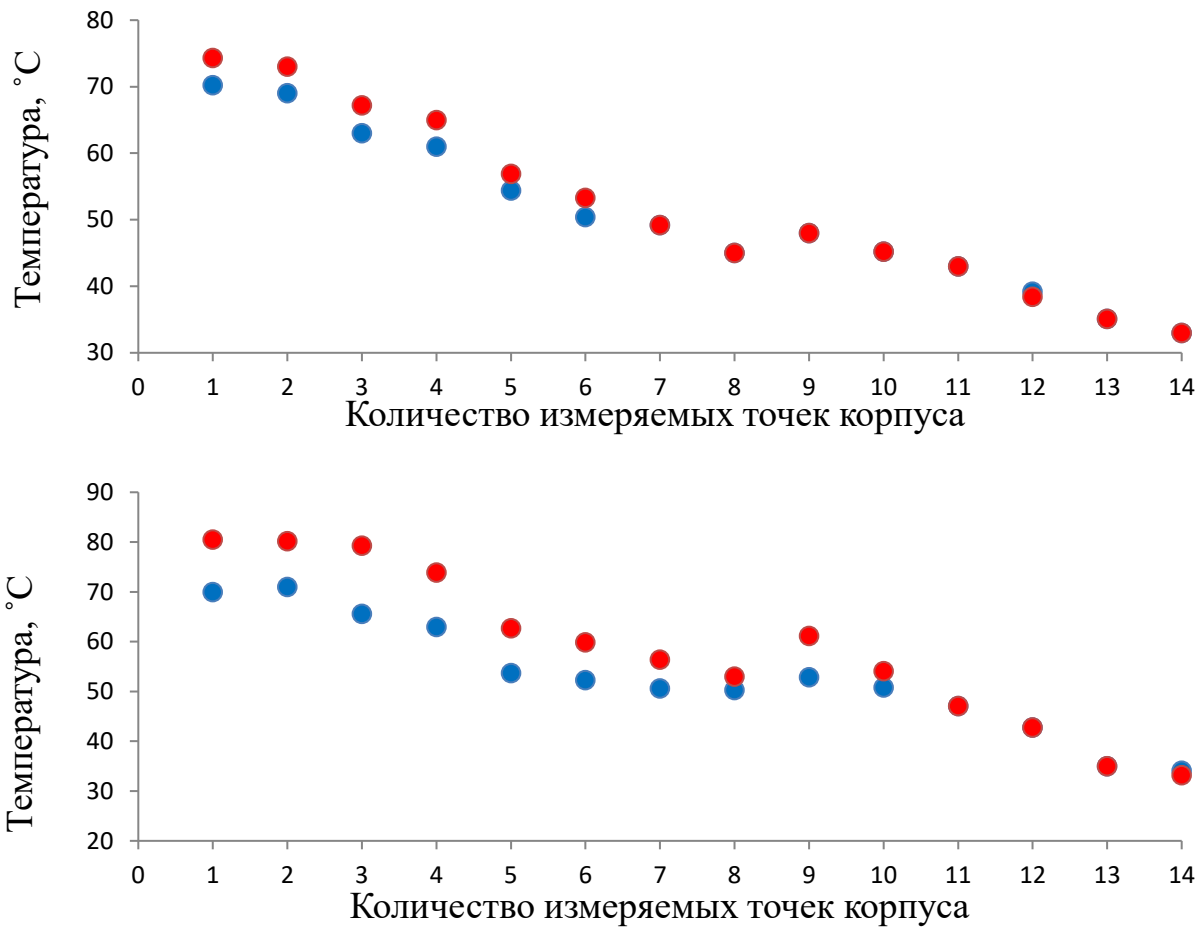


Рисунок 4.16 - Значения температур на корпусе для варианта конструкции 1 при расположении внешнего жидкостного теплообменника вблизи (сверху) и вдали (снизу) от теплонагруженных элементов. Красным цветом указаны температуры при вертикальном и синим при горизонтальном положениях

Для варианта конструкции 2 также при одинаковой температуре теплообменника, максимальная температура в местах установки теплонагруженных элементов снизилась на 11,5 °C (с 80,5 °C до 70 °C).

Наиболее эффективным является вариант расположения теплообменников вблизи от основных тепловыделяющих элементов (передней части макета). Тепловой макет с вариантом конструкции 2 в целом, оказался менее эффективным с позиции теплоотвода, по сравнению с вариантом конструкции 1. На рисунке 4.17 видно, что при штатном расположении корпуса ППМ присутствует существенная разница по температуре первой группы тепловых эквивалентов.





Рисунком 4.17 - Значения температур на корпусе для варианта конструкции 2 при расположении внешнего жидкостного теплообменника вблизи (сверху) и вдали (снизу) от теплонагруженных элементов. Красным цветом указаны температуры при вертикальном и синим при горизонтальном положениях

Для определения эффективности работы тепловых труб дополнительно проведены испытания для аналогичного корпуса ППМ, как для вариантов конструкции 1 и 2, в котором вместо ТТ установлены аналогичные по габаритным размерам медные пластины. В соответствии с рисунком 4.18 представлен корпус модуля X- диапазона с внешней компоновкой ТТ и медных пластин. Корпус так же был выдержан при постоянной подаваемой мощности 85 Вт в течение 30 минут.

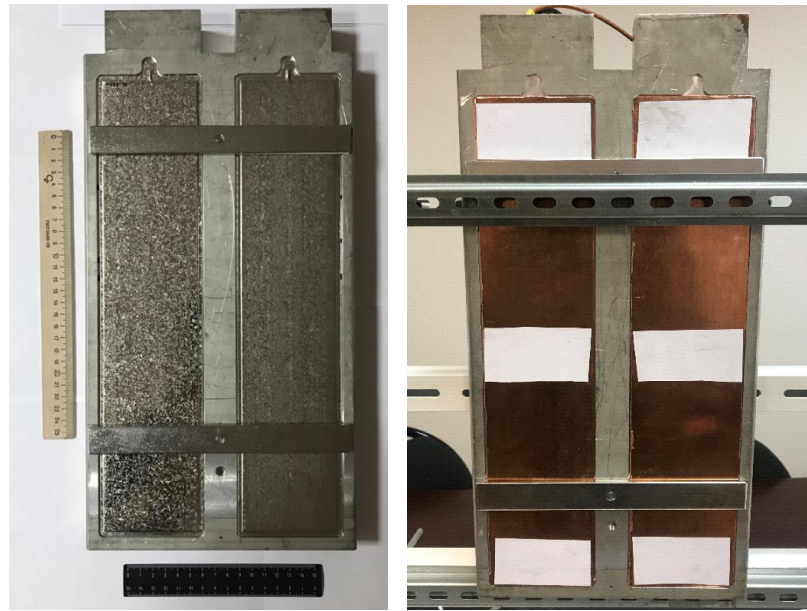


Рисунок 4.18 - Корпус модуля X- диапазона с внешней компоновкой ТТ (слева) и медных пластин (справа)

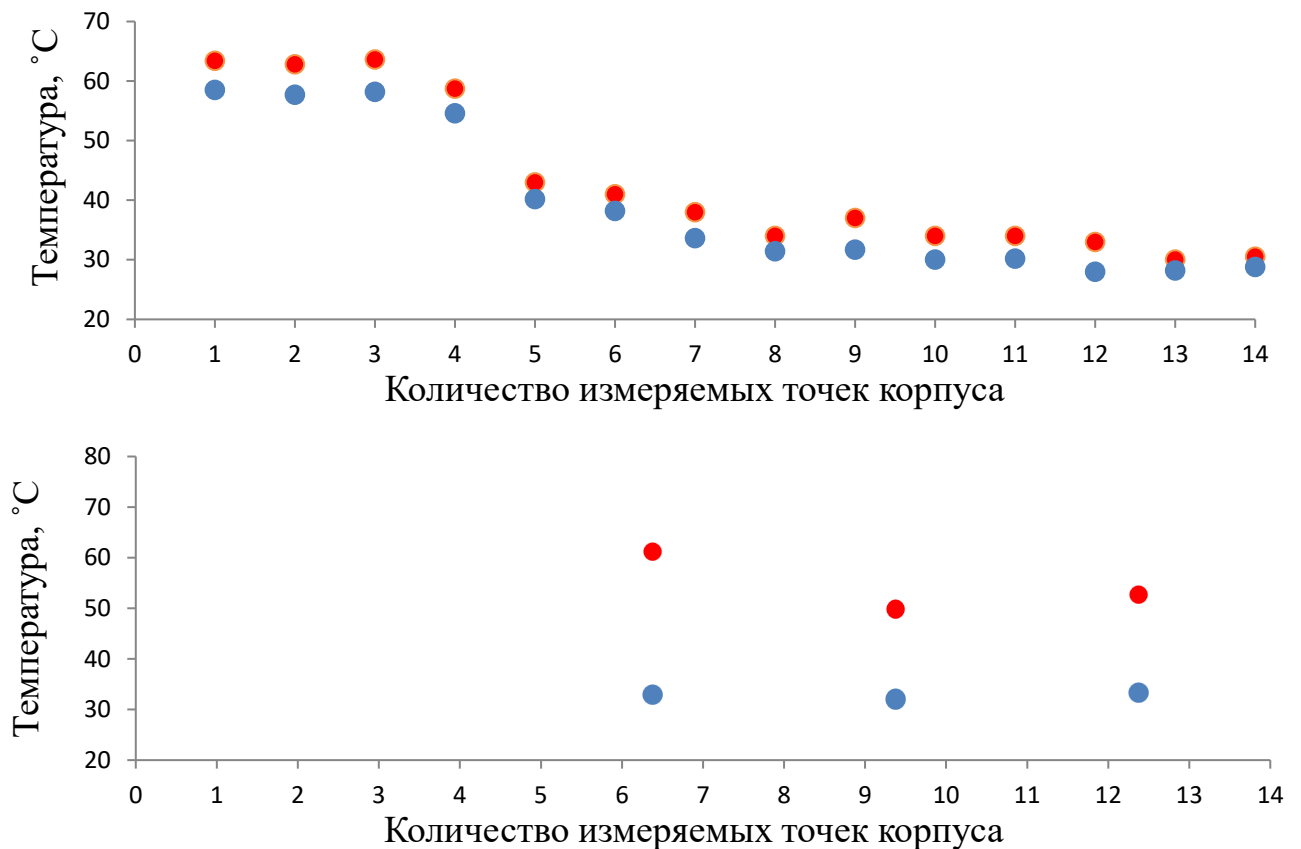


Рисунок 4.19 - Значения температур на корпусе теплового макета для варианта конструкции 2 вблизи (сверху) и вдали (снизу) от теплонагруженных элементов. Красным цветом указаны температуры с учетом медных пластин и синим – с учетом ТТ

Результаты для корпуса модуля с учетом медных пластин показали, что при одинаковой температуре теплообменника ( $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), максимальная температура в местах установки теплонагруженных элементов снизилась на  $13,6\text{ }^{\circ}\text{C}$  (с  $77\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $63,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) из-за добавления тепловых труб (в соответствии с рисунком 4.19), что эквивалентно уменьшению температуры СВЧ-элемента.

### 4.3.2 Результаты испытаний и сопоставление с расчетом для варианта конструкции 3

Тепловой макет с вариантом конструкции 3 был выдержан при постоянной подаваемой мощности  $50\text{ Вт}$  в течение 30 минут для каждого варианта охлаждения. Уменьшение мощности на  $30\text{ Вт}$  было необходимо в связи с тем, что значение температуры теплонагруженных элементов приблизилось к температуре плавления припоя, на котором установлены эти элементы.

Испытания проводились для пяти вариантов пространственного положения. Порядок положения теплового макета с вариантом конструкции 3 представлен в соответствии с рисунком 4.20.

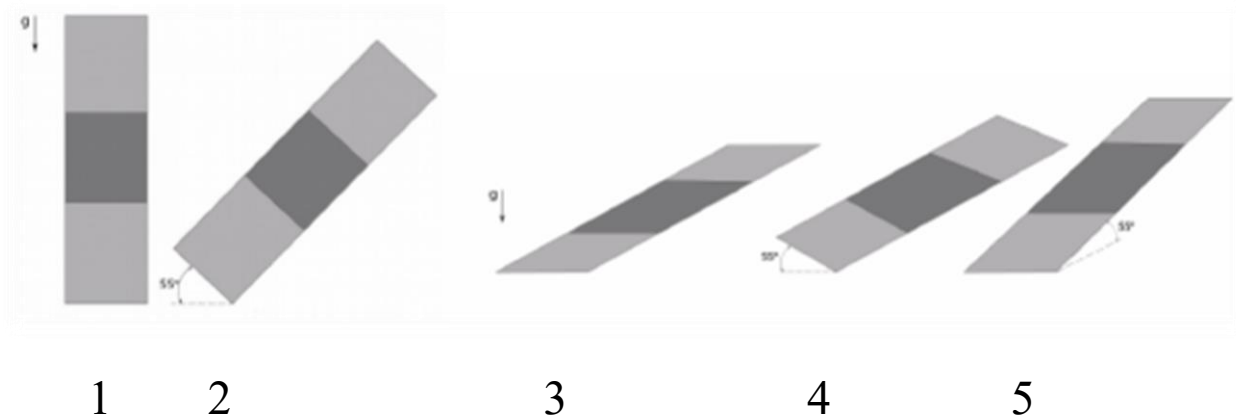
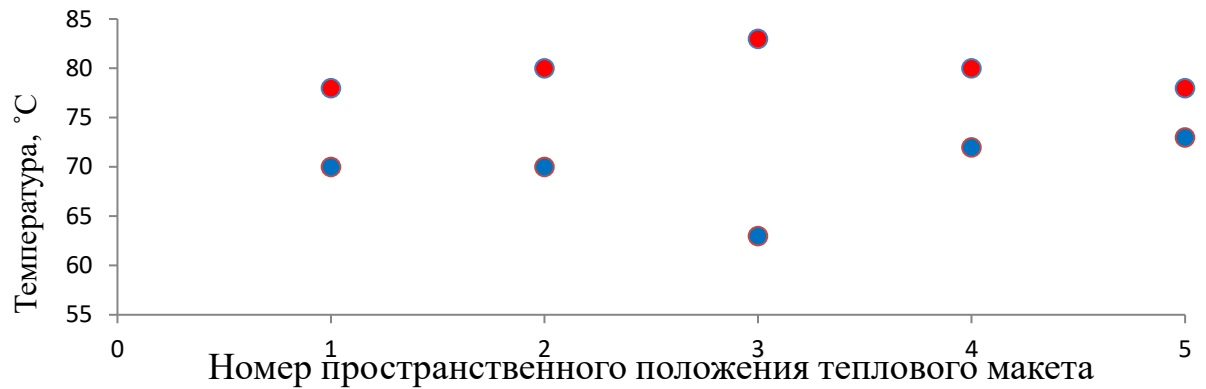
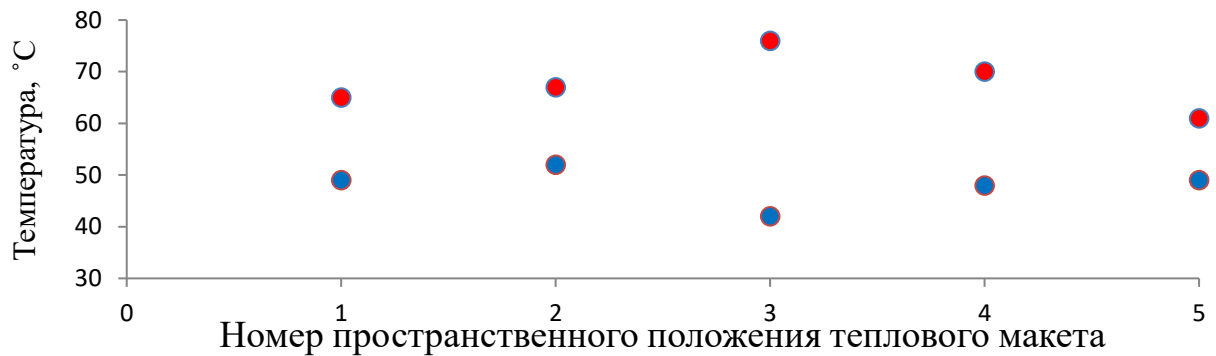


Рисунок 4.20 - Порядок положения теплового макета с вариантом конструкции 3, где: 1 – вертикальное положение; 2 - под углом  $55^{\circ}$  на ребре; 3 – горизонтальное положение; 4 - под углом  $55^{\circ}$  по короткой стороне; 5 - под углом  $55^{\circ}$  по длинной стороне.

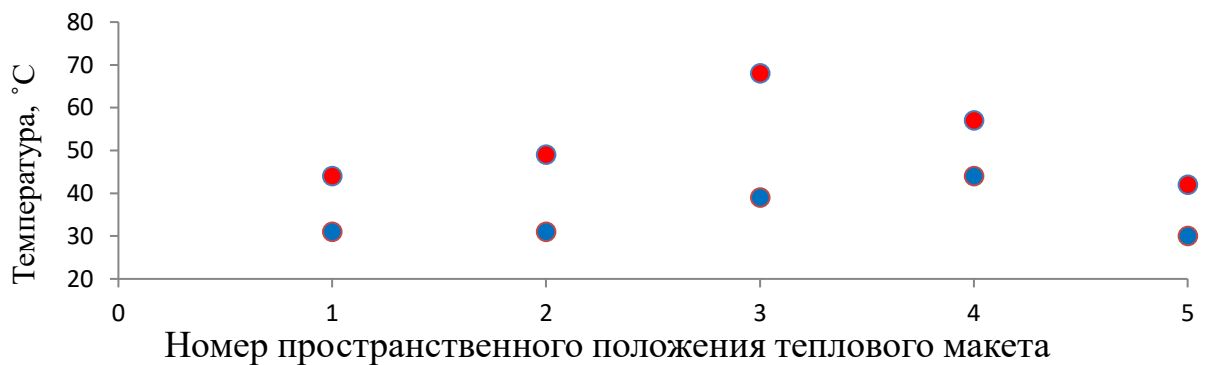
Измеренные значения температуры теплового макета для варианта конструкции 3 при различной ориентации в пространстве представлены в соответствии с рисунком 4.21.



а)



б)



в)

Рисунок 4.21 - Измеренные значения температуры теплового макета для варианта конструкции 3, где: а) – для измеряемой точки №1; б) – для измеряемой точки №2; в) - для измеряемой точки №3. По оси X показан порядок положения теплового макета (рисунок 4.20). Красным цветом указаны температуры с учетом свободной конвекции и синим – с учетом воздушного охлаждения (рисунок 4.14)

На рисунке 4.21(а) указаны значения максимальных температур для измеряемой точки №1: разница при положениях 1, 2, 4, 5 составляет в среднем 10 °С, однако при горизонтальном положении (3) разница составляет 20 °С (с 83 °С до 63 °С). Для измеряемой точки №2 (в соответствии с рисунком 4.21(б)) разница по температуре при положениях 1, 2, 4, 5 составляет в среднем 15 °С, однако при горизонтальном положении (3) разница составляет 24 °С (с 76 °С до 42 °С). Для измеряемой точки №3 (в соответствии с рисунком 4.21(в)), которая максимально удалена от зоны максимального тепловыделения, разница по температуре при положениях 1, 2, 4, 5 составляет также в среднем 15 °С, однако при горизонтальном положении (3) разница составляет 29 °С (с 68 °С до 39 °С).

#### **Выводы по главе 4**

Проведена экспериментальная проверка эффективности предложенных вариантов конструкций на тепловых макетах ППМ АФАР. Показана достоверность предложенной модели, в частности:

1. Приведены описание изготовления тепловых макетов для спроектированных вариантов конструкции;
2. Приведены результаты испытаний тепловых макетов для организации эффективного локального охлаждения и перераспределения тепла в типовом корпусе ППМ АФАР с применением плоских тепловых труб.

Экспериментальная проверка показала, что плоские тепловые трубы обеспечивают наиболее эффективный отвод тепла по сравнению с медными пластинами в вариантах вертикального и горизонтального положения теплового макета.

Отмечено, что монтаж теплонагруженных элементов пайкой обеспечивает хороший тепловой контакт источника тепла и корпуса, а ТТ в составе конструкции корпусов ППМ обеспечивают надёжный тепловой контакт между корпусом и теплообменником.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации разработана методика обеспечения тепловых режимов радиолокационных систем летательных аппаратов с применением плоских тепловых труб. На основе экспериментально-теоретических исследований впервые реализованы эффективные системы охлаждения радиолокационных систем летательных аппаратов. Решены научные задачи, позволяющие оценить тепломассообменные процессы и методы их интенсификации в системах охлаждения приемо-передающих модулей высокочастотных активных фазированных антенных решеток.

Предложены и спроектированы конструкции приемо-передающих модулей активных фазированных антенных решеток X- и Ka- диапазона со встроенными плоскими тепловыми трубами для локального охлаждения и отведения тепла. Разработана документация для изготовления корпусов модулей, и проведена оценка их весовой эффективности. Отличительной особенностью предложенных вариантов конструкций является применения новых типов теплоотводящих элементов. Спроектированные варианты конструкции с применением плоских тепловых труб обеспечивают снижение веса изделий на 14%.

Разработана математическая модель процессов тепломассопереноса в спроектированных изделиях, в том числе впервые проведены расчеты работы плоских тепловых труб в составе приемо-передающих модулей. Разработанная математическая модель позволяет получать прогнозы параметров работы плоских тепловых труб с приемлемой для обеспечения тепловых режимов модулей точностью.

На основе экспериментальных исследований физических характеристик плоских тепловых труб определены параметры предложенной расчетной модели.

Проведены расчеты для оценки эффективности охлаждения разработанных изделий с использованием плоских тепловых труб. Результаты расчетов показали

увеличение эффективности охлаждения на 13% по сравнению с существующими конструктивными решениями.

Проведена экспериментальная проверка эффективности предложенных вариантов конструкций на тепловых макетах приемо-передающих модулей активных фазированных антенных решеток X- и Ka- диапазона. Проверка показала достоверность расчетной модели.

По результатам выполнения диссертационной работы зарегистрировано два патента (см. приложения А и Б).

Перспективным направлением дальнейших исследований является обобщение предложенной методики для решения комплексных задач при создании высокоэффективных теплоотводящих конструкций летательных аппаратов, функционирующих в условиях экстремальных тепловых воздействий.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Agrawal, A. K., Kopp, B. A., Luesse, M. H. Active Phased Array Antenna Development for Modern Shipboard Radar Systems. 2001. – P. 22(4).
2. Крахин, О. Проблемы теплоотвода приёмно-передающих модулей и АФАР с высоким уровнем теплового излучения. III Всероссийская конференция «Радиолокация и радиосвязь» – ИРЭ РАН. 2009. – V. 1. – P. 716–719.
3. Крахин О., Радченко В., Венценовцев Д. Методы создания системы отвода тепла теплонагруженных частей ФАР. «Радиосистемы», выпуск 168. 2011. УДК 621.396.667.
4. Parlak, M., & McGlen, R. J. (2015, June). Cooling of high power active phased array antenna using axially grooved heat pipe for a space application. In Recent Advances in Space Technologies (RAST), 2015 7th International Conference on (pp. 743-748). IEEE.
5. Патент US5806803A Spacecraft radiator cooling system, 1998
6. Крахин О., Прокофьев М. Комбинированный блок охлаждения с использованием наноразмерных плёночных и пористых материалов. Московский авиационный институт.
7. Döring, B. Cooling System for a Ka Band Transmit Antenna Array. 2005.
8. Greda, L. A., & Dreher, A. (2007, October). Tx-terminal phased array for satellite communication at Ka-band. In Microwave Conference, 2007. European (pp. 266-269). IEEE.
9. Сайт компании Aavid Thermacore  
<https://www.thermacore.com/industries/military.aspx>.
10. Нестеров Д. А., Дервянко В. В., Сунцов С. Б. Программный комплекс теплового моделирования бортовой радиоэлектронной аппаратуры с плоскими тепловыми трубами //Решетневские чтения. – 2016. – Т. 1. – №. 20.
11. Li, Y., He, J., He, H., Yan, Y., Zeng, Z., Li, B. (2015). Investigation of ultra-thin flattened heat pipes with sintered wick structure. *Applied Thermal Engineering*, 86, 106–118.



12. Zhou, W., Xie, P., Li, Y., Yan, Y., Li, B. (2017). Thermal performance of ultra-thin flattened heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 117, 773–781.
13. Hack, N., Unz, S., Beckmann, M. Ceramic Heat Pipes for High Temperature Application. *Energy Procedia*. 2017. – V. 120. – P. 140–148.
14. Khandekar, S., Bonjour, J. Overview of heat pipe studies during the period. 2016. – P. 4(1). – V. 33–53.
15. Faghri, A. Frontiers in Heat Pipes HEAT PIPES : REVIEW , OPPORTUNITIES AND CHALLENGES. 2014. – P. 1.
16. Maydanik, Y. Loop heat pipes. *Applied Thermal Engineering*. 2005. – P. 25(5–6). – V. 635–657.
17. Reay D, Kew P. Heat pipes – theory, design and applications. fifth edition Oxford OX2 8DP, USA: Butterworth-Heinemann; 2006.
18. Vasiliev, L. Micro and Miniature Heat Pipes. *Microscale Heat Transfer*. 2005. – P. 413–428.
19. Management, T. Ultra-Thin Flat Heat Pipes for Thermal Management of Electronics. 2013. – P. 5–10.
20. Ивановский М.Н., Сорокин В.П., Ягодкин И.В. Физические основы тепловых труб.— Москва: Атомиздат, 1978.
21. Dunn PD, Reay D (2012) Heat pipes. Elsevier, Amsterdam.
22. Faghri A (1995) Heat pipe science and technology. Taylor & Francis, London.
23. Masataka Mochizuki, Thang Nguyen, Koichi Mashiko et al. A review of heat pipe application including new opportunities // *Frontiers in Heat Pipes*.– 2011. – Vol. 2, 013001. – P. 1–15. – <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.v2.1.3001>
24. Khairnasov S., Naumova A. Heat pipes application in electronics thermal control systems // *Frontiers in Heat Pipes*. – 2015. – Vol. 6, iss. 6. – P. 1–14. – <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.6.6>.
25. Glen, R. Cooling of High Power Active Phased Array Antenna Using Axially Grooved Heat Pipe for a Space Application. 2015. – V. 743–748.

26. Сайт проекта «Military embedded systems» <http://mil-embedded.com/eletter-products/break-thermal-barriers-in-radar-and-ew-system-with-thermacore-thermal-management-technologies/>.
27. Патент RU2453955C1. Самолетная антенная решетка, 2010
28. Патент RU2439758C1. Самолетная антенная решетка, 2010
29. Глушицкий И. В., Зайченко И. И. Конструктивные особенности устройств охлаждения для бортовых АФАР. «Антенны». Выпуск 9 (2008).
30. Zhang Wenxing, Wu Qiang, Zhao Shuwei. Thermal Design Of T/R Modules in Airborne Phased Array Antenna // 2nd Joint International Information Technology, Mechanical and Electronic Engineering Conference (JIMEC 2017), 415 - 418 p.
31. Патент RU2379802C1. Блок приемопередающих модулей активной фазированной антенной решетки, 2008.
32. Патент RU2634497C1. Устройство для подачи охлаждающего газа, 2017.
33. Ledezma G, Bejan A. Heat sinks with sloped plate fins in natural and forced convection. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1996; 39(9): 1773–1783.
34. Suzuki M, Hirano M. Fan-less Cooling Technology for Notebook Computers. Fujitsu Scientific & Technical Journal. 1998; 34(1): 87–95.
35. Ismail MA, Abdullah MZ, Mujeebu MA. A CFD-based experimental analysis on the effect of free stream cooling on the performance of micro processor heat sinks. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2008; 35(6): 771–778.
36. Webb RL. Next Generation devices for electronic cooling with heat rejection to air. Journal of Heat Transfer. 2005; 127(1): 2–10.
37. Chang Y-W, Cheng C-H, Wang J-C, Chen S-L. Heat pipe for cooling of electronic equipment. Energy Conversion and Management. 2008; 49(11): 3398–3404.
38. Chen, Y. T., Miao, J. M., Ning, D. Y., Chu, T. F., & Chen, W. E. (2009, October). Thermal performance of a vapor chamber heat pipe with diamond-copper composition wick structures. In Microsystems, Packaging, Assembly and Circuits Technology Conference, 2009. IMPACT 2009. 4th International (pp. 340-343). IEEE.
39. Сайт компании Celsia, <https://celsiainc.com/blog-low-cost-vapor-chambers>

40. [https://www.vortez.net/articles\\_pages/msi\\_rtx\\_2080\\_ti\\_gaming\\_x\\_trio\\_review,9.html](https://www.vortez.net/articles_pages/msi_rtx_2080_ti_gaming_x_trio_review,9.html)
41. <https://www.fudzilla.com/28135-evga-gtx-680-4gb-classified-reviewed?Show a ll=1>
42. Lefèvre, F. and M. Lallemand (2006). "Coupled thermal and hydrodynamic models of flat micro heat pipes for the cooling of multiple electronic components." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49(7-8): 1375-1383.
43. Lv, L., Li, J. Managing high heat flux up to 500 W/cm<sup>2</sup> through an ultra-thin flat heat pipe with superhydrophilic wick. 2017. – P. 122. – V. 593–600.
44. Reay D, Kew P. Heat pipes – theory, design and applications. fifth edition Oxford OX2 8DP, USA: Butterworth-Heinemann; 2006.
45. Tio, K., Liu, C. Y., Toh, K. C. Thermal analysis of micro heat pipes using a porous-medium model. 2000. – P. 36.
46. Ma, H. Encyclopedia of Microfluidics and Nanofluidics. 2013. – P. 1–16.
47. Патент US5806803A Spacecraft radiator cooling system, 1998
48. Патент RU2333139C2. Космический аппарат и секция антенной фазированной решетки, 2005
49. Parlak, M., & McGlen, R. J. (2015, June). Cooling of high power active phased array antenna using axially grooved heat pipe for a space application. In *Recent Advances in Space Technologies (RAST), 2015 7th International Conference on* (pp. 743-748). IEEE.
50. Nikolaenko Y.E., Baranyuk A.V., Reva S.A., Pis'mennyi E.N., Dubrovka F.F., Rohachov V.A. (2019). Improving air cooling efficiency of transmit/receive modules through using heat pipes. *Thermal Science and Engineering Progress*.
51. Döring, B. Cooling System for a Ka Band Transmit Antenna Array. 2005.
52. Peterson, G. P. (1994). An introduction to heat pipes: modeling, testing, and applications.
53. Мельник Р. С. и др. Влияние основных ограничивающих факторов на пределы теплопереноса в тепловых трубах с различными теплоносителями. *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*, 2017, №1-2.
54. C.A. Busse, Theory of ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes, *Int. J. Heat Mass Transf.* 16 (1973) 169–186.

55. E.K. Levy, Effects of Friction on the Sonic Velocity Limit in Sodium Heat Pipes, 1971.
56. R. Bertossi, C. Romestant, V. Aye, Y. Bertin, Theoretical study and review on the operational limitations due to vapour flow in heat pipes, *Front. Heat Pipes* 3 (2012).
57. B.H. Kim, G.P. Peterson, Analysis of the critical Weber number at the onset of liquid entrainment in capillary-driven heat pipes, *Int. J. Heat Mass Transf.* 38 (1995) 1427–1442.
58. C.L. Tien, K.S. Chung, Entrainment limits in heat pipes, in: *Proceedings of the Third International Heat Pipe Conference*, 1978, pp. 78–382.
59. S.W. Chi, *Heat Pipe Theory and Practice*, Hemisphere Publishing Corporation, 1976.
60. S.W. Chi, *Mathematical Modeling of High and Low Temperature Heat Pipes*, GW University Report to NASA, 1971.
61. J. Zhuang, H. Zhang, *Heat Pipes Technology and Engineering Applications*, Chemical Industry Press, 2000.
62. Zhou, W., Xie, P., Li, Y., Yan, Y., & Li, B. (2017). Thermal performance of ultra-thin flattened heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 117, 773–781.
63. Aoki, H., Ikeda, M., & Kimura, Y. (2012). Ultra Thin Heat Pipe and Its Application. *Frontiers in Heat Pipes*, 2(4), 2–6.
64. Wu, D. (1990). Testing of a Micro Heat Pipe. *Journal of Heat Transfer*, 112(August), 595–601.
65. Aoki, H., Shioya, N., Ikeda, M., & Kimura, Y. (2010). Development of ultra thin plate-type heat pipe with less than 1 mm thickness. *Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium*, 217–223.
66. <https://www.1-act.com/resources-/heat-pipe-performance/>
67. <http://www.thermopedia.com/content/835/> 33
68. Lefevre F., Lallemand M. Coupled thermal and hydrodynamic models of flat micro heat pipes for the cooling of multiple electronic components // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2006. – T. 49. – №. 7-8. – C. 1375-1383.

69. Harmand S. et al. Transient cooling of electronic components by flat heat pipes //Applied Thermal Engineering. – 2011. – Т. 31. – №. 11-12. – С. 1877-1885.
70. Revellin R. et al. Experimental validation of an analytical model for predicting the thermal and hydrodynamic capabilities of flat micro heat pipes //Applied Thermal Engineering. – 2009. – Т. 29. – №. 5-6. – С. 1114-1122.
71. Lurie S. A., Rabinskiy L. N., Solyaev Y. O. Topology optimization of the wick geometry in a flat plate heat pipe //International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2019. – Т. 128. – С. 239-247.
72. Нестеров Д. А., Деревянко В. В., Сунцов С. Б. Программный комплекс теплового моделирования бортовой радиоэлектронной аппаратуры с плоскими тепловыми трубами //Решетневские чтения. – 2016. – Т. 1. – №. 20.
73. Rabinskiy, L.N., Polyakov, P.O., Solyaev, Y.O. Optimization of the wick thickness in a flat plate heat pipe with multiple heat sources , Periodico Tche Quimica, Volume 30, 2018, 15(1), 433-440.
74. Авдеевский В. С. и др. Основы теплопередачи в авиационной и ракетнокосмической технике //М.: Машиностроение. – 1992. – Т. 528.
75. Поляков П.О., Горюнов Р.В., Соляев Ю.О. Изготовление и испытание тепловых макетов приемо-передающих модулей активной фазированной антенной решетки, выполненных с применением плоских тепловых труб // Тепловые процессы в технике. 2020. Т. 12. № 8. С. 348–357. DOI: [10.34759/tpt-2020-12-8-348-357](https://doi.org/10.34759/tpt-2020-12-8-348-357).

**ПРИЛОЖЕНИЕ А**

**Результаты внедрения, патент**

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU** (11)**189 664**<sup>(13)</sup> **U1**

(51) МПК  
*H05K 7/20* (2006.01)  
*H01L 23/34* (2006.01)  
*H01L 23/36* (2006.01)  
*H01L 23/427* (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
 ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

**(12) ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ**

(52) СПК

*H05K 7/20009* (2018.08); *H05K 7/20727* (2018.08); *H01L 23/34* (2018.08); *H01L 23/36* (2018.08); *H01L 23/427* (2018.08)

(21)(22) Заявка: 2018137573, 25.10.2018

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:  
25.10.2018Дата регистрации:  
30.05.2019

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 25.10.2018

(45) Опубликовано: 30.05.2019 Бюл. № 16

Адрес для переписки:  
125993, Москва, Волоколамское ш., 4, МАИ,  
патентный отдел

(72) Автор(ы):

Поляков Павел Олегович (RU),  
 Соляев Юрий Олегович (RU),  
 Рабинский Лев Наумович (RU),  
 Токмаков Дмитрий Ильич (RU),  
 Смольникова Ольга Николаевна (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное  
 образовательное учреждение высшего  
 образования "Московский авиационный  
 институт (национальный исследовательский  
 университет)" (RU)

(56) Список документов, цитированных в отчете  
 о поиске: RU 2403692 C1, 10.11.2010. RU  
 2605432 C2, 20.12.2016. US 4104700 A,  
 01.08.1978. RU 2457417 C1, 27.07.2012. US  
 9464849 B2, 11.10.2016.

**R U**  
**1 8 9 6 6 4**  
**U 1**

Устройство относится к области радиолокационной техники и может быть использовано при проектировании и изготовлении активной фазированной антенной решетки (АФАР). Технический результат заключается в возможности эффективного отведения тепла от активных СВЧ-элементов приема-передающего модуля (ППМ) АФАР и его распределении по корпусу ППМ для дальнейшей передачи в систему охлаждения второй ступени жидкостного или воздушного типа, за счет установки ТТ непосредственно под радиоэлектронную ячейку и закрепления на ее поверхности тепловыделяющих радиоэлектронных элементов при помощи низкотемпературной пайки.

**ПРИЛОЖЕНИЕ Б**

**Результаты внедрения, патент**



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU** (11) **196 690** (13) **U1**

(51) МПК  
**H01Q 21/00 (2006.01)**  
 (52) СПК  
**H01Q 21/00 (2020.01)**

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
 ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

**(12) ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ**

Статус: действует (последнее изменение статуса: 26.03.2020)  
 Пошлина: учтена за 1 год с 27.12.2019 по 27.12.2020

<p>(21)(22) Заявка: <a href="#">2019144511</a>, 27.12.2019</p> <p>(24) Дата начала отсчета срока действия патента: 27.12.2019</p> <p>Дата регистрации: 11.03.2020</p> <p>Приоритет(ы): (22) Дата подачи заявки: 27.12.2019</p> <p>(45) Опубликовано: <a href="#">11.03.2020</a> Бюл. № 8</p> <p>(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: RU 175877 U1, 21.12.2017. RU 189664 U1, 30.05.2019. RU 97219 U1, 27.08.2010. RU 97220 U1, 27.08.2010. CN 100383963 C, 23.04.2008. CN 102401588 A, 04.04.2012. US 6535386 B2, 18.03.2003. JP 3785382 B2, 14.06.2006. JP 6203165 B2, 27.09.2017.</p> <p>Адрес для переписки: 125993, Москва, Волоколамское ш., 4, МАИ, патентный отдел</p>	<p>(72) Автор(ы): Невокшенов Александр Владимирович (RU), Поляков Павел Олегович (RU), Рабинский Лев Наумович (RU), Соляев Юрий Олегович (RU), Гушнов Петр Анатольевич (RU)</p> <p>(73) Патентообладатель(и): Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)" (RU)</p>
--	--

Устройство относится к области радиолокационной техники и может быть использовано при проектировании и изготовлении активной фазированной антенной решетки (АФАР). Приемо-передающий модуль (ППМ) АФАР Кадиапазона с плоской тепловой трубой (ТТ), включающий в себя металлический корпус, внутри которого располагается плоская тепловая труба толщиной до 2 мм, на которой размещена печатная плата с тепловыделяющими элементами. ТТ имеет собственный металлический корпус, при этом часть поверхности ТТ выходит за пределы корпуса ППМ и закрепляется в удаленной от модуля зоне на теплообменнике внешней системы принудительного жидкостного охлаждения, таким образом, что зона испарения ТТ располагается внутри корпуса ППМ, а зона конденсации - вне корпуса. Технический результат – повышение эффективности охлаждения малогабаритных ППМ.