

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



СОКОЛОВ
Никита Юрьевич

**УЛУЧШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЫХ
ТРУБ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ РАДИОЭЛЕКТРОННОГО
ОБОРУДОВАНИЯ**

2.4.6 – теоретическая и прикладная теплотехника

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
Доктор технических наук, профессор
Владимир Алексеевич Кулагин

Красноярск – 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
Глава 1 Обзор современного состояния развития в области теплового проектирования несущей конструкции радиоэлектронной аппаратуры с интегрированными ТТ.....	11
1.1 Проблема обеспечения теплового режима РЭА КА.....	11
1.1.1 Особенности эксплуатации, определяющие тепловые режимы бортовой РЭА космического назначения	11
1.1.2 Влияние теплового режима на надежность параметров РЭА.....	16
1.2 Анализ современных типов низкотемпературных ТТ предназначенных для применения в теплопередающих трактах РЭА	19
1.2.1 Общие требования к используемым ТТ в РЭА КА	19
1.2.2 ТТ с капиллярным фитилем.....	21
1.2.3 Артериальная ТТ.....	29
1.2.4 Контурная ТТ	32
1.2.5 Пульсационные ТТ	35
1.2.6 Плоская ТТ	37
1.2.7 Гипертеплопроводящая секция	42
1.3 Инженерные методы расчета и проектирования систем охлаждения РЭА на основе ТТ.....	47
Глава 2 Разработка методики расчета и проектирования СТТ.....	52
2.1 Математическая модель СТТ на базе цилиндрических ТТ	52
2.2 Численный расчет СТТ на базе цилиндрических ТТ	59
2.3 Математическая модель ГТПС в составе модуля РЭА	61
2.3.1 Геометрия модуля РЭА	61
2.3.2 Источники и сток тепла в модуле РЭА.....	62
2.3.3 Движение теплоносителя в ГТПС.....	63

2.3.4 Теплопередача ГТПС в составе модуля РЭА.....	69
2.3.5 Учет влияния силы тяжести на работу модуля с ГТПС	73
2.3.6 Капиллярная нагрузка (капиллярное ограничение) в ГТПС	75
2.3.7 Ограничение на низкое давление паров в области отвода тепла.....	77
2.3.8 Замерзание теплоносителя в ГТПС	78
2.3.9 Ограничение по уносу в ГТПС.....	78
2.3.10 Вычислительный алгоритм.....	79
2.4 Математическая модель СТТ на базе плоских ТТ (ГТПС)	90
2.5 Численный расчет СТТ на базе плоских ТТ (ГТПС) соединенных встык	91
2.6 Численный расчет СТТ на базе плоских ТТ (ГТПС) соединенных внахлест	95
2.7 Численный расчет СТТ на базе медно-водяных цилиндрических ТТ в ANSYS.....	98
Глава 3 Экспериментальное исследование теплофизических характеристик СТТ	101
3.1 Стенды и методики	101
3.2 Методика обработки результатов	105
Глава 4 Результаты и обсуждения	108
4.1 Сопоставление результатов теории и экспериментов.....	108
4.2 Оценка эффективности СТТ	110
Заключение	111
Список сокращений	113
Библиографический список.....	114
Приложение А Акт использования результатов диссертационной работы.....	127

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы обусловлена быстрым ростом мощности, потребляемой электронными системами, осуществляющими передачу, хранение и обработку информации. Надежное функционирование радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) обеспечивается поддержанием теплового режима всех её компонентов. Многообразие конструктивных исполнений РЭА и жесткие условия эксплуатации в конечном итоге практически полностью исчерпали возможности интуитивных методов проектирования охлаждающих систем. В частности, улучшения характеристик систем охлаждения радиоэлектронного оборудования космических аппаратов (КА).

В настоящее время, в плане повышения надежности работы и стабильности выходных параметров бортовой РЭА большое внимание уделяется уровню рабочих температур электрорадиоизделий (ЭРИ), при котором вероятность безотказной работы бортовой РЭА в течение всего срока эксплуатации по целевому назначению составляет не менее 0,998.

Для минимизации массоэнергетических параметров системы охлаждения ЭРИ целесообразно использовать принцип естественной, нерегулируемой передачи тепловой мощности с более высокого температурного уровня на низкий. Наиболее предпочтительным средством реализации этого принципа являются тепловые трубы (ТТ), работающие на основе замкнутого испарительно-конденсационного цикла. ТТ отличаются высокой эффективной теплопроводностью, в десятки раз превышающей теплопроводность металлов. Отсутствие в конструкциях ТТ движущихся механических частей, использование для движения теплоносителя капиллярных сил, высокая плотность передаваемого теплового потока при минимальных перепадах температур (термических сопротивлениях) и автономность работы каждой из них, возможность резервирования, минимальное обслуживание и малый удельный вес, бесшумная

работа создают им преимущества и обеспечивают надежность и долговечность перед иными системами охлаждения.

Степень разработанности темы исследования. Основополагающие исследования в этой области были выполнены М.Н. Ивановским, В.П. Сорокиным, И.В. Ягодкиным, Л.Л. Васильевым и др. В частности, была продемонстрирована математическая модель расчета основных конструктивных параметров цилиндрических тепловых труб (ТТ), а также способы их соединения. В области математического моделирования процессов теплопередачи в Т-образных плоских ТТ (гипертеплопроводящая секция, далее по тексту ГТПС) представляют большой интерес работы В.А. Деревянко и Д.А. Нестерова в ИВМ ФИЦ КНЦ СО РАН. Однако, в условиях повышенных требований к высокой точности определения характеристик ТТ, имеющихся данных оказывается недостаточно, в известных литературных источниках не проведена оценка возможности преобразования одиночной ТТ в систему ТТ.

Для минимизации массоэнергетических параметров системы охлаждения электрорадиоизделий (ЭРИ) целесообразно использовать принцип естественной, нерегулируемой передачи тепловой мощности с более высокого температурного уровня на низкий. Наиболее предпочтительным средством реализации этого принципа являются ТТ, работающие на основе замкнутого испарительно-конденсационного цикла. Они отличаются высокой эффективной теплопроводностью, в десятки раз превышающей теплопроводность металлов.

Однако ТТ классического типа обладают серьезным недостатком, который существенно ограничивает область их применения. Теплопередающая способность ТТ резко уменьшается при неблагоприятных углах наклона в гравитационном поле, когда зона испарения расположена выше зоны конденсатора. Максимальное капиллярное давление, зависит от свойств фитиля и теплоносителя и может быть определено по уравнению Лапласа–Янга, оно уравновешивается гидростатическим давлением. Из баланса уравнений можно рассчитать максимальную высоту капиллярного подъема теплоносителя. С другой

стороны, имеется сопротивление трения в реальной капиллярной структуре, которое определяется известным уравнением Дарси, где коэффициент проницаемости пропорционален квадрату радиуса пор фитиля.

Решение задачи обеспечения максимальной высоты капиллярного подъема теплоносителя возможно с помощью системы ТТ (СТТ) – последовательного соединения минимум двух ТТ с целью увеличения КПД системы охлаждения. При этом появляется возможность увеличения площади поперечного сечения жидкостных каналов, что приводит к снижению потерь давления, следовательно увеличивается плотность отводимого теплового потока от ЭРИ. В общем случае количество ТТ на разных уровнях СТТ может отличаться, СТТ может иметь прямое соединение ТТ, О-образную и Т-образную схему соединения.

Основная идея диссертации заключается в разработке методики уменьшения массогабаритных характеристик РЭА на примере РЭА КА, основанной на применении новой математической модели ТТ для описания термодинамических характеристик систем, состоящих из ТТ. Главное ее отличие от существующих в том, что критериями увеличения количества ТТ являются уменьшение массы СТТ и уменьшение температурного запаса ЭРИ относительно максимально допустимой рабочей температуры, позволяющими преобразовать одиночную ТТ в СТТ с увеличением отводимой мощности.

Цель работы – улучшение характеристик системы тепловых труб охлаждения радиоэлектронного оборудования.

Объект исследования – система тепловых труб.

Предмет исследования – теплофизические и массогабаритные характеристики системы ТТ.

Для достижения цели поставлены и решены следующие **задачи**:

1. Оценка современного состояния и анализ существующих методов расчета в области конструирования и проектирования ТТ.

2. Математическая постановка и решение задачи улучшения массогабаритных характеристик СТТ на базе цилиндрических ТТ и ГТПС, а также алгоритма и программы их проектного расчета.

3. Проведение испытаний СТТ с целью верификации предлагаемой математической модели и программно-алгоритмического обеспечения.

4. Сравнительный анализ численных и экспериментальных результатов исследований.

Методы исследования. Экспериментальные исследования и работы проведены в лабораторных и полунатурных условиях на стендах собственных конструкций с использованием методов тестирования авторской разработки. Обобщены в безразмерном виде и проанализированы известные результаты исследований различных авторов, которые дополнены собственными экспериментами. Численный анализ проводился с применением программного комплекса ANSYS, использовались методы теории тепломассообменных процессов, математического моделирования, вычислительной математики.

Достоверность полученных результатов достигается удовлетворительной сходимостью результатов компьютерного моделирования и экспериментальных данных. Адекватность используемой математической модели подтверждается путем сопоставления результатов расчета в программном комплексе ANSYS, корректным применением методов теории тепломассообменных процессов, математического моделирования, вычислительной математики. Выводы достаточно хорошо коррелируют с результатами, полученными другими исследователями, и не противоречат физическим закономерностям в смежных областях знаний.

Научная новизна и положения, выносимые на защиту:

1. Математически сформулирована и численно решена задача улучшения массогабаритных характеристик СТТ во всем диапазоне рабочих температур, отличающаяся от существующих тем, что критериями оптимизации являются уменьшение массы СТТ и температурного запаса ЭРИ относительно максимально

допустимой рабочей температуры, позволяющими преобразовать одиночную ТТ в СТТ с увеличением отводимой мощности.

2. Предложены алгоритм и программа расчета СТТ на основе тактико-технических характеристик модели натурального образца, отличающиеся возможностью на ранних этапах проектирования РЭА рассчитывать общеинтегральные параметры системы, проводить моделирование реакций системы на определяющие конструкторские и режимные параметры с целью оптимизации массогабаритных характеристик и сокращения сроков проектирования.

3. Установлены предельные значения отводимой тепловой мощности к массе СТТ с разными видами теплоносителей в условиях гравитационного поля:

- 667 Вт/кг для СТТ на базе медно-водяных цилиндрических ТТ при вертикальной ориентации на расстоянии 0,11 м от термостабилизированной поверхности с температурой минус 5 °С, 1167 Вт/кг при температуре термостабилизированной поверхности 40 °С;

- 690 Вт/кг для СТТ на базе титановых ГТПС при вертикальной ориентации на расстоянии 0,065 м от термостабилизированной поверхности с температурой 25 °С.

Теоретическая значимость исследования заключается в создании новой модели и алгоритма для расчета теплопередачи в СТТ, позволяющих на ранних этапах проектирования максимально достоверно определять основные параметры системы охлаждения. Полученные результаты являются теоретической основой для проведения новых инженерно-исследовательских работ, компьютерного моделирования, проектирования, оптимизации и автоматизации оборудования в теоретической и прикладной теплотехнике.

Практическая ценность работы. Разработано программное обеспечение, позволяющее провести расчетно-аналитический анализ и максимально достоверно сформировать на ранних этапах проектирования облик СТТ по массогабаритным и энергетическим характеристикам. Разработанная методика

может быть использована при проектировании новых несущих конструкций модулей, например, бортовой РЭА КА. Методы и подходы являются новыми в прикладной сфере и могут быть применены в других областях техники и технологии.

Результаты использованы при проектировании новых несущих конструкций модулей бортовой РЭА КА в АО «Решетнёв». Научные результаты исследований использованы в учебном процессе для бакалавров и магистров по направлениям подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника» и «Техносферная безопасность» в дисциплинах «Численные методы моделирования теплотехнологических процессов», «Тепломассообменное оборудование предприятий» (кафедра ТТиГГД СФУ ПИ) в Политехническом институте Сибирского федерального университета, а также в научно-исследовательской деятельности ПИ СФУ.

Апробация работы. Основные положения работы, результаты теоретических, вычислительных и экспериментальных исследований докладывались и обсуждались на: I Всерос. конф. с междунар. участием «Енисейская ТеплоФизика» (Красноярск, 2023); III Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием «Борисовские чтения» (Красноярск, 2021), НПК с междунар. участием «Актуальные вопросы теплофизики, энергетики и гидрогазодинамики в условиях Арктики», посвященной 85-летию со дня рождения заслуженного деятеля науки РФ и ЯАССР, д.т.н., проф. Э.А. Бондарева (Якутск, 2021), VI Всерос. конф. с междунар. участием «Безопасность и мониторинг техногенных и природных систем» (Красноярск, 2018), Всерос. НТК «Современные проблемы радиоэлектроники» (Железногорск, 2017), IV НТК МС (Железногорск, 2017). V Всерос. конф. «Безопасность и живучесть технических систем» (Красноярск, 2015).

Личный вклад автора состоит в определении цели и задач исследования, разработке математической модели улучшения массогабаритных характеристик СТТ на базе математических моделей цилиндрических ТТ и ГТПС, создании

экспериментальных стендов и проведении экспериментальных работ, создании программно-алгоритмического обеспечения для проектирования бортовой РЭА, формулировании положений, вынесенных на защиту. Постановка задач и анализ результатов обсуждались совместно с научным руководителем. В совместных публикациях вклад автора составляет от 50 до 85 %.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 17 печатные работы, из них: 8 статей в изданиях из Перечня ВАК, одна – МБД SCOPUS; 8 работ опубликованы в материалах всероссийских и международных конференций.

Объём и структура работы. Материалы диссертации изложены на 128 страницах основного текста, включающего 48 рисунков и 1 таблицу. Работа состоит из введения, четырех разделов, основных выводов и рекомендаций, списка литературы из 108 наименований и списка сокращений.

ГЛАВА 1 ОБЗОР СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ РАЗВИТИЯ В ОБЛАСТИ ТЕПЛООВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ С ИНТЕГРИРОВАННЫМИ ТТ

1.1 Проблема обеспечения теплового режима РЭА КА

1.1.1 Особенности эксплуатации, определяющие тепловые режимы бортовой РЭА космического назначения

Обеспечение долговечности КА - это ключевая задача в науке, инженерии и экономике, требующая системного подхода на всех этапах создания и эксплуатации РЭА КА.

Современные тенденции в России и за рубежом свидетельствуют о росте размеров и энерговооруженности КА. Спутники связи потребляют до 15 кВт энергии. Однако, с увеличением размеров и сложности КА охлаждение становится трудной задачей. Теплоотдача через излучение пропорциональна площади поверхности, а тепловыделение КА пропорционально его массе. Это делает разработку надежных систем терморегулирования (СТР) для крупногабаритных конструкций и модулей КА сложной научно-технической проблемой, требующей новых решений в области моделирования и проектирования перспективных СТР.

Тепловой режим КА и его элементов формируется под влиянием радиационных потоков, вакуума и невесомости космического пространства. Радиационные потоки включают в себя солнечное излучение, отраженное от планет, тепловую радиацию планет и излучение открытого космического пространства, для которого условно приняты температура около 3-4 °К и коэффициент черноты равный единице. Вакуум в космосе обуславливает теплообмен только через излучение [1].

Различные виды теплового притока к элементу внешней поверхности КА зависят от его ориентации относительно Солнца и местоположения на орбите, а также от физических свойств атмосферы и поверхности Земли [2].

Отвод тепла от КА осуществляется через его тепловое излучение в космос. Излучение самого космического пространства составляет незначительную долю от теплового излучения КА, поэтому им можно пренебречь.

Солнце является основным источником энергии в нашей планетарной системе. Часть солнечной энергии отражается от поверхности планеты и ее атмосферы, а другая часть поглощается и переизлучается в инфракрасной области спектра. Таким образом, излучение Солнца и планеты создает сложное поле переменных тепловых потоков, которые падают на поверхность КА. В зависимости от ориентации аппарата относительно Солнца и Земли, на соответствующие участки его поверхности падают разные лучистые тепловые потоки. При более детальном анализе следует учитывать также лучистый теплообмен между отдельными элементами сложной конфигурации поверхности КА. В общем случае полный тепловой поток Q_{Σ} , поглощаемый участком поверхности КА, может быть представлен следующим образом:

$$Q_{\Sigma} = Q_S + Q_{КА}^{соб} + Q_{КА}^{внутр} + Q_{КА}^{отр} + Q_{пл}^{соб} + Q_{пл}^{отр} \quad (1.1)$$

где: Q_S – поток солнечной радиации (видимое излучение);

$Q_{КА}^{соб}$ – поток инфракрасного излучения, исходящий от других участков поверхности КА (переизлучение);

$Q_{КА}^{внутр}$ – тепловой поток, поступающий на рассматриваемую поверхность от внутренних источников тепла;

$Q_{КА}^{отр}$ – поток солнечной радиации (прямой и отраженный), который достигает участка поверхности КА после отражения от других участков (переотражение);

$Q_{пл}^{соб}$ – поток инфракрасного излучения Земли;

$Q_{пл}^{отр}$ – поток отраженной Землей солнечной радиации.

В некоторых ситуациях можно не обращать внимание на отражение инфракрасного излучения поверхностными участками КА. Это предположение справедливо, если поверхности КА имеют покрытия с низким коэффициентом излучения в видимом спектре и высоким в инфракрасном. Это означает, что инфракрасное излучение будет почти полностью поглощаться, а отражение будет иметь место только для видимого излучения Солнца, падающего непосредственно на поверхность КА или отраженного от Земли.

Наибольший вклад в тепловое излучение Солнца вносит область спектра от 0,2 до 2 мкм, где находится 94% энергии Солнца. Поскольку КА находится на значительном расстоянии от Солнца, поток солнечной радиации, попадающий на его поверхность, представляет собой практически параллельные лучи. Поэтому его величина может быть определена с использованием следующего уравнения:

$$Q_S = A_S S_0 F_M \quad (1.2)$$

где F_M – «площадь миделя», или проекция рассматриваемого участка на плоскость, перпендикулярную направлению солнечных лучей;

A_S – коэффициент поглощения солнечного излучения;

S_0 – солнечная постоянная.

Для КА расположенных на геостационарной орбите, доля инфракрасного излучения Земли и отраженного солнечного излучения пренебрежимо мала по сравнению с прямым солнечным излучением (из-за большой высоты геостационарной орбиты: $H = 36000$ км). Поэтому для этого типа КА рассчитывается прямой солнечный поток, поток отражения прямого солнечного излучения другими поверхностями аппарата и поток излучения других поверхностей аппарата (инфракрасное излучение). Исходя из этого, уравнение теплового баланса для радиационной поверхности панели КА на геостационарной

орбите с учетом солнечного теплового потока и выделения тепла устройствами, размещенными внутри панели, будет иметь вид:

$$Q_{\text{внутр}} + Q_S = \varepsilon_p \sigma_0 F_p T_p^4 \quad (1.3)$$

где $Q_{\text{внутр}}$ – энергия тепловыделения приборов, Вт;

Q_S – солнечный тепловой поток, Вт;

ε_p – степень черноты излучения радиационной поверхности;

$\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ – постоянная излучения, [Вт/м² К⁴];

F_p – площадь радиационной поверхности, м²;

T_p^4 – температура радиационной поверхности, К.

Современные КА имеют срок эксплуатации до 15,5 лет. Они содержат жидкостный тракт с теплоносителем, включающим в себя различные устройства, такие как электронасосный агрегат, компенсатор объема, вентили, фильтры и пр. В условиях орбитального функционирования средняя температура теплоносителя в жидкостном тракте изменяется в диапазоне от минус 20 °С до 30 °С [3]. Для спутников связи с повышенной мощностью, средняя температура теплоносителя в жидкостном тракте будет изменяться в диапазоне от минус 10 °С до 40 °С.

На сегодняшний день существует две основные группы КА: герметичного и негерметичного исполнения. В спутниках герметичного исполнения главное оборудование находится в герметичном контейнере, заполненном газовой средой, где азот является основным компонентом. Тепловой поток от бортовой РЭА в таких спутниках отводится через принудительную конвекцию среды в герметичном контейнере.

Большинство современных КА выполнены в негерметичном исполнении, что позволяет бортовой РЭА работать в открытом космосе. Это способствует улучшению удельных характеристик полезной нагрузки по отношению к общему весу. Основу негерметичного исполнения спутника составляет пространственная

рама или ферма, которая обычно изготавливается из композиционных материалов. Она закрывается трёхслойными "сотопанелями", состоящими из двух слоев углепластика (или алюминиевого сплава) и алюминиевого сотового наполнителя. Эти панели обладают высокой жесткостью при небольшой массе. Элементы систем и приборов аппарата крепятся к раме и панелям [4].

В некоторых конфигурациях негерметичных КА бортовая РЭА располагается на внутренних сторонах сотовых панелей с интегрированными тепловыми трубами. Отсутствует жидкостный тепловой контур. На внешних поверхностях сотовых панелей устанавливается специальное терморегулирующее покрытие с высокой степенью черноты и низким поглощением солнечного потока. Встроенные тепловые трубы перемещают тепло из зон повышенного тепловыделения, где расположена бортовая РЭА, на всю поверхность панели [5]. Тепловые трубы резервированы. Внешняя поверхность сотовых панелей служит в качестве радиатора, с которой тепло излучается в космическое пространство. Остальные поверхности закрыты экранно-вакуумной теплоизоляцией.

Качество системы можно оценить по массовым показателям, используя отношение массы системы к массе КА: $K_m = M_{СТР}/M_{КА}$. В настоящее время этот показатель составляет примерно $K_m \sim 0,05$.

1.1.2 Влияние теплового режима на надежность параметров РЭА

Под надежностью понимается способность РЭА сохранять значения всех параметров в течение времени и выполнять требуемые функции в определенных условиях использования [6]. Надежность является комплексным понятием, которое может включать безотказность, долговечность и сохраняемость. В электронной технике для количественной оценки надежности часто используется параметр "интенсивность отказов" [7]:

$$\lambda(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{1}{n(t)} \cdot \frac{n(t) - n(t + \Delta t)}{\Delta t} = - \frac{1}{n(t)} \cdot \frac{dn(t)}{dt} \quad (1.4)$$

Здесь $n(t)$ и $n(t + \Delta t)$ - количество работоспособных приборов в моменты времени t и $t + \Delta t$ соответственно. Следовательно, разница между $n(t)$ и $n(t + \Delta t)$ отражает количество приборов, вышедших из строя в процессе испытаний на надежность в течение временного интервала Δt .

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ сначала быстро падает в начале эксплуатации РЭА (период приработки), затем долгое время остается постоянной $\lambda(t) = \lambda = \text{const}$ и после истечения срока службы резко возрастает [8].

Одним из основных факторов, неблагоприятно влияющих на надежность приборов, является температура. Это полностью соответствует физической теории надежности, согласно которой эксплуатация любого технического устройства является необратимым процессом. Из-за наличия различных дефектов, возникших на пути от исходного сырья до готового изделия, любое внешнее воздействие (электрическое, магнитное, тепловое, механическое и т. д.) приводит к необратимой реакции, которая сопровождается передачей всего объекта в другое предельное состояние (снижение выходных параметров или отказ). В соответствии с принципами термодинамики, такая передача связана с преобразованием энергии активации дефектов, средняя скорость диссипации которой определяется по закону Аррениуса [9]:

$$V = a \frac{kT}{h} \exp\left(-\frac{\Delta W}{kT}\right) \quad (1.5)$$

где a – масштабный коэффициент; k – постоянная Больцмана; T – абсолютная температура; h – постоянная Планка; ΔW – энергия активации процесса.

Срок службы любого технического объекта, начиная с его ввода в эксплуатацию до разрушения или достижения иного предельного состояния, должен соответствовать следующему условию [9]:

$$t = t_0 \exp\left(\frac{1}{k} \sum_{i=1}^n \frac{\Delta W_i}{T_i}\right) \quad (1.6)$$

где t_0 – масштаб времени; ΔW_i – величина активационного барьера или запас энергии до разрушения i – й области; T_i – ее температура.

Величина активационного барьера ΔW_i может иметь различную природу. Поэтому, для каждого образца РЭА, динамика процессов разрушения различных областей может варьироваться на несколько порядков. Так как ресурс наиболее теплонапряженной области играет определяющую роль, уравнение (1.6) можно упростить до выражения [9].

$$t = t_0 \exp\left(\frac{b}{T}\right) \quad (1.7)$$

где b – некоторый постоянный коэффициент, значение которого определяется на основе статистической обработки эмпирических данных.

Достоверность выражения (1.7) хорошо подтверждается значительным количеством экспериментальных исследований относительно долговечности разнообразных радиотехнических устройств [9].

Одним из главных источников проблем, связанных с обеспечением высокой надежности РЭА, является внутренний фактор. Из проведенного анализа

энергетических показателей РЭА [10] видно, что в среднем лишь 5-10% подводимой мощности используется как полезные сигналы, в то время как остальная мощность рассеивается в виде тепла. Итак, для обеспечения надлежащего функционирования РЭА необходимо поддерживать оптимальный тепловой режим работы, соответствующий спецификациям. Если не выполнять эти условия, то электровакуумные приборы, например, могут столкнуться с интенсивным газоотделением с анода, которое "отравляет" катод [11]. Перегрев катода, в свою очередь, приводит к интенсивному испарению оксидного покрытия, что влечет за собой снижение электрической надежности прибора и увеличение составляющей обратного тока, связанной с термоэмиссией [11].

Что касается деталей полупроводниковых приборов, то их тепловой режим определяется как свойствами полупроводниковых структур, так и температурой плавления припоев, используемых при изготовлении [12]. Воздействие повышенных температур, в основном, приводит к тепловому разрушению р-п-переходов.

При использовании интегральных микросхем и процессоров, воздействие повышенных температур может вызывать не только тепловое разрушение р-п-переходов, но также приводить к разрушению диэлектрических слоев тонкопленочных конденсаторов, нестабильности и деградации электрических параметров, а также обрывам и коротким замыканиям металлизации [13].

В целом, использование полупроводниковых приборов в РЭА малой мощности приводит к существенному улучшению энергетических соотношений [10]. Однако, следует отметить, что выходные параметры таких приборов сильно зависят от температуры.

1.2 Анализ современных типов низкотемпературных ТТ предназначенных для применения в теплопередающих трактах РЭА

1.2.1 Общие требования к используемым ТТ в РЭА КА

Обеспечение тепловых режимов работы РЭА является актуальной проблемой, особенно при работе оборудования в условиях вакуума. Принципы конструирования высокоэффективных ТТ вытекают из общих требований, предъявляемых к индивидуальным системам охлаждения электронных приборов и направлены на обеспечение максимального снижения термического сопротивления теплопередающего тракта. При этом ТТ должны обладать высокой надежностью, быть технологичными в изготовлении и удобными в эксплуатации.

В процессе наземной экспериментальной отработки (НЭО) бортовая РЭА КА подвергается автономным испытаниям на все виды космических воздействий. При этом на бортовую РЭА КА оказывает воздействие гравитационная сила. Поскольку невозможно заранее предсказать в каком именно положении РЭА будет проходить испытания в составе КА, техническое задание на разрабатываемую бортовую РЭА КА включает в себя требование работоспособности РЭА в любом положении относительно гравитационных сил.

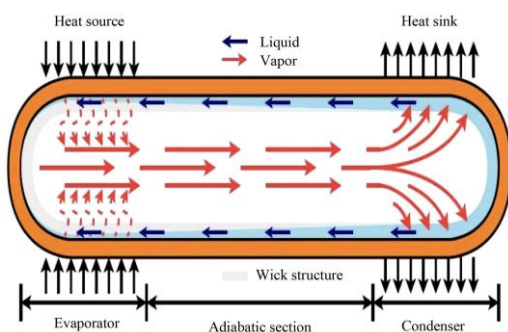
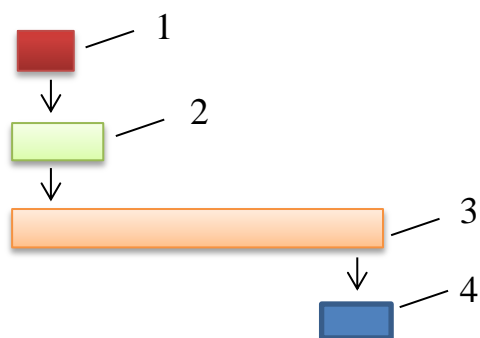


Рисунок 1.1 – Схема работы ТТ

ТТ представляет собой пассивное двухфазное устройство для передачи тепла с низким перепадом температуры [14, 15]. Преимущество использования ТТ перед другими традиционными методами заключается в том, что большое количество тепла может передаваться через небольшую площадь поперечного сечения на

значительное расстояние без дополнительной подачи энергии в систему. Кроме того, простота конструкции и изготовления, небольшие сквозные перепады

температуры, а также способность контролировать и передавать высокие тепловые потоки на различных уровнях температуры - все это уникальные особенности ТТ. ТТ могут иметь разную конструкцию и форму. Классическая ТТ круглого сечения (рисунок 1.1) является наиболее дешевой и простой в изготовлении. Однако перенос тепла осуществляется только в одном измерении вдоль ТТ.



1 – ЭРИ; 2 – элемент коммутации ; 3 – ТТ; 4 – теплообменник.

Рисунок 1.2 – Структурная схема системы охлаждения с ТТ

Расчет тепло- и массопереноса является основным содержанием теории ТТ, которую можно условно подразделить на два раздела. Первый раздел посвящен исследованию и разработке методов расчета полей температуры по конструкции ТТ при её функционировании в стационарном или нестационарном режиме. Содержанием второго раздела теории ТТ являются изучение и разработка методов расчета и экспериментального определения предельной теплопередающей способности ТТ. Имеется

ввиду определение таких значений теплового потока, передаваемого ТТ при которых возникают отклонения от нормального функционирования ТТ, ведущие обычно к выходу её из строя. Практическое значение данной задачи очевидно, и решению её были посвящены многочисленные исследования. Методы расчета ТТ изложены в [5, 14, 15].

На рисунке 1.2 представлена структурная схема системы охлаждения на основе ТТ, состоящая в общем случае из трех элементов: элемента коммутации ТТ с ЭРИ, ТТ и теплообменника для сброса теплового потока в охлаждающую среду. Анализ большого числа реальных конструкций с ТТ и их расчетных моделей показывает, что данной схеме соответствует подавляющее большинство разрабатываемых систем охлаждения РЭА.

1.2.2 ТТ с капиллярным фитилем.

ТТ с капиллярным фитилем (обычные ТТ) состоит из герметичного контейнера, в котором по внутреннему радиусу стенки ТТ помещается пористый фитиль (рисунок 1.3).

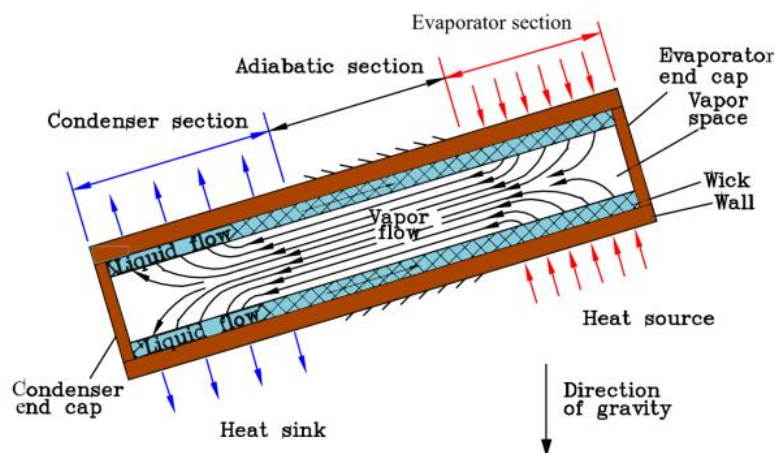


Рисунок 1.3 – Схема ТТ с капиллярным фитилем

Фитиль служит капиллярным насосом для возврата конденсата в секцию испарителя. Внутри герметичной ТТ помещается достаточно рабочей жидкости, чтобы насытить фитиль жидкостью. ТТ с капиллярным фитилем работает следующим образом. Подвод тепла к испарителю преобразует жидкость в пар. Затем пар попадает в паровое пространство и перемещается в секцию конденсатора из-за более высокого давления пара в испарителе. Отвод тепла от конденсатора заставляет пар конденсироваться, высвобождая скрытую теплоту парообразования. Затем конденсат перекачивается обратно в испаритель за счет капиллярной силы, создаваемой на границах раздела жидкость-пар в порах фитиля. Благодаря двухфазной природе капиллярной ТТ, она идеально подходит для передачи тепла на большие расстояния с небольшим перепадом температуры и для создания почти изотермической поверхности для стабилизации температуры.

Важным условием работы ТТ является циркуляция теплоносителя. Для достижения максимально эффективной теплопроводности ТТ требуется максимально возможная интенсивность циркуляции. **Ограничения рабочих параметров** (максимально переносимой мощности) в ТТ связаны с предельной перекачивающей способностью капиллярного фитиля (капиллярные ограничения), запирающим парового потока (звуковой предел), уносом жидкости с межфазной границы жидкость – пар фитиля паром, движущимся с большой скоростью (ограничение по уносу), разрушение потока жидкости пузырьковым кипением в фитиле (ограничение по кипению). Дополнительными факторами, влияющими на эффективность работы ТТ являются: температурная характеристика ТТ, условия контакта между ТТ и ее внешним источником и стоком тепла [14]. Как правило, наиболее часто встречающимся ограничением производительности ТТ с капиллярным фитилем является **капиллярное ограничение**.

Разница в давлении между жидкой и газообразной фазами теплоносителя в каждой точке ТТ не должна превышать величины капиллярного напора, который способна развивать пористая структура.

Максимальное эффективное перекачивающее давление [14]:

$$P = P_c - \Delta P_{\perp} - \rho \cdot g \cdot L \cdot \sin \varphi \quad (1.8)$$

где P_c - максимальное капиллярное давление; ΔP_{\perp} - нормальное гидростатическое давление (между осевыми каналами); ρ - плотность жидкости; g - ускорение свободного падения; L - длина ТТ; φ - угол наклона ТТ.

Максимальная отводимая мощность цилиндрической ТТ может быть вычислена по формуле [16]:

$$Q_{c,max} = \frac{(QL)_{c,max}}{0,5 \cdot L_c + L_a + 0,5 \cdot L_e} \quad (1.9)$$

где $(QL)_{c,max}$ - максимальное значение фактора передачи мощности; L_c - длина конденсатора; L_a - длина адиабатической части; L_e - длина испарителя.

$$(QL)_{c,max} = \int_0^L Q dx = \frac{\frac{2 \cdot \sigma}{r_c} - \Delta P_{\perp} - \rho \cdot g \cdot L \cdot \sin \varphi}{F_l + F_v} \quad (1.10)$$

$$F_l = \frac{\mu_l}{K \cdot A_w \cdot \rho_l \cdot \lambda} \quad (1.11)$$

$$F_v = \frac{(f_v Re_v) \mu_v}{2 r_{h,v}^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} \quad (1.12)$$

$$K = \frac{2 \cdot \varepsilon \cdot r_{hl}^2}{(f_l Re_l)} \quad (1.13)$$

где σ - поверхностное натяжение; r_c - радиус капилляров; μ_l - вязкость жидкости; A_w - площадь поперечного сечения фитиля; ρ_l - плотность жидкости; λ - теплота парообразования; μ_v - вязкость пара; $r_{h,v}$ - гидравлический радиус (паровой канал); A_v - площадь сечения для прохода пара; ρ_v - плотность пара; $(f_v Re_v)$ - коэффициент гидравлического сопротивления (парового канала); $(f_l Re_l)$ - коэффициент гидравлического сопротивления (капилляра); ε - пористость фитиля; $r_{h,l}$ - гидравлический радиус (жидкость).

Наиболее удобная математическая модель цилиндрической ТТ с использованием уравнения Дарси приведена в источнике [15]. Для обеспечения работы ТТ необходимо, чтобы максимальный капиллярный напор фитиля ΔP_c превышал полное падение давления в ТТ:

$$\Delta P_c \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (1.14)$$

где ΔP_l – перепад давления по жидкости в фитиле, ΔP_v – перепад давления при движении пара в канале, ΔP_g – гидростатический перепад давления. С ростом тепловой нагрузки скорость движения жидкости и пара возрастают, следовательно, перепады давлений также увеличиваются. Однако существует максимальное капиллярное давление, которое зависит от свойств фитиля и теплоносителя и может быть определено по уравнению Лапласа–Янга:

$$\Delta P_c = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_c} \quad (1.15)$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости, r_c – эффективный капиллярный радиус, $\cos \theta$ – предельный краевой угол смачивания. Максимальное значение тепловой нагрузки, при котором выражение (1.14) становится равенством, является капиллярным ограничением. При дальнейшем увеличении тепловой нагрузки фитиль в области подвода тепла начинает осушаться, и перепад температуры начинает резко возрастать.

Перепад давления в фитиле ТТ можно оценить на основе закона Дарси для движения жидкости в пористой среде:

$$\Delta P_l = \frac{\mu_l L \dot{m}}{\rho_l A K} \quad (1.16)$$

где μ_l , ρ_l – вязкость и плотность жидкости, A – поперечное сечение фитиля, K – проницаемость фитиля, L – расстояние между областью подвода и отвода тепла, \dot{m} – массовый расход жидкости.

Перепад давления в паровом канале можно оценить по формуле движения несжимаемого газа с вязкостью μ_v в цилиндрическом канале с радиусом r_v :

$$\Delta P_v = \frac{8\mu_v L \dot{m}}{\pi r_v^4} \quad (1.17)$$

Гидростатический перепад давления равен:

$$\Delta P_g = \rho_l g L \sin \varphi, \quad (1.18)$$

где g – ускорение свободного падения, φ – угол наклона ТТ к горизонту. Учитывая, что массовый расход теплоносителя в ТТ можно выразить через тепловую мощность Q и скрытую теплоту парообразования H_{ev} , как

$$\dot{m} = Q/H_{ev}, \quad (1.19)$$

можно записать уравнение для предельной тепловой нагрузки Q_{\max} для горизонтального расположения ТТ ($\sin \varphi = 0$):

$$Q_{\max} = \frac{C}{L}, \quad (1.20)$$

где

$$C = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_c} \left(\frac{\mu_l}{\rho_l A K H_{ev}} + \frac{8\mu_v}{\pi r_v^4 H_{ev}} \right)^{-1}$$

Из уравнения (1.20) видно, что максимальная отводимая ТТ тепловая мощность Q_{\max} (капиллярное ограничение) обратно пропорциональна длине, расстоянию между областью подвода и отвода тепла L в ТТ.

Максимальная плотность теплового потока, которая может быть обеспечена с помощью указанных (гомогенных) структур, определяется выражением

$$q_{\max} = \frac{\lambda_{\text{эфф}} \Delta T_m}{\delta_k} \quad (1.21)$$

где $\lambda_{\text{эфф}}$ – эффективная теплопроводность; ΔT_m – максимально допустимая температура перегрева теплоносителя; δ_k – толщина капиллярной структуры. Капиллярная структура по технологическим причинам не может быть выполнена толщиной менее 0,05 мм. Эффективная теплопроводность гомогенных капиллярных структур лежит в пределах от 0,1 до 1 Вт/(м·К) [16]. Поэтому максимальная отводимая плотность теплового потока при наиболее

благоприятном сочетании параметров для ацетона может составлять около $4 \cdot 10^4$ Вт/м². Передача таких тепловых потоков при большой протяженности теплопередающего тракта ограничена транспортными возможностями гомогенных структур, которые принято оценивать отношением K/r_k .

Достижимое значение K/r_k для металлических сеток с размером 50–200 меш ($75\text{--}300 \cdot 10^{-6}$ м) составляет $1,2 \cdot 10^{-6} - 2,8 \cdot 10^{-6}$ м [15]. При этих значениях передача теплового потока около $4 \cdot 10^4$ Вт/м² может осуществляться в лучшем случае на длину $3,5 \cdot 10^{-2}$ м, что совершенно недостаточно при использовании ТТ в системах охлаждения бортовой РЭА. Поэтому на практике приходится использовать более толстые капиллярные структуры. Например, уже при толщине капиллярной структуры $1 \cdot 10^{-3}$ м максимальная протяженность ТТ может составлять $7,1 \cdot 10^{-1}$ м, однако, как следует из (1.21), это потребует существенного снижения предельной плотности теплового потока, вплоть до $2 \cdot 10^3$ Вт/м². Проведенное Л.Л. Васильевым комплексное экспериментальное исследование процессов тепло- и массообмена в миниатюрных ТТ плоской и цилиндрической формы, изготовленных из меди, с водой в качестве теплоносителя, с тремя типами капиллярных структур (порошковой, сеточной и образованной пучком тонких проволок) определяет максимально отводимую мощность ≈ 20 Вт для миниатюрной ТТ длиной 0,2 м и внешним диаметром 4 мм для вертикальной ориентации (нагреватель над термостабилизированной поверхностью), длина зон испарения и конденсации соответственно 0,07 м и 0,085 м (эффективная длина теплопередачи составляет 0,115 м). Отношение отводимой тепловой мощности к массе для медно-водяной миниатюрной ТТ не приведено, но приведена толщина пористой структуры $1 \cdot 10^{-3}$ м, что позволяет оценить минимальную массу ТТ, при толщине стенки $3 \cdot 10^{-4}$ м расчетная масса составит 22 г. Расчетное соотношение отводимой тепловой мощности к массе для медно-водяной миниатюрной ТТ ориентировочно составит 900 Вт/кг на расстоянии 0,115 м от термостабилизированной поверхности с температурой 30 °С.

Таким образом, из приведенного анализа видно, что высокий теплоперенос в ТТ большой протяженности возможен лишь при высоких транспортных свойствах капиллярных структур, характеризующихся относительно большим гидравлическим диаметром жидкостных каналов и малым эффективным радиусом пор. Однако одновременное выполнение этих условий возможно только в составных капиллярных структурах [17].

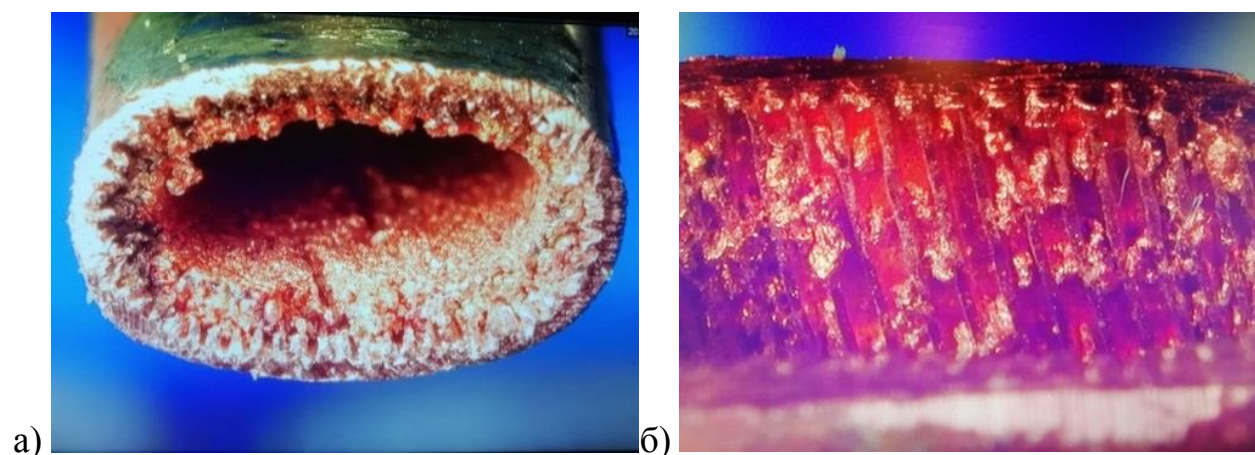


Рисунок 1.4 – ТТ с составным фитилем: а) поперечный срез; б) продольные канавки составного фитиля (очищен).

Вариантом составных капиллярных фитилей являются винтовые или продольные каналы, выполненные на внутренней поверхности корпуса ТТ и отгороженные от парового пространства пористым металлом или мелкоструктурной сеткой [17 – 19].

На рисунке 1.4 представлена медно – водяная ТТ с составным фитилем состоящим из 64 продольных канавок ($250 \times 250 \cdot 10^{-6}$ м) отделенных от газового канала пористым металлом толщиной $3 \cdot 10^{-4}$ м.

Перспективным образцом ТТ с капиллярным фитилем исследованным в рамках работ [20, 21] является ультратонкая ТТ (Ultra-thin flattened heat pipe «УТНР») со спиральной тканой сеткой (spiral woven mesh «SWM»). УТНР изготавливаются путем сплющивания цилиндрических ТТ с внешним диаметром (OD) 2 мм. Толщина, ширина и длина образцов УТНР составляют 0,4; 2,9 и 80 мм

соответственно. Максимальная теплоотдача и максимальная разница температур УТНР составляют 3,6 Вт и 4,39 Вт, соответственно, при оптимальном коэффициенте заполнения 120%. Образец УТНР показан на рисунке 1.5.



Рисунок 1.5 – Внешний вид ультратонкой ТТ



а)



б)

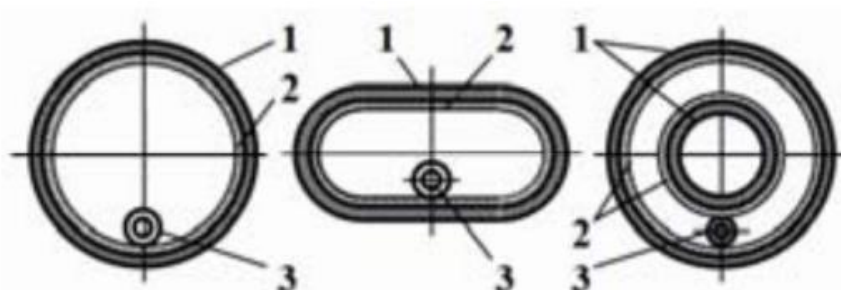
Рисунок 1.6 – Система охлаждения:
а) портативного компьютера;
б) защищенного компьютера IDAN

Подобные устройства будут рассмотрены в разделе 1.2.6. В настоящее время сфера применения ТТ значительно расширилась [22 – 24]. Сейчас ТТ можно встретить повсеместно в системах охлаждения электронных компонентов в персональных компьютерах, ноутбуках (рисунок 1.6), смартфонах и других устройствах [25, 26]. Капиллярная ТТ также широко применяется в системах охлаждения защищенных компьютеров, например IDAN.

1.2.3 Артериальная ТТ

Хорошие транспортные характеристики обеспечивает установка мелкоструктурной сетки с кольцевым (либо другого профиля) зазором относительно корпуса ТТ. Однако наличие непосредственного контакта теплоносителя с поверхностью теплообмена увеличивает вероятность перегрева и выброса рабочей жидкости из зазора.

В артериальных ТТ сетки выполняют роль раздающей капиллярной структуры, обеспечивающей распределение рабочей жидкости по поверхности участков теплообмена. Благодаря высокой проницаемости артерий от раздающей капиллярной структуры не требуется подача теплоносителя в осевом направлении. Это снижает требование к проницаемости сеток и, тем самым, расширяет круг задач, решаемых с помощью данного материала. Ряд характерных примеров применения сеточных полотен в артериальных ТТ представлен на рисунке 1.7.



- 1 – корпус;
- 2 – капиллярная структура (сеточное полотно);
- 3 – гибкая спиральная артерия.

Рисунок 1.7 – Пример выполнения артериальных ТТ

Данное обстоятельство привело к необходимости выноса жидкостных каналов в паровое пространство ТТ [15]. Это так называемые артерии, оболочка которых выполняется из гомогенного капиллярного материала и закрепляется на

поверхности относительно тонкой раздающей капиллярной структуры. В наиболее эффективных конструкциях артерия выполняется в виде рядов каналов, выфрезерованных в металлическом каркасе, устанавливаемом в паровом пространстве ТТ. Для реализации высокого капиллярного напора каркас закрывается мелкоструктурной сеткой [15]. Возможны также и другие варианты конструктивного исполнения артериальных структур, однако всем им свойственен общий недостаток: сложность в изготовлении и размещении артерий в ТТ переменного профиля. Кроме того, неопределенность с размещением ряда электронных приборов в пространстве требует гибкости теплопередающего тракта, которая не может быть обеспечена с помощью рассмотренных артериальных систем. Таким образом, основной задачей, возникающей при проектировании высокоэффективных ТТ для охлаждения РЭА, является создание артериальных структур, пригодных для установки в гибких ТТ и трубах сложного профиля. Анализ возможных конструктивных решений позволил установить, что в наибольшей степени предъявленным требованиям могут удовлетворять гибкие артериальные структуры в виде навитых с определенным шагом цилиндрических спиралей с относительно большим (порядка 1 мм) гидравлическим диаметром центральных жидкостных каналов.

Конструкция гибкой артерии представлена на рисунке 1.8. Ее основным элементом является намотанная с определенным шагом цилиндрическая спираль, выполненная из материала с низкой теплопроводностью и совместимого с теплоносителем. Движущий капиллярный напор, развиваемый спиральной оболочкой 1 (рисунок 1.8), определяется шириной межвитковых зазоров, а осевая проницаемость артерии – диаметром центрального жидкостного канала. Поскольку эти параметры могут устанавливаться независимо друг от друга, то появляется возможность в широких пределах варьировать транспортные характеристики гибких артериальных структур. Для полной реализации капиллярных свойств спиральной оболочки ее центральный жидкостный канал

должен быть отгорожен от парового пространства. Это обеспечивается с помощью заглушек 2, установленных на концах артерии.



Рисунок 1.8 – Конструкция гибкой артерии: 1 – спиральная оболочка; 2 – торцевая заглушка.

В ТТ имеющих артериальный фитиль необходимо обеспечить «автоматическое» восстановление заполнения артерии теплоносителем при их опорожнении по какой-либо причине.

Максимальный диаметр артерии, обеспечивающий её повторное заполнение, может быть рассчитан по формуле [15]:

$$d_a = \frac{1}{2} \left[\sqrt{h^2 + \frac{8\sigma \cos \theta}{(\rho_l - \rho_v)g}} - h \right] \quad (1.22)$$

где h – высота капиллярного поднятия; σ – поверхностное натяжение; θ – краевой угол смачивания; g – ускорение свободного падения; ρ_l – плотность жидкости; ρ_v – плотность пара.

Подробный расчет основных параметров артериальной ТТ рассмотрен в работе [27]. **Важно отметить**, характеристики артериальных ТТ сильно зависят от направления гравитационных сил, при горизонтальной установке ТТ длиной 1 м для передачи 15 Вт допустимо применять артерии с внутренним диаметром $1 \cdot 10^{-3}$ м, для компенсации поднятия теплоносителя на $1 \cdot 10^{-2}$ м необходимо применять артерии с диаметром не более $5 \cdot 10^{-4}$ м.

Данный тип ТТ не подходит для применения в РЭА КА, поскольку давление в артерии не достаточно для подъема на высоту более $1 \cdot 10^{-2}$ м.

1.2.4 Контурная ТТ

На рисунке 1.9 представлена принципиальная схема контурной ТТ (КТТ), которая состоит из испарителя, конденсатора, паровой и жидкостной линий. КТТ является двухфазным устройством, обеспечивающим эффективный перенос большого количества тепла на значительное расстояние.

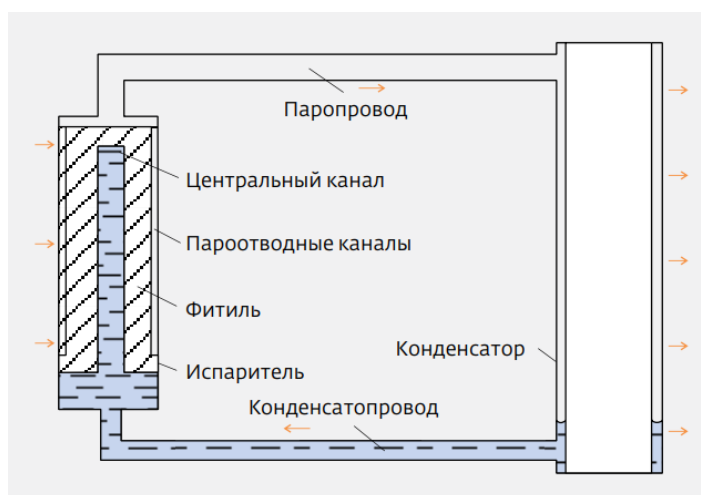


Рисунок 1.9 – Принципиальная схема КТТ

Передача тепла осуществляется за счет испарения и конденсации теплоносителя в областях подвода и отвода тепла, соответственно, и движения теплоносителя по контуру в результате действия капиллярных сил, возникающих в пористом фитиле испарителя. Принципы работы устройства описаны в литературе [28, 29]. Эффективная работа КТТ, её теплопередающие характеристики зависят от множества факторов, связанных с конструкцией элементов контура и условиями функционирования. Поэтому разработка систем с использованием КТТ, выбор оптимальной конструкции, расчет характеристик создаваемого устройства являются сложными задачами, требующими детального анализа процессов тепло и массопереноса в контуре. Одним из эффективных инструментов такого анализа является моделирование работы КТТ.

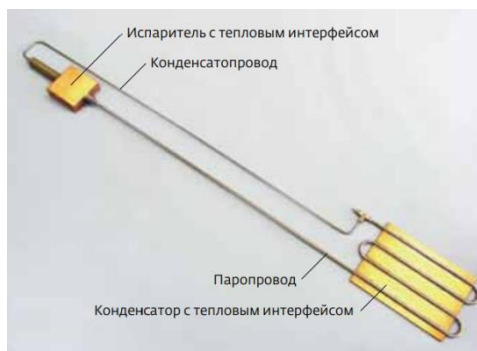


Рисунок 1.10 – Образец КТТ

Опубликовано большое количество работ, посвященных моделированию как отдельных элементов КТТ [30 – 32], так и всего устройства в целом [33 – 35]. Большая часть предложенных моделей являются стационарными, которые позволяют рассчитывать характеристики контура, а также прояснять особенности работы отдельных его узлов для установившегося режима работы.

Однако не менее важным являются динамические характеристики КТТ, определяющие переходные процессы в контуре, происходящие при изменении подводимой мощности или условий отвода тепла. Кроме того при некоторых условиях работа КТТ может быть не стабильна. Это проявляется в виде колебаний температуры и давления в контуре, и может препятствовать нормальной работе устройства [37 – 40]. Поэтому моделирование нестационарных процессов в КТТ представляет собой научный и практический интерес. Фотография образца КТТ показана на рисунке 1.10.

Благодаря тому, что длина пути теплоносителя в мелкопористом фитиле относительно невелика – чаще всего несколько миллиметров, потери давления в нем весьма незначительны. Это позволяет использовать капиллярно-пористые структуры с радиусом пор 1–10 мкм, создающие высокое капиллярное давление, измеряемое десятками килопаскалей. Такого давления вполне достаточно, чтобы использовать паропроводы и конденсаторпроводы диаметром от $2 \cdot 10^{-3}$ м до $5 \cdot 10^{-3}$ м, которые легко изгибаются практически любым образом. Кроме того, появляется возможность обеспечить эффективную работу КТТ даже при неблагоприятной ориентации в гравитационном поле, когда теплоноситель в жидкой фазе должен двигаться снизу вверх, преодолевая гидростатическое сопротивление ΔP_g . Таким образом, удастся сделать устройства длиной до нескольких метров, работающие в так называемом антигравитационном режиме, который недоступен обычным ТТ. Еще одно преимущество этих устройств в том,

что испаритель и конденсатор – основные компоненты КТТ – могут иметь разные форму и размеры, адаптированные к условиям эксплуатации. Характеристики КТТ слабо зависят от направления гравитационных сил, но имеются **проблемы с запуском** при низких значениях теплового потока. КТТ применяются для охлаждения микросхем с тепловыделением до 500 Вт (рисунок 1.11), используется в качестве СТР КА (рисунок 1.12).



Рисунок 1.11 – Система охлаждения персонального компьютера с интегрированными КТТ

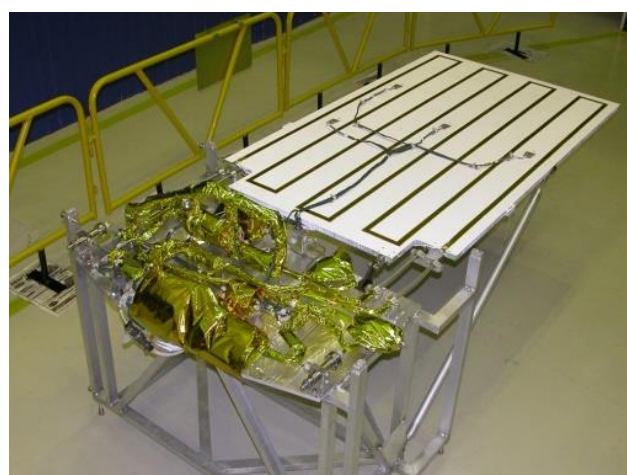


Рисунок 1.12 – Двухфазная система терморегулирования КА на аммиачных КТТ

Цилиндрические испарители КТТ, используемые в системах охлаждения РЭА, имеют диаметр от $6 \cdot 10^{-3}$ м до 10^{-2} м, длину активной зоны до $6 \cdot 10^{-3}$ м. Диаметр паропровода и конденсаторопровода у них составляет до $3 \cdot 10^{-3}$ м. Современные образцы КТТ обладают значительными габаритами и массой, при этом обеспечивает охлаждение одиночных ЭРИ, что в совокупности с неустойчивым запуском при малых мощностях ЭРИ исключает использование КТТ в системе охлаждения модуля РЭА КА.

1.2.5 Пульсационные ТТ

Пульсационные ТТ (рисунок 1.13) являются одним из новых типов ТТ, имеющим широкие перспективы использования в качестве теплопередающих устройств, благодаря простоте конструкции в сочетании с высокими теплопередающими характеристиками.

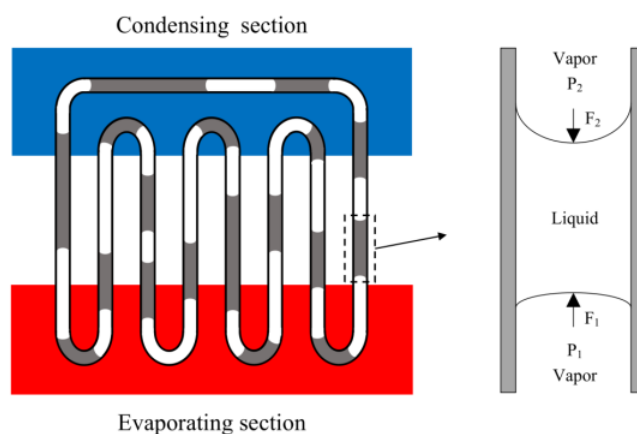


Рисунок 1.13 – Принципиальная схема ПТТ

Однако на характеристики пульсационных ТТ оказывает значительное влияние ряд факторов, одним из которых является количество витков. Исследованию влияния данного фактора на теплопередающие характеристики пульсационных ТТ посвящен ряд работ [41 – 43], где пульсационная ТТ рассматривается как единое целое. Однако, как показано в [44 – 46] определенную ценность для исследований представляет и иной подход, где рассматривается один виток как элементарная составляющая пульсационной ТТ.

При небольших плотностях подводимого теплового потока движение теплоносителя в петле отсутствует, и передача теплоты осуществляется теплопроводностью по корпусу и конвекцией в отдельных жидкостных и паровых снарядах. Тепловые потоки, передаваемые в этом режиме, незначительны, поэтому происходит рост температуры в зоне нагрева при практически

неизменной средней температуре зоны конденсации. В результате происходит рост разности температур (Δt) с увеличением q . Дальнейшее увеличение плотности подводимого теплового потока приводит к активации первых центров парообразования (ЦПО) в зоне нагрева. Паровые пузыри, образующиеся на данных ЦПО, либо срываются с них и поднимаются в зону конденсации, если их отрывной диаметр меньше внутреннего диаметра капилляра, либо превращаются в паровые снаряды, если их отрывной диаметр больше внутреннего диаметра капилляра. Образовавшиеся в зоне нагрева паровые снаряды расширяются из-за роста давления в них. Повышение давления вызвано теплоподводом к пару и увеличением количества пара, благодаря испарению в паровой снаряд жидкости с менисков соседних жидкостных снарядов. Расширяясь, паровые снаряды приводят в движение теплоноситель в петле, в результате чего интенсифицируется теплообмен между зоной нагрева и зоной конденсации. Интенсификация теплообмена приводит к повышению средней температуры в зоне конденсации и её понижению в зоне нагрева, в результате перепад температур между зонами снижается. Следует отметить, что действие ЦПО в данном режиме не является постоянным. Активация ЦПО приводит к резкому выбросу теплоносителя из зоны нагрева. При этом в зону нагрева поступает холодный теплоноситель из зоны конденсации, в результате чего действие ЦПО прекращается. При этом прекращается и движение теплоносителя в петле. Возобновление активности ЦПО происходит лишь после того, как стенки зоны нагрева приобретают перегрев, достаточный для начала кипения. Таким образом, работа петли в данном режиме характеризуется периодическими выбросами теплоносителя.

С увеличением плотности подводимого теплового потока растет количество действующих ЦПО. Это приводит к более интенсивным пульсациям жидкостных снарядов и уменьшению длительностей периодов покоя. В определенный момент периоды покоя исчезают, а пульсирующее движение жидкого теплоносителя, вызванное действием ЦПО, становится непрерывным.

При дальнейшем увеличении плотности подводимого теплового потока петля переходит из пульсационного в предкризисный режим работы. Он характеризуется периодическими осушениями зоны нагрева. Причины данного явления – активная работа большого количества ЦПО и увеличение общего паросодержания в пульсационной ТТ во время её работы, вследствие которого в ТТ могут образовываться длинные паровые снаряды, которые могут занимать всю зону нагрева. Во время осушения зоны нагрева действие ЦПО прекращается и, как следствие, прекращается движение теплоносителя в петле. Поскольку коэффициент теплоотдачи к пару ниже, чем к жидкости, происходит быстрый рост температуры в зоне нагрева.

Важно отметить, что процесс запуска пульсационной ТТ при малых значениях теплового потока ($\leq 1000 \text{ Вт/м}^2$) связан со значительным ростом температуры до $35 \text{ }^\circ\text{C}$ [46], пульсационная ТТ способна работать только в горизонтальном положении с незначительными отклонениями, либо в режиме термосифона, что исключает использование пульсационной ТТ в системе охлаждения модуля РЭА КА.

1.2.6 Плоская ТТ

ТТ могут иметь разную конструкцию и форму. Классическая ТТ круглого сечения является наиболее дешевой и простой в изготовлении. Однако круглое сечение неудобно для обеспечения тепловых контактов с плоскими поверхностями. Кроме того перенос тепла осуществляется только в одном измерении вдоль ТТ. Плоские ТТ (Flat Plate Heat Pipes, Vapor Chambers) работают по тому же принципу, но обеспечивают перенос тепла в двух измерениях вдоль своей плоской поверхности. Плоская форма позволяет напрямую присоединять к поверхности ТТ плоские источники тепла, такие как мощные отдельные радиоэлементы или целые радиоэлектронные платы (рисунок 1.14). Важным

преимуществом плоских ТТ является возможность трансформации плотности теплового потока с низким перепадом температуры.

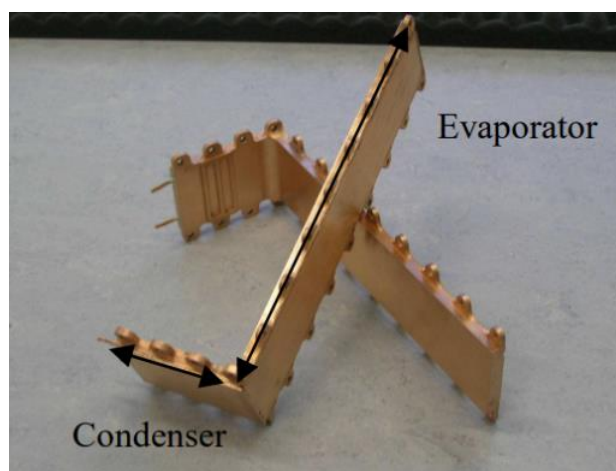


Рисунок 1.14 – Образец плоской ТТ (Г-образной формы)

С одной стороны это позволяет решать задачу распределения теплового потока с высокой плотностью мощности на большую площадь с малым перепадом температуры, например, при охлаждении мощных миниатюрных электронных компонентов [47, 48]. С другой стороны плоская ТТ может являться изотермическим основанием для множества распределенных по поверхности источников тепла. Такое основание может обеспечивать сбор и перенос тепла от множества радиоэлементов на печатной плате (ПП) к общей области отвода тепла с низким перепадом температуры. Примеры применения данной концепции для охлаждения ПП можно найти в обзоре [22], в работах [49, 50]. В диссертации [51] исследуется способ охлаждения электронных компонентов с помощью встраивания плоской ТТ непосредственно в ПП.

Плоские ТТ состоят из плоского тонкого герметичного корпуса, капиллярной структуры и теплоносителя. Капиллярная структура является наиболее важным компонентом ТТ. Существуют разнообразные типы капиллярных структур, которые можно грубо классифицировать следующим образом: канавки, сетки,

спеченные металлические порошки или их комбинации. В литературе можно найти множество исследований, посвященных плоским ТТ с канавками [52 – 54]. Канавки обладают низким гидравлическим сопротивлением и обеспечивают перенос тепла на большие расстояния по сравнению с другими типами капиллярных структур. Слабый капиллярный напор канавок препятствует эффективной работе ТТ против сил гравитации. Предельные плотности подводимой тепловой мощности обычно ниже по сравнению с другими типами капиллярных структур. Кроме того при замерзании в канавках вода может повредить ТТ.

Фитили в виде сеток или волокон также часто рассматриваются в качестве капиллярных структур для плоских ТТ [55 – 57]. Капиллярный напор таких фитилей и плотность мощности подводимого теплового потока зависит от размера ячеек и обычно выше, чем для ТТ с канавками. Фитили с сетками или волокнами широко используются в ультратонких плоских ТТ, которые имеют толщину менее 2 мм [65]. Недавние публикации демонстрируют возможности создания таких плоских ТТ толщиной 0.5 мм [66 – 68]. Однако ультратонкие ТТ, в основном, нацелены на использование в миниатюрных мобильных электронных устройствах с невысокой тепловой нагрузкой около 5 Вт.

Плоские ТТ с фитилями из спеченных металлических порошков исследуются очень активно [58 – 60]. Такие капиллярные структуры имеют большой капиллярный напор, который обеспечивает отвод высоких значений плотностей тепловой мощности (до 500 Вт/см^2 и выше) [61] и обеспечивает работу ТТ против гравитации. Плоские ТТ с такими фитилями обычно имеют очень высокую температурную однородность поверхности стенок. Капиллярные структуры из спеченных металлических порошков могут иметь высокую прочность. Это является важным преимуществом, особенно при необходимости использования плоских ТТ в вакууме, когда необходимо обеспечить прочность конструкции и плоскостность стенок при высоком внутреннем давлении насыщенных паров. Недостатком таких фитилей является большое

гидравлическое сопротивление, которое ограничивает расстояние переноса тепла. Можно отметить, что часто используются гибридные конструкции капиллярных структур в виде комбинаций сеток с канавками или со спеченными фитилями [62 – 64]. Это позволяет комбинировать преимущества разных типов капиллярных структур.

Теплоноситель и материал корпуса и капиллярной структуры определяют температурный диапазон работы, эффективность теплопередачи и максимальные тепловые нагрузки плоской ТТ. Для решения задач охлаждения электроники в качестве материалов для ТТ наиболее часто рассматривается медь и вода в качестве теплоносителя. Медь и вода являются отлично зарекомендовавшей себя совместимой парой, которая позволяет получить максимально высокие теплофизические характеристики для диапазона температур, характерного для работы электроники 40-120 °С. Однако имеется немало работ по исследованию плоских ТТ с другими теплоносителями, например, спирты или ацетон [69 – 71]. Эти теплоносители позволяют функционировать ТТ при более низких температурах, чем вода, что важно для КА. Однако ТТ с этими теплоносителями по сравнению с водой обеспечивают передачу в 2-3 раза меньше тепловой мощности в диапазоне температур выше 20°С. Кроме того давление спиртов и особенно ацетона существенно выше, чем у водяного пара, что требует более прочного корпуса.

Существует множество работ по исследованию плоских ТТ из алюминия [72 – 74]. Преимуществами алюминия является высокая теплопроводность и низкая плотность, что позволяет создавать легкие конструкции. Однако алюминий не совместим с водой и со спиртами. Кроме того существуют технические сложности создания пористых структур из спеченного алюминиевого порошка, поэтому в таких ТТ обычно используются канавки в качестве капиллярной структуры. Очень эффективным совместимым с алюминием теплоносителем является аммиак. В КА широко применяются классические аммиачные алюминиевые ТТ круглого сечения с аксиальными канавками. Однако

высокое давление паров аммиака препятствует его применению для плоских ТТ. Поэтому в плоских ТТ из алюминия обычно используется ацетон. Корпус таких плоских ТТ должен быть достаточно прочным для противостояния давлению паров ацетона. Температурный диапазон эффективной работы ацетоновых плоских ТТ ниже, чем для ТТ с водой.

В литературе можно найти работы, посвященные созданию плоских ТТ из титана [75 – 77]. Существенным недостатком титана является низкая теплопроводность. Однако изделия из титана очень прочные и легкие. Это является важным преимуществом для КА. Отдельно следует отметить работу [78], в которой представлена плоская ТТ из титана с водой в качестве теплоносителя, предназначенная для отвода тепла от топливных элементов. Эта плоская ТТ в виде диска диаметром $149 \cdot 10^{-3}$ м и толщиной менее $1,3 \cdot 10^{-3}$ м обеспечивала отвод тепла 80 Вт. Максимальная плотность мощности при локальном подводе тепла достигала 60 Вт/см^2 .

Технология плоских ТТ предоставляет отличные возможности по эффективному отводу тела. Однако следует отметить, что большая часть представленных в публикациях разработок предназначена для работы в условиях атмосферы, когда внутреннее давление теплоносителя компенсируется давлением окружающего воздуха. Создание плоских ТТ, которые можно использовать в КА в условиях вакуума, является более сложной технологической задачей. Конструкция должна быть достаточно прочной, чтобы сдерживать давление насыщенных паров рабочей жидкости, при этом обеспечивать сохранение плоской формы поверхностей ТТ, особенно если в качестве теплоносителя используется не вода. При этом толщина и масса плоских ТТ должны быть минимизированы.

Важным вопросом является интеграция плоских ТТ в конструкцию электронных приборов, особенно при их тесной компоновке. Часто требуется передавать тепло между поверхностями, которые не находятся в одной плоскости, а располагаются, например, под некоторым углом друг к другу. Например, на

борту КА электронные приборы обычно устанавливаются на основание, которое служит теплоотводящей поверхностью. При этом ПП с электронными компонентами внутри прибора могут располагаться в несколько уровней или перпендикулярно теплоотводящей поверхности для более плотной компоновки. Тепло должно быть передано от электронных компонентов на ПП к общей теплоотводящей поверхности. В качестве примера можно привести схему отвода тепла с помощью плоской ТТ С-образной формы на борту экспериментального спутника, разработанного JAXA [79] или пример интеграции изогнутых ТТ в электронные ПП с мощными радиоэлементами [80]. Описанная в первой работе плоская ТТ на самом деле представляет собой пульсационную ТТ, зажатую между плоскими алюминиевыми пластинами, а во второй работе использованы классические ТТ круглого сечения. Однако очевидно, что плоские ТТ, которые допускают более сложную, например L-образную и T-образную форму, предоставляют значительно больше возможностей (Flexibility) для построения эффективных систем охлаждения электронных компонентов, особенно при плотной компоновке.

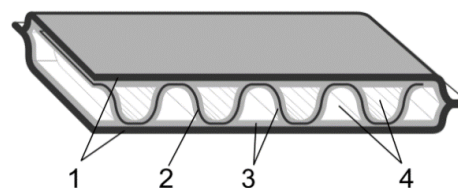
1.2.7 Гипертеплопроводящая секция

Прорывным научно-техническим решением, которое обеспечило эффективный отвод тепла от всех ЭРИ бортовой РЭА, является гипертеплопроводящая секция (ГТПС). В Акционерном обществе «Информационные спутниковые системы» имени академика М.Ф. Решетнёва» разработан новый класс ТТ, представляющий собой плоскую тонкую герметичную конструкцию T-образной формы, внутри которой находится фитиль из спеченного металлического порошка, заполненный жидким теплоносителем. В фитиле также располагаются каналы для движения пара. Фитиль и паровые каналы обеспечивают движение теплоносителя в любом направлении в плоскости ТТ. На поверхности ТТ произвольным образом могут располагаться источники и

стоки тепла. В местах подвода тепла жидкость испаряется и движется по паровым каналам к области охлаждения, где пар конденсируется и движется обратно по фитилю. Скрытая теплота парообразования теплоносителя обеспечивает высокую эффективность передачи тепла. Движение рабочего вещества осуществляется за счет капиллярных сил.



Рисунок 1.15 – Фотография ГТПС



1 – стенки;
2 – гофрированная перфорированная пластина; 3 – фитиль; 4 – паровые каналы

Рисунок 1.16 – Внутренняя структура ГТПС

На первом этапе работ была разработана медная ГТПС с водой в качестве теплоносителя. На рисунке 1.15 показана фотография медной ГТПС (поверхность ГТПС покрыта никелем для защиты от коррозии). ГТПС имеет ширину 0,11 м, длину 0,13 м, ширину пятки 0,03 м и толщину $2,3 \cdot 10^{-3}$ м. Масса медной ГТПС составляет 175 г [81].

Основным достоинством медной ГТПС является высокая эффективность отвода тепла от ЭРИ модуля РЭА. Медная ГТПС способна отводить тепловой поток суммарной мощностью до 80 Вт с разницей температур менее $2,5 \text{ }^\circ\text{C}$ [82] при температуре теплоотвода 20°C . ГТПС разработана для обеспечения тепловых режимов ЭРИ в модулях с высоким тепловыделением [83], при этом плотность мощности тепловыделения источников тепла может достигать 10 Вт/см^2 . При увеличении температуры теплоотвода эффективность работы ГТПС возрастает.



Рисунок 1.17 – Внешний вид модуля РЭА

Внутренняя структура ГТПС показана на рисунке 1.16. ГТПС состоит из плоских металлических стенок (1). Между стенками располагается гофрированная перфорированная пластина (2), которая образует соединенные между собой паровые каналы и обеспечивает прочность конструкции. Поверхности внутри ТТ покрыты спеченным металлическим порошком, который является фитилем (3). Фитиль и паровые каналы (4) обеспечивают эффективное движение теплоносителя в направлении к нижней части ТТ и обратно (вертикальное направление на рисунке 1.16). В поперечном направлении (горизонтальное направление на рисунке 1.16) теплоноситель также способен двигаться за счет наличия перфорации и поперечных каналов в верхней и нижней части ГТПС. Нижняя часть ТТ (пятка) является областью отвода тепла, которая прижимается к теплоотводящему основанию. Медно-водяная ГТПС была квалифицирована для использования в КА и в настоящее время успешно применяется в бортовой РЭА (рисунок 1.17).

Второй тип ГТПС изготавливается из титана с ацетоном в качестве теплоносителя. Плотность титана в 2 раза меньше плотности меди, поэтому титановая ГТПС обладает меньшей массой. Титановая ГТПС способна отводить тепловой поток от ЭРИ суммарной мощностью 50 Вт с разницей температур до 6,5 °С. Титан обладает низкой теплопроводностью $\approx 7 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, поэтому при значениях удельного теплового потока 2 – 3 Вт/см² от ЭРИ возникают дополнительные градиенты температур в зоне подвода тепла к ГТПС порядка 1 °С. Масса титановой ГТПС (42 г) меньше массы алюминиевой детали тех же габаритных размеров на 28 г [84].

При функционировании ГТПС обычно конвективный механизм переноса тепла является доминирующим. Однако требуется учитывать случаи, когда

конвективный перенос тепла становится неэффективным (при температурах теплоносителя близких к точке замерзания) или в случае прекращения движения теплоносителя (осушение фитиля, замерзание теплоносителя или блокирование паровых каналов неконденсирующимися газами). В этом случае необходимо учитывать перенос тепла за счет теплопроводности конструкции ГТПС (корпуса и фитиля).

Для ГТПС была разработана математическая модель основанная на совместном решении двумерных уравнений теплопроводности, уравнений сохранения массы жидкости и пара, дополненные уравнениями Дарси. В модели используются усредненные характеристики, которые отражают проницаемость внутренней структуры ГТПС для пара и жидкости. Система уравнений имеет вид [85]:

$$\operatorname{div}(-d_{hp}\lambda_{hp}\nabla T(x,y)) + g(x,y)T(x,y) + q_{ev}(x,y) = f(x,y) \quad (1.23)$$

$$\operatorname{div}(\beta_l \cdot \nabla P_l) = q_{ev} / H_{ev}, \quad (1.24)$$

$$\operatorname{div}(\beta_v \cdot \nabla P_v) = -q_{ev} / H_{ev}, \quad (1.25)$$

где для удобства введены коэффициенты (м·с): $\beta_l = d_{hp} \mathbf{K}_l \frac{\rho_l}{\mu_l}$ и $\beta_v = d_{hp} \mathbf{K}_v \frac{\rho_v}{\mu_v}$.

где $T(x, y)$ – распределение температуры; $(d \cdot \lambda)$ – произведение толщины и эффективной теплопроводности конструкции ТТ (при отсутствии циркуляции теплоносителя); $g(x, y)$ и $f(x, y)$ – коэффициенты, учитывающие внешние потоки тепла (тепловыделение ЭРИ, сток тепла, слагаемые для радиационных потоков тепла и пр.); $q_{ev}(x, y)$ – поглощаемое испаряющимся теплоносителем в ТТ тепло ($\text{Вт}/\text{м}^2$); $P_l(x, y)$ и $P_v(x, y)$ – давления в жидкостной и паровой фазах теплоносителя; H_{ev} – скрытая теплота парообразования теплоносителя; μ и ρ – вязкость и плотность фаз теплоносителя; K_l, K_v – коэффициенты (в общем случае тензоры), определяющие проницаемость капиллярной структуры ТТ для жидкости и пара.

Для решения системы (1.23 – 1.25) дополнительно используется соотношение $\nabla P_v = \frac{\partial P_v}{\partial T_v} \nabla T$, указывающее, что пар внутри ГТПС находится на

линии насыщения. При этом зависимость производной давления насыщенного пара по температуре может задаваться как отдельная характеристика теплоносителя. Система уравнений (1.23 – 1.25) решается итерационно, при этом на каждой итерации после расчета распределения жидкости и пара проверяется следующее условие:

$$P_v(x, y) - P_v(x, y) < P_c, P_v = 2\sigma \frac{\cos \theta}{r_c} \quad (1.26)$$

где r_c – радиус пор фитиля, σ – коэффициент поверхностного натяжения, θ – предельный угол смачивания материала фитиля теплоносителем. В области Величину перепада давления $\Delta P(x, y)$ следует использовать для оценки капиллярного ограничения ГТПС. В области, где условие (1.26) не выполняется, фитиль осушается, и поглощение тепла при испарении прекращается. Величина $q_{ev}(x, y)$ в этой области принимается равной нулю для последующих итераций. Аналогично учитывается условие на замерзание теплоносителя: $T(x, y) > T_0$, где T_0 – температура замерзания.

В общем случае могут быть учтены зависимости свойств теплоносителя от температуры. Тогда величины β_v и β_l будут зависеть от температуры и уравнения (1.24) и (1.25) станут нелинейными.

1.3 Инженерные методы расчета и проектирования систем охлаждения радиоэлектронной аппаратуры на основе ТТ

Разработка методов расчета систем охлаждения является комплексной задачей. Проектирование сводится к расчету и выбору конструктивных параметров системы, в которую ТТ входит как один из элементов конструкции. При этом разработчикам таких систем расчеты приходится проводить в два этапа.

На первом этапе проводятся расчеты и выбор конструктивных параметров системы охлаждения (проектный расчет), удовлетворяющий некоторым исходным данным, определяющим условие обеспечения заданного теплового режима охлаждаемого элемента РЭА. Как правило, на этом этапе приходится проводить расчет не одного, а нескольких вариантов конструкции. На этом этапе необходимо рассчитать все параметры используемых ТТ, создать геометрическую модель средствами программных продуктов, например средством автоматизированного проектирования (САПР) SolidWorks [86]. Окончательный вариант системы может быть проведен только после проведения второго этапа расчета.

На втором этапе проводится расчет теплового режима РЭА, в конструкцию которой входит данная система охлаждения. Следует транслировать геометрическую модель из САПР в среду СИА ANSYS Workbench [87]. Это возможно реализовать несколькими способами. К первому способу относится возможность прямой передачи геометрии из САПР SolidWorks в СИА ANSYS Workbench посредством интегрированного пункта контекстного меню (данный способ доступен в случае, если установка СИА ANSYS проводилась после установки САПР SolidWorks). Ко второму способу относится открытие файла геометрии из СИА ANSYS Workbench с помощью команды Import Geometry в главном окне проекта. При этом способе, трансляция возможна с помощью форматов: *.step, *.iges, *.iam, *.sldprt и др. Также можно транслировать геометрическую модель непосредственно из интерфейса DesignModeler

(геометрическая модель должна быть открыта в САПР). Расчет конструкции РЭА производится в среде СИА ANSYS Workbench. Как показывает практика, такой подход обеспечивает необходимую объективность при выборе оптимальных технических решений и ведет к повышению качества разрабатываемых конструкций РЭА.

Для проведения проектного расчета системы охлаждения исходные данные и задача расчета должны формулироваться следующим образом. Требуется определить параметры системы, обеспечивающие температуру в зоне подвода тепла ниже допустимой температуры ЭРИ для заданных значений подводимого теплового потока Q , его плотности q и параметров охлаждающей среды: максимально возможную температуру ЭРИ; максимальный тепловой поток.

Одной из главных задач при проведении анализа является построение расчетной сетки, так как от качества сетки напрямую зависит достоверность результатов полученных при проведении анализа.

Метод конечных элементов [88 – 92], используемый в ANSYS при построении расчетной сетки, состоит в представлении рассчитываемой сплошной среды в виде совокупности элементов простой формы, соединенных между собой в отдельных точках. По сути дела, сплошная среда с бесконечным числом степеней свободы заменяется набором подобластей, имеющих конечное число степеней свободы. При таком подходе искомые непрерывные величины (температура, перемещения, деформации и пр.) внутри каждого конечного элемента выражаются с помощью аппроксимирующих функций через узловые значения этих величин. В математическом плане задача состоит в приведении дифференциальных уравнений, описывающих рассматриваемую сплошную среду, к системе алгебраических уравнений, решение которой дает значения искомых узловых неизвестных.

В СИА ANSYS существует порядок создания сетки:

- выбор физики анализа (Physics) и метода сетки (Meshing Method);
- настройка глобальных параметров сетки;

- настройка локальных параметров сетки;
- просмотр (Preview) и генерация сетки;
- проверка качества сетки.

Установка физического метода анализа и метода расчетной сетки. Выбор физического метода последующего анализа (Physics) зависит от решаемой задачи.

В СИА ANSYS различают 4 типа физического метода анализа:

- CFD;
- Explicit;
- Mechanical;
- Electromagnetic.
-

При построении сетки для трехмерных тел используются примитивы, в виде геометрических фигур: тетраэдр, пирамида, призма, гексаэдр.

Для трехмерной геометрии в СИА ANSYS может быть применен один из возможных методов построения сетки:

- Tetrahedrons;
- Sweep;
- MultiZone;
- Hex Dominant;
- Automatic;
- CutCell.

Tetrahedron: метод может быть использован для создания тетраэдрической сетки. Различают два алгоритма: Patch Conforming и Patch Independent.

Sweep: при построении сетки используется только призмы или гексаэдры. Рекомендуется применять к симметричным телам.

MultiZone: при построении сетки используются шестигранные примитивы. Данный метод может быть использован для создания сетки с автоматической декомпозицией геометрии.

Hex Dominant: этот метод обеспечивает автоматический распад геометрии на регионы и области. Обычно используют для механического анализа.

Automatic: комбинация Tetrahedron (Patch Conforming) и Sweep метода. Автоматически обнаруживает тела, к которым может быть применен Sweep метод. На телах, к которым не возможно применить Sweep метод, строиться сетка с применением Tetrahedron (Patch Conforming) метода.

CutCell: предназначен для CIA ANSYS FLUENT решателя. Не может быть использован в комбинации с другими методами. Может производить лучшие результаты, чем тетраэдрические методы. Не поддерживается для стен с нулевой толщиной. *Настройка глобальных параметров расчетной сетки.* Глобальный контроль сетки используют для регулирования стратегии в сетки во всем объеме геометрии. Включает в себя функции размера, сглаживание и т.д.

Используемые параметры значения глобальных параметров для построения расчетной сетки модуля РЭА представлены на рисунке 1.18.

Конечно-элементная модель (КЭМ) РЭА КА для стационарного теплового анализа подготавливается в Mechanical ANSYS,

включая следующие этапы:

- задания теплофизических свойств материалов конструкции;
- генерирования конечно-элементной сетки;
- задания тепловых граничных условий;
- вывода результатов расчета в графическом виде.

Details of "Mesh"	
☐ Defaults	
Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	0
☐ Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Fast
Span Angle Center	Fine
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	36,0 °
<input type="checkbox"/> Min Size	2,5e-002 mm
<input type="checkbox"/> Max Face Size	1,50 mm
<input type="checkbox"/> Max Size	3,0 mm
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,50

Рисунок 1.18 – Настройка глобальных параметров

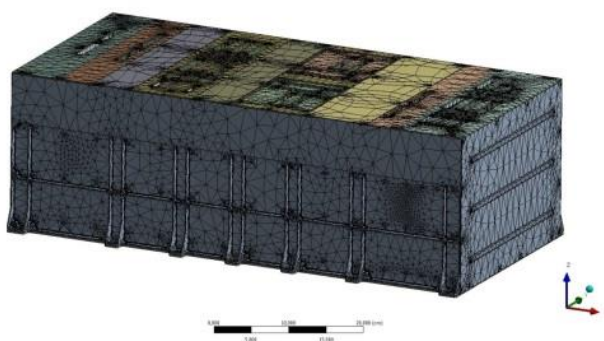


Рисунок 1.19 – Конечно-элементная модель РЭА КА

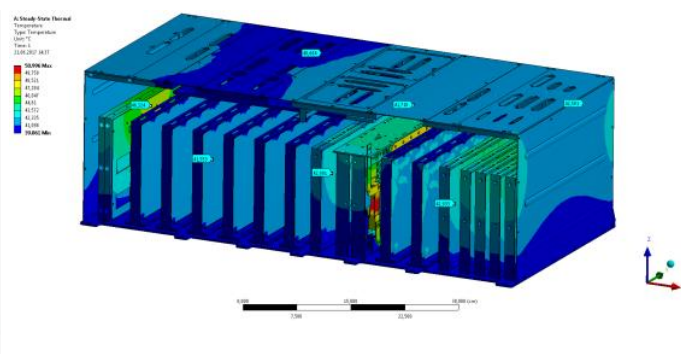


Рисунок 1.20 – Термограмма РЭА в ANSYS

Пример КЭМ представлен на рисунке 1.19.

Граничная температура посадочного места прикладывается к поверхностям рамок и кронштейнов, контактирующим с интерфейсными поверхностями СТР КА.

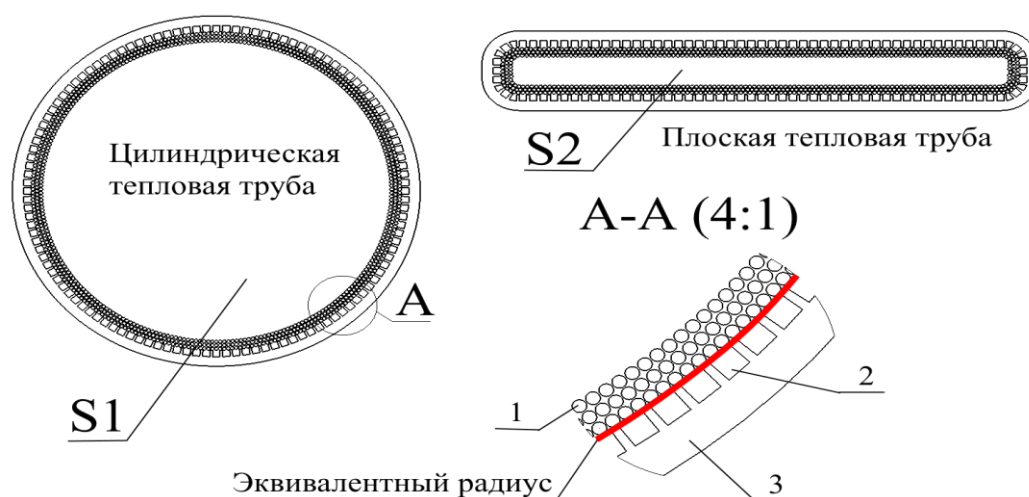
Пример результата расчета температур конструкции РЭА при температуре посадочного места $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ приведен на рисунке 1.20. Расчетные значения температуры ЭРИ приводят в таблице, а также приводят соответствующие им допустимые температуры по ТУ с учетом коэффициента снижения при наработке в 140000 часов и максимальные допустимые температуры по ТУ, а также соответствующие расчетные запасы по температуре.

ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТТ.

Раздел посвящен развитию математического моделирования в данной области знаний и созданию новой математической модели оптимизации массогабаритных характеристик СТТ во всем диапазоне рабочих температур на базе математической модели цилиндрических ТТ и ГТПС.

2.1 Математическая модель СТТ на базе математической модели цилиндрических ТТ.

При расчете ограничения по скорости звука цилиндрической ТТ можно заметить, что с увеличением диаметра ТТ площадь поперечного сечения парового канала становится избыточной. Поэтому оптимизация конструкции ТТ всегда включает оптимизацию газового канала и приводит к преобразованию ТТ в



1- Пористый фитиль; 2- Канавчатый фитиль; 3- Металлический корпус.

Рисунок 2.1 – Внутренняя структура цилиндрической ТТ с составным фитилем

плоскую ТТ. На рисунке 2.1 показаны две ТТ (цилиндрическая и плоская) с одинаковой длиной периметра и массой. Длина периметра обеих ТТ составляет 0,06 м, суммарная толщина стенки и фитиля составляет $1 \cdot 10^{-3}$ м. Цилиндрическая ТТ имеет диаметр $\approx 2 \cdot 10^{-2}$ м, а плоская ТТ имеет ширину $2,7 \cdot 10^{-2}$ м и толщину $3 \cdot 10^{-3}$ м. Площадь поперечного сечения газового канала цилиндрической ТТ составляет $S1 \approx 250 \text{ мм}^2$, что в 10 раз больше площади поперечного сечения газового канала плоской ТТ $S2 \approx 25 \text{ мм}^2$.

Новая математическая модель улучшения массогабаритных характеристик СТТ [93, 94] во всем диапазоне рабочих температур на базе математической модели **цилиндрических ТТ** имеет вид:

$$l_0 = \sum l_{hij} + \sum l_{gij}; \quad l_i = l_{ij} = \frac{\sum l_{gij} - \Delta l_i}{i} + \Delta l_i; \quad (2.1)$$

$$i = 1, 2, \dots, n; \quad j = 1, 2, \dots, m; \quad \Delta l_1 = 0;$$

$$l_{effij} = \sum l_{hij} + l_i - \frac{(l_{cij} + l_{eij})}{2} \quad (2.2)$$

$$l_{eij} = \begin{bmatrix} l_{e11} & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ l_{en1} & \dots & l_{enm} \end{bmatrix}; \quad l_{cij} = \begin{bmatrix} l_{c11} & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ l_{cn1} & \dots & l_{cnm} \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

$$l_{e11} = l_{e21} = l_{en1} = const;$$

$$l_{c11} = l_{c22} = l_{enm} = const, \quad n = m; \quad (2.4)$$

$$l_{enm} = l_{cnm-1} = \Delta l_n, \quad n \geq 2, m \geq 2$$

$$r_{cij} = \frac{a_{ij} + b_{ij}}{\pi} \quad (2.5)$$

$$\Delta P_{lij} = \left(\frac{4 \cdot \mu_{lij} \cdot l_{effij} \cdot Q}{\rho_{lij} \cdot L \cdot a_{ij}^2 \cdot b_{ij}^2 \cdot F_c} \right) \cdot \frac{1}{N} = \frac{G}{N} \quad (2.6)$$

$$\Delta P_{cij} = \frac{2 \cdot \sigma_{ij} \cdot \cos \theta}{r_{cij}} \quad (2.7)$$

$$\Delta P_{gij} = \rho_{lij} \cdot g \cdot l_i \cdot \sin \varphi_{ij} \quad (2.8)$$

$$N = \frac{G}{\Delta P_{cij} - \Delta P_{gij}} \quad (2.9)$$

$$\tilde{r}_{fij} = \frac{N \cdot a_{ij} \cdot 1,2}{2 \cdot \pi} \quad (2.10)$$

$$S_{vij} = \frac{Q}{\rho_{vij} \cdot L \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot R \cdot T_0}{2(\gamma + 1)M}}} \quad (2.11)$$

$$S_{fij} = \pi \cdot (\tilde{r}_{fij} + b_{ij})^2 - \pi \cdot \tilde{r}_{fij}^2 \quad (2.12)$$

$$S_{fporij} = \pi \cdot \tilde{r}_{fij}^2 - \pi \cdot (\tilde{r}_{fij} - h_{e11})^2 \quad (2.13)$$

$$S_{meij} = 4 \cdot h_{me} \cdot \left(\sqrt{S_{vij} + S_{fij} + S_{fporij}} \right) + 4 \cdot h_{me}^2 \quad (2.14)$$

$$S_{buttij} = S_{vij} + 4 \cdot d \cdot \sqrt{S_{vij}} \quad (2.15)$$

$$S_{e11} = 4 \cdot l_{e11} \cdot \sqrt{S_{vij}}; \quad S_{c11} = 4 \cdot l_{c11} \cdot \sqrt{S_{vij}} \quad (2.16)$$

$$m_i = \sum_j m_{ij} = \sum_j (\rho_{meij} \cdot S_{meij} + \rho_{fij} \cdot S_{fij} + \rho_{porij} \cdot S_{fporij}) \cdot l_{ij} \quad (2.17)$$

$$R_i = \sum_j (R_{buttij} + R_{e11} + R_{c11}) = \frac{2 \cdot (i-1) \cdot h_{e11}}{\lambda_f \cdot S_{buttij}} + \frac{h_{e11}}{\lambda_f \cdot S_{e11}} + \frac{h_{c11}}{\lambda_f \cdot S_{c11}} \quad (2.18)$$

$$T_{max} < T = T_{STR} + \Delta T \cdot (i-1) + Q \cdot R_i \quad (2.19)$$

$$\begin{cases} \frac{Q}{S_{buttij}} < Q_{spec}, \Delta l_i = 0; \Delta T = 0 \\ \frac{Q}{S_{buttij}} > Q_{spec}, \Delta l_i = \Delta l_{ij} = \frac{Q \cdot h_{e11}}{2 \cdot \Delta T \cdot \lambda_f \cdot \sqrt{S_{vij}}}; R_{buttij} = 0 \end{cases} \quad (2.20)$$

$$m_{i+1} < m_i \quad (2.21)$$

где i – количество ТТ; j – нумерация ТТ в СТТ; Q – тепловыделение ЭРИ; l_0 – длина ТТ; Δl_i – длина зоны соединения ТТ; $\sum l_{hij}$ – длина всех

горизонтальных участков ТТ; $\sum l_{gij}$ – длина всех вертикальных участков ТТ; l_{effij} – эффективная длина ТТ (перемещение теплоносителя); l_{cij} – длина зоны конденсации ТТ в СТТ; l_{eij} – длина зоны испарения ТТ в СТТ; $l_{a_{ij}}$ – длина адиабатической зоны ТТ в СТТ; r_{cij} – эквивалентный радиус канавки в фитиле; a_{ij} – ширина канавки ТТ; b_{ij} – глубина канавки ТТ; μ_{lij} – динамическая вязкость теплоносителя (в жидкой фазе); ρ_{lij} – плотность теплоносителя (в жидкой фазе); L – скрытая теплота парообразования; F_c – поправочный коэффициент на отношение сторон прямоугольной канавки (артерии); σ_{ij} – поверхностное натяжение; θ – краевой угол смачивания; φ_{ij} – угол наклона ТТ (к горизонту); N – количество канавок; \tilde{r}_{fij} – эквивалентный радиус канавчатого фитиля; ρ_{vij} – плотность паров теплоносителя; γ – показатель адиабаты; R – газовая постоянная; T_0 – наименьшая рабочая температура ТТ; M – молекулярный вес теплоносителя; m_i – масса ТТ; ρ_{meij} – плотность металла; ρ_{fij} – плотность канавчатого фитиля; ρ_{porij} – плотность пористого фитиля; $h_{e_{11}}, h_{c_{11}}$ – толщина пористого фитиля в зоне испарения и конденсации; λ_f – теплопроводность фитиля; T_{max} – максимальная рабочая температура ЭРИ; T – расчетная температура; T_{STR} – температура термостабилизированной поверхности (температура зоны конденсации).

Для процесса оптимизации характеристик цилиндрической ТТ необходимо ввести эквивалентный радиус (рисунок 2.1). Наружу от эквивалентного радиуса отсчитывается площадь поперечного сечения канавчатого фитиля, а внутрь площадь поперечного сечения пористого фитиля.

Увеличение количества ТТ приводит к уменьшению длины ТТ, что позволяет увеличить площадь поперечного сечения каналов фитиля или применить составной фитиль из продольных канавок, закрытых микропористым металлом. Варьируемыми параметрами СТТ являются: количество ТТ,

соотношение длин ТТ, разница температур в зоне соединения ТТ, площадь поперечного сечения каналов фитиля, соотношение длины и ширины в поперечном сечении каналов фитиля, выбор способа соединения ТТ (встык или внахлест).

Преобразование одиночной ТТ в СТТ (рисунок 2.2) приводит к появлению дополнительных зон испарения l_e и конденсации l_c . При торцевом соединении ТТ, а также при соединении внахлест ТТ в СТТ из-за высокого теплового сопротивления пористого фитиля по отношению к металлическому корпусу произойдет перераспределение теплового потока, площадь эффективного теплообмена составит $S_{butt} + d \cdot S_{comp}$, где d – коэффициент использования боковой площади фитиля.

Уравнение (2.1) определяет длину ТТ для каждого уровня СТТ с учетом длины зоны соединения Δl_i . Длина зоны соединения Δl_i , определяется по результатам расчета одиночной ТТ. Уравнение (2.2) определяет «эффективную длину» перемещения теплоносителя. Поскольку массовый расход будет переменным как в зоне испарения, так и в зоне конденсации, то для этих участков следует использовать не их геометрическую, а некую «эффективную длину». Если изменение массы на единицу длины постоянно, то полный массовый расход для этих участков будет линейно нарастать или убывать.

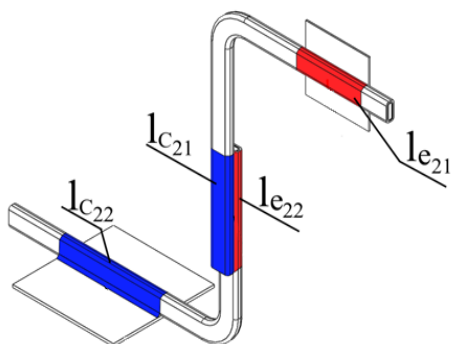


Рисунок 2.2 – Схема расположения зон в СТТ на базе цилиндрических ТТ

Уравнения (2.3), (2.4) определяют длину зон испарения и конденсации ТТ. Нумерация зон испарения и конденсации приведена в матричном виде (2.3). У одиночной ТТ одна зона испарения l_{e11} и одна зона конденсации l_{c11} . До и после преобразования одиночной ТТ в СТТ длины этих зон не изменяются. Поэтому все элементы первого столбца матрицы l_{eij} равны между собой, а также все диагональные

элементы матрицы $l_{c_{ij}}$ равны между собой. После преобразования одиночной ТТ в двухуровневую СТТ появляются дополнительные зоны конденсации и испарения, равные по длине зоне соединения Δl_i .

Согласно рисунку 2.1, одиночная ТТ содержит пористый и канавчатый фитили. **Капиллярное давление в пористом фитиле в разы превышает капиллярное давление в канавчатом фитиле, поэтому пористый фитиль выполняет функцию четвертой стенки для канавок.** Высокое значение гидродинамического сопротивления пористого фитиля, по отношению к канавчатому фитилю, позволяет исключить его вклад в расчете транспортных характеристик ТТ.

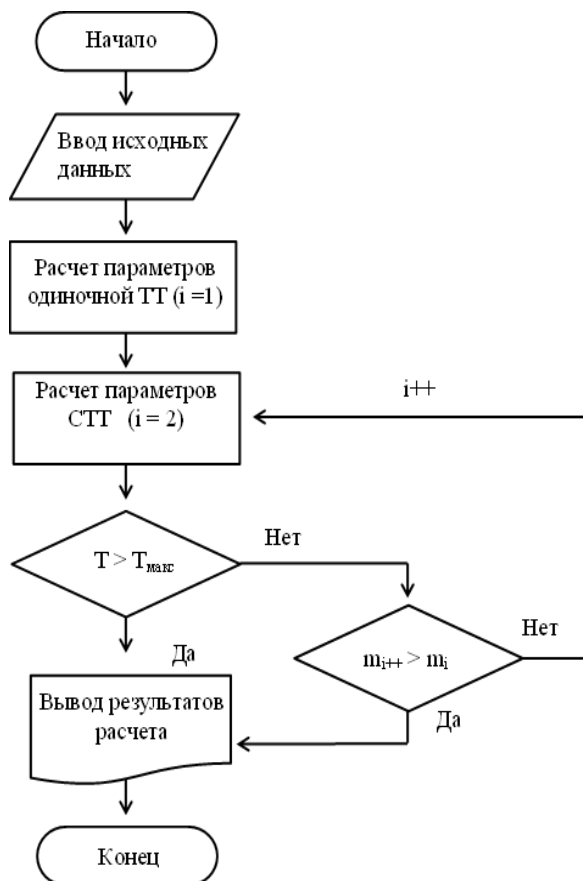
Для определения капиллярного давления в канавках необходимо перевести квадратное сечение канавки в эквивалентное значение круглого сечения (2.5).

Необходимо рассчитать потери давления по длине ТТ в одиночной канавке фитиля (уравнение 2.6). На этом этапе ещё неизвестно необходимое количество канавок. Потери давления на вертикальном участке ТТ определяется по уравнению 2.8. Согласно уравнению 2.9 определяется необходимое количество канавок фитиля для отведения тепловой мощности.

Согласно уравнению 2.10 рассчитываем $\tilde{r}_{f_{i,j}}$ «эквивалентный радиус» канавчатого фитиля, см. рисунок 2.1, расчет необходимой толщины пористого и канавчатого фитиля будет произведен относительно $\tilde{r}_{f_{i,j}}$. Уравнение 2.11 определяет минимально необходимую площадь поперечного сечения парового канала (ограничение по скорости звука). Уравнение 2.12 определяет необходимую площадь поперечного сечения канавчатого фитиля. Уравнение 2.13 определяет площадь поперечного сечения пористого фитиля. Уравнение 2.14 определяет площадь поперечного сечения металлической оболочки, здесь осуществлен переход от цилиндрического сечения к квадратному сечению ТТ (рисунок 2.1 площадь S_2). Уравнение 2.15 определяет площадь парового канала участвующую в теплообмене при торцевом соединении ТТ и соединении внахлест ТТ. Уравнение 2.16 определяет площадь контакта испарителя и конденсатора ТТ

участвующую в теплообмене. Уравнение 2.17 определяет массу ТТ, либо СТТ. По уравнению 2.18 рассчитывается суммарное тепловое сопротивление ТТ, либо СТТ. Условие 2.19 определяет запас по температуре ЭРИ, относительно максимальной рабочей температуры.

Условие 2.20 определяет достаточность площади соединения встык, при превышении максимально допустимого теплового потока Q_{spec} для ТТ данного типа необходимо перейти на соединение внахлест. Соединение внахлест предназначено для передачи значительных тепловых потоков с заданным перегревом, т.е. градиент температур определяет исполнитель. Рекомендуемый диапазон для ΔT от 2 °С до 10 °С. Условие 2.21 определяет возможность дальнейшего уменьшения массы СТТ.



Алгоритм расчета (рисунок 2.3) действует следующим образом. Для ТТ определяются исходные граничные условия (геометрические и теплофизические). Решение системы уравнений начиная с расчета одиночной ТТ, затем количество ТТ увеличивается, до тех пор, пока не выполнится одно из условий: превышена максимальная рабочая температура ЭРИ; увеличивается масса СТТ.

Рисунок 2.3 – Алгоритм расчета СТТ

2.2 Численный расчет с СТТ на базе цилиндрических ТТ

Численный расчет массогабаритных характеристик СТТ на базе цилиндрических медно-водяных ТТ выполнен для одиночного нагревателя площадью $4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ с тепловыделением 20 Вт, 30 Вт расположенного на расстоянии 0,11 м от термостабилизированной поверхности с температурой 5 °С. Задача встречающаяся в модулях РЭА КА, схематично изображена на рисунке 2.4.

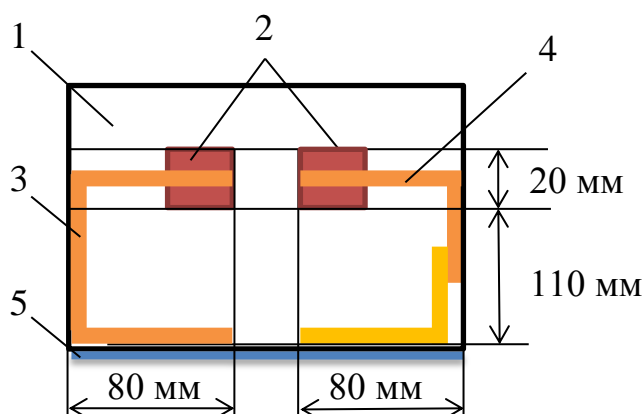


Рисунок 2.4 – Схема вычислительного эксперимента (цилиндрические ТТ):

1– алюминиевая несущая конструкция РЭА, 2 – нагреватель (ЭРИ),

3 –цилиндрическая ТТ, 4 – СТТ на базе цилиндрических ТТ,

5 – термостабилизированная поверхность

Системы охлаждения построены на базе одиночной ТТ и СТТ. Обе системы охлаждения имеют С-образную геометрию, которая условно может быть разделена на три части, две горизонтальных части длиной 0,08 м и вертикальная часть длиной 0,12 м. Согласно математической модели (2.1) – (2.21) вертикальная часть одиночной ТТ будет разделена на несколько частей (преобразовано в двухуровневую СТТ) при выполнении условия уменьшения массы системы охлаждения. Результаты расчета математической модели (2.1) – (2.21) представлены на рисунке 2.5.

Результаты расчетов показывают, что отведение 30 Вт обеспечивается одиночной ТТ с массой 74 г. Минимальная масса одиночной ТТ обеспечивается при площади поперечного сечения каждой артерии $1,5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$ (150 x 100 мкм).

Масса двухуровневой СТТ в зависимости от заданной разности температуры (перегрев) в месте соединения ТТ имеет разную массу. Отведение 30 Вт обеспечивается СТТ с массой 44 г и разностью температур в зоне соединения 2 °С. Минимальная масса СТТ (перегрев 2 °С) обеспечивается в широком диапазоне поперечного сечения артерий от $1,5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$ до $4 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$.

Отведение 30 Вт обеспечивается СТТ с массой 28 г и разностью температур в зоне соединения 10 °С. Минимальная масса СТТ обеспечивается в широком диапазоне поперечного сечения артерий от $1,5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$ до $10,5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$.

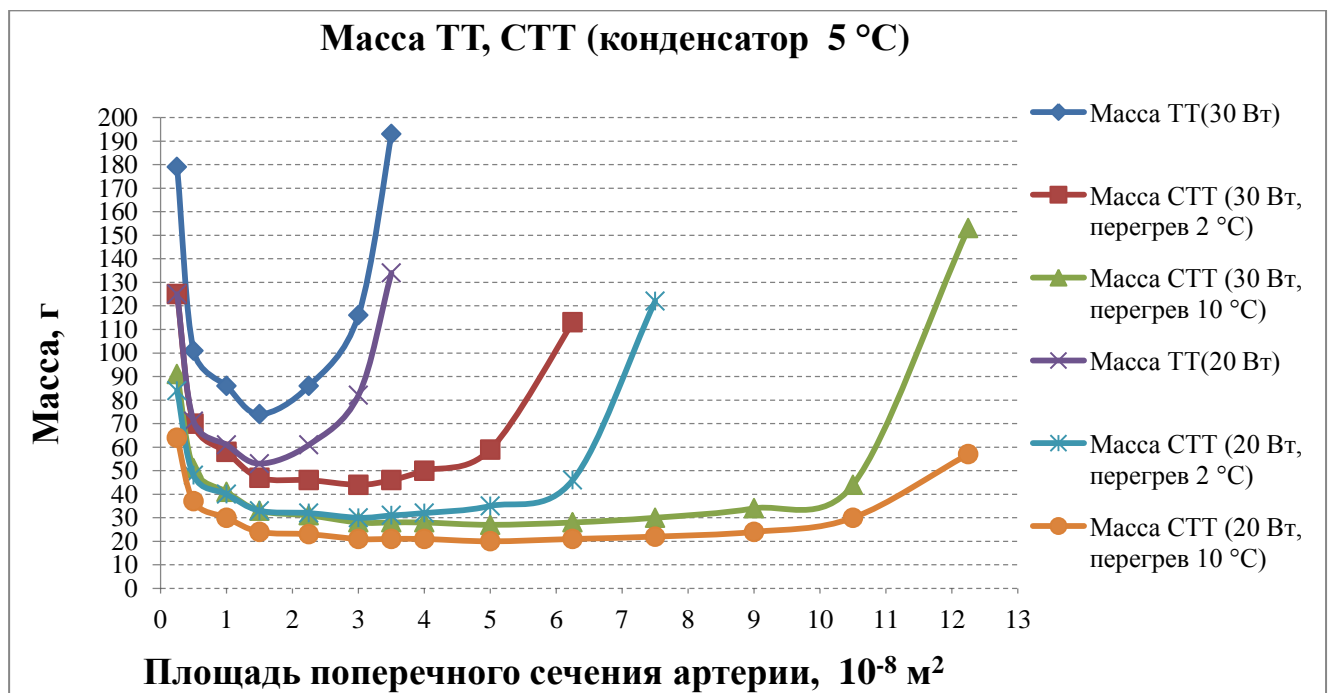


Рисунок 2.5 – Зависимость массы ТТ, СТТ от площади поперечного сечения жидкостной артерии при фиксированной мощности нагревателя

2.3 Математическая модель ГТПС в составе модуля РЭА

2.3.1 Геометрия модуля РЭА

В рассматриваемой модели модуля РЭА шириной L_x и высотой L_y представлен в виде прямоугольной области (рисунок 2.6а). Начало системы координат расположено в нижнем левом углу. В общем случае модуль может иметь Т-образную форму, то есть вдоль нижней стороны расположена отдельная поверхность для стока тепла шириной L_b – «пятка». В этом случае для двумерной постановки задачи представим модуль в виде прямоугольной области, нижняя часть которой дополнена поверхностью «пятки». При этом высота рассматриваемой прямоугольной области равна $L_y + L_b$ (рисунок 2.6б). В модели предусмотрено, что толщина модуля d постоянна. В области «пятки» толщина может отличаться: d_b .

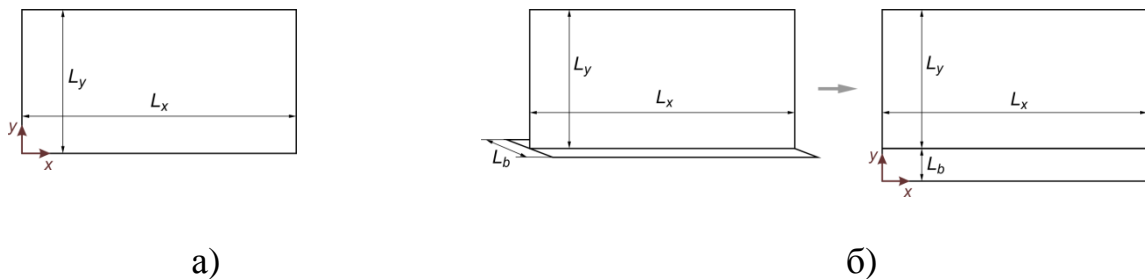


Рисунок 2.6 – Представление поверхности модуля РЭА в модели:

а – прямоугольная форма, б – Т-образная форма.

Часть поверхности модуля могут занимать встроенные плоские ТТ. На рисунке 2.7а показано представление в модели модуля без конденсатора с одной плоской ТТ. В этом случае занятая ТТ область определяется координатами левого нижнего угла (x_0, y_0) и размерами ТТ L_{hp_x} и L_{hp_y} . На рисунке 2.7б показан пример схемы Т-образного модуля с двумя встроенными ГТПС. Конденсатор ГТПС и модуль должны быть в одной плоскости, поэтому положение ГТПС определяется

смещением от левого края модуля (на рисунке 2.6б x_1 и x_2). В модели принято, что толщина ГТПС d_{hp} постоянна, в области «пятки» толщина может отличаться: d_{hp_b} .

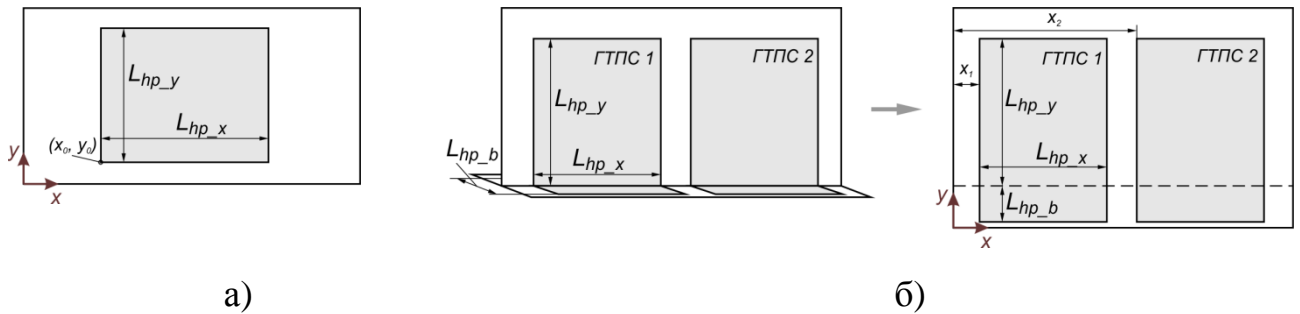


Рисунок 2.7 – Представление встроенных в модуль ГТПС в модели:

а – прямоугольная форма, б – Т-образная форма.

2.3.2 Источники и сток тепла в модуле РЭА

На обеих поверхностях модуля РЭА располагаются источники тепла – ЭРИ. Поток тепла от ЭРИ (включая потоки на излучение и конвекцию) можно представить в виде распределения по поверхности модуля $q(x, y)$. Помимо источников тепла на поверхности модуля располагается область отвода тепла. Область отвода тепла может располагаться в любом месте. В случае Т-образной конструкции, как правило, модуль устанавливается на теплоотводящую поверхность, поэтому областью отвода тепла является нижняя часть модуля – «пятка». В модели примем, что для области отвода тепла существует температура стока, которая в общем случае имеет распределение по координате $T_c(x, y)$. Тепловой контакт между поверхностью модуля и теплоотводящей поверхностью описывается коэффициентом теплопередачи α_c . Величина может быть оценена как $\alpha_c = \lambda_c / \delta_c$, где λ_c и δ_c – теплопроводность и толщина контактного слоя соответственно. На рисунке 2.8а показана схема установки Т-образного модуля с источниками тепла на теплоотводящую поверхность. На рисунке 2.8б показано представление такой схемы в модели.

В модели предусмотрим возможность учета дополнительного потока тепла в модуле, который не был учтен источниками тепла – Q_{add} . Такой поток

допустимо равномерно распределить на поверхность всего модуля, не занятой источниками и стоком тепла. Величина $q(x, y)$ должна учитывать величину $q_{add}(x, y) = Q_{add} / S_{open}$, где S_{open} – площадь, не занятая источниками и стоком тепла, включая обе стороны модуля (без пятки).

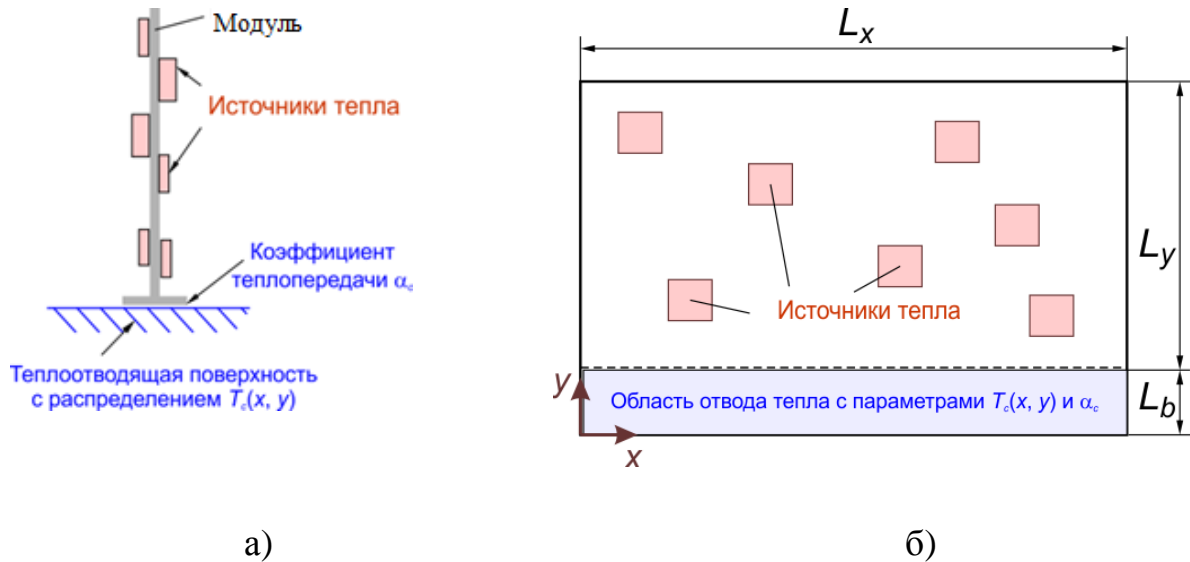


Рисунок 2.8 – Представление источников и стока тепла в модуле РЭА

2.3.3 Движение теплоносителя в ГТПС

Движение теплоносителя всецело зависит от внутренней конструкции ГТПС. Однако технология изготовления ГТПС такова, что геометрия паровых каналов и фитиля сложна. Поэтому в модели используется допущение однородности внутренней структуры. То есть предполагается, что рассматриваемая расчетная область существенно больше периода внутренней структуры ГТПС, и движение теплоносителя можно описать усредненными характеристиками, которые отражают проницаемость внутренней структуры для пара и жидкости. Используя закон Дарси, а также допущение о несжимаемости пара [14, 15], запишем закон движения для жидкой и газообразной фаз теплоносителя в двухмерном виде в плоскости ГТПС (для краткости далее в уравнениях опустим скобки, обозначающие зависимость от координат (x, y) , за исключением неоднозначных случаев):

$$\mathbf{m}_l = -\mathbf{K}_l \frac{\rho_l}{\mu_l} \nabla P_l, \quad (2.22)$$

$$\mathbf{m}_v = -\mathbf{K}_v \frac{\rho_v}{\mu_v} \nabla P_v. \quad (2.23)$$

где $\mathbf{m}_l(x, y)$ и $\mathbf{m}_v(x, y)$ – векторные величины, описывающие двухмерное распределение потоков массы жидкости и пара в плоскости ГТПС ($\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$); \mathbf{K}_l и \mathbf{K}_v – эффективные проницаемости для жидкости и пара (м^2); ρ_l и ρ_v – плотности жидкостной и газообразной фаз теплоносителя ($\text{кг}/\text{м}^3$); μ_l и μ_v – вязкости жидкостной и газообразной фаз теплоносителя ($\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$); $P_l(x, y)$ и $P_v(x, y)$ – распределение давления в жидкости и паре (Па). Важно заметить, что в уравнениях величины \mathbf{m}_l и \mathbf{m}_v описывает поток на единицу площади сечения ГТПС.

Величины \mathbf{K}_l и \mathbf{K}_v являются характеристиками внутренней структуры ГТПС и в общем случае являются тензорами второго ранга, отражающими анизотропность проницаемости структуры ГТПС для жидкости и пара. Для рассматриваемых ГТПС оси координат можно выбрать так (ось y вдоль, а ось x поперек паровых каналов), что эти величины можно представить в виде диагональных матриц, компоненты которых отражают степень проницаемости в направлениях осей x и y :

$$\mathbf{K}_l = \begin{pmatrix} K_{lx} & 0 \\ 0 & K_{ly} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{K}_v = \begin{pmatrix} K_{vx} & 0 \\ 0 & K_{vy} \end{pmatrix}. \quad (2.24)$$

Величины \mathbf{K}_l и \mathbf{K}_v в общем случае могут зависеть от координаты в случае, когда конфигурация или характеристики пористой структуры разные в различных областях ГТПС.

Для проведения расчетов величины K_{lx} , K_{ly} , K_{vx} и K_{vy} целесообразно определять экспериментально, как характеристику ГТПС конкретного вида. Однако для некоторых случаев эти величины можно оценить теоретически. Например, если известна величина проницаемости пористой среды (фитиля) K_{wick} и доля поперечного сечения к направлению оси x , заполненная пористой средой S_{lx} , то величина $K_{lx} = S_{lx} K_{wick}$.

$$K_{lx} = S_{lx} K_{wick}. \quad (2.25)$$

Величина проницаемости фитиля может быть рассчитана по формуле

$$K_{wick} = \frac{2\varepsilon r_{h,l}^2}{(f_l \text{Re}_l)}, \quad \text{где } f_l \text{Re}_l \text{ — коэффициент гидравлического сопротивления;}$$

$r_{h,l}$ — гидравлический радиус (м), обычно допустимо приравнять к радиусу пор фитиля r_c , ε — пористость фитиля. Из-за сложности теоретического расчета величины K , наиболее целесообразно измерить её экспериментально.

Для паровой фазы, если пар движется по паровому каналу вдоль направления

$$x, \text{ то можно записать: } K_{vx} = \frac{2r_{h,v}^2}{f_v \text{Re}_v} S_{vx}, \quad \text{где } r_{h,v} \text{ — гидравлический радиус парового}$$

канала, $f_v \text{Re}_v$ — коэффициент гидравлического сопротивления (изменяется от 14 до 24 в зависимости от формы канала [15]), S_{vx} — занятая каналом доля поперечного сечения. Для круглого канала радиуса r_v можно записать:

$$K_{vx} = \frac{\pi \cdot r_v^4}{8 \cdot a \cdot d_{hp}}, \quad (2.26)$$

где a — шаг между каналами.

Поскольку рассматриваемая задача стационарна, количество испаряющегося теплоносителя из фитиля в паровые каналы на единицу площади в каждой точке ГТПС равно q_{ev} / H_{ev} , где H_{ev} — скрытая теплота парообразования теплоносителя.

Уравнения сохранения массы в двумерном виде для обеих фаз теплоносителя имеют вид:

$$\operatorname{div}(d_{hp} \mathbf{m}_l) = -q_{ev} / H_{ev}, \quad (2.27)$$

$$\operatorname{div}(d_{hp} \mathbf{m}_v) = q_{ev} / H_{ev}, \quad (2.28)$$

где d_{hp} – толщина ГТПС (м). Величина d_{hp} записана в левой части уравнения под производной, что позволяет учитывать общий случай переменной толщины ГТПС.

Из уравнений (2.22), (2.27) и (2.23), (2.28) получим:

$$\operatorname{div}(\boldsymbol{\beta}_l \cdot \nabla P_l) = q_{ev} / H_{ev}, \quad (2.29)$$

$$\operatorname{div}(\boldsymbol{\beta}_v \cdot \nabla P_v) = -q_{ev} / H_{ev}, \quad (2.30)$$

где для удобства введены коэффициенты (м·с): $\boldsymbol{\beta}_l = d_{hp} \mathbf{K}_l \frac{\rho_l}{\mu_l}$ и $\boldsymbol{\beta}_v = d_{hp} \mathbf{K}_v \frac{\rho_v}{\mu_v}$. В общем случае могут быть учтены зависимости свойств теплоносителя от температуры. Тогда величины $\boldsymbol{\beta}_v$ и $\boldsymbol{\beta}_l$ будут зависеть от температуры и уравнения (2.29) и (2.30) станут нелинейными.

Решениями дифференциальных уравнений (2.29) и (2.30) являются распределения давлений в жидкостной и паровой фазах теплоносителя $P_l(x, y)$ и $P_v(x, y)$.

Для уравнений (2.29) и (2.30) должны быть сформулированы граничные условия. На границах ГТПС должны быть учтены потоки массы, выраженные через потоки тепла. Например, на левой границе:

$$\beta_{lx} \frac{\partial P_l}{\partial x} \Big|_{x=0} = -\beta_{vx} \frac{\partial P_v}{\partial x} \Big|_{x=0} = q_L(y) / H_{ev}, \quad (2.31)$$

где q_L – плотность потока тепла в ГТПС на левой границе ($x = 0$) на единицу длины (Вт/м). Выражение в правой части уравнения $q_L(y)/H_{ev}$ равно количеству испаряющегося теплоносителя на единицу длины границы в единицу времени, то есть приток пара и отток жидкости. Для остальных границ выражения аналогичные.

Выражение (2.31) является граничным условием второго рода. То есть совместно с уравнениями (2.29) и (2.30) представляют собой вторую краевую задачу или задачу Неймана. Условие разрешимости данной задачи в рассматриваемом случае будет выражение:

$$\int_G \beta_l \frac{\partial P_l}{\partial \mathbf{n}} dG = - \int_G \beta_v \frac{\partial P_v}{\partial \mathbf{n}} dG = \int_S \frac{q_{ev}}{H_{ev}} dS, \quad (2.32)$$

где S – расчетная область, G – граница расчетной области S , \mathbf{n} – направленная из области S единичная нормаль к границе G . Условие (2.32) отражает постоянство масс обеих фаз теплоносителя внутри расчетной области (внутри ГТПС). Иными словами суммарные потоки массы жидкости в область S (а также потоки массы пара из области) по всей границе G должны быть равны сумме испаряющейся массы в области S , что также очевидно из физических соображений.

Следует заметить, что уравнения (2.29) и (2.30) позволяют определять распределение давления в обеих фазах теплоносителя P_v и P_l лишь с точностью до константы. Для определения абсолютного значения распределения давления необходимо использовать дополнительные условия.

Для определения разности между давлениями пара и жидкости в каждой точке можно использовать тот факт, что в ГТ существует точка, в которой давления жидкости и пара можно считать одинаковыми [95, 96]. При этом в остальной области давление пара всегда больше давления жидкости. Следовательно, разность давлений между фазами можно записать следующим образом:

$$\Delta P = P_v(x, y) - P_l(x, y) - \Delta P_{\min}, \quad (2.33)$$

где $\Delta P_{\min} = \min(P_v(x, y) - P_l(x, y))$ – минимальная разность между величинами P_v и P_l , полученными с точностью до константы из уравнений (2.29) и (2.30). Величину перепада давления $\Delta P(x, y)$ следует использовать для оценки капиллярного ограничения ГТПС.

Для нахождения абсолютных значений давлений фаз теплоносителя необходимо использовать значение температуры пара в какой-либо точке $T_{v0} = T(x_0, y_0)$ и определить соответствующее давление пара по линии насыщения $P_s(T_{v0})$. Удобно использовать точку, в которой $\Delta P = 0$, поскольку в этой точке $P_v = P_l$. Далее можно скорректировать полученные распределения давлений пара и жидкости на соответствующую константу так, чтобы $P_l(x_0, y_0) = P_v(x_0, y_0) = P_s(T_{v0})$.

Описанная модель движения теплоносителя может быть использована для нахождения распределения давлений пара P_v и жидкости P_l , а также поля потоков массы фаз \mathbf{m}_v и \mathbf{m}_l только случае, когда известно распределение $q_{ev}(x, y)$ и заданы граничные условия вида (2.31).

В случае, когда перенос тепла за счет движения теплоносителя является доминирующим, первым слагаемым в уравнении (1.23) можно пренебречь. Это значит, что все подводимое и отводимое к поверхности ГТПС тепло уходит на испарение и конденсацию теплоносителя. При этом если определить распределение плотности потока тепла в области стока (второе слагаемое в уравнении (1.23)), то величина $q_{ev}(x, y)$ будет известна и равна внешнему потоку от источников и стоков тепла. В этом случае модель теплообмена сводится к модели движения теплоносителя, уравнение (1.23) вырождается, а распределение температуры ГТПС определяется по линии насыщения пара по найденному распределению $P_v(x, y)$. Такой подход может быть использован для расчета теплового режима отдельной изолированной ГТПС, когда потоки на границе расчетной области равны нулю.

В более общем случае, необходимо использовать систему уравнений (1.23), (2.29) и (2.30).

2.3.4 Теплопередача ГТПС в составе модуля РЭА

Для нахождения величины $q_{ev}(x, y)$ и решения уравнения (1.23) используем уравнения движения пара (1.25) в следующем виде:

$$H_{ev} \operatorname{div} \left(\boldsymbol{\beta}_v \cdot \frac{\partial P_v}{\partial T_v} \nabla T \right) = -q_{ev}, \quad (2.34)$$

где величина $\frac{\partial P_v}{\partial T_v}$ характеризует крутизну линии насыщения пара и может быть

задана как одно из независимых свойств теплоносителя. Поскольку пар в ГТПС насыщенный, использовано равенство $\nabla P_v = \frac{\partial P_v}{\partial T_v} \nabla T$. Учитывая также, что

$\nabla H_{ev} = \frac{\partial H_{ev}}{\partial T} \nabla T$, запишем:

$$\operatorname{div} \left(H_{ev} \boldsymbol{\beta}_v \cdot \frac{\partial P_v}{\partial T_v} \nabla T \right) = H_{ev} \operatorname{div} \left(\boldsymbol{\beta}_v \cdot \frac{\partial P_v}{\partial T_v} \nabla T \right) + \boldsymbol{\beta}_v \cdot \frac{\partial P_v}{\partial T_v} (\nabla T)^2 \frac{\partial H_{ev}}{\partial T}. \quad (2.35)$$

Примем допущение, что величина H_{ev} слабо зависит от температуры, а градиент температуры мал. Тогда второе слагаемое в правой части уравнения (2.35) опустим, а уравнение (2.34) примет вид:

$$\operatorname{div} (\boldsymbol{\gamma}_v \nabla T_v) = -q_{ev}, \quad (2.36)$$

где $\boldsymbol{\gamma}_v = H_{ev} \boldsymbol{\beta}_v \cdot \frac{\partial P_v}{\partial T_v}$ – величина в виде диагональной матрицы (в общем случае тензор), компоненты которой имеют смысл эффективной теплопроводности ГТПС в направлении x и y , связанной с движением теплоносителя, (Вт/К).

Из (1.23) и (2.36) получим:

$$\operatorname{div} \left(-(\boldsymbol{\gamma}_v + \boldsymbol{\gamma}_{hp}) \nabla T(x, y) \right) + \alpha_{c,eff} \cdot (T(x, y) - T_c(x, y)) = q(x, y), \quad (2.37)$$

где $\gamma_{hp} = d_{hp}\lambda_{hp}$ – величина, отражающая значение эффективной кондуктивной теплопроводности конструкции ГТПС, (Вт/К).

Учитывая, что полученное уравнение для ГТПС и уравнение для модуля (1.23) имеют один и тот же вид, можно записать единое уравнение, описывающее теплообмен во всем модуле вместе со встроенными ГТПС:

$$\operatorname{div}(-\gamma(x, y, T)\nabla T(x, y)) + \alpha_{c,eff} \cdot (T(x, y) - T_c(x, y)) = q(x, y), \quad (2.38)$$

или в более общем виде:

$$\operatorname{div}(-\gamma(x, y, T)\nabla T(x, y)) + g(x, y)T(x, y) = f(x, y), \quad (2.39)$$

где компоненты диагональной матрицы $\gamma(x, y, T) = \begin{pmatrix} \gamma_x(x, y, T) & 0 \\ 0 & \gamma_y(x, y, T) \end{pmatrix}$

являются эффективными теплопроводностями в точке (x, y) модуля (Вт/(м·К)) вдоль направлений x и y соответственно. При этом компоненты величины γ будут разрывными на границах ГТПС. Для области модуля, вне ГТПС:

$$\gamma_x = \gamma_y = d\lambda. \quad (2.40)$$

Для области модуля, занимаемой ГТПС:

$$\gamma = \gamma_v + \gamma_{hp} = H_{ev}\beta_v \cdot \frac{\partial P_v}{\partial T_v} + d_{hp}\lambda_{hp}, \quad (2.41)$$

где первое слагаемое характеризует эффективную теплопроводность, связанную с переносом теплоносителя. Второе слагаемое соответствует эффективной теплопроводности материала конструкции ГТПС (корпуса и фитиля).

Поскольку величина γ для модуля имеет разрывы на границах ГТПС, то строго говоря, дифференциальное уравнение (2.38) становится некорректным в этих точках разрыва из-за неопределенности производных по координатам. Для строгого корректного описания рассматриваемых физических процессов можно использовать интегральную форму уравнений, которая избавлена от этих

недостатков. Однако она громоздка и менее удобна для анализа. Для решения рассматриваемых уравнений в модели будут использованы численные методы, основанные на консервативных разностных схемах. Такие разностные схемы обеспечивают выполнение интегральных законов сохранения и позволяют естественным образом корректно учитывать разрывность коэффициентов и их производные, при замене операции дифференцирования разностью. Поэтому далее продолжим использовать более удобную дифференциальную форму, при этом указанные неопределенности будут разрешаться при построении разностной схемы.

В качестве примера можно указать способ учета теплового сопротивления контакта между ГТПС и материалом остальной части модуля. Пусть стык проходит вдоль оси y между двумя узлами, расположенными на расстоянии h . В случае если данное сопротивление требуется учитывать, то величина γ_x в области стыка не определена, однако эффективное значение $\gamma_{x\text{ eff}}$ между расчетными узлами может быть определено следующим образом:

$$\gamma_{x\text{ eff}} = \frac{1}{1/\langle\gamma_x\rangle + R/h}, \quad (2.42)$$

где R – тепловое сопротивление стыка на единицу длины стыка (К·м/Вт), h – шаг между узлами сетки, между которыми рассчитывается значение $\gamma_{x\text{ eff}}$, $\langle\gamma_x\rangle$ – усредненная на интервале h величина γ_x без учета стыка. Если R велико, то можно использовать $\gamma_{x\text{ eff}} = h/R$.

Уравнение (2.38) содержит коэффициент $\gamma(x, y, T)$, компоненты которого при некоторых условиях в пределах модуля могут изменяться на несколько порядков из-за большого значения величины $\frac{\partial P_v}{\partial T_v}$. Например, характерное значение γ_y для модуля с ГТПС с водой при температуре выше 100 °С изменяется более чем на 5 порядков. Это приводит к сложностям при численном решении уравнения, связанным со скоростью сходимости численных методов. Исходя из

физических соображений, такой перепад означает, что эффективная теплопроводность в области ГТПС так велика, что градиенты температуры вдоль ГТПС будут очень малы, по сравнению с градиентами в остальной области модуля. Для упрощения решения уравнения величины γ_x и γ_y можно искусственно ограничивать неким максимальным значением, которое может быть оценено как

$$\gamma_{\max} \approx \frac{Q}{\Delta T_{\min} d}, \quad \text{где } Q \text{ – характеристическая мощность, приходящаяся на ГТПС,}$$

ΔT_{\min} – допустимая погрешность температуры из-за ограничения γ_x и γ_y ,
 d – толщина ГТПС. Для характерных значений: $Q \approx 100$ Вт, $\Delta T_{\min} \approx 0.1$ градус,
 $d = 2$ мм величина $\gamma_{\max} \sim 10^6$.

Для нахождения распределения давления пара $P_v(x, y)$ в области ГТПС необходимо вычислить $q_{ev}(x, y)$ по $T(x, y)$, используя уравнение (1.23):

$$q_{ev}(x, y) = f(x, y) - g(x, y)T(x, y) - \operatorname{div}(-d_{hp} \lambda_{hp} \nabla T(x, y)). \quad (2.43)$$

Далее используем уравнение (2.36) в виде:

$$\operatorname{div}(\omega_v \nabla P_v) = -q_{ev}, \quad (2.44)$$

где $\omega_v = H_{ev} \beta_v$, (м·с·Дж/кг). Для расчета $P_l(x, y)$, используется аналогичное уравнение:

$$\operatorname{div}(\omega_l \nabla P_l) = q_{ev}, \quad (2.45)$$

где $\omega_l = H_{ev} \beta_l$, (м·с·Дж/кг). Уравнения (2.44) и (2.45) решаются для каждой ГТПС отдельно. Распределения P_l , P_v , ω_v и ω_l определены в пределах областей, занимаемых ГТПС на модуле.

Для решения уравнений (2.44) и (2.45) особое внимание необходимо уделить граничным условиям. Если граница ГТПС совпадает с границей модуля, то граничные условия определяются тепловыми потоками на границе модуля.

Если граница ГТПС находится внутри материала модуля, то потоки массы на границе должны учитывать потоки тепла вблизи границы ГТПС вида:

$d\lambda \frac{\partial T(x, y)}{\partial \mathbf{n}}$, где \mathbf{n} –перпендикулярный к границе ГТПС единичный вектор.

Механизм учета граничных условий при численном решении зависит от способа аппроксимации уравнений, а также от способа учета величины q_{ev} . Важно, чтобы численная схема была консервативной, то есть отражала законы сохранения. Используемый в модели вычислительный алгоритм нахождения величины q_{ev} и решения уравнений (2.44) и (2.45) будет подробно рассмотрен.

Уравнения (2.44) и (2.45) позволяют найти решение только с точностью до константы. Способ определения абсолютных значений давлений описан в разделе 2.3.3.

2.3.5 Учет влияния силы тяжести на работу модуля с ГТПС

На работу ГТПС может влиять сила тяжести. Если источники тепла находятся выше области отвода тепла на ГТПС, то капиллярное давление, развиваемое фитилем, должно дополнительно компенсировать гидростатический перепад давления в теплоносителе. Поскольку плотность пара значительно меньше плотности жидкости, рассмотрим влияние силы тяжести только на распределение давления в жидкостной фазе. Необходимо найти величину $P_l(x, y)$ с учетом силы тяжести.

При наличии поля силы тяжести можно считать, что градиент давления в жидкости $\nabla P_l(x, y)$ складывается из градиента на преодоление силы трения, возникающей при движении жидкости $\nabla P_l^*(x, y)$ и градиента гидростатического давления: $\nabla P_l(x, y) = \nabla P_l^*(x, y) + \nabla P_g(x, y)$. Поскольку величина $P_l^*(x, y)$ является решением уравнения (2.29) и, учитывая, что $\nabla P_g(x, y) = \rho_l \mathbf{g}$ можно записать:

$$\mathbf{m}_l = -\mathbf{K}_l \frac{\rho_l}{\mu_l} (\nabla P_l - \nabla P_g) = -\mathbf{K}_l \frac{\rho_l}{\mu_l} (\nabla P_l - \rho_l \mathbf{g}). \quad (2.46)$$

где $\mathbf{g} = -g(\sin(\alpha_x), \sin(\alpha_y))$ – вектор, компоненты которого равны проекциям вектора ускорения свободного падения на оси x и y в системе координат ГТПС; $g = 9.8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения, α_x и α_y – углы между осями x и y и горизонтальной плоскостью соответственно. Считаем, что угол положительный, если ось направлена против силы тяжести (вверх).

Уравнение (2.46) можно считать обобщением уравнения (2.29) на случай ненулевой силы тяжести. В случае отсутствия силы тяжести $\nabla P_l^*(x, y) = \nabla P_l(x, y)$ уравнение (2.46) переходит в уравнение (2.29).

Поскольку распределение давления важно с точностью до константы, можно записать: $P_l(x, y) = P_l^*(x, y) + P_g(x, y)$. Это значит, что решая уравнение (2.29) можно получить распределение $P_l^*(x, y)$, и далее, прибавив поправку $P_g(x, y)$, найти распределение $P_l(x, y)$.

Определение $P_g(x, y)$ сводится к интегралу:

$$P_g(x, y) = P_g(x_0, y_0) + \int_{x_0, y_0}^{x, y} \rho_l(x, y) \mathbf{g} dl, \quad (2.47)$$

где интегрирование может производиться по любому пути от точки (x_0, y_0) до (x, y) . Поскольку расчет давления осуществляется с точностью до константы, первое слагаемое можно приравнять нулю, а точку (x_0, y_0) можно выбирать произвольно, например, в левом нижнем углу ГТПС. Тогда можно записать (для плоской ГТПС не Т-образной формы):

$$P_g(x_1, y_1) = -g \left(\sin(\alpha_x) \int_{x_0}^{x_1} \rho_l(x, y_0) dx + \sin(\alpha_y) \int_{y_0}^{y_1} \rho_l(x_1, y) dy \right). \quad (2.48)$$

Здесь интегрирование осуществляется сначала вдоль оси x от x_0 до x_1 при $y = y_0$ (первое слагаемое), затем вдоль оси y до точки (x_1, y_1) .

Для случая Т-образной формы ГТПС можно учесть, что обычно ширина «пятки» не велика. Тогда удобно принять, что $y_0 = L_b$, и для области «пятки» ($y \leq L_b$) использовать выражение:

$$P_g(x_1, y_1) = -g \sin(\alpha_x) \int_{x_0}^{x_1} \rho_l(x, L_b) dx. \quad (2.49)$$

Для остальной области ГТПС ($y > L_b$) можно использовать выражение (2.48). Иными словами второе слагаемое в формуле (2.48) для области «пятки» не учитывается.

В большинстве случаев при расчете влияния силы тяжести допустимо считать ρ_l постоянным. Можно использовать максимальное значение плотности жидкости в области ГТПС $\rho_l = \rho_{l \max}$, тогда выражение (2.48) примет вид:

$$P_g(x_1, y_1) = -g \rho_{l \max} \left((x_1 - x_0) \sin(\alpha_x) + (y_1 - y_0) \sin(\alpha_y) \right) \quad (2.50)$$

В случае Т-образной конструкции, допустимо использовать следующее выражение:

$$P_g(x_1, y_1) = -g \rho_{l \max} \left((x_1 - x_0) \sin(\alpha_x) + \max[(y_1 - L_b), 0] \sin(\alpha_y) \right) \quad (2.51)$$

Тогда покомпонентная запись плотности потока массы жидкости (2.46) будет иметь вид:

$$m_{lx} = -S_{lx} K \frac{\rho_l}{\mu_l} \left(\frac{\partial P_l}{\partial x} + \Delta P_{gx} \right), \quad m_{ly} = -S_{ly} K \frac{\rho_l}{\mu_l} \left(\frac{\partial P_l}{\partial y} + \Delta P_{gy} \right) \quad (2.52)$$

где $\Delta P_{gx} = \rho_{l \max} g \sin(\alpha_x)$ и $\Delta P_{gy} = \rho_{l \max} g \sin(\alpha_y)$. Для ГТПС Т-образной формы, слагаемое ΔP_{gy} для области «пятки» не учитывается.

2.3.6 Капиллярная нагрузка (капиллярное ограничение) в ГТПС

Максимальное количество передаваемого тепла с помощью ГТПС зависит от способности фитиля доставить жидкий теплоноситель от области охлаждения к

области нагрева. Капиллярное давление фитиля должно компенсировать сумму давлений возникающих в жидкости, движущейся по фитилю, и в паре, движущемуся по паровым каналам. Капиллярное ограничение является ограничением на максимальную передаваемую мощность. Максимальная мощность зависит от множества факторов: конструкции фитиля и паровых каналов, свойств теплоносителя, расположения источников тепла, рабочей температуры, ориентация ГТПС в гравитационном поле и т.д. Данное ограничение является важнейшим, должно учитываться в модели и анализироваться для каждой задачи. Для анализа выполнения данного ограничения рассчитывается распределение капиллярной нагрузки для каждой ГТПС. Необходимо, чтобы перепад давлений между паром и жидкостью в каждой точке ГТПС не превышал максимально возможного капиллярного давления, которое способен развить фитиль:

$$P_c(x, y) = \frac{2\sigma(T(x, y))\cos(\theta)}{r_c}, \quad (2.53)$$

где r_c – радиус пор фитиля, σ – коэффициент поверхностного натяжения, θ – угол смачивания материала фитиля теплоносителем.

Выполнение капиллярного ограничения можно записать в виде неравенства:

$$\max[\Delta P(x, y)] < P_c(x, y), \quad (2.54)$$

где величина $\Delta P(x, y)$ обозначает перепад давлений между фазами и рассчитывается по формуле (2.31).

Если условие (2.54) выполняется, то теплоноситель полностью смачивает фитиль и ГТПС успешно работает как ТТ. Если в какой-либо области $\Delta P > P_c$, то капиллярные силы не будут способны подтягивать жидкость к этой области фитиля с нужной скоростью, что приведет к осушению фитиля. В этом случае система (2.38), (2.43) – (2.45), (2.31) должна решаться итерационно, при этом распределение величин γ и ω_l должны корректироваться на каждой итерации. В области осушения, где $\Delta P > P_c$ можно записать $\gamma = d_{hp} \lambda_{hp}$, а значение величины ω_l

должно отражать тот факт, что жидкость не может проникнуть в осушенную область фитиля. В области осушения можно задать $\omega_l = \omega_{dry}$, где ω_{dry} – некое значение, значительно меньше характерной величины ω_l в обычном случае, когда фитиль смачивается. На каждом шаге должно проверяться условие (2.54), и если оно не выполняется, распределение величин γ и ω_l должно быть скорректировано и итерацию необходимо повторить.

Для анализа работы ГТПС с точки зрения капиллярных ограничений удобно использовать распределение *капиллярной нагрузки*:

$$\alpha(x, y) = \frac{\Delta P(x, y)}{P_c(x, y)}. \quad (2.55)$$

Распределение $\alpha(x, y)$ характеризует эффективность работы ГТПС для заданной конфигурации источников тепла. ГТПС будет работать эффективно (без осушения фитиля) в случае, если капиллярная нагрузка всюду не превышает единицу, то есть капиллярное условие (2.54) выполняется. Анализ распределения капиллярной нагрузки по ГТПС позволяет выявить наиболее нагруженные «узкие» места, а также оценить запас по капиллярному ограничению (оценить возможность увеличения тепловой нагрузки).

2.3.7 Ограничение на низкое давление паров в области отвода тепла

В случае, когда температура области отвода тепла близка к точке замерзания теплоносителя, давление насыщенных паров становится очень низким. В этом случае возможна ситуация, когда давления пара недостаточно, чтобы «проталкивать» жидкость по фитилю к области подвода тепла. Тогда найденное распределение $P_l(x, y)$ будет иметь отрицательное значение. Это значит, что в области, где $P_l(x, y) < 0$ фитиль не будет смоченным. В этом случае система (2.38), (2.43) – (2.45), (2.31) должна решаться итерационно, а величину γ необходимо корректировать на каждой итерации.

2.3.8 Замерзание теплоносителя в ГТПС

В случае если температура ГТПС в какой-либо области ниже точки замерзания теплоносителя, его движение по фитилю будет нарушено, и перенос тепла в этой области будет осуществляться только за счет теплопроводности. При этом если значительная часть ГТПС имеет температуру ниже точки замерзания, весь теплоноситель может быть заморожен.

Описанная ситуация учитывается в модели посредством итерационного процесса. На каждой итерации перед решением уравнения (2.38) корректируется распределение γ , исходя из распределения температуры $T(x, y)$, полученной из прошлой итерации. В случае если доля площади ГТПС, в которой температура ниже точки замерзания $T(x, y) < T_{freeze}$, превышает некоторое пороговое значение S_{freeze_max} , то считается, что теплоноситель в ГТПС не циркулирует и $\gamma_x = \gamma_y = d_{hp} \lambda_{hp}$. Если площадь замерзания меньше указанной пороговой величины, то $\gamma_x = \gamma_y = d_{hp} \lambda_{hp}$ только в области, где $T(x, y) < T_{freeze}$. Иначе используется формула (2.41).

2.3.9 Ограничение по уносу в ГТПС

При анализе работы ГТПС, как и любой ТТ, необходимо учитывать так называемое ограничение по уносу [14]. Внутри ГТПС пар движется от области подвода тепла к области охлаждения, жидкость движется в обратном направлении. При движении пара на границе пар-фитиль на жидкость действуют касательные напряжения. Их величина зависит от свойств и скорости пара. Результатом действия таких напряжений может быть унос жидкости за паром, что будет препятствовать нормальной работе ГТПС и являться одним из лимитирующих факторов её работы. Увеличение скорости пара способствует, а поверхностное натяжение жидкости препятствует указанному эффекту.

Как правило, характеристики ГТПС таковы, что данное ограничение не является важным, однако приведем формулы для его оценки. В качестве

параметра, характеризующего эффект уноса жидкости, удобно использовать безразмерный параметр – число Вебера, которое характеризует соотношение между инерционными силами в паре и силами поверхностного натяжения:

$$We = \frac{\rho_v v_v^2 d}{\sigma}, \quad (2.56)$$

где ρ_v – плотность пара, v_v – скорость пара, σ – поверхностное натяжение жидкости, d – размер пор фитиля.

Полагая, что унос жидкости начнется при величине $We = 1$, можно найти предельную скорость пара:

$$v_0 = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_v d}}. \quad (2.57)$$

Скорость пара в канале можно определить следующим образом:

$$v = \frac{ad_{hp}m_v}{S_v\rho_v}, \quad (2.58)$$

где a – шаг между каналами, S_v – сечение канала, m_v – поток массы пара вдоль канала.

2.3.10 Вычислительный алгоритм

Для численного решения системы уравнений (2.38), (2.43) – (2.45), (2.31) вводится двухмерная прямоугольная равномерная сетка с шагами $h_x = L_x / N_x$, $h_y = L_y / N_y$. Для плоского модуля (не Т-образного) количество узлов равно $N_x + 1$ и $N_y + 1$ вдоль осей x и y соответственно (рисунок 2.9а).

Для Т-образного модуля шаг сетки определяется аналогично, при этом количество узлов вдоль оси y увеличивается на величину $N_b = Ceil(L_b / h_y)$, где функция $Ceil$ обозначает округление до целого в большую сторону. Таким образом, размер «пятки» модуля увеличен на величину $L_{add} = N_b h_y - L_b$, которая всегда меньше шага сетки h_y . В этом случае узлы сетки $j = 0 \dots N_b$ соответствуют

«пятке», узлы $j = N_b \dots N_b + N_y$ соответствуют остальной части модуля (рисунок 2.9б).

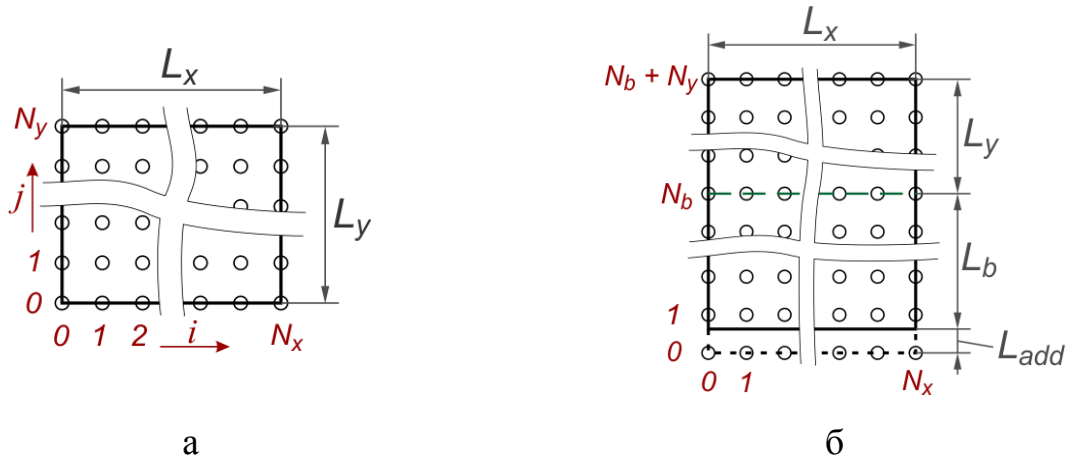


Рисунок 2.9 – Сетка для вычислительного алгоритма:

а – для модуля без «пятки», б – для модуля с «пяткой».

Для встроенных в модуль ГТПС используется та же самая сетка, что и для модуля. Наиболее близкие к границе ГТПС узлы считаются граничными (рисунок 2.10). В таблице 1 показаны формулы для получения номеров граничных узлов по координатам ГТПС на модуле: (x_0, y_0) – левый нижний угол и (x_1, y_1) – правый верхний. Соответствующие индексы узлов на сетке: (i_0, j_0) и (i_1, j_1) . Функция *Floor* обозначает округление до целого в меньшую сторону.

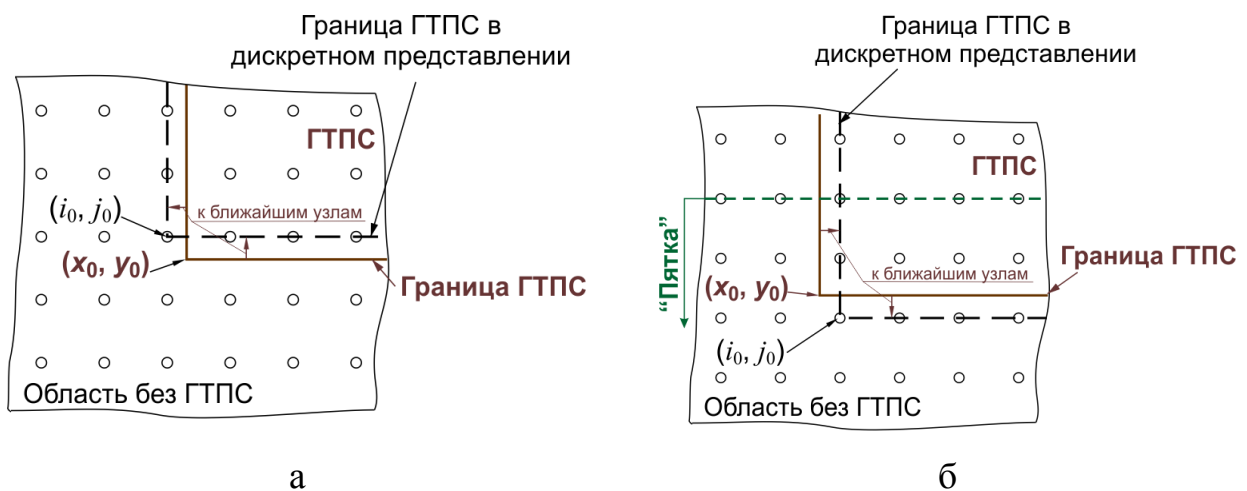


Рисунок 2.10 – Определение граничных узлов ГТПС:

а – для ГТПС без «пятки», б – для ГТПС с «пяткой».

Таблица 1. Формулы расчета граничных узлов ГТПС

Граница ГТПС	Без «пятки»	С «пяткой»
Левая	$i_0 = \text{Floor}(x_0 / h_x + 0.5)$	
Правая	$i_1 = \text{Ceil}(x_1 / h_x - 0.5)$	
Нижняя	$j_0 = \text{Floor}(y_0 / h_y + 0.5)$	$j_0 = \text{Floor}(\lceil L_b + L_{add} - L_{hp_b} \rceil / h_y + 0.5)$
Верхняя	$j_1 = \text{Ceil}(y_1 / h_y - 0.5)$	$j_1 = N_b + \text{Ceil}(L_{hp_y} / h_y - 0.5)$

Сеточное уравнение теплопереноса

Для численного решения уравнения (2.40) функции $T(x, y)$, $g(x, y)$, $f(x, y)$ заменяем соответствующими сеточными функциями, имеющие значения в узлах сетки: $T_{i,j}$, $g_{i,j}$, $f_{i,j}$. Компоненты величины $\gamma(x, y)$ определяются в «полуцелых» узлах сетки: γ_x как $\gamma_{i\pm 1/2, j}$ и γ_y как $\gamma_{i, j\pm 1/2}$. Соответствующие сеточные уравнения для всех внутренних узлов запишем в виде:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{h_x^2} \left[\gamma_{i+1/2, j} (T_{i+1, j} - T_{i, j}) - \gamma_{i-1/2, j} (T_{i, j} - T_{i-1, j}) \right] - \\ & \frac{1}{h_y^2} \left[\gamma_{i, j+1/2} (T_{i, j+1} - T_{i, j}) - \gamma_{i, j-1/2} (T_{i, j} - T_{i, j-1}) \right] - g_{i, j} T_{i, j} = -f_{i, j} \end{aligned} \quad (2.59)$$

Для записи уравнения в виде (2.38) коэффициенты равны: $g_{i, j} = \alpha_{ci, j}$, $f_{i, j} = q_{i, j} + \alpha_{ci, j} T_{ci, j}$.

Для записи уравнений в граничных узлах используем разностную аппроксимацию граничных условий (2.60) и (2.61) второго порядка точности. Это дает возможность учитывать потоки тепла на границах модуля (перетекания тепла по корпусу прибора). На левой и правой границах условие имеет вид:

$$\lambda d \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = q_L(y), \quad \lambda d \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=L_x} = q_R(y), \quad (2.60)$$

на верхней и нижней границах:

$$\lambda d \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = q_B(x), \quad \lambda d \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=L_y} = q_T(x), \quad (2.61)$$

где величины q – плотность потоков тепла на единицу длины соответствующей границы (Вт/м). При этом потоки тепла на единицу длины границы слева $q_L(y)$, справа $q_R(y)$, сверху $q_T(x)$ и снизу $q_B(x)$ соответственно заменяются сеточными функциями: q_{Lj} , q_{Rj} , q_{Ti} и q_{Bi} . Например, для левой границы (узлы $i = 0$) уравнения принимают вид:

$$\begin{aligned} & \frac{2}{h_x^2} [\gamma_{1/2,j}(T_{1,j} - T_{0,j})] - \frac{1}{h_y^2} [\gamma_{0,j+1/2}(T_{0,j+1} - T_{0,j}) - \gamma_{0,j-1/2}(T_{0,j} - T_{0,j-1})] \\ & - g_{c0,j} T_{0,j} = -f_{0,j}^* \end{aligned} \quad (2.62)$$

где $f_{0,j}^* = f_{0,j} + \frac{2q_{Lj}}{h_x}$. То есть внешние тепловые потоки на границах можно рассматривать как добавку к величине $q_{i,j}$ или $f_{i,j}$ в граничных точках. Для остальных границ сеточные уравнения строятся аналогично.

Запишем уравнение (2.59) в виде:

$$a_{i,j} T_{i,j} - b_{i,j} T_{i-1,j} - c_{i,j} T_{i+1,j} - d_{i,j} T_{i,j-1} - e_{i,j} T_{i,j+1} = -f_{i,j}, \quad (2.63)$$

где:

$$\begin{aligned} a_{i,j} &= (\gamma_{i+1/2,j} + \gamma_{i-1/2,j}) / h_x^2 + (\gamma_{i,j+1/2} + \gamma_{i,j-1/2}) / h_y^2 - A_{i,j}, \\ b_{i,j} &= \gamma_{i-1/2,j} / h_x^2, \quad c_{i,j} = \gamma_{i+1/2,j} / h_x^2, \\ d_{i,j} &= \gamma_{i,j-1/2} / h_y^2, \quad e_{i,j} = \gamma_{i,j+1/2} / h_y^2. \end{aligned} \quad (2.64)$$

Для аппроксимации используется пятиточечный шаблон, обеспечивающий второй порядок аппроксимации дифференциальных операторов. Полученные сеточные уравнения представляют собой систему с положительно определенной симметричной матрицей.

Для решения описанных сеточных уравнений применяется метод простой итерации, с Чебышевским набором параметров [95, 96]. Поскольку уравнение нелинейное, то есть величина γ зависит от решения T , необходимо использовать дополнительный итерационный процесс. Перед решением уравнения задается начальное распределение $T(x, y) = T_0$, где в качестве T_0 можно использовать, например $\min(T_c(x, y))$. Далее определяется $\gamma(x, y, T(x, y))$ и решаются сеточные уравнения. По найденному распределению $T(x, y)$ корректируется γ и итерации продолжаются. Как правило, достаточно менее 10 итераций.

Определение коэффициентов для уравнения теплопереноса

Особое внимание необходимо уделить определению величин $\gamma_{i\pm 1/2, j}$ и $\gamma_{i, j\pm 1/2}$ в уравнении (2.38). Способ расчета зависит от положения двух узлов, между которыми определяется γ_x или γ_y на модуле. Рассмотрим различные ситуации, определяющие формулу для расчета $\gamma_{i\pm 1/2, j}$ и $\gamma_{i, j\pm 1/2}$ (рисунок 2.11).

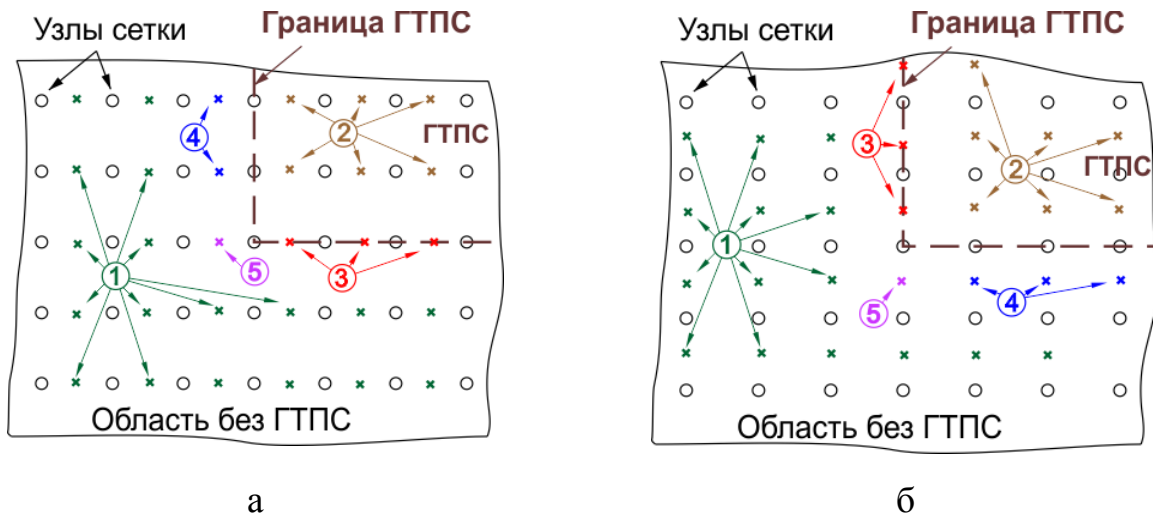


Рисунок 2.11 – Варианты определения эффективной теплопроводности γ в «полуцелых» узлах сетки в зависимости от расположения узла: а

– величина $\gamma_{i+1/2, j}$, б – величина $\gamma_{i, j+1/2}$

1. *Материал модуля (обе точки не попадают на ГТПС)*. В случае, когда оба узла не попадают на ГТПС (ситуация 1 на рисунке 2.11), значения определяются по формуле (2.41):

$$\gamma_{i\pm 1/2,j} = \lambda d_j, \quad \gamma_{i,j\pm 1/2} = \lambda d_{j\pm 1/2} \quad (2.65)$$

Значения d_j и $d_{j\pm 1/2}$ для Т-образного модуля зависят от j следующим образом:

$$d_j = \begin{cases} d_b & : j < N_b \\ (d_b + d) / 2 & : j = N_b \\ d & : j > N_b \end{cases}, \quad d_{j\pm 1/2} = \begin{cases} d_b & : j < N_b \\ d & : j \geq N_b \end{cases} \quad (2.66)$$

Для обычного (не Т-образного модуля) толщина всегда постоянна: $d_j = d_{j\pm 1/2} = d$.

2. *Область ГТПС (обе точки попадают на ГТПС)*. В ситуации, когда оба узла лежат на ГТПС (ситуация 2 на рисунке 2.11), значения определяются по формуле (2.41) с учетом усреднения обратных значений эффективной теплопроводности:

$$\gamma_{i\pm 1/2,j} = \frac{2}{1/\gamma_{vx(i,j)} + 1/\gamma_{vx(i\pm 1,j)}} + d_{hpj} \lambda_{hp}, \quad (2.67)$$

$$\gamma_{i,j\pm 1/2} = \frac{2}{1/\gamma_{vy(i,j)} + 1/\gamma_{vy(i,j\pm 1)}} + d_{hpj\pm 1/2} \lambda_{hp}.$$

Величины $\gamma_{vx(i,j)} = \left(H_{ev} \beta_{vx} \cdot \frac{\partial P_v}{\partial T_v} \right) \Big|_{i,j}$ и $\gamma_{vy(i,j)} = \left(H_{ev} \beta_{yv} \cdot \frac{\partial P_v}{\partial T_v} \right) \Big|_{i,j}$ определяется по

значению температуры $T_{i,j}$ в соответствующем узле. В некоторых случаях, когда движение теплоносителя затруднено (замерзание теплоносителя, осушение фитиля и т.д.) значения $\gamma_{vi,j}$ могут быть равными нулю.

Значения толщин ГТПС d_{hpj} и $d_{hpj\pm 1/2}$ определяются тем же способом, что и толщина модуля по формуле (2.66).

3. *Периметр ГТПС (Обе точки на границе ГТПС).* В случае если оба узла лежат на границе ГТПС и эта граница не является границей модуля (ситуация 4 на рисунке 2.10) необходимо учитывать, что перенос тепла между узлами осуществляется как по материалу модуля, так и посредством ГТПС параллельно. Величины $\gamma_{i+1/2,j}$ и $\gamma_{i,j+1/2}$ определяются следующим образом:

$$\gamma_{i+1/2,j} = (d_j \lambda + \gamma_{i+1/2,j}^*) / 2, \quad \gamma_{i,j+1/2} = (d_{j+1/2} \lambda + \gamma_{i,j+1/2}^*) / 2, \quad (2.68)$$

где величины $\gamma_{i+1/2,j}^*$ и $\gamma_{i,j+1/2}^*$ рассчитываются по формулам (2.67) – случай 2.

Если оба узла лежат на границе ГТПС и эта граница является границей модуля, величины $\gamma_{i+1/2,j}$ и $\gamma_{i,j+1/2}$ определяются так же, как и в случае 2.

4. *Граница ГТПС и материала модуля (одна точка на границе ГТПС, вторая вне ГТПС).* В случае если учитывается тепловое сопротивление стыка между ГТПС и материалом остальной части модуля, величины $\gamma_{i\pm 1/2,j}$ и $\gamma_{i,j\pm 1/2}$, расположенные между узлами снаружи ГТПС по периметру (ситуация 4 на рисунке 2.10) рассчитываются следующим образом:

$$\gamma_{i\pm 1/2,j} = \frac{1}{1/d_j \lambda + R/h_x}, \quad \gamma_{i,j\pm 1/2} = \frac{1}{1/d_{j\pm 1/2} \lambda + R/h_y}. \quad (2.69)$$

Сопротивление стыка учитывается только для «полуцелых» узлов вблизи границы снаружи ГТПС.

Если не учитывается тепловое сопротивление стыка между ГТПС и остальной частью модуля, величины $\gamma_{i\pm 1/2,j}$ и $\gamma_{i,j\pm 1/2}$ определяются так же, как и в случае 1.

5. *Граница ГТПС и материала модуля (одна точка – угол ГТПС, вторая вне ГТПС).* В случае если учитывается тепловое сопротивление стыка между ГТПС и материалом остальной части модуля, величины $\gamma_{i\pm 1/2,j}$ и $\gamma_{i,j\pm 1/2}$, расположенные

между узлами снаружи ГТПС вблизи углов (ситуация 5 на рисунке 2.10), рассчитываются следующим образом:

$$\begin{aligned}\gamma_{i\pm 1/2,j} &= \left(\frac{1}{1/d_j \lambda + R/h_x} + d_j \lambda \right) / 2, \\ \gamma_{i,j\pm 1/2} &= \left(\frac{1}{1/d_{j\pm 1/2} \lambda + R/h_y} + d_{j\pm 1/2} \lambda \right) / 2.\end{aligned}\tag{2.70}$$

Сопротивление стыка учитывается только для «полуцелых» узлов вблизи углов снаружи ГТПС.

Если не учитывается тепловое сопротивление стыка между ГТПС и остальной частью модуля, величины $\gamma_{i\pm 1/2,j}$ и $\gamma_{i,j\pm 1/2}$ определяются так же, как и в случае 1.

Сеточные уравнения движения теплоносителя в ГТПС

Для решения уравнений (2.44), (2.45) и определения распределения давлений и скоростей фаз теплоносителя внутри каждой ГТПС величины $P_l(x, y)$, $P_v(x, y)$, $q_{ev}(x, y)$ заменяем соответствующими сеточными функциями, имеющими значения в узлах сетки: $P_l(i, j)$, $P_v(i, j)$, $q_{ev}(i, j)$. Компоненты векторных величин $\omega_l(x, y)$ и $\omega_v(x, y)$ определяются в «полуцелых» узлах сетки. Для ω_{lx} и ω_{ly} как $\omega_{l(i\pm 1/2, j)}$ и $\omega_{l(i, j\pm 1/2)}$. Для ω_v – аналогично. Соответствующие сеточные уравнения для всех внутренних узлов сетки (для ГТПС) запишем в виде:

$$\begin{aligned}\frac{1}{h_x^2} \left[\omega_{i+1/2, j} (P_{i+1, j} - P_{i, j}) - \omega_{i-1/2, j} (P_{i, j} - P_{i-1, j}) \right] - \\ \frac{1}{h_y^2} \left[\omega_{i, j+1/2} (P_{i, j+1} - P_{i, j}) - \omega_{i, j-1/2} (P_{i, j} - P_{i, j-1}) \right] = g_{i, j},\end{aligned}\tag{2.71}$$

где для пара вместо ω , P и g необходимо подставить ω_v , P_v и q_{ev} соответственно; для жидкой фазы вместо ω , P и g необходимо подставить ω_l , P_l и $-q_{ev}$ соответственно. Поскольку уравнения (2.44), (2.45) имеют смысл только в области

ГТПС, внутренними узлами для уравнения (2.71) считаются узлы внутри прямоугольника, обозначающего границы ГТПС. То есть для каждой ГТПС решается независимая система сеточных уравнений вида (2.71).

Уравнения для граничных узлов записываются исходя из тепловых потоков на границе ГТПС. Наиболее удобно эти потоки учитывать в составе величины q_{ev} в граничных узлах. Например, на левой границе ГТПС ($i = i_0$) уравнение (2.71) примет вид:

$$\begin{aligned} & \frac{2}{h_x^2} \left[\omega_{i_0+1/2,j} (P_{i_0+1,j} - P_{i_0,j}) \right] - \\ & \frac{1}{h_y^2} \left[\omega_{i_0,j+1/2} (P_{i_0,j+1} - P_{i_0,j}) - \omega_{i_0,j-1/2} (P_{i_0,j} - P_{i_0,j-1}) \right] = g_{i_0,j} \end{aligned} \quad (2.72)$$

При этом при расчете величины q_{ev} (которая учитывается в g) должны быть учтены внешние тепловые потоки в ГТПС в граничных узлах вида: $2q_{Lj}/h_x$ в случае $i_0 = 0$ (левая граница ГТПС является границей модуля) и вида $\gamma_{i_0-1/2,j} (T_{i_0-1,j} - T_{i_0,j})/h_x$ в случае $i_0 > 0$. Уравнения на остальных границах записываются аналогично с учетом соответствующих тепловых потоков в q_{ev} .

В случае если должна быть учтена сила тяжести, то следует считать, что уравнение (2.71) позволяет определить величину $P_{l(i,j)}^*$, и для определения $P_{l(i,j)}$ необходимо дополнительно учесть поправку вида (2.47). Обычно достаточно использовать постоянную плотность жидкости при минимальной температуре ГТПС – ρ_{lmax} , тогда можно использовать выражение (2.51), которое примет вид:

$$P_{l(i,j)} = P_{l(i,j)}^* - g\rho_{lmax} \left(ih_x \sin(\alpha_x) + \max(j - N_b, 0)h_y \sin(\alpha_y) \right). \quad (2.73)$$

Уравнение (2.71) позволяет определить распределение давления с точностью до константы. Для получения абсолютного значения давления пара в ГТПС использует узел с минимальной температурой (не ниже точки замерзания) в области ГТПС – (i_0, j_0) . По известной температуре $T_{v(i_0,j_0)}$ определим разницу $\Delta P_v = P_{v(i_0,j_0)} - P_s(T_{v(i_0,j_0)})$ и скорректируем распределение $P_{v(i,j)}$ на величину ΔP_v .

Для получения абсолютного значения давления жидкости в ГТПС используем выражение $\Delta P_l = \min(P_{v(i,j)} - P_{l(i,j)})$ и скорректируем $P_{l(i,j)}$ на величину ΔP_l .

В рассматриваемой модели решение описанных сеточных уравнений (2.71) осуществляется методом простой итерации, с Чебышевским набором параметров [95, 96]. Поскольку уравнения представляют собой вторую краевую задачу, важно, чтобы сумма величин $q_{ev(i,j)}$ по каждой области ГТПС была близка к нулю.

На практике должно быть выполнено условие: $\sum_{\substack{i=i_0 \dots i_1 \\ j=j_0 \dots j_1}} q_{ev(i,j)} < \varepsilon$, где ε – достаточно

малая величина, обеспечивающая точность численного решения уравнений (2.71).

Данное условие выполняется, если q_{ev} определена по распределению $T_{i,j}$, полученным как решение уравнения (2.59) с соответствующей точностью.

Определение потоков массы пара и жидкости в ГТПС

Для визуального анализа картины движения теплоносителя удобно использовать величины потоков массы теплоносителя в ГТПС, отнесенные на единицу поперечного сечения ГТПС. Например, массовые потоки \mathbf{m}_v и \mathbf{m}_l , определяемые формулами (2.22) и (2.23) (при учете влияния гравитации – (2.52)). Данные потоки определены только в узлах сетки, расположенных в области ГТПС. В сеточном виде величина \mathbf{m}_l определяется следующим образом:

$$\begin{aligned}
m_{lx(i,j)} &= (m_{lx(i-1/2,j)} + m_{lx(i+1/2,j)})/2, \\
m_{ly(i,j)} &= (m_{ly(i,j-1/2)} + m_{ly(i,j+1/2)})/2, \\
m_{lx(i\pm 1/2,j)} &= A_{l(i\pm 1/2,j)} \left(\frac{P_{i,j} - P_{i\pm 1,j}}{h_x} + \Delta P_{gx} \right), \\
m_{ly(i,j\pm 1/2)} &= A_{l(i,j\pm 1/2)} \left(\frac{P_{i,j} - P_{i,j\pm 1}}{h_y} + \Delta P_{gy} \right), \\
A_{l(i\pm 1/2,j)} &= 2K_{lx} \left(\frac{\mu_{l(i,j)}}{\rho_{l(i,j)}} + \frac{\mu_{l(i\pm 1,j)}}{\rho_{l(i\pm 1,j)}} \right)^{-1}, \\
A_{l(i,j\pm 1/2)} &= 2K_{ly} \left(\frac{\mu_{l(i,j)}}{\rho_{l(i,j)}} + \frac{\mu_{l(i,j\pm 1)}}{\rho_{l(i,j\pm 1)}} \right)^{-1}.
\end{aligned} \tag{2.74}$$

Величина $m_{lx(i,j)}$ определяется по указанным формулам для точек $i_0 > i > i_1$. Для узлов на левой и правой границах ГТПС ($i = i_0, i_1$) значение $m_{lx(i,j)} = 0$. Величина $m_{ly(i,j)}$ определяется по указанным формулам для точек $j_0 > j > j_1$. Для узлов на верхней и нижней границах ГТПС ($j = j_0, j_1$) значение $m_{ly(i,j)} = 0$. Значения свойств теплоносителя в узлах определяются по значению температуры: $\mu_{li,j} = \mu_l(T_{i,j})$, $\mu_{vi,j} = \mu_v(T_{i,j})$, $\rho_{li,j} = \rho_l(T_{i,j})$ и $\rho_{vi,j} = \rho_v(T_{i,j})$.

Величины ΔP_{gx} и ΔP_{gy} учитывают влияние силы тяжести (2.52). В случае если и ГТПС имеет Т-образную форму, слагаемое ΔP_{gy} должно учитываться только для узлов, находящихся выше «пятки».

Потоки паровой фазы m_v определяются по формулам аналогичного вида.

Определение капиллярной нагрузки

Расчет распределения капиллярной нагрузки осуществляется по формуле (2.55). В сеточном виде формула примет вид:

$$\alpha_{i,j} = \frac{P_{v(i,j)} - P_{l(i,j)}}{P_{c(i,j)}}, \tag{2.75}$$

где величина максимального капиллярного давления определяется как

$$P_{c(i,j)} = 2\sigma(T_{i,j})\cos(\theta)/r_c. \quad (2.76)$$

Распределение капиллярной нагрузки $\alpha_{i,j}$ определяется в узлах, занимаемых ГТПС. Удобно представлять величину в процентах, тогда 100 % обозначает предельное значение, при котором происходит нарушение циркуляции теплоносителя.

Поскольку значение капиллярной нагрузки всегда больше 0, удобно использовать массив капиллярной нагрузки $\alpha_{i,j}$ для дополнительной информации по работе ГТПС.

В модели в узлах, находящихся вне ГТПС, значение α приравнивается к отрицательному значению – 1. Это удобно для программной визуализации результатов.

Для узлов (в области ГТПС) значением – 2 помечаются области, в которых давление $P_{l(i,j)}$ меньше нуля. Это соответствует ситуации, когда теплоноситель не смачивает полноценно фитиль из-за слишком низкого давления жидкости в области отвода тепла при низких температурах стока тепла.

Для узлов (в области ГТПС) значением – 3 помечаются узлы, в которых температура ниже точки замерзания теплоносителя. Это обозначает замерзание теплоносителя в данной области ГТПС.

2.4 Математическая модель СТТ на базе плоских ТТ (ГТПС)

Математическая модель улучшения массогабаритных характеристик СТТ во всем диапазоне рабочих температур на базе математической модели **плоских ТТ (ГТПС)**.

Система уравнений для плоской ТТ (ГТПС) имеет вид (1.23) – (1.25). При выполнении условия (1.26).

В случае преобразования плоских ТТ (ГТПС) в СТТ при соединении встык (металлическое соединение) необходимо зону соединения описать двухмерным стационарным уравнением теплопроводности, учитывающим сток тепла:

$$\operatorname{div}(-\lambda(x, y) \cdot d(x, y) \cdot \nabla T(x, y)) + \alpha_c \cdot (T(x, y) - T_c(x, y)) = q(x, y) \quad (2.77)$$

где $T(x, y)$ – распределение температуры поверхности модуля, °С; λ – теплопроводность материала модуля, Вт/(м·К); d – толщина материала модуля, м; $q(x, y)$ – распределение плотности теплового потока на поверхность модуля без учета потока к области отвода тепла, Вт/м²; $T_c(x, y)$ – распределение температуры стока тепла, α_c – коэффициент теплопередачи между теплоотводящей поверхностью и поверхностью модуля, Вт/(м²·К); Величина α_c имеет ненулевое значение только в области стока тепла.

Плоские ТТ в отличие от цилиндрических ТТ могут быть интегрированы в алюминиевую несущую конструкцию под печатную плату (ПП), чем обеспечивают охлаждение всех ЭРИ на ПП.

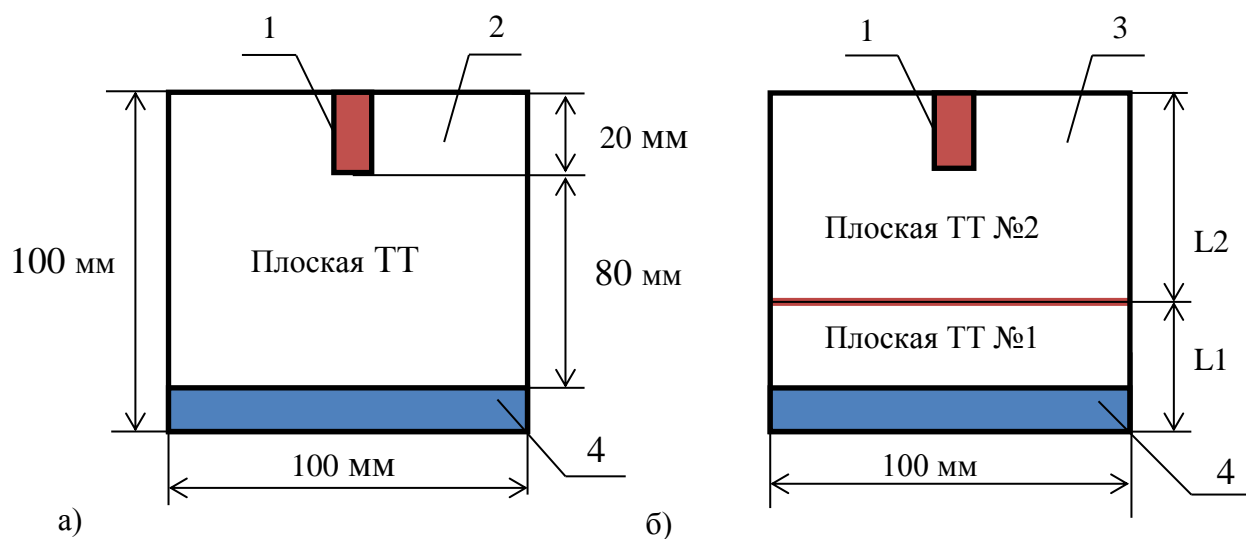
Математическая модель СТТ на базе плоских ТТ (ГТПС) как минимум будет включать в себя две плоские ТТ (ГТПС) последовательно соединенные через металлическую стенку. Для определенной расстановки источников и стока тепла в модуле РЭА, **методом перебора по сетке** необходимо определить оптимальное соотношение длин ТТ в СТТ. Для удобства необходимо ввести величину $\gamma = L_1/(L_1 + L_2)$, где L_1 – длина первой ТТ, L_2 – длина второй ТТ (если $\gamma = 0,5$, то длины одинаковые).

2.5 Численный расчет СТТ на базе плоских ТТ (ГТПС) соединенных встык

Численный расчет оптимизации массогабаритных характеристик СТТ на базе медных ГТПС [97, 98] выполнен для одиночного нагревателя площадью $2 \cdot 10^{-4}$ м² в области 10^{-2} м² на максимальном расстоянии от

термостабилизированной поверхности (рисунок 2.12) во всем диапазоне рабочих температур РЭА. Толщина ГТПС составляет $2,1 \cdot 10^{-3}$ м, толщина фольги $2 \cdot 10^{-4}$ м. Зона соединения СТТ имеет толщину $2 \cdot 10^{-3}$ м, теплопроводность $120 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$. Эксперименты проведены для вертикальной ориентации ГТПС в поле действия гравитационных сил. Площадь соединения конденсатора ГТПС с термостабилизированной поверхностью составляет $S_{\text{кон}} \approx 10^{-3} \text{ м}^2$. Рассчитано увеличение отводимой тепловой мощности после преобразования ГТПС в СТТ, эффект зависит от соотношения длин ТТ. Необходимо оптимизировать соотношение длин в СТТ, чтобы получить максимальную пользу. Для удобства необходимо ввести величину $\gamma = L1/(L1 + L2)$, где $L1$ – длина первой ТТ, $L2$ – длина второй ТТ (если $\gamma = 0.5$, то длины одинаковые).

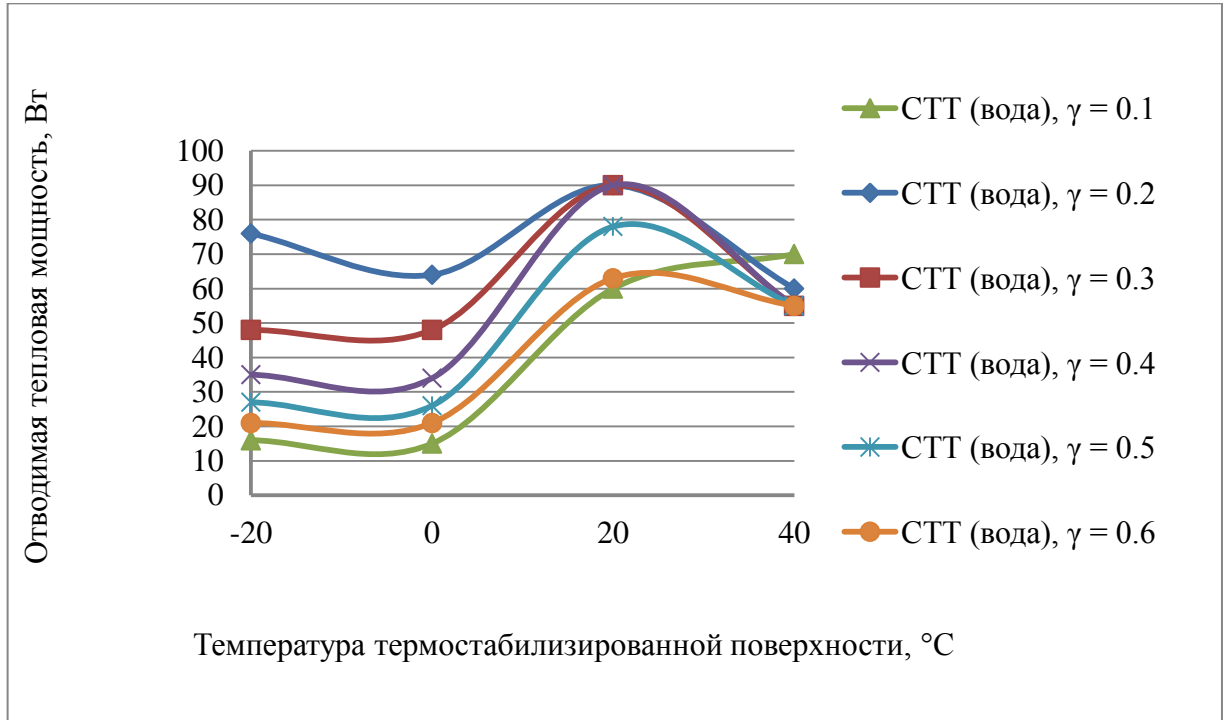
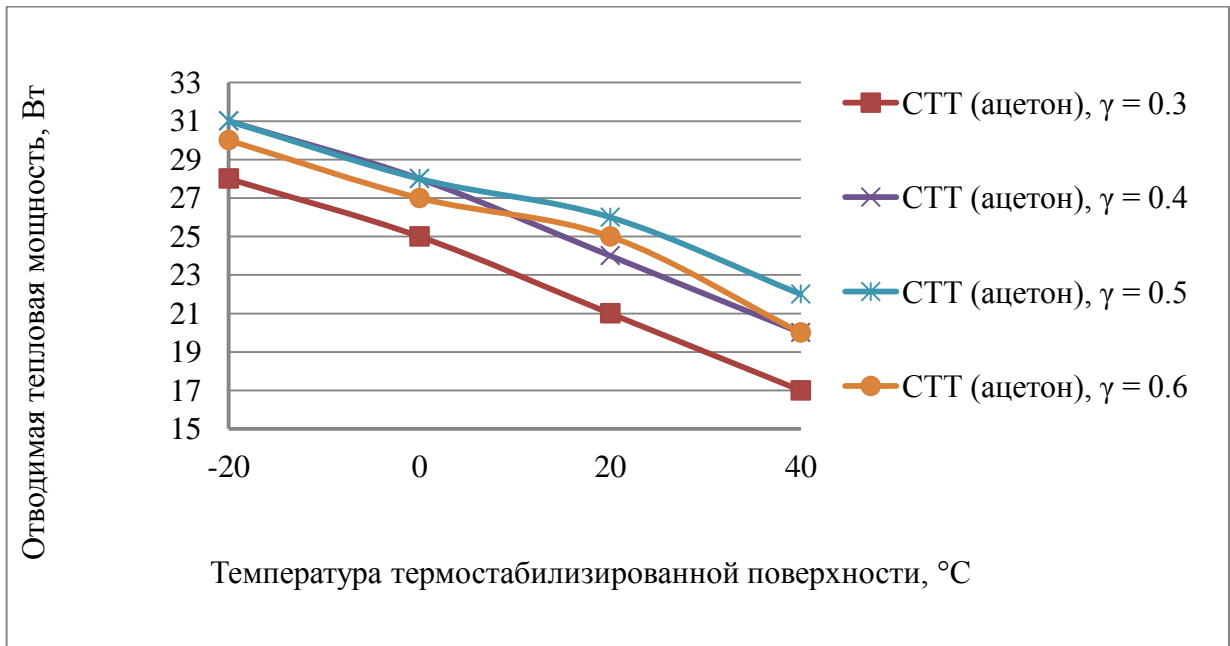
Результаты решения математической модели представлены на рисунках 2.12 – 2.15.



1 – нагреватель (ЭРИ), 2 – одиночная плоская ТТ, 3 – СТТ на базе плоских ТТ, 4 – конденсатор ТТ.

Рисунок 2.12 – Схема вычислительного эксперимента: а) – ГТПС; б) – СТТ (2 ст.):

1 – нагреватель, 2 – одиночная ГТПС, 3 – СТТ на базе ГТПС, 4 – конденсатор

Рисунок 2.13 – Определение γ двухуровневой СТТ (вода)Рисунок 2.14 – Определение γ двухуровневой СТТ (ацетон)

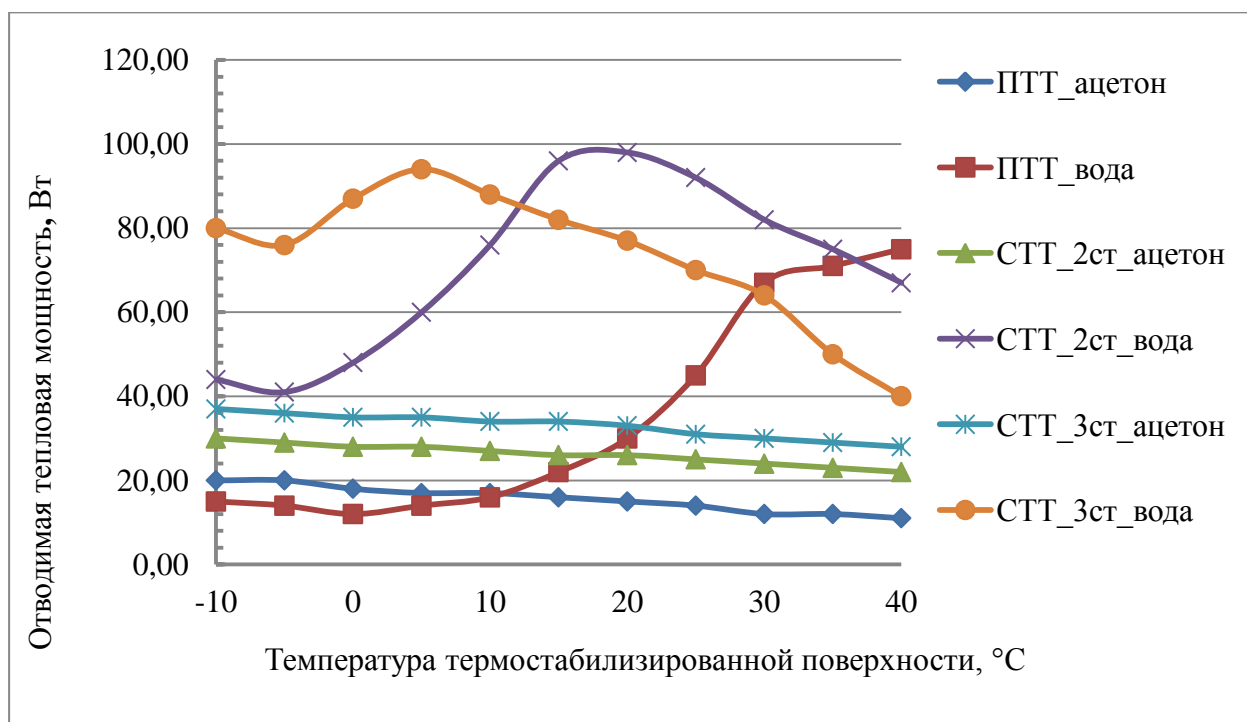


Рисунок 2.15 – Зависимость отводимой тепловой мощности нагревателя от температуры термостабилизированной поверхности для двухуровневой и трехуровневой СТТ

Методом простого перебора с шагом в 10^{-2} м рассчитано оптимальное соотношение длин уровней для СТТ (вода) составляет $\gamma = 0,2 \div 0,3$, для СТТ (ацетон) составляет $\gamma = 0,5$.

Результаты сравнительного анализа характеристик ГТПС и двухуровневой СТТ на модельной задаче с одним источником тепла показывают преимущества СТТ по сравнению с одиночной ГТПС. На рисунке 2.15 показаны зависимости температуры ЭРИ от их тепловыделения $T(Q)$ для ГТПС, двухуровневой и трехуровневой СТТ, для разных температур термостабилизированной поверхности. Для одиночной ГТПС с водой в качестве теплоносителя в диапазоне температур от плюс 10 °C до плюс 40 °C наблюдается резкий рост отводимой мощности, в диапазоне температур от минус 10 °C до плюс 10 °C перенос тепла преимущественно обеспечивается за счет теплопроводности корпуса ТТ. Значение мощности начала осушения фитиля сильно зависит от температуры холодильника. Это объясняется зависимостью характеристик воды (в основном

водяного пара) от температуры. Плотность пара резко возрастает с ростом температуры.

Анализ результатов показывает, что наиболее эффективным техническим решением во всем диапазоне рабочих температур является двухуровневая СТТ с водой в качестве теплоносителя, поскольку при 40 °С у нагревателя имеется достаточный запас по температуре относительно трехуровневой СТТ. Двухуровневая СТТ (вода) обеспечивает **увеличение отводимой тепловой мощности на 60%** относительно ГТПС без изменения площади нагревателя.

2.6 Численный расчет СТТ на базе плоских ТТ (ГТПС) соединенных внахлест

Численный расчет оптимизации массогабаритных характеристик СТТ на базе двух титановых ГТПС соединенных последовательно. По результатам натуральных экспериментов с одиночными титановыми ГТПС в математической модели ГТПС заданы коэффициенты проницаемости капиллярной структуры.

Две титановые ГТПС с ацетоном в качестве теплоносителя соединены последовательно через переходную медную пластину (рисунок 2.16), теплопередача обеспечивается теплопроводящей пастой с теплопроводностью $\lambda = 1.8 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{С})$, всего 4 слоя пасты. Толщина пасты: между ГТПС и переходной пластиной составляет $\delta_1 \approx 2 \cdot 10^{-4}$ м; между ГТПС и нагревателем составляет $\delta_2 \approx 5 \cdot 10^{-4}$ м; между ГТПС и термостабилизированной поверхностью составляет $\delta_3 \approx 5 \cdot 10^{-4}$ м. Площадь соединения (рисунок 2.17) ГТПС составляет $S \approx 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Толщина ГТПС составляет $2,1 \cdot 10^{-3}$ м. Одиночный нагреватель площадью $2,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ расположен вертикально, нижняя граница находится на расстоянии $6,5 \cdot 10^{-2}$ м от термостабилизированной поверхности с температурой 25 °С. Расчеты проведены для вертикальной ориентации ГТПС в поле действия гравитационных сил. Расчет произведен последовательно для каждой ГТПС, при этом переходная пластина реализована в расчете как граничное условие: температура нагревателя №1 равна температуре конденсатора №2.

Термостабилизированная поверхность расположена в нижней части ГТПС (конденсатор №1), площадь $S \approx 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. Рассчитано максимальное значение отводимой тепловой мощности СТТ, при условии что температура нагревателя №2 не должна превышать плюс 80 °С.

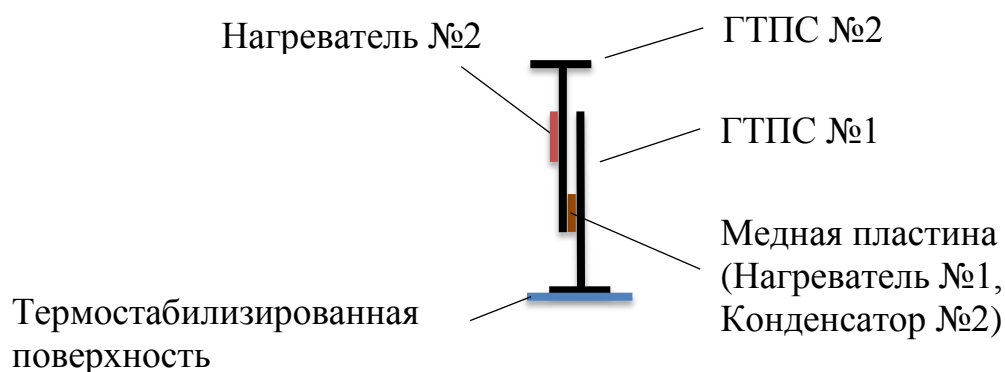


Рисунок 2.16 – Схема соединения СТТ на базе двух ГТПС

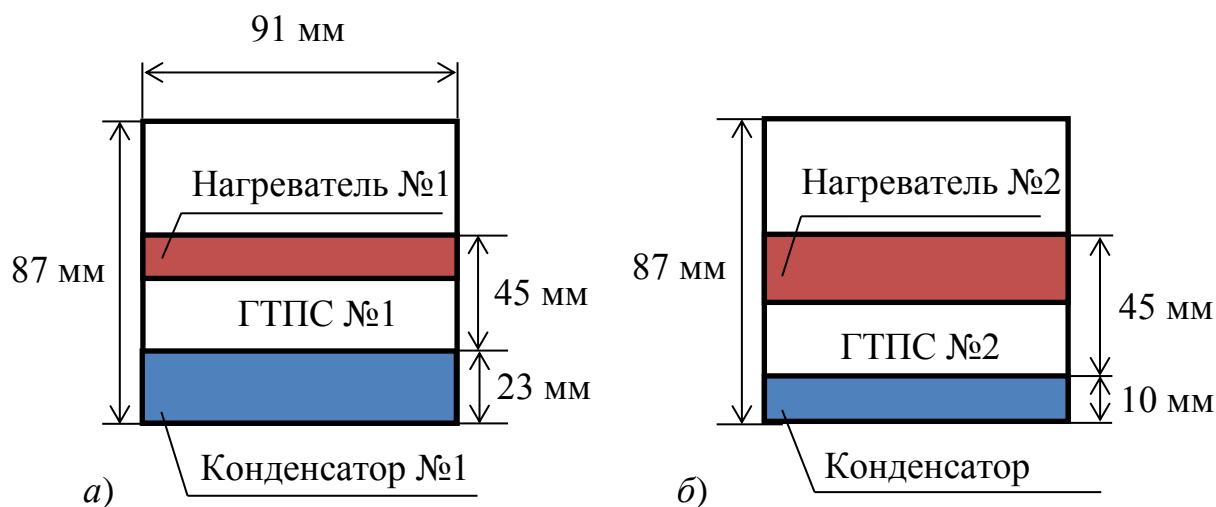


Рисунок 2.17 – Схема вычислительного эксперимента: а) ГТПС №1; б) ГТПС №2

Результаты расчета представлены на рисунке 2.18. Контрольные точки: 1 – термостаб. поверхность; 2 – низ адиаб. зоны ГТПС №1; 3 – верх адиаб. зоны

ГТПС №1; 4 – низ адиаб. зоны ГТПС № 2; 5 – верх адиаб. зоны ГТПС №1; 6 – нагреватель.

Результаты расчетов показывают, что СТТ (две ГТПС) обеспечивают отведение 60 Вт, при этом температура нагревателя не превышает 67 °С. Капиллярная нагрузка распределена равномерно по обеим ГТПС, при тепловой мощности 60 Вт осушения нет во всем внутреннем объеме ГТПС. При тепловой мощности 70 Вт обе ГТПС частично осушаются, вследствие чего температура на нагревателе №2 увеличилась до 110 °С и превысила максимально допустимую рабочую температуру нагревателя.

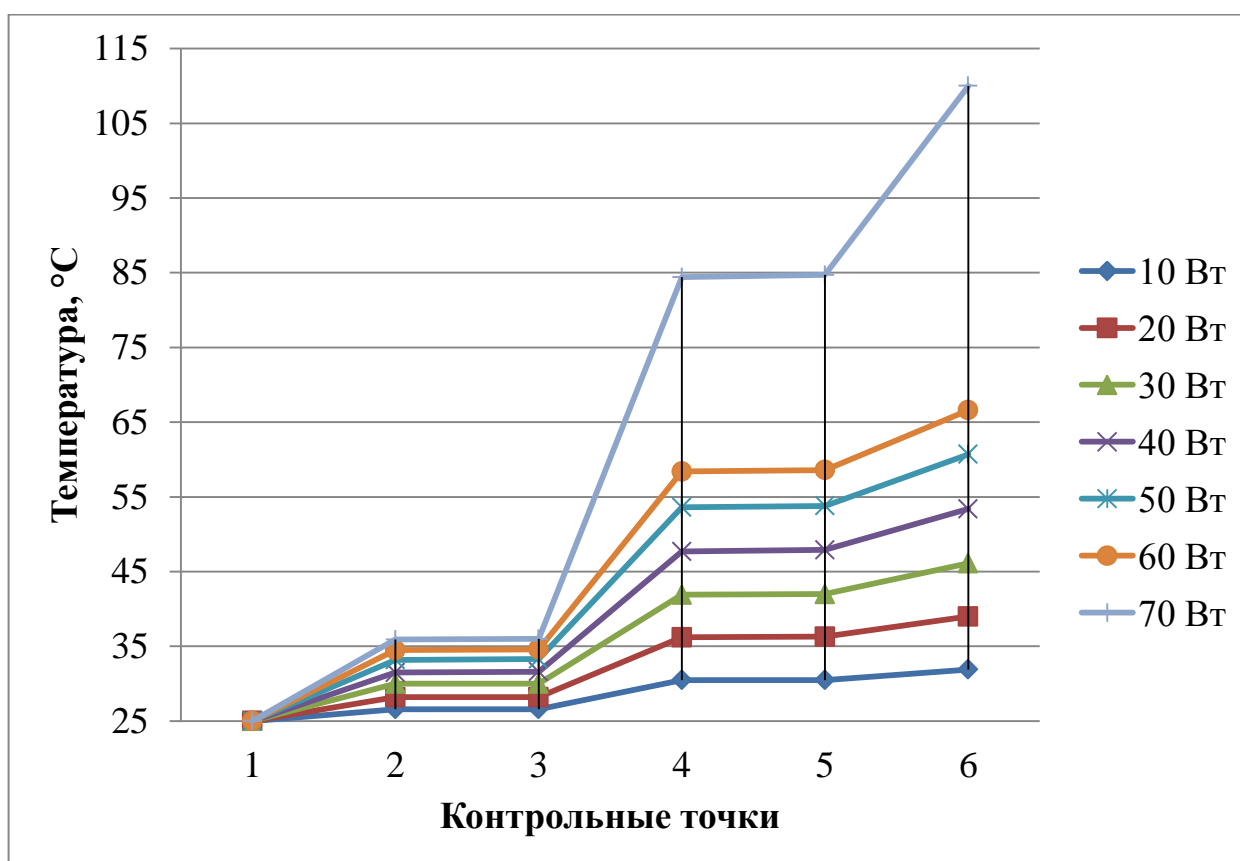


Рисунок 2.18 – Зависимость T(Q) для СТТ(две ГТПС)

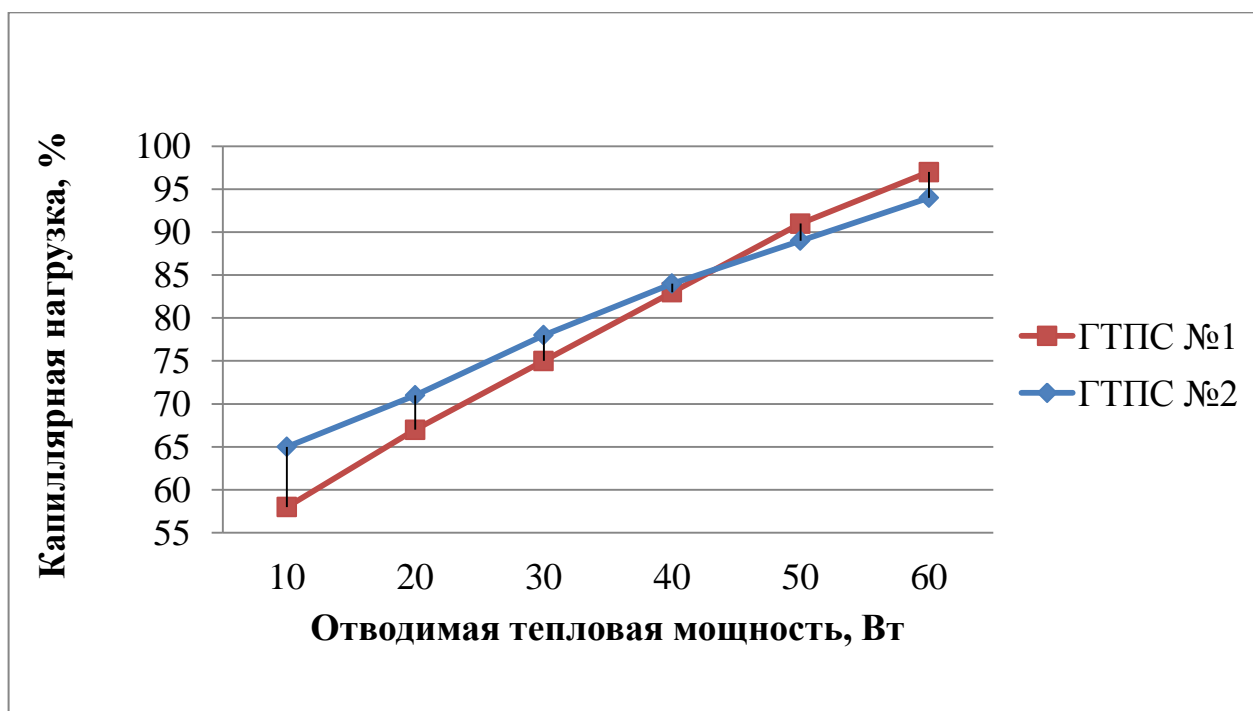


Рисунок 2.19 – Зависимость $T(Q)$ для СТТ(две ГТПС)

2.7 Численный расчет СТТ на базе медно-водяных цилиндрических ТТ в ANSYS

Разработка методов расчета систем охлаждения является комплексной задачей. Результаты численного расчета оптимизации массогабаритных характеристик СТТ с использованием пакета прикладных программ ANSYS на базе цилиндрических медно-водяных ТТ согласно математической модели (2.1) – (2.21) могут быть использованы в современных системах инженерного анализа (СИА).

На этом этапе необходимо создать точную геометрическую модель СТТ (цифровой двойник) по результатам численного расчета математической модели (2.1) – (2.21) и интегрировать СТТ в РЭА средствами программных продуктов, например средством автоматизированного проектирования (САПР) SolidWorks. Следует транслировать геометрическую модель РЭА из САПР в среду СИА ANSYS Workbench.

Следует задать теплопроводность для всех деталей РЭА. Медно-водяная ТТ в ANSYS состоит из трех деталей: металлический корпус с теплопроводностью 380 Вт/(м·°C); фитиль с теплопроводностью 10 Вт/(м·°C); газовый канал с теплопроводностью материала №1 согласно рисунку 2.20.

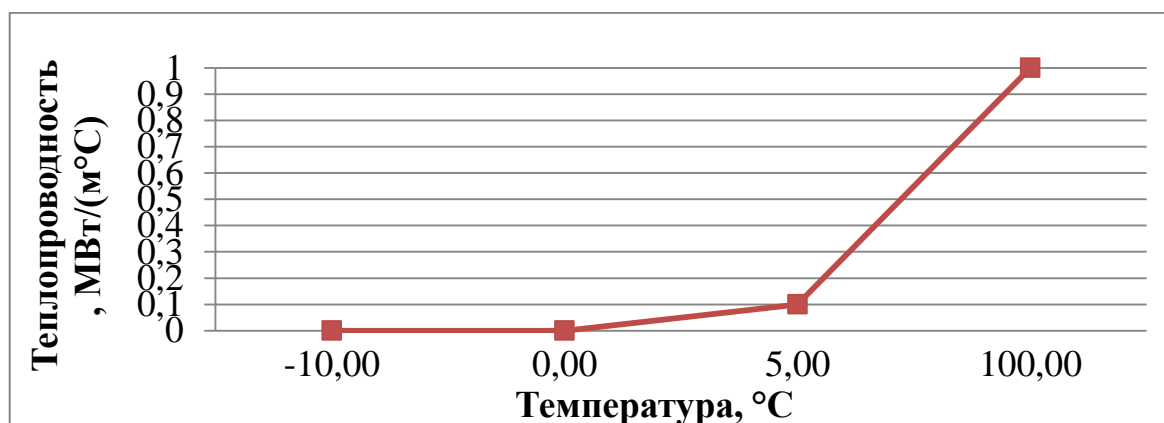
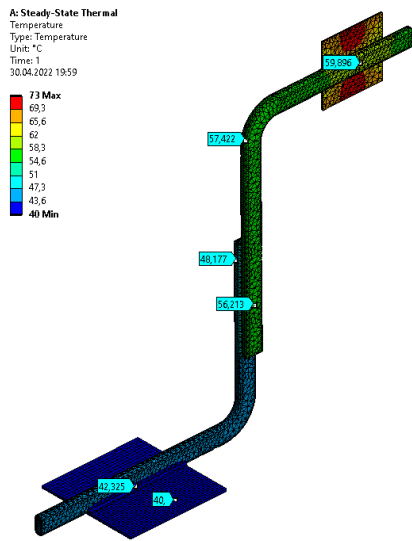


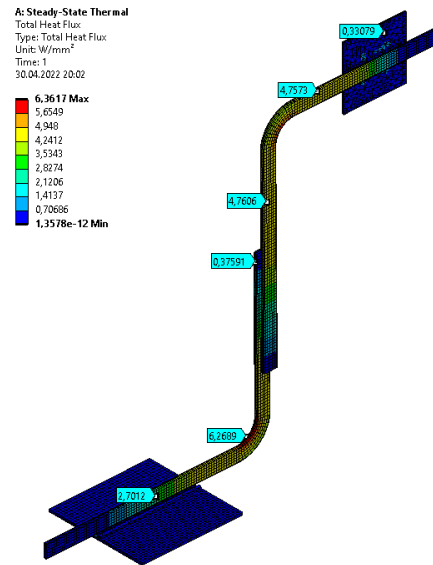
Рисунок 2.20 – Зависимость λ (Т) для материала №1

Нагреватель площадью 4 см² с тепловыделением 35 Вт расположен на расстоянии 0,11 м от термостабилизированной поверхности. Расчет выполнен для термостабилизированной поверхности с температурой плюс 40 °C (Рисунок 2.21) и минус 5 °C (Рисунок 2.22). Площадь поперечного сечения газового канала составляет $\approx 7,5 \cdot 10^{-6}$ м². В адиабатической зоне ТТ тепловой поток распределен равномерно по поперечной площади сечения газового канала ТТ. Согласно расчету (Рисунок 2.21б) тепловой поток на ровных участках адиабатической зоны составляет 4,75 МВт/м² (4,75 Вт/мм²), т.е. тепловая мощность полностью передается по газовому каналу вследствие его высокой теплопроводности. СИА ANSYS Workbench не имеет возможности расчета капиллярной нагрузки в ТТ.

Объединяя результаты расчетов математической модели (2.1) – (2.21) и СИА ANSYS Workbench возможно контролировать характеристики ТТ в РЭА со сложной геометрией и многочисленными нагревателями распределенными по корпусу РЭА.

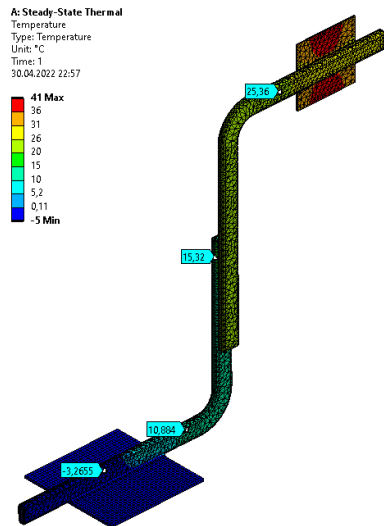


a)

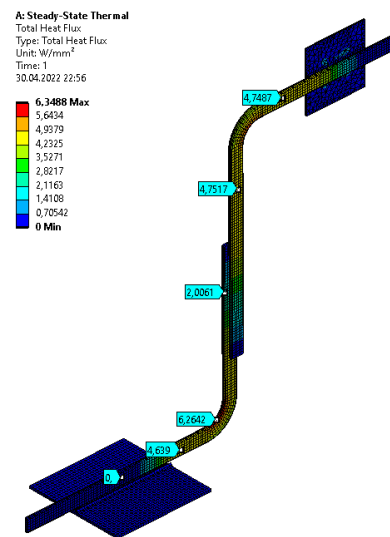


б)

Рисунок 2.21 – Результаты численного расчета в ANSYS (температура термостабилизированного основания $40\text{ }^{\circ}\text{C}$), где: а) Распределение температуры по корпусу ТТ; б) – тепловой поток в газовой полости ТТ



a)



б)

Рисунок 2.22 – Результаты численного расчета в ANSYS (температура термостабилизированного основания минус $5\text{ }^{\circ}\text{C}$), где: а) Распределение температуры по корпусу ТТ; б) – тепловой поток в газовой полости ТТ

ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТТ

3.1 Стенды и методики

В разделе приведена методика проведения экспериментальных работ. Разработанные стенды [99, 100] для их проведения представлены на рисунках 3.1, 3.2.

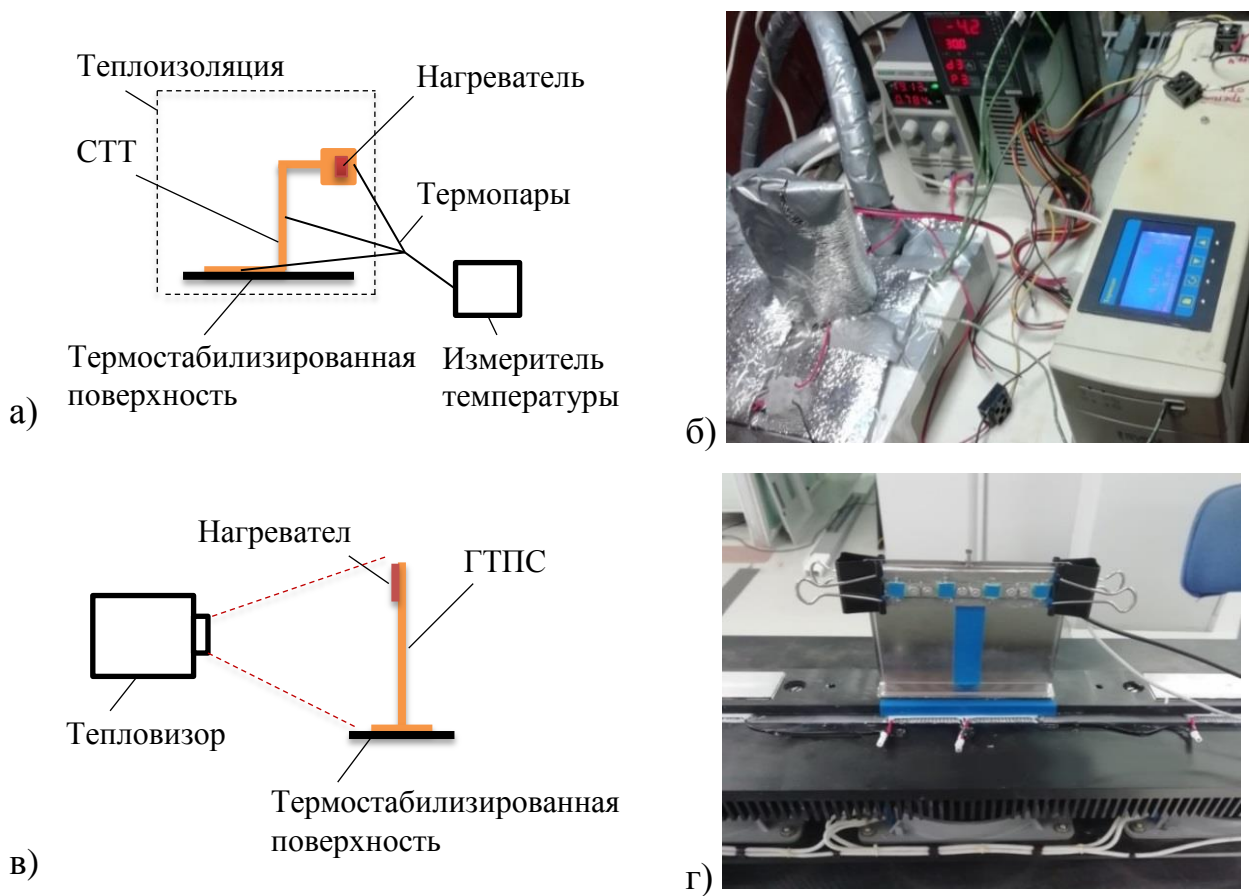


Рисунок 3.1 – Схема эксперимента: а) стенд для исследования характеристик СТТ состоящей из двух цилиндрических ТТ; б) фотография стенда с СТТ; в) стенд для исследования характеристик ГТПС; г) фотография стенда с ГТПС;

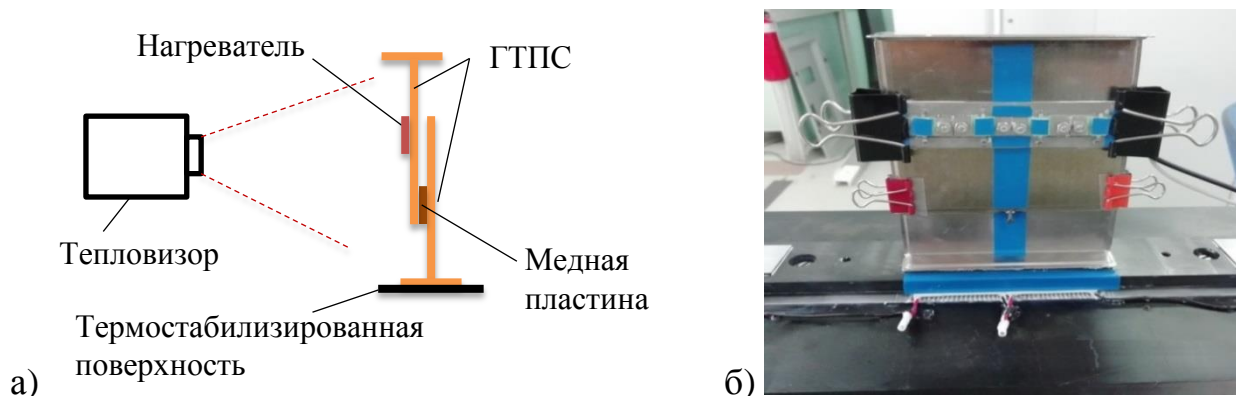


Рисунок 3.2 – Схема эксперимента: а) стенд для исследования характеристик СТТ состоящей из двух ГТПС; б) фотография стенда с СТТ состоящей из ГТПС.

Целью исследования являлось измерение теплофизических характеристик разработанных СТТ, а также оценка предельных значений тепловых нагрузок, при которых начинается осушение фитиля в результате достижения капиллярного или других ограничений.

Общая схема эксперимента по исследованию характеристик СТТ состоящей из цилиндрических ГТ показана на рисунке 3.1а. Схема расположения нагревателя показана на рисунке 3.3. СТТ располагалась вертикально (испаритель над конденсатором), снаружи обклеена несколькими слоями теплоизолирующего материала (вспененный полиэтилен) с теплопроводностью $0.037 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ суммарной толщиной $0,03 \text{ м}$. Медная переходная пластина конденсатора прижималась к термостабилизированной поверхности через слой теплопроводящей пасты. В данной работе использовалась теплопроводящая паста с теплопроводностью $\lambda = 1.8 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ и толщиной слоя $\delta \approx 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}$.

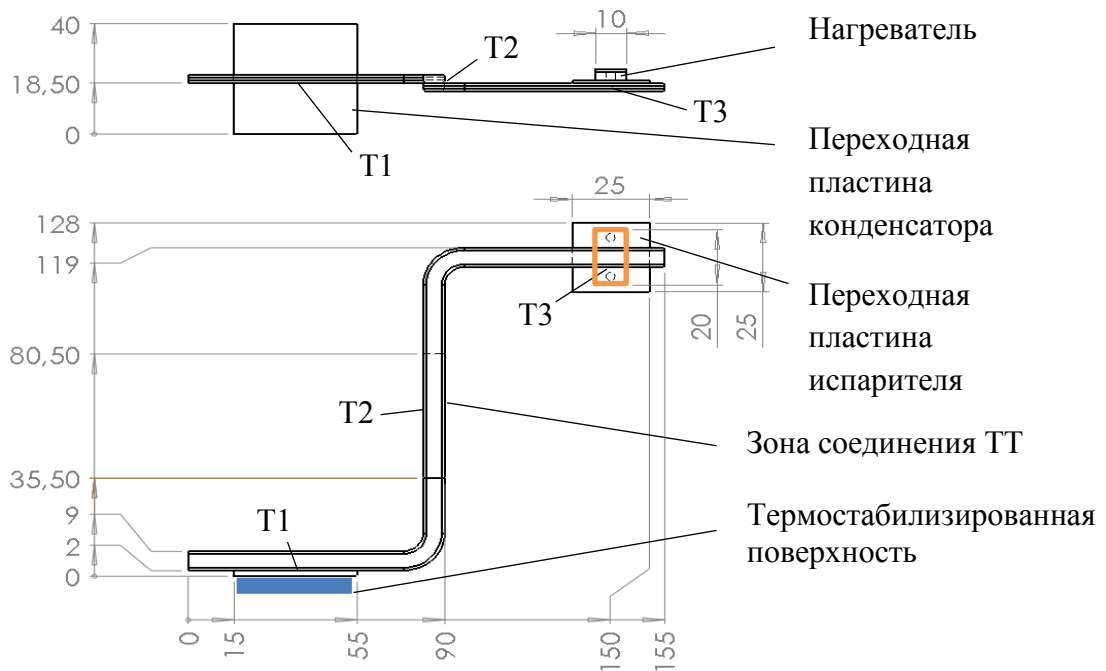


Рисунок 3.3 – Схема расположения нагревателя, испарителя и конденсатора в СТТ на базе цилиндрических ТТ.

Термостат обеспечивал постоянство температуры на переходной пластине конденсатора СТТ. В экспериментах в качестве нагревателя использовался резистор P1-17 РКМУ.434110.001 ТУ. Все соединения в СТТ выполнены припоем ПОС61 ГОСТ 21930. Теплопроводность припоя ПОС61 составляет $60 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$. Система сбора данных построена на базе прибора ТРМ138 ТУ 4217-015-46526536-2008, термопары ТХК 9419 ТУ 4211-088-02566540-2010 подключены к прибору.

В ходе каждого эксперимента мощность тепловыделения нагревателя увеличивалась ступенчато. Мощность нагревателя рассчитывалась как произведение электрического тока на разность потенциалов, измеряемая непосредственно на контактах нагревателя. Для каждого значения мощности после достижения стационарного состояния фиксировались температуры: конденсатора – T1, зона соединения – T2 и испарителя – T3. Температура нагревателя не должна превышать 80°C .

Общая схема эксперимента по исследованию характеристик ГТПС и СТТ (две ГТПС) показана на рисунках 3.1в, 3.2а. ГТПС располагались вертикально (испаритель над конденсатором), теплоизоляция отсутствовала, температура окружающего воздуха составляла 22 °С. Термограммы сняты тепловизором инфракрасным FLIR Р660. В зонах контроля температуры (КТ1 – КТ7) была наклеена лента ПВХ синяя ГОСТ 16214-86 со степенью черноты - 0,92 (Рисунок 3.4).

Переходная пластина (медная) прижималась к поверхностям ГТПС через слой теплопроводящей пасты. В данной работе использовалась теплопроводящая паста с теплопроводностью $\lambda = 1.8 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{С})$. Толщина каждого слоя пасты между ГТПС и переходной пластиной $\delta_1 \approx 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}$. Толщина слоя пасты: между ГТПС и нагревателем составляет $\delta_2 \approx 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; между ГТПС и термостабилизированной поверхностью составляет $\delta_3 \approx 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$.

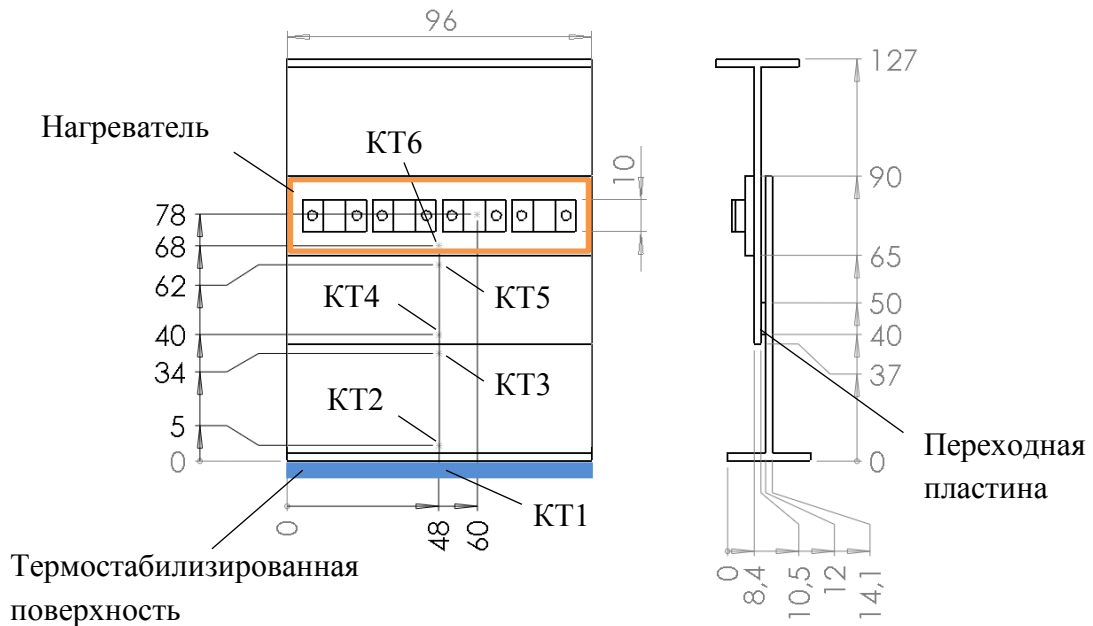


Рисунок 3.4 – Схема расположения ГТПС в СТТ.

Устройство охлаждения обеспечивало постоянство температуры на термостабилизированной поверхности, измерения проведены при 25 °С. В ходе каждого эксперимента мощность тепловыделения нагревателя увеличивалась

ступенчато. Мощность рассчитывалась как произведение электрического тока и разности потенциалов, измеряемой непосредственно на контактах нагревателя. Для каждого значения мощности после достижения стационарного состояния фиксировались температуры. Температура нагревателя не должна превышать 80 °С.

3.2 Методика обработки результатов

Для каждого значения мощности после достижения стационарного состояния фиксировались температуры. Выполнено однократное измерение поскольку оценка погрешности эксперимента показала нецелесообразность многократных измерений.

Оценка погрешностей в эксперименте с СТТ построенной на базе цилиндрических ТТ.

Предел основной приведенной погрешности измерения при использовании термопар у прибора ТРМ138 составляет 0.5 %. Измерение температур обеспечивалось термопарами L-типа, которые обеспечивали погрешность измерения разности температур – менее 0.5 °С за счет предварительной калибровки. Калибровка ТРМ138 проведена при температурах: минус 5 °С и плюс 40 °С, отличие показаний термопар соединенных рабочими концами в одну точку составляет менее 0.2 °С.

Погрешность измерения электрического напряжения и тока на нагревателях была в пределах $\delta I = 0.5 \%$ и $\delta U = 1.5 \%$ соответственно. Стандартный метод анализа позволяет оценить погрешность измерения мощности тепловыделения нагревателей в пределах $\delta Q = (\delta I^2 + \delta U^2)^{0.5} = 1.6 \%$.

Оценка потерь мощности в эксперименте с СТТ построенной на базе плоских ТТ.

Тепловизор инфракрасный FLIR P660 обеспечивает погрешность измерения температуры $\pm 2,0$ °С или ± 2 % от показания в диапазоне измерений от минус 40°С до 500 °С, температурная чувствительность < 30 мК.

Определим конвективный коэффициент теплоотдачи вертикально ориентированной ГТПС. Площадь поверхности ГТПС составляет $\approx 0,02$ м².

Приведенные ниже рабочие формы взяты из источника [101].

$$\alpha_c = A \left(\frac{t_i - t_j}{h} \right)^{0,25} \quad (3.1)$$

$$A = 0,54(\beta \cdot g \cdot Pr)_m^{0,25} \cdot \frac{\lambda_m}{\nu_m^{0,5}} \quad (3.2)$$

$$Pr = \nu/a \quad (3.3)$$

, где t_i – температура поверхности, t_j – температура окружающей среды, h – высота, β – коэффициент объемного расширения, g – ускорение свободного падения, λ – теплопроводность окружающей среды, ν – коэффициент кинематической вязкости, a – коэффициент температуропроводности.

Значение коэффициента A [101] для воздуха с температурой 20 °С составляет 1,38. По формуле (3.1) для поверхности верхней ГТПС (Рисунок 3.4) находим значение $\alpha_c = 6,28$ Вт/м²·град, для поверхности нижней ГТПС $\alpha_c = 4,65$ Вт/м²·град.

$$\alpha_I = \varepsilon_{ij} \cdot \varphi_{ij} \cdot f(t_i, t_j) \quad (3.4)$$

, где ε_{ij} – степень черноты, φ_{ij} – коэффициент облученности поверхностей (для неограниченного пространства $\varphi_{ij} = 1$).

Значение функции $f(t_i, t_j)$ для поверхности верхней ГТПС рассчитано по [101] при температуре поверхности 65 °С и температуре среды 20 °С составляет 7,39 Вт/м²·°С. Значение функции $f(t_i, t_j)$ для поверхности нижней ГТПС при

температуре поверхности 35 °С и температуре среды 20 °С составляет 6,2 Вт/м²·°С.

Полированный титан имеет степень черноты $\varepsilon = 0,19$. По формуле (3.4) находим значение $\alpha_I = 1,4$ Вт/м²·°С для верхней ГТПС и $\alpha_I = 1,18$ Вт/м²·°С для нижней ГТПС.

$$P = (\alpha_c + \alpha_I) \cdot (t_i - t_j) \cdot S \quad (3.5)$$

По формуле (3.5) находим значение потерь мощности с поверхности верхней ГТПС, составляет $P_1 = 6,6$ Вт. Потери мощности с поверхности нижней ГТПС составляет $P_1 = 1,9$ Вт.

С учетом неравномерности температуры на нагревателе, суммарная потеря тепловой мощности составила менее 10 Вт.

ГЛАВА 4 РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЯ

4.1 Сопоставление результатов теории и экспериментов

СТТ на базе двух цилиндрических ТТ обеспечивает стабильную теплопередачу в диапазоне температур от минус 5 °С до плюс 40 °С, на рисунке 4.1 представлены результаты эксперимента. При температуре термостабилизированной поверхности минус 5 °С резкое увеличение температуры нагревателя (осушение фитиля) возникает при тепловой мощности свыше 20 Вт. При температурах от минус 5 °С до плюс 5 °С и тепловой мощности 20 Вт температура нагревателя составляет $30\text{ °С} \pm 2\text{ °С}$. При 40 °С наблюдается линейный рост температур на обеих ТТ до 35 Вт.

Масса цилиндрической ТТ составляет 13 г, соответственно 26 г масса СТТ. По результатам эксперимента СТТ при температуре основания минус 5 °С обеспечивает отвод тепловой мощности не более 20 Вт, при температуре основания 40 °С обеспечивает отвод тепловой мощности не более 35 Вт. Согласно численному расчету СТТ (рисунок 2.5) этой мощности и перегреву в зоне соединения соответствует масса 30 г. СТТ на базе медно-водяных цилиндрических ТТ имеет предельное значение удельной тепловой нагрузки 667 Вт/кг при вертикальной ориентации (нагреватель над термостабилизированной поверхностью) на расстоянии 0,11 м при температуре термостабилизированной поверхности минус 5 °С, 1167 Вт/кг при температуре термостабилизированной поверхности 40 °С.

Поскольку титановая ГТПС заправлена ацетоном в рабочем диапазоне температур РЭА она не замерзает. Поэтому измерения проведены только при температуре плюс 25 °С. На рисунке 4.2 представлены результаты эксперимента с титановой ГТПС и СТТ.

На титановой ГТПС при тепловой мощности 22 Вт произошло резкое увеличение температуры нагревателя свыше 100 °С, что сопоставимо с результатами исследования [102 - 108].

На СТТ температура не имела резких скачков (не достигла капиллярного ограничения), температура нагревателя плавно увеличивалась до 80 °С при тепловой мощности 60 Вт. Конвективные и ИК потери составили не более 10 Вт.

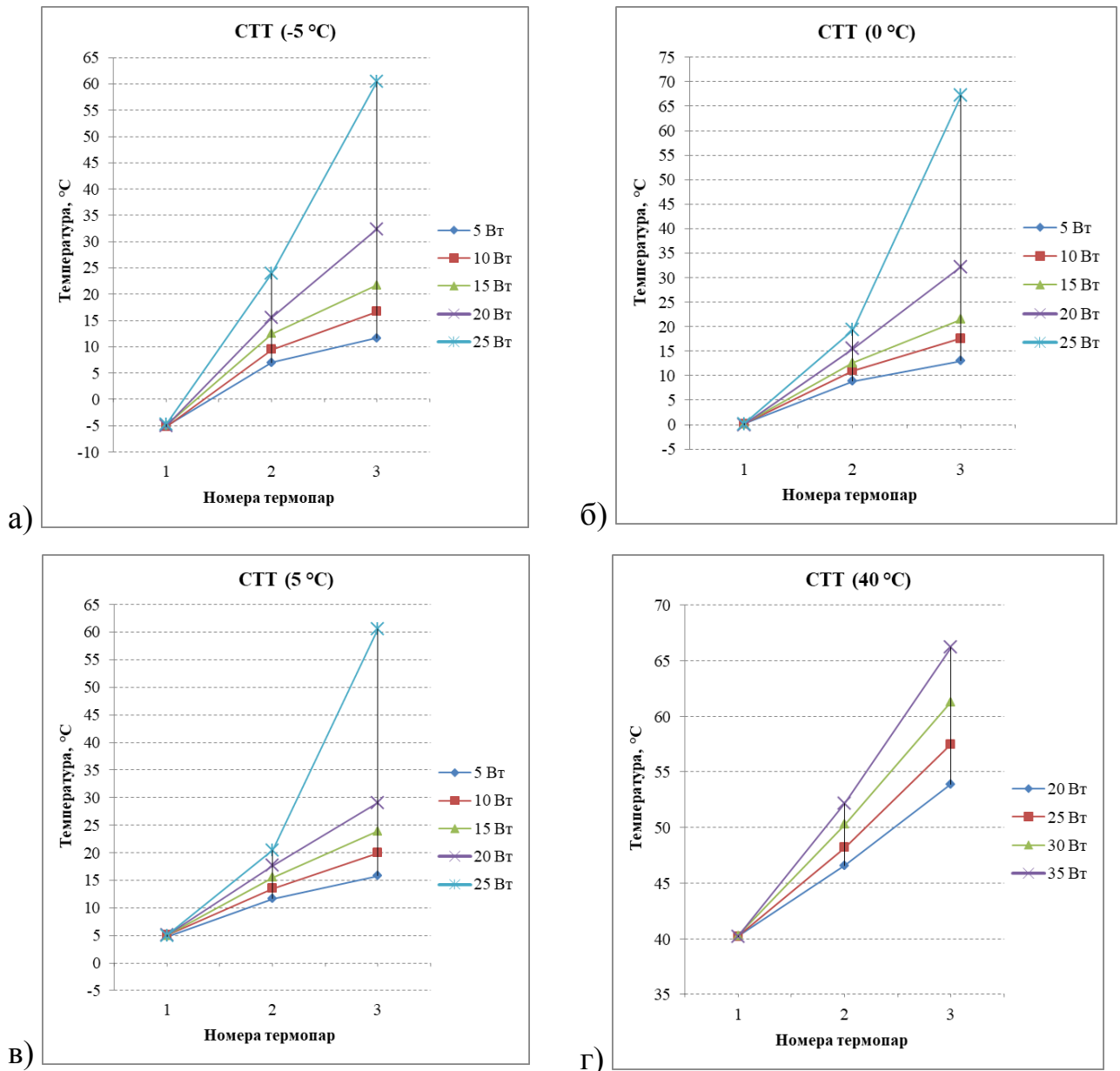


Рисунок 4.1 – Результаты экспериментального исследования СТТ из двух цилиндрических ТТ

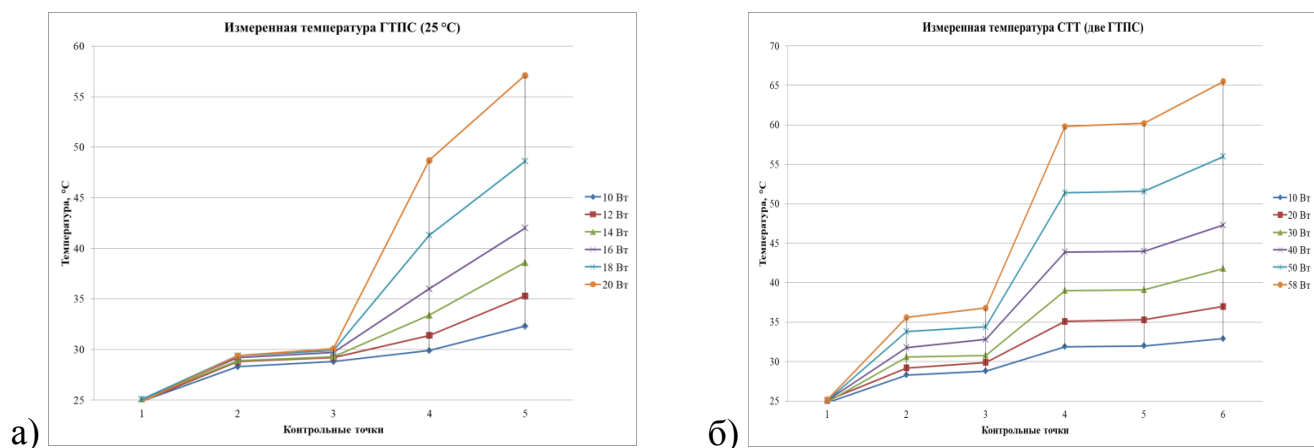


Рисунок 4.2 – Результаты экспериментального исследования ГТПС (а) и СТТ из двух ГТПС (б)

Масса одиночной титановой ГТПС составляет 42 г, соответственно масса СТТ на базе двух ГТПС – 84 г. СТТ на базе титановых ГТПС имеет предельное значение удельной тепловой нагрузки 690 Вт/кг при вертикальной ориентации на расстоянии 0,065 м от термостабилизированной поверхности с температурой 25 °С. Одиночная титановая ГТПС отводит 430 Вт/кг при вертикальной ориентации на расстоянии 0,065 м от термостабилизированной поверхности с температурой 25°С

4.2 Оценка эффективности СТТ

Результаты численных расчетов и натуральных экспериментов показывают увеличение отводимой тепловой мощности от нагревателя в результате преобразования одиночных ТТ в СТТ во всем диапазоне рабочих температур РЭА. Поскольку зависимость отводимой тепловой мощности обратнопропорциональна длине цилиндрических ТТ и нелинейным образом проявляется в ГТПС с миниатюрным нагревателем (относительно поверхности ГТПС), СТТ на базе медно-водяных цилиндрических ТТ с составным артериальным фитилем описанная математической моделью (2.1) - (2.21) является техническим решением в 4 - 8 раз (в зависимости от температуры термостабилизированной поверхности) превосходящим по эффективности титановую ГТПС.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные результаты работы позволяют оптимально решать многие инженерные задачи, связанные с передачей тепла с минимальными потерями, охлаждением и термостатированием или термостабилизацией различных объектов, использующихся как на Земле, так и в космическом пространстве. Важно также развитие методов теоретического и экспериментального исследования гидродинамики двухфазного газожидкостного течения в ТТ, получение закономерностей режимов течения и определение границ режимов течения, определение потерь на трение для каналов с различной ориентацией относительно вектора силы тяжести. На основе полученных данных можно сформулировать основные выводы:

1. Математически сформулирована и численно решена задача оптимизации массогабаритных характеристик СТТ во всем диапазоне рабочих температур на базе математических моделей цилиндрических ТТ и ГТПС, отличающаяся от существующих тем, что критериями оптимизации являются уменьшение массы СТТ и температурного запаса ЭРИ относительно максимально допустимой рабочей температуры, позволяющими преобразовать одиночную ТТ в СТТ с увеличением отводимой мощности.

2. Предложены алгоритм и программа расчета СТТ на основе модели натурального образца по его тактико-техническим характеристикам, отличающиеся тем, что они позволяют на ранних этапах проектирования бортовой РЭА рассчитывать обще интегральные параметры системы, проводить моделирование реакций системы на определяющие конструкторские и режимные параметры с целью улучшения массогабаритных характеристик и сокращения сроков проектирования бортовой РЭА КА.

3. Установлены значения отводимой тепловой мощности к массе одиночной ТТ, двухуровневой СТТ с разными теплоносителями в условиях гравитационного поля:

- 667 Вт/кг для СТТ на базе медно-водяных цилиндрических ТТ при вертикальной ориентации на расстоянии 0,11 м от термостабилизированной поверхности с температурой минус 5 °С, 1167 Вт/кг при температуре термостабилизированной поверхности 40 °С;

- 690 Вт/кг для СТТ на базе титановых ГТПС при вертикальной ориентации на расстоянии 0,065 м от термостабилизированной поверхности с температурой 25 °С.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ГТПС – гипертеплопроводящая секция

КА – космический аппарат

НЭО – наземная экспериментальная отработка

МКЭ – метод конечных элементов

ПП – печатная плата

РЭА – радиоэлектронная аппаратура

САПР – система автоматизированного проектирования

САС – срок активного существования

СИА – система инженерного анализа

СТР – система терморегулирования

СТТ – система тепловых труб

ТТ – тепловая труба

ЭРИ – электрорадиоизделия

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крат С.А. Тепловакуумная отработка космических аппаратов: развитие новых тенденций / С.А. Крат, В.В. Христин // Вестник СибГАУ. – 2010. – №4. – С. 126–129
2. Вшивков А. Ю. Теплофизическая модель 07ТВИ. Методология проектирования аппарата для наземной экспериментальной отработки / А. Ю. Вшивков, И. В. Легостай, С. А. Ганенко, Е. Н. Головенкин // Актуальные проблемы авиации и космонавтики: тезисы VII Всероссийской научно-практической конференции творческой молодежи, посвященной 50-летию 147 первого полёта человека в космос (в 2 т.). Красноярск, 11–15 апреля 2011 г. – Красноярск, 2011. – С. 53–54
3. Система терморегулирования космического аппарата: пат. 2151722 Рос. Федерация: МПК В64G 1/50 (2000.01) В.П. Акчурин, В.А. Бартенов, О. В. Загар, А. Г. Козлов, В. В. Попов, Ю. Д. Сергеев, Е. С. Талабуев, А. В. Томчук, Р. П. Туркенич, В. И. Халиманович, В. Н. Шилов; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Информационные спутниковые системы» имени академика М.Ф. Решетнева». – № 99102571/28; заявл. 08.02.1999; опубл. 27.06.2000, Бул. №18.
4. Зуев А. А. Система терморегулирования космических аппаратов негерметичного исполнения / А. А. Зуев, А. А. Кишкин, Ф. В. Танасиенко // Решетневские чтения: материалы XIV Международной научной конференции, посвященной памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М. Ф. Решетнева (в 2 ч.). Красноярск, 10–12 ноября 2010 г. – Красноярск, 2010. – Ч. 1. – С. 111–112.
5. Алексеев В.А. Тепловые трубы для охлаждения и термостатирования радиоэлектронной аппаратуры / В.А. Алексеев, В.А. Арефьев. – М.: Энергия, 1979. –128 с

6. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения.
7. Чернышев А.А. Основы надежности полупроводниковых приборов и интегральных микросхем. – М.: Радио и связь, 1988. – 256 с.
8. Антонов В.А. Технология производства электровакуумных и полупроводниковых приборов: Учебное пособие. – М.: Высш. школа, 1979. – 368 с.
9. Гродзенский С.Я. Прогнозирование срока службы электронных приборов. – М.: ЦНИИ «Электроника», 1971. – 107 с. – (Обзоры по электронной технике. Сер. 1; № 10).
10. Дульнев Г.Н., Тарановский Н.Н. Тепловые режимы электронной аппаратуры. – Л.: Энергия, 1971. – 247 с.
11. Кушманов И.В., Васильев Н.Н., Леонтьев А.Г. Электронные приборы. – М.: Связь, 1973. – 360 с.
12. Исакеев А.И., Киселев И.Г., Филатов В.В. Эффективные способы охлаждения силовых полупроводниковых приборов. – Л.: Энергоиздат, 1982.
13. Козырь И.Я. Качество и надежность интегральных микросхем. – М.: Высшая школа, 1987. – 143 с.
14. S.W. Chi, Heat pipe theory and practice: A sourcebook. Series in thermal and fluids engineering. Hemisphere Pub. Corp., Washington, 1976.
15. D.A. Reay, P.A. Kew, Heat Pipes Theory, Design and Applications, 6th Edition, Elsevier, 2013.
16. Семена М.Г., Гершун А.Н., Зарипов В.К. Тепловые трубы с металловолоконистыми капиллярными структурами. – Киев: Вища школа, 1984. – 215 с.
17. Технологические основы тепловых труб / М.Н. Ивановский, В.П. Сорокин, Б.А. Чулков, И.В. Ягодкин. – М.: Атомиздат, 1980. – 160 с.
18. Ивановский М.Н., Сорокин В.Н., Ягодкин И.В. Физические основы тепловых труб. – М.: Атомиздат, 1978. – 256 с.

19. Дульнев Г.Н., Беляков А.Н. Тепловые трубы в электронных системах стабилизации температуры. – М.: Радио и связь, 1985. – 96 с.
20. Z. Wenjie, L. Yong, C. Zhaoshu, Y. Yuying, Ultra-thin flattened heat pipe with spiral woven mesh wick for smartphone cooling, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Volume 146, 2020, 118792, ISSN 0017-9310, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118792>
21. 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.
22. M. Groll, M. Schneider, V. Sartre, M.C. Zaghoudi, M. Lallemand, Thermal Control of Electronic Equipment by Heat Pipes, *Rev. Gen. Therm.* 37 (1998) 323–352. [https://doi.org/10.1016/S0035-3159\(98\)80089-5](https://doi.org/10.1016/S0035-3159(98)80089-5).
23. M. Mochizuki, T. Nguyen, K. Mashiko, Y. Saito, T. Nguyen, V. Wuttijumnong, A review of heat pipe application including new opportunities. *Frontiers in Heat Pipes (FHP) 2 - 013001* (2011). <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.v2.1.3001>.
24. A. Faghri, Heat Pipes: Review, Opportunities and Challenges, *Frontiers in Heat Pipes (FHP) 5 - 1* (2014). <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.5.1>.
25. L.L. Vasiliev, Micro and miniature heat pipes: Electronic component coolers, *Appl. Therm. Eng.* 28 (4) (2008) 266–273. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.023>.
26. X. Chen, H. Ye, X. Fan, T. Ren, G. Zhang, A review of small heat pipes for electronics, *Appl. Therm. Eng.* 96 (2016) 1–17. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.048>.
27. Улитенко А.И., Гуров В.С., Пушкин В.А. Принципы построения индивидуальных систем охлаждения электронных приборов и устройств. – М.: Горячая линия–Телеком, 2012. – 286 с.: ил. ISBN 978-5-9912-0232-9.
28. Ku J., “Operating Characteristics of Loop Heat Pipes,” 29th Int. Conf. on Environmental System, July 12-15, 1999, Denver, Colorado.

29. Maidanik. Y.F., "Loop Heat Pipes," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, 2005, pp. 635-657.
30. Kaya T., Goldak J., "Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, 2006, pp. 3211-3220.
31. Chernysheva M.A., Maydanik Yu.F., "Simulation of thermal processes in a flat evaporator of a copper–water loop heat pipe under uniform and concentrated heating," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, 2002, pp. 7385-7397.
32. Fang-Chou Lin, Bing-Han Liu, Chi-Ting Huang, Yau-Ming Chen, "Evaporative heat transfer model of a loop heat pipe with bidisperse wick structure," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, 2011, pp. 4621-4629.
33. Lizhan Bai, Guiping Lin, Hongxing Zhang, Dongsheng Wen, "Mathematical modeling of steady-state operation of a loop heat pipe," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, 2009, pp. 2643-2654.
34. Benjamin Siedel, Valérie Sartre, Frédéric Lefèvre, "Numerical investigation of the thermohydraulic behavior of a complete loop heat pipe," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 61, 2013, pp. 541-553.
35. Stéphane Launay, Vincent Platel, Sébastien Dutour, and Jean-Louis Joly, "Transient Modeling of Loop Heat Pipe for the Oscillating Behavior Study," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 21, No. 3 (2007), pp. 487-495.
36. Vlassov V.V., Riehl R.R., "Mathematical model of a loop heat pipe with cylindrical evaporator and integrated reservoir," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, 2008, pp. 942-945.
37. Ku, J., "High Frequency Low Amplitude Temperature Oscillation Loop Heat Pipe Operation," *Paper 2003-01-2387*, July 2003.
38. Ku, J., and Rodriguez, J., "Low Frequency High Amplitude Temperature Oscillations in Loop Heat Pipe Operation," *Paper 2003-01-2386*, July 2003.

39. Chen, Y., Groll, M., Mertz, R., Maydanik, Y. F., and Vershinin, S. V., “Steady-State and Transient Performance of a Miniature Loop Heat Pipe,” *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 45, Nov. 2006, pp. 1084–1090.
40. Dmitriev G., Zagar O., Shilkin O., Golovanov Yu., Krivov E., Kul’kov A., “Development and tests of two phase thermal control system with deployable radiator,” *Int. Conf. “Heat pipes for space application”*, Moscow, Russia, 15-18 Sept., 2009.
41. Charoensawan P., Terdtoon P. Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes. *Applied Thermal Engineering*. 2008. vol. 28, iss. 5-6. pp. 460-466.
42. Charoensawan P., Khandekar S., Groll M., Terdtoon P. Closed loop pulsating heat pipes. Part A: parametric experimental investigations. *Applied Thermal Engineering*. 2003. vol. 23. pp. 2009– 2020.
43. Rittidech S., Terdtoon P., Murakami M., Kamonpet P., Jompakdee W. Correlation to predict heat transfer characteristics of a closed-end oscillating heat pipe at normal operating condition. *Applied Thermal Engineering*. 2003. vol. 23. pp. 497–510. 4
44. Khandekar S., Groll M. Pulsating heat pipes: study on a two-phase loop. THERMO: 13th International Conference on Thermal Engineering and Thermogrammetry, Budapest, Hungary, 2003.
45. Конев С.В., Олехнович В.А. Экспериментальное исследование пульсирующей капиллярной тепловой трубы. VI Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators”, Minsk, Belarus, 2004.
46. Кравец В.Ю., Алексеик Е.С. Влияние количества витков на теплопередающие характеристики пульсационных тепловых труб. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2010. №6/7. с. 59-63.
47. J.A. Weibel, S.V. Garimella, Recent advances in vapor chamber transport characterization for high heat flux applications, *Advances in Heat Transfer* 45 (2013) 209–301. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-407819-2.00004-9>.

48. M. Mochizuki, T. Nguyen, Review of various thin heat spreader vapor chamber designs, performance, lifetime reliability and application, *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)* 13 - 12 (2019). <http://dx.doi.org/10.5098/hmt.13.12>.
49. N. Popova, C. Schaeffer, Y. Avenas, G. Kapelski, Fabrication and experimental investigation of innovative sintered very thin copper heat pipes for electronics applications, 37th IEEE Power Electronics Specialists Conference, Jeju, Korea (South) (2006) 1–5. <https://doi.org/10.1109/pesc.2006.1712210>.
50. L. Kamenova, Y. Avenas, C. Schaeffer, S. Tzanova, G. Kapelski, J. Schulz-Harder, DBC Technology for Extremely Thin Flat Heat Pipes, *IEEE Transactions on Industry Applications* 45, 5 (2009) 1763-1769. <https://doi.org/10.1109/TIA.2009.2027380>.
51. W.W. Wits, Integrated cooling concepts for printed circuit boards, Enschede: University of Twente, (2008) 139 p. <https://doi.org/10.3990/1.9789036527316>.
52. R. Hopkins, A. Faghri, D. Khrustalev, Flat miniature heat pipes with micro capillary grooves, *J. Heat And Mass Transf.* 121 (1999) 102–109. <https://doi.org/10.1115/1.2825922>.
53. R. Rullière, F. Lefèvre, M. Lallemand, Prediction of the maximum heat transfer capability of two-phase heat spreaders - experimental validation, *Int. J. Heat Mass Transf.* 50 (2007) 1255–1262. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.09.015>.
54. M.C. Zaghdoudi, S. Maalej, J. Mansouri, M.B.H. Sassi, Flat Miniature Heat Pipes for Electronics Cooling: State of the Art, Experimental and Theoretical Analysis, *Int. J. Eng. and Appl. Sci.* 7:3 (2011). <https://doi.org/10.5281/zenodo.1075140>.
55. Y. Wang, G.P. Peterson, Investigation of a Novel Flat Heat Pipe, *J. Heat Transf.* 127 (2005) 165-170. <https://doi.org/10.1115/1.1842789>.
56. F. Lefevre, J-B. Conrardy, M. Raynaud , J. Bonjour, Experimental investigations of flat plate heat pipes with screen meshes or grooves covered with screen meshes as capillary structure, *Appl. Therm. Eng.* 37 (2012) 95–102. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.11.022>.

57. L. Lv, J. Li, Managing high heat flux up to 500 W/cm² through an ultra-thin flat heat pipe with superhydrophilic wick, *Appl. Therm. Eng.* 122 (2017), 593–600. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.050>.
58. R. Boukhanouf, A. Haddad, M.T. North, C. Buffone, Experimental investigation of a flat plate heat pipe performance using IR thermal imaging camera, *Appl. Therm. Eng.* 26 (2006) 2148–2156. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.04.002>.
59. M. Zhu, J. Huang, M. Song, Y. Hu, Thermal performance of a thin flat heat pipe with grooved porous structure, *Appl. Therm. Eng.* 173 (2020) 115215. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115215>.
60. J. Li, L. Lv, Experimental studies on a novel thin flat heat pipe heat spreader, *Appl. Therm. Eng.* 93 (2016) 139–146. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.038>.
61. J.A. Weibel, S.V. Garimella, M.T. North, Characterization of evaporation and boiling from sintered powder wicks fed by capillary action, *Int. J. Heat and Mass Transf.* 53 (2010) 4204–4215. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.05.043>.
62. Y. Lia, W. Zhoua, Z. Li, Z. Chen, Y. Gan, Experimental analysis of thin vapor chamber with composite wick structure under different cooling conditions, *Appl. Therm. Eng.* 156 (2019) 471–484. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.094>.
63. J. Velardo, A. Date, R. Singh, J. Nihila, A. Date, T. Long Phan, M. Takahashi. Experimental investigation of a vapour chamber heat spreader with hybrid wick structure. *Int. J. Therm. Sci.* 140 (2019) 28–35. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.009>.
64. K. Mizuta, R. Fukunaga, K. Fukuda, S. Nii, T. Asano, Development and characterization of a flat laminate vapor chamber, *Appl. Therm. Eng.* 104 (2016) 461–471. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.080>.

65. H. Tang, Y. Tang, Z. Wan, J. Li, W. Yuan, L. Lu, Y. Li, K. Tang, and Review of applications and developments of ultra-thin micro heat pipes for electronic cooling, *App. Eng.* 223(2018) 383–400.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.04.072>.
66. Z. Chen, Y. Li, W. Zhou, L. Deng, Y. Yan, Design, fabrication and thermal performance of a novel ultra-thin vapour chamber for cooling electronic devices. *Energy Conver Manage* 187 (2019) 221–231.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.038>.
67. G. Huang, W. Liu, Y. Luo, Y. Li, A novel ultra-thin vapor chamber for heat dissipation in ultra-thin portable electronic devices, *Appl. Therm. Eng.* 167 (2020), 114726. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114726>.
68. J. Li, L. Lv, G. Zhou, X. Li, Mechanism of a microscale flat plate heat pipe with extremely high nominal thermal conductivity for cooling high-end smartphone chips, *Energy Conver Manage* 201 (2019), 112202.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112202>.
69. S-C. Wong, S-F. Huang, K-C Hsieh, Performance tests on a novel vapor chamber, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 1757–1762.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.02.020>.
70. S-C. Wong, C-W. Chen, Visualization and evaporator resistance measurement for a groove-wicked flat-plate heat pipe, *Int. J. Heat and Mass Transf.* 55 (2012) <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.01.045>.
71. D. Deng, Q. Huang, Y. Xie, X. Huang, X. Chu, Thermal performance of composite porous vapor chambers with uniform radial grooves, *Appl. Therm. Eng.* 125 (2017) 1334–1344. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.108>.
72. Y. Tang, L. Lin, S. Zhang, J. Zeng, K. Tang, G. Chen, W. Yuan, Thermal management of high-power LEDs based on integrated heat sink with vapor chamber, *Energy Convers Manage* 151 (2017) 1–10.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.08.087>.

73. G. Chen, Y. Tang, Z. Wan, G. Zhong, H. Tang, J. Zeng, Heat transfer characteristic of an ultra-thin flat plate heat pipe with surface-functional wicks for cooling electronics, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 100(2019) 12–19. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.10.011>.
74. J. Zeng, S. Zhang, G. Chen, L. Lin, Y. Sun, L. Chuai, W. Yuan, Experimental investigation on thermal performance of aluminum vapor chamber using micro-grooved wick with reentrant cavity array, *Appl. Therm. Eng.* 130 (2018) 185–194. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.031>.
75. C. Ding, G. Soni, P. Bozorgi, B.D. Piorek, C.D. Meinhart, N.C. MacDonald, A Flat Heat Pipe Architecture Based on Nanostructured Titania, *J. Microelectromech. S.* 19, 4 (2010). <https://doi.org/10.1109/JMEMS.2010.2051019>.
76. M. Sigurdson, Y.W. Liu, P. Bozorgi, D. Bothman, N. MacDonald, C. Meinhart, A large scale Titanium Thermal Ground Plane, *Int. J. Heat and Mass Transf.* 62 (2013) 178–183. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.01.064>.
77. A. Bar-Cohen, K. Matin, N. Jankowski, D. Sharar, Two-Phase Thermal Ground Planes: Technology Development and Parametric Results, *J. Electron. Packaging* 137(2015), 010801-1. <https://doi.org/10.1115/1.4028890>.
78. S. Semenov, Thin Titanium Vapor Chamber: Second Generation, Heat Pipes for Space Applications Int. Conf., Russia, Moscow, 2014.
79. Y. Nakamura Y, K. Nishijo, N. Murakami, K. Kawashima, Y. Horikawa, K. Yamamoto, T. Ohtani, Y. Takhashi, K. Inoue, Small Demonstration Satellite-4 (SDS-4): Development, Flight Results, and Lessons Learned in JAXA's Microsatellite Project, 27th Annual AIAA/USU Conference on Small Satellites, Utah State University Logan, Utah, United States, 2013. <https://digitalcommons.usu.edu/cgi/viewcontent.cgi?referer=&httpsredir=1&article=2978&context=smallsat>.

80. R.J. McGlen, R. Jachuck, S. Lin, Integrated thermal management techniques for high power electronic devices, *Appl. Therm. Eng.* 24 (2004) 1143–1156. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.12.029>.
81. Деревянко В.А., Нестеров Д.А., Косенко В.Е и др., Плоские тепловые трубы для отвода тепла от электронной аппаратуры в космических аппаратах // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. – 2013. – № 6.– С. 111-116
82. Деревянко В. А., Нестеров Д. А., Косенко В. Е., Звонарь В. Д., Чеботарев В. Е., Фаткулин Р. Ф., Сунцов С. Б. Плоские тепловые трубы для отвода тепла от электронной аппаратуры в космических аппаратах // Вестник СибГАУ, **2013**. — Вып. 6(52). — С. 111–116
83. Пат. 2403692 Российская Федерация, МПК H05K 1/00, H05K 7/20. Модуль радиоэлектронной аппаратуры с гипертеплопроводящим основанием / Сунцов С.Б., Косенко В.Е., Деревянко В.А.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Информационные спутниковые системы» имени академика М.Ф. Решетнёва». – №2009116488/07; заявл. 29.04.2009; опубл. 10.11.2010, Бюл. №31.
84. Сунцов С.Б., Нестеров Д.А., Соколов Н.Ю. Эффективность использования гипертеплопроводящих секций на космических аппаратах информационного обеспечения // *Наукоемкие технологии*. 2017. Т. 18. № 12. С. 54-58.
85. Нестеров Д.А., Деревянко В.В., Сунцов С.Б. Программный комплекс теплового моделирования бортовой радиоэлектронной аппаратуры с плоскими тепловыми трубами // *Материалы XX Юбилейной международной научно-практической конференции Решетневские чтения, Красноярск, 09-12 ноября 2016*, стр.236-238. ISSN 1990-7702.
86. Алямовский, А.А. *SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов* / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2004. с.432

87. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: Учеб. пособ. / В.А. Бруяка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова, Н.А. Глазунова, И.Е. Адеянов. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – с. 271
88. Дульнев, Г.Н. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена / Г.Н. Дульнев, В.Г. Парфенов, А.В. Сигалов. – М.: Высшая школа, 1990. – 207 с.
89. Зарубин, В.С. Расчет теплонапряженных конструкций / В.С. Зарубин, И.В. Станкевич. – М.: Машиностроение, 2005. – 352 с.
90. Самарский, А.А. Вычислительная теплопередача / А.А. Самарский, П.Н. Вабищевич. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 784 с.
91. Самарский, А.А. Численные методы математической физики / А.А. Самарский. – М.: Научный мир, 2000. – 316 с.
92. Трушин, С.И. Метод конечных элементов: Теория и задачи / С.И. Трушин – М. : Изд-во АСВ, 2008. – 256 с.
93. Кулагин В.А., **Соколов Н.Ю.** Улучшение теплофизических характеристик тепловых труб. *Журн. Сиб. федер. ун-та. Техника и технологии*, 2017, 10(3), 372–376. DOI: 10.17516/1999-494X-2017-10-3-372-376. Ядро РИНЦ, Web of Science: RSCI, IF 0,537;
94. Кулагин В.А., Соколов Н.Ю. Численное исследование характеристик тепловых труб в составе радиоэлектронного оборудования космических аппаратов. *Журн. Сиб. федер. ун-та. Техника и технологии*, 2015, 8(6), 769–773; DOI: 10.17516/1999-494X-2015-8-6-769-773. Ядро РИНЦ, Web of Science: RSCI, IF 0,657;
95. Самарский А.А. Теория разностных схем. –М.: Наука, 1989. – 616 с.
96. Самарский А. А., Николаев Е. С., Методы решения сеточных уравнений. – М.: Наука, 1978. –592 с.
97. **Соколов Н.Ю.**, Кулагин В.А. Нестеров Д.А. Система тепловых труб в составе радиоэлектронного оборудования космического аппарата. *Журн. Сиб. федер. ун-та. Техника и технологии*, 2021, 14(4). 363–377. DOI: 10.17516/1999-494X-0317. Ядро РИНЦ, Web of Science: RSCI, IF 0,508;

98. **Соколов Н.Ю.**, Кулагин В.А., Нестеров Д.А. Математическое моделирование и оптимизация систем тепловых труб, *Журн. Сиб. федер. ун-та. Техника и технологии*, 2021, 14(7). 860–879. DOI: 10.17516/1999-494X-0352; Ядро РИНЦ, Web of Science: RSCI, IF 0,508;
99. Кулагин В.А., **Соколов Н.Ю.** Разработка оборудования для тестирования тепловых труб. *Журн. Сиб. федер. ун-та. Техника и технологии*, 2015, 8(6), 774–786; DOI: 10.17516/1999-494X-2015-8-6-774-785. Ядро РИНЦ, Web of Science: RSCI, IF 0,657;
100. Кулагин В.А., **Соколов Н.Ю.** Численное исследование характеристик тепловых труб в составе радиоэлектронного оборудования космических аппаратов. *Журн. Сиб. федер. ун-та. Техника и технологии*, 2015, 8(6), 769–773; DOI: 10.17516/1999-494X-2015-8-6-769-773. Ядро РИНЦ, Web of Science: RSCI, IF 0,657;
101. Дульнев Г.Н., Семяшкин Э.М. Теплообмен в радиоэлектронных аппаратах. – Л.: Энергия, 1968. -с.360
102. Кулагин В.А., Соколов Н.Ю. Физико-математическое моделирование предельных характеристик системы тепловых труб в составе радиоэлектронного оборудования космических аппаратов / В сборнике: Безопасность и мониторинг техногенных и природных систем. материалы и доклады. 2018. С. 205-210.
103. *Дервянко В.А., Нестеров Д.А.* Применение гипертеплопроводящих структур при разработке негерметичных космических аппаратов повышенной мощности и ресурса // Системный анализ, управление и навигация: Сборник тезисов докладов. Крым, Евпатория, 1-8 июля 2012 г. -М.: Изд-во МАИ, 2012. - 180 с. (ISBN: 978-5-4316-0067-8), стр. 20-22.
104. *Дервянко В.А., Нестеров Д.А., Косенко В.Е и др.*, Плоские тепловые трубы для отвода тепла от электронной аппаратуры в космических аппаратах // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. – 2013. – № 6.– С. 111-116.

105. *Нестеров Д.А., Дервянко В.В., Сунцов С.Б.* Программный комплекс теплового моделирования бортовой радиоэлектронной аппаратуры с плоскими тепловыми трубами // Материалы XX Юбилейной международной научно-практической конференции Решетневские чтения, Красноярск, 09-12 ноября 2016, стр.236-238. ISSN 1990-7702.
106. *Сунцов С.Б., Нестеров Д.А., Соколов Н.Ю.* Эффективность использования гипертеплопроводящих секций на космических аппаратах информационного обеспечения // Научные технологии, издательство «Радиотехника» (Москва), Том 18, номер 12, 2017, стр.54-58. ISSN 1999-8465.
107. *Suntsov S., Nesterov D., Derevyanko V.* Cooling of electronic components on LTCC module with embedded flat heat pipe // Proceeding of the joint 19th International Heat Pipe Conference and 13th International Heat Pipe Symposium. Pisa, Italy. June 10-14, 2018.
108. *Соколов Н.Ю.* Определение теплофизических характеристик гипертеплопроводящих секций (ГТПС). Разработка, производство, испытания и эксплуатация космических аппаратов и систем: материалы и доклады IV НТК МС, АО «ИСС». Железногорск, 2017.

Акт использования результатов диссертационной работы



Акционерное общество
«ИНФОРМАЦИОННЫЕ СПУТНИКОВЫЕ СИСТЕМЫ»
имени академика М.Ф. Решетнёва»



ул. Ленина, д. 52, г. Железногорск, ЗАТО Железногорск, Красноярский край, Российская Федерация, 662972
Тел. (3919) 76-40-02, 72-24-39, Факс (3919) 72-26-35, 75-61-46, e-mail: office@iss-reshetnev.ru, http: //www.iss-reshetnev.ru
ОГРН 1082452000290, ИНН 2452034898

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель генерального конструктора
по электрическому проектированию и
системам управления КА акционерного
общества «Информационные
спутниковые систем» имени академика
М.Ф. Решетнёва» (АО «ИСС»),
председатель секции №2 НТС, к.т.н.,



С.Г. Кочура

«10» 03 2022

АКТ

о внедрении (использовании) результатов диссертационной работы
Соколова Никиты Юрьевича
«Улучшение предельных характеристик системы тепловых труб в составе
радиоэлектронного оборудования»,
представленного на соискание ученой степени кандидата технических наук

Комиссия в составе:

начальника отделения проектирования и испытаний РЭА АО «ИСС»
к.т.н. В.Н. Школьного,
начальника отдела конструирования бортовой РЭА АО «ИСС», к.т.н. С.Б. Сунцова,
начальника сектора АО «ИСС» О.А. Климкина

составила настоящий акт, подтверждающий факт использования в АО «ИСС»
следующих результатов диссертационной работы Соколова Н.Ю.:

1. Разработка математической модели комплексной оптимизации массогабаритных характеристик системы тепловых труб (СТТ) во всем диапазоне рабочих температур на базе математических моделей плоских и цилиндрических ТТ.
2. Разработка алгоритма и программы расчета СТТ, позволяющих на ранних этапах проектирования бортовой аппаратуры рассчитывать общеинтегральные параметры системы, проводить моделирование реакции системы на определяющие конструкторские и режимные параметры с целью оптимизации массогабаритных характеристик и сокращения сроков проектирования БА.

В АО «ИСС» использованы результаты разработки математической модели комплексной оптимизации массогабаритных характеристик СТТ, использующей новое соотношение для оценки эффективной длины ТТ, позволяющей преобразовать одиночную ТТ в СТТ с увеличением отводимой мощности. Разработанная методика использована при проектировании новых несущих конструкций блоков бортовой аппаратуры. Методы и подходы являются новыми в прикладной сфере и могут быть применены в других областях техники и технологии.


Начальник отделения проектирования и испытаний РЭА АО «ИСС», к.т.н.

 В.Н. Школьный

Начальник отдела конструирования бортовой РЭА АО «ИСС», к.т.н.

 С.Б. Сунцов

Начальник сектора АО «ИСС»

 О.А. Клишкин