На правах рукописи

Салум Амер

ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТЫ ВОДЯНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА В УСЛОВИЯХ ОБРАЗОВАНИЯ ЛЬДА НА ПОВЕРХНОСТИ ТРУБКИ ИСПАРИТЕЛЯ

05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Томск – 2019

Работа выполнена в НОЦ И. Н. Бутакова Инженерной школы энергетики федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет», г. Томск.

Научный руководитель:
Кузнецов Гений Владимирович, доктор физико-математических наук, профессор.

Официальные оппоненты:
Крайнов Алексей Юрьевич, доктор физико-математических наук, профессор, и.о. декана физико-технического факультета Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования Национального исследовательского Томского государственного университета, г. Томск

Матвиенко Олег Викторович, доктор физико-математических наук, старший научный сотрудник, профессор кафедры теоретической механики Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования Томского государственного архитектурно-строительного университета, г. Томск

Защита состоится «26» июня 2019 г. в 10.00 часов на заседании диссертационного совета ДС.ТПУ.18 при федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» по адресу: 634050, г. Томск, ул. Усова, д. 7, уч. корпус 8, ауд. 217.

С диссертацией можно ознакомиться в Научно-технической библиотеке федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» и на сайте: dis.tpu.ru

Автореферат разослан « » 2019 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук — Табакаев Роман Борисович

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Большая часть территории России расположена в климатических условиях с продолжительностью отопительного сезона не менее 8 месяцев в году. Как правило, это регионы с относительно невысокой плотностью населения, что вызывает проблемы при разработке и реализации централизованных систем генерации, транспорта и распределения тепловой энергии. В таких условиях расходуется больше топлива для обеспечения нормативных показателей вследствие значительных потерь теплоты при ее транспортировке потребителям. Одним из возможных решениий этой проблемы является реализация эффективных локальных систем отопления в удаленных объектах теплопотребления на базе теплонасосных установок (*ТНУ*).

Применение тепловых насосов в суровых климатических условиях России накладывает ряд ограничений по выбору источника низкопотенциальной теплоты. Наиболее простая и, соответственно, экономически более выгодная в реализации конструкция тепловых насосов с использованием теплоты окружающего воздуха не эффективна ввиду критически низких температур в отопительный сезон. Тепловые насосы, работающие от низкопотенциальной теплоты грунта, требуют высоких капитальных затрат на организацию контура отбора тепла, проведение масштабных земляных работ. Вследствие этого срок их окупаемости становится несоизмеримым по сравнению с полученной экономией энергоресурсов. Наиболее рациональным и экономически оправданным для условий российского климата является тип тепловых насосов, использующих тепловую энергию открытых водных источников, широко распространенных на территории страны. Температура воды в водоемах даже в зимний период, как правило, не опускается ниже 275 К.

Известны две конструкции отбора теплоты водоема: тепловые насосы с открытым и замкнутым контуром [Альтернативная энергетика и экология. 2015. № 10–11. С. 84–90.]. Для эффективного теплоотбора разность температур воды и хладагента, циркулирующего в контуре теплового насоса, должна быть не менее 5 К [Renewable Energy. 2015. V. 80. P. 324-330]. Ранее установлено, что при открытой схеме теплового насоса трубки испарителя с температурой ниже 273 К находятся в воде, что приводит к формированию льда на теплообменных поверхностях. Но закономерности работы теплового насоса в таких условиях не изучены. Не установлены основные закономерности процессов кристаллизации воды и таяния льда на поверхностях трубок испарителя в процессе эксплуатации теплового насоса при относительно низких температурах воды в источнике (280–286 К). Не исследованы процессы изменения интенсивности теплообмена при увеличении толщины льда на поверхностях трубок испарителя в условиях термогравитационной конвекции, когда из-за разности температур слоев воды в области трубки испарителя инициируется движение жидкости. Не обоснована возможность эксплуатации тепловых насосов в условиях образования льда на поверхности трубок испарителя и не проведена оценка эффективности его работы в таких условиях.

Не разработана методика определения длины трубки испарителя, необходимой для эффективной работы теплового насоса в условиях образования льда на части поверхности испарителя.

Вышесказанное определяет актуальность настоящего диссертационного исследования.

Цель научного исследования: установление основных закономерностей процессов образования и таяния льда на поверхности трубок испарителя водяного теплового насоса, функционирующего в условиях относительно низких температур воды в непроточном водном источнике теплоты, и анализ эффективности работы ТНУ при изменении интенсивности теплообмена в результате образования льда на поверхности трубки испарителя.

Данная цель предполагала решение следующих задач:

1. Экспериментальное исследование процессов образования и таяния льда на рабочих поверхностях трубок испарителя ТНУ, погруженных в воду с температурой 280 – 286 К.
2. Установление временных характеристик процессов кристаллизации воды и плавления льда в испарителе при работе теплового насоса в условиях низких температур водного источника низкопотенциальной теплоты.
3. Анализ эффективности работы теплового насоса при образовании льда на трубках испарителя.
4. Разработка математической модели теплообмена между низкопотенциальным источником теплоты и хладагентом в трубке испарителя при образовании слоя льда на поверхностях трубки в условиях термогравитационной конвекции воды вследствие изменения температуры и плотности её различных слоев.
5. Разработка методики определения минимальной длины трубки испарителя, необходимой для испарения фреона в условиях кристаллизации воды на части внешней поверхности этой трубки.
6. Моделирование процесса теплообмена в области трубки испарителя водяного теплового насоса.
7. Разработка рекомендаций по повышению эффективности работы водяного теплового насоса при периодическом образовании и таянии льда на поверхности трубки испарителя в условиях, соответствующих непроточным водоёмам многих регионов России и Сирии в период весны, зимы и осени.

Научная новизна.

1. Впервые экспериментально установлены значения температур в основных узлах водяной теплонасосной установки (поверхности трубки теплообменника-испарителя, в водной среде вблизи поверхности трубки испарителя и конденсатора), зарегистрированы толщины слоя льда на поверхности трубки испарителя, определены условия и время образования и плавления льда.
2. Установлено влияние кристаллизации воды на стенках трубки испарителя на эффективность работы теплового насоса.
3. Выполнена оценка воздействия термогравитационной конвекции, возникающей вследствие разности температур различных слоев воды в водоеме при

работе теплового насоса, на временные характеристики процессов кристаллизации воды и таяния льда на поверхности трубки испарителя, погруженного в водный источник низкопотенциальной теплоты.

4. Определены минимальные длины трубки испарителя, достаточные для работы теплового насоса при определённой толщине льда на части рабочей поверхности испарителя.

Практическое значение данного исследования.

1. Установлены условия эксплуатации водяного теплового насоса с достаточной эффективностью в условиях образования льда на поверхностях теплообмена испарителя, погруженного в водоем со стоячей водой при низкой температуре.

2. Выявлена зависимость характеристик работы водяного теплового насоса от температуры воды источника низкопотенциальной теплоты и температуры теплоносителя в системе обогрева здания.

3. Разработан алгоритм расчета минимальной длины трубки испарителя, достаточной для работы теплового насоса в условиях образования льда на части поверхности испарителя.

Уровень достоверности результатов исследований.

Достоверность полученных в ходе экспериментальных исследований результатов подтверждается оценками систематических и случайных погрешностей выполненных измерений, повторяемостью опытов при идентичных начальных значениях параметров, а также сравнением теоретическими и экспериментальными данными.

Связь работы с научными программами и грантами.

Диссертационное исследование, включая экспериментальное и теоретическое исследование характеристик работы водяного теплового насоса в условиях образования льда на поверхности трубки испарителя, проведено в рамках программы повышения конкурентоспособности Национального исследовательского Томского политехнического университета среди ведущих мировых научно-образовательных центров (проект ВИУ-ИШЭ-300/2018).

Тематика исследований соответствует приоритетному направлению развития науки, техники и технологий в Российской Федерации (указ Президента РФ № 899 от 7 июня 2011 г.) «Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика», а также находится в сфере критических технологий федерального уровня, получивших высокий рейтинг по показателям состояния и перспективам развития («Технологии энергоэффективного производства и преобразования энергии», «Технологии создания энергосберегающих систем транспортировки, распределения и использования энергии»).

Выносимые на защиту положения:

1. Экспериментально установленные временные характеристики процессов образования и таяния льда на поверхности трубки испарителя, а также изменения толщины слоя льда в зависимости от температуры воды источника

низкопотенциальной теплоты (280 К≤ ≤286 К) и температуры теплоносителя в системе обогрева помещения.

2. Результаты проведенной оценки эффективности работы водяного теплового насоса при нагревании воды в условиях образования льда на поверхности трубок испарителя, погруженного в воду с относительно низкой температурой (не более 286 К).

3. Результаты экспериментальных исследований влияния термогравитационной конвекции, возникающей в водоеме с непроточной водой вследствие перепада температур и плотностей по толщине слоя воды, на интенсивность теплообмена между хладагентом, циркулирующем в рабочем контуре теплового насоса, и низкопотенциальным источником теплоты.

4. Алгоритм определения минимальной длины трубки испарителя, достаточной для испарения фреона в условиях образования льда на части поверхности трубки испарителя.

5. Работа теплонасосных установок, ориентированных на использование теплоты низкопотенциального источника-воды непроточных водоёмов, на территории большей части РФ в зимний период года при характерных температурах воздуха менее 273 К сопровождается образованием льда на поверхности трубок испарителя.

6. Максимально достижимый уровень температур теплоносителя системы локального отопления на базе теплонасосной установки в зимний период года на большей части территории РФ при использовании энергии водоёмов с непроточной водой не превышает 315 К в циклическом режиме работы.

Личный вклад автора состоит в экспериментальных исследованиях процессов теплопереноса и образования льда на поверхности трубок испарителя теплонасосной установки, использующей в качестве источника низкопотенциальной теплоты воду с температурой, соответствующей температуре естественных водных объектов в холодный период года в Сирии и во многих частях России. Автором решены задачи конвективного теплопереноса в испарителе теплового насоса при образовании слоя льда на поверхности трубки испарителя, выполнен анализ теплопередачи от водного источника к испарителю, проведены анализ и обобщение результатов экспериментальных и теоретических исследований, сформулированы основные выводы диссертационной работы.

Апробация работы. Основные результаты научно-исследовательской работы были представлены на семинарах и конференциях: «International Youth Scientific Conference», Томский политехнический университет (г. Томск, 2017 г.), V Международный молодежный форум «Интеллектуальные энергосистемы», Томский политехнический университет (г. Томск, 2017 г.), Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy Equipment, (г. Томск, 2018), Международная научная конференция «Энерго-ресурсоэффективность в интересах устойчивого развития», (г. Томск, 2018).

Публикации. Результаты диссертационных исследований опубликованы в 7 печатных работах, в том числе четыре – в журналах, рекомендованных ВАК РФ: «Промышленная энергетика», «Известия высших учебных заведений. Проблемы

энергетики», «Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов»; две – в журнале, индексируемом базами данных «Scopus» и «Web of Science»: «Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов». Опубликованы три работы в издании «MATEC Web of Conferences».

Структура и содержание работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения и списка цитируемой литературы, включающего 140 наименований. Диссертация изложена на 158 страницах, включает 12 таблиц и 54 рисунка.

Основное содержание работы

Во введении показана актуальность темы диссертации, поставлены цель и задачи исследований, продемонстрировано практическое значение и научная новизна полученных результатов и выводов, личный вклад автора.

В первой главе рассмотрены возможности применения тепловых насосов в современной практике. Представлены способы использования возможных источников теплоты для *ТНУ*; проанализированы перспективы применения непроточной воды как низкопотенциального энергетического ресурса; сформулированы нерешенные задачи, а также выделены недостатки в работе теплонасосной установки «вода-вода» при образовании льда на поверхности трубки испарителя. В последние десятилетия получены научные данные по работе теплового насоса при использовании поверхностных вод как источника теплоты. Существенный вклад в исследования внесли ведущие специалисты: Елистратов С. Л., Накоряков В. Е., Сычев А. О., Харченко В. В., Чемеков В. В., Мартынов А. В., Соколов, Е. Я., Amoabeng K. O., Gaudard A., Schibuola L., Scarpa M., Piljae I., Nannan D., Shuhong L., Qiang Y., Liu X., Hui F., Yongbo Q., Sun Z., Spitler J. D., Xu J., Zhao Y., Quan Z., Wang G., Wang J., Lv Y., Sicd P., Rong X., Yanef J., Mitchell M. S., Zou S., Xie X., Wang D., Lu Y., Tao L., D. L. Blanco, K. Nagano, M. Morimoto, Chen X., Zhang G., Peng J., Lin X., Liu T. и др. Во многих публикациях о водяных тепловых насосах представлены результаты анализа эффективности их использования для нагрева воды с применением раствора антифриза в промежуточном теплообменнике между водой (источник теплоты) и фреоновыми трубками испарителя. Анализ источников показал, что недостаточно экспериментальных данных о характеристиках и эффективности использования водяного теплового насоса для нагрева воды в условиях низких отрицательных температур воздуха вблизи водоёма. Не изучено влияние естественного конвективного течения на процесс работы *ТНУ*, не установлены закономерности процесса теплообмена между водой и фреоном в условиях термогравитационной конвекции и фазовых переходов.

Во второй главе представлены методы экспериментальных исследований, схема установки, описание измерительных приборов (термопары, манометры, расходомеры, амперметр, вольтметр и др.). Установлены зависимости температур воды вблизи поверхности трубки испарителя (T^{u}) и конденсатора $(T^{к})$ от времени работы *ТНУ*. Показаны изменения температур поверхности стенки трубки испарителя (T_n^{u}) и конденсатора $(T_n^{к})$. Измерены толщины образовавшегося слоя льда в различных точках вдоль трубки испарителя в разные моменты времени работы

экспериментальной установки. Опыты проводились при различных начальных температурах воды в окрестности трубки испарителя (T_0^u = 280, 282, 286 К). Каждый эксперимент повторялся три раза при идентичных начальных условиях, определялись величины погрешностей. Максимальная относительная погрешность измерения температур составляла 0,19%, толщины льда – 9,3 %.

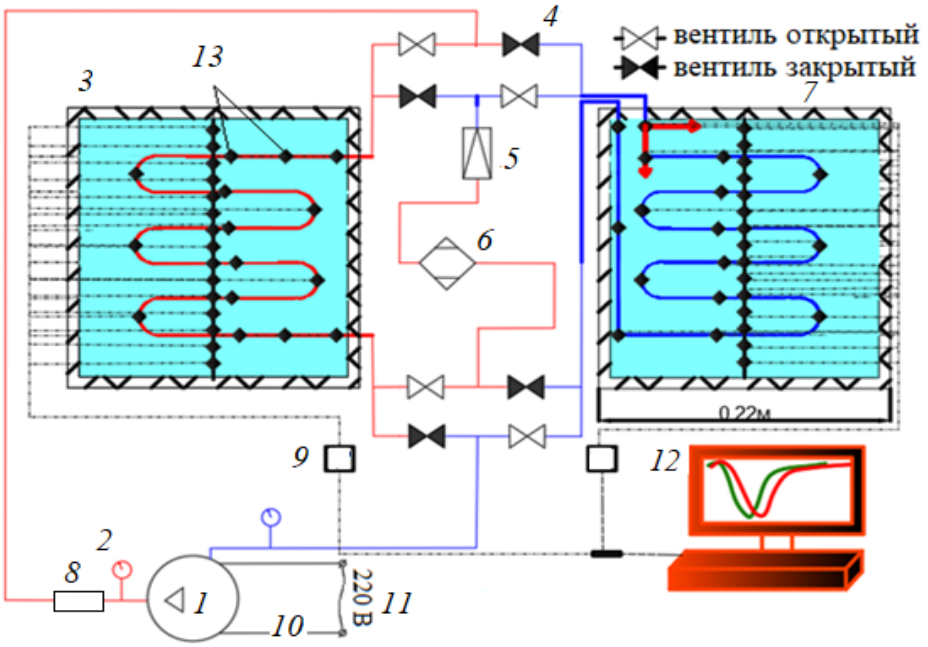
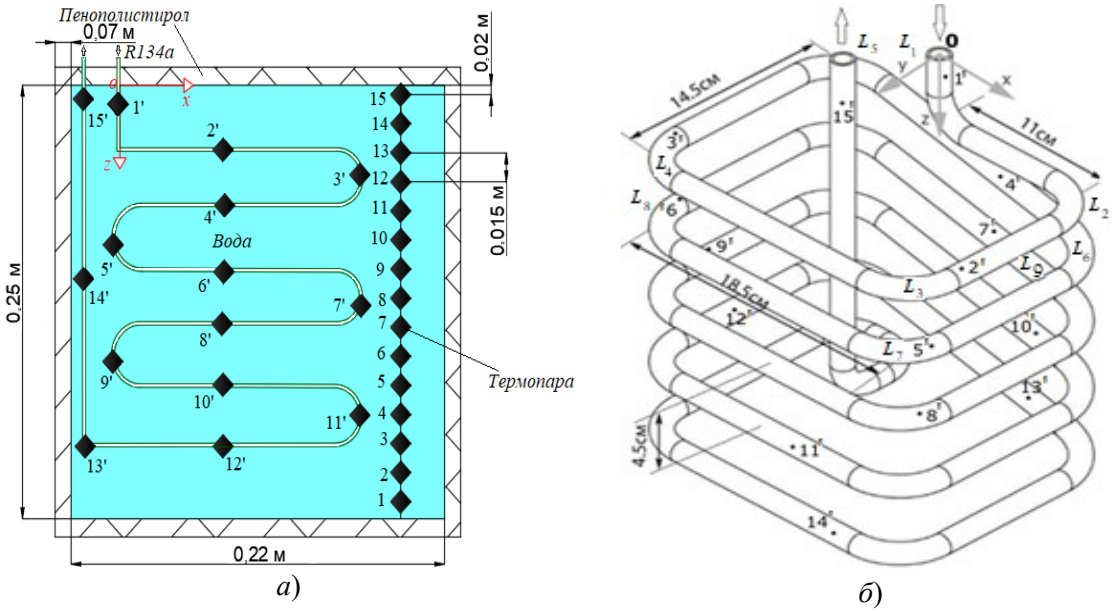


Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1 – компрессор; 2 – манометр; 3 – конденсатор; 4 – вентиль; 5 – капиллярная трубка; 6 – фильтр-осушитель; 7 – испаритель; 8 – расходомер; 9 – цифровой преобразователь; 10 – амперметр; 11 – вольтметр; 12 – компьютер; 13 – термопары.

Температура регистрировалась хромель-алюмелевыми термопарами (*ТХА*), расположенными в разных точках экспериментального стенда, размер рабочего спая которых составлял 0,1 мм. Они подключались к компьютеру через аналого-цифровой преобразователь (*УКТ38-Щ4*) и адаптер сети, температуры регистрировались в среде *LabVIEW* в программе, специально разработанной для такого типа измерений.

Регистрация температуры воды вблизи трубки испарителя и конденсатора осуществлялась 15–ю термопарами (№ 1–15), зафиксированными по вертикальной координате с шагом z = 0.015 м (рис. 2, *а*).

Значения температур поверхности трубок испарителя и конденсатора измерялись с использованием 15 термопар (№ 1'–15'), расположенных на расстоянии 0,22 м друг от друга по ходу движения хладагента (рис. 2, *б*) в соответствии с координатами, указанными в табл. 2.1. Термопара 1' фиксировала температуру поверхности трубок на входе в испаритель (или конденсатор), термопара 15' – на выходе из испарителя (или конденсатора).



а) *б*)

Рис. 2. Схема: *а*) испарителя и конденсатора (ромбами обозначены точки измерения температуры); *б*) трубки теплообменника и координаты точек измерения толщин слоя льда $L_1 - L_8$.

После запуска экспериментальной установки давление хладагента (R134a) снижалось до 0,2 МПа в трубке испарителя, при этом его температура опускалась ниже температуры кристаллизации воды (рис. 3, 4), что приводило к образованию льда на поверхности трубки испарителя (рис.5).

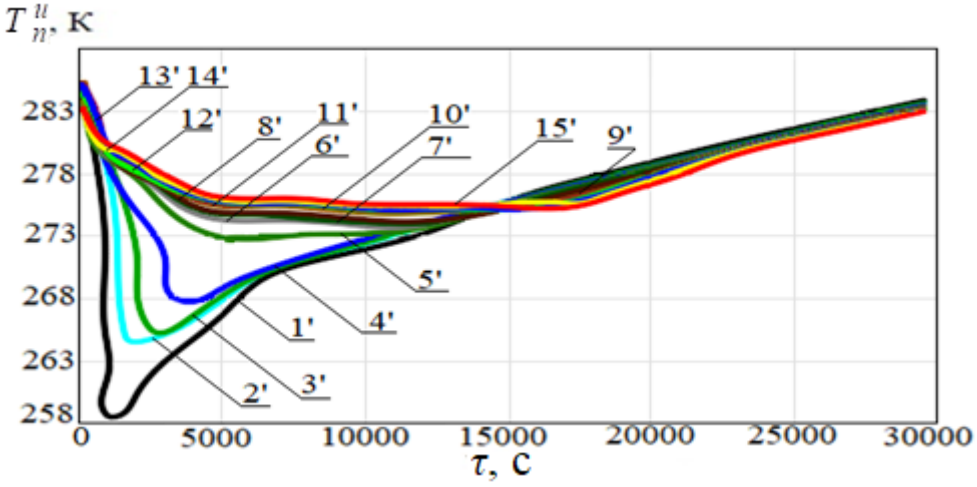


Рис. 3. Зависимости T_n^u в характерных точках от времени при: T_0^u =280 К.

Поскольку температура трубки испарителя при кипении фреона ниже температуры воды вблизи её поверхности, вода охлаждалась (рис.4). Установлено, что при снижении температуры воды до 277 К структура слоев воды меняется, более холодная вода скапливается вверху (рис.4). Этот эффект объясняется тем, что при температуре воды 277 К ее плотность становится максимальной.

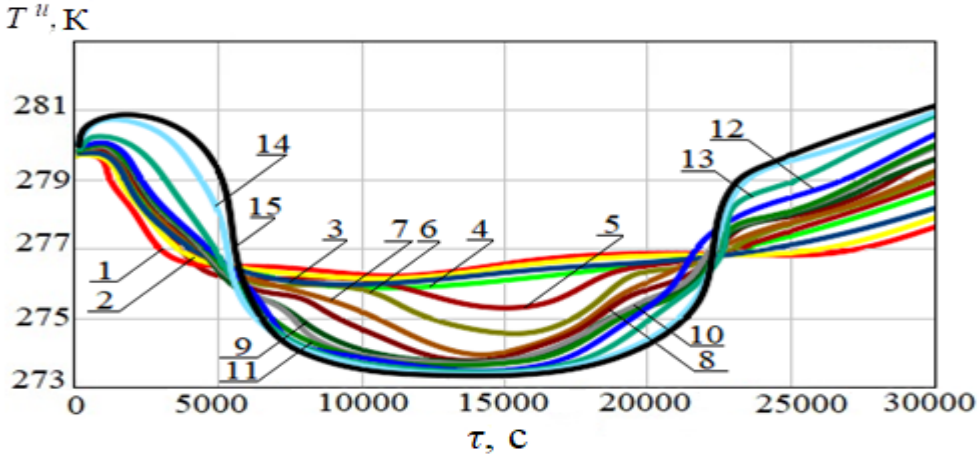
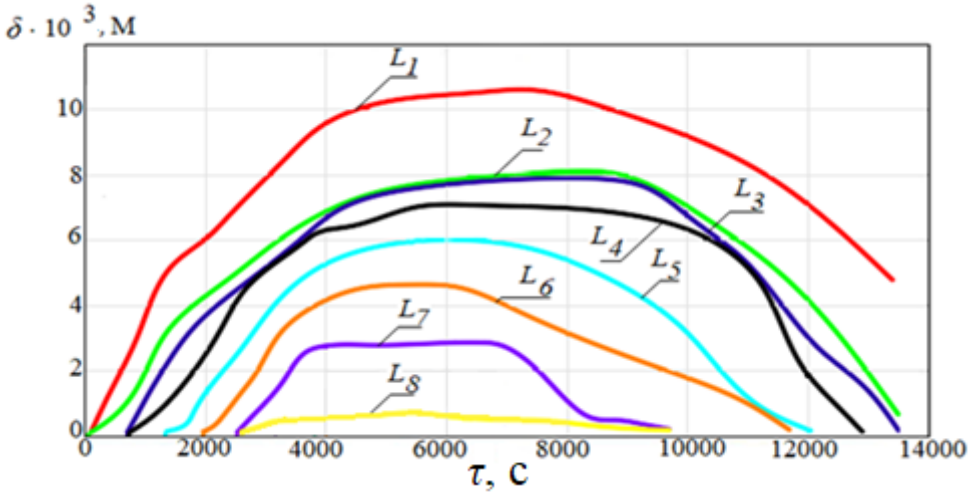


Рис. 4. Зависимости температуры воды вблизи поверхности испарителя от времени при T_0^u =280 К.

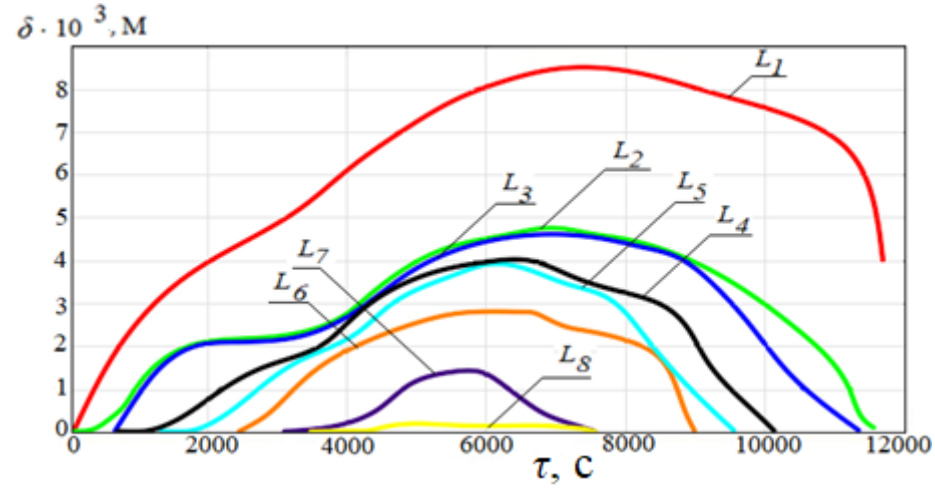
В каждом эксперименте толщина слоя образовавшегося льда измерялась через 10 минут штангенциркулем в точках L_1 – L_8, расположенных на поверхности трубки испарителя (таб. 1)

Табл. 1. Координаты точек измерения толщин слоя льда на поверхности испарителя.

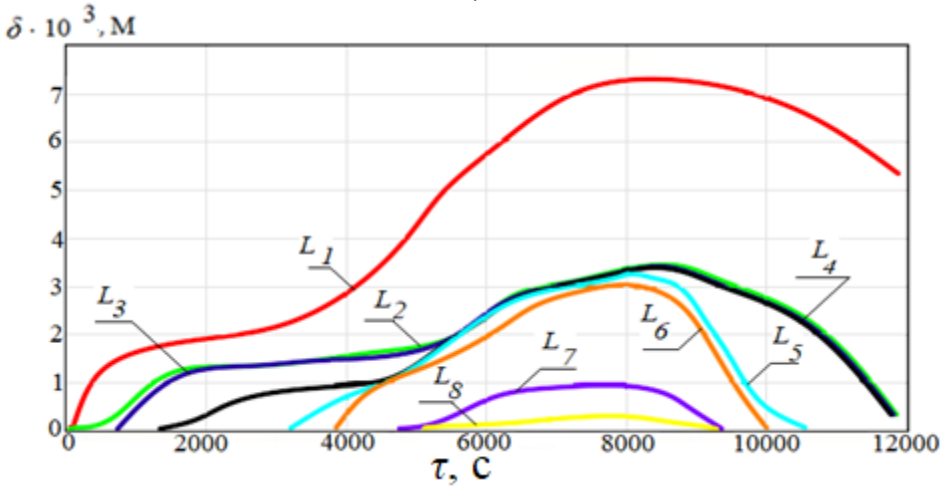
Обозначения		L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8
Длина отрезка трубки, м		0	0,115	0,26	0,445	0,59	0,775	0,92	1,105
Координаты, м	***x***	0	0,115	0,115	-0,07	-0,07	0,115	0,115	-0,07
	y	0	0	0,145	0,145	0	0	0,145	0,145
	z	0	0,045	0,045	0,045	0,045	0,09	0,09	0,09



а)



б)



в)

Рис. 5. Зависимости толщин слоя льда в контрольных точках стенки трубки испарителя от времени при: *а*) T_0^u =280 К; *б*) T_0^u =282 К; *в*) T_0^u =286 К.

Установлено, что при повышении T_0^u на 1 К толщина слоя льда уменьшается примерно на 5 %.

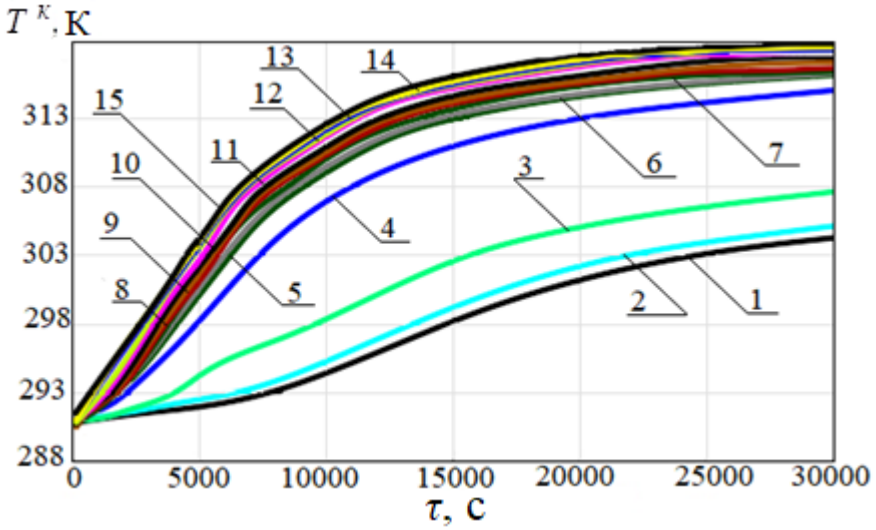


Рис. 6. Зависимости температуры воды в области трубки конденсатора от времени при: T_0^u =280 К.

При увеличении температуры воды вблизи поверхности конденсатора (рис. 6) уменьшалась интенсивность охлаждения фреона, что приводило к повышению его температуры на выходе капиллярной трубки. Со временем температура R134a на входе испарителя достигла 273 К, что вызывало таяние льда.

Установлено, что при увеличении T^u на 1 К время нагревания воды в конденсаторе уменьшалось примерно на 1,7 %.

Коэффициент преобразования энергии теплового насоса рассчитывался по формуле:

$$\eta = \frac{Q_c}{N} = \frac{N + Q_e}{N}, \quad (1)$$

где Q_c – мощность конденсатора, Вт; N– мощность компрессора, Вт; Q_e – мощность испарителя, Вт.

В начале работы теплонасосной установки значение коэффициента преобразования энергии составляло (рис. 7.): 2– при T_0^u = 280 К, 2,1 – при T_0^u = 282 К, 2,17–при T_0^u = 286 К. При увеличении температуры воды вблизи трубки конденсатора до значений ниже температуры конденсации фреона на 3 К коэффициент η уменьшался, потому что хладагент не охлаждался до жидкого состояния на входе капиллярной трубки.

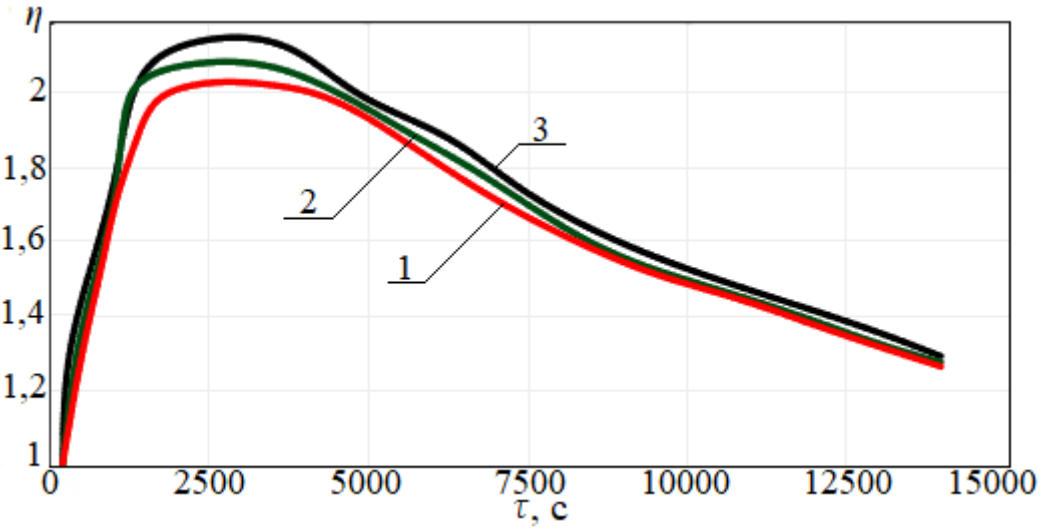


Рис. 7. Изменение коэффициента преобразования энергии теплового насоса со временем при:
1– T_0^u = 280 К, 2 – T_0^u = 282 К, 3 – T_0^u = 286 К.

Исследована возможность устранения льда с поверхности трубки испарителя при применении непроточной воды в качестве источника энергии в условиях, соответствующих температуре природных водоёмов во многих районах Сирии и Российской Федерации. С учётом этих особенностей предложено разделить цикл работы *ТНУ* на два этапа: первый – нагрев воды, второй– удаление слоя льда со стенки трубки испарителя, чтобы обеспечить его работу в следующем цикле (рис. 8.).

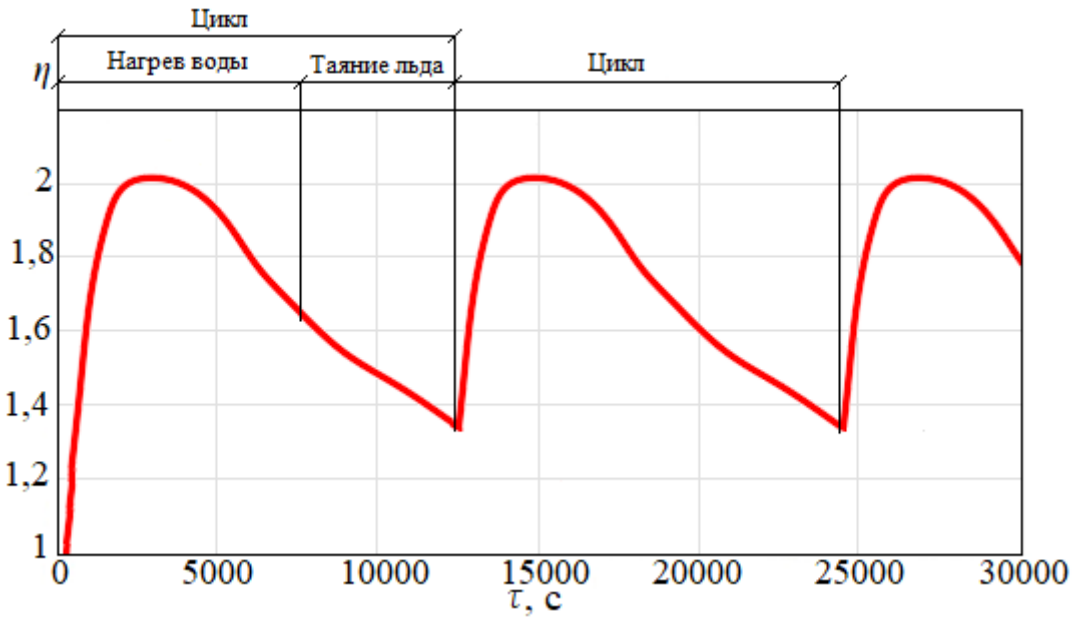
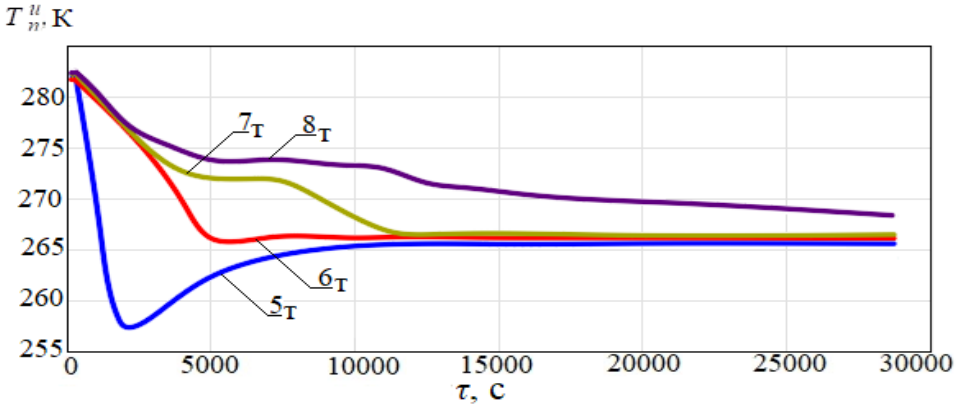


Рис. 8. Циклы работы теплонасосной установки при нагреве воды вблизи конденсатора и таянии льда на поверхности трубки испарителя при T_0^u =280 К.

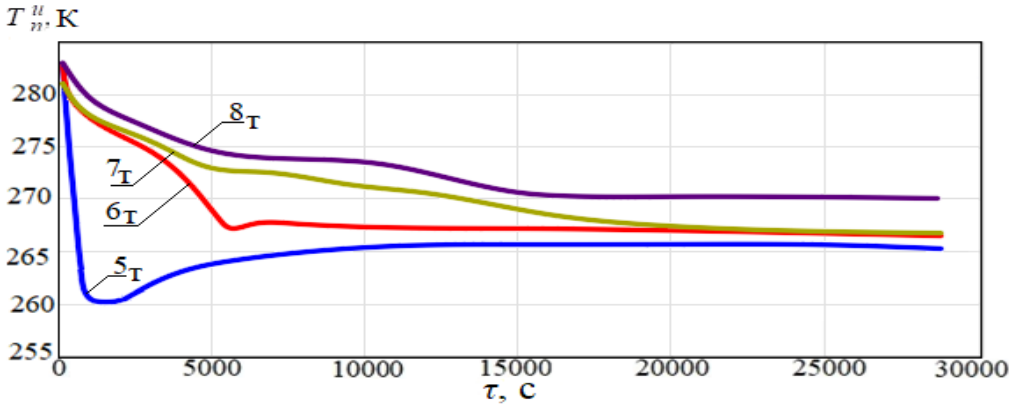
В третьей главе проведён анализ влияния термогравитационного конвективного течения, возникающего вблизи испарителя, на процесс кристаллизации воды на поверхности его трубки.

Установлено, что при температурах воды ниже 277 К естественная конвекция уменьшает скорость образования льда на стенке трубок, которые расположены глубже (на расстоянии около 10 см) от поверхности водного источника.

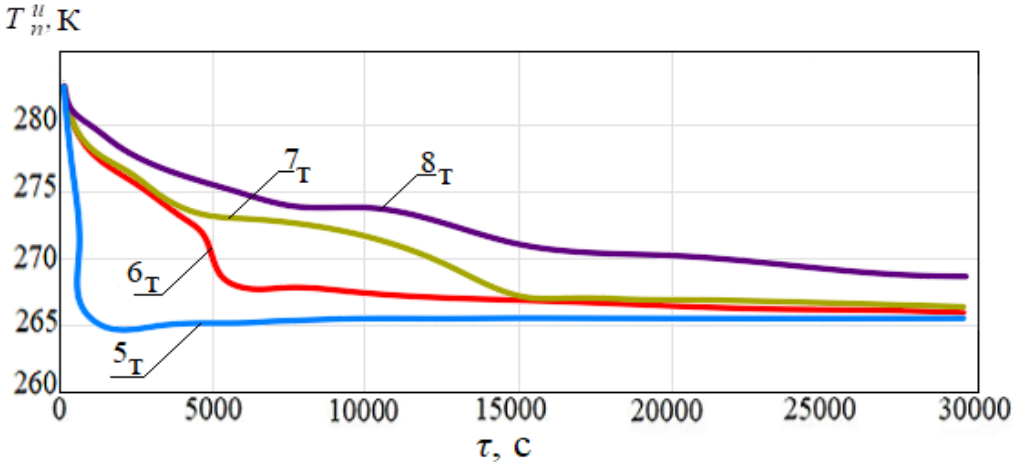
В четвертой главе приведены результаты экспериментальных исследований, полученные во время работы теплового насоса при разной начальной температуре воды вблизи поверхности трубки конденсатора ($T_0^к$ = 291 К, 298 К, 301 К). Установлено, что при уменьшении $T_0^к$ температура фреона на входе в трубку испарителя снижается (рис. 9), следовательно, лед на поверхности трубки образуется интенсивнее.



а)



б)



в)

Рис. 9. Зависимости изменения температуры поверхности трубки испарителя от времени при начальной температуре воды вокруг конденсатора:

а) $T_0^к$ =291 К; *б*) $T_0^к$ = 298 К; *в*) $T_0^к$ = 301 К.

Установлено, что при увеличении в два раза толщины слоя льда на поверхности испарителя необходимо удлинить его трубку на 45%, чтобы обеспечить полное испарение фреона. В этом случае *ТНУ* может работать в условиях образования льда (рис. 10).

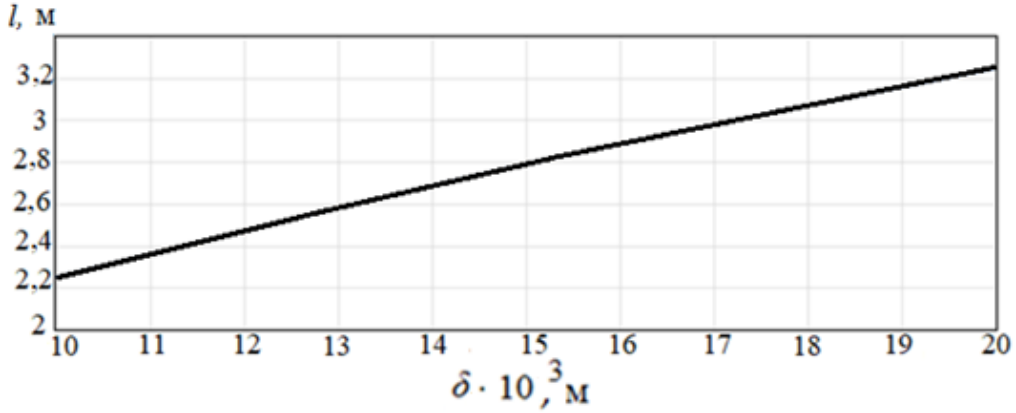


Рис. 10. Зависимость необходимой длины трубки испарителя от толщины льда, формирующегося на ее поверхности при диаметре трубки 9,54.10^{-3} м, T_0^u =280 К, $T_0^к$ =291 К.

В пятой главе приведены результаты исследования термогравитационной конвекции, в воде вокруг трёх трубок испарителя (рис. 11).

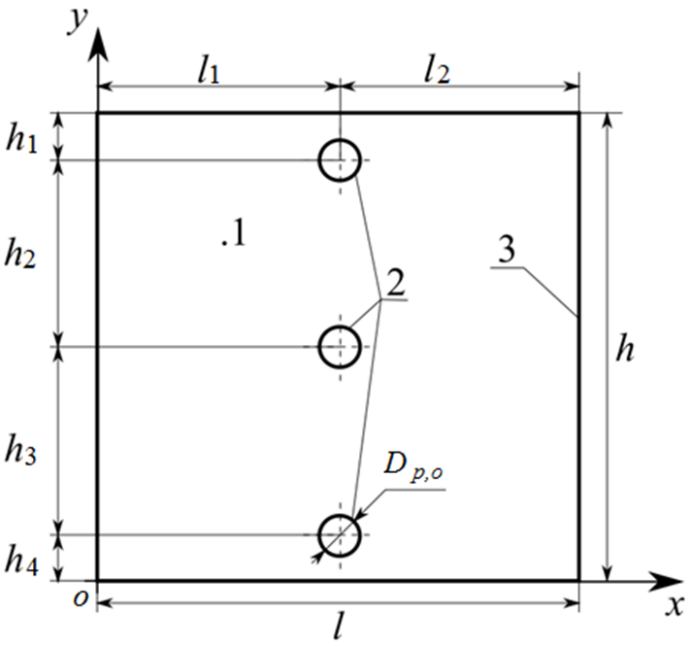
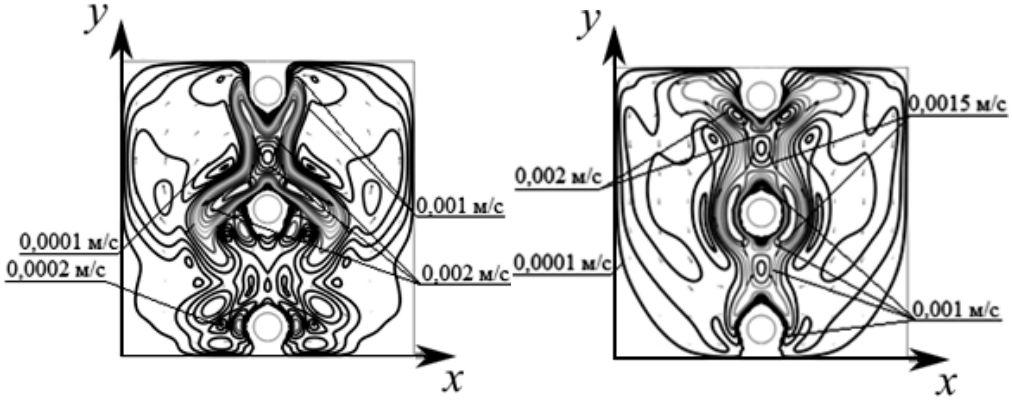


Рис. 11. Схема области решения задачи теплообмена с тремя трубками испарителя: 1 – вода; 2 – трубки испарителя *ТНУ*; 3 – условные границы области решения, выделенные в водоеме с непроточной водой. Геометрические размеры: h_1=h_4=10 мм; h_2=h_3=40 мм; h=100 мм; l=100 мм; l_1=l_2=50 мм; $D_{p,o}$=9,54 мм.

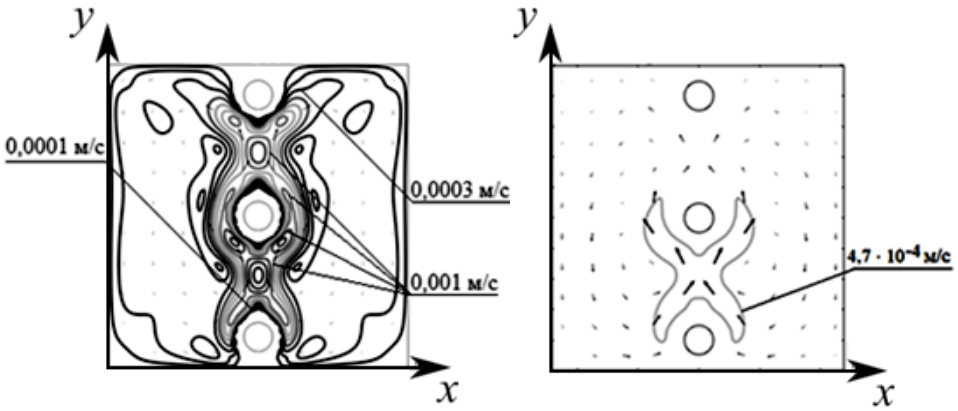
Решена система нелинейных нестационарных дифференциальных уравнений в частных производных (уравнения сохранения массы, импульса и энергии) в среде *COMSOL* методом конечных элементов. Использовался ряд модулей: однофазного ламинарного потока «*Laminar flow.spf*» и теплопереноса в жидкости «*Heat transfer in liquid.htf*».

Приведены типичные поля скоростей (рис. 12) и характерные изотермы в воде (рис. 13) вокруг трубки испарителя *ТНУ*.

Установлено, что скорость и направление движения слоев воды зависят от их температуры и расстояния от места размещения трубок испарителя.



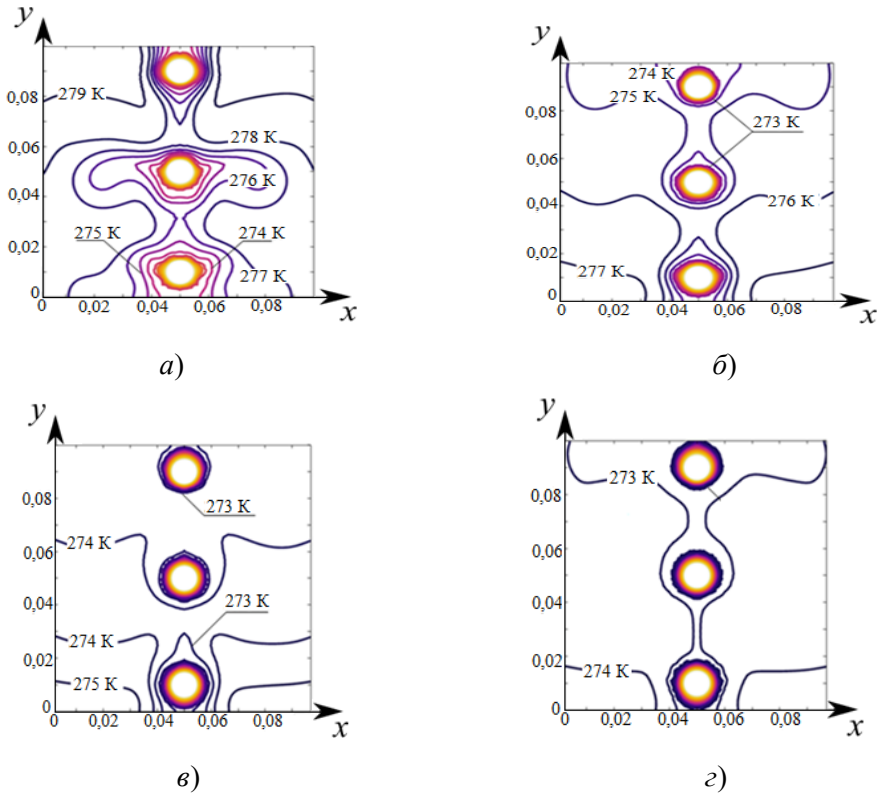
а) *б*)



в) *г*)

Рис. 12. Скорости течения воды вблизи поверхноститрубок испарителя в разные моменты времени: *а*) τ= 100 с; *б*) τ= 300 с; *в*) τ= 500 с; *г*) τ= 1000 с.

При температурах воды выше 277 К относительная теплая вода находилась вблизи верхней трубки (рис. 13) и происходило перемещение её охлажденных слоев вниз. При снижении температуры до 277 К направление температурной стратификации изменялось на противоположное: холодная вода поднималась вверх, а в нижнюю часть перемещались слои с температурой 277 К. Со временем вода продолжала охлаждаться за счет теплообмена с холодными фреоновыми трубками, и по истечении 1000 с температура воды опускалась до 273 К, конвективное движение прекращалось.



а) *б*)

в) *г*)

Рис. 13. Поля температур в разные моменты времени: *а*) *τ*= 100 с; *б*) *τ*= 300 с; *в*) *τ*= 500 с; *г*) *τ*= 1000 с.

Установлено, что при температуре воды выше 277 К скорость образования льда на поверхностях всех трубок практически эквивалентна (рис. 14). С ростом времени при уменьшении температуры воды ниже 277 К толщина льда увеличивается интенсивнее на трубке, расположенной ближе к верхней границе области, так как там сосредотачивались слои воды с более низкой температурой.

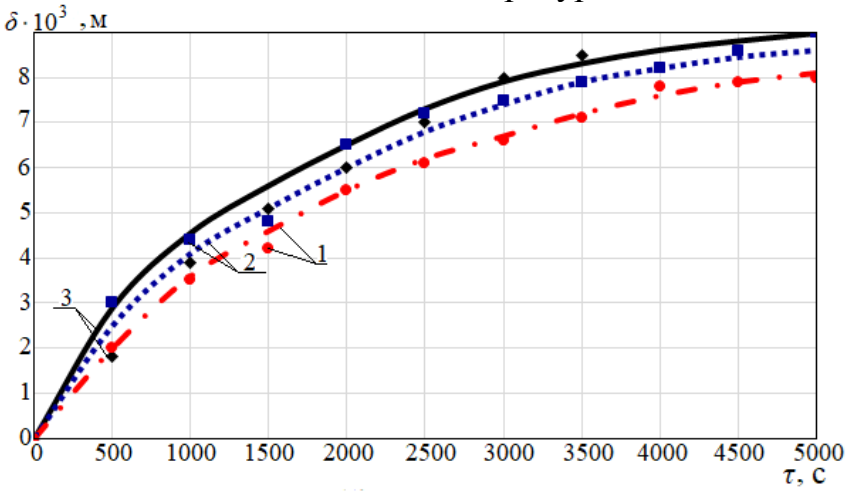


Рис. 14. Изменения толщины льда на поверхностях трубок испарителя со временем : 1–нижняя трубка (●: экспериментальные данные); 2–центральная трубка (■: экспериментальные данные); 3–верхняя трубка (♦ : экспериментальные данные).

Тепловой поток между трубкой, расположенной выше, и водой был незначительно больше, чем к трубке, находящейся ниже, при температурах воды выше 277 К (рис. 15). В интервале времени 400 – 1000 с изменилось направление температурной стратификации, и слои с более низкой температурой стали подниматься вверх, тепловой поток между трубкой и водой увеличивался при расположении трубки ближе к нижней части области решения. По истечении 1000 с температура воды во всем объеме опускалась до 273 К, конвективное движение прекращалось, и процесс кристаллизации воды продолжался, поэтому кривые 1, 2, 3 почти совпали (рис. 15).

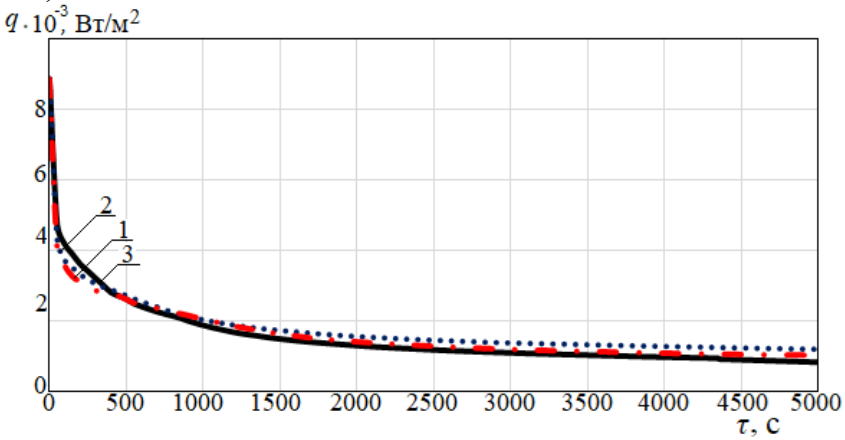


Рис. 15. Изменения во времени теплового потока между холодными трубками и водой : 1–нижняя трубка; 2–центральная трубка; 3– верхняя трубка.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. По результатам экспериментальных исследований установлены основные характеристики процессов теплопереноса в условиях кристаллизации воды на поверхностях трубок испарителя (зависимости от времени, температур поверхности трубок испарителя и конденсатора, толщин льда, температур теплоносителя).
2. Установлены значения коэффициента производительности теплонасосной установки в условиях образования льда на поверхностях трубок испарителя.
3. Выделены характерные режимы работы теплонасосных установок в условиях низких (280 К–286 К) температур низкопотенциального источника теплоты – воды. Разработаны рекомендации по повышению эффективности цикличной работы теплонасосных установок.
4. Показано, что в условиях периодов низких температур воздуха, характерных для части территории России, Сирии в весенний, осенний и зимний период времени возможен нагрев теплоносителя в системе отопления с использованием теплонасосных установок до температур не более 315 К.
5. Установлено, что условия работы ТНУ при низких температурах воды в водоёмах (источниках теплоты) во многом определяются свободной конвекцией воды в окрестности трубок испарителя.
6. Теплонасосные установки в условиях большей части территории России и Сирии в период весны, осени и зимы не могут обеспечить автономный режим теплоснабжения объектов при использовании в качестве источника энергии тепла водоёмов с непроточной водой (озёра, пруды, водохранилища).
7. В условиях низких (менее 263 К) температур окружающего воздуха теплонасосные установки могут использоваться только в качестве дополнительного источника теплоты для системы «тёплый пол» в диапазоне температур последнего до 315 К.

Основные публикации по теме диссертации

1. Салум, А. Особенности использования геотермальной энергии с применением теплонасосных установок в условиях низких температур воздуха / В. И. Максимов, А. Салум // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330. – № 2. – С. 115 – 123.
2. Салум, А. Математическое моделирование процессов теплопереноса при работе теплонасосных систем использования геотермальной энергии / В. И. Максимов, А. Салум // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330. – № 4. – С. 126 –135.
3. Салум, А. Нестационарность процесса выработки теплоты при работе тепловых насосов в зимних условиях / А. Салум, В. И. Максимов // Промышленная энергетика. – 2019. – №. 3. – С. 46 –53.
4. Салум, А. Работа водяного теплового насоса в условиях образования льда на поверхности трубки испарителя // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2019. – № 3–4. – С. 41– 49.
5. Saloum, A. Efficiency evaluation for the heat pump system in sharp continental climate/ A. Saloum, V. Maksimov // MATEC Web of Conferences. – 2017. – Vol. 110. – P. 1 – 5.

6. Saloum, A. Convection influence on ice formation process on the evaporator heat pump pipes/ A. Saloum, V. Maksimov // MATEC Web of Conferences. – 2017. – Vol. 141. – P. 1 – 5.
7. Saloum, A. An experimental study of the effect of water bodies temperature on water heat pump performance/ A. Saloum, V. Maksimov // MATEC Web of Conferences. – 2018. – Vol. 194. – P. 1 – 4.