

ЗАКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО «НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ
ВНЕДРЕНЧЕСКОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ «ТУРБОКОН»
КФ МГТУ ИМЕНИ Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи



Птахин Антон Викторович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПУСКОВЫХ И ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ
ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ И СУХИХ ГРАДИРЕН ПАРОВЫХ
ТУРБИН**

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор
Мильман Олег Ошеревич

Научный консультант:
кандидат технических наук,
доцент
Жинов Андрей Александрович

Москва – 2019

Оглавление

Введение	5
Глава 1. Воздушно-конденсационные установки и сухие градирни в современной энергетике	10
1.1. Схемы отвода тепла на базе охлаждающих воздушных аппаратов	14
1.2. Конструкции сухих градирен и воздушно-конденсационных установок	21
1.3. Перспективы использования технологии сухого охлаждения	25
1.4. Методы расчета работы конденсаторов паровых турбин	26
1.5. Условия пуска и работы сухих градирен и воздушных конденсаторов	36
Выводы	41
Глава 2. Экспериментальное исследование пусковых режимов прогрева макетов воздушных конденсаторов	42
2.1. Описание экспериментальной установки	42
2.2. Методика экспериментального исследования макетов воздушного конденсатора	46
2.3. Метрологическое обеспечение и анализ погрешности	47
2.4. Результаты исследования и их обсуждение	49
Выводы	64
Глава 3. Физическая и математическая модели процессов прогрева и охлаждения макетов воздушных конденсаторов	65
3.1. Модель процессов прогрева и охлаждения теплообменного модуля при внешней подаче горячего воздуха тепловой пушкой	66
3.2. Модель процессов прогрева и охлаждения теплообменного модуля при подаче горячего воздуха во внутренние полости теплообменника воздушного конденсатора	69
3.3. Модель процессов прогрева и охлаждения теплообменного модуля при подаче пара на внешнюю теплообменную поверхность оребренных труб воздушного конденсатора	71
3.3.1. Результаты измерений и физическая модель	71
3.3.2. Методика пересчета экспериментальных данных, полученных при прогреве и охлаждении теплообменного модуля при подаче пара на внешние	

поверхности ТО воздушного конденсатора, для работы в другой внешней среде	75
3.4. Динамика процесса охлаждения теплообменника воздушного конденсатора после прекращения прогрева	81
3.5. Верификация моделей процессов прогрева и охлаждения макетов воздушных конденсаторов	82
3.5.1. Верификация методики пересчета экспериментальных данных, полученных при прогреве теплообменника воздушного конденсатора подогретым воздухом от компрессора, для работы при другой температуре	85
3.5.2. Верификация методики пересчета экспериментальных данных, полученных при прогреве теплообменника воздушного конденсатора паром, подаваемым на внешнюю поверхность теплообменника	85
3.5.3. Верификация методики пересчета экспериментальных данных, полученных при прогреве теплообменника воздушного конденсатора после прекращения прогрева	88
Выводы	90
Глава 4. Пуск и работа экспериментальной секции воздушного конденсатора при отрицательных температурах	91
4.1. Описание натурной секции ВК	91
4.2. Детали эксперимента	94
4.3. Результаты испытаний	100
Выводы	105
Глава 5. Исследование переменных режимов работы воздушно-конденсационной установки	106
5.1. Описание натурной секции воздушно-конденсационной установки	105
5.2. Методика проведения испытаний и обработки экспериментальных данных	108
5.3. Результаты испытаний натурной секции ВКУ	109
5.4. Обсуждение результатов испытаний	115
5.5. Корректировка методики расчета переменных режимов	119
Выводы	121

Глава 6. Работа ВКУ и сухих вентиляционных градирен в режиме теплой камеры	122
6.1. Сухая вентиляторная градирня блока ПГУ-220 Т на ТЭЦ-12 «Мосэнерго»	122
6.2. Система измерений параметров СГ	126
6.3. Условия проведения испытаний СГ и отдельных секций	131
6.4. Результаты испытаний СГ и отдельных секций	133
6.5. Обработка результатов испытаний СГ и отдельных секций	140
6.5.1. Результаты испытаний сухой градирни в целом	140
6.5.2. Результаты испытаний отдельных секций	142
6.6. Оценка теплосъема секции в режиме тёплой камеры	143
6.7. Оценка теплосъема СГ при низких температурах окружающего воздуха	144
Выводы	147
Заключение	148
Список используемой литературы	150

Введение

Диссертация основана на исследованиях особенностей расчёта проектирования и эксплуатации воздушно-конденсаторных установок (ВКУ) и сухих градирен (СГ) на тепловых электростанциях.

Актуальность работы

За последние 20 лет спрос на системы сухого охлаждения на мировом рынке вырос более чем в 20 раз [53].

В настоящее время помимо нехватки воды существуют и другие причины, способствующие выбору систем сухого охлаждения:

- экологические требования в отношении экономии воды и повышения ее температуры в реках и водоёмах;
- законодательное ограничение вредных водосбросов;
- рост цен за водопотребление;
- большая свобода в выборе места расположения станции.

В настоящее время ВКУ и сухие градирни (СГ), как правило, поставляются для паровых турбин в составе парогазовых установок до 800 МВт, в которых мощность паротурбинных установок (ПТУ) достигает 270 МВт. В России единичная мощность ПГУ, введенных в эксплуатацию, составляет 40–800 МВт, а ПТУ, соответственно, 12–270 МВт. Большая часть из них оборудована сухими градирнями.

Одним из важнейших направлений технического совершенствования ВКУ и СГ является повышение их надежности и эффективности. При эксплуатации этих аппаратов в условиях отрицательных температур возникает риск образования ледяных пробок и разрушения отдельных труб. Работа ВКУ и СГ при переменных режимах, особенно в области низких наружных температур, исследована недостаточно. Это особенно важно для бесперебойной работы объектов отечественной энергетики в условиях Сибири и Крайнего Севера.

Таким образом, вопросы расчета, проектирования и эксплуатации таких установок в климатических условиях России и стран СНГ, исследование их характеристик при различных условиях функционирования исключительно актуальны.

Степень разработанности темы диссертации

Степень разработанности темы диссертации определяется совокупностью следующих компонентов:

- анализ публикаций и патентных разработок по теме диссертации;
- обоснованность поставленной цели и задачи исследований, которые вытекают из проведенного анализа и опыта испытаний и обследований ВКУ и сухих градирен;
- проведенными исследованиями переменных и пусковых режимов работы на лабораторных установках и натурных образцах ВКУ и сухих градирен;
- обобщением результатов исследований на основе разработанной методики приведения экспериментальных данных к заданным условиям работы;
- разработкой рекомендаций по использованию результатов исследований в практике проектирования и эксплуатации ВКУ и СГ.

Цель и задачи работы:

Целью работы является получение новых данных о режимах работы воздушных конденсаторов и сухих градирен, в том числе, в условиях низких температур для определения показателей их эффективности, разработки методики расчетов и повышения надежности эксплуатации.

Для достижения поставленной цели в настоящей работе решены следующие задачи:

- получение новых данных при термографировании поверхности теплообменных труб макетов воздушных конденсаторов и сухих градирен при различных способах подачи греющей среды;
- получение новых данных при термографировании теплообменных поверхностей воздушного конденсатора со стороны входа охлаждающего воздуха, в том числе, определение зависимости размеров зоны неэффективной работы теплообменной поверхности от присоса воздуха в вакуумную систему ВК;
- получение новых данных по зависимости коэффициентов теплопередачи и давлений конденсации ВК от тепловой нагрузки и расхода охлаждающего воздуха;
- разработка методики расчёта переменных режимов работы конденсаторов и выполнение анализа ее пригодности для расчёта переменных режимов работы воздухоохлаждаемых конденсационных установок;

- обеспечение надежного пуска и функционирования воздушного конденсатора и сухой градирни при отрицательных температурах охлаждающего воздуха.

Объектом диссертационного исследования являются воздушно-конденсационные установки и сухие градирни.

Предметом исследования являются свойства и конструкционные особенности ВК и СГ при различных условиях функционирования.

Научная новизна:

- впервые получены экспериментальные данные по динамике прогрева и охлаждения макетов и натурной секции воздушно-конденсационных установок при отрицательных наружных температурах;

- разработаны физическая и математическая модели процессов прогрева и охлаждения, обеспечивающие приведение результатов экспериментов к расчетным условиям реализации прогрева и пуска воздушно-конденсационных установок и сухих градирен;

- дан анализ методики расчета переменных режимов ВКУ и выполнена её корректировка в области частичных тепловых нагрузок;

- впервые получены экспериментальные данные по работе сухой градирни в условиях «теплой камеры».

Практическая значимость работы состоит в следующем:

- проведенные исследования позволяют разработать рекомендации по безопасному пуску воздушных конденсаторов и сухих градирен в условиях отрицательных наружных температур охлаждающего воздуха, что исключительно важно для тепловых электростанций России;

- на основе проведенных экспериментов с «теплой камерой» определены минимально допустимые нагрузки, обеспечивающие безаварийную эксплуатацию ВКУ и сухих градирен в зимних условиях; «Теплая камера» - режим работы сухой градирни при отрицательных температурах воздуха, когда поверхность теплообмена отделяется жалюзийными устройствами от окружающей среды и ее охлаждение осуществляется через ограждающие поверхности, при этом отсутствует тепловая нагрузка, а обратная вода не дренируется.

- методика расчета переменных режимов ВКУ позволяет выполнить оценку эффективности работы этих аппаратов в широком диапазоне нагрузок.

Положения, выносимые на защиту:

- экспериментальные данные по динамике прогрева и охлаждения макетов и натурной секции ВКУ в сочетании с методикой приведения результатов экспериментов по прогреву и охлаждению ВКУ и СГ к расчетным условиям;

- рекомендации по безопасному пуску и эксплуатации ВКУ и сухих градилен в условиях низких температур охлаждающего воздуха, включая методику оценки минимально допустимых тепловых нагрузок при экстремально низких температурах;

- результаты исследования переменных режимов воздушно-конденсационных установок и методика их расчёта в широком диапазоне изменения тепловых нагрузок и условий охлаждения.

Достоверность результатов исследований подтверждается следующими положениями:

- разработанные методики исследований реализованы на основе приборной базы предприятия, система менеджмента качества которого предусматривает периодическое освидетельствование экспериментальных установок и использование парка приборов с обязательной поверкой в центре стандартизации и метрологии;

- детальным анализом результатов измерений с обеспечением достоверных значений тепловых и материальных балансов;

- широким обсуждением результатов испытаний на следующих конференциях и семинарах:

- на XVIII Школе–семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «ПРОБЛЕМЫ ГАЗОДИНАМИКИ И ТЕПЛОМАССООБМЕНА В НОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЯХ». 23-27 мая 2011 г., в г. Звенигород, Россия;

- на XIX Школе–семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «ПРОБЛЕМЫ ГАЗОДИНАМИКИ И ТЕПЛОМАССООБМЕНА В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ». 20-24 мая 2013 г., в г. Орехово-Зуево, Россия;

- на шестой Российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ-6). 27-31 октября 2014 г., г. Москва;

- на XX Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «ПРОБЛЕМЫ ГАЗОДИНАМИКИ И ТЕПЛОМАССООБМЕНА В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ». 25-29 мая 2015 г., г. Звенигород, Россия. Диплом первой степени за доклад по теме «Комбинированный прогрев паром теплообменных модулей воздушных конденсаторов при необходимости пуска в зимних условиях. — Рег. № 033»;

- на научно-практической конференции «ЭНЕРГЕТИКА – ЭКОЛОГИЯ – ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ» к 25-летию образования ЗАО НПВП «Турбокон» 16-18 мая 2016 г., г. Калуга Россия;

- на Всероссийской научной конференции "Теплофизика и физическая гидродинамика" с элементами школы молодых ученых, 19-25 сентября 2016 г., г. Ялта, Республика Крым;

- на XXI Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «ПРОБЛЕМЫ ГАЗОДИНАМИКИ И ТЕПЛОМАССООБМЕНА В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ» 22–26 мая 2017 г., г. Санкт-Петербург, Россия;

- на седьмой Российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ-7). 22-26 октября 2018 г., г. Москва.

Опубликовано 14 статей, в том числе, 8 в реферируемых журналах (ВАК, Scopus).

Глава 1. Воздушно-конденсационные установки и сухие градирни в современной энергетике

Воздушно-конденсационные установки (ВКУ) находят все более широкое применение в энергетике на фоне роста стоимости и дефицита охлаждающей воды и ужесточения экологических требований. Энергетические компании заинтересованы в снижении потребления воды в технических целях, снижении техногенных выбросов в окружающую среду. Технологии отвода тепла с помощью воздушных конденсаторов (ВК) создают возможность строительства электростанций в районах с отсутствием воды для промышленных нужд, а также мегаполисах, где использование воды на технические нужды ограничено. В связи с этим анализ работы ВКУ, разработка методов, повышающих достоверность определения их характеристик, в частности, переменных режимов работы – актуальная научно-техническая задача.

Особенность ВКУ по сравнению с поверхностными водоохлаждаемыми конденсаторами (КП) определяется следующими фактами [22]:

- общая оребренная поверхность теплообмена ВКУ на три порядка больше, чем у КП;
- объём вакуумной системы ВКУ в $6\div 10$ раз больше, чем у КП;
- коэффициент теплопередачи ВКУ на два порядка меньше, а приведенный к поверхности конденсации – в $5\div 10$ раз меньше, чем у КП.

ВКУ, сухие градирни использовали и ранее [41-44], инициаторами этих работ были Л. Геллер и Л. Форго (Венгрия) [33, 34, 61-63].

В работах [18, 30] дана характеристика современных тенденций в области использования пресной воды в системах технического водоснабжения тепловых электростанций. Согласно этим работам в 1960–1990-х годах на рынке преобладали системы испарительного (мокрого) охлаждения [31]. Сухое охлаждение использовалось в основном для электростанций, расположенных в районах с крайне ограниченными водными ресурсами. После 1990 г. факторы, способствующие использованию систем сухого охлаждения на электростанциях,

резко изменились. За последние 20 лет спрос на системы сухого охлаждения [2, 18] на мировом рынке вырос примерно в 20 раз [54-59].

Помимо нехватки воды стали актуальны другие причины, способствующие выбору систем сухого охлаждения[8, 30]:

- экологические требования в отношении экономии воды и ограничения повышения ее температуры в реках и морях;
- местные законодательства по ограничению вредных водосбросов;
- рост цен за водопотребление;
- большая свобода в выборе места расположения станции, упрощение экспертизы и получения разрешения на строительство.

Масштабы внедрения ВКУ во всем мире стремительно растут. Если до 1990 г. ВКУ для паровых турбин большой мощности были редкостью, то с конца XX в. ограничения по мощности для их применения практически отсутствуют. По данным [74, 75] в сотню самых крупных электростанций в мире вошли две ТЭС с воздушно-конденсационными установками: Matimba (ЮАР), 3990 МВт – 79-е место и Shangdu (Китай), 3720 МВт – 97-е место.

В настоящее время ВКУ или сухие градирни, как правило, поставляются для паровых турбин в составе парогазовых установок до 800 МВт, в которых мощность паротурбинных установок (ПТУ) достигает 270 МВт. В России единичная мощность ПГУ, введенных в эксплуатацию, составляет 40–800 МВт, а ПТУ, соответственно, 12–270 МВт [15]. Большая часть из них оборудована сухими градирнями.

Особенностью паровых турбин, работающих в составе ПГУ, является увеличенный, по сравнению с обычными конденсационными блоками, пропуск пара в конденсатор. Это объясняется отсутствием развитой системой регенерации и наличием промежуточного ввода пара в часть низкого давления турбины от контура низкого давления котла-утилизатора.

Сегодня воздушно-конденсационные установки секционного типа применяют в следующих отраслях промышленности [11, 22, 23]:

- в электроэнергетике в качестве конденсаторов водяного пара для парогазовых, геотермальных и теплоутилизационных установок;

- в газовой промышленности в качестве охладителей природного газа после его сжатия на газокompрессорных станциях и охлаждения масла;
- в кондиционерах и калориферах различного типа и назначения.

Получили мировую известность в области создания систем отвода тепла от паротурбинных установок мощностью до 160 МВт фирма GEA EGI (Венгрия), компания Thermofin (Германия), компания Baltimore Aircoil (Бельгия), компания SPIG SpA (Италия), компания BRONSWERK HEAT TRANSFER BV (Нидерланды).

Основными изготовителями ВКУ в России являются: ОАО «Силовые машины» (ОАО «Калужский турбинный завод»), изготовившее воздушный конденсатор для парогазовой установки мощностью 110 МВт, ОАО «Борисоглебский завод химического машиностроения», ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И.Ползунова (ОАО «НПО ЦКТИ»), ООО НПФ «Энтехмаш».

Одним из важнейших направлений технического совершенствования ВКУ является повышение их надежности при эксплуатации и запуске, особенно в условиях низких температур. Основными аварийными ситуациями при работе аппаратов воздушного охлаждения, применяемых в настоящее время в энергетике, являются [22, 24, 25, 27, 46, 61]:

- 1) замерзание жидкости и разрыв труб при отрицательных температурах наружного воздуха;
- 2) разрушение вентиляторов под воздействием вибрации, стекания и замерзания воды на лопастях.

При эксплуатации ВКУ в условиях отрицательных температур возникает риск намораживания конденсирующегося пара на внутреннюю поверхность теплообменных труб. Следствием этого, как отмечено, например, в [46], может быть образование ледяных пробок и разрушение отдельных труб. Опасность образования ледяных пробок возрастает в застойных зонах, где конденсация пара в основном завершена, коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара уменьшается, и температура трубы на границе с пленкой конденсата становится отрицательной. Поэтому исследование особенностей режимов работы

ВКУ, включая исследования в условиях низких температур, являются весьма актуальными.

1.1. Схемы отвода тепла на базе охлаждающих воздушных аппаратов

В энергетической практике применяются схемы ВКУ трех типов [27, 49]. Схема первого типа (Рисунок 1.1, *а*) – с конденсацией отработавшего пара внутри труб с наружным оребрением, охлаждаемых окружающим воздухом. Отработавший пар турбины по паропроводу поступает в коллектор воздушно-конденсационной установки. К коллектору присоединены модули ВКУ с поверхностью теплообмена трубчатого или овального типа с наружным оребрением. Охлаждающий воздух обдувает оребренную поверхность, отводя тепло конденсирующегося пара в окружающую среду. Конденсат пара поступает в нижний коллектор и сливается в конденсатосборник. Конденсатный насос подает конденсат в схему ПТУ. Неконденсирующиеся газы удаляются воздухоудаляющим устройством.

Второй вариант схемы ВКУ (Рисунок 1.1, *б*) – с использованием конденсаторов смесительного типа и охлаждением воды окружающим воздухом в оребренной поверхности теплообмена. В этом случае отработавший пар ПТУ конденсируется не на внутренней поверхности труб, а на струях воды в смесительном конденсаторе. Конденсатный насос подает часть конденсата в схему ПТУ, а остальной – в узел воздушного охлаждения (сухой градирне), где температура его снижается в результате передачи тепла воздуху. Охлажденный конденсат поступает в смесительный конденсатор через гидротурбину (схема Геллера) или дроссель, назначение которых – обеспечить избыточное давление во всей теплообменной системе (кроме смесительного конденсатора). Гидротурбина позволяет уменьшить затраты энергии на прокачку конденсата, неконденсирующиеся газы удаляются воздухоудаляющим устройством.

В схеме ВКУ третьего типа (Рисунок 1.1, *в*) используется обычный поверхностный конденсатор, для которого охлаждающая вода подается из теплообменника, охлаждаемого воздухом. Отработавший пар поступает в поверхностный конденсатор, где конденсируется на поверхности, охлаждаемой водой, тепло от которой отводится в узле воздушного охлаждения (сухой градирне). Циркуляция охлаждающей воды обеспечивается насосом, избыток воды находится в расширительном баке. Конденсатор оснащен воздухоудаляющим устройством и конденсатным насосом.

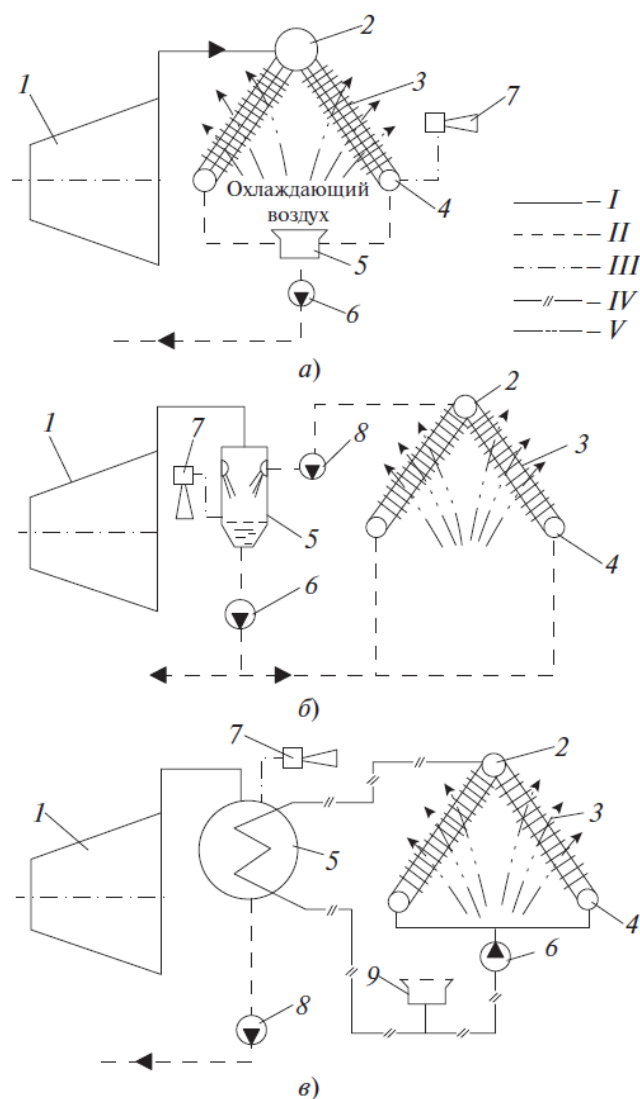


Рисунок 1.1. Схемы конденсационных установок с поверхностным воздушным охладителем. *а* – с воздушным конденсатором (*1* – паровая турбина; *2* – коллектор входной; *3* – поверхность теплообмена; *4* – коллектор выходной; *5* – конденсатосборник; *6* – конденсатный насос; *7* – воздухоудаляющее устройство); *б* – со смешительным конденсатором (*1–4*, *6*, *7* – см. рис. 3, *а*; *5* – смешительный конденсатор; *8* – гидротурбина, дроссель); *в* – с поверхностным водоохлаждаемым конденсатором (*1–4*, *6*, *7* – см. рис. 3, *а*; *5* – поверхностный конденсатор; *8* – циркуляционный насос; *9* – расширительный бак); *I* – пар; *II* – конденсат; *III* – паровоздушная смесь; *IV* – циркуляционная вода; *V* – охлаждающий воздух

По способу подачи охлаждающего воздуха ВКУ могут быть с принудительной циркуляцией (Рисунок 1.2, *а, б*) и естественной тягой (Рисунок 1.2, *в*). На схеме, показанной на Рисунок 1.2, *а*, поверхность теплообмена находится под наддувом вентилятора, расположенного в нижней части ВКУ. В варианте на Рисунок 1.2, *б*, аналогичный вентилятор располагается в верхней части ВКУ, а поверхность теплообмена находится под небольшим разрежением. Температура воздуха перед вентилятором в этом случае на 20–30 °С выше из-за его нагрева в теплообменнике.

По схеме (*а*) обеспечивается больший, чем по схеме (*б*), массовый расход воздуха вентилятором, так как температура воздуха на входе в этом варианте ниже, следовательно, плотность его выше.

В варианте (*в*) предполагается наличие высокой башни, играющей такую же роль побудителя движения охлаждающего воздуха, как и в мокрых градирнях.

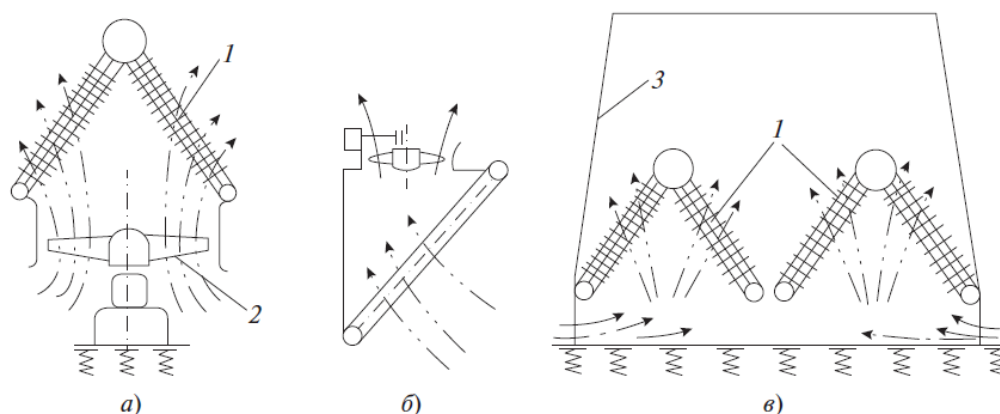


Рисунок 1.2. Схемы подвода охлаждающего воздуха. *а* – принудительная циркуляция под наддувом; *б* – принудительная циркуляция под разрежением; *в* – естественная циркуляция; – · · – – охлаждающий воздух; *1* – поверхность теплообмена; *2* – вентилятор; *3* – башня

Далее проведено сопоставление тепловой эффективности схем, представленных на Рисунок 1.1. Первое сопоставление сделано для схемы Геллера [44, 51, 52, 60-63].

Следует оценить два параметра: изменение подачи конденсатного насоса и площади поверхности теплообмена воздухоохлаждаемой части сухой градирни. Количество переданного тепла Q и давление конденсации p_k приняты

одинаковыми. Площадь поверхности теплообмена в схеме Геллера F_{Γ} и в схеме с прямой конденсацией F_k определяется одной и той же формулой:

$$F = \frac{Q}{\Delta t_{cp} \cdot k} \quad (1.1)$$

При одинаковых давлениях конденсации в сравниваемых вариантах различается только температурный напор Δt_{cp} , так как Q одинаково по определению, а значения коэффициента теплопередачи k различаются несущественно. В самом деле, интенсивность теплоотдачи от внутреннего теплоносителя (конденсирующийся пар или вода) много больше, чем теплоотдача со стороны воздуха, которая и определяет значение k . Тогда можно сказать, что

$$\frac{F_{\Gamma}}{F_k} = \frac{\Delta t_k}{\Delta t_{\Gamma}} \quad (1.2)$$

где Δt_{Γ} и Δt_k – температурный напор для схем Геллера и с прямой конденсацией.

Расход воздуха в сравниваемых схемах принят одинаковым, так что его температура на входе $t_{вз1}$ равна 5 °С, а нагрев $\Delta t_{вз} = 20$ °С.

Давление конденсации p_k принято равным 10 и 20 кПа, температура насыщения соответственно 45.8 и 60.1 °С. Расчет проведен для двух значений кратности циркуляции $m = G_v/G_{\Pi}$ – отношения расхода охлаждающей воды G_v (в контуре сухой градирни и смешивающем конденсаторе) к расходу пара в конденсатор G_{Π} . Результаты расчета приведены в Таблице 1.1. Видно, что для схемы Геллера требуется на 20–47% большая площадь поверхности теплообмена ВКУ, чем для схемы с прямой конденсацией пара внутри труб. Уменьшение площади теплообмена можно достичь только путем увеличения расхода охлаждающего воздуха или кратности циркуляции охлаждающей воды m . Что это значит в конкретном цифровом представлении? Например, в турбине К-6-1.6У мощностью 6 МВт расход пара в конденсатор составляет около 33 т/ч. При кратности циркуляции $m = 28$ подача конденсатного насоса достигает 920 т/ч, что приближается к суммарной подаче конденсатных насосов энергоблока 500 МВт (правда, при этом требуется значительно меньший напор – 20–30 вместо 150–160 м вод. ст.

Таблица 1.1. Результаты расчета тепловой эффективности схемы Геллера и схемы с поверхностным конденсатором [27]

Показатель	Способ определения	Схема Геллера			Схема с поверхностным конденсатором		
Давление конденсации p_k , кПа	Принято	10	10	20	10	10	20
Кратность циркуляции m	Принято	28	56	28	28	56	28
Нагрев воды в смесительном конденсаторе Δt_b , °C	$r_x/(c_p m)$	20	10	20	20	10	20
Недогрев воды до температуры насыщения t , °C	Принято	—	—	—	10	5	10
Температура воды, °C: на входе в сухую градирню (на выходе из смесительного конденсатора) t_{b1}	$t_s - 0,5^\circ\text{C}$	45	45	59,5	35,5	40,5	50
Температура воды, °C на выходе из сухой градирни t_{b2}	$t_{b1} - \Delta t_b$	25	35	39,5	15,5	30,5	30
Среднелогарифмический температурный напор* Δt_r , °C	$\frac{\Delta t_{\text{зоп}} - \Delta t_{\text{хол}}}{\ln(\Delta t_{\text{зоп}} / \Delta t_{\text{хол}})}$	20	24,6	34,5	10,5	19,6	25
Температурный напор в схеме с прямой конденсацией** Δt_k , °C	Принято	29,4	29,4	44,25	29,4	29,4	44,25
Отношение площади поверхности теплообмена ВКУ в схеме Геллера и в схеме с поверхностной конденсацией к площади поверхности ВКУ	$\Delta t_k / \Delta t_r$	1,47	1,20	1,28	2,8	1,5	1,87

Примечание. r_x – теплота фазового перехода; c_p – теплоемкость воды.

* Поправкой на перекрестный ток можно пренебречь, что несколько улучшит показатели схемы Геллера.

** Потерями давления в паропроводе от турбины до ВКУ можно пренебречь.

Если же кратность циркуляции увеличить до 50–60, то для рассматриваемой турбины не удастся найти подходящий конденсатный насос для обеспечения циркуляции охлаждающей воды 1650–1980 т/ч.

Сопоставление схем можно произвести и по другим параметрам. В частности, какие потери давления отработавшего пара в тракте “турбина – воздушный конденсатор” сводят на нет преимущество схемы прямой конденсации пара по сравнению со схемой Геллера при одинаковой площади поверхности теплообмена ВКУ обеих схем. Поскольку тепловые потоки одинаковы, то и температурные напоры здесь также должны быть равны. Для схемы Геллера с кратностью циркуляции $m = 28$ давлению в смесительном конденсаторе $p_k = 10$ кПа соответствует вариант прямой конденсации с давлением 6.2 кПа ($t_s = 36.6^\circ\text{C}$). Температурные напоры в этом случае для обеих схем равны.

Таким образом, схема с прямой конденсацией имеет преимущества до тех пор, пока потери давления в тракте отработавшего пара не превышают $10 - 6.2 = 3.8$ кПа (относительные потери давления $3.8/10 = 0.38$). Измерения, проведенные автором на действующих ВКУ, позволили оценить эти потери значением до 1 кПа.

Следовательно, можно сделать вывод, что схема Геллера обладает принципиальными недостатками по сравнению со схемой, приведенной на рисунке 1.2, а: требуется значительно большая площадь поверхности теплообмена ВКУ, нужны смесительный конденсатор и конденсатный насос большой производительности. Вместе с тем, имеются и определенные преимущества по сравнению со схемой на Рисунке 1.2, а: отсутствие протяженного паропровода большого диаметра от турбины к конденсатору, отсутствие разветвленной вакуумной системы, снижение опасности замерзания воды в трубках ВКУ.

Аналогичное сопоставление для схем (а) и (в) представлено в Таблице 1.1.

Как и следовало ожидать, теплотехнические показатели схемы с поверхностным конденсатором наихудшие среди всех трех схем: необходимая площадь поверхности теплообмена ВКУ возрастает в 1.5–2.8 раза, появляется поверхностный конденсатор – дорогостоящий и тяжелый аппарат, имеющий значительные габариты. Достоинство этого варианта – возможность использовать стандартное теплотехническое оборудование, что привлекает проектировщиков и эксплуатационный персонал электростанций.

В некоторых регионах с высокими среднегодовыми температурами воздуха нашли применение гибридные системы охлаждения: комбинация мокрых градирен с воздушно-конденсационными устройствами. Эффект состоит в том, что для работы при высоких наружных температурах в поток воздуха перед поверхностью теплообмена впрыскивается вода. Это снижает температуру воздуха и повышает интенсивность отвода тепла из-за испарения капель воды, попадающих на поверхность оребренных труб. Расчеты и опыт эксплуатации показывают, что впрыск воды в количестве 0.2–0.4% массового расхода воздуха обеспечивает охлаждение воздуха на 5–6 °С.

Схема ВКУ с системой впрыска показана на Рисунке 1.3. Перед поверхностью теплообмена размещены коллекторы подвода воды с встроенными в них форсунками. Подача воды осуществляется из бака насосом. Такая система включается при высокой температуре воздуха, она нуждается в пополнении израсходованной умягчённой воды.

В гибридных схемах удачно используются преимущества ВКУ и мокрых градирен.

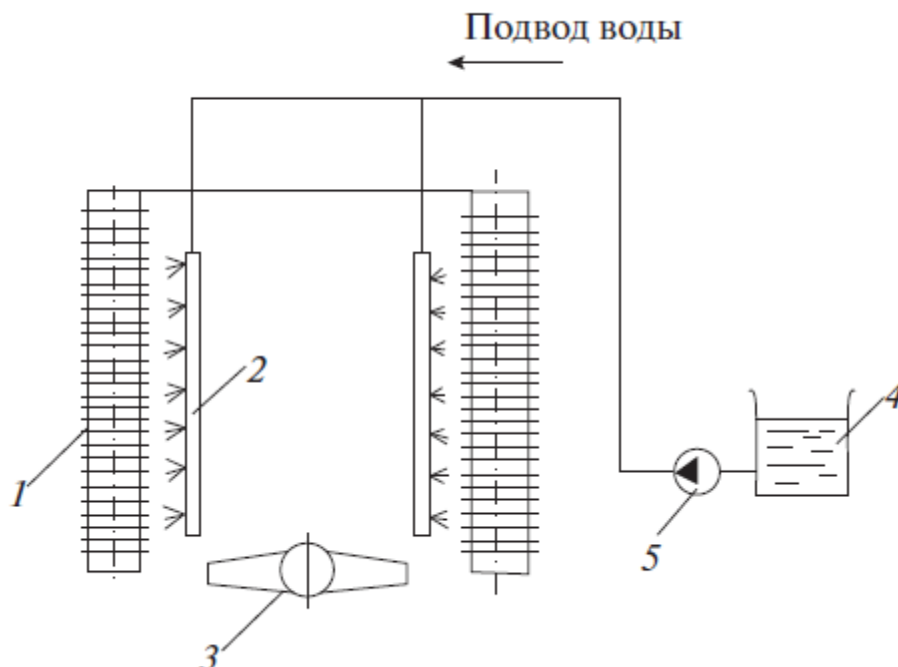


Рисунок 1.3. Воздушно-конденсационная установка с орошением поверхности водой

1 – поверхность теплообмена; 2 – водяной коллектор с распылительными форсунками; 3 – вентилятор; 4 – бак запаса воды; 5 – насос системы орошения

1.2. Конструкции сухих градирен и воздушно-конденсационных установок

На мировом рынке сформирован пул фирм–поставщиков сухих градирен и воздушных конденсаторов [29, 53-56, 58, 59, 74]. Крупнейшие из них: SPX (США), группа компаний GEA (Венгрия–США–Китай и др.), SPIG S.p.A. (Италия), Bronswerk (Нидерланды), GEI Industrial Systems Ltd (Индия). В частности, фирма GEA осуществляла поставки сухих градирен на ТЭС в городах Сочи, Адлер, Новый Уренгой, Серов, Москва (Строгино).

Имеются специфические различия конструктивного оформления сухих градирен и ВКУ разных фирм. Например, на Рисунке 1.4 показана сухая градирня Сочинской ТЭС для двух паровых турбин в составе двух ПГУ мощностью по 39 МВт [62]. Особенности подвода и отвода охлаждаемой воды (вертикальное расположение коллекторов) позволяют реализовать вертикальную компоновку секций поверхности теплообмена с боковым подводом охлаждающего воздуха и верхним расположением 10-метровых вентиляторов. Такая компоновка обеспечивает уменьшение вертикальных размеров сухой градирни. На Рисунке 1.5 показан внешний вид воздушно-конденсационной установки электростанции Matimba (ЮАР) [74] общей мощностью 3990 МВт. Компоновка ВКУ определяется необходимостью подвода пара в верхнюю часть теплообменных модулей. Это, в свою очередь, диктует шатровое расположение модулей, тогда как вентиляторы могут размещаться как сверху, просасывая нагретый воздух, так и снизу, нагнетая его через модуль. В первом случае можно обеспечить более равномерное обтекание поверхности теплообмена, во втором – больший расход охлаждающего воздуха из-за большей его плотности на входе вентилятора [27].



Рисунок 1.4. Сухая градирня для паровой турбины в составе ПГУ мощностью 220 МВт Сочинской ТЭЦ (Россия) [63]



Рисунок 1.5. Воздушно-конденсационная установка электростанции Matimba (ЮАР) общей мощностью 3990 МВт [63]

В России производство воздушных конденсаторов было освоено Калужским турбинным заводом (КТЗ) в 90-х годах прошлого века [27] (Рисунок 1.6).

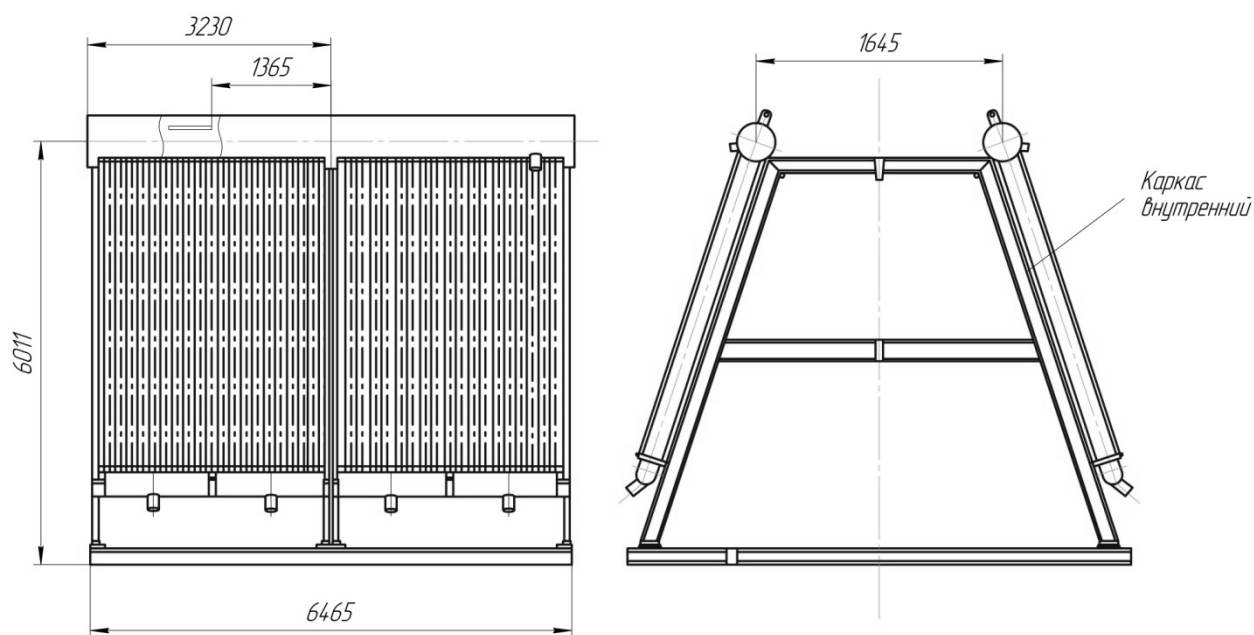


Рисунок 1.6. Типовая секция ВКУ производства Калужского турбинного завода

Во всех случаях применения сухих градирен и ВКУ поверхности теплообмена столь велики, что рациональные поставки их возможны только в виде теплообменных модулей полной заводской готовности. На Рисунке 1.7 приведена конструкция модуля ВКУ ЗАО НПВП “Турбокон”, изготовленного из 6-метровых оребренных труб. Паровой коллектор диаметром 1 м обеспечивает сборку трех последовательно включенных по пару секций с одним 5-метровым или четырьмя 2.5-метровыми вентиляторами. Фирма GEA для сухих градирен использует 24-метровые модули, которые собираются из четырех 6-метровых блоков.

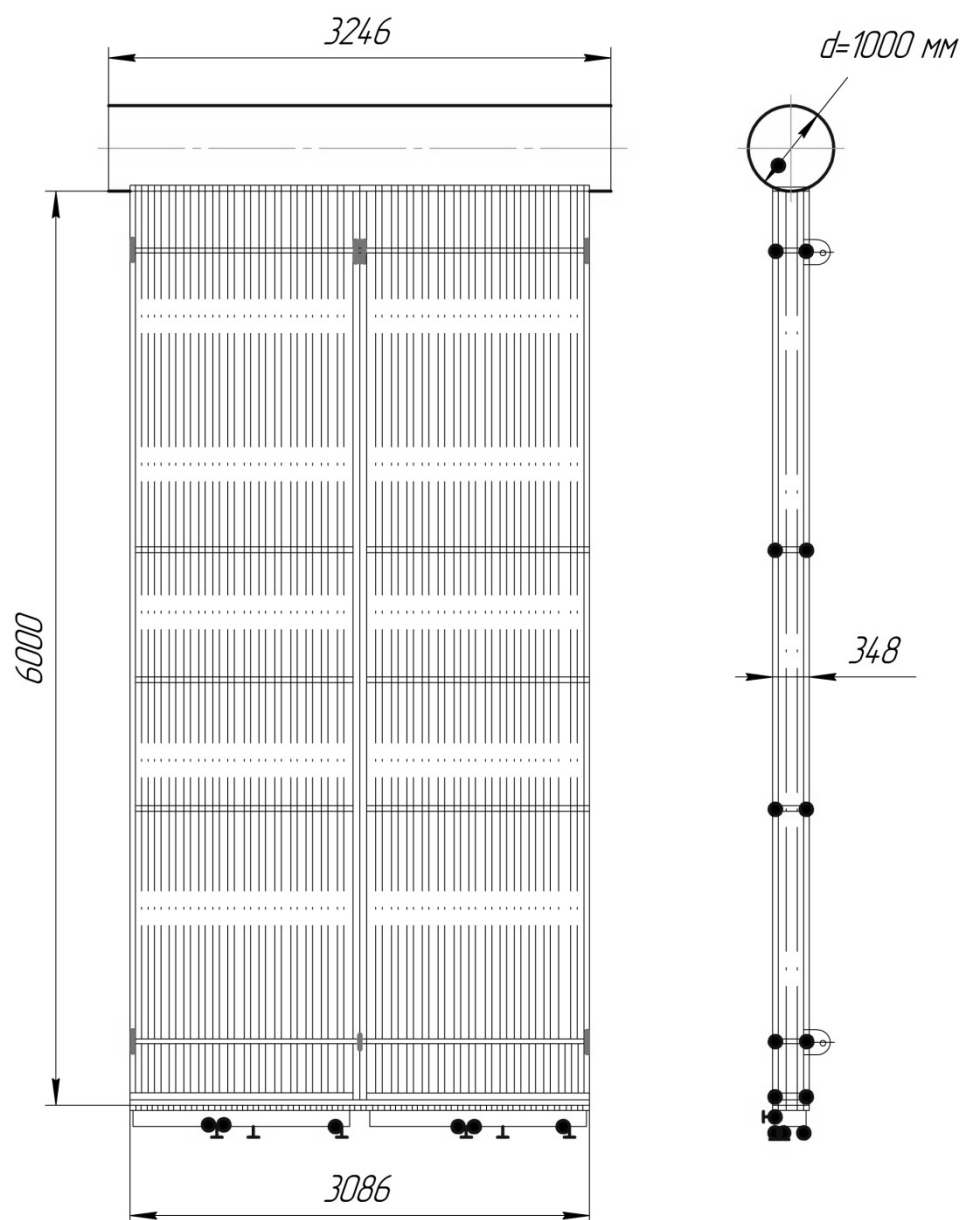


Рисунок 1.7. Модуль ВКУ конструкции ЗАО НПВП “Турбокон”

Важная характеристика модулей – возможность их транспортировки автомобильным, железнодорожным и водным транспортом, что влияет на трудоемкость и качество монтажных работ на площадке ТЭС.

Специалисты фирмы GEA [59] приводят несколько типов оребрения труб, вид, эксплуатационные и ценовые характеристики которых показаны на рисунке 1.8, *а*. Кроме того, в последние годы получили распространение овалыные трубы с насадным пластинчатым оребрением (Рисунок 1.8, *б*) и плоские трубы с припаянным оребрением (Рисунок 1.8, *в*). Толщина алюминиевых ребер колеблется от 0.3 до 0.6 мм (в основании ребер), шаг ребер 2.5–3.5 мм, высота их на круглых

трубах составляет 15–20 мм. В итоге коэффициент оребрения (относительно общей поверхности к поверхности несущей трубы), как правило, не ниже 15, иногда достигает 22–25, что существенно увеличивает теплосъем с единицы объема поверхности теплообмена.

В пластинчатом насадном оребрении и плоских оребренных трубах используют интенсификаторы теплообмена по типу выступ – впадина (см. Рисунок 1.8, б).

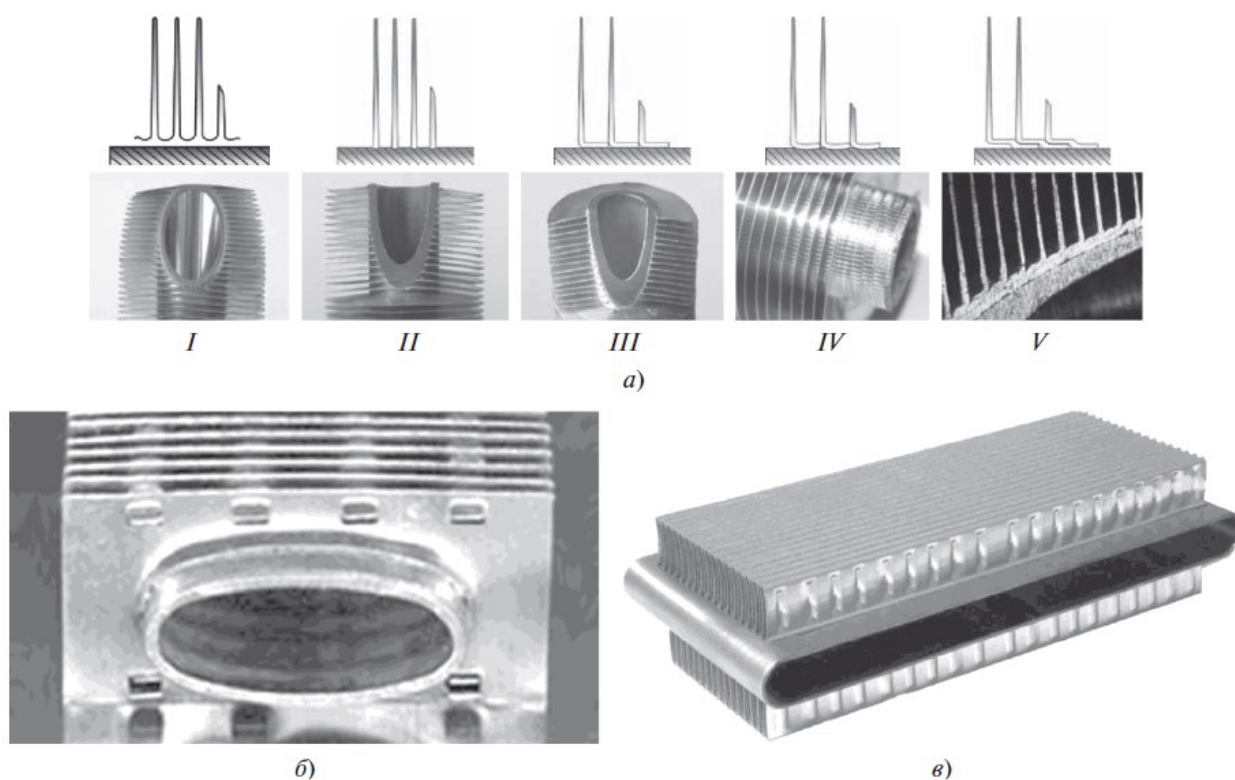


Рисунок 1.8. Виды используемых теплообменных труб и их оребрения [7, 12–14].

а – круглые трубы с различным оребрением; *б* – овальные трубы с насадным пластинчатым оребрением; *в* – плоские трубы с припаянным оребрением. Больше количество типов оребрения приведено в [16,72]

В качестве побудителей движения воздуха в сухих градирнях и воздушных конденсаторах используют осевые вентиляторы с колесом диаметром от 2.5 до 11 м, при этом частота их вращения меняется от 100 1/мин для больших колес до 365 1/мин для 2.5-метровых. Число лопастей колеблется от 4 до 8 в зависимости от

диаметра колеса, объемного расхода и напора вентилятора. На рисунке 1.9 показан 10-метровый вентилятор на ТЭС в Колорадо-Спрингс (США) [66].



Рисунок 1.9. Вентилятор воздушно-конденсационной установки с колесом диаметром 10 метров [66]

Особенно важен правильный выбор характеристики вентилятора для заданной поверхности теплообменных модулей, размеров и формы воздушных каналов. Измерения на действующих ВКУ и СГ показывают, что потери давления в каналах подвода и отвода воздуха к ТО составляют до 30% напора вентилятора. Отсутствие учета этого фактора – основная причина снижения эффективности ВК и СГ. Важная характеристика вентиляторов – воздушный шум: стоимость вентилятора существенно зависит от этого параметра и может вырасти на 25–30% при повышенных требованиях к уровню шума.

1.3. Перспективы использования технологии сухого охлаждения

Очевидно, что общемировые тенденции активного использования сухих градирен оказывают заметное влияние на энергетику России. Несколько новых электростанций с парогазовыми энергоблоками вводятся или введены в строй на основе сухого охлаждения. В основном это СГ с поверхностными конденсаторами: Москва-Сити (Строгино), Адлерская ТЭС, Серовская ГРЭС, ТЭЦ-12 Мосэнерго и др. [19]. Накоплен опыт эксплуатации этих установок, оценены их достоинства и выявлены недостатки. В условиях ограниченных кредитных возможностей комбинация СГ с поверхностным конденсатором (самый дорогой по уровню

капитальных затрат вариант) представляется менее перспективной, чем прямая конденсация пара в ВКУ. Поэтому интерес к поставке воздушных конденсаторов на новостройки ТЭС (г. Грозный, о. Сахалин, г. Владивосток, Кубань) явно вырос. Поставщики передовой технологии (фирмы GEA, SPX и др.), используя предприятия на территории КНР, активно предлагают приемлемые по ценам импортные ВКУ и СГ.

В некоторых случаях перспективно использовать конденсаторы смесительного типа совместно с сухой градирней (Рисунок 1.1, б). При соответствующем подборе материалов работа разветвленной системы трубопроводов и большого числа теплообменных труб не будет источником проблем при организации водного режима энергоблока, а простоту и компактность конденсатора смесительного типа и его эффективность в должной мере оценят заказчики, проектировщики и эксплуатационный персонал ТЭС.

Для полноценного импортозамещения необходимо предпринять шаги по поддержке отечественных производителей высокоэффективных теплообменников с учетом использования методик интенсификации процесса передачи тепла на основе технологии закрученных потоков. Следует также развернуть производство плоских оребренных труб, где эти технологии могут быть особенно эффективны.

Во всех случаях, когда есть необходимые водные ресурсы, предпочтение отдают классическим конденсационным установкам поверхностного типа. Но доступность этих ресурсов стремительно сокращается и воздушное охлаждение выходит на передовые позиции в энергетике развитых стран, в том числе, и в России.

1.4. Методы расчета работы конденсаторов паровых турбин

В работах [4, 7] приведен обзор и анализ методик расчета конденсаторов паровых турбин, а в работе [52] представлены расчетные методики для стационарных и транспортных конденсаторов.

Расчет конденсатора заключается в определении площади поверхности охлаждения, необходимой для конденсации поступающего в него пара при заданных расходе и температуре охлаждающей воды и давлении конденсации. Расчет площади поверхности ведется по коэффициенту теплопередачи k ,

среднелогарифмическому температурному напору между паром и охлаждающей средой $\overline{\Delta t_{1g}}$ и тепловому потоку Q по уравнению (1.2).

Известные в настоящее время формулы для расчета коэффициента теплопередачи получены на основании обобщения опыта испытаний и эксплуатации конденсационных установок. Они имеют эмпирический характер и слабо отражают физические особенности конденсации пара в трубном пучке.

В отечественной практике широко используется формула Л.Д. Бермана [37, 52] для k , Вт/(м²·К)

$$k = 4070 \cdot a \cdot \left(\frac{1,1 \cdot \omega_B}{\sqrt[4]{d_1}} \right)^x \cdot \left[1 - \frac{b \cdot \sqrt{a}}{10^3} (35 - t_1)^2 \right] \cdot \left[1 + \frac{z-2}{15} \cdot \left(1 - \frac{t_1}{45} \right) \right] \cdot \Phi_\delta \quad (1.3)$$

или

$$k = 4070 \cdot a \cdot \Phi_w \cdot \Phi_t \cdot \Phi_z \cdot \Phi_\delta, \quad (1.4)$$

где a – коэффициент чистоты поверхности теплообмена; $\Phi_w \cdot \Phi_t \cdot \Phi_z \cdot \Phi_\delta$ – множители, учитывающие влияние скорости охлаждающей воды w_B , ее температуры на входе в конденсатор t_1 , числа ходов воды z и удельной паровой нагрузки конденсатора $g_{\text{п}}$, соответственно.

Формула (1.3) справедлива для расчета водяных конденсаторов стационарных паровых турбин при $t_1 \leq 45^\circ\text{C}$, скоростях воды в трубах $w_B = (1-2,5)$ м/с и нормальной плотности вакуумной системы.

При $x/a \leq 0,6$

$$x = 0,12a(1 + 0,15t_1), \quad (1.5)$$

а при $x/a > 0,6$

$$x = 0,6a. \quad (1.6)$$

При $t_1 \leq 35^\circ\text{C}$

$$\Phi_t = 1 - b \sqrt{a} \cdot (35 - t_1)^2 / 1000, \quad (1.7)$$

где $b = 0,52 - 0,0072g_{\text{п}}$; $g_{\text{п}}$ – удельная паровая нагрузка, г/(м²·с); при $35^\circ\text{C} < t_1 < 45^\circ\text{C}$

$$\Phi_t = 1 + 0,002 \cdot (t_1 - 35) \quad (1.8)$$

При расчетной (номинальной) паровой нагрузке конденсатора $D_{\kappa}^{\text{ном}}$, а также при $D_{\kappa} / D_{\kappa}^{\text{сп}} \geq 1$ принимается $\Phi_\delta = 1$. Для $D_{\kappa} / D_{\kappa}^{\text{сп}} \geq 1$.

$$\Phi_{\delta} = \frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^{cp}} \cdot \left(2 - \frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^{cp}} \right), \quad (1.9)$$

$$\text{где } D_{\kappa}^{cp} = S \cdot D_{\kappa}^{ном} = (0,8 - 0,01 \cdot t_1) \cdot D_{\kappa}^{ном} \quad (1.10)$$

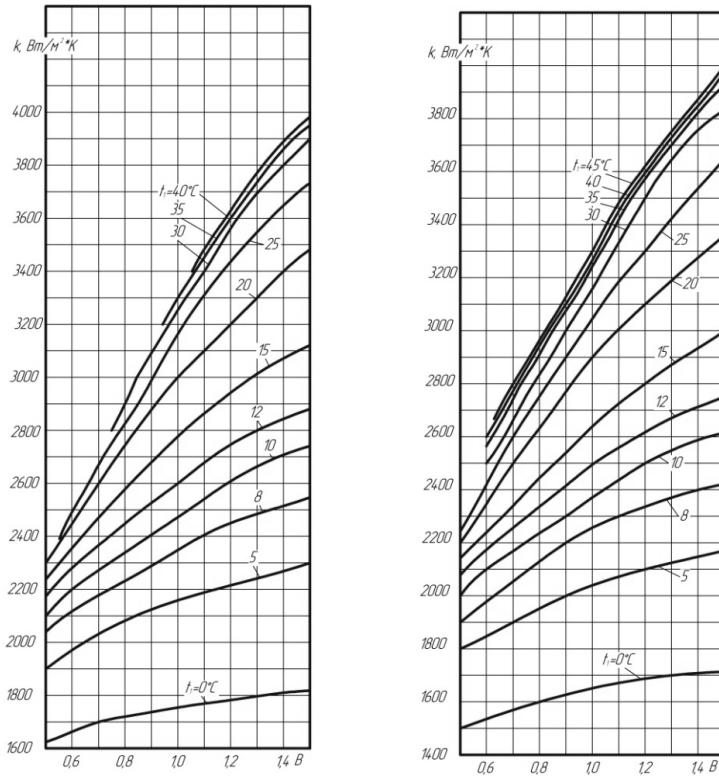


Рисунок 1.10. Коэффициенты теплопередачи двухходового (а) и одноходового (б) конденсаторов [52]

В (1.9) и (1.10) расход пара обозначен D_{κ} , как это принято в [52] и ряде нормативных документов.

Коэффициенты чистоты a определяется как

$$a = a_c \cdot a_m, \quad (1.11)$$

где a_c и a_m – коэффициенты, зависящие от ожидаемого состояния поверхности охлаждения и от материала и толщины стенок трубок: $a_c=0,85 \div 0,9$ при прямоточном водоснабжении и слабо минерализованной воде; $a_c=0,75 \div 0,85$ при обратном водоснабжении; $a_m=0,85 \div 1$, при этом для трубок с толщиной стенки $\delta=1$ мм из латуни $a_m=1$, из сплава МНЖ-5-1 $a_m=0,95$, из МНЖМц-30-1-1 $a_m=0,92$, из нержавеющей стали $a_m=0,85$.

На Рисунке 1.10 приводятся графики для определения коэффициента теплопередачи в одно- и двухходовом конденсаторах с латунными трубками при коэффициенте чистоты $a=0,8$ в зависимости от значения $B = 1,1w_B/\sqrt[4]{a_1}$ и температуры охлаждающей воды t_1 [52].

Формула Института теплообмена США (уточненная, VI редакция) [73]

$$k = b_m \beta_t k_0, \quad (1.12)$$

где b_m – коэффициент, учитывающий материал и толщину стенки труб конденсатора (Таблица 1.2); β_t – поправка на температуру воды на входе (Рисунок 1.11); k_0 – коэффициент теплопередачи Вт/(м²·К) при температуре охлаждающей воды на входе $t_1=21^\circ\text{C}$:

$$k_0 = 2747 \cdot \sqrt{\omega_B} \quad \text{при } d_2=16\div 19 \text{ мм};$$

$$k_0 = 2706 \cdot \sqrt{\omega_B} \quad \text{при } d_2=22\div 25 \text{ мм};$$

$$k_0 = 2665 \cdot \sqrt{\omega_B} \quad \text{при } d_2=28\div 32 \text{ мм}.$$

Таблица 1.2. Значения поправочного множителя b_m

Материал	Толщина стенки, мм		
	1,24	1,47	1,65
Латунь оловянистая (ЛО 70-1)	1,0	0,98	0,96
Латунь алюминиевая (ЛА 77-2)	0,96	0,94	0,91
Мунц-металл (латунь свинцовистая ЛС 59-1)	0,96	0,94	0,91
Алюминиевая бронза	0,90	0,87	0,84
Мельхиор МН 90-10	0,90	0,87	0,84
Мельхиор МН 70-30	0,83	0,80	0,76
Нержавеющая сталь	0,58	0,56	0,54

Формула (1.3) не учитывает влияния на k удельной паровой нагрузки. В предыдущих редакциях формула имела также поправку β_k , которая корректировала результат в пределах $g_{\text{п}}=10\div 40$ кг/(м²·ч). Требуется проверка возможности распространения (1.3) для расчета конденсаторов при $g_{\text{п}} > 40$ кг/(м²·ч).

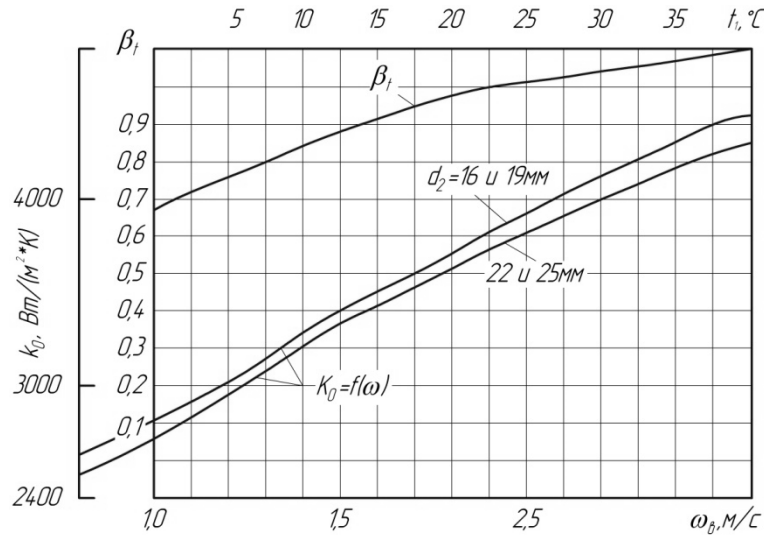


Рисунок 1.11. Поправочные множители к (1.3)

Методика расчета конденсаторов в Великобритании определяется стандартом BEAMA – Британского объединения, производящего энергетическое оборудование [71]. Эта методика в основном соответствует методике Института теплообмена США. Формула имеет вид

$$k = a \cdot b_m \cdot \beta_i \cdot k_0, \quad (1.13)$$

где k_0 – коэффициент теплопередачи условно чистого конденсатора с температурой воды на входе 21°C, зависящий от скорости воды, Вт/(м²·К) (Рисунок 1.11); β_i – поправочный коэффициент, учитывающий среднюю температуру охлаждающей воды (Рисунок 1.11); b_m – поправочный коэффициент на материал и толщину стенки трубок конденсатора (Таблица 1.2); a – коэффициент чистоты поверхности конденсатора: $a=0,95$ для оборотной системы водоснабжения, чистой речной и морской воды, $a=0,95$ для загрязненной воды.

Зависимость (1.13) рекомендована [70] для широкого диапазона размеров трубок конденсатора (13-22 мм). Ее недостатком является отсутствие учета влияния на коэффициенты теплопередачи удельной паровой нагрузки.

Формула фирмы «Метро–Виккерс»:

$$k = 1095 \cdot \sqrt{\omega_B} \cdot \sqrt{17,8 + \frac{t_1 + t_2}{2}} \quad (1.14)$$

не учитывает влияние тепловой нагрузки конденсатора, свойств материала и размеров труб.

Во Франции предложена эмпирическая формула, полученная по результатам испытаний конденсатора на одной из ТЭЦ [71]:

$$k = 58000 \cdot x \omega_B^x, \quad (1.15)$$

где $x=f(t_1)$ и увеличивается с ростом t_1 до 20°C, после чего $x=0,47=\text{const}$. Эта формула, так же как и (1.14), не учитывает влияния тепловой нагрузки, свойств материала и размеров трубок.

Для расчета коэффициента теплопередачи, Вт/(м²·К), в судовых конденсаторах с мельхиоровыми трубками 16×1 в [53] предложена формула

$$k = a_0 \cdot b \cdot 604 \cdot (3 - \varphi) \cdot \sqrt{\varphi \cdot \omega_B} \cdot \sqrt{20 + t_1 + \Delta t_2 / 2}, \quad (1.16)$$

где $a_0=0,8 \div 1$ – коэффициент, учитывающий характер компоновки поверхности конденсатора: для рациональной компоновки $a_0=1$, для стесненной $a_0=0,8 \div 0,9$; $\varphi=g_n/250$ – коэффициент влияния паровой нагрузки: при $g_n > 250$ кг/(м²·ч) $\varphi=1$; b – поправка на диаметр и толщину стенки трубок: для трубок 16×1 мм $b=1,0$, а 16×1,5 мм $b=0,21$.

В работе [74] приводится формула

$$k = 1,16 \cdot a \cdot C_d \cdot C_t \cdot \sqrt[4]{g_n} \cdot \sqrt{\omega_B}, \quad (1.17)$$

где $a=0,85$ – коэффициент чистоты поверхности трубок; $C_d=0,947; 1,0; 0,973$ соответственно при $d=16, 19, 22$ мм; $C_t=768, 822, 880, 940, 1060$ соответственно при $t_1=5, 10, 20, 25^\circ\text{C}$.

Приведенные формулы для расчета коэффициента теплопередачи k получены в разных условиях для определенных типов конденсаторов.

Рассматривая вышеприведенные зависимости, легко установить, что расчет k в большей или меньшей мере базируется на параметрах, характеризующих теплоотдачу поверхности охлаждения со стороны воды: почти во все формулы входит в качестве основной составляющей скорость воды в трубках в степени 1/2, а в (1.3) – в степени $x < 1$. Влияние температуры учтено по-разному: в (1.3) k пропорционален разности $\left[1 - b \cdot \sqrt{a} \cdot (35 - t)^2 / 1000\right]$, в (1.14) k зависит от

$\sqrt{17,8+(t_1+t_2)/2}$, в (1.16) – от $\sqrt{20+t_1+\Delta t_2/2}$; в других формулах k зависит от эмпирического множителя, который отражает влияние температуры в степени, меньшей 0,5.

Влияние других параметров и величин, например, нагрузки, диаметра и толщины стенки трубок, чистоты поверхности учитывается в некоторых формулах соответствующими поправочными множителями. Влияние примеси воздуха в паре на интенсивность теплообмена во всех формулах не отражается. Ни одна из приведенных формул не отражает связь коэффициента теплопередачи с конфигурацией трубного пучка конденсатора, геометрией трубок, например, профильных, возможностями интенсификации теплообмена непосредственно со стороны пара и воды. Поэтому актуальной задачей остается разработка методики расчета коэффициента теплопередачи конденсатора, которая позволяет учитывать влияние на k каждого из факторов в отдельности.

Такому условию отвечает методика расчета коэффициента теплопередачи по отдельным его составляющим. Однако для этого необходимо иметь надежные данные по расчету коэффициентов теплоотдачи от пара к стенке в присутствии воздуха $\alpha_{см}$, от воды к стенке $\alpha_{в}$, а также теплопроводности материала трубок и отложений на стенках.

Обобщение результатов испытаний различных конденсаторов, в том числе конденсаторов турбин 25-КЦС ЛМЗ ($F=1750 \text{ м}^2$), К-150-9115 ХТГЗ ($F=9115 \text{ м}^2$) и КГ-2-6200 УТМЗ ($F=6200 \text{ м}^2$) [52], позволило получить зависимость для расчета коэффициента теплоотдачи от пара в конденсаторе при номинальном содержании воздуха в паре $5 \cdot 10^{-5} < \epsilon < 0,001$:

$$\alpha_{см} = 12,9 \cdot \Pi^{0,1} \cdot Nu_n^{-0,5} \cdot \left(1 + \frac{z}{2}\right)^{1/3} \cdot (\bar{S})^{0,15} \cdot \alpha_n \cdot m_b^{-0,04} \quad (1.18)$$

Зависимость (1.18) учитывает взаимосвязанное влияние различных факторов на теплообмен при конденсации пара в натуральных конденсаторах (скорости пара, геометрических характеристик трубного пучка, перераспределения температурного напора в многоходовых конденсаторах, концентрации воздуха в паре и др.). При

определении среднего по поверхности коэффициента теплопередачи k термическое сопротивление стенки трубы рассчитывается обычным способом по ее толщине и теплопроводности материала (в расчете учитываются загрязнения и накипеобразования), а коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде – по методике [14, 32].

В работах Уральского политехнического университета профессором Бродовым Ю.М. и его коллегами приведен цикл работ в этом направлении [4-6].

Основной проблемой при расчете конденсатора является, как правило, определение значения среднего для всей поверхности теплообмена коэффициента теплопередачи. Для инженерных расчетов конденсаторов с достаточной для практических целей точностью могут быть рекомендованы методики ВТИ, ИТО США, КТЗ и УГТУ-УПИ [2, 9, 14, 16].

Коэффициент теплопередачи в конденсаторе определяется зависимостью

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_v} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{d_n}{2 \cdot \lambda_{ст}} \cdot \ln \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1}, \quad (1.19)$$

где $R_v = \frac{1}{\alpha_v} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}}$ – термическое сопротивление со стороны воды, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

$R_{ст} = \frac{d_n}{2 \cdot \lambda_{ст}} \cdot \ln \frac{d_n}{d_{вн}}$ – термическое сопротивление стенки трубки, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

α_n – коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

α_v – коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воде, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$d_n, d_{вн}$ – диаметры трубки наружный и внутренний, соответственно, м;

$\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки трубки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Определение коэффициента теплоотдачи с водяной стороны конденсатора от стенки трубки к воде в этих методиках производится по уравнению [14]:

$$\alpha = 0,023 \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4} \cdot \frac{\lambda}{d_{вн}} \quad (1.20)$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации чистого медленно движущегося пара на одиночной горизонтальной трубке в качестве базовой используется теоретическая зависимость Нуссельта:

$$\alpha = 0,725 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho_k^2 \cdot g \cdot \lambda_k^3}{\mu_k (T_n - T_{ст}) \cdot d_n}}, \quad (1.21)$$

где d_n – наружный диаметр трубки;

r – теплота фазового перехода;

ρ_k – плотность конденсата;

μ_k – коэффициент динамической вязкости конденсата;

λ_k – коэффициент теплопроводности конденсата;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$T_n, T_{ст}$ – температуры насыщения и стенки трубки, соответственно.

Физические параметры здесь определяются по температуре пленки конденсата, а скрытая теплота фазового перехода – по температуре насыщения.

Методика УГТУ-УПИ, аналогично методике КТЗ, базируется на определении коэффициента теплоотдачи со стороны пара в конденсаторе по формуле (1.19).

Выражение для определения коэффициента теплоотдачи с паровой стороны с учетом всех поправок имеет вид

$$\alpha_{II} = \alpha_{Nu} \cdot \Phi_w \cdot \Phi_i \cdot \Phi_\varepsilon \cdot \Phi_f \cdot \Phi_k, \quad (1.22)$$

где α_{Nu} – коэффициент теплоотдачи, вычисляемый по зависимости (1.21);

$\Phi_w, \Phi_i, \Phi_\varepsilon, \Phi_f, \Phi_k$ – факторы, учитывающие соответственно скорость пара, натекание конденсата на расположенные ниже трубки пучка, содержание воздуха в паре, параметры вибрации трубок, компоновку трубного пучка.

$$\Phi_w = 28,3 \cdot \Pi^{0,08} \cdot Nu^{-0,58}, \quad (1.23)$$

где Π вычисляется так же, как в зависимости (1.3), с той разницей, что в этом

комплексе $\omega_{II} = \frac{D_k \cdot 10^3}{3600 \cdot \rho_{II} \cdot f_{горл}}$ – это скорость набегающего потока пара в трубном

пучке, рассчитываемая по площади горловины конденсатора;

ρ_{II} – плотность насыщенного пара, определяемая по давлению в конденсаторе, кг/м^3 ;

$f_{горл}$ – площадь горловины выхлопного патрубка турбины, м^2 ;

$Nu = \frac{\alpha_{Nu} \cdot d_n}{\lambda_k}$ – число Нуссельта для случая конденсации неподвижного пара.

Согласно современным представлениям и опытным данным ВТИ, КТЗ и ИТФ СО РАН, фактор натекания конденсата для регенеративных конденсаторов с развитой поверхностью теплообмена из рассмотрения исключен ($\Phi_i=1$).

Фактор, учитывающий влияние на коэффициент теплоотдачи содержания в паре воздуха, определяется по соотношению

$$\Phi_\varepsilon = 1 - 4,716 \cdot \varepsilon^{0,477}, \quad (1.25)$$

где $\varepsilon = \frac{D_{возд}}{D_k}$ – относительное содержание воздуха в паре, кг/кг.

Фактор, учитывающий влияние на коэффициент теплоотдачи параметров вибрации трубок конденсатора, определяется согласно зависимости

$$\Phi_f = (Pr \cdot K)^m \cdot (1 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot Re_{вибр} - 0,73 \cdot 10^{-5} \cdot Re_{вибр}^2), \quad (1.26)$$

где Pr, K – числа Прандтля и фазового перехода конденсата, соответственно;

$Re_{вибр} = (A \cdot f \cdot d_n) / \nu_k$ – вибрационное число Рейнольдса;

A, f – амплитуда, м, частота, Гц, колебаний трубки, соответственно;

ν_k – коэффициент кинематической вязкости конденсата, m^2/c ;

$$m = 6,82 \cdot 10^{-6} \cdot Re_{вибр}^2 - 1,85 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{вибр}.$$

Фактор, учитывающий влияние компоновки трубного пучка конденсатора, определяется обобщенной зависимостью.

$$\Phi_\phi = \frac{\Pi_*^{0,64}}{T^{0,64} \cdot K_*^{0,15} \cdot (1,068 - 0,622 \cdot P + 0,161 \cdot P^2 - 0,012 \cdot P^3)} \cdot \frac{1}{(8,184 \cdot \Pi_* + 0,331)} \quad (1.27)$$

здесь $\Pi_* = \frac{\rho_\Pi \cdot \omega_{по}^2}{4 \cdot \rho_k \cdot g \cdot d_n}$ – фактор скорости пара, вычисленный по средней скорости

пара в трубном пучке конденсатора;

$$P = \frac{P_{тр.п}}{P_{тр.л}} \text{ – относительный периметр трубного пучка;}$$

$P_{тр.п}$ – периметр трубного пучка;

$P_{тр.л}$ – периметр трубной доски;

$K_* = \frac{A}{(t_1 \cdot t_2)^{0,5}}$ – коэффициент компактности трубного пучка;

A – средняя ширина ленты компоновки трубного пучка;

t_1, t_2 – продольный и поперечный шаги разбивки трубок;

$$T = \frac{t_n - t_{1в}}{t_n};$$

t_n – температура насыщения пара;

$t_{1в}$ – температура воды на входе в конденсатор.

Переменные режимы в этих методиках не отражены в явной форме: предполагается, что отклонение от расчетного режима будет учтено изменением параметров и расходов пара и воды.

Полуэмпирический метод расчета переменных режимов предложен О.О.Мильманом [22]. Он основывается на экспериментально определенных характеристиках конденсатора в точке, близкой к расчетным условиям теплосъема и охлаждения, а также на учете характеристик воздухоохлаждающего устройства [13].

1.5. Условия пуска и работы сухих градирен и воздушных конденсаторов

На данный момент накоплен значительный опыт эксплуатации воздушных конденсаторов и сухих градирен. Однако, при эксплуатации ВК в условиях отрицательных температур возникает риск намораживания конденсирующегося пара на внутреннюю поверхность теплообменных труб. Следствием этого, как отмечено, например, в [24, 64, 65, 72], может быть образование ледяных пробок и разрушение отдельных труб.

Как показал анализ, выполненный в работах [67, 69], опасность образования ледяных пробок возрастает в застойных зонах, где конденсация пара в основном завершена, коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара уменьшается, и температура трубы на границе с пленкой конденсата становится отрицательной.

Случаи разрушения труб отмечены в основном для первого по ходу воздуха ряда труб, где температура воздуха минимальна (Рисунок 1.13).



Рисунок 1.13. Фотография разрушения одноходового конденсатора, в котором разморожен первый по ходу воздуха ряд трубок (фото автора)

Перед пуском температура металлоконструкций практически совпадает с температурой окружающей среды, то есть может быть существенно ниже нуля. При подаче пара на конденсацию без предварительного прогрева теплообменных модулей процесс конденсации сопровождается не только прогревом труб, но и образованием ледяного слоя на их внутренней поверхности. Только после повышения температуры труб до положительных значений процесс образования ледяного слоя прекращается и начинается его таяние. При определенных условиях может оказаться, что ледяной слой займет все поперечное сечение трубы до того, как температура трубы станет положительной. В этой ситуации поток пара, являющегося в данном случае и прогревающей средой, прекращается, температура ледяной пробки понижается, и опасность разрушения трубы становится реальной. Основное мероприятие для безопасного пуска воздушного конденсатора — прогрев теплообменных поверхностей перед подачей рабочей среды. При этом во время подачи пара образование наледи на внутренней поверхности будет исключено или, по крайней мере, не достигнет критического уровня и не приведет к образованию ледяных пробок.

Способы прогрева теплообменных поверхностей ВК можно разделить по источнику тепла: электропрогрев, прогрев воздухом или паром. Обогрев паром, в свою очередь, можно разделить по направлению его подвода: с внутренней или с внешней стороны труб. Далее рассмотрены примеры различных способов прогрева:

Электропрогрев

Применительно к ВК для паровых турбин мощностью 80—100 МВт, в состав которого входит 30—40 секций ВК, требуется электрическая мощность 4—5 МВт. Например, сухая градирня фирмы GEA на ТЭС “Москва — Сити” для паровой турбины типа МР-160Н мощностью 30 МВт производства фирмы Siemens оборудована системой электропрогрева мощностью 1 МВт. Применение электропрогрева влечет за собой высокие капитальные затраты и большие потребляемые мощности перед пуском.

Внешний прогрев поверхности теплообменника

Такая технология использована в сухих градирнях фирмы SPIG на “ПАО Мосэнерго” ТЭС-12 и ПАО «ОГК-2»-Серовская ГРЭС. Для прогрева теплообменных модулей установлены “паровые спутники” — дополнительные теплообменные секции, которые гидравлически не связаны с теплообменниками сухой градирни. “Паровые спутники” устанавливаются на входе охлаждающего воздуха в теплообменный модуль по одному на секцию из четырех теплообменников. Подача пара в секции “паровых спутников” осуществляется после закрытия входных и выходных жалюзи по воздуху для уменьшения потерь тепла в результате естественной циркуляции.

В процессе эксплуатации вопросы замерзания и разрушения поверхности имели место как в России, так и за рубежом. Наряду с требованием к эксплуатационному персоналу обеспечить безаварийную работу этих аппаратов необходимы и конструкторско-технологические мероприятия, предотвращающие эти явления:

- организация многоходового движения пара с уменьшением сечений паровых каналов по мере конденсации пара [47-49];
- определение критических точек (с минимальной температурой поверхности) в схеме ВКУ и СГ и установка в них датчиков температуры с выводом сигналов в АСУТП станции;

- внедрение частотного привода вентиляторов для уменьшения потока холодного воздуха [19,20] – организация реверса части вентиляторов при низких наружных температурах;
- отключение арматурой части поверхности теплообмена по охлаждающему воздуху [22-25] (жалюзи) и пару;
- тщательное дренирование всех мест, где возможен застой конденсата;
- электрообогрев элементов схемы, подверженных замерзанию.

В ряде случаев проблема возникает из-за образования наледи и сугробов под ВК из-за таяния снега на поверхности теплообмена и стекания конденсата на грунт или фундамент ВК. Один из способов борьбы – реверс вентилятора для удаления снега. Проблема решается также прокладкой обогреваемых паром труб в грунте под ВКУ.

На номинальных режимах работы ВК избежать замерзания жидкости внутри труб можно несколькими способами:

- 1) с помощью работы системы регулирования – снижение расхода охлаждающего агента (холодного воздуха) через ТО модули;
- 2) конструктивные доработки тракта охлаждающего воздуха [2, 3];
- 3) использование многоходовых конденсаторов [28, 47].

Аварии воздушных конденсаторов, эксплуатируемых в зимних условиях холодных регионов мира, также могут быть связаны с разрушением вентиляторных установок из-за намерзания льда на их лопастях (например, при нижнем расположении вентиляторной установки).

Натурная секция ВК, созданная коллективом ЗАО НПВП «Турбокон» при активном участии автора диссертации, опытный образец которой установлен на территории ОАО ВТИ, выполнена по трехходовой схеме, обладающей не только более высокой тепловой эффективностью, но и повышенной устойчивостью к образованию ледяных пробок. Конструктивные особенности секции ВК благодаря использованию многоходовой конструкции минимизируют проблемы промерзания на номинальном режиме конденсации пара. Однако необходимы исследования ее режимов работы, включая исследование системы прогрева и охлаждения.

Так же возможны мероприятия, предотвращающие разрушение теплообменных труб даже при образовании ледяных пробок. К таким

мероприятиям можно отнести организацию компенсационных вставок в теплообменные трубы из материала, обладающего свойством значительного уменьшения объема при увеличении давления, как это предложено в [76]. Следует отметить, что эти мероприятия устраняют риск разрушения теплообменных труб, но не предотвращают образования ледяных пробок.

Выводы

1. Сухие градирни и воздушные конденсаторы получают все большее распространение в мировой и отечественной энергетике на фоне действия следующих факторов:

- роста стоимости водопотребления;
- ужесточения экологических требований;
- накопления опыта их эксплуатации в различных условиях как с высокими, так и низкими температурами атмосферного воздуха.

2. Работа ВКУ и СГ при переменных режимах, особенно в области низких наружных температур, исследована недостаточно; необходимы разработки, обеспечивающие рост надежности и эффективности этих устройств.

3. Существующие методы расчета номинального и переменного режима работы водяных конденсаторов применительно к ВКУ требуют анализа и корректировки.

Настоящая диссертация посвящена исследованию особенностей режимов работы ВК и сухих градирен при низких температурах наружного воздуха, построению физической модели процессов прогрева и охлаждения ВК, включая разработку методики оценки работы ВК при различных температурах.

Глава 2. Экспериментальное исследование пусковых режимов прогрева макетов воздушных конденсаторов

В соответствии с поставленными задачами исследований пусковых и переменных режимов работы ВКУ в главе приведены экспериментальные данные сравнительных испытаний разных способов прогрева теплообменных модулей для условий пуска при отрицательных температурах охлаждающего воздуха:

- нагрев поверхности теплообмена теплым воздухом;
- подача пара для прогрева от постороннего источника.

В обоих случаях рассматривались варианты подачи греющей среды снаружи и внутрь поверхности теплообмена.

2.1. Описание экспериментальной установки

Для выбора оптимального способа прогрева поверхности теплообменных труб были проведены опыты с различными вариантами подачи греющей среды. Экспериментальные исследования различных вариантов системы прогрева выполнялись на макетах воздушных конденсаторов, установленных в межведомственной научно-исследовательской лаборатории имени В.А. Федорова ЗАО НПВП «Турбокон» (фотография макетов – на Рисунке 2.1, схема макета ВК – на Рисунке 2.2). Все макеты имеют одинаковую теплообменную часть, состоящую из 78 оребренных труб длиной 2.5 м, расположенных в 4 ряда, выполненную по одним чертежам, но с различной организацией движения теплоносителя в каждом макете. При прогреве теплообменной части извне все макеты находились в равных условиях. Теплоемкость теплообменной части макета, в соответствии с документацией на него, составляет 540 кДж/К, площадь поверхности теплообмена при контакте с внешней воздушной средой 224.4 м^2 .

Подача воздуха в систему была организована следующим образом. Атмосферный воздух поступал в камеру всасывания через воздухозаборное окно, расположенное в нижней части макета. Последовательно проходя четыре ряда теплообменных труб, воздух направлялся — в камеру разрежения, откуда вентилятором выбрасывался в атмосферу. На макетах были установлены

промышленные вентиляторы AFC/4-900P-750T и BO 16-308-9, имеющие наружный диаметр рабочих колес 900 мм.

При исследовании прогрева/остывания теплообменной части макетов, при подаче греющей среды (пара или воздуха), использовались те же паропроводы и установленная на них арматура, что и при исследовании процессов конденсации в штатном режиме. При этом базовая схема стенда (Рисунок 2.3) оставалась неизменной, в нее лишь вносились небольшие изменения в соответствии с требованиями того или иного этапа испытаний.

Источниками тепла при внешнем разогреве на разных этапах испытаний служили:

- тепловая пушка ERGUS QE-10D, генерирующая горячий воздух, мощностью 10 кВт;
- установка «Гейзер-200», генерирующая пар, расход пара до 94 кг/ч (Рисунок 2.3).

Источниками тепла при внутреннем разогреве на разных этапах испытаний служили:

- компрессор U-55, подающий сжатый воздух, расход до 0.1 кг/с;
- установка «Гейзер-200», генерирующая пар, расход пара до 94 кг/ч.



Рисунок 2.1. Фотография макетов воздушных конденсаторов на территории МНИЛ им. В.А. Федорова ЗАО НПВП «Турбокон» (фото автора)

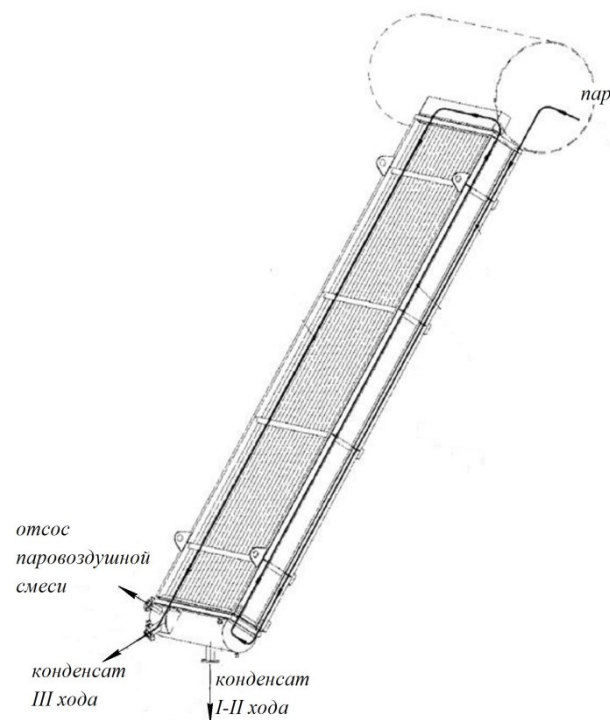


Рисунок 2.2. Схема трехходового макета ВК

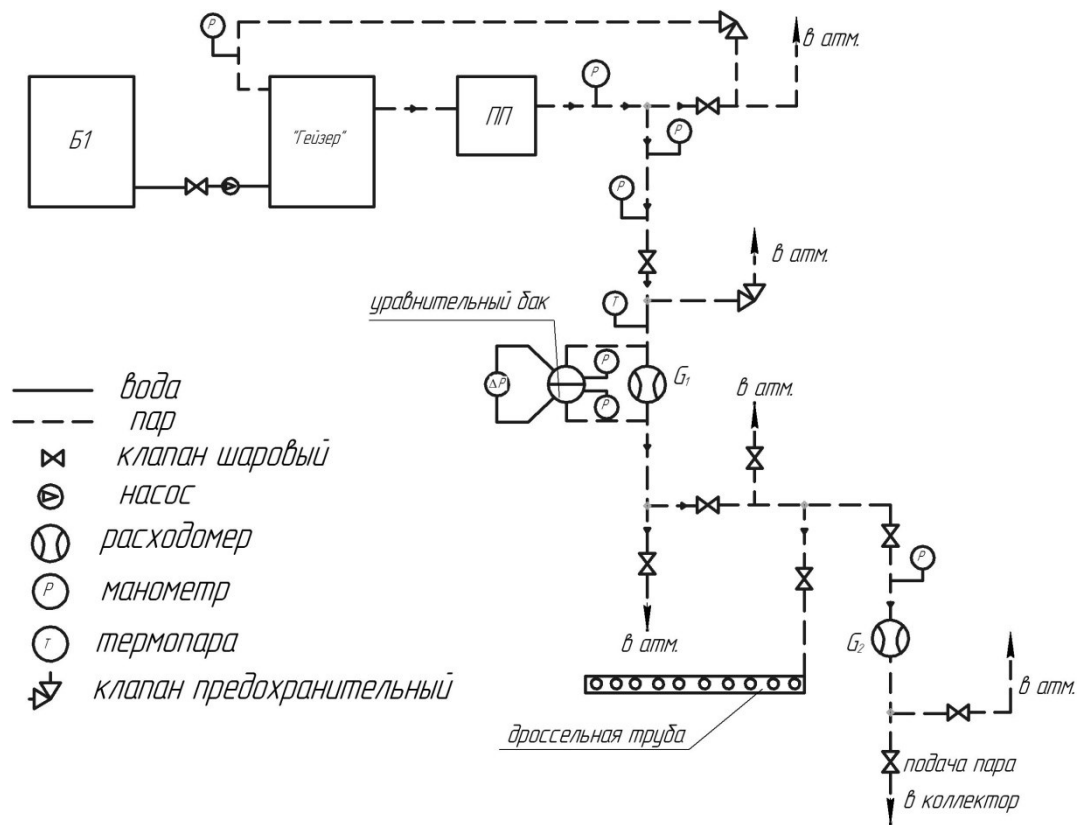


Рисунок 2.3. Схема стенда при внешней подаче пара на прогрев от установки «Гейзер-200»

Схема препарирования теплообменной поверхности и расположение термopар на теплообменном модуле макета при прогреве макета ВК с помощью установки «Гейзер-200» представлена на Рисунке 2.4.

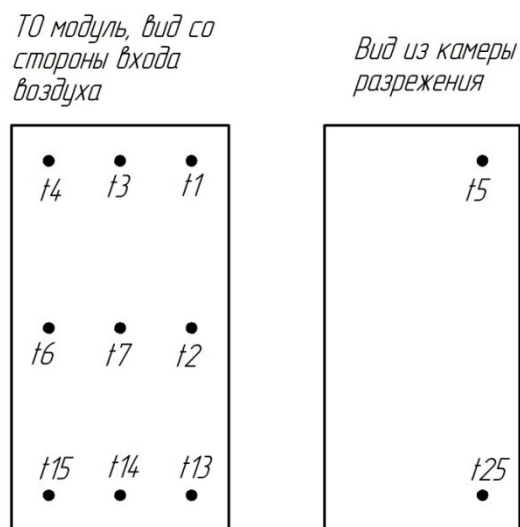


Рисунок 2.4. Схема расположения термopар на теплообменном модуле макета

Термопары ТХКА (К), используемые в эксперименте, поверены и откалиброваны вместе с вторичным преобразователем ТРМ-148 для уменьшения погрешности показаний. Калибровка осуществлялась при помощи лабораторного ртутного термометра с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$ и водяного термостата 1ТЖ-0-03. Крепление термопар для измерения температуры теплообменных поверхностей было выполнено при помощи пластин оребрения, тепловой контакт обеспечивала термопаста КПТ-8, схема установки термопар представлена на Рисунке 2.5.

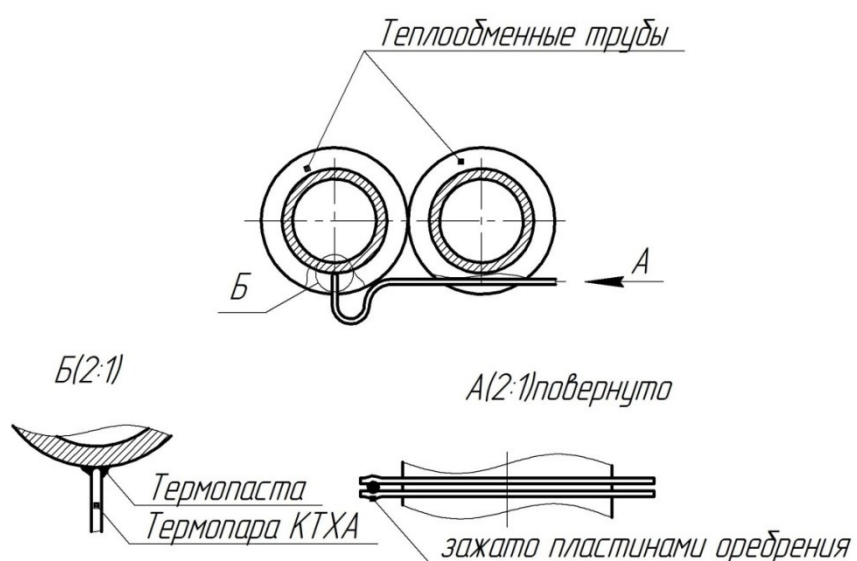


Рисунок 2.5. Схема установки термопар на теплообменной поверхности

2.2. Методика экспериментального исследования макетов воздушного конденсатора

Перед началом каждого эксперимента была выполнена контрольная запись показаний приборов, предусмотренных программой проведения опыта. Отсчет времени прогрева выполнялся от момента начала подачи греющей среды и/или включения обогревающих устройств. Во время проведения опытов велась непрерывная запись показаний датчиков температур с частотой 1 Гц, установленных в рабочей части макета, а также параметров прогревающей среды. Все записи были архивированы на жестком диске компьютера и после завершения опытов подвергнуты обработке, включая формирование полученной информации в графической форме. Одновременно с записью данных выполнялась индикация показаний приборов на экране компьютера для контроля прохождения опыта.

В процессе прогрева с периодичностью примерно 1–2 минуты выполнялось термографирование температурного состояния теплообменной части с помощью тепловизора FLIR T335.

Время проведения прогрева регламентировалось, как правило, временем выхода на установившийся тепловой режим либо достижением предельных величин, оговоренных программой проведения эксперимента.

После завершения прогрева и прекращения подачи греющей среды или выключения прогревающего устройства запись показаний термопар продолжалась в течение не менее чем 15 минут для экспериментального определения темпов остывания конструкции после прекращения прогрева.

2.3. Метрологическое обеспечение и анализ погрешности

Экспериментальные исследования были проведены с использованием возможностей стендового оборудования модулей воздушного конденсатора ЗАО НПВП "Турбокон", расположенного на территории МНИЛ им. В.А. Федорова. Перечень средств измерений стендового оборудования представлен в Таблице 2.1.

Таблица 2.1. Перечень параметров средств измерений

Наименование параметра	Обозначение на ПК и протоколах обработки	Диапазон измерения контролируемого параметра	Метрологические характеристики				
			Тип прибора	Кол-во точек	Диапазон измерения СИ	Погрешность, класс точности	Абс. погрешность
1	2	3	4	6	7	8	9
Расход греющего пара на макет секции G1, кг/с	ΔP	0 40	«Элемер-100Ех-ДД»	1	0÷40	±0,5%	±0,2 кПа
Давление (абс.) пара на входе в модуль, кПа	P _п	5 40	АИР-10 Ех/М1 ДА	1	0 250	±0,2%	±0,5 кПа
Температура пара на входе в модуль, °С	T _п	45÷130	ТСПТ 201-010-Pt100-A3-6-80	1	-50 +300°С	±(0,15+0,002 t)	±(0,24÷0,41)°С
Температура охлаждающего воздуха на входе трубного пучка, °С	T _{возд.}	-40 +40	КТХА 02.01	4	-40 +800°С	±1,5°С	±1,5°С
Температура воздуха на выходе из вентилятора, °С	T _{возд.1} , T _{возд.2} , T _{возд.3}	-40 +80	КТХА 02.01-062	3	-40 +800°С	±1,5°С	±1,5°С
Давление греющего воздуха в ресивере, кПа	P _в	0 600	Манометр МПЗ-У	1	0÷16 кгс/см ²	кл.т.1	±0,16 кгс/см ²
Температура стенки теплообменного модуля, °С	t ₁₋₇ , t ₁₃₋₁₅ , t ₂₅	-40 +90	КТХА 02.01	11	-40 +800°С	±(0,15+0,002 t)	±1,5°С

Основным параметром, измеряемым в рассматриваемых экспериментах, является температура металла теплообменной поверхности. Учитывая, что измерение температуры металлической поверхности является прямым измерением, был выполнен анализ погрешности измерений с оценкой погрешности при большом числе повторных измерений.

Оценим приборную погрешность $\Delta_{пр}T$:

$$\Delta_{пр}T = \sqrt{\Delta T_{mn}^2 + \Delta T_{gn}^2}, \quad (2.1)$$

где ΔT_{mn} погрешность термопары $\pm 1,5$ °C, а ΔT_{gn} - погрешность вторичного прибора $\pm 1,5$ °C. Подставив эти значения в 2.1, получаем

$$\Delta_{пр}T = 2,1 \text{ °C}$$

Определим среднеквадратичную погрешность отдельных измерений по формуле:

$$\sigma_T = \sqrt{\frac{1}{n-1} * \sum_{i=1}^n (T_i - \bar{T})^2}, \quad (2.2)$$

где: $n=35$ - количество измерений, T_i - результат i измерения, $\bar{T}$ - среднеарифметическое n измеренных значений.

$$\sigma_T = 0,1084$$

Найдем случайные погрешности отдельных измерений по формуле:

$$\Delta T = T_i - \bar{T} \quad (2.3)$$

Проверяем на наличие промахов, исключая те результаты, для которых $\Delta T > 3\sigma$. Промахов в измерениях обнаружено не было.

Вычислим среднюю квадратичную погрешность среднего значения по формуле:

$$\bar{\sigma}_T = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} * \sum_{i=1}^n (T_i - \bar{T})^2} \quad (2.4)$$

Полученное значение $\bar{\sigma}_T$ составляет 0,0183.

Значение надежности $\alpha = 0,997$.

Определяем коэффициент Стьюдента $t_{\alpha,n} = 3,19$.

Оцениваем случайную погрешность результата измерений:

$$\Delta_{сл}T = t_{\alpha,n} \cdot \bar{\sigma}_T \quad (2.5)$$

Случайная погрешность составила $\Delta_{\text{сл}} T = 0,0585 \text{ }^{\circ}\text{C}$, и так как она не превышает значения приборной погрешности, то воспользуемся формулой для определения границ доверительного интервала:

$$\Delta T = \sqrt{\Delta_{\text{сл}}^2 T^2 + \left(\frac{t_{a,n}}{3}\right)^2 \cdot \Delta_{\text{пр}}^2 T^2} \quad (2.6)$$

Абсолютная погрешность составила $\Delta T = 2,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Относительная погрешность измерений для температуры $80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ составила:
 $\varepsilon_T = 2,8\%$.

Давление греющего пара было измерено датчиком АИР-10 Ех/М1 ДА с диапазоном 0..600 кПа и классом точности 0,2 от ВПИ.

Система измерения расхода греющего пара при подаче на стенд состояла из датчика перепада давления «Элемер-100Ех-ДД», имеющего абсолютную погрешность $\pm 0,2 \text{ кПа}$ и диафрагму $\varnothing 7 \text{ мм}$.

2.4. Результаты исследования и их обсуждение

Ниже представлены результаты сравнения показателей, определенных в опытах по прогреву теплообменных модулей. Сравнивались следующие показатели:

- 1) величина относительного прогрева металла теплообменника (разности конечной, в установившемся режиме, и начальной температур) для места измерения, где этот прогрев максимален, и для места, где он минимален;
- 2) время достижения режима, при котором температура достигает величины на 5°C меньше, чем максимальная;
- 3) время снижения температуры $\Delta t_{\text{м}}$ до температуры вдвое меньшей по отношению к максимальной (по темпам остывания после завершения прогрева);
- 4) равномерность прогрева ТО поверхности.

1-й опыт.

Источник тепла: компрессор U-55

Теплоноситель: сжатый воздух с температурой $60-65 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Направление подачи греющей среды: внутрь ТО.

В этом опыте прогрев макета осуществлялся за счет подачи подогретого воздуха компрессором U-55. Расход воздуха составил 0.095-0.102 кг/с.

На термограммах (Рисунок 2.6) хорошо видно, что температура теплообменных труб постепенно уменьшается по мере перемещения воздуха от входа к выходу. При этом создается неравномерность нагрева теплообменных труб как по ширине теплообменного модуля, так и между трубами, расположенными в задних и передних рядах.

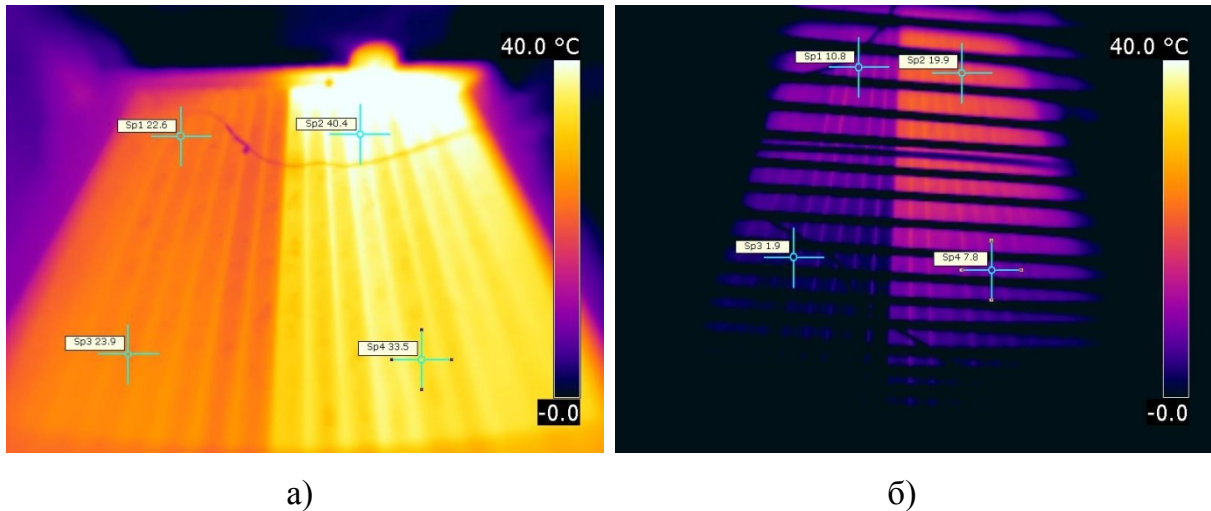


Рисунок 2.6. Термограммы теплообменной поверхности

а) со стороны выхода охлаждающего воздуха

б) со стороны входа охлаждающего воздуха

За один час подачи подогретого воздуха температурой 60-65°C максимальный нагрев и нагрев в контрольных точках (Рисунок 2.4) ($\Delta t = t_{нач} - t_{зр}$) составил $\Delta t_{max} = 52,5^\circ\text{C}$, минимальный $\Delta t_{min} = 14^\circ\text{C}$. Выход на установившийся тепловой режим не зафиксирован.

После прекращения подачи воздуха темп падения температуры на начальном этапе самый высокий, затем наблюдается замедление темпа. Снижение величины перепада температуры до половины значения температуры окружающей среды наступило через 9–13 минут.

В опыте была отмечена высокая неравномерность прогрева теплообменной поверхности.

Система пуска с подогревом воздуха также требует значительной тепловой мощности подогревателя.

2-й опыт.

Источник тепла: нагреватель воздуха ERGUS QE-10D на дизельном топливе мощностью 10 кВт

Теплоноситель: воздух

Направление подачи греющей среды: снаружи ТО.

В этом опыте прогрев макета осуществлялся тепловой пушкой ERGUS QE-10D. Максимальный прогрев (разность между достигнутым и начальным значениями) составил 82°C, минимальный 15°C.

Таким образом, подтвержден ранее установленный в 1-м опыте факт повышенной неравномерности температур при прогреве макета. Об этом свидетельствуют и результаты термографирования (Рисунок 2.7).

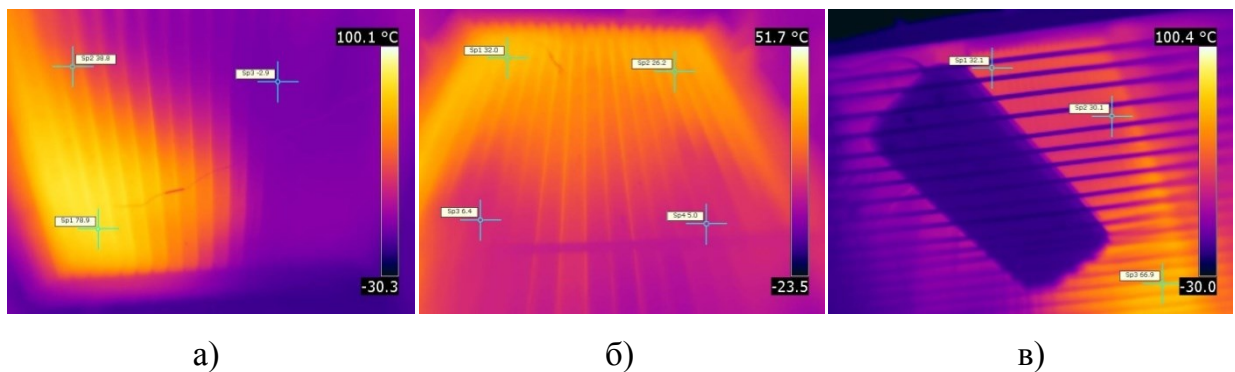


Рисунок 2.7. Термограммы теплообменной поверхности
 а) со стороны выхода охлаждающего воздуха (нижняя часть)
 б) со стороны выхода охлаждающего воздуха (верхняя часть)
 в) со стороны входа охлаждающего воздуха

При этом увеличились и темпы падения температуры после прекращения прогрева. В этом опыте снижение величины перепада температуры до половины значения температуры окружающей среды наступило через 3-9 минут. Причем, самыми высокими были темпы падения температуры наиболее прогретых частей.

Опыт 3.

Источник тепла: установка «Гейзер-200»

Теплоноситель: пар с температурой 200°C и давлением 0,5 МПа, расход пара 50 кг/ч.

Направление подачи греющей среды: внутрь ТО.

Водяной пар благодаря высокой теплоте парообразования обладает высоким энергетическим потенциалом для эффективного прогрева теплообменных модулей. В то же время пар, при определенных температурах переходя в жидкость, а затем в лёд, создает опасность образования ледяных пробок и ледяных покрытий, для предотвращения появления которых необходим предварительный прогрев. При этом движение конденсата, образовавшегося из пара, имеет противоположное направление движения относительно направления движения пара, что снижает вероятность образования ледяных пробок и покрытий (он движется от менее прогретых участков к более прогретым). С учетом этой особенности была проверена возможность использования такого типа движения пара «снизу-вверх» для решения проблем образования наледи.

Опыт с подачей пара внутрь теплообменного аппарата «снизу-вверх» был выполнен на пятиходовом макете ВКУ при атмосферной температуре $+1 - 3^{\circ}\text{C}$. В этом эксперименте пар подавался в линию слива конденсата из I и II ходов, расход пара – 50 кг/ч. При подаче пара в верхнем коллекторе (на входе пара в I ход) было открыто отверстие для выхода пара в атмосферу. На начальном этапе прохождения пар конденсировался за счет охлаждения металлом теплообменных труб I и II ходов, а образовавшийся конденсат сливался в нижний коллектор. По мере прогрева теплообменных труб участок массовой конденсации увеличивался до тех пор, пока эти трубы не оказались прогретыми по всей длине и пар не начинал выходить в атмосферу. После этого в эжектор отсоса паровоздушной смеси ПВС подавалась рабочая вода, пар поступал в трубы III хода, а затем, по мере их прогрева, в трубы IV-V ходов.

При проведении опыта непрерывно фиксировалась температура в нескольких точках теплообменного модуля (в 9 точках I-го ряда I-го хода и в 2 точках по высоте V-го хода). Кроме этого, как и во всех других опытах, периодически выполнялось термографирование ТО.

Как следует из данных измерений, теплообменные трубы I-го ряда I-го хода прогрелись до $85-90^{\circ}\text{C}$ в течение 5 минут, изменение температур V-го хода отмечено уже после выхода температур I-го хода на установившийся тепловой режим. Теплообменные трубы I-го ряда I-го хода также прогревались неравномерно: вначале был отмечен прогрев центральной по ширине части, и

только затем крайних труб. Начавшийся прогрев I ряда соответственно той или иной точке измерений завершался, как правило, уже через 1 минуту. У труб V хода прогрев шел несколько медленнее: вначале, когда пар конденсировался на предыдущих участках, в течение 7-8 минуты, затем – с тем же темпом, что и трубы I-го ряда.

В процессе прогрева труб визуально наблюдалась деформация отдельных труб из-за потери устойчивости вследствие их неравномерного прогрева, Рисунок 2.8.

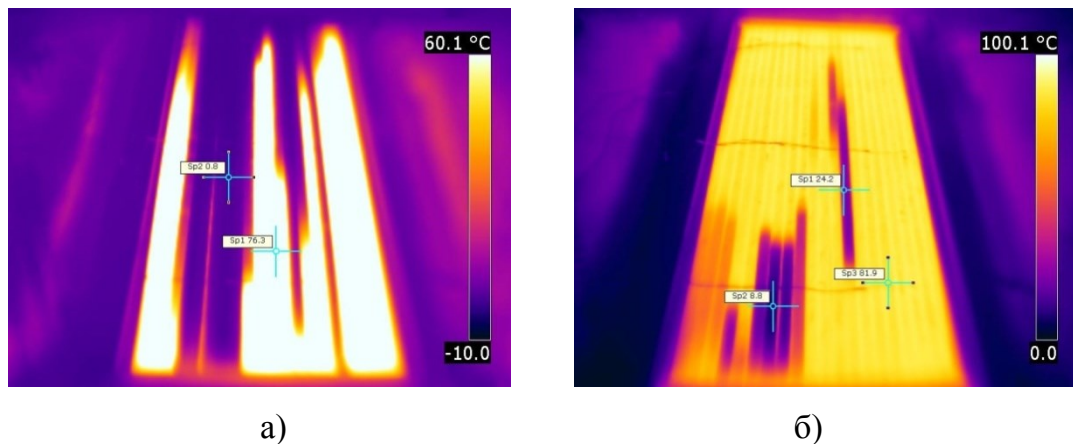


Рисунок 2.8. Термограммы теплообменной поверхности со стороны выхода охлаждающего воздуха

а) в начале прогрева (30 минут),

б) в конце прогрева (50 минут)

Следует отметить, что достигнутый уровень прогрева является достаточным для последующего низкотемпературного пуска макета ВК. Однако этот способ, как и другие с внутренним подводом тепла, характеризуется неравномерностью пространственного распределения температур металла ТО поверхности, приводящей к термическим напряжениям и последующей повышенной нагрузке на конструкцию. Проведенный эксперимент выявил это явление наиболее рельефно. Поэтому такой вид прогрева можно рекомендовать использовать только при комбинированном прогреве ТО поверхности.

Опыт 4.

Источник тепла: установка «Гейзер-200»

Теплоноситель: пар с температурой 200 °C и давлением 0,5 МПа. Расход 110 кг/ч.

Направление подачи греющей среды: снаружи ТО.

Прогрев ТО паром, осуществляемый с наружной стороны, значительно уменьшает вероятность промерзания теплообменных труб. Намораживание льда на наружных поверхностях труб может иметь временный характер до тех пор, пока температура прогреваемого металла труб не достигнет положительных значений. При этом способе прогрева нет необходимости завышения температуры для компенсации остывания в период подготовки к переходу на режим конденсации, так как этот переход можно совместить с прогревом. Однако при практической реализации этого способа прогрева необходимо обеспечить приемлемую равномерность температуры ТО поверхности.

В этом опыте пар подавался на поверхность ТО из камеры всасывания специального парового коллектора через 10 отверстий $\varnothing 4$ мм, равномерно расположенных по ширине макета. При проведении экспериментов варьировалось расположение коллектора относительно модуля, направление осей отверстий, способы изоляции воздушного тракта от внешней среды.

Необходимо отметить, что перегретый водяной пар после истечения из сопла смешивается с воздухом. В результате смешения часть пара охлаждается и частично конденсируется, а воздух нагревается за счет тепла пара. Температура смеси, попадающей на теплообменную поверхность, зависит от парциального давления пара в составе смеси. Основное тепло, затрачиваемое на нагрев поверхности теплообменника, – конденсация пара на поверхности ТО. По мере конденсации пара на поверхности оребренных труб парциальное давление его уменьшается, температура смеси падает, а температура труб во времени растет.

В результате опыта с подачей пара на внешнюю поверхность оребренных труб в сочетании с подачей пара в нижний коллектор достигнута низкая неравномерность температурного поля (5-6 °C), Рисунок 2.9. Прогрев теплообменных модулей ВК за счет подачи пара на внешние (с воздушной стороны) поверхности теплообменных труб реализуется на необходимом уровне 40-50°C, при подаче пара в камеру всасывания и при условии надлежащей изоляции полостей камер всасывания.

Серия экспериментов Опыта 4 по исследованию эффективности прогрева за счет внешнего подвода пара имела своей целью не только экспериментальное

определение параметров поверхности подогрева, но и дала возможность осуществить поиск способа достижения равномерности температурного поля ТО при прогреве.

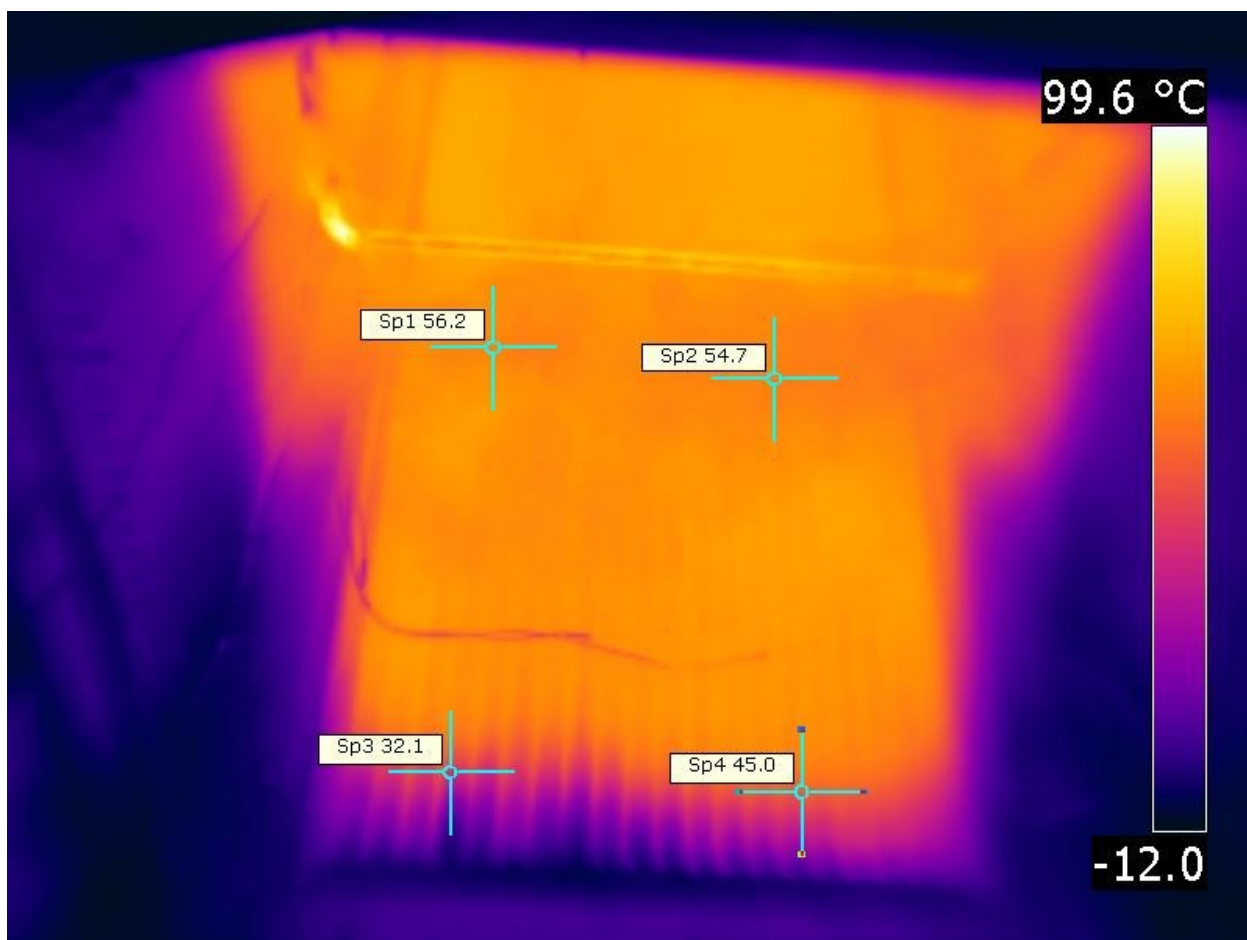


Рисунок 2.9. Термограммы теплообменной поверхности со стороны входа охлаждающего воздуха в конце прогрева в течение 30 минут

Анализ визуальных представлений распределения температур по ТО поверхности (Рисунки 2.7-2.9) показывает, что лучшую равномерность нагрева дает внешний прогрев паром.

Результаты проведенных опытов парового обогрева внешней поверхности теплообменных труб макета ВК представлены в Таблице 2.2.

Таблица 2.2 Сводная таблица результатов испытаний парового обогрева

№ п/п	Атм. тем-ра, °С	Характеристика особенностей опыта	Максимальная температура металла, °С	Максимальное увеличение температуры, °С	Максимальная разность температур, °С
1	+17	Подача пара 94 кг/ч в нижнюю часть макета, кожух вентилятора установлен	36–53	17–36	30
2	+23	Кожух вентилятора снят	33–48	10–26	26
3	+17	Кожух вентилятора установлен	38–54	20–38	30
4	+9	Подача пара 94 кг/ч в верхней части макета горизонтально, кожух установлен	29–44	25–34	30
5	+14	Подача пара 94 кг/ч в верхней части макета горизонтально, кожух снят	22–34	8–20	18
6	+14	Подача пара в верхней части макета параллельно плоскости ТО вниз, кожух установлен	23–48	8–32	28
7	+18.4	Подача пара в верхней части макета параллельно плоскости ТО вниз, кожух снят	28–39	12–18	18
8	+22	Подача пара в центральной части макета перпендикулярно плоскости ТО, кожух установлен	20–50	0–30	30
9	+17	Подача пара в центральной части макета перпендикулярно плоскости ТО, кожух установлен, изоляция входа в	53–68	33–50	38

№ п/п	Атм. тем- ра, °С	Характеристика особенностей опыта	Максимальная температура металла, °С	Максимальное увеличение температуры, °С	Максимальная разность температур, °С
		макет и входа в вентилятор			
10	+21	Подача пара в центральной части макета горизонтально, кожух установлен, изоляция входа в макет и входа в вентилятор	70–77	50–56	42
11	+19	Подача пара в центральной части макета горизонтально, кожух установлен, изоляция входа в макет и выхода из ТО-модуля (брезент)	67–78	54–62	46
12	+17.3	Подача пара в нижней части макета вверх, кожух установлен, ликвидирована изоляция входа в макет, изоляция выхода из ТО- модуля (брезент)	57–68	45–54	46
13	+15	Подача пара в средней части макета перпендикулярно плоскости ТО, кожух установлен, изоляция входа в вентилятор, изоляция ТО (брезент).	63–68	47–50	35
14	+16	Подача пара в средней части макета перпендикулярно плоскости ТО, кожух установлен,	66–71	46–50	40

№ п/п	Атм. тем- ра, °С	Характеристика особенностей опыта	Максимальная температура металла, °С	Максимальное увеличение температуры, °С	Максимальная разность температур, °С
		изолирован вход в макет, изоляция ТО (брезент).			
15	+16	Подача пара в средней части макета перпендикулярно плоскости ТО, кожух установлен, изоляция входа в вентилятор, входа в камеру всасывания, выхода из ТО-модуля	64–69	52–56	42
16	+14	Подача пара в средней части макета перпендикулярно плоскости ТО, кожух установлен, изоляция входа в вентилятор, изоляция выхода из ТО-модуля, ликвидирована изоляция входа в камеру всасывания.	62–68	48–52	42
17	+13	Подача пара в средней части макета перпендикулярно плоскости ТО, кожух снят, ликвидирована изоляция входа в вентилятор, входа в камеру всасывания, оставлена изоляция выхода из ТО-модуля	56–63	50–56	44
18	+15	Добавлена подача пара внутрь нижнего коллектора	56–80	46–67	37
19	+12	То же суммарный	58–67	50–56	40

№ п/п	Атм. тем- ра, °С	Характеристика особенностей опыта	Максимальная температура металла, °С	Максимальное увеличение температуры, °С	Максимальная разность температур, °С
		расход 82 кг/ч			
20	+20	Кожух снят, ликвидирована вся изоляция входа, выхода и ТО, подача пара в нижний коллектор через 5 минут, вкл. эжектор, Σрасход 81 кг/ч, в коллектор – 17.6 кг/ч	24–44	7–24	–
21	+31	Кожух отсутствует, ликвидирована вся изоляция входа, выхода, кроме изоляции ТО, подача пара в нижний коллектор через 4 минуты, вкл. эжектор через 5 минут, Σрасход 76.7 кг/ч, в коллектор – 16.8 кг/ч	60–69	33–39	31

Очевидно, что внешний прогрев паром позволяет осуществить достаточно быстрый, с минимальными затратами греющего пара, прогрев с высокой равномерностью температурного поля теплообменной поверхности.

После экспериментов по сравнению и анализу различных способов прогрева был выбран оптимальный вариант – внешняя подача пара на теплообменную поверхность и внутренняя подача пара в конденсатные линии и коллекторы по противоточной схеме.

Типичные результаты прогрева паром макета ВК представлены на Рисунке 2.10.

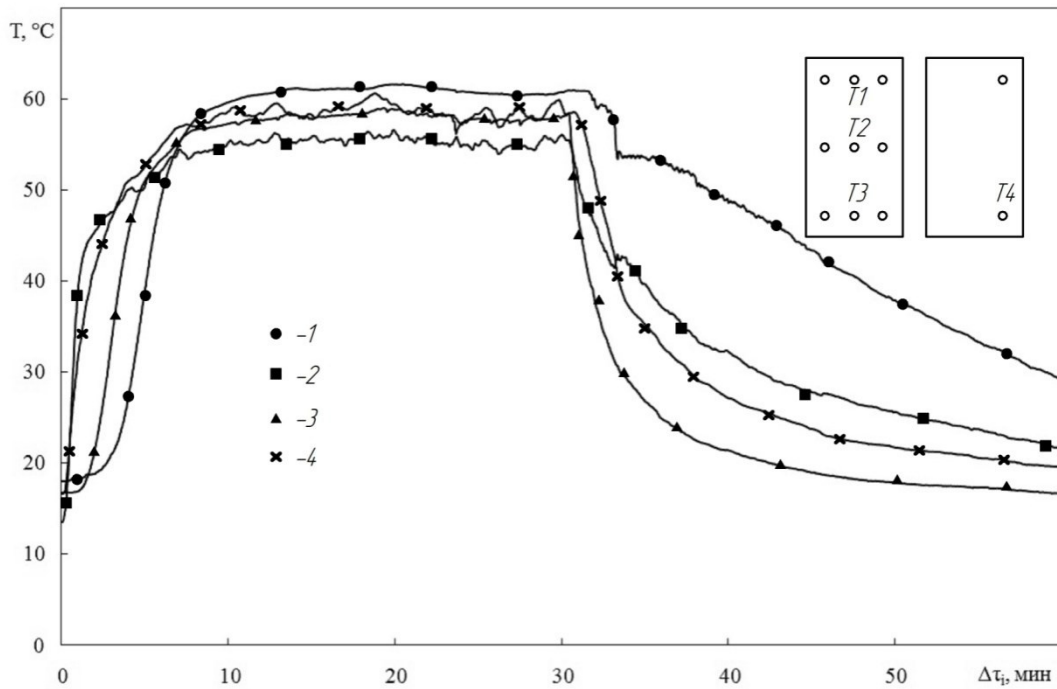


Рисунок 2.10. Типовой график измерения температуры металла во времени

- 1 - показания термопары T1;
- 2 - показания термопары T2;
- 3 - показания термопары T3;
- 4 - показания термопары T4.

Как видно из Рисунка 2.10, прогрев теплообменного модуля макета воздушного конденсатора в контрольных точках достаточно быстрый и достигает максимальных значений, примерно за 10 минут.

Далее, на макетах ВК была проведена серия испытаний, целью которых был поиск рациональной конструкции устройства прогрева ТО поверхностей. Во время эксперимента варьировались следующие параметры:

- расход греющего пара (Рисунок 2.11 а), схема расположения термопар (Рисунок 2.11 г);
- расстояние от коллектора греющего пара до ТО поверхности (Рисунок 2.11 б);
- угол наклона коллектора греющего пара к ТО поверхности (Рисунок 2.11 в).

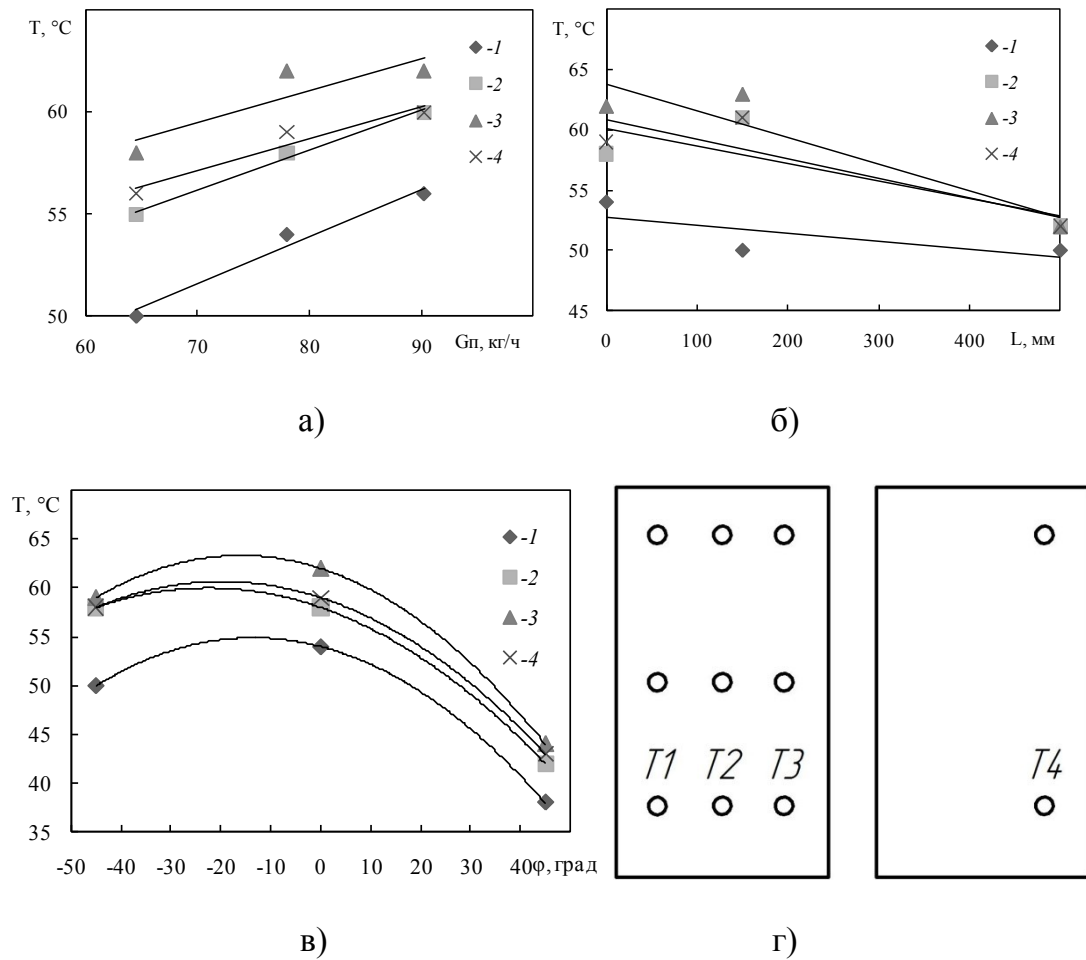


Рисунок 2.11. Зависимость температуры металла ТО модуля:

а) от расхода греющего пара;

б) от расстояния коллектора греющего пара до ТО;

в) от угла наклона коллектора греющего пара к нормали ТО;

г) схема расположения термопар Т1-Т4 на ТО модуле, где 1 - показания термопары Т1, 2 - показания термопары Т2, 3 - показания термопары Т3, 4 - показания термопары Т4

Из данных, представленных на Рисунке 2.11 а), можно определить, что рост температуры поверхности ТО при увеличении расхода пара примерно в 1,5 раза составляет около 5°C и объясняется увеличением парциального давления пара в смеси.

По той же причине, но из-за уменьшения парциального давления имеет место некоторое снижение температуры поверхности по мере удаления паровых сопел от поверхности теплообмена, данные Рисунка 2.11 б).

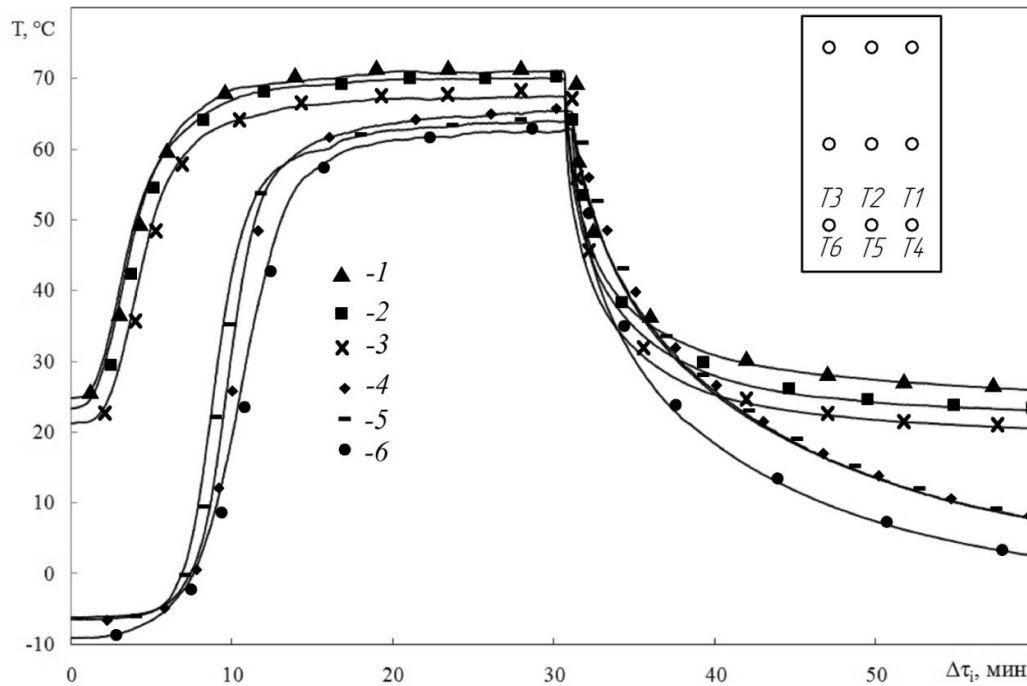


Рисунок 2.12. Измерение температуры металла во времени при различных начальных температурах воздуха.

1 - показания термопары T1, 2 - показания термопары T2, 3 - показания термопары T3, 4 - показания термопары T4, 5 - показания термопары T5, 6 - показания термопары T6. Температура воздуха в начале измерения показаний термопар T1, T2, T3 – при $T = +23\text{ }^{\circ}\text{C}$, T4, T5, T6 – при $T = -6\text{ }^{\circ}\text{C}$

Как видно из данных Рисунка 2.12, разница между максимальными температурами прогрева металла при различных начальных температурах воздуха уже через 20 минут становится менее 10°C . По мере дальнейшего прогрева разница продолжает уменьшаться и при прогреве в течение 30 минут становится менее 7°C . Учитывая тренд кривых, представленных на Рисунке 2.12, можно предположить, что начиная со времени прогрева от 50 минут измеряемая максимальная температура практически не будет зависеть от начальной температуры воздуха (в пределах погрешности измерения). Таким образом, можно обеспечить необходимый прогрев труб при любых начальных температурах ВК.

Также необходимо обратить внимание на скорость охлаждения поверхности теплообмена после прекращения подачи пара на Рисунке 2.12. Снижение температуры с $\sim 60^{\circ}\text{C}$ до 0°C при $T_{\text{в}} = -6^{\circ}\text{C}$ произошло примерно за 30 минут, что ограничивает время, отпущенное на пуск ВК.

Выводы

Представлены результаты выполненных экспериментальных исследований температуры поверхности теплообменных труб макетов воздушных конденсаторов при различных способах подачи греющей среды: внутренний и внешний прогрев, сжатый и горячий воздух, разогретый пар.

1. По результатам термографирования установлено, что при нагреве воздухом, подаваемым компрессором и/или тепловой пушкой как внутрь, так и снаружи теплообменного модуля, наблюдается значительная неравномерность нагрева теплообменных труб независимо от способа подачи.

2. Установлено, что внешний прогрев паром позволяет осуществить достаточно быстрый, с минимальными затратами греющего пара, прогрев с относительно высокой равномерностью температурного поля теплообменной поверхности. Анализ и сравнение экспериментальных данных при различных способах прогрева позволил выбрать оптимальный вариант - внешняя подача пара на теплообменную поверхность и внутренняя подача пара в конденсатные линии и коллекторы по противоточной схеме.

3. Определено, что разница между максимальными температурами прогрева металла паром ($T=+70^{\circ}\text{C}$ при температуре воздуха $+23^{\circ}\text{C}$) при различных начальных температурах воздуха (при $T=+23^{\circ}\text{C}$ и $T=-6^{\circ}\text{C}$) уже через 20 минут становится менее 10°C . По мере дальнейшего прогрева разница продолжает уменьшаться и при прогреве в течение 30 минут становится менее 7°C . Учитывая тренд зависимости температуры поверхности ТО от времени прогрева паром, можно предположить, что, начиная со времени прогрева от 50 минут, измеряемая максимальная температура поверхности ТО практически не будет зависеть от начальной температуры воздуха. Таким образом, можно обеспечить необходимый прогрев труб паром при любых начальных температурах ВК.

Необходимо обратить внимание на скорость охлаждения поверхности теплообмена после прекращения подачи пара. Снижение температуры с $+60^{\circ}\text{C}$ до 0°C при температуре воздуха -6°C произошло примерно за 30 минут, что ограничивает время, отпущенное на пуск ВК.

Глава 3. Физическая и математическая модели процессов прогрева и охлаждения макетов воздушных конденсаторов

Исследования системы прогрева макетов воздушных конденсаторов были выполнены при определенных условиях внешней среды, которую можно характеризовать, прежде всего, температурой воздуха и давлением. Для того чтобы прогнозировать параметры темпов прогрева и охлаждения конструкции в других внешних условиях, в том числе, при экстремально низких температурах, необходимо построить физическую модель процессов прогрева и охлаждения воздушного конденсатора.

Для построения модели перечислим условия, при которых был осуществлен нагрев и особенности выполненных экспериментов. Экспериментальные исследования теплообменника воздушного конденсатора были выполнены при следующих способах нагрева:

- подачи воздуха с внешней стороны теплообменного модуля;
- подачи воздуха во внутренние полости теплообменного модуля;
- подачи пара во внутренние полости теплообменного модуля как в направлении совпадающим с направлением движения пара, так и в противоположном направлении;
- подачи пара на внешнюю поверхность теплообменного модуля.

Необходимо подчеркнуть, что во всех указанных способах нагрева повышение температуры теплообменника осуществлялось за счет внешнего подвода тепловой мощности при использовании разных носителей, и поэтому может быть описана этим параметром.

Также нужно отметить, что во всех способах нагрева часть подводимого тепла тратится на прогрев металлоконструкций, не относящихся к теплообменнику, с дальнейшей потерей тепла в окружающую среду.

Помимо указанных общих черт у различных способов прогрева имелись свои особенности. Например, при обдуве теплообменника извне воздухом тепловой пушкой стабильный поток тепловой мощности обеспечивается постоянством расхода энергии (топлива) работающей пушки. При прогреве паром

при стабильной работе установки «Гейзер-200» тепловую мощность, переданную теплообменнику, также будем считать постоянной. Необходимо учитывать разный темп прогрева внутренних полостей теплообменника. По ходу движения теплоносителя температура прогреваемых участков начинает возрастать позже и медленнее, чем на входе. Поток тепла, рассеиваемый в окружающую среду, возрастает по мере роста разности температуры теплообменного модуля и окружающей среды. Стабилизация температуры металлической поверхности теплообменных модулей осуществляется, когда поток тепла в окружающую среду становится равным его подводу к нагреваемой поверхности.

Необходимо учесть перечисленные особенности при построении моделей процессов прогрева и охлаждения теплообменных модулей.

3.1. Модель процессов прогрева и охлаждения теплообменного модуля при внешней подаче горячего воздуха тепловой пушкой

Опишем условия эксперимента:

а) подводимая тепловой пушкой тепловая мощность $Q_{подв}$ остается неизменной

$$Q_{подв} = G_m \cdot q_p^e = const \text{ (при неизменном расходе топлива),} \quad (3.1)$$

где G_m – расход топлива, q_p – теплота сгорания топлива.

При подводе тепла с постоянной температурой:

$$Q_{подв} = G_v \cdot c_p \cdot t_{в\ вх}; \quad (3.2)$$

где G_v – расход воздуха, c_p – теплоемкость воздуха, $t_{в\ вх}$ – температура теплоносителя на входе;

б) отводимая от прогреваемого объекта мощность является суммой двух составляющих:

– тепла отработавшего греющего теплоносителя

$$Q_{отв2} = G_v \cdot c_p \cdot t_{в\ вых}, \quad (3.3)$$

где $Q_{отв2}$ – отводимое от объекта тепло через выход греющей среды из объекта, $t_{в\ вых}$ – температура теплоносителя на выходе;

– тепла, отдаваемого прогретой конструкцией в окружающую среду, которая прямо пропорциональна разности температуры конструкции t_m и температуры окружающей среды t_n .

$$Q_{оме1} = \alpha \cdot F \cdot (t_m - t_n); \alpha \approx const \quad (3.4)$$

$$Q_{оме} = Q_{оме1} + Q_{оме2}. \quad (3.5)$$

Здесь t_m – температура конструкции, t_n – температура окружающей среды, F – площадь внешней поверхности конструкции, α – средний коэффициент теплоотдачи от поверхности объекта, $Q_{оме}$ – суммарная отведенная мощность, $Q_{оме1}$ – мощность, отведенная от объекта исследований через внешнюю поверхность

в) изменение температуры прогреваемого объекта t_m относительно температуры окружающей среды t_n за промежуток времени $\Delta\tau$

$$\Delta t_m = \frac{(Q_{подв} - Q_{оме}) \cdot \Delta\tau}{M_m \cdot c_m}, \quad (3.6)$$

здесь $\Delta t_m = t_m - t_n$, M_m – масса металла конструкции, c_m – теплоемкость металла.

Подставляя в (3.6) выражение (3.2) и (3.4), а также переходя от конечных приращений к бесконечно малым приращениям, получаем:

$$\frac{d\Delta t_m}{d\tau} = \frac{G_{\epsilon} \cdot c_{p\epsilon} \cdot (t_{\epsilon вх} - t_{\epsilon вых}) - \alpha \cdot F \cdot \Delta t_m}{c_m \cdot M_m}. \quad (3.7)$$

Полагая

$$t_{\epsilon вх} - t_{\epsilon вых} = \epsilon \cdot (t_{\epsilon вх} - t_m); \text{ при этом } \epsilon = const, \quad (3.8)$$

и учитывая, что

$$t_{\epsilon вх} - t_m = (t_{\epsilon вх} - t_n) - (t_m - t_n)$$

получим

$$\frac{d\Delta t_m}{d\tau} = \frac{G_{\epsilon} \cdot c_{p\epsilon} \cdot \epsilon \cdot (t_{\epsilon вх} - t_n)}{c_m \cdot M_m} - \frac{(G_{\epsilon} \cdot c_{p\epsilon} \cdot \epsilon + \alpha \cdot F)}{c_m \cdot M_m} \cdot \Delta t_m \quad (3.9)$$

Первое слагаемое правой части выражения (3.9), как было отмечено выше, остается неизменным в течение всего времени прогрева в условиях эксперимента и учитывается как константа. В результате интегрирования (3.9), представляющего собой дифференциальное уравнение 1-го порядка, учитывая граничные условия,

определяемые началом нагрева, то есть при $\Delta t_m = 0$ (равенство температуры конструкции и окружающей среды) и $\tau = 0$ (начало нагрева), получаем

$$\Delta t_m = \frac{G_\delta \cdot c_{p\delta} \cdot \varepsilon \cdot (t_{\delta ex} - t_n)}{G_\delta \cdot c_{p\delta} \cdot \varepsilon + \alpha \cdot F} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{(G_\delta \cdot c_{p\delta} \cdot \varepsilon + \alpha \cdot F) \cdot \tau}{c_m \cdot M_m}}} \right) \quad (3.10)$$

Очевидно, что один из вариантов максимума Δt_m происходит при $\tau = \infty$

$$\Delta t_{m \max} = \frac{G_\delta \cdot c_{p\delta} \cdot \varepsilon \cdot (t_{\delta ex} - t_n)}{G_\delta \cdot c_{p\delta} \cdot \varepsilon + \alpha \cdot F} \quad (3.11)$$

Выражение (3.10) описывает зависимость температуры нагреваемой конструкции от мощности источника прогрева, подаваемого извне (в данном случае пушкой), а также условий окружающей среды и времени прогрева.

В случае экспериментального определения некоторых параметров выражения (3.10), полученных при определенных условиях внешней среды (например, таких как в главе 2), данное уравнение можно использовать для прогнозирования величины прогрева при других параметрах внешней среды, в частности других температурных условиях.

Например, если мощность источника прогрева одного и того же объекта при двух разных атмосферных условиях постоянна $G_\delta \cdot (t_{\delta ex} - t_n) = \text{const}$, то и максимальный прогрев конструкции, характеризуемый параметром $\Delta t_{m \max} = t_{m \max} - t_n$, должен быть постоянен. Динамика прогрева, характеризуемая зависимостью $\Delta t_m = f(\tau)$, при разных условиях в этих двух случаях также должна быть одинаковой.

Если мощность источника тепла различна в отличных друг от друга условиях, то зависимость $\Delta t'_m(\tau)$ изменяется вдоль оси ординат в соответствии с выражением

$$\Delta t'_m(\tau) = \Delta t_m(\tau) \cdot \frac{(t_{\delta ex} - t_n)'}{(t_{\delta ex} - t_n)}, \quad (3.12)$$

где параметры без штриха – определены в условиях эксперимента, со штрихом – в условиях пересчета: $\Delta t'_m(\tau)$ – изменение температуры металла конструкции, $(t_{\delta ex} - t_n)$ – разница температур греющей среды и наружного воздуха.

Если мощность подвода тепла переменна во времени, но одинакова $Q_{подв} = f(\tau)$ при двух различных температурных условиях, то правая часть уравнения (3.10) для двух этих случаев одинакова, и, следовательно, зависимость $\Delta t_m = f(\tau)$ как в эксперименте, так и в условиях, на которые осуществляется пересчет, должна быть одинаковой.

Поэтому экспериментально определенные кривые величины и темпа максимального прогрева, отраженные в зависимости $\Delta t_m = f(\tau)$ и полученные при определенных условиях (температуре), могут быть использованы для этого же объекта для определения кривых величины и темпа максимума прогрева при других температурах, если зависимость $Q_{подв} = f(\tau)$ останется неизменной.

Увеличение максимальной величины прогрева $\Delta t_{m\max}$ при изменении тепловой мощности может быть оценено по (3.12).

Естественно, предложенная модель является упрощенной, в частности, не учитывается изменение атмосферного давления и влажности воздуха.

3.2. Модель процессов прогрева и охлаждения теплообменного модуля при подаче горячего воздуха во внутренние полости теплообменника воздушного конденсатора

Как было показано в главе 2, при подаче подогретого воздуха во внутренние полости теплообменника температура его отдельных участков распределена неравномерно. Горячий воздух, двигаясь по теплообменнику, теряет свой тепловой потенциал. Соответственно, прогрев участков теплообменника, расположенных дальше по ходу от начала подачи воздуха, начинается и завершается позже во времени, чем прогрев участков, расположенных в начале подачи. По той же причине, как было показано в главе 2, имеет место пространственная неравномерность распределения температуры поверхности теплообменника. Поэтому модель теплообменника, имеющего в каждой точке нагреваемой поверхности в каждый момент времени одну и ту же температуру, неадекватна имеющейся ситуации.

Однако уравнение (3.9) вполне может быть использовано для описания отдельных участков теплообменника, последовательно расположенных по ходу движения воздуха, в пределах которых неравномерностью температур t_m можно

пренебречь. Для каждого такого участка по ходу воздуха температура и, соответственно, подводимое к участку тепло будут переменными во времени и будут определяться предысторией теплоотдачи на предыдущих участках.

Интегрирование в таком случае уравнения (3.9) затруднительно, возможно, при необходимости, получение конкретного значения известными численными методами. Однако при некоторых условиях существуют ситуации, при которых можно определить темп нагрева и максимум нагрева с использованием имеющихся экспериментальных данных, определенных для одной конкретной ситуации.

Покажем, что, если для двух разных участков нагреваемой поверхности с двумя разными температурными режимами тепловая мощность греющего воздуха на входе в первый участок $G_{\text{в}} \cdot c_{\text{pv}} \cdot (t_{\text{в вх}} - t_{\text{н}})$ одинакова в каждый момент времени, отсчитываемый от начала прогрева, то тепловая мощность на входе во второй участок будет представлять собой ту же зависимость от времени, но с другими коэффициентами.

Действительно, в начальный момент времени, когда $t_{\text{м0}} = t_{\text{н}}$, согласно (3.10), температура на выходе из 1-го участка

$$t_{\text{в вх}} - t_{\text{н}} = (t_{\text{в вх}} - t_{\text{н}}) - \varepsilon \cdot (t_{\text{в вх}} - t_{\text{м0}}) = (t_{\text{в вх}} - t_{\text{н}}) - \varepsilon \cdot (t_{\text{в вх}} - t_{\text{н}}), \quad (3.13)$$

откуда следует, что разность температур между выходом из 1-го участка – входом во второй в обоих атмосферных условиях также будет одинакова.

Поскольку для 1-го участка зависимость $\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{м}} - t_{\text{н}} = f(\tau)$ времени одинакова для обоих атмосферных условий, как это следует из (2.11), то, согласно (3.13), зависимость $t_{\text{в вх}} - t_{\text{н}} = f(\tau)$ и тепловая мощность греющего воздуха на входе во второй участок также будет одинаковой для двух разных температурных условий.

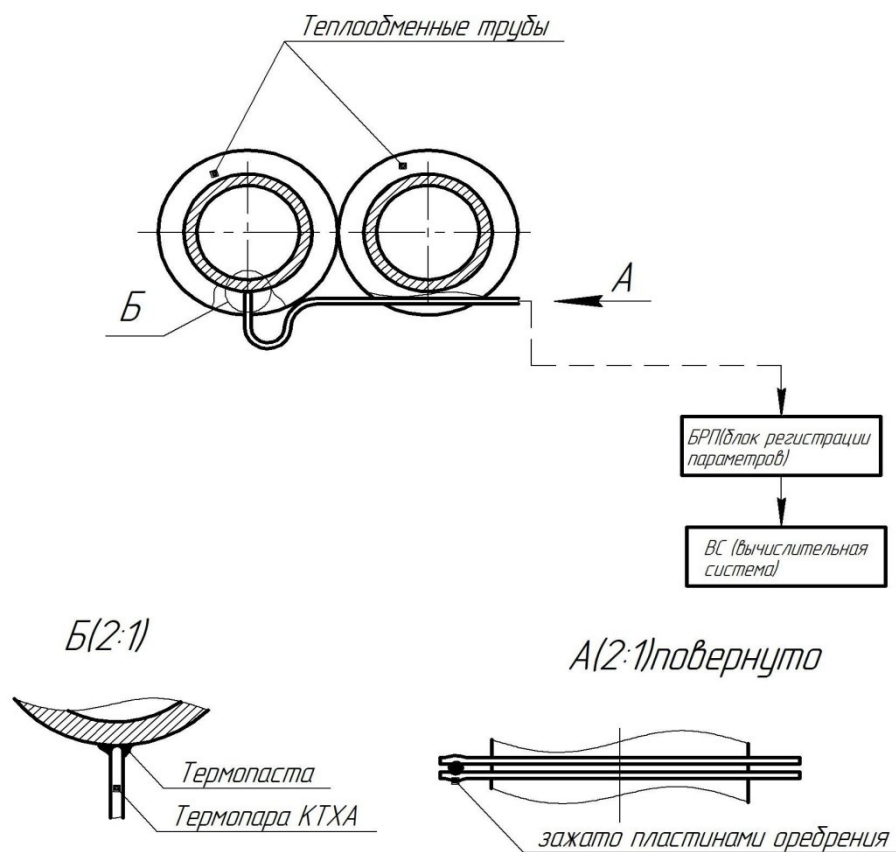
Из этого следует универсальность для различных температур атмосферного воздуха зависимости $\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{м}} - t_{\text{н}} = f(\tau)$ для второго и следующих за ним участков. Следовательно, в случае одинаковой тепловой мощности греющего воздуха, подаваемого внутрь теплообменных труб, методика пересчета данных эксперимента на другие атмосферные условия, предложенная для прогрева тепловыми пушками, может быть распространена и на случай обогрева воздухом внутренних участков воздушного конденсатора.

3.3. Модель процессов прогрева и охлаждения теплообменного модуля при подаче пара на внешнюю теплообменную поверхность оребренных труб воздушного конденсатора

3.3.1. Результаты измерений и физическая модель

При проведении измерений температуры в экспериментах при нагреве паром внешней поверхности труб макета ВК подача пара осуществлялась через отверстия, расположенные на горизонтальном коллекторе в средней по высоте части теплообменника на расстоянии 250 мм от его ТО поверхности.

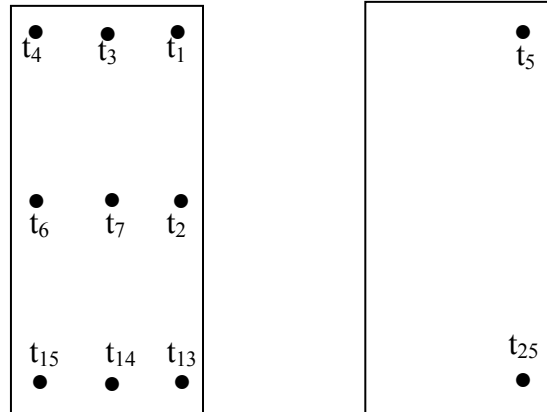
Измерение температуры теплообменной поверхности осуществлялось в девяти точках первого ряда теплообменных труб со стороны подачи пара и в двух точках со стороны его выхода. Схема расположения мест измерения и способ установки термодпар показаны на Рисунке 3.1.



а) установка термодпар на теплообменную поверхность

Т.о. модуль, вид со стороны
входа воздуха, верх

Вид из камеры
разрежения, верх



б) расположение термопар на теплообменной поверхности

Рисунок 3.1 Схема установки термопар на теплообменные поверхности

Типичный набор графиков изменения температур в измеряемых точках представлен на Рисунке 3.2. Анализируя данные, представленные на рисунке, можно сделать следующие выводы:

- диапазон различия температуры после завершения режима прогрева находится в пределах 8°C (максимум-минимум) или $\pm 4^{\circ}\text{C}$ относительно средней между максимальной и минимальной установившейся температуры, измеренной в различных точках;

- зависимость температуры поверхности, измеренной в разных точках и с разным началом прогрева, от времени имеет примерно одинаковую форму.

Физическое объяснение полученной зависимости $t_i = f(\tau)$ может быть следующим. В камеру всасывания поступает воздух из окружающего пространства. Водяной пар, выходя из сопла, смешивается с этим воздухом. В результате смешения часть пара конденсируется, а воздух нагревается за счет тепла конденсации. Температура смеси, попадающей на теплообменную поверхность, зависит от относительной доли пара, подаваемого на прогрев ($\bar{G}_n = \frac{G_n}{G_g}$), и температуры воздуха t_n . Далее пар, сконденсировавшийся до попадания на поверхность ТО, можно считать не участвующим в прогреве поверхности ТО.

Ранее установлено, что паровоздушная смесь попадает на теплообменную поверхность «пятнами», являющимися следом от струи на плоскости теплообменника. Отработавшая среда поступает в камеру разрежения как через этот участок теплообменника, так и через соседние, примыкающие к «пятну» теплообменные поверхности. В начальный момент времени, когда разница между температурой смеси и температурой металла велика, имеющийся пар (за исключением пара, создающего имеющееся парциальное давление) конденсируется в пределах пятна, обеспечивая быстрый локальный рост температуры металла в его зоне. На части ТО, расположенные в стороне от «пятна» на некотором расстоянии, также поступает ПВС, но это – вторичная среда, уже практически без пара, там прогрев ТО слаб, почти отсутствует.

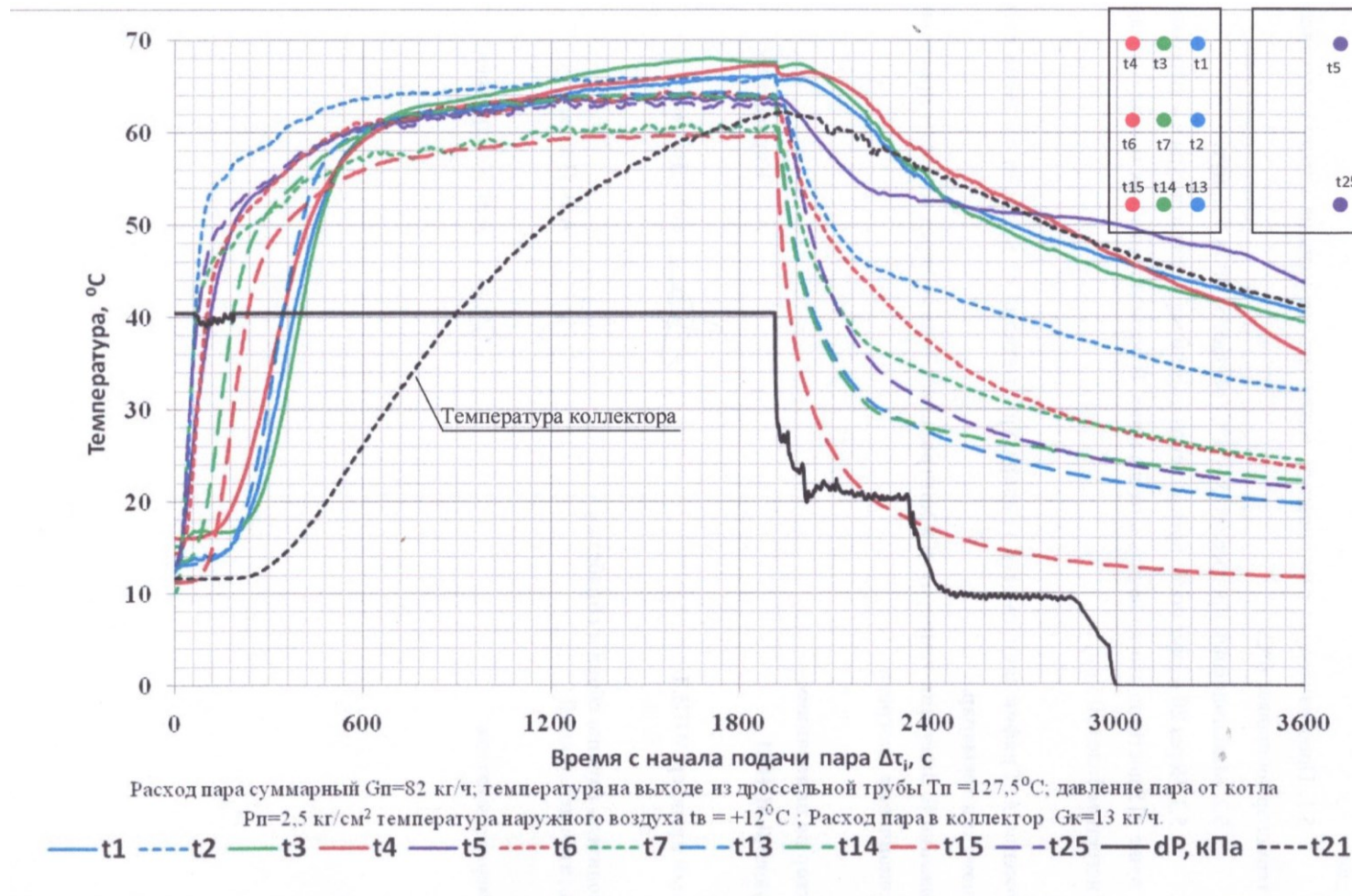


Рисунок 3.2. Зависимость температуры ТО при подаче пара на внешнюю поверхность ТО, измеренной в различных точках от времени подачи пара

По мере прогрева «пятна» темпы прогрева остаются сначала практически неизменными, а затем при значительном уменьшении температурной разницы $\Delta t = t_{cm} - t_m$ тепловые потоки снижаются, и доля пара, сконденсировавшегося в пределах «пятна», уменьшается. Теперь на соседние с ним поверхности поступает ПВС, содержащая уже больше пара, и они также начинают прогреваться все с большей интенсивностью. Область прогрева расширяется до тех пор, пока она не охватит всю поверхность ТО, а доля пара, не сконденсировавшегося на поверхностях ТО и уходящего во внешнюю среду, увеличивается. Наконец вся поверхность ТО выходит на установившийся температурный режим. В этом режиме пар конденсируется, но в небольшом количестве, компенсирующим теплоотдачу прогретого ТО в окружающую среду вследствие естественной конвекции. Температуры прогретого металла и нагревающей среды при работе в этом режиме становятся максимально близкими, практически одинаковыми.

3.3.2. Методика пересчета экспериментальных данных, полученных при прогреве и охлаждении теплообменного модуля при подаче пара на внешние поверхности ТО воздушного конденсатора, для работы в другой внешней среде

Цель методики – определение установившейся температуры прогретой конструкции, находящейся в новых внешних температурных условиях (в частности при экстремально низких температурах), используя результаты измерений, полученных в одном из предыдущих экспериментов, а также оценка затрат пара на процесс прогрева.

Перечислим имеющиеся допущения:

а) при установившемся режиме после завершения прогрева $\Delta t = t_{cm} - t_{m \max}$ откуда $t_{cm} \approx t_{m \max}$ ($t_{m \max}$ - температура максимально прогретой точки на установившемся режиме, t_{cm} - температура паровоздушной смеси);

б) изменение расхода воздуха G_a , поступающего в камеру всасывания, определяется изменением условий естественной тяги:

$$\frac{G'_6}{G_6} = \left(\frac{\rho'_6(t'_a) \cdot [\rho'_6(t'_a) - \rho'_6(t'_{cm})]}{\rho_6(t_a) \cdot [\rho_6(t_a) - \rho_6(t_{cm})]} \right)^{0.5} \quad (3.14)$$

(здесь, как и ранее, параметры без штриха – параметры, определенные в условиях эксперимента, со штрихом – определяемые при пересчете);

в) прогрев атмосферного воздуха до температуры паровоздушной смеси, поступающей на теплообменные поверхности, идет за счет конденсации части пара, а сама температура смеси определяется парциальным давлением оставшейся после этой конденсации части пара в смеси с воздухом.

Пересчет данных эксперимента, определенных в условиях имеющейся температуры окружающей среды, для новой температуры окружающей среды t_n производится следующим образом.

По результатам эксперимента:

а) находится температура максимально прогретой точки ТО в условиях установившегося режима $t_{м\max}$;

б) считая $t_{м\max}$ равной температуре среды в струе пара, поступающей на теплообменные поверхности t_{cm} , находится парциальное давление насыщенного пара в этой среде $p_i^{H_2O} = f(t_{cm})$;

в) определяются удельные объемы водяного пара и воздуха как функции от соответствующих парциальных давлений

$$v_s^{H_2O} = f(p_i^{H_2O}) \quad (3.15)$$

$$v_{возд} = f(p_i^{возд}) = f(p_a - p_i^{H_2O}; t_{cm}); \quad (3.16)$$

г) определяется отношение расходов пара и воздуха в струе, поступающей на теплообменную поверхность

$$\frac{G_{нсм}}{G_{возд}} = \frac{v_{возд}}{v_s^{H_2O}}; \quad (3.17)$$

д) из уравнения теплового баланса

$$G_6 \cdot c_{p6} \cdot (t_{cm} - t_n) = G_k \cdot r \quad (3.18)$$

находится отношение расходов конденсата, образовавшегося при смешении пара, и воздуха

$$\frac{G_K}{G_g} = \frac{c_{pg} \cdot (t_{cm} - t_n)}{r}; \quad (3.19)$$

е) определяется относительный расход пара, поступающего на прогрев (за вычетом конденсата) $\bar{G}_n = \frac{G_{ncm}}{G_n}$, и его тепловая мощность (в момент начала прогрева)

$$\bar{G}_n = \frac{\frac{G_{ncm}}{G_{возд}}}{\frac{G_{ncm}}{G_{возд}} + \frac{G_K}{G_{возд}}}; \quad (3.20)$$

$$Q_n = \bar{G}_n \cdot G_n \cdot r \quad (3.21)$$

Пересчитаем имеющиеся экспериментальные данные, полученные при определенных внешних условиях, в новые значения (обозначаются со штрихом) температуры при новых внешних условиях, сохраняя таким же величину расхода пара при прогреве.

Обозначив температуру паровоздушной среды на входе в теплообменные поверхности t'_{cm} , определяем:

а) парциальное давление и удельный объем пара

$$p_i^{H_2O} = f(t'_{cm}); \quad (3.22)$$

$$v_i^{H_2O} = f(t'_{cm}; p_i^{H_2O}); \quad (3.23)$$

б) парциальное давление и удельный объем воздуха

$$p_i'^{возд} = p_a - p_i^{H_2O}; \quad (3.24)$$

$$v_i'^{возд} = f(p_i'^{возд}, t'_{cm}); \quad (3.25)$$

в) относительное массовое содержание пара в смеси с воздухом

$$\frac{G'_{ncm}}{G'_g} = \frac{v_i'^{возд}}{v_i'^{H_2O}}; \quad (3.26)$$

г) относительный расход конденсата, образовавшегося при прогреве воздуха до температуры смеси

$$\frac{G'_K}{G'_g} = \frac{c_{pg} \cdot (t'_{cm} - t'_n)}{r}; \quad (3.27)$$

д) относительный расход пара, подаваемого на прогрев

$$\frac{G'_n}{G'_\theta} = \frac{G'_{nсм}}{G'_\theta} + \frac{G'_k}{G'_\theta}, \quad (3.28)$$

е) относительное изменение расхода воздуха по тепловому балансу в струе смеси

$$\frac{G'_\theta}{G'_\theta} = \frac{\frac{G_n}{G'_\theta}}{\frac{G'_n}{G'_\theta}}, \quad (3.29)$$

ж) относительное изменение расхода воздуха вследствие естественной тяги в ВК по отношению к условиям эксперимента

$$\frac{G'_\theta}{G_\theta} = \left(\frac{\rho'_\theta(t'_a) \cdot [\rho'_\theta(t'_a) - \rho'_\theta(t'_{см})]}{\rho_\theta(t_a) \cdot [\rho_\theta(t_a) - \rho_\theta(t_{см})]} \right)^{0.5} \quad (3.30)$$

подбором $t'_{см}$ и новым выполнением вычислений добиваемся равенства

$$\left(\frac{G'_\theta}{G_\theta} \right)_a = \frac{G'_\theta}{G_\theta} \quad (3.31)$$

Определенная таким образом температура смеси считается равной максимальной температуре металла в установившемся режиме в условиях пересчета.

Результаты обработки данных эксперимента, полученных при $t_n = +13 \text{ }^\circ\text{C}$ (прогрев подачей пара на внешнюю теплообменную поверхность), и их пересчет на другие температуры $t_n = +31 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_n = -40 \text{ }^\circ\text{C}$ по алгоритму, изложенному выше, приведены в Таблице 3.1.

Таблица 3.1. Результаты измерений и расчетов некоторых параметров, полученных при внешней температуре $t_n = +13^\circ\text{C}$ при подаче пара на внешнюю теплообменную поверхность и результаты их пересчета на другие температуры $t_n = +31^\circ\text{C}$ и $t_n = -40^\circ\text{C}$

Параметр	$t_n = +13^\circ\text{C}$	$t_n = +31^\circ\text{C}$	$t_n = -40^\circ\text{C}$	Примечание
Барометрическое давление p_0 , кПа	90.6	99.1	99.1	
Атмосферная температура, t_n , $^\circ\text{C}$	13	31	-40	
Расход пара, G_p , кг/ч	72	59.9	59.9	
Максимальная измеренная температура прогретой теплообменной поверхности в установившемся тепловом режиме, $t_{m \max}$, $^\circ\text{C}$	63	65.3 ^{*)}	43.2 ^{*)}	* - прогноз
Температура паровоздушной смеси, поступающей на теплообменную поверхность, $t_{см}$, $^\circ\text{C}$	63 ^{**)}	65.3	43.2	** - принята равной максимальной, измеренной на поверхности
Парциальное давление пара в смеси, $p_i^{H_2O} = f(t_{см})$, кПа	22.9	25.4	8.7	
Парциальное давление воздуха в смеси, $p_i^{возд}$, кПа	75.7	73.7	90.4	
Отношение расходов пара и воздуха в струе, поступающей на теплообменную поверхность, $G_{псм}/G_{возд}$	0.189	0.21	0.072	
Удельная теплота парообразования, r , кДж/кг	2350	2345	2398	
Отношение расходов конденсата, образовавшегося при смешении пара и воздуха, $G_k/G_{возд}$	0.0214	0.015	0.035	
Отношение расходов пара в струе и подаваемого на прогрев пара, $G_{псм}/G_n$	0.898	0.935	0.67	
Тепловая мощность пара в струе, $Q_{псм}$, кВт	42.2	36.5	26.9	
Отношение расхода пара, подаваемого на прогрев, к расходу воздуха $G_n/G_{возд}$	0.211	0.224	0.107	
Температура смеси пара и воздуха в струе, поступающей на теплообменную поверхность, $t'_{см}$	63	65.3	43.2	

Как следует из данных Таблицы 3.1, при пересчете результатов измерений, выполненных при $t_n = +13\text{ }^{\circ}\text{C}$ на результаты при $t_n = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$ установлено, что несмотря на почти 1.5-2-кратное (расчетное) увеличение расхода воздуха вследствие естественной тяги, температура прогретой поверхности в установившемся режиме достигает положительных значений за конкретное вполне осуществимое время. На Рисунке 3.3 показан характер изменения зависимости $t_m = f(\tau)$, измеренной при $t_n = +13\text{ }^{\circ}\text{C}$, и рассчитанной зависимости, используя эти данные при $t_n = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$ - экстремально низкой температуре атмосферного воздуха.

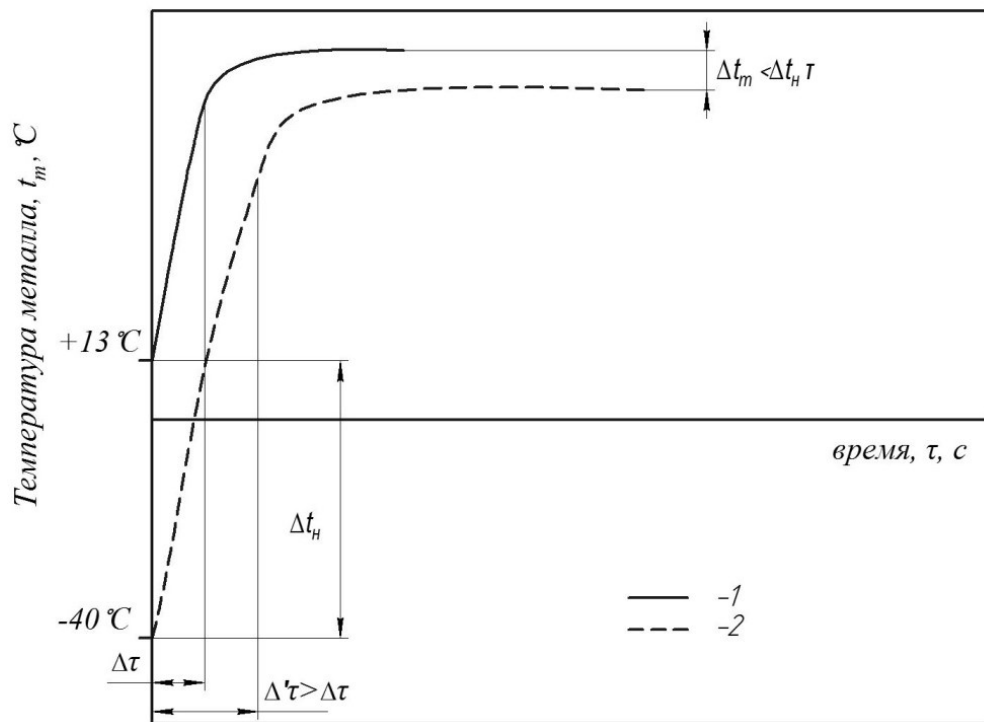


Рисунок 3.3. Зависимость $t_m = f(\tau)$, 1 -полученная экспериментально при $t_n = +13\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 - пересчитанная на $t_n = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$

3.4. Динамика процесса охлаждения теплообменника воздушного конденсатора после прекращения прогрева

Значение темпа снижения температуры становится важными, когда между моментом прекращения прогрева и моментом начала подачи пара необходим временной перерыв для переналадки технологических систем. Оптимальным случаем является такой, когда запас по достигнутой температуре прогрева компенсирует уменьшение температуры за время перерыва. Рассмотрим процесс охлаждения теплообменника ВК после прекращения прогрева.

При прекращении подачи греющей среды (условие $Q_{подс} = 0$) уравнение (3.7) имеет следующий вид:

$$\frac{d\Delta t_m}{d\tau} = -\frac{\alpha \cdot F}{c_m \cdot M_m} \cdot \Delta t_m; \quad (3.32)$$

здесь α - коэффициент теплоотдачи от нагретой поверхности ТО в условиях свободной конвекции.

Если считать в процессе после прекращения подачи греющей среды $\alpha = const$, то решение (3.32) дает зависимость температуры металлической поверхности теплообменника от времени, отсчитываемого с момента прекращения подачи греющей среды

$$\Delta t_m = t_m - t_n = \frac{t_{m0} - t_n}{e^{\frac{\alpha \cdot F}{c_m \cdot M_m} \cdot \tau}}; \quad (3.33)$$

где t_{m0} - температура металла в момент прекращения подачи греющей среды.

Однако если учесть, что по мере уменьшения температуры ТО коэффициент теплоотдачи α также уменьшается в зависимости $\Delta t_m^{0,33}$ ($\alpha \sim Nu \sim Gr^{0,33} \sim \Delta t_m^{0,33}$), то уравнение (3.32) преобразуется в следующее:

$$\frac{d\Delta t_m}{d\tau} = -\frac{\alpha_0 \cdot F}{c_m \cdot M_m \cdot \Delta t_{m_0}^{0,33}} \cdot \Delta t_m^{1,33}, \quad (3.34)$$

где параметры с индексом «0» относятся к моменту прекращения прогрева.

Решение уравнения (3.34) дает более корректную по сравнению с (3.33) зависимость изменения температуры ТО от времени:

$$\Delta t_m = t_m - t_n = \Delta t_{m_0} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{\alpha_0 \cdot F}{0.33 \cdot c_m \cdot M_m} \tau\right)^3} \quad (3.35)$$

3.5. Верификация моделей процессов прогрева и охлаждения макетов воздушных конденсаторов

Корректность упрощающих допущений, принятых при построении моделей, описывающих процессы нагрева и охлаждения теплообменников воздушных конденсаторов, в том числе, методики пересчета экспериментальных данных, полученных при одних температурных условий, на параметры, соответствующие работе в другой внешней среде, должна быть проверена экспериментально.

3.5.1. Верификация методики пересчета экспериментальных данных, полученных при прогреве теплообменника воздушного конденсатора подогретым воздухом от компрессора для работы при другой температуре

На Рисунках 3.4 и 3.5 представлены результаты измерений температуры в контрольных точках 1 и 5 макета ВК при подаче воздуха от компрессора внутрь теплообменных труб при температуре наружного воздуха -5 °С и -20 °С. Здесь же представлены расчетные данные для температуры контрольной точки, при температуре окружающего воздуха -20 °С с опорой на экспериментальные данные температуры контрольной точки, полученные при температуре -5 °С («пересчет данных с одного режима на другой»). Приведенные результаты свидетельствуют о высокой степени корректности разработанной методики пересчета.

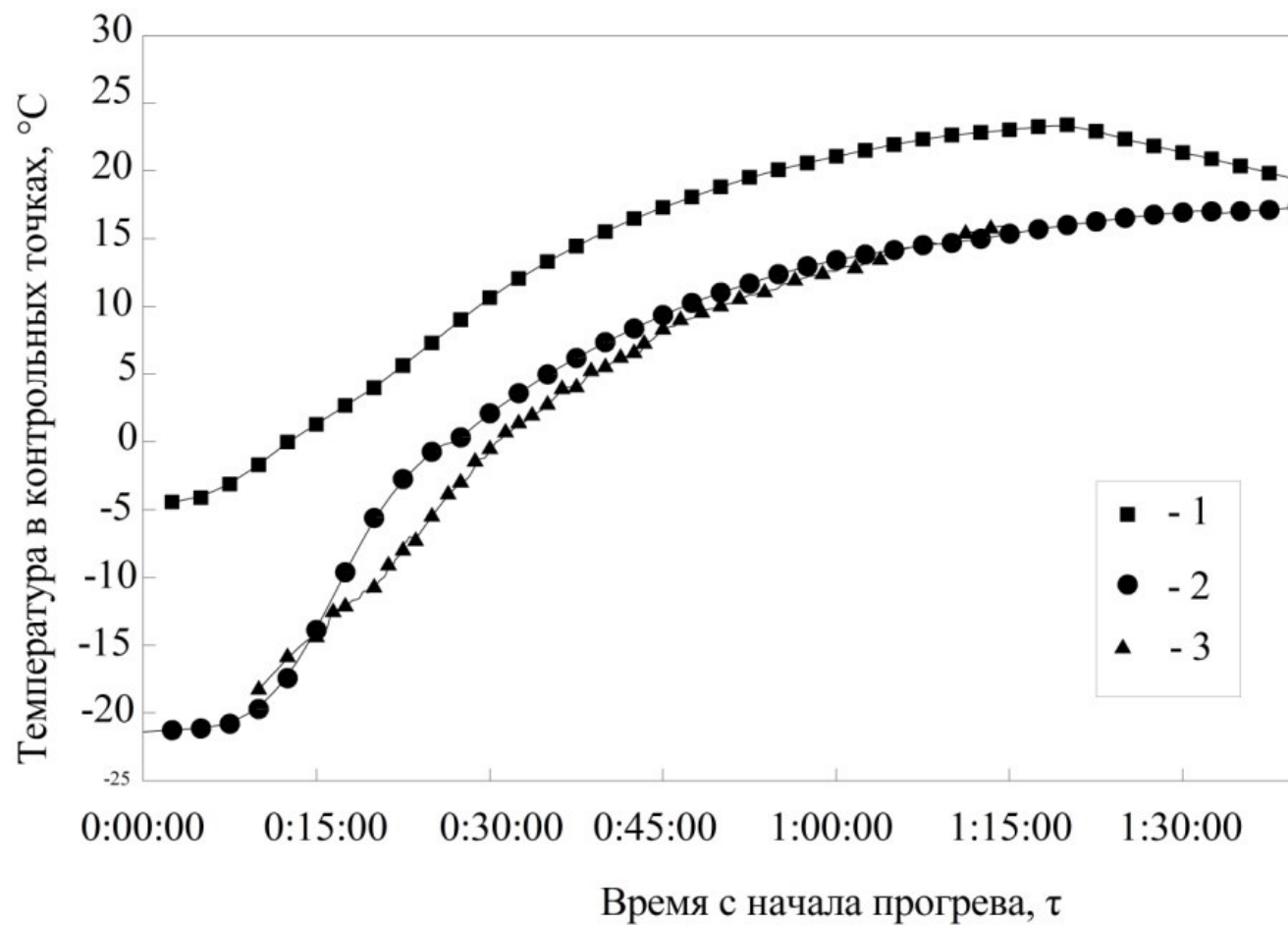


Рисунок 3.4. Зависимость температуры в контрольной точке 1 от времени прогрева

1 и 2 – при температуре окружающего воздуха минус 5°C и минус 20 °C; 3 – пересчитанные с минус 5°C на минус 20°C точки, при температуре окружающего воздуха -20 °C, используя экспериментальные данные температуры контрольной точки, полученные при температуре -5°C

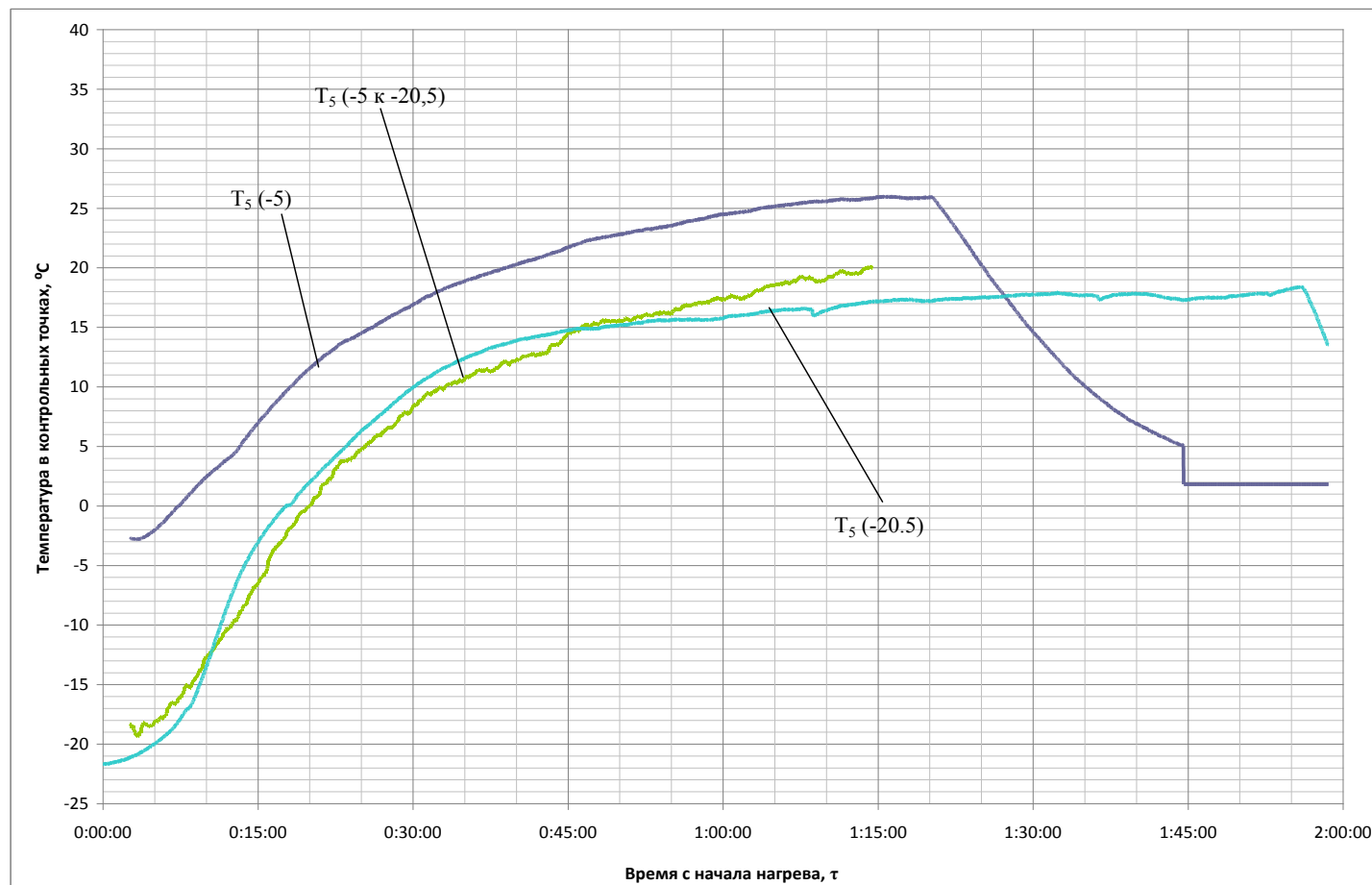


Рисунок 3.5. Зависимость температуры в контрольной точке 5 от времени прогрева. Темно-синяя линия – данные получены при температуре окружающего воздуха -5°C , голубая – при -20°C , зеленая – расчетные данные для температуры контрольной точки, при температуре окружающего воздуха -20°C , используя экспериментальные данные температуры контрольной точки, полученные при температуре -5°C

3.5.2. Верификация методики пересчета экспериментальных данных, полученных при прогреве теплообменника воздушного конденсатора паром, подаваемым на внешнюю поверхность теплообменника

Для верификации методики целесообразно привлечь экспериментальные данные опытов, выполнявшихся на одном и том же объекте в условиях, отличающихся только температурой окружающей среды. С этих позиций наиболее подходящими оказались данные, полученные на макете ВКУ №2 18.06.14 г при температуре $t_n=13^{\circ}\text{C}$ и 30.07.14 г., полученные на том же макете, но при температуре $t_n=31^{\circ}\text{C}$.

На Рисунках 3.6 и 3.7 представлены графики изменения температур теплообменной части макета при этих опытах от времени прогрева/охлаждения, в Таблице 2.2 представлены некоторые данные из протоколов этих испытаний (Приложение А) и результатов расчетов по методике, изложенной в п.3.3.

Таблица 3.2. Результаты измерений и расчетов параметров, полученных при внешней температуре воздуха $t_n=+13^{\circ}\text{C}$ и $t_n=+31^{\circ}\text{C}$ при подаче пара на внешнюю теплообменную поверхность и результаты их пересчета на другие температуры наружного воздуха $t_n=+31^{\circ}\text{C}$ и $t_n=-40^{\circ}\text{C}$

Наименование, размерность	Опыт 18.06.14г. ($t_n=+13^{\circ}\text{C}$)	Опыт 30.07.14г. ($t_n=+31^{\circ}\text{C}$)	Пересчет данных 18.06.14г. на условия 30.07.14г.	Пересчет данных 18.06.14г. на температуру $t_n=-40^{\circ}\text{C}$
Барометрическое давление, мм рт. ст.	739	743	743	743
Температура атмосферного воздуха, $^{\circ}\text{C}$	+13	+31	+31	-40
Расход пара, кг/ч	72	59.9 (+16.8 ниж. колл.)	59.9	59.9
Максимальная температура металла прогретого теплообменника на установившемся режиме, $^{\circ}\text{C}$	+63	+69	+65.3 (+69.4 при расходе пара 72 кг/ч)	+43.2

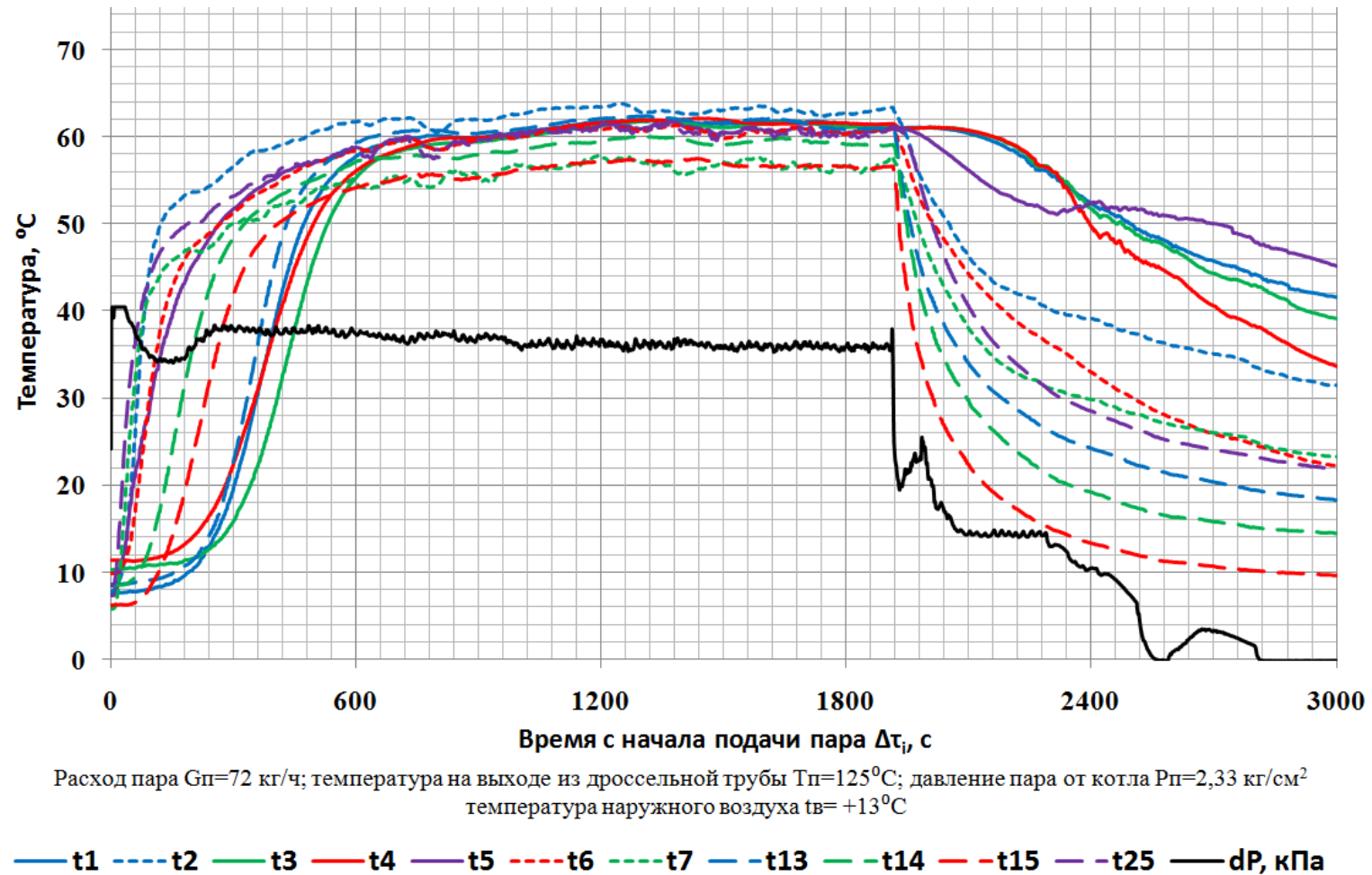


Рисунок 3.6. Результаты измерения температур теплообменника макета в зависимости от времени нагрева при подаче пара снаружи (данные от 18.06.14 г.), температура наружного воздуха $t_n=+13^\circ\text{C}$, t1-t25 – величина температуры, измеренная в соответствующих точках

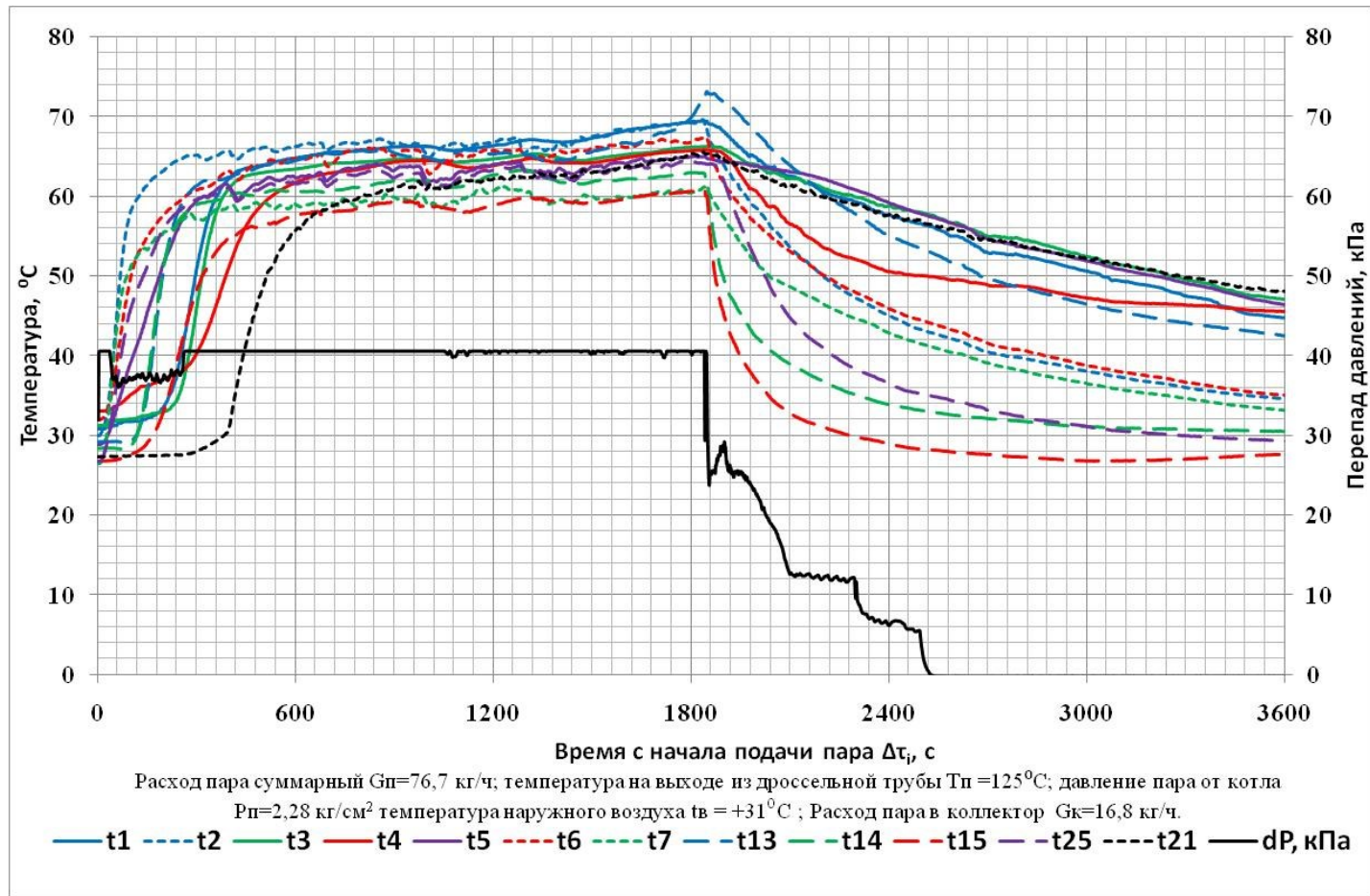


Рисунок 3.7. Результаты измерения температуры теплообменника макета в зависимости от времени нагрева при подаче пара снаружи (данные от 31.07.14 г.), температура наружного воздуха $t_n = +31^\circ\text{C}$, t1-t25 – величина температуры, измеренная в соответствующих точках

Как следует из приведенных экспериментальных данных и результатов пересчета, температура металлической теплообменной поверхности в установившемся тепловом режиме слабо уменьшается при снижении температуры атмосферного воздуха (обычно в пределах 10%). Пересчет полученных экспериментальных данных, полученных при различных температурах для ситуации с температурой окружающего воздуха $t_n = -40^\circ\text{C}$ показал, что достижение положительных температур прогреваемых поверхностей вполне достижим.

3.5.3. Верификация методики пересчета экспериментальных данных, полученных при прогреве теплообменника воздушного конденсатора после прекращения прогрева

Расчет зависимости температуры теплообменной поверхности макета ВК при его естественном остывании в зависимости от времени выполнялся по формуле (3.35). Для расчета были использованы данные Таблицы 3.3.

Таблица 3.3. Данные, использованные для расчета изменения температуры поверхности теплообменника от времени после прекращения прогрева

Параметр	Размерность	Величина	Примечание
Теплоемкость теплообменной части макета, $c_m \cdot M_m$	кДж/К	540	По данным документации.
Площадь поверхности теплообмена с воздушной стороны, F	м^2	224.4	По данным документации
Температура атмосферного воздуха, t_n	$^\circ\text{C}$	31	Протокол испытаний от 31.07.14г.
Температура теплообменной поверхности перед прекращением прогрева, t_{m0}	$^\circ\text{C}$	60	Прокол испытаний от 31.07.14г.-точка 15.
Коэффициент теплоотдачи с воздушной стороны в момент прекращения прогрева, α_0	$\text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$	5	Принята по данным измерений

На Рисунке 3.8 представлены данные измерения температуры точки 15 (схема расположения точек измерений - по протоколу от 31.07.14 г.), в которой темпы падения температуры были наиболее высокими. Здесь же приведена расчетная зависимость по данным Таблицы 3.2 с использованием формулы (3.35).

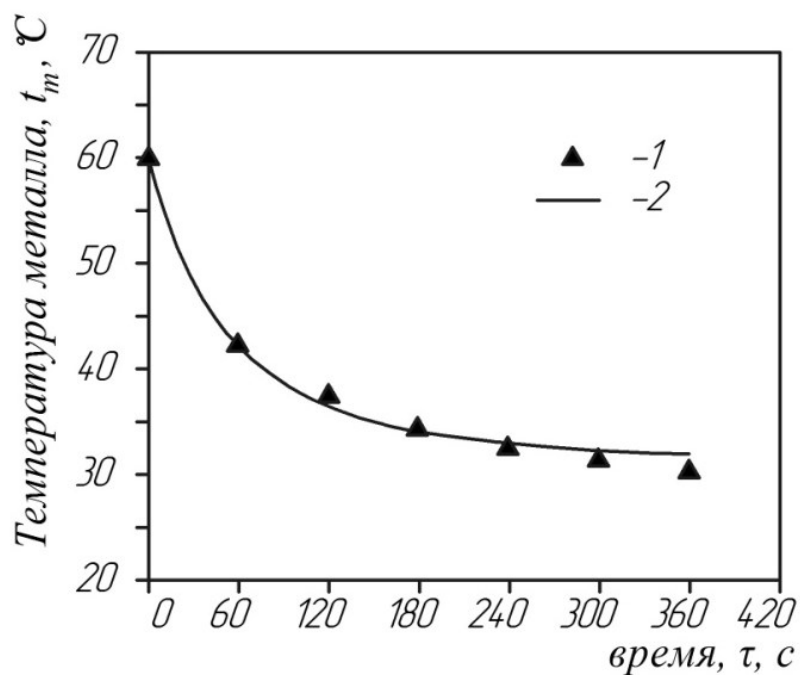


Рисунок 3.8. Зависимость температуры поверхности ТО от времени после прекращения прогрева макета. 1 – результаты измерений, 2 – результаты расчета.

Как следует из приведенных данных, расчетная зависимость изменения температуры теплообменной поверхности от времени, отсчитываемого после прекращения прогрева, полученная по формуле (3.35) хорошо удовлетворительно описывает результаты экспериментальных измерений, выполненных на макете ВК.

Выводы

1. Разработаны физическая и математическая модели процессов прогрева и остывания макетов воздушных конденсаторов, основанные на полученных экспериментальных данных при различных внешних условиях, а также основанная на них методика для прогнозирования параметров и темпов прогрева и остывания конструкции ВКУ (и СВГ), в том числе, для экстремально низких температур атмосферного воздуха.

2. Предложенная методика пересчета параметров прогрева–охлаждения ВКУ, полученных при определенной температуре атмосферного воздуха, успешно экспериментально апробирована и на другие температуры воздуха, и может быть рекомендована для использования в практике эксплуатации воздухо–охлаждаемых установок.

3. Показано, что для эффективного прогрева теплообменного модуля ВК не имеет большого значения температура греющего пара (основную роль играет теплота парообразования при его конденсации), а расход пара должен выбираться из условия обеспечения необходимой скорости прогрева с одной стороны, и возможностей ТЭС по обеспечению расхода греющего пара, с другой стороны.

Глава 4. Пуск и работа экспериментальной секции воздушного конденсатора при отрицательных температурах

Экспериментальная проверка нескольких способов прогрева теплообменной части ВК перед подачей пара на конденсацию, с учетом проверки результатов исследований, имевших целью предотвращение возможных причин образования ледяных пробок и последующего разрушения трубок при эксплуатации и пуске воздушных конденсаторов в условиях отрицательных температур, была проведена на макетах ВК в Межведомственной научно – исследовательской лаборатории им. В.А.Федорова ЗАО НПВП «Турбокон».

В результате выполненных теоретических и экспериментальных исследований в Главе 3 были сформулированы условия обеспечения безопасного пуска ВК в условиях отрицательных температур и на их основе разработаны технические требования к системе прогрева теплообменных модулей натурной секции воздушного конденсатора.

На основании этих исследований были спроектированы и изготовлены элементы системы, обеспечивающие эксплуатацию, пуск и остановку ВК при отрицательных температурах воздуха, которые были смонтированы на натурной секции ВК в ОАО «ВТИ».

4.1. Описание натурной секции ВК

Конструкция экспериментальной секции воздушного конденсатора (ЭСВК) разработана с использованием опыта проектирования, постройки и эксплуатации воздушно-конденсационных установок для Адлерской ТЭС, мусоросжигающего завода №2, г. Москва, Верхнее-Мутновской ГеоЭС. При этом, реализована трехходовая схема работы воздушных конденсаторов, значительно повышающая эффективность теплообмена.

На Рисунке 4.1 представлена ЭСВК, установленная на территории ОАО «ВТИ».



Рисунок 4.1. Фотография ЭСВК на территории ОАО «ВТИ» во время зимнего этапа испытаний при отрицательных температурах наружного воздуха (фото автора)

На рисунке 4.2 представлена схема ЭСВК, без обшивки, для представления составных частей и оборудования.

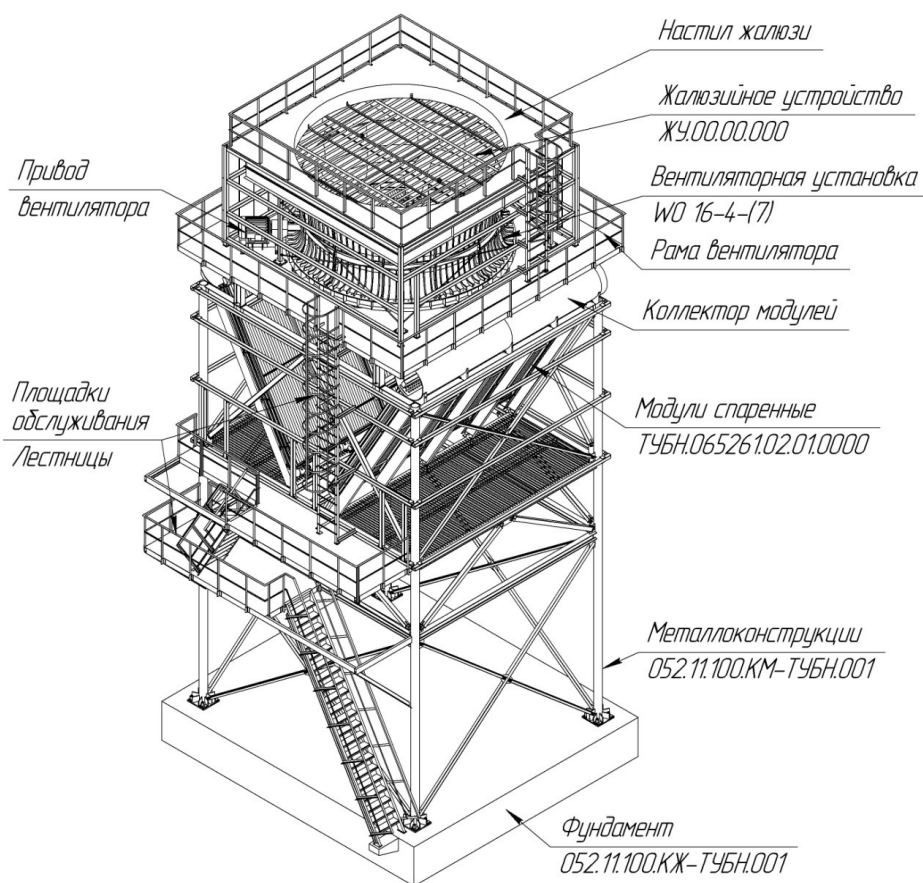


Рисунок 4.2. Составные части ЭСВК

Конструкция ЭСВК имеет следующие параметры:

- тип секции	шатровый
- количество теплообменных (ТО) модулей в секции	8 (восемь)
- тип конденсатора	трехходовой
- количество теплообменных труб в модуле, шт	78
- количество рядов в модуле, шт	4
- количество труб в ряду, шт	19/20
- материал несущей трубы	сталь 20
- антикоррозионное покрытие несущей трубы	оцинковка
- материал оребрения	алюминиевый сплав АД1
- длина оребренного участка ТО трубы	5м
- наружный диаметр труб, мм	38
- внутренний диаметр труб, мм	34
- коэффициент оребрения по отношению к наружному диаметру труб ϕ	17,4
- диаметр рабочего колеса вентилятора, мм	4877
- производительность вентилятора, млн. м ³ /ч	0,8-1,2
- статический перепад давления на трубном пучке, Па	140÷180

По сравнению с теплообменными модулями, используемыми на Верхне-Мутновской ГеоЭС, имеющими длину теплообменной трубы 5 метров и ширину модуля 1500 мм, изготовленные модули имеют меньшую площадь теплообмена за счет уменьшения количества рядов теплообменных труб (4 вместо 5-ти). Применение 3-х ходовой схемы движения пара в модулях увеличило эффективность теплообмена изготовленных модулей.

На трубных досках реализована приварная конструкция коробов, обеспечивающая трехходовой режим работы ТО (Рисунок 4.3): из парового коллектора пар проходит через 59 труб и попадает в конденсатный коллектор ($V=0,09 \text{ м}^3$), несконденсировавшийся пар проходит через 15 труб в поворотный коллектор ($V= 0,02 \text{ м}^3$), откуда через 4 трубы в виде конденсата сливается в конденсатосборник ($V=0,006 \text{ м}^3$).

Конденсатный коллектор и конденсатосборник имеют патрубки слива конденсата, направленные вертикально вниз, а также оснащены штуцерами для замера уровня конденсата в конденсатосборниках и в теплообменных трубах. Конденсатосборник имеет патрубок отсоса паровоздушной смеси.

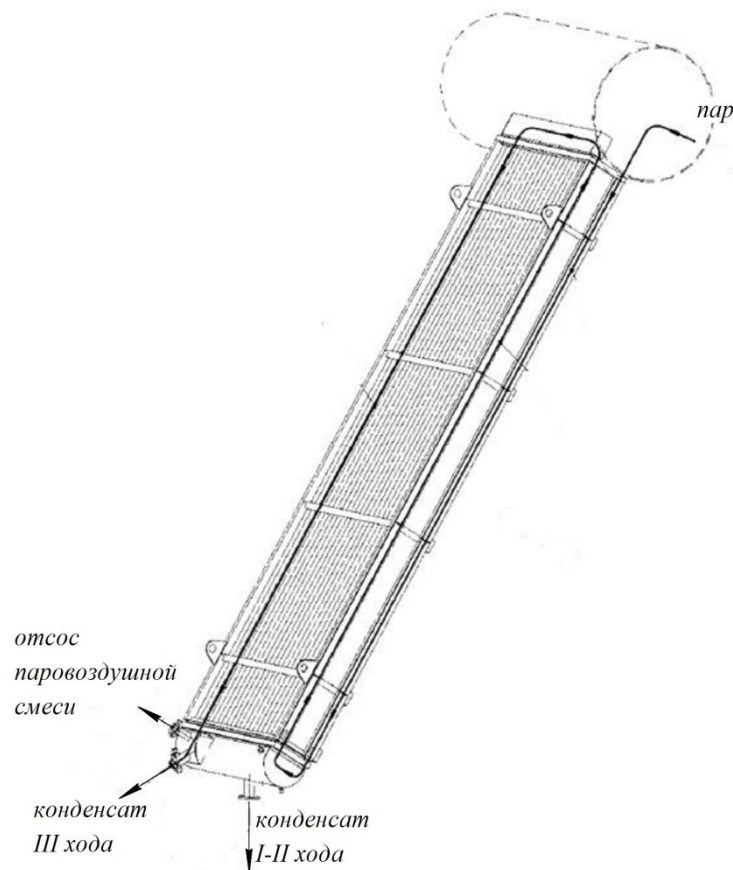


Рисунок 4.3. Схема работы модуля (пояснение работы – в тексте)

Натурная секция ВК выполнена по трехходовой схеме движения пара (Рисунок 4.3), обладающей, не только более высокой тепловой эффективностью, но и повышенной устойчивостью к образованию ледяных пробок. В теплообменных трубах третьего хода объемные расходы пара минимальны, но и площадь проходного сечения в 15 раз меньше площади первого хода, и они также охлаждаются уже подогретым воздухом, благодаря чему находятся в лучшем положении, чем в одноходовом конденсаторе. Таким образом, благодаря использованию многоходовой конструкции секции ВК опасность промерзания в номинальном режиме конденсации пара в значительной мере теряет свою остроту.

4.2. Детали эксперимента

На основе проведенного в Главе 3 анализа возможных научных и конструкторско-технологических решений, обеспечивающих надежную работу и пуски ВК в зимний период при отрицательных температурах охлаждающего воздуха, для проверки сделанных выводов, в составе полноразмерной секции ВК, установленной в ОАО «ВТИ» (г. Москва) были реализованы следующие мероприятия:

- прогрев теплообменных модулей ВК острым паром снаружи по ходу охлаждающего воздуха;
- прогрев сливных трубопроводов и нижних коллекторов теплообменных модулей ВК острым паром снизу (противоток);
- установка теплоизолирующего съемного покрытия (шторки) на выходе из теплообменной поверхности по ходу воздуха для обеспечения высокой скорости и равномерности прогрева трубок теплообменного модуля;
- установка приспособления для регулирования расхода охлаждающего воздуха (съемных щитов) на входе в камеру всасывания ЭСВК;
- установка дополнительных термодатчиков в тех точках теплообменной поверхности, температура в которых при прогреве оказывалась минимальной по результатам предыдущей отработки системы прогрева.

Греющий пар от сетевой магистрали ТЭЦ ВТИ через специально спроектированный и смонтированный на ЭСВК паропровод подавался к раздающим коллекторам, смонтированным в камерах всасывания со стороны подвода охлаждающего воздуха к трубкам теплообменной поверхности.

Конструкция коллекторов, их количество, количество и диаметр отверстий подачи пара на теплообменный модуль, диаметры подводящих паропроводов и установленных дроссельных шайб для обеспечения равномерной раздачи пара по поверхности и обеспечения высокой скорости прогрева предварительно рассчитывались и тщательно отрабатывались на макетах ВКУ в лаборатории ЗАО НПВП «Турбокон» (см. Главу 3). При этом отрабатывалось количество и расположение поперечных раздающих коллекторов, количество и диаметр отверстий на них и их расположение, расстояние коллекторов от теплообменной поверхности, определялось оптимальное направление струи греющего пара.

В Главе 3 было показано, что для эффективного прогрева теплообменного модуля ВК температура греющего пара не имеет большого значения – основную роль играет теплота парообразования при его конденсации, а расход пара выбирается из условия обеспечения максимальной скорости прогрева, с одной стороны, и не слишком большого диаметра подводящих паропроводов и минимизации расходов греющего пара (по условиям станции, где установлен ВК), с другой стороны.

Для секции ВК, установленной в ОАО «ВТИ», которая проектировалась как универсальный модуль ВК для установки на отечественных тепловых электростанциях, на основе проведенных расчетов и экспериментальной отработки был принят расход греющего пара порядка 2 т/час суммарно на прогрев модулей снаружи и сливных (нижних) коллекторов изнутри, с учетом того, что время прогрева составляло порядка 5 – 6 минут, количество пара на один прогрев для секции ВК не превышало 200 кг.

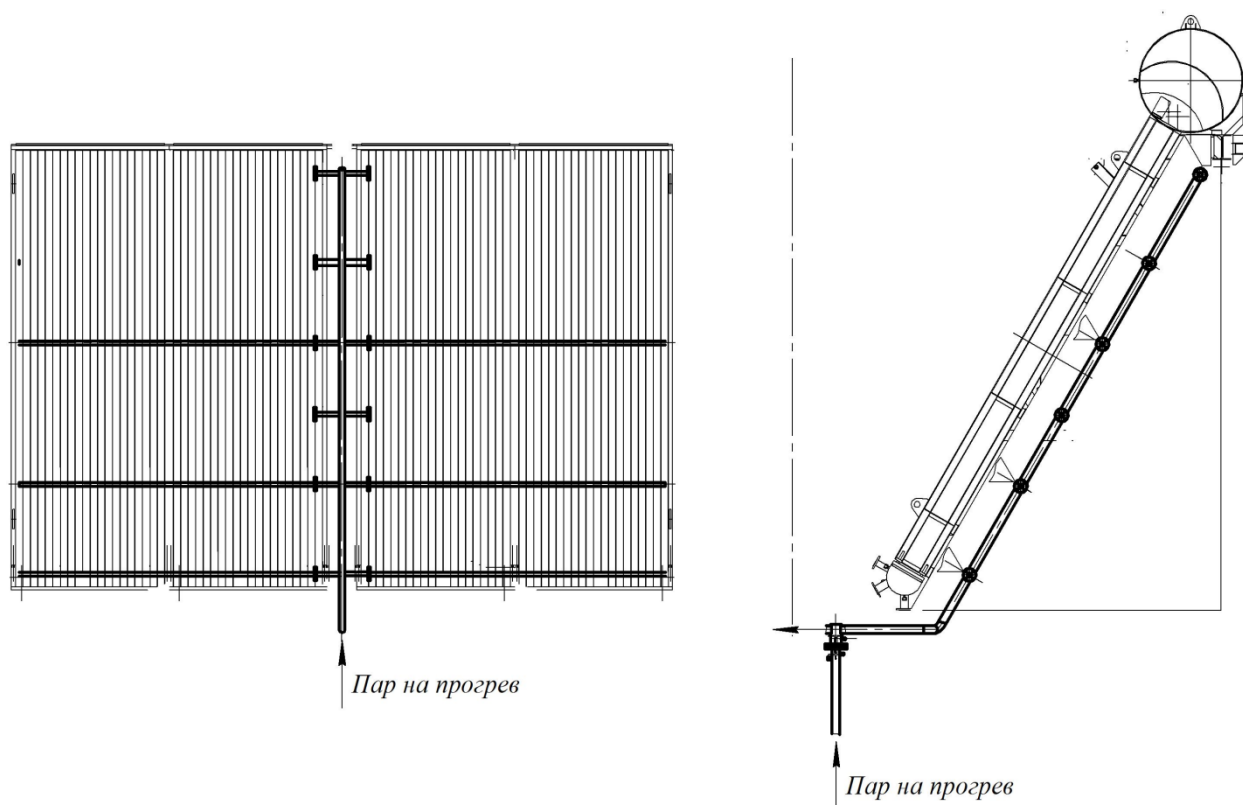
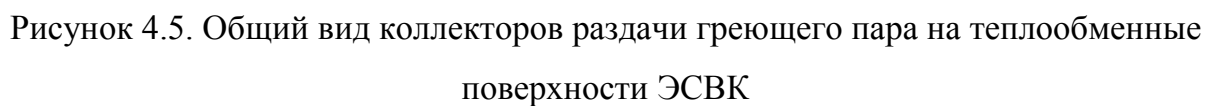


Рисунок 4.4. Схема прогрева теплообменных модулей ВК острым паром снаружи

Коллекторы раздачи греющего пара снаружи показаны на Рисунке 4.4. Они представляют собой центральную вертикальную трубу, к которой на фланцах крепятся горизонтальные раздающие трубопроводы – коллекторы с отверстиями, направленными перпендикулярно поверхности теплообменного модуля, и показаны на Рисунке 4.5. При этом была предусмотрена возможность дополнительной установки поперечных коллекторов для повышения равномерности прогрева при необходимости. Неиспользуемые отверстия в центральной трубе были закрыты заглушками.



Предпусковая система прогрева изнутри нижних (сливных) коллекторов секции ВК острым паром показана на Рисунке 4.6. При этом пар в нижние коллекторы подается независимо от подачи пара на внешний прогрев. Такая система позволяет начинать вакуумирование ВК и прекращение подачи греющего пара внутрь, не останавливая прогрева снаружи, что облегчает мобильность управления системами ВК при пуске в холодных условиях.

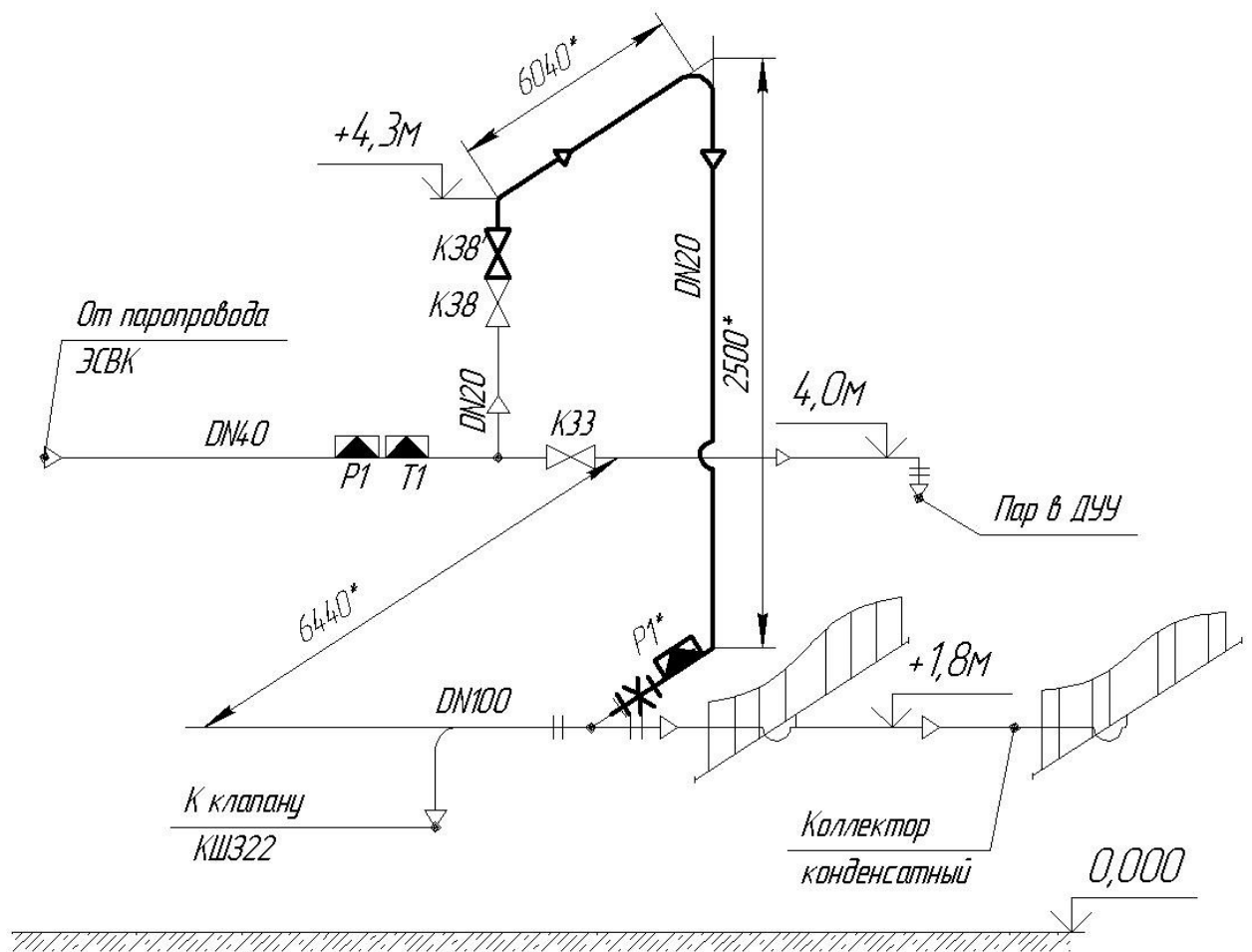


Рисунок 4.6. Система подачи греющего пара изнутри в нижние сливные коллекторы ЭСВК

На рисунках 4.7–4.9 показаны фотографии теплоизолирующей шторки, установленной на теплообменном аппарате со стороны камеры разрежения, при подаче пара на прогрев из камеры всасывания, коллектор подачи греющего пара во время работы подогрева и работа системы обогрева при подаче греющего пара в камеру всасывания на теплообменные модули, соответственно.



Рисунок 4.7. Вид теплоизолирующей шторы при подаче пара на прогрев
(фото автора)



Рисунок 4.8. Один из поперечных коллекторов раздачи пара на прогрев
со стороны камеры всасывания (фото автора)



Рисунок 4.9. Фотография в момент подачи пара на прогрев снаружи из камеры всасывания (фото автора)

4.3. Результаты испытаний

На рисунке 4.10 приведена схема установки термодатчиков на теплообменные модули ЭСВК для контроля температуры металла при холодном пуске.

На рисунках 4.11 и 4.12 показаны характерные графики изменения температуры при прогреве и подаче тепловой нагрузки (пара на ВК) для различных точек теплообменной поверхности, полученные во время работы.

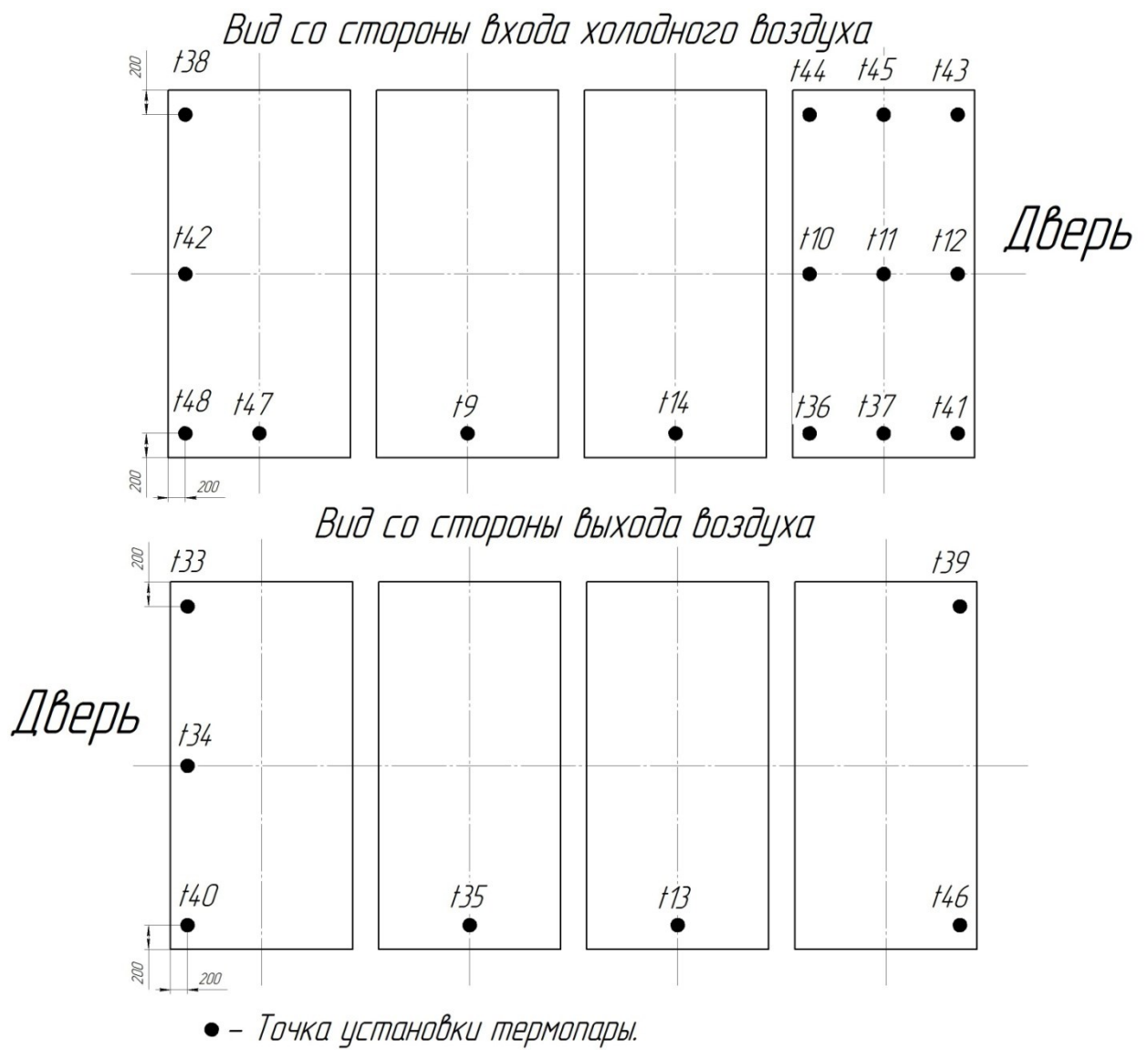


Рисунок 4.10. Схема установки термопар на ТО модули ЭСВК для контроля температуры металла при холодном пуске.

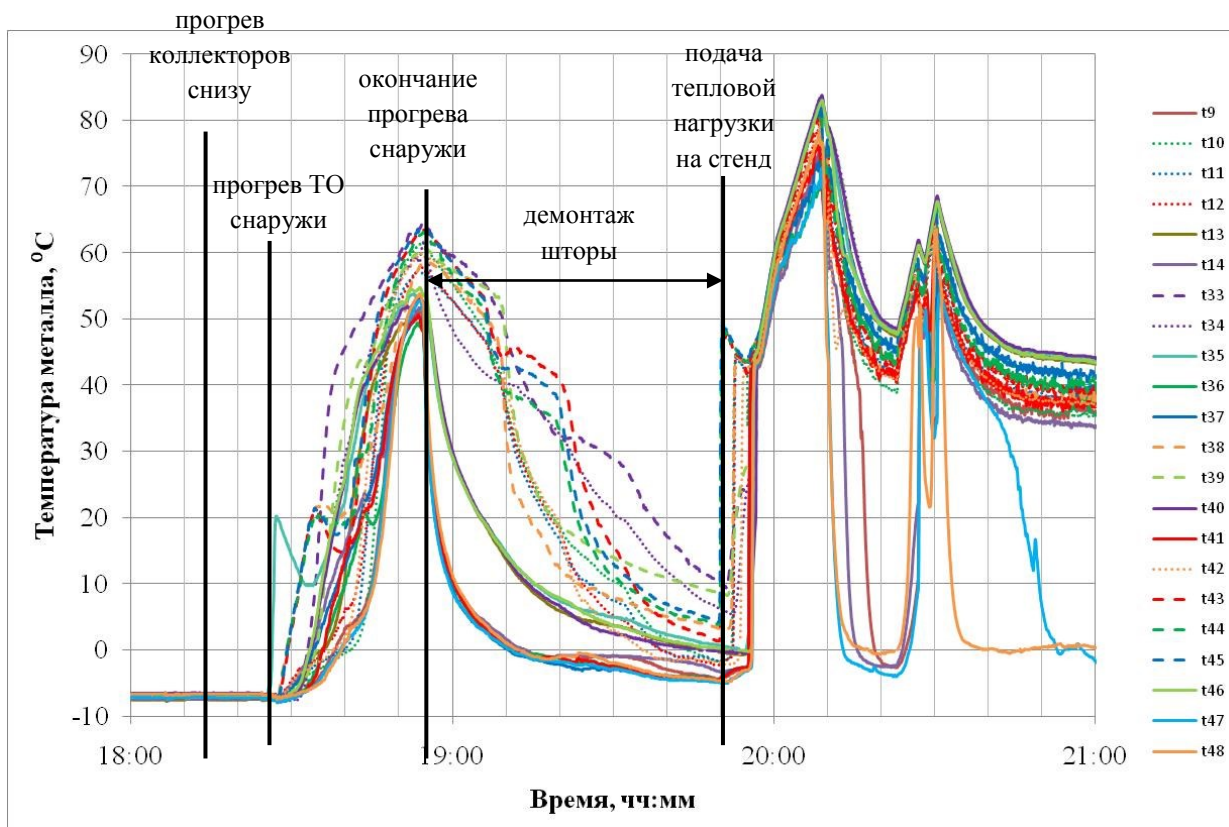


Рисунок 4.11. Изменение температуры различных точек теплообменной поверхности при прогреве и наборе тепловой нагрузки

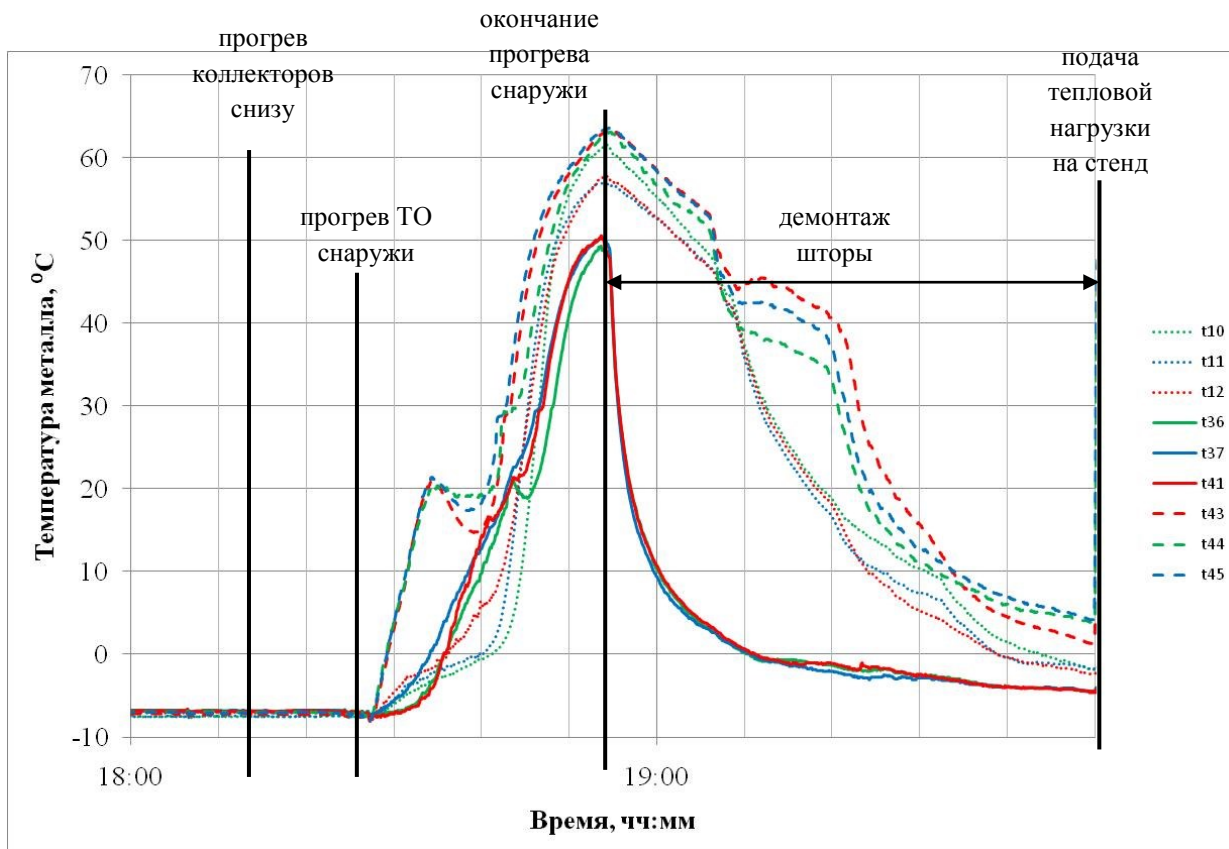


Рисунок 4.12. Прогрев и остывание различных точек теплообменной поверхности

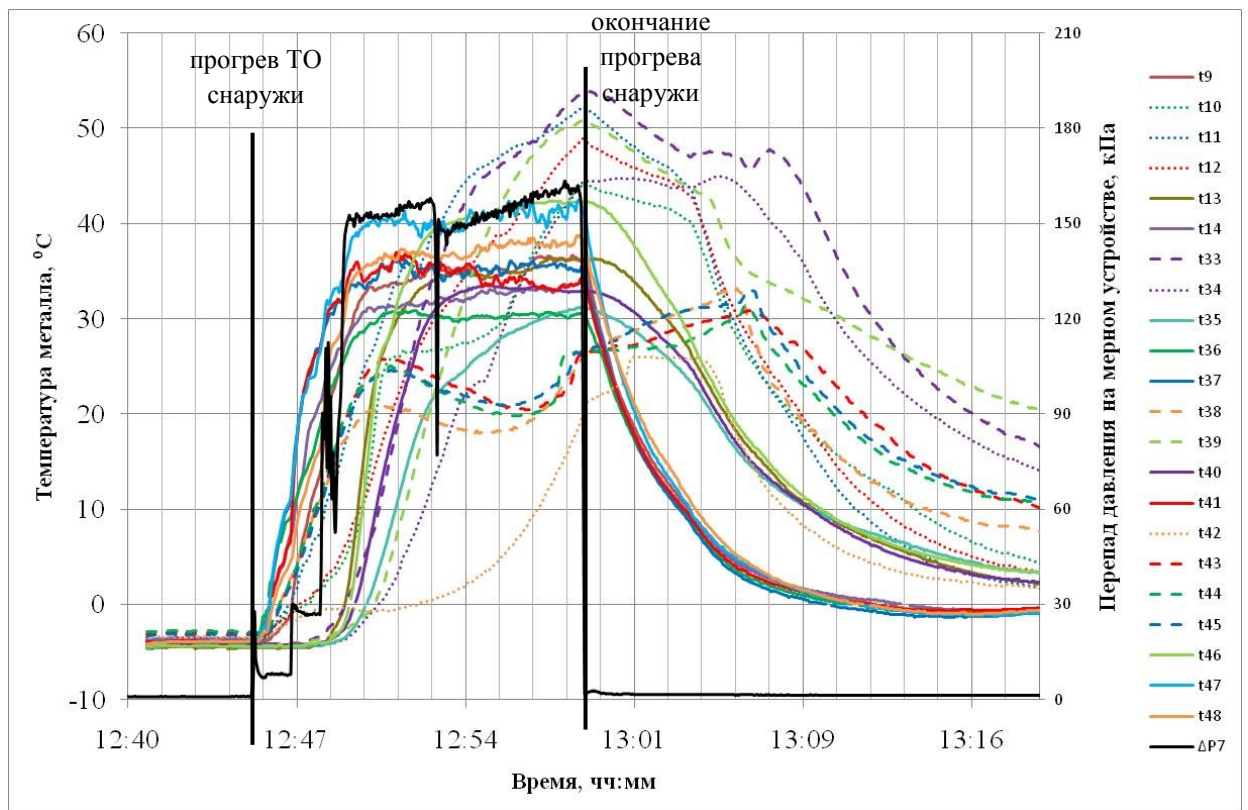


Рисунок 4.13. Изменение температуры различных точек теплообменной поверхности с прогревом конденсатных коллекторов

Как показали проведенные испытания, (Рисунки 4.11-4.13 и термограммы на Рисунках 4.14-4.15), была получена приемлемая равномерность прогрева после его останова, как нижних коллекторов, так и теплообменных поверхностей в пределах разброса 10 °С.

Пусковая система с подачей пара на оребренную поверхность теплообменников весьма эффективна, проста по конструкции и обеспечивает прогрев поверхности теплообменников за 8÷10 мин от холодного состояния до +40÷45 °С. При этом потеря пара составляет около 500 кг в расчете на одну секцию ВК с поверхности ~6000 м².

Выводы

1. Разработана и реализована программа-методика прогрева теплообменных модулей ВК, изготовлены системы пуска и остановки ВК для обеспечения его пуска из холодного состояния при отрицательных температурах охлаждающего воздуха.

2. Выполнена экспериментальная проверка и отработка разработанной методики на натурной секции ЭСВК в ОАО «ВТИ».

3. На основе предварительного теоретического рассмотрения и экспериментальной проверки различных способов прогрева теплообменной части ВК.

Спроектированы и изготовлены элементы системы, обеспечивающие эксплуатацию, пуск и остановку натурной секции воздушного конденсатора при отрицательных температурах воздуха:

- прогрев теплообменных модулей ВК острым паром снаружи по ходу охлаждающего воздуха;

- прогрев сливных трубопроводов и нижних коллекторов теплообменных модулей ВК острым паром снизу (противоток);

- установка съемного покрытия (шторки) на поверхность теплообменных труб (по ходу охлаждающего воздуха) для обеспечения равномерности прогрева теплообменной поверхности.

4. Результаты проведенных испытаний системы пуска натурной секции ВКУ показали, что получена приемлемая равномерность прогрева как нижних коллекторов, так и теплообменных поверхностей в пределах разброса 10°C.

5. Решена технологическая задача – обеспечение надежного пуска и надежного функционирования воздушного конденсатора при отрицательных температурах охлаждающего воздуха.

Результаты выполненных испытаний подтвердили правильность выбранных научных и технических решений по обеспечению надежной работы ВК в диапазоне отрицательных температур охлаждающего ВК воздуха. Результаты работы будут использованы при разработке технических условий на поставку отечественных воздушно-конденсационных установок для эксплуатации, в том числе, и при очень низких температурах окружающей среды – до -40 °C.

Глава 5. Исследование переменных режимов работы воздушно-конденсационной установки

5.1. Описание натурной секции воздушно-конденсационной установки

Для получения количественных характеристик работы были проведены тепловые испытания на номинальном и переменных режимах работы натурной секции ВКУ, расположенной на площадке Всероссийского теплотехнического института.

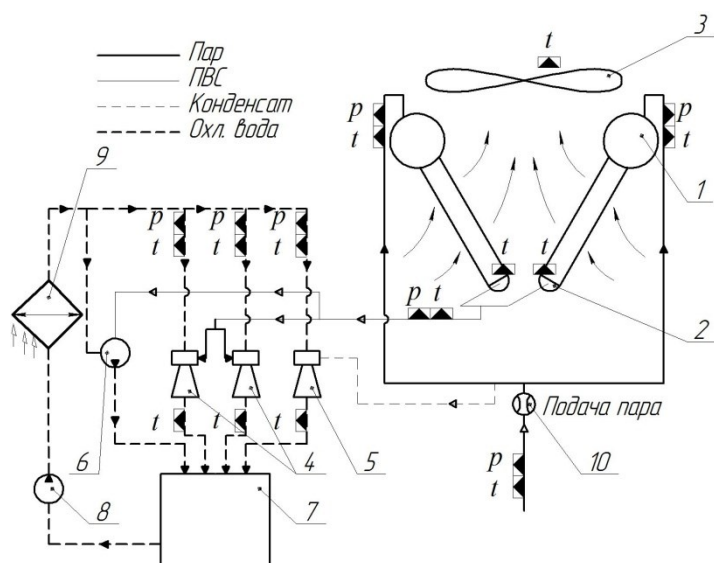
Технические характеристики секции

Полная поверхность теплообмена, м ² -	5600
Характеристики теплообменной трубы:	
Диаметр по оребрению, мм	70
Высота ребер, мм	14
Толщина ребер, мм	0.4÷0.6
Шаг рёбер, мм	2.6
Коэффициент оребрения, приведенный к поверхности по основанию рёбер	15.1
Диаметр несущей (стальной) трубы, мм	38×3
Длина оребренной части трубы, м	5.0
Число труб в секции	624
Диаметр колеса вентилятора, мм	4930
Расчетный расход охлаждающего воздуха, тыс. м ³ /час	625

Натурная секция предназначена для тиражирования её в составе воздушно-конденсационных установок для паровых турбин с расходом пара в конденсатор до 450 – 500 т/час.

Схема испытательного стенда приведена на Рисунке 5.1(а).

(a)



(б)

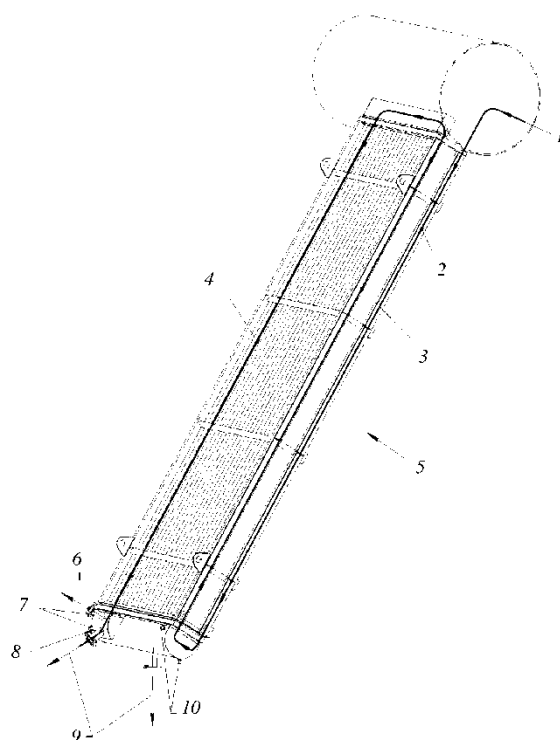


Рисунок 5.1. (а) – Принципиальная схема стенда натурной секции воздушного конденсатора: 1 – верхний коллектор, 2 – нижний коллектор, 3 – осевой вентилятор, 4 – эжектор водоструйный, 5 – конденсатоотводчик, 6 – насос водокольцевой, 7 – бак сбора охлаждающей воды, 8 – насос охлаждающей воды, 9 – градирня воздушная, 10 – расходомер; (б) Теплообменный модуль

К экспериментальной секции воздушного конденсатора (ЭСВК) подводится пар с температурой 60...90 °С и давлением 7...10 кПа. Пар поступает в верхние коллекторы 1, затем проходит через три хода модулей 2, изготовленных из теплообменных труб Ø38x3 мм из углеродистой стали и покрытых алюминиевым накатным оребрением. Конденсат удаляется при помощи конденсатоотводчика 5, а паровоздушная смесь (ПВС) – двумя водоструйными эжекторами 4 и водокольцевым насосом 6. Рабочая вода для системы вакуумирования и удаления конденсата подаётся из бака охлаждающей воды 7 насосом 8, охлаждается в воздушной градирне 9 и поступает на эжекторы, конденсатоотводчик и водокольцевой насос. Расход пара измеряется расходомером 10.

Охлаждающий воздух просасывается вентилятором через поверхность теплообмена, при этом измеряется его температура на входе в натурную секцию в четырех точках и на выходе из вентилятора 3 в 10 точках в центрах равновеликих площадок. Имеется также эпюра скорости воздуха на выходе из вентилятора [22], которая позволяет учесть расходную составляющую потока в точке измерения температуры.

5.2. Методика проведения испытаний и обработки экспериментальных данных

Проведены три цикла испытаний при:

- переменных расходы воздуха $G_{\text{возд}} = \text{var}$ при начальной тепловой нагрузке $Q = \text{const}$;
- переменных тепловые нагрузки $Q = \text{var}$ при постоянном расходе воздуха $G_{\text{возд.}} = \text{const}$;
- подаче дополнительного воздуха $G_{\text{д}}$ в пар при $G_{\text{возд.}} = \text{const}$, $Q = \text{const}$.

Кроме того, были определены “нулевые точки”, т.е. достижимое давление в ВКУ при отсутствии тепловой нагрузки при нескольких значениях температуры охлаждающей воды на входе в водоструйные эжекторы и вакуумный водокольцевой насос.

Запись показаний датчика температуры и давления производилась автоматизированной системой регистрации параметров, частота опроса 50 1/сек. В обработке результатов использованы параметры системы, максимально близкие к стационарному состоянию.

Тепловая нагрузка определена по энтальпии и расходу пара и воды в дроссельно-увлажнительном устройстве на входе за вычетом тепла, отводимого конденсатом Q_k , тепла, отведенного в парогазовой смеси к эжекторам $Q_э$ и водокольцевому насосу $Q_{вн}$, и тепла, отведенного конденсатоотводчиком $Q_{ко}$ в нижней точке паропровода.

Величины $Q_э$, $Q_{вн}$ и $Q_{ко}$ определены по расходу и нагреву воды в этих аппаратах; расход воды, в свою очередь, определен по результатам тарировки конических сопел конденсатоотводчиков и водоструйных эжекторов, а в водокольцевом насосе – по расходомеру на линии подвода воды.

Температура охлаждающего воздуха $\bar{t}_{г1}$ на входе определена как среднее по показателям четырех термодатчиков, установленных по периметру натурной секции.

Температура воздуха после вентилятора $\bar{t}_{г2}$ определена двумя способами:

- как средняя по показаниям 10 термодатчиков;
- как средневзвешенная по показаниям термодатчиков с учетом осевой компоненты скорости в точке измерения температуры.

Температура конденсации t_s , принятая для расчета коэффициента теплопередачи, определена по измерениям в специальной ловушке в поворотном коллекторе I-II ходов (см. Рисунок 5.1 (б), где термодатчики омываются гарантированно насыщенным паром. Во всех случаях проверялось соответствие этих показаний данным по давлению пара на входе в ВКУ.

Коэффициент теплопередачи рассчитан по среднелогарифмическому температурному напору.

$$t_{cp} = \frac{\bar{t}_{г2} - \bar{t}_{г1}}{\ln \frac{t_s - \bar{t}_{г1}}{t_s - \bar{t}_{г2}}} \quad (5.1)$$

Расход охлаждающего воздуха определен из теплового баланса и по показаниям датчиков скорости в трассе ВКУ.

5.3. Результаты испытаний натурной секции ВКУ

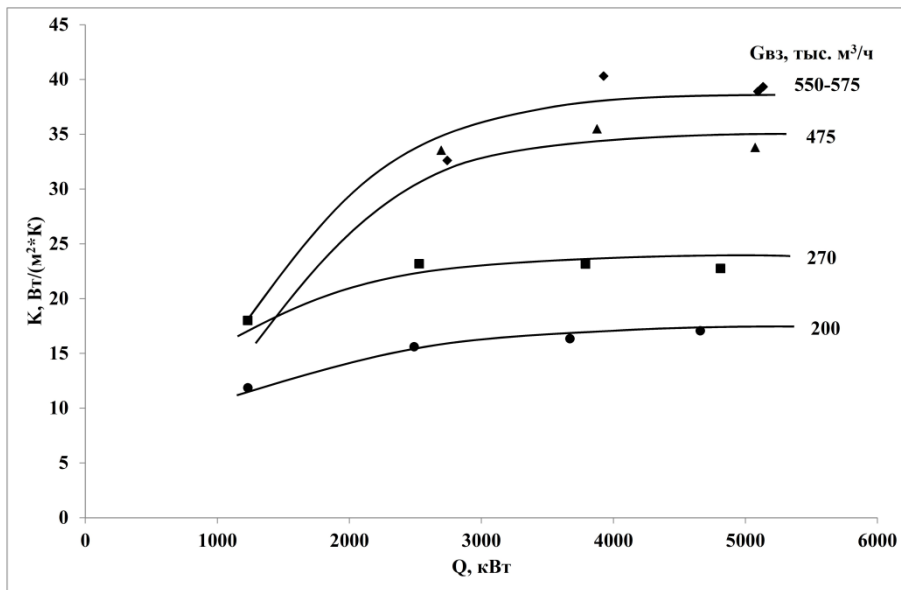
Зависимость коэффициентов теплопередачи ВКУ k от тепловой нагрузки приведена на Рисунке 5.2 (а) при различных расходах охлаждающего воздуха. Можно констатировать, что при нагрузке в интервале 0.6÷1.0 от номинального

значения 5114 кВт величина k изменяется незначительно, что отличается от поверхностных конденсаторов с водяным охлаждением, где по данным [27,29] изменение k составило бы $\sim 10\div 15\%$.

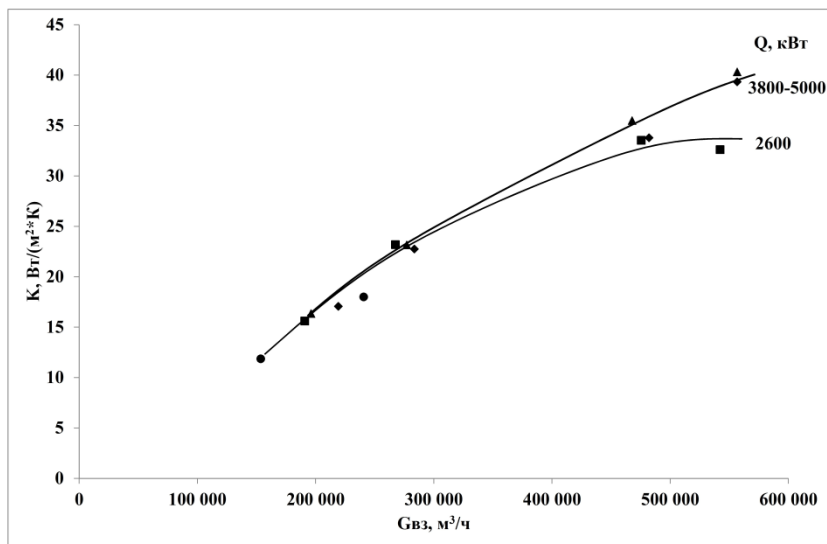
Зависимость коэффициента теплопередачи от расхода воздуха при $Q=\text{const}$ приведена на Рисунке 5.2 (б). Эта зависимость достаточно сильная, при уменьшении G_v в 2 раза k уменьшается в ~ 1.5 раза, что близко к зависимости коэффициента теплоотдачи к воздуху по [3], где скорость входит в степени 0.65. Для поверхностных конденсаторов зависимость k от расхода охлаждающей воды заметно слабее.

Важное значение для надежной работы ВКУ имеет плотность разветвленной вакуумной системы большого объема.

Испытания были проведены по схеме Рисунок 5.3 (а), дополнительный расход воздуха ΔG измерялся ротаметром и подавался в одну половину натурной секции, тогда как вторая работала в штатном режиме.

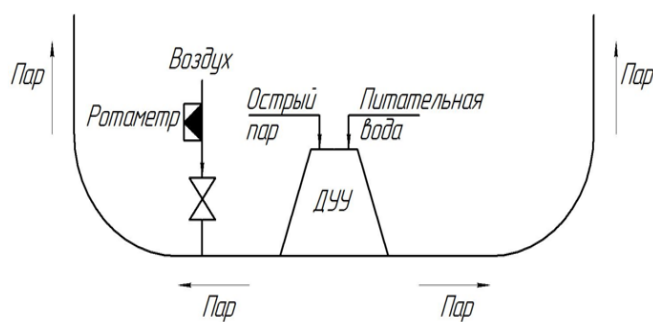


(а)

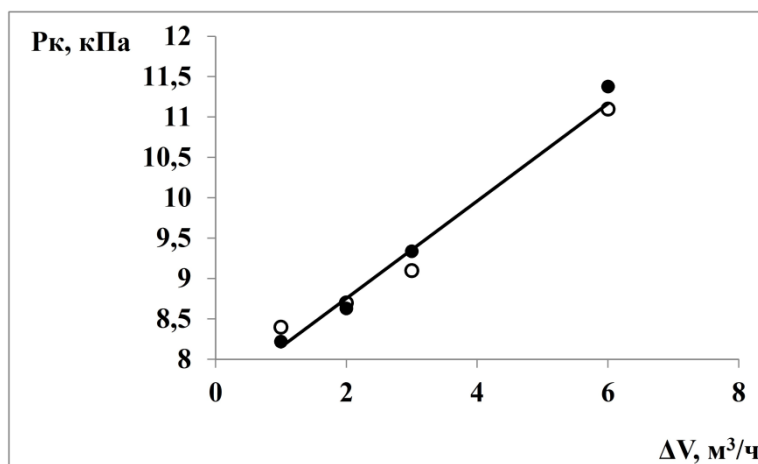


(б)

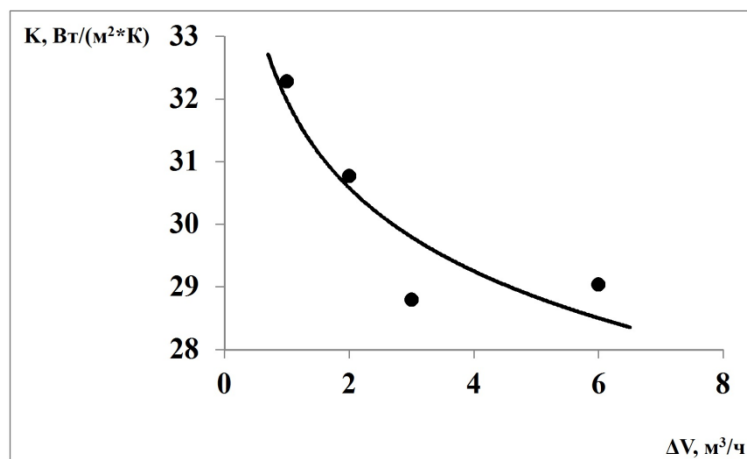
Рисунок 5.2 Зависимость коэффициентов теплопередачи от тепловой нагрузки (а) и расхода охлаждающего воздуха (б).



(а)



(б)



(в)

Рисунок 5.3. Влияние присосов воздуха в вакуумную систему (а) на давление насыщения (б) и коэффициент теплопередачи (в) ○ – расчёт ● – эксперимент

Работе на режимах с дополнительным воздухом предшествовало экспериментальное определение имеющихся присосов; величина их составила 0.053 – 0.10 кг/час, что несопоставимо меньше чем в эксперименте, где

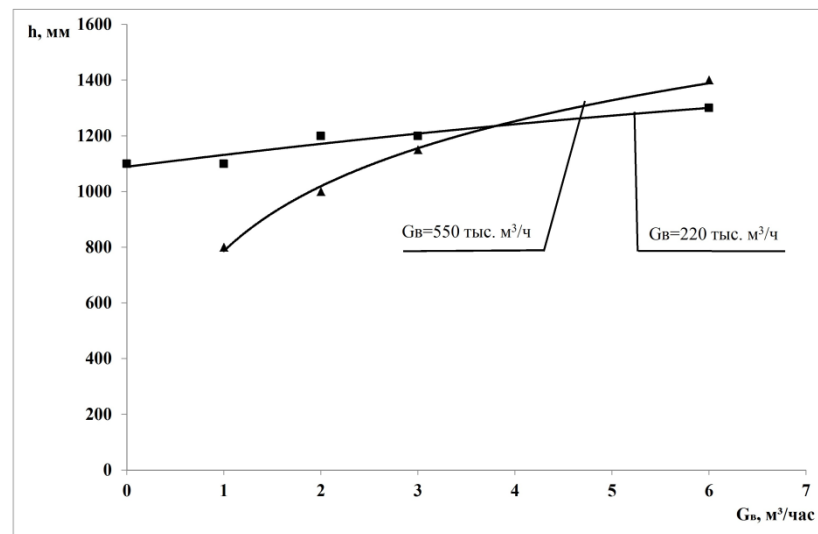
дополнительный расход воздуха составлял $\Delta G = 1 \div 6$ кг/час. Зависимость давления конденсации и коэффициентов теплопередачи от ΔG приведена на рисунках 5.3 (б) и 5.3 (в). Следует заметить, что объёмная производительность воздухоудаляющих устройств на стенде натурной секции составляет $110 \div 125$ м³/час, что в интервале давлений 6-10 кПа эквивалентно расходу воздуха 8-15 кг/час. Поэтому дополнительный расход воздуха существенно влиял на коэффициент теплопередачи и давление конденсации. Очевидно, что с учетом большого объёма вакуумной системы и скорости набора вакуума при пуске воздухоудаляющего устройства ВКУ должны быть существенно более производительными, чем таковые в водоохлаждаемых конденсаторах.

Важный показатель надёжной работы ВКУ – наличие или отсутствие зон с пониженной эффективностью процесса конденсации. Такие зоны в соответствии с [4, 27] формируются в первых по ходу воздуха рядах теплообменных труб. Важно оценить, как влияют присосы воздуха на наличие и размеры таких зон.

При испытаниях с подачей дополнительного воздуха производилось термографирование поверхности теплообмена ВКУ со стороны входа воздуха. По результатам обработки этих данных на Рисунке 5.4 (а) приведена зависимость размеров зоны неэффективной работы от ΔG : изменение $\ell_{\text{нэ}}$ небольшое при изменении ΔG от 1 до 6 кг/час.

Одновременно было установлено, что при отсутствии дополнительного расхода воздуха зона неэффективной работы располагается не в самом низу труб первого хода, а на некоторой высоте, т.е. самый низ труб первого ряда работает вполне эффективно, Рисунок 5.4 (б).

а)



б)

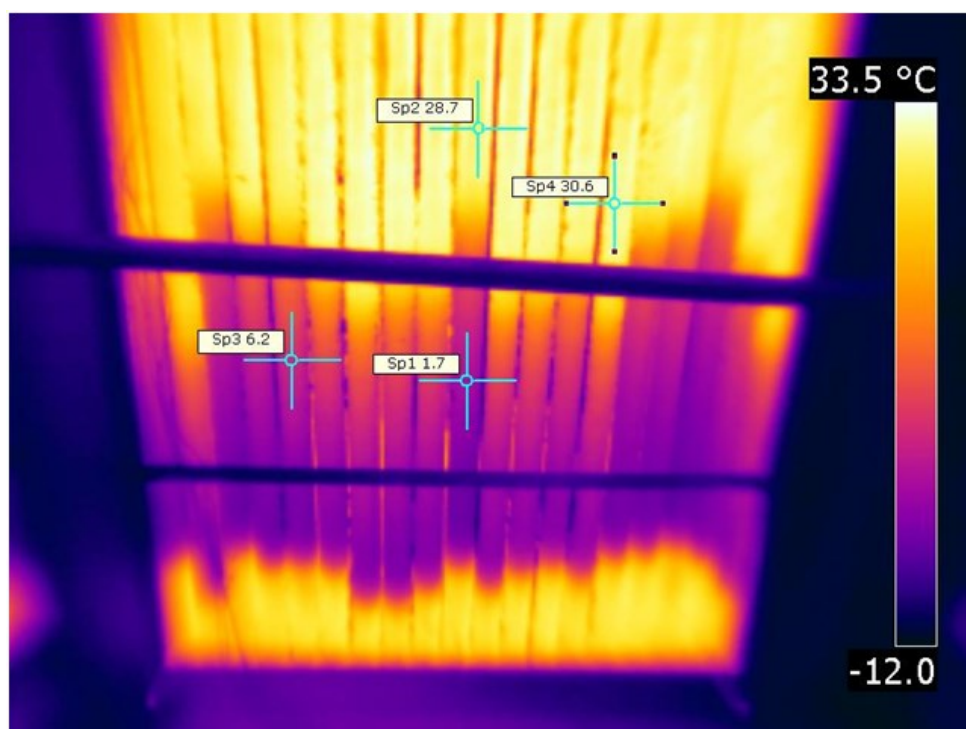


Рисунок 5.4. Зависимость длины зон неэффективной работы ВКУ от присосов воздуха (а) и термограмма теплообменной поверхности со стороны входа охлаждающего воздуха (б)

Полученные результаты позволяют предположить, что в зонах неэффективной работы находится остаточный воздух, который сохранился в объеме ВКУ при наборе вакуума. Далее при низких температурах охлаждающего воздуха устанавливается динамическое равновесие между незначительным поступлением воздуха с паром и диффузией его из зоны неэффективной работы. Такая ситуация возможна только при очень малых перепадах давления на трубах первого ряда.

Эти зоны – потенциальная угроза работы ВКУ при низких наружных температурах.

5.4. Обсуждение результатов испытаний

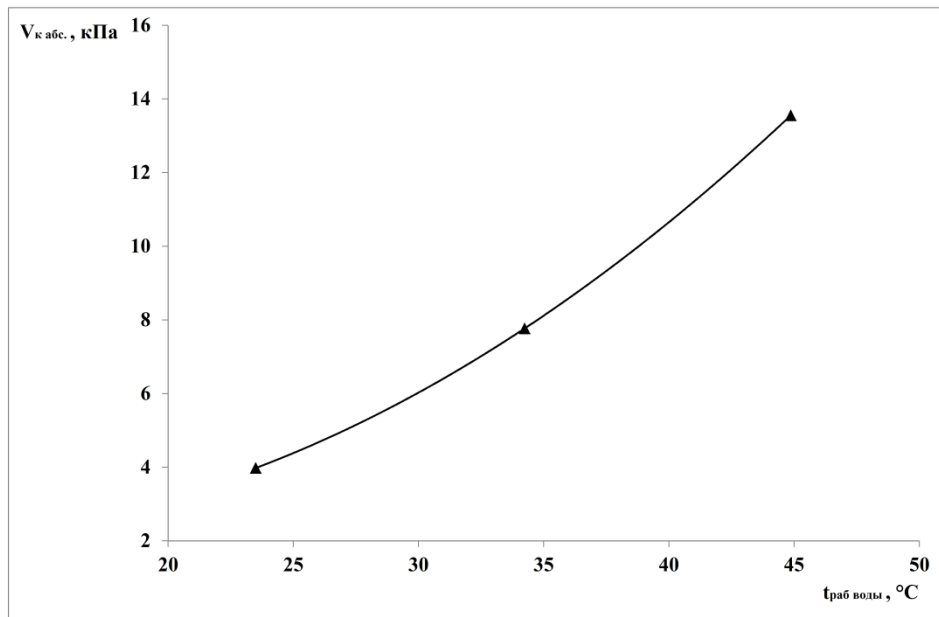
Ввиду принципиального конструктивного отличия методы расчета номинального и переменных режимов, описанные в [52] для водоохлаждаемых поверхностных конденсаторов, не применимы к ВКУ. Методика расчета переменных режимов, описанная в [27, 52], не связана со способом отвода тепла, так как опирается на две базовые точки: давление P_p и температура пара t_{sp} в расчетной точке (при номинальной нагрузке Q_p , расходе и температуре охлаждающей среды t_{cp}) и при отсутствии нагрузки, т.е. при минимальном давлении P_0 , создаваемом газоудаляющим устройством, и соответствующей этому давлению температуре насыщения t_{s0} .

В соответствии с [52] расчет ведется с использованием номограммы на Рисунке 5.5 (б), где на оси абсцисс отложена величина относительной тепловой нагрузки $\bar{Q} = \frac{Q}{Q_p}$, а по оси ординат – относительное значение располагаемой разности температур

$$\bar{\Delta} = \frac{t_s - t_1}{(t_s - t_1)_p}, \quad (5.2)$$

где индекс p – соответствует расчетным значениям разности температур.

(a)



(б)

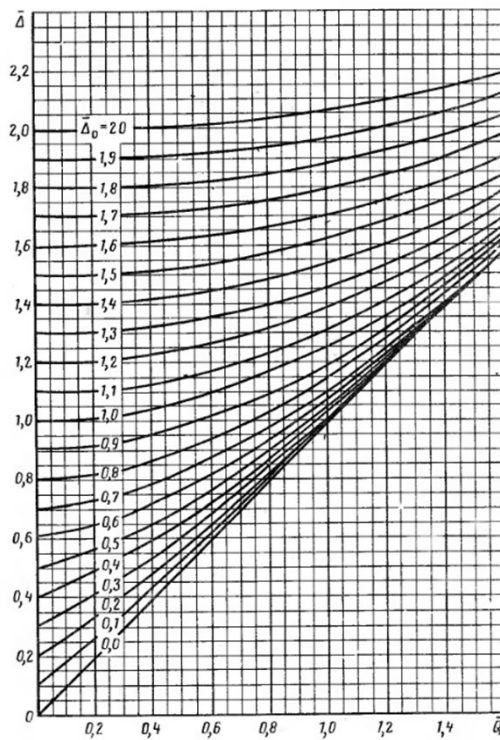


Рисунок 5.5. К расчёту переменных режимов: (а) характеристика воздухоудаляющих устройств, (б) номограмма [52]

Параметром в поле номограммы является относительное значение располагаемой разности температур $\bar{\Delta}$ при отсутствии тепловой нагрузки

$$\bar{\Delta}_0 = \frac{t_{s0} - t_1}{(t_s - t_1)_p} \quad (5.3)$$

Для реализации этой методики расчета необходимо иметь характеристику газоудаляющего устройства, которая приведена на Рисунке 5.5 (а) с пересчетом на различные температуры воды на входе в водокольцевой насос и водоструйные эжекторы. Эта характеристика позволяет определить давление P_0 , температуру t_{s0} и $\bar{\Delta}_0$ по (5.3).

Таблица 5.1 иллюстрирует методику и результаты расчётов переменных режимов по [52].

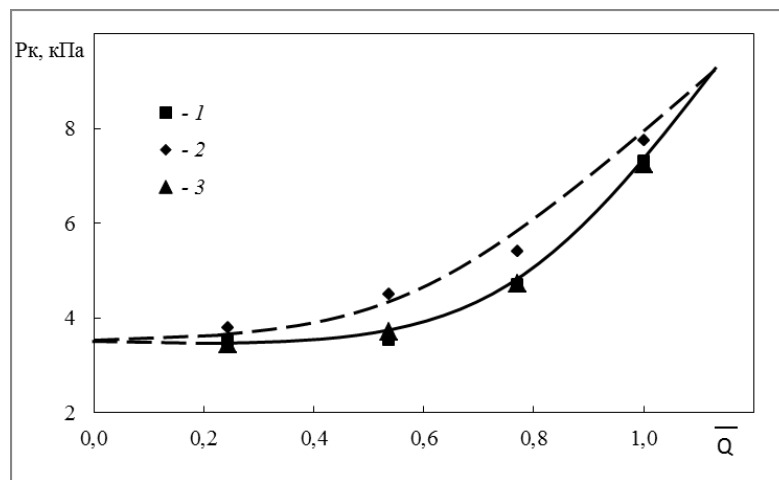
Таблица 5.1. Результаты расчётов переменных режимов работы ВКУ по [52]

№	1	2	3	4	5	6	7	8
Расход охлаждающего воздуха, тыс. м ³ /час	550-575				475			
Тепловая нагрузка, кВт	5114	3929	2741	1406	5073	3875	2695	1310
Относительная тепловая нагрузка $\bar{Q}$	1.0	0.77	0.536	0.245	1.0	0.764	0.530	0.258
Температура охлаждающего воздуха $\bar{t}_{в1}$, °С	3.2	4.3	4.45	4.12	4.1	4.5	4.85	3.5
Температура рабочей воды эжекторов	24.3	21.5	22.0	22.5	27.5	22.3	23	22.5
Минимальное давление в конденсаторе P_0 по рис 5а, кПа	4.20	3.4	3.5	3.6	5.2	3.5	3.75	3.55
Температура t_{s0} насыщения при P_0	29.8	26.2	26.7	27.15	33.58	26.67	27.85	26.91
Минимальная разность температур $\Delta_0 = t_0 - t_{в1}$	26.6	21.9	22.2	23.03	29.48	22.17	23.0	23.41
$\bar{\Delta}_0$ по (5.2)	0.83	0.68	0.69	0.749	0.796	0.60	0.62	0.63
$\bar{\Delta}$ по (5.1)	1.170	0.940	0.830	0.75	1.15	0.91	0.795	0.67
Располагаемая разность температур $\Delta = \bar{\Delta} \cdot \Delta_p$	37.4	30	26.56	24	42.55	33.7	29	24.8
Температура насыщения $t_s = \Delta + t_{в1}$	40.9	34.3	31	28.12	46.65	38.2	33.85	28.3
Давление насыщения при t_s , кПа	7.75	5.42	4.50	3.80	10.44	6.70	5.30	3.85
Экспериментальная величина давления	7.31	4.70	3.53	3.25	10.2	5.90	3.96	3.1

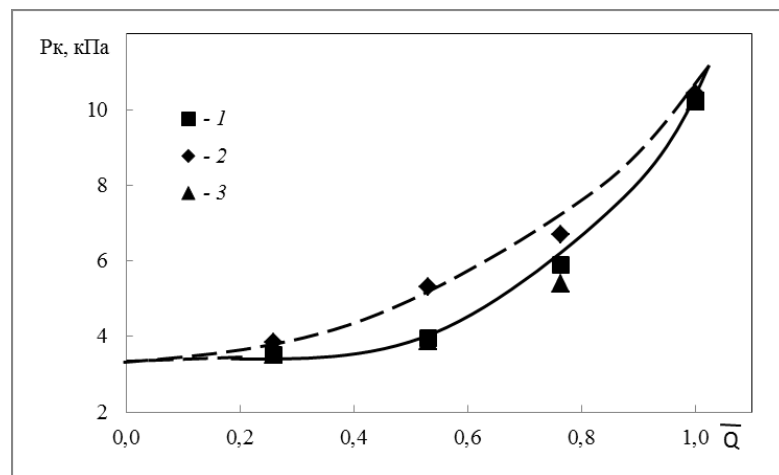
Примечание: Расчётные значения располагаемой разности температур Δ_r , в (5.1) определяются при нагрузке близкой к номинальной последовательными приближениями; в Таблице 5.1. это режимы №1 и 5.

На Рисунке 5.6 приведены характеристики натурной секции ВКУ при изменении тепловой нагрузки при различных расходах воздуха от 1,3 до 7,7 кг/с. Данные экспериментальных измерений на 0.5÷1кПа ниже расчетных, что можно признать вполне удовлетворительным.

На Рисунке 5.6 (б) расчетные значения P_k наложены на экспериментальный график $P=f(\Delta G)$, здесь разница результатов расчета и эксперимента не превышает 0.3 кПа.



(a)



(б)

Рисунок 5.6. Сопоставление экспериментальных и расчётных данных переменных режимов, где: (а) $G_v=550-575$ тыс.м³/час; (б) $G_v=465$ тыс.м³/час; ♦ – расчёт по методике [], ■ – эксперимент; ▲ - расчет по (5.5).

5.5. Корректировка методики расчета переменных режимов

Из рассмотренных результатов расчета и при сопоставлении их с экспериментом следует, что в области нагрузок $(0,2-0,8) Q_p$ имеет место превышение расчетной величины давления над действительным, полученным в результате эксперимента. Для повышения точности вычислений полезно ввести поправки в рассматриваемую разность температур из следующих соображений:

- максимальное значение этой поправки приходится на середину зависимости $\bar{Q}$ в интервале $(0 \div 1)$;
- при значении $\bar{Q}=1$ и $\bar{\Delta}_0=0$ теплообмен идет по теоретической кривой (см. рис.5.5) и поправка на Δ_0 должна отсутствовать;
- те же соображения можно применить к большим значениям $\bar{\Delta}_0 \geq 2$, в этом случае давление в конденсаторе определяется не теплообменом, а воздухоудаляющим устройством, и здесь поправки на Δ_0 практически равны 0.

Эти условия удовлетворяет функция для расчета поправок к $\bar{\Delta}$ следующего вида:

$$\delta\bar{\Delta} = A \cdot \bar{\Delta}_0 \cdot \bar{Q} \cdot (1 - \bar{Q}) \cdot (2 - \bar{\Delta}_0) \quad (5.4)$$

Величина коэффициента A на основе анализа результатов эксперимента к расчету определена $\delta\bar{\Delta}$ равной $A=0,3$, и поправка в целом имеет вид:

$$\delta\bar{\Delta} = 0,3 \cdot \bar{\Delta}_0 \cdot \bar{Q} \cdot (1 - \bar{Q}) \cdot (2 - \bar{\Delta}_0) \quad (5.5)$$

В таблице 5.2 приведены обработанные экспериментальные и расчетные данные с учетом поправок по (5.5), при этом номера столбцов и их содержание совпадают с таблицей 5.1.

Эти же данные нанесены на рис.5.6, они иллюстрируют хорошее совпадение результатов экспериментов и расчетов по методике [52] с учетом предложенных поправок. Предложенная поправка справедлива в диапазоне относительных тепловых нагрузок $\bar{Q}=0,0 \div 1$ и относительных значений $\bar{\Delta}_0=0 \div 1,5$.

Таблица 5.2. Расчёт переменных режимов с учетом поправок по (5.5)

	1	2	3	4	5	6	7	8
Расчетная разность температур Δ_p , °C	32				37			
Относительная тепловая нагрузка $\bar{Q}$	1.0	0.77	0.536	0.245	1.0	0.764	0.53	0.258
Температура охлаждающего воздуха $\bar{t}_{в1}$, °C	3.2	4.3	4.45	4.12	4.1	4.5	4.85	3.5
Относительная минимальная разность температур $\bar{\Delta}_0$ по (5.2)	0.83	0.68	0.69	0.749	0.796	0.60	0.62	0.63
Относительная разность температур $\bar{\Delta}$ по (5.1)	1.170	0.94	0.830	0.75	1.15	0.91	0.795	0.67
Поправка $\delta\bar{\Delta}$ по (5.5)	0	0,078	0,11	0,085	0	0,076	0,105	0,0815
Располагаемая разность температур $\Delta = (\bar{\Delta} - \delta\bar{\Delta})\Delta_p$	37.44	27.6	23,04	21,1	42,6	30,7	25,5	21,8
Температура насыщения $t_s = \Delta + t_{в1}$, °C	40,6	31,9	27,5	25,2	46,7	35,2	30,35	25,3
Давление насыщения при t_s , кПа	7,62	4,73	3,67	3,21	10,47	5,70	4,33	3,23
Экспериментальная величина давления насыщения	7.31	4.70	3.53	3.25	10.2	5.90	3.96	3.1

Выводы

1. Испытания опытной натурной секции ВКУ на переменных режимах подтвердили высокую эффективность её работы: в расчетном режиме коэффициент теплопередачи составил $39\div 40 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, что выше мировых аналогов.
2. При снижении тепловой нагрузки в пределах $0.6\div 1.0$ от номинальной коэффициент теплопередачи изменяется в пределах $5\div 7\%$, что подтверждает рациональное распределение поверхности теплообмена между ходами конденсатора по пару.
3. Для компенсации негативного влияния присосов воздуха, а также увеличения скорости набора вакуума производительность воздухоудаляющих устройств ВКУ должна в $2\div 3$ раза превышать эти показания для водоохлаждаемого конденсатора.
4. Разработана поправка к методике расчета переменных режимов по [52] применительно к воздушным конденсаторам. С учетом этих поправок получены удовлетворительные результаты по контролю влияния переменной тепловой нагрузки, присосов воздуха и характеристик воздухоудаляющих устройств.

Глава 6. Исследования тепловых режимов оборудования при работе сухой вентиляторной градирни

При низких наружных температурах воздуха $t_{вз}$ работа ВКУ и СГ осложняется проблемой замерзания воды в трубах теплообменной поверхности и, как следствие, разрушению их.

При экстремально низких $t_{вз}$ эти аппараты переводят в режим работы «теплой камеры», когда поверхность теплообмена частично или полностью отделяется жалюзийными устройствами от окружающей среды, и охлаждение ее осуществляется через ограждающие поверхности.

Цель исследования такого режима – оценить величины тепловых потоков и температурные поля элементов в условиях работы тепловой камеры.

6.1. Сухая вентиляторная градирня блока ПГУ-220Т на ТЭЦ-12 «Мосэнерго»

Парогазовый блок мощностью 220 МВт на ТЭЦ-12 введен в эксплуатацию в 2014 г. на базе газотурбинной установки ГТЭ-160 мощностью 160 МВт, изготовленной в ОАО «ЛМЗ», и паровой турбины Т-56/73-7,8/0,04, изготовленной в ОАО «КТЗ». Водоохлаждаемый конденсатор КП-3000-1 паровой турбины оснащён сухой вентиляторной градирней. Общий вид градирни приведен на рисунке 6.1.



Рисунок 6.1. Общий вид градирни DC-13000-52-38-110

В состав объекта входят основная градирня и градирня охлаждения вспомогательного оборудования

Технические характеристики ОСНОВНОЙ ГРАДИРНИ DC-13000-52-38-110

Температура окружающей среды, °С	15
Диапазон температур, °С	−42÷+37
Температура воды на входе в градирню, °С	36
Температура воды на выходе из градирни, °С	25
Расход воды, м ³ /час	13000
Тепловая мощность, МВт	160

ВСПОМОГАТЕЛЬНАЯ ГРАДИРНЯ DC-2500-52-7-110

Температура окружающей среды, °С	28,3
Диапазон температур, °С	−42÷+37
Температура воды на входе в градирню, °С	39,4
Температура воды на выходе из градирни, °С	33
Расход воды, м ³ /час	2500
Тепловая мощность, МВт	186

План сухой вентиляторной градирни (СВГ) приведен на рисунке 6.2.

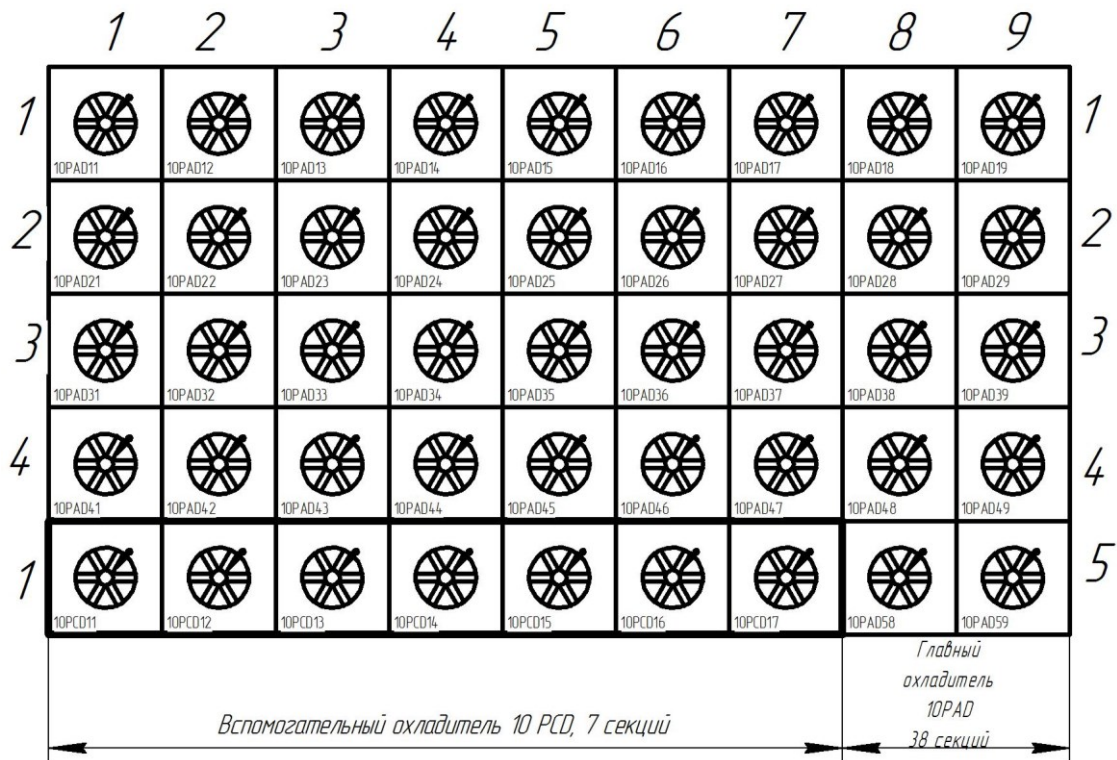


Рисунок 6.2. Компоновочный план СВГ с указанием бирок на секциях

Всего градирня состоит из 45 секций: 38 секций – для основной градирни и 7 секций на вспомогательную градирню.

Каждая секция включает в себя:

- 3 трубных пучка, каждый из которых состоит из 259 оребренных трубок круглого сечения, собранных в свою очередь в по 4-х ходовой схеме, теплообменные пучки установлены под углом 29° к горизонту;
- осевой вентилятор диаметром 18 фт (5,486 м) с лопастями из FRP (с возможностью регулировки во время остановки). 16 вентиляторов оснащены частотно-регулируемым приводом, и в зимний период времени могут работать на реверсе, когда необходимо работать в режиме «теплой камеры»;
- электродвигатель мощностью 110 кВт с валом для передачи крутящего момента на редуктор.

Теплая камера состоит из 3 секций, объединенных по воде и общим объемом, ограниченных жалюзи по улице: 10PAD10, 10PAD20, 10PAD30, 10PAD40, см. рисунок 6.3.

Каждая камера состоит из:

- 9 теплообменных пучков;
- 1 общий распределитель воды;
- 1 общий коллектор воды с автоматическими клапанами;
- автоматические жалюзи, устанавливаемые внизу и наверху горячей камеры;
- 4 датчика для контроля температуры воздуха внутри горячей камеры;
- 1 змеевик из оребренных труб, используемый для парового обогрева при очень низких температурах;
- 1 температурный датчик, установленный на коллектор, для контроля температуры охлажденной воды.

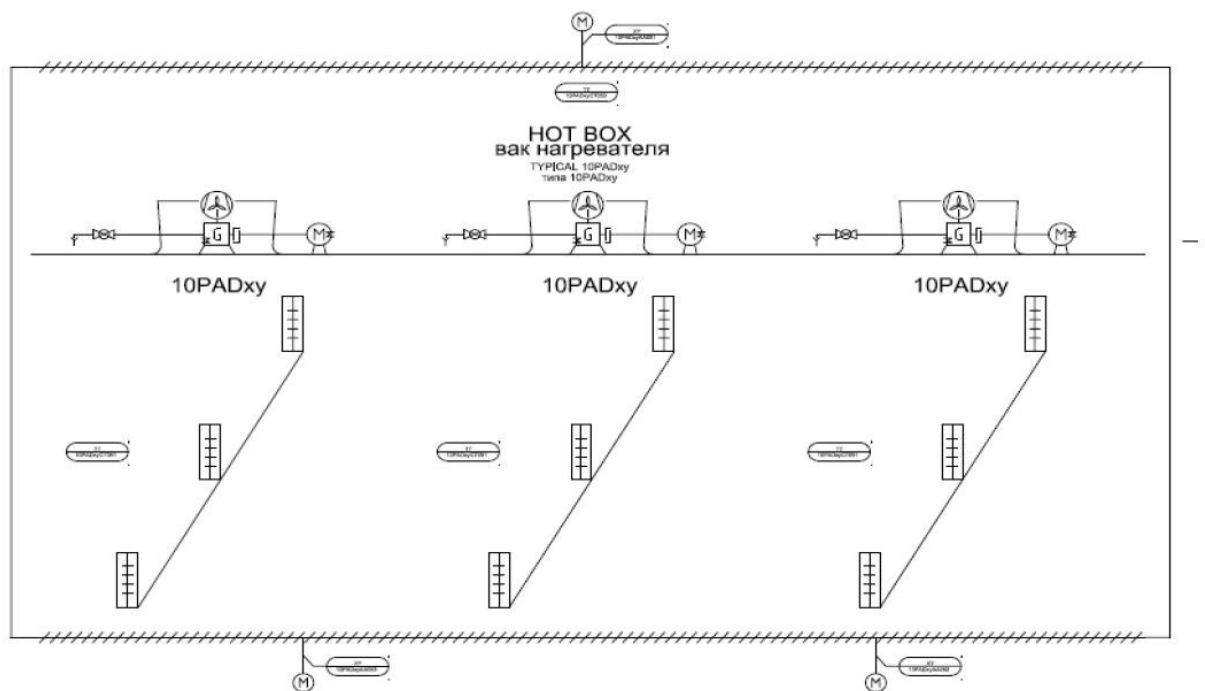


Рисунок 6.3. Схема расположения теплой камеры их 3-х секций

6.2. Система измерений параметров СГ

В системе измерений параметров сухой градирни использованы как штатные приборы АСУ энергоблока ПГУ-220Т ТЭЦ-12, так и приборы ЗАО НПВП «Турбокон», установленные на период испытаний.

Перечень параметров АСУ, задействованных в период испытаний, с указанием KKS кодов согласно 2012-081-TCH-41-06 приведен в таблице 6.1.

Таблица 6.1. Перечень измеряемых параметров АСУ

Наименование параметра	Диапазон измерений	Класс точности	Примечание
1	2	3	4
1 Температура наружного воздуха, °C	-10 +15	0,5..1	-
2 Мощность ГТУ, %	100	0,5..1	-
3 Электрическая мощность турбины, МВт	58,82..72,0	0,5..1	-
4 Пар из контура высокого давления (КВД)			-
4.1 Давление, МПа	7,90..7,723	0,5..1	-
4.2 Температура, °C	+502,2..+509,4	0,5..1	-
4.3 Расход, т/ч	232,08..225,48	0,5..1	-
5 Пар из контура низкого давления (КНД)			-
5 1 Давление, МПа	0,57..0,602	0,5..1	-
5 2 Температура, °C	209,6..209,2	0,5..1	-
5.3 Расход суммарный, т/ч	57,06..52,3	0,5..1	-
6 Нерегулируемый отбор на ПСГ № 2			-
6.1 Давление, МПа	0..0,132	0,5..1	-
6.2 Температура, °C/ влажность	107,6/-	0,5..1	-
7 Регулируемый отбор на ПСГ № 1			-
7.1 Давление, МПа	0..0,04	0,5..1	-
7.2 Температура, °C/ влажность	76/7,4	0,5..1	-
8 Абсолютное давление пара за турбиной, кПа	3,4..12,8	0,5..1	-
9 Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	7000..14000	0,5..1	-
10 Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °C	+15..+40	0,5..1	-
11 Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора, °C	+15..+40	0,5..1	-
12 Расход воды через основную градирню, м ³ /час	7000..14000	0,5..1	-
13 Температура воды на входе в основную градирню (1 канал), °C	+10..+50	0,5..1	10PAD01CT 001A

Продолжение таблицы 6.1

1	2	3	4
14 Температура воды на входе в основную градирню (2 канал), °C	+10..+50	0,5..1	10PAD01CT001B
15 Температура воды на выходе из основного контура градирни (1 канал), °C	+10..+50	0,5..1	10PAD02CT001A
16 Температура воды на выходе из основного контура градирни (2 канал), °C	+10..+50	0,5..1	10PAD02CT001B
17 Температура наружного воздуха для основного контура, °C	-49..+36	0,5..1	10PAD01CT003
18 Влажность наружного воздуха основного контура, %	0..100	1	10PAD01CM001
19 Температура воды на входе во вспомогательную градирню (1 канал), °C	+10..+50	0,5..1	10PCD01CT001A
20 Температура воды на входе в во вспомогательную градирню (2 канал), °C	+10..+50	0,5..1	10PCD01CT001B
21 Температура воды на выходе из вспомогательной градирни (1 канал), °C	+10..+50	0,5..1	10PCD02CT001A
22 Температура воды на выходе из вспомогательной градирни (2 канал), °C	+10..+50	0,5..1	10PCD02CT001B
23 Расход воды через вспомогательную градирню, м ³ /час	0..2500	0,5..1	10PCD01CF001
24 Температура наружного воздуха для вспомогательного контура, °C	-49..+36	1	10PCD01CT003
25 Влажность наружного воздуха для вспомогательного контура, %	0..100	0,5..1	10PCD01CM001
26 Температура воды на сливе из полусекции испытываемой секции, °C	+10..+50	0,5..1	10PADxyCT001
27 Температура воздуха в нижней части теплой камеры, °C	-50..+70	0,5..1	10PADxyCT051
28 Температура воздуха в верхней части теплой камеры, °C		0,5..1	10PADxyCT053

Перечень параметров измерений приборами ЗАО НПВП «Турбокон» приведен в таблице 6.2.

Таблица 6.2. Перечень параметров измерений приборами ЗАО НПВП «Турбокон»
приведен в таблице 6.2

Наименование параметра	Диапазон измерений	Класс точности	Количество точек измерения	Тип датчика
1	2	3	4	5
Сухая градирня				
1 Температура воздуха на входе в теплообменные поверхности, °С; Влажность воздуха	–40..+85	±0,5% (в диапазонах: –40 –10°С; +50 +85°С) ±0,2% (в диапазоне –10 +50°С)	4	Метеометр МЭС-200А
2 Относительная влажность воздуха на входе в теплообменные поверхности, %	0..100	±3% при температуре (25±5)°С	4	Метеометр МЭС-200А
3 Температура воздуха за вентилятором, °С	–40..+85	±0,5% (в диапазонах: –40 –10°С; +50 +85°С) ±0,2% (в диапазоне –10 +50°С)	4	Метеометр МЭС-200А
4 Относительная влажность воздуха за вентилятором, %	0..100	±3% при температуре (25±5)°С	4	Метеометр МЭС-200А
5 Термограммы теплообменной поверхности на входе, °С	0..100	±2°С или ± 2%	–	Тепловизионная система FLIR T335 (тепловизор)
6 Термограммы теплообменной поверхности на выходе, °С	0..100	±2°С или ± 2%	–	Тепловизионная система FLIR T335 (тепловизор)
7 Перепад давлений на секциях по воздуху, мм.в.ст.	0..3600	±20 Па (±2 мм вод.ст.)	4	Мановакуумметр 2-х трубный 0 3600 Па
8 Уровень воздушного шума вентилятора ВКУ, Дб	0..250	±2%	4	Система «Pulse» Bruel&Kjaer
9 Температура окружающего воздуха на расстоянии 50 м от градирни, °С	–30..+20	±0,3°С (в диапазоне: –40 –1°С) ±0,2°С (в диапазоне –1 20°С)	1	Ртутный термометр

Наименование параметра	Диапазон измерений	Класс точности	Количество точек измерения	Тип датчика
1	2	3	4	5
10 Относительная влажность воздуха на расстоянии 50 м от градирни, %	0..100		1	
11 Температура стенки трубы на входе и выходе из секции, °С	0..100	Относительная погрешность измерения $\pm 2,5\%$ + единица младшего разряда шкалы	2	Пирометр С-15 л, контактный термометр ТЦМ 9410/М1
12 Температура внешней стенки градирни исследуемой секции, °С	0..100	Относительная погрешность измерения $\pm 2,5\%$ + единица младшего разряда шкалы	16	Пирометр С-15 л, контактный термометр ТЦМ 9410/М1
13 Температура жалюзийного устройства на выходе по воздуху из исследуемой секции, °С	0..100	Относительная погрешность измерения $\pm 2,5\%$ + единица младшего разряда шкалы	5	Пирометр С-15 л, контактный термометр ТЦМ 9410/М1
14 Скорость и направление ветра, м/с	0..20	$\pm 0,5\%$ (в диапазонах: -40 -10°C ; $+50$ $+85^{\circ}\text{C}$) $\pm 0,2\%$ (в диапазоне -10 $+50^{\circ}\text{C}$)	10	Метеометр МЭС-200А
15 Термограммы внешней стенки градирни, °С	$-40..+100$	$\pm 2^{\circ}\text{C}$ или $\pm 2\%$	4	Тепловизионная система FLIR T335 (тепловизор)

6.3. Условия проведения испытаний СГ и отдельных секций

Климатические условия на момент испытаний приведены в таблицах 6.3 (без парового обогрева) и 6.4 (с паровым обогревом).

Измерения проводились в четырёх точках по углам СГ, схема расположения точек и привязка к местности представлены на рисунке 6.4.

Таблица 6.3. Климатические условия при испытаниях СВГ с закрытыми нижними жалюзи от 8.12.2016 г.

Время измер.	Точка измер.*	Температура воздуха, °С	Влажность воздуха, %	Скорость ветра, м/с	Направление ветра
16:38	1 ⁰	-3,7	82	1	С
16:38	2 ⁰	-4	79	2	В
16:38	3 ⁰	-4,2	81	2,5	СВ
16:38	4 ⁰	-3,5	86	0,3	В
16:45	1 ²⁰	-3,8	84	1,2	С
16:45	2 ²⁰	-4,5	78	2,5	В
16:45	3 ²⁰	-4,4	82	4,6	СВ
16:45	4 ²⁰	-4,2	83	0,4	В
16:50	1 ³³	-	-	1	С
16:50	2 ³³	-	-	0,5	В
16:50	3 ³³	-	-	5,5	СВ
16:50	4 ³³	-	-	1	В

* Индекс рядом с номером точки измерений обозначает высоту в метрах над уровнем земли.

Таблица 6.4. Климатические условия при испытаниях СВГ с паровым прогревом четвёртой улицы от 9.12.2016 г.

Время измер.	Точка измер.	Температура воздуха, °С	Влажность воздуха, %	Скорость ветра, м/с	Направление ветра
11:50	1 ⁰	-5	70	1,5	Ю
11:50	2 ⁰	-5,1	77	1,2	С
Время измер.	Точка измер.	Температура воздуха, °С	Влажность воздуха, %	Скорость ветра, м/с	Направление ветра
11:50	3 ⁰	-4,7	77	0,35	В
11:50	4 ⁰	-5	77	0,8	В
12:05	1 ²⁰	-4,2	80	1,2	СЗ
12:05	2 ²⁰	-4,4	78	2	В
12:05	3 ²⁰	-5,2	82	2,5	В
12:05	4 ²⁰	-5,4	77	1,8	СВ
12:30	1 ³³	-4,5	77	1,2	С
12:30	2 ³³	-5,2	82	5	В
12:30	3 ³³	-5,2	78	5	СВ
12:30	4 ³³	-3,5	78	1	СВ

* Индекс рядом с номером точки измерений обозначает высоту в метрах над уровнем земли.

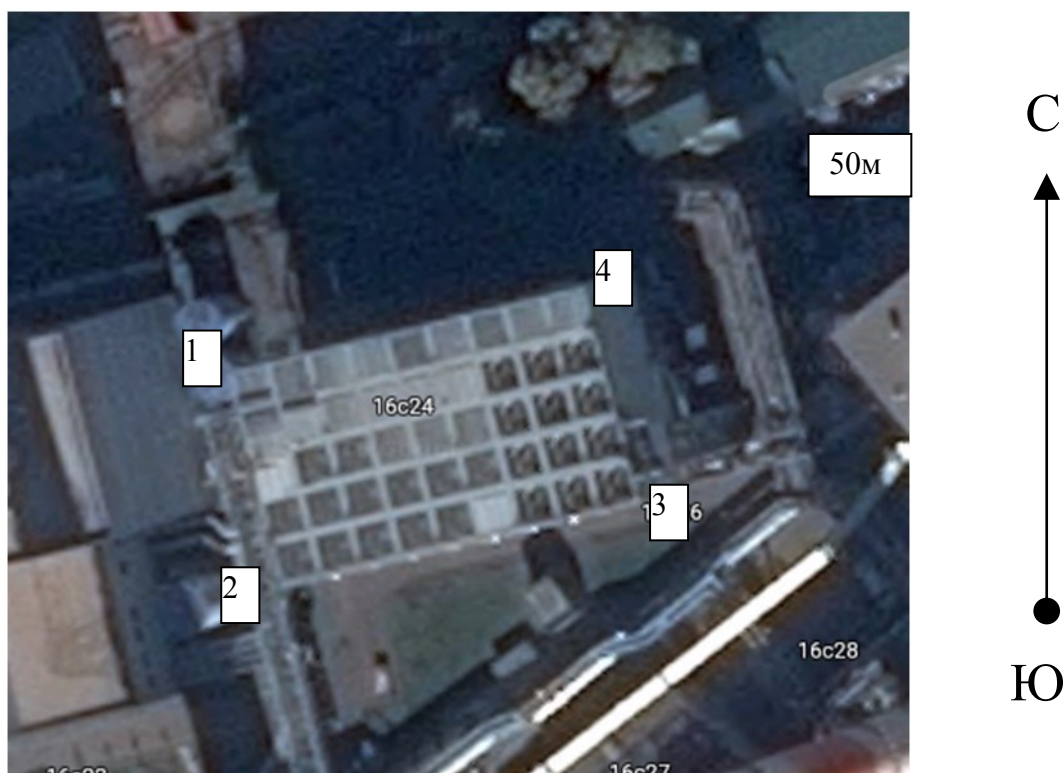


Рисунок 6.4. Спутниковая фотография сухой градирни ТЭЦ-12 с указанием точек измерения температур и скоростей окружающего воздуха

6.4. Результаты испытаний СГ и отдельных секций

Теплотехнические показатели СГ

Температуры стенок секций СГ

В рамках программы испытаний были проведены испытания основной градирни с закрытыми жалюзи (показания стационарных приборов снимались для секций PAD11, PAD34).

Измерения температуры металла контактным термометром осуществлялись в точках, изображённых на рисунке 6.5.

При измерениях температуры ограждения СВГ на отметке +20.000 точки располагались на высоте 1 метра от площадки обслуживания, при измерениях на отметке +33.000 точки располагались на высоте 2,5 метра от площадки обслуживания. При измерениях на высоте +38.800 точки измерения располагались непосредственно на площадке обслуживания жалюзи. Расстояние от краёв площадки до точек измерения составляло 0,5 метра. Точка 9 располагалась на расстоянии 0,5 метра от жалюзийного устройства секции PAD35.

Результаты измерений температур стенок секций представлены в таблице 6.5.

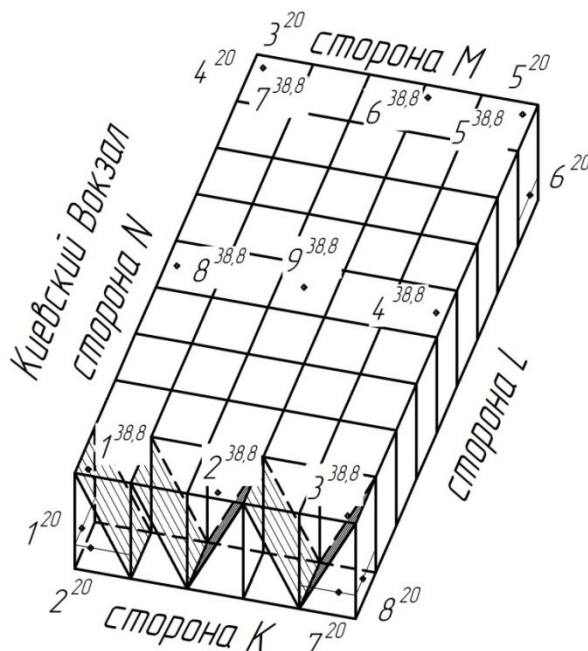


Рисунок 6.5. Схема расположения точек измерения температуры металла СВГ

Таблица 6.5. Результаты измерения температур металла при испытаниях СВГ с закрытыми жалюзи от 8.12.2016 г.

Время измерения	Точка измерения*	Измеренное значение, °С
16:38	1 ²⁰	1,7
16:39	2 ²⁰	0,3
16:42	3 ²⁰	-0,6
16:43	4 ²⁰	-1,7
16:46	5 ²⁰	-1,5
16:47	6 ²⁰	-2,6
16:51	7 ²⁰	-3
16:52	8 ²⁰	-2,1
16:55	1 ³³	4,2
16:56	2 ³³	1,2
16:59	3 ³³	5,0
17:00	4 ³³	4,7
17:03	5 ³³	7
17:08	7 ³³	5,5
17:09	8 ³³	6
17:06	Стенка диффузора	19,3
17:09	1 ^{38,8} пол/ЖУ	5,4/15,3
17:11	2 ^{38,8} пол/ЖУ	5,6/14,2
17:13	3 ^{38,8} пол/ЖУ	4,7/15,6
17:15	4 ^{38,8} пол/ЖУ	14,2/25,6
17:17	5 ^{38,8} пол/ЖУ	6,7/7,8
17:20	6 ^{38,8} пол/ЖУ	6,2/10,4
17:23	7 ^{38,8} пол/ЖУ	4,5/5,5
17:25	8 ^{38,8} пол/ЖУ	5,7/13,0
17:27	9 ^{38,8} пол/ЖУ	6,5/14,4

* Индекс рядом с номером точки измерений обозначает высоту в метрах над уровнем земли.

Поля температур внешней обшивки СГ фиксировались при помощи тепловизора. Схема термографирования сухой вентиляционной градирни представлена на рисунке 6.6. Термограммы обшивки СВГ представлены на рисунках 6.7 – 6.9. Результаты термографирования теплообменных поверхностей горячей камеры 11 (секции PAD11 – PAD13) представлены на рисунках 6.10-6.12.

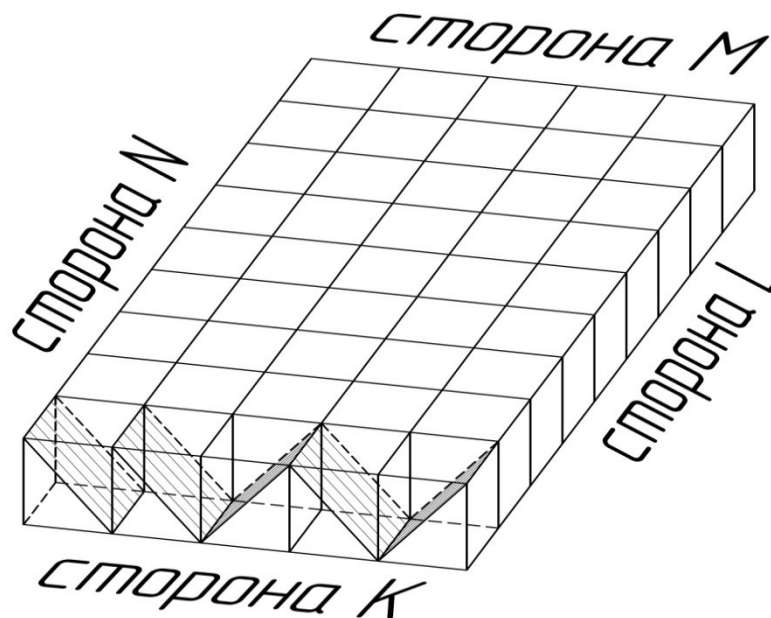


Рисунок 6.6. Схема термографирования обшивки СВГ



Рисунок 6.7. Термограммы обшивки СВГ (стороны К и L)



Рисунок 6.8. Термограммы обшивки СВГ (сторона N)

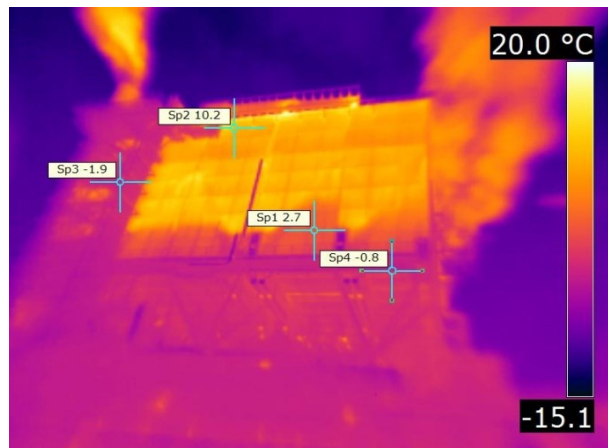
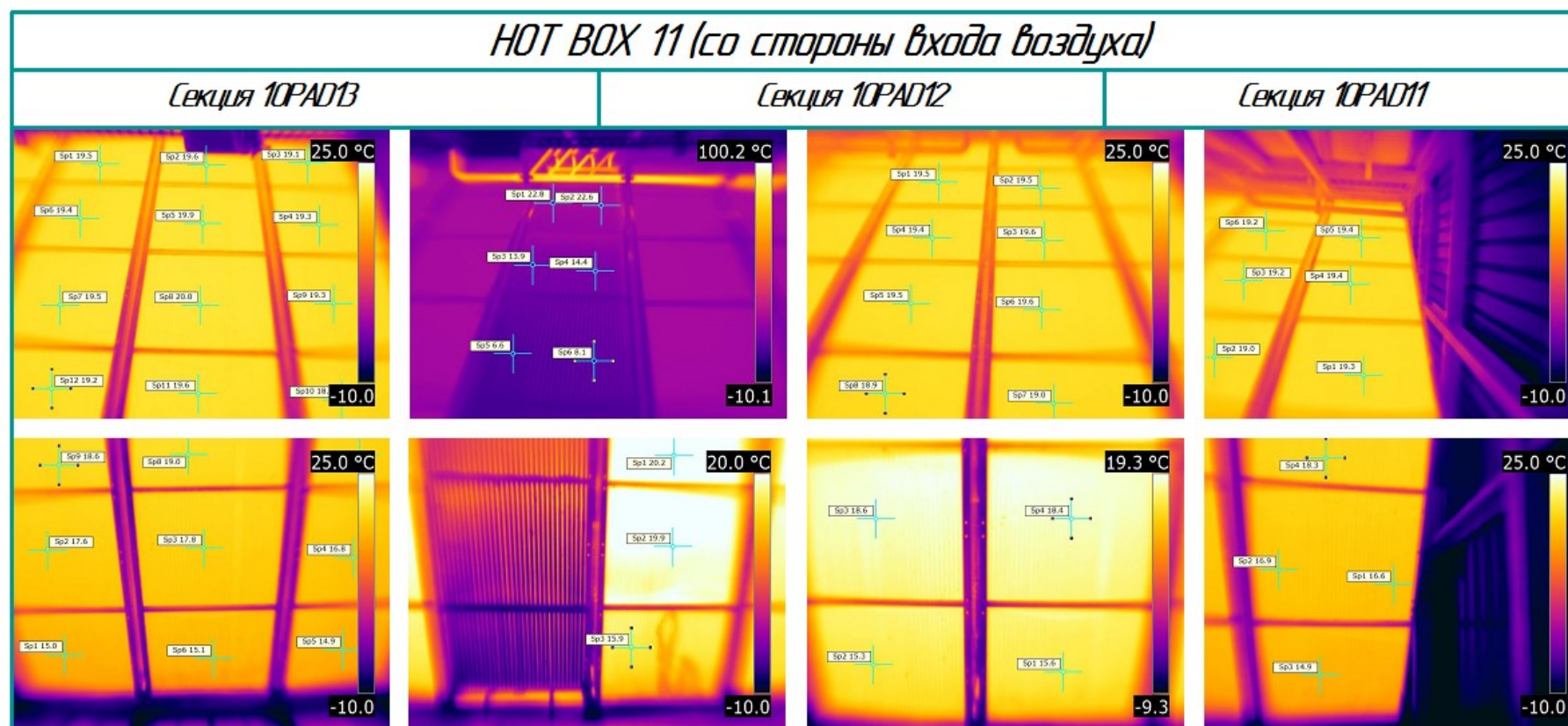


Рисунок 6.9. Термограмма обшивки СВГ (сторона M)

Температура окружающего воздуха -4°C ; скорость ветра 1-2 м/с с подветренной стороны и 4-5 м/с с наветренной. Тепловая нагрузка основной градирни 22,71 МВт. Открыты верхние и нижние ЖУ всех секций вспомогательной СГ.

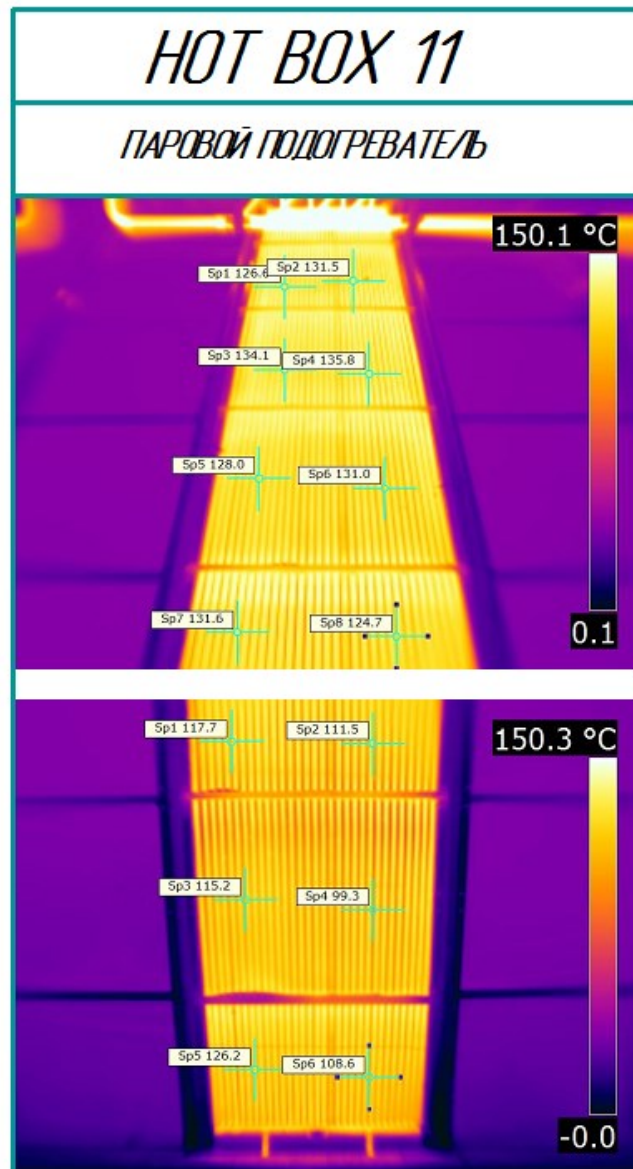


Температура окружающего воздуха -4°C ; скорость ветра 1-2 м/с с подветренной стороны и 4-5 м/с с наветренной

Тепловая нагрузка основной градирни 22,71 МВт

Открыты верхние и нижние ЖУ всех секций вспомогательной СГ

Рисунок 6.10. Термограммы тепловой камеры 11 НОТ ВОХ (со стороны входа воздуха в теплообменные секции)

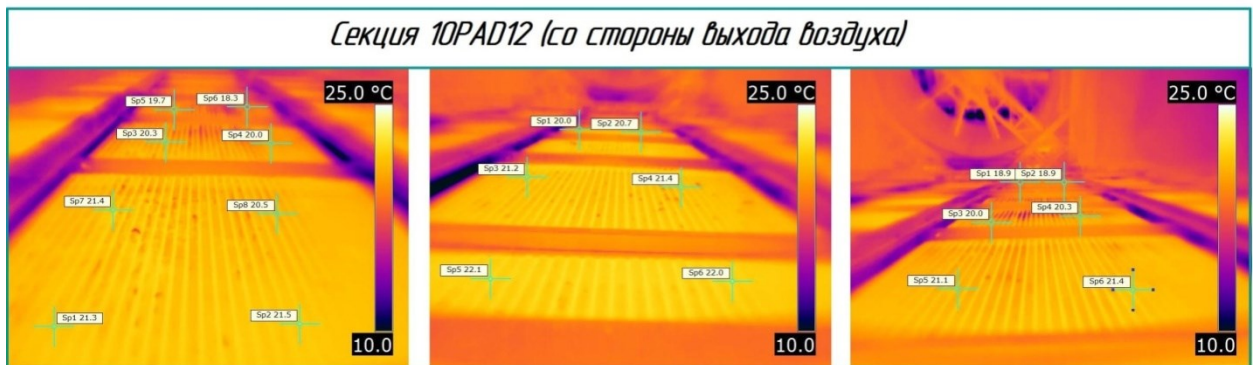
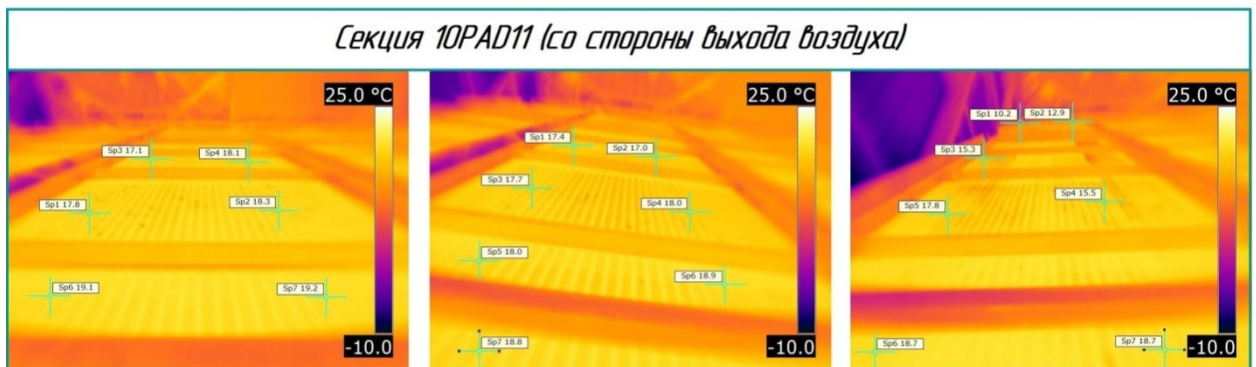
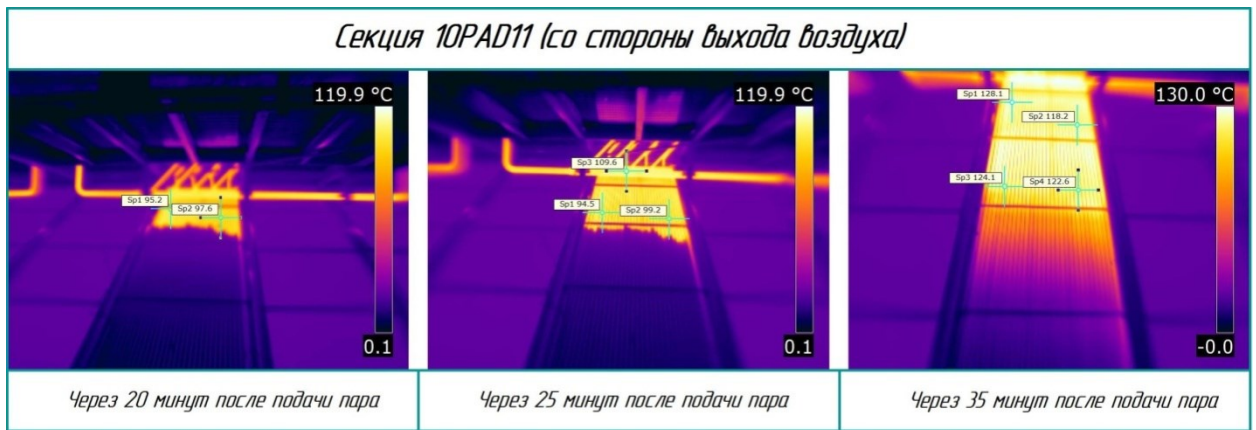


Температура окружающего воздуха -4°C ; скорость ветра 1-2 м/с с подветренной стороны и 4-5 м/с с наветренной

Тепловая нагрузка основной градирни 22,71 МВт

Открыты верхние и нижние ЖУ всех секций вспомогательной СГ

Рисунок 6.11. Термограмма парового змеевика тепловой камеры 11 HOT BOX во время подачи пара на подогрев



Температура окружающего воздуха -4°C ; скорость ветра 1-2 м/с с подветренной стороны и 4-5 м/с с наветренной

Тепловая нагрузка основной градирни 22,71 МВт

Открыты верхние и нижние ЖУ всех секций вспомогательной СГ

Рисунок 6.12. Процесс прогрева паровых змеевиков во времени и термограммы секций 10PAD11 и 10PAD12, входящих в состав 11 HOT BOX (со стороны выхода воздуха из теплообменных секций)

6.5. Обработка результатов испытаний СГ и отдельных секций

6.5.1 Результаты испытаний сухой градирни в целом

Теплотехнические характеристики СГ приведены в таблице 6.6. Схемы расположения открытых верхних и нижних ЖУ представлены на рисунках 6.13-6.15.

Таблица 6.6. Теплотехнические характеристики основной градирни*

№	Дата/номер секции СГ	8.09/№11	9.09/№34	10.09/№34
1	Режим работы	Закрытые ЖУ	Паровой прогрев	Обычная работа
2	$t_{в1}, ^\circ\text{C}$	-4	-3,5	-3,0
3	$t_{w1}, ^\circ\text{C}$	30,8	28,0	33,2
4	$t_{w2}, ^\circ\text{C}$	28,8	26,2	29,6
5	$V_w, \text{м}^3/\text{ч}$	10038	10041	9960
6	$Q_w, \text{МВт}$	22,71	20,77	41,80
7	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$	1,32	1,33	2,32

*Здесь и далее $t_{в31}$ и $t_{в32}$ - температуры воздуха на входе и выходе СГ, и t_{w1}, t_{w2} - температуры воды на входе и выходе СГ, Q_w - тепловая мощность СГ, K – коэффициент теплопередачи, V_w - расход воды.

Примечание: Величина K отнесена к поверхности теплообмена СВГ и температурой разницы $t_{в31} - t_{w1}$.

Боковые ЖУ были закрыты во всех экспериментах. На схемах показано открытие верхних и нижних ЖУ (открывались и закрывались одновременно верх и низ).

11	З		14	З		17	З	
21	З		24	З		27	З	
31	З		34	З		37	З	
41	З		44	З		47	З	
11	О		14	В	17	О	58	З

О – открытые, З – закрытые, В – открыты ЖУ и включен вентилятор

Рисунок 6.13. Схема положения ЖУ горячих камер во время испытаний СГ с закрытыми ЖУ

11	З		14	З		17	З	
21	З		24	З		27	З	
31	З		34	З		37	З	
41	О		44	О		47	О	
11	О		14	В	17	О	58	З

О – открытые, З – закрытые, В – открыты ЖУ и включен вентилятор

Рисунок 6.14. Схема положения ЖУ горячих камер во время испытаний СГ с прогревом паровыми змеевиками четвёртой улицы

11	З		14	О		17	О	
21	О		24	З		27	З	
31	О		34	З		37	О	
41	О		44	З		47	З	
11	О		14	В	17	О	58	З

О – открытые, З – закрытые, В – открыты ЖУ и включен вентилятор

Рисунок 6.15. Схема положения ЖУ горячих камер во время испытаний СГ в нормальном режиме работы

6.5.2. Результаты испытаний отдельных секций

Теплотехнические характеристики приведены в таблицах 6.7-6.8. Полностью результаты обработки представлены в Приложении Ж.

Во время всех испытаний колебаний мощности ПГУ не отмечено.

Таблица 6.7. Теплотехнические характеристики секции №PAD11 сухой градирни при полностью закрытых ЖУ всех секций

	Ед.	8.12.2016
$t_{вз1}$	°С	-4,0
t_{w1}	°С	30,75
t_{w2}	°С	29,00
V_w	м ³ /ч	264,2
Q_w	кВт	537
К	Вт/ м ² К	1,2
Открытие ЖУ	-	Рисунок 6.13

Примечание: Величина К отнесена к поверхности теплообмена СВГ и температурой разницы $t_{вз1} - t_{w1}$.

Таблица 6.8. Теплотехнические характеристики секции №PAD34 сухой градирни

-	Ед.	9.12.2016	10.12.2016
Режим работы	-	Паровой прогрев	Нормальная работа (ЕЦ)
$t_{вз1}$	°C	-3,5	-3,0
t_{w1}	°C	27,99	33,22
t_{w2}	°C	25,97	27,90
V_w	м³/ч	264,2	262,1
Q_w	кВт	622	1614
K	Вт/ м² К	1,5	3,4
Открытие ЖУ	-	Рис.6.14	Рис.6.15

Примечание: Величина K отнесена к поверхности теплообмена СВГ и температурой разницы $t_{вз1} - t_{w1}$.

6.6. Оценка теплосъёма секции в режиме «тёплой камеры»

Сравнение теплосъёма основной градирни при различных условиях

Перед оценкой величины теплосъёма отдельной секции сравним полученные значения теплосъёма угловой и центральной секций со средним теплосъёмом на секцию, полученным из общего баланса градирни. Средний теплосъём одной секции вычисляется из следующей зависимости:

$$Q_{cp} = \frac{Q_{сг}}{n}$$

где $Q_{сг}$ – величина теплосъёма со всей градирни при полностью закрытых ЖУ, кВт;

n – количество секций сухой градирни (38 для основной СГ).

Таким образом, средний теплосъём секции при работе СГ в режиме ЕЦ с закрытыми ЖУ составил в среднем 598 кВт (рисунок 6.13).

Сравнивая полученную величину с величиной теплосъёма с секции PAD11, расположенной в угловой части СГ, следует ожидать, что теплосъём с этой секции окажется выше, чем средняя его величина. Однако, $Q_{11} = 537 \text{ кВт} < Q_{cp}$.

Анализируя климатические условия испытаний СВГ с закрытыми нижними жалюзи, приведенные в разделе 6.3, обращаем внимание на то, что секция

10PAD11, расположенная около точки измерения номер 1 согласно таблице 5.1, находилась с подветренной стороны. Разница между величиной среднего теплосъёма с секции (598 кВт) и величиной теплосъёма с секции 10PAD11 (537 кВт) может зависеть от условий внешнего охлаждения.

Теплосъём секции PAD34 при включенном паровом обогреве составил 22 кВт (см. табл. 6.8).

В контрольных испытаниях 10.12.2016 г. без подачи пара в паровые змеевики при нормальной работе СВГ средний теплосъём с секции основной градирни составил 1100 кВт. При этом теплосъём с секции PAD34 составил 1614 кВт.

Из полученных результатов следует, что включение парового обогрева снижает теплосъём на 400-600 кВт с каждой секции прогреваемой улицы. Количество секций в улице – 9. Таким образом, прогрев улицы снижает её общий теплосъём на 3,2-5,4 МВт.

Теоретически прогрев всех улиц СВГ снизил бы теплосъём на 15-23 МВт, однако по проекту система прогрева рассчитана на прогрев только одной улицы в случае пуска градирни при отрицательных температурах окружающего воздуха. После запуска прогретой улицы пар переключается на следующую, и так далее. Поэтому правильной цифрой является 3-5 МВт, а не 15-23 МВт.

Увеличение локального теплосъёма приводит к перераспределению тепловой нагрузки между секциями, обогреваемые снижают теплосъём, а не обогреваемые – увеличивают. В общем это эквивалентно увеличению теплосъёма СВГ на величину парового обогрева. Иными словами при низких наружных температурах локальный обогрев одной улицы улучшает (с точки зрения безопасности и незамерзания) работу необогреваемых улиц.

6.7. Оценка теплосъёма СГ при низких температурах окружающего воздуха

Для прогнозирования величины теплосъёма были дополнительно обработаны данные из архива станции за 20-30 ноября 2016 г.

Полученный график зависимости теплосъёма сухой градирни от располагаемого температурного напора между водой t_{w1} и воздухом $t_{в31}$ на входе в СГ (или от температуры окружающего воздуха при фиксированной температуре воды на входе в СГ) представлен на рисунке 6.16.

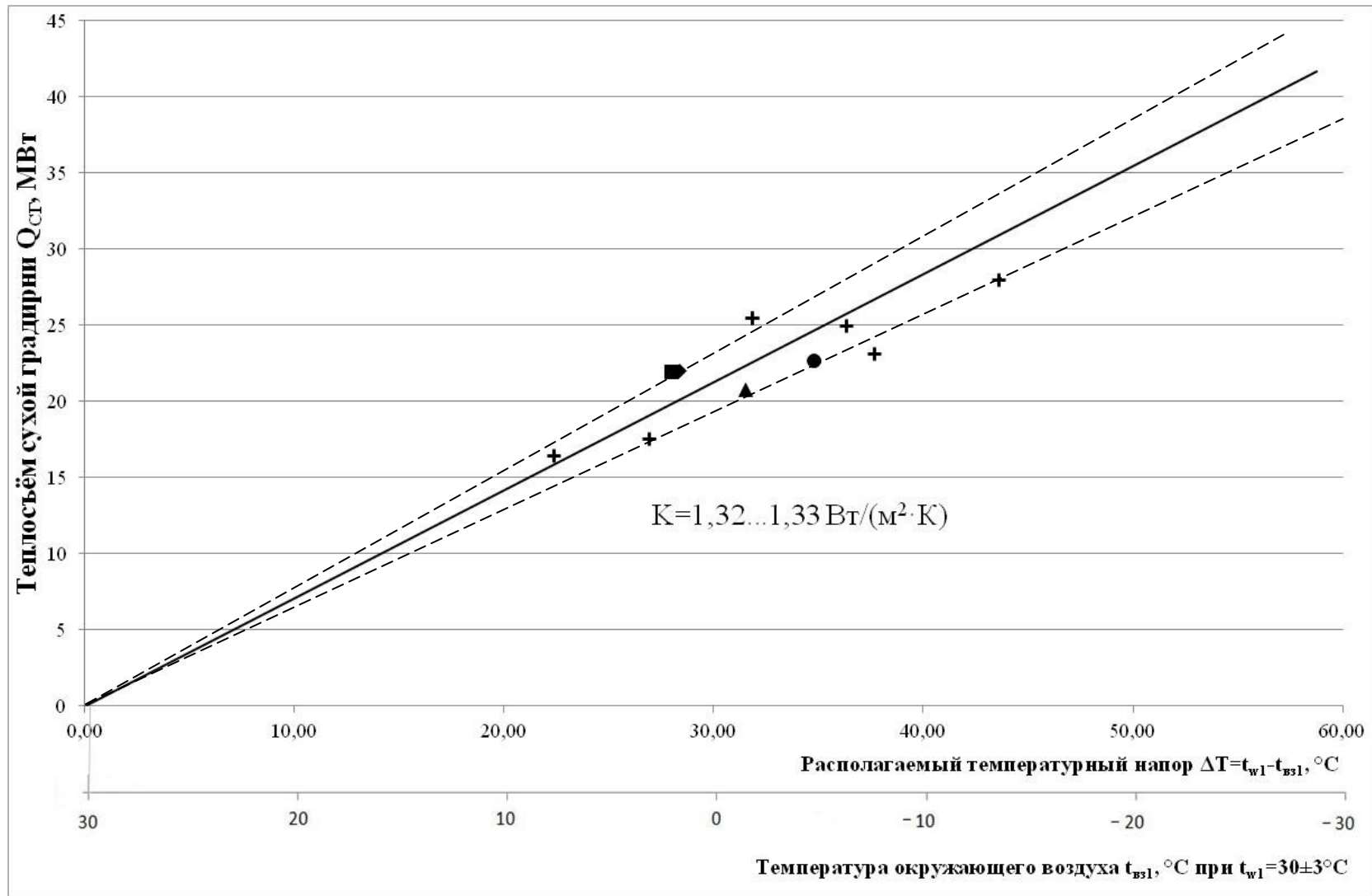


Рисунок 6.16. График зависимости теплосъёма сухой градирни в режиме ЕЦ от располагаемого температурного напора/от температуры окружающего воздуха и числа закрытых тёплых камер согласно результатам экспериментов, проведённых ЗАО НПВП Турбокон:

■ – при 11 закрытых теплых камерах, ♦ - при 10, ● – при 12, ▲ – при 10 с прогревом 4-й улицы; + – архивные данные станции

Поскольку данные были структурированы по количеству закрытых горячих камер, согласно показаниям стационарных датчиков открытия/закрытия ЖУ, следовало ожидать того, что при большем количестве закрытых горячих камер и одинаковых температурах окружающего воздуха, теплосъём окажется меньше.

Однако по графику не прослеживается четкой зависимости между теплосъёмом сухой градирни и количеством закрытых горячих камер.

Если же рассматривать полученные данные безотносительно к количеству закрытых ЖУ горячих камер, можно выделить область регулирования теплосъёма сухой градирни (показана пунктирными линиями).

При анализе работы СГ в режимах естественной циркуляции и теплой камеры выявлено влияние ряда факторов (ветер, положение камеры, осадки и пр.). Их учет весьма затруднен. Поэтому оценка коэффициента теплопередачи и теплосъёма имеет приближенный характер. Тем не менее, на фоне полного отсутствия рекомендаций и методик по этому вопросу приведенные данные получены в качестве базы для дальнейшего анализа.

Из полученного графика на рисунке 6.16 можно спрогнозировать величину теплосъёма сухой градирни для поддержания температуры воды на сливе из СВВГ не менее 20°C в условиях температуры окружающего воздуха $t_{\text{вз1}} = -27,5^{\circ}\text{C}$. Она составит порядка 40 МВт при условии проведения всех мероприятий по предотвращению переохлаждения воды на сливе СГ: закрытия всех жалюзийных устройств (боковые, верхние и нижние) и отключения вентиляторов секций.

Выводы

1. Исследования тепловых режимов оборудования сухой градирни выявили зависимость температуры состояния элементов СГ от многих факторов (тепловая нагрузка, расположение секций, температура охлаждающего воздуха, ветер и пр.).

Это затрудняет обеспечение параметров безопасной работы и требует установки дополнительных приборов контроля на элементах сухой вентиляторной градирни (и воздушных конденсаторов).

2. В результате исследования определено влияние устройств обогрева на теплосъем отдельных секций и СГ в целом.

3. Выявлено важное обстоятельство, которое необходимо учитывать при анализе работы устройства подогрева: локальный нагрев части секций приводит к перераспределению теплосъема в СВГ, что повышает безопасность и надежность работы всей градирни.

4. Определен диапазон изменения коэффициента теплопередачи для оценки теплового потока от поверхности теплообмена через ограждающие конструкции в окружающую среду. При полностью закрытых жалюзи величина K примерно равна $1,33 \pm 0,3$ Вт/м·К (при отнесении к поверхности теплообмена секции и разности температур воды и воздуха на входе).

Полученные результаты дают возможность на стадии проектирования оценить диапазон минимального теплосъема, допустимого для воздухоохлаждаемой поверхности теплообмена СГ и ВК при низких наружных температурах.

Заключение

В результате исследования пусковых и переменных режимов макетов и натурных образцов воздушных конденсаторов и сухих градилен были получены следующие основные результаты:

1. Экспериментальные исследования процессов прогрева поверхностей теплообмена воздушных конденсаторов выполнены при различных видах и способах подачи греющей среды. Установлено, что при нагреве воздухом наблюдается значительная неравномерность температуры теплообменных труб, не обеспечивающая надежность пуска.

2. С использованием экспериментальных данных разработана физическая модель процессов прогрева и остывания макетов воздушных конденсаторов и расчетная методика прогнозирования параметров и скорости их нагрева и охлаждения конструкции при различных внешних условиях, в том числе при экстремально низких температурах.

3. На основе теоретического анализа и экспериментальной проверки выбраны, спроектированы и изготовлены элементы системы прогрева, обеспечивающие пуск, эксплуатацию и останов натурной секции воздушного конденсатора при отрицательных температурах воздуха.

4. Осуществить достаточно быстрый прогрев с равномерной температурой теплообменной поверхности позволяет внешняя подача пара, при этом разница температур металла в различных частях поверхности практически не зависит от начальной температуры воздуха и уже через 30 минут становится менее 10°C. Анализ и сравнение экспериментальных данных при различных способах прогрева позволил выбрать оптимальный вариант: внешняя подача пара на прогрев теплообменной поверхности и подача пара в конденсатные линии и коллекторы по противоточной схеме движения пар-конденсат.

5. Показано, что эффективность прогрева теплообменного модуля ВКУ определяется теплотой парообразования при его конденсации, температура греющего пара не имеет существенного значения, а необходимая скорость прогрева обеспечивается расходом пара.

На основе её предложена и успешно апробирована методика пересчета параметров прогрева-охлаждения ВКУ на другие температуры воздуха.

При их испытаниях на натурной секции ВКУ в течение 30 минут была получена приемлемая с разбросом до 10°C равномерность прогрева коллекторов и теплообменных поверхностей.

6. Испытания опытной натурной секции ВКУ с трехходовой схемой движения пара на переменных режимах подтвердили высокую эффективность её работы: в расчетном режиме коэффициент теплопередачи составил $39\div 40 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$, что значительно выше мировых аналогов.

Благодаря рациональному распределению поверхности теплообмена между ходами конденсатора по пару при тепловых нагрузках в пределах $0,6\div 1,0$ от номинальной коэффициент теплопередачи изменяется в пределах $5\div 7 \%$.

7. Предложена применительно к ВКУ поправка к методике расчета переменных режимов. Расчет с использованием поправок, учитывающих влияние температуры охлаждающего воздуха, изменений тепловой нагрузки, присосов воздуха и характеристик воздухоудаляющих устройств, даёт удовлетворительные результаты.

8. При анализе работы сухой градирни показано, что локальный нагрев части секций приводит к перераспределению теплосъема в СВГ, которое повышает безопасность и надежность работы всей градирни.

9. При полностью закрытых жалюзи (режим «теплой камеры») значения коэффициента теплопередачи K равно $1,33\pm 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$ для теплового потока от поверхностей теплообмена через ограждающие конструкции в окружающую среду. Это дает возможность на стадии проектирования оценить значения минимального теплосъёма, допустимого для охлаждаемых воздухом поверхностей теплообмена СГ и ВКУ при низких наружных температурах.

10. В результате проведенных исследований решена имеющая важное значение для экономики страны научная технологическая задача обеспечения надежного функционирования воздушных конденсаторов и сухих градирен в широком диапазоне тепловых нагрузок и температур охлаждающего воздуха.

Список используемой литературы

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Гос. Изд-во технико-теоретической литературы, 1953. – 736 с.
2. Аппараты воздушного охлаждения [Электронный ресурс] // Белгазпромдиагностика - официальный представитель GEA Luftkuehler GmbH. Республика Беларусь. Минск. URL: http://diag.by/data/files/catalog_gea1.pdf (дата обращения: 7.05.2015).
3. Бессонный А.Н., Дрейцер Г.Л., Кундыш В.Б. [и др.]. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения. Справочник / Под общ. ред. В.Б. Кундыша, А.Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
4. Бродов Ю.М. Конденсационные установки паровых турбин: учеб. пособие для вузов / Ю.М.Бродов, Р.З.Савельев. М.: Энергоатомиздат, 1994. 288 с.
5. Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Бухман Г.Д. [и др.]. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2004.
6. Бродов Ю.М. [и др.]. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок: монография / под ред. проф., д-ра техн. наук проф. Ю.М.Бродова; 4-е изд., перераб. и доп. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2012. 570 с.
7. Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю. [и др.]. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок / под общ. ред. Ю.М.Бродова. – М.: Изд-во МЭИ, 2008. – 480 с.
8. Горбачев А. И., Кондратьева Т. Р., Казинци И. Экологические предпосылки применения воздушно-конденсационных установок. Энергетик, 2000. – С. 22-24.
9. Григоруку Д.Г., Касиловец Е.В., Сорокин А.Г. Расчетные исследования гидравлики и гидродинамики в раздающем коллекторе ВКУ производства «GEA EGI», Надежность и безопасность энергетики. 2012; (4(19)):55-58.
10. ГОСТ 10921-90. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 32 с.
11. ГОСТ 51364-99. Аппараты ВО.
12. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. – М.: Энергия, 1974. – 592 с.

13. Ефимочкин Г.И. Сравнение воздушных насосов разных типов для конденсационных установок большой мощности // Теплоэнергетика. – 1971. – № 10. – С. 16-19.
14. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
15. Каталог энергетического оборудования. М.: Изд-во Газотурбинные технологии, 2015.
16. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967. – 224 с.
17. Кирюхин В.И. [и др.]. Паровые турбины малой мощности КТЗ. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
18. Клевцов А.В., Пронин В.А. Перспективные технологии и энергоустановки для производства тепловой и электрической энергии. – МЭИ(ТУ).
19. Кристофер П.Д. Система охлаждения с помощью сухих градиен на электростанции Ружли. Экспресс-информация // Теплоэнергетика. – 1965. – Вып. 43. – Реф. 191.
20. Крюков Н.П. Аппараты воздушного охлаждения. – М.: Химия, 1983. – 168 с.
21. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. – ГЭИ, 1959. – 414с.
22. Мильман О.О., Федоров В.А. Воздушно-конденсационные установки. – М. Издательство МЭИ, 2002.
23. Мильман О.О., Федоров В.А., Лавров Е.И. [и др.]. Воздушные конденсаторы для паротурбинных установок малой и средней мощности // Теплоэнергетика. – 1998. – № 1. – С. 35-39.
24. Мильман О.О., Валяев В.Н., Усачев В.М. Образование твердой фазы в воздушно-конденсационных установках при низких температурах охлаждающего воздуха // Теплоэнергетика. – 2003. – № 3. – С. 66-69.
25. Мильман О.О., Алешин Б.А. Экспериментальное исследование теплообмена при естественной циркуляции воздуха в модели воздушного конденсатора с вытяжной шахтой // Теплоэнергетика. – 2005. – № 5. – С. 16-19.

26. Мильман О.О., Фетисов Д.О. Визуализация течения в условиях естественной циркуляции внутри обогреваемых труб // Теплофизика высоких температур. – Т. 43. – 2005. – № 3. – С. 464-476.
27. Мильман О.О., Федоров В.А. Воздушно-конденсационные установки. – М. Из-во МЭИ, 2003. – 208 с.
28. Мильман О.О., Федоров В.А. Конденсация в параллельных каналах при неравномерном распределении теплосъема в различных зонах теплообменной поверхности / Труды V Российской национальной конференции по теплообмену. Т.4. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – С. 289-293.
29. Мильман О.О., Ананьев П.А., Сухие градирни и воздушно-конденсационные установки // Теплоэнергетика. – 2016. – № 3. – С. 3-14.
30. Никиенко Ю.В. Моделирование и оценка влияния тепловых выбросов ТЭС и АЭС в атмосферу на микроклимат районов их размещения. Диссертация.
31. Петухов Б.С., Гении Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 470 с.
32. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Градирни промышленных и энергетических предприятий: Справочное пособие / Под общ. ред. В. С. Пономаренко. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 376 с.
33. Расчет и проектирования воздушно-конденсационной установки системы Геллера. Венгерторг «Комплекс» // Проспект. М.
34. Расчет и проектирование воздушно-конденсационных установок системы Геллера//Трансэлектро. – Будапешт, 1968. – 192 с.
35. Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давления. – Л.: НПО ЦКТИ, 1987. – 216 с.
36. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и пара. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.
37. Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций. – М.: СПО «Союзтехэнерго», 1982. – 106 с.
38. Справочник по теплообменникам. Т. 1 / Под ред. Б.С. Петухова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 561 с.

39. Справочник по теплообменникам. Т. 2 / Под ред. О.Г. Мартыненко. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
40. Теплообменное оборудование паротурбинных установок: отраслевой каталог. – М.: НИИЭнформэнергомаш, 1984. – 287 с.
41. Тихонов Б.А. Воздушно-конденсационная установка энергоблока 200 МВт Разданской ГРЭС // Энергетическое строительство. – 1971. – № 5. – С. 15-23.
42. Тихонов Б.А. Дополнительное охлаждение масло и газоохладителей турбоагрегатов с ВКУ // Энергетическое строительство. – 1971. – № 2. – С. 12-16.
43. Тихонов Б.А. Исследование воздушно-конденсационных установок: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1973.
44. Тихонов Б.А., Пушкин А.Г., Бесполов Ю.А. Пусконаладочные работы и испытания ВКУ / Сб. «Работы Казэнергонадзора». – Алма-Ата, 1974. – С. 3-8.
45. Кирюхина А.А., Федоров Д.В. Создание единых технологий в области энергетика // Альтернативная энергетика и экология. – 2011. – № 11 (103). – С. 61-68.
46. Федоров В.А., Мильман О.О., Ананьев П.А. [и др.]. Теплогидравлические процессы в воздушных конденсаторах паротурбинных установок // Вестник МЭИ. – 2012. – № 2. – С. 5-12.
47. Федоров В.А., Мильман О.О., Артемов В.И. [и др.]. Новое направление создания высокоэффективных конденсаторов паротурбинных установок // Вестник МЭИ, 2010. – № 3. – С. 37-43.
48. Федоров В.А., Мильман О.О., Колесников Н.В. [и др.]. Результаты экспериментальных исследований характеристик воздушных конденсаторов паротурбинных установок // Теплоэнергетика. – 2013. – № 2. – С. 35–41.
49. Федоров В.А., Мильман О.О. Конденсаторы паротурбинных установок. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2013.
50. Форго Л. Сухие охладители циркуляционной воды для тепловых электростанций // Электрические станции. – 1960. – № 8. – С. 8-11.
51. Форго Л. Воздушная конденсация системы Геллера на электростанциях. Проведение испытаний и усовершенствований // Мир ЭКС. Доклад 91. – 1968. – С. 546.
52. Шкловер Г.Г., Мильман О.О. Исследование и расчет конденсационных установок паровых турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 240 с.

53. Air-Cooled Condenser Design, Specification, and Operation Guidelines. Final Report. [Электронный ресурс] // EPRI – Electric power research institute. USA. December 2005. URL: <https://publicdownload.epri.com/PublicDownload.svc/product=0000000000001007688> (дата обращения: 21.05.2013).
54. Air-Cooled Vacuum Steam Condensers [Электронный ресурс] // GEI Industrial Systems Ltd. 2010. URL: <http://www.geiind.com/acsc.php> (дата обращения: 9.04.2015).
55. Air-Cooled Condensers (ACC) [Электронный ресурс] // GEA Heat Exchangers. 2012. URL: <http://www.gea-heatexchangers.com/products/dry-cooling-systems/air-cooled-condensers/?eID=downloadManager&downloadID=27c89edb5dd2a44a1d5b2c9f8d08d3ea> (дата обращения: 9.04.2015).
56. Air-Cooled condensers. Efficient performance in highly environmental dry cooling [Электронный ресурс] // Clyde Bergemann Termotec. 2013. URL: http://www.cbpg.com/sites/default/files/public%3A/products_solutions/energy_recovery/CBT-ACC-en-web%20130415.pdf (дата обращения: 31.03.2015).
57. Corrosion Test Comparison on Dry Cooling Bundles of Dry Cooling Towers VGB, Technicalscientific Reports Thermal Power Plants. – 1985. October. – P. 86-92.
58. Dry and Parallel Condensing Systems [Электронный ресурс] // URL: <http://mydocs.epri.com/docs/publicmeetingmaterials/11-26-2012/Rasmussen-Eric-SPX.pdf> (дата обращения: 31.03.2015).
59. GEA Air-cooled Heat Exchangers [Электронный ресурс] // GEA Batignolles Technologies Thermiques. URL: <http://www.gea-heatexchangers.com/about/companies/gea-batignolles-technologies-thermiques-sas/?eID=downloadManager&downloadID=3451dee5f06181e9aec2bea9aeb9deec> (дата обращения: 07.05.2015).
60. Ham A.I., West L.A. ESKOMS Forshritt in der Trochenkuhlung VGB // Kraftwerkstechn. – 1988. – № 9. – P. 912-917.
61. Heller L., Forgo L. Erfahrungen miteiner luftgehihlten Kraftwerkskondensationsanlage // Allgemeine Warmetechnik. – 1956. – № 5. – S. 3-8.
62. HELLER System References [Электронный ресурс] // GEA EGI Contracting/Engineering Co. Ltd. Budapest. 2013. URL: <http://www.gea->

heatexchangers.com/products/dry-cooling-systems/heller-indirect-dry-cooling-systems/?eID=downloadManager&downloadID=f6b6912adab65b9e1140be2a59d7babd (дата обращения: 9.04.2015).

63. Hungarian dry cooling tower station // Electr. – 1965. – № 7. – P. 62-64.
64. Lacitignola P., Mei G., Valeii B. Antibreering, air cooled steam condenser and test // Quaderni Pignone. – № 33. – PROM 441/2.
65. Matsuda Osamu, Takimoto Akira, Hayashi Yujiro. Study on mist cooling for heat exchangers (4 th Report, mist coolend heat tvansferfrom a circular tube in a horizontal spray flow) // B-Trans jap Soc., Mech, Eng. – 1988. – 54. – № 506. – P. 2864-2871.
66. Maulbetsch J.S. Water Conserving Cooling Systems – Air-cooled Condensers [Электронный ресурс] / ARPA-E Workshop. March 28, 2012. URL: http://arpa.e.energy.gov/sites/default/files/documents/files/4%20Power%20Plant%20Cooling%20State%20of%20the%20Art%20Maulbetsch%20120321_Possible%20Slides_1_o_res.pdf. (дата обращения: 31.03.2015).
67. Milman O.O., Spolding O.B., Fedorov V.A. Steam Condensation in Parallel Channels with Nonuniform Heat Removal in Different Zones of Heat-Exchange Surface // Journal of Heat and Mass Transfer. – 2012. – № 55. – P. 6054-6058.
68. ModuleAir™ air cooled condenser [Электронный ресурс] // SPX COOLING TECHNOLOGIES. 2014. URL: http://spxcooling.com/pdf/uk_IN-DryMA2-14.pdf (дата обращения: 31.03.2015).
69. Recommended Practice for the Design of Surface Type Steam Condensing Plant/- A BEAMA publication, 1971, p.20.
70. Rooubinet P.A. Nomograph for condensers. – Combustion, Febr., 1968, p.38-38.
71. Schulenberg F. Die Bedeutung der Luftkühlung in Kraftwerken und in der Verfahrenstechnik Brennstoff-Wärme-Kraft // 1988. – Vol. 40. – № 9. P. 349-352.
72. Smock R.W. Heat transfer tubes for air cooling// Elec. Light and Power. – 1972. – № 21. – P. 18-23.
73. Standard for Steam Surface Condensers. Heat Exchange Inst., Six edition. 1970, p.50.
74. The World's Largest Power Plants: The Top 100 - Part IV [Электронный ресурс] // Power Plants Around the World Photo Gallery. Дата обновления: 12.10.2014. URL: <http://www.industcards.com/top-100-pt-4.htm> (дата обращения: 06.04.2015).

75. Von Cleve H.-H. Die Luftgekühlte Kondensationsanlage des 4000-MW-Kraftwerkes Matimba. Sidafrica VGB Kraftwerke, 1983. – Kongress (1983 Hamburg). – Vovtvage. – P. 120-131.
76. Патент 2133002 РФ. Воздушно-конденсационная установка / Мильман О.О., Дельнов Ю.Ф.