

На правах рукописи



**КАЛИНИН
Александр Юрьевич**

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ВОЗДУШНО-КОНДЕНСАЦИОННЫХ
УСТАНОВОК ПАРОТУРБИННЫХ ТЭС
ПРИ НЕРАВНОМЕРНОМ ТЕПЛООТВОДЕ**

Специальность: 05.14.14 – "Тепловые электрические станции,
их энергетические системы и агрегаты"

**АВТОРЕФЕРАТ
диссертации
на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Калуга – 2015

Работа выполнена в Калужском государственном университете им. К.Э. Циолковского.

Научный руководитель – *Мильман Олег Ошеревич* – лауреат Государственной премии РФ, заслуженный деятель науки и техники, доктор технических наук, профессор.

Официальные оппоненты:

Зарянкин Аркадий Ефимович – лауреат Государственной премии РФ, заслуженный деятель науки и техники, доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВПО НИУ «МЭИ»;

Аронсон Константин Эрленович – доктор технических наук, профессор ФГАОУ ВПО «УрФУ им. Первого Президента России Б.Н. Ельцина».

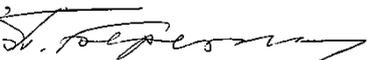
Ведущая организация – Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук (ИТ СО РАН).

Защита состоится "21" января 2016 г. в 16⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д.222.001.01 при Открытом акционерном обществе "Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт" (ОАО "ВТИ") по адресу: РФ, 115280, г. Москва, ул. Автозаводская, 14.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке ОАО "ВТИ" (vti.ru).

Автореферат разослан " " 2015 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д.222.001.01,
доктор технических наук

 *Березинец П. А.*

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время в энергетике всё большее внимание при разработке новых технологий уделяется вопросам экологии. В этом плане большой интерес вызывают воздушно-конденсационные установки (ВКУ) для тепловых электростанций. В отличие от традиционных конденсационных установок, охлаждаемых водой, они имеют важные преимущества:

- независимость от наличия воды (что позволяет осуществлять строительство электростанций в местах с ограниченными водными ресурсами);
- уменьшение выбросов водяных паров в атмосферу (что обеспечивает благоприятный микроклимат в районе электростанции для населения);
- уменьшение платы за водопользование, стоимость которого быстро растёт. Об этом свидетельствуют многочисленные сообщения о строительстве ВКУ и сухих градирен в различных странах мира, в том числе, в России.

С развитием методов исследования и вычислительной техники стало возможным рассмотрение численных решений многих задач, которые ранее можно было получить лишь экспериментально. Однако при всей мощи современной техники, подробное моделирование процессов теплообмена является сложной и порой практически невыполнимой задачей.

Имеется большое количество работ, посвящённых конденсации пара внутри труб и каналов. Как правило, рассматривается отдельная труба без учёта взаимодействия параллельных каналов. Вместе с тем, исследования воздушно-конденсационных установок выявили важные многорядные конструкции, указывающие на необходимость более глубокого анализа их работы (трубных пучков при конденсации пара внутри труб).

Целью диссертационной работы являются:

- расчётно-экспериментальное изучение работы теплообменных аппаратов с конденсацией пара внутри труб при неравномерном теплосъёме;
- выявление на основе полученных данных зон неэффективной работы воздушных конденсаторов;
- создание компьютерной модели, обеспечивающей корректную оценку эффективности работы ВКУ.

Научная новизна выполненного исследования заключается в следующем:

- разработана математическая модель многорядной воздушно-конденсационной установки, проведено численное моделирование работы воздушного конденсатора;
- проведены экспериментальные исследования и получены зависимости параметров модели воздушно-конденсационной установки от режимных параметров, выполнена верификация программы;
- проведён анализ полученных теоретических и экспериментальных данных,

выявлены зоны неэффективной работы воздушного конденсатора и разработана методика их расчёта.

Достоверность и обоснованность научных положений подтверждается применением в процессе вывода расчётных зависимостей фундаментальных физических законов и их математического описания, корректными измерениями с использованием точных приборов, практическим подтверждением результатов исследований.

Основные положения диссертации проверены экспериментально.

Практическая значимость работы заключается в следующем: теоретически и экспериментально подтверждено существование зон пониженной эффективности воздушно-конденсационных установок, разработана математическая модель и программа расчёта ВКУ. Полученные результаты могут быть использованы в конструировании теплообменных аппаратов, основанных на конденсации пара в параллельных каналах, охлаждаемых воздухом.

Апробация работы. Результаты докладывались и обсуждались на семинарах кафедры физики КГУ им. К.Э. Циолковского, семинарах кафедры теплофизики и тепловых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал), конференциях аспирантов КГУ, на XVI школе-семинаре молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева, шестой российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ-6).

На защиту выносятся:

- результаты теоретического и экспериментального исследования конденсации пара в параллельных трубах воздушно-конденсационных установок при неравномерном теплосъёме;
- математическая модель и программа расчёта ВКУ с определением зон пониженной эффективности, результаты её верификации на основе сопоставления с экспериментальными данными;
- экспериментальное исследование работы воздушно-конденсационных установок на промышленной энергоустановке.

Личный вклад автора заключается в самостоятельной разработке математической модели воздушно-конденсационной установки, наладке исследовательского стенда, разработке программы и методики измерений, обработке и обобщении данных.

Публикации. По материалам диссертационной работы имеется четыре публикации, одно свидетельство о регистрации программы для ЭВМ в государственном реестре.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из списка используемых обозначений, введения, пяти глав, заключения, одного приложения и библиографического списка из 79 наименований; содержит 123 страницы, включая 31 рисунок.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность, научная новизна и сформулирована цель исследования.

В первой главе приведён обзор литературных данных, посвящённых теплообмену при конденсации неподвижного и движущегося пара, конденсации пара из паровоздушной смеси. Описаны особенности теплообмена для оребренных труб, приведены основные типы схем воздушно-конденсационных установок с конденсацией пара в параллельных каналах. На основе анализа опубликованных работ сделан вывод о недостаточности достоверных данных по процессу теплообмена при конденсации пара внутри труб, особенно при числах Рейнольдса порядка 10^3 и ниже, а также о том, что не изучен механизм передачи тепла при конденсации в ряде параллельных труб. Сформулированы задачи работы:

- 1) анализ механизма передачи тепла при конденсации в ряде последовательно расположенных труб охлаждаемым потоком воздуха;
- 2) создание численной модели воздушно-конденсационной установки;
- 3) проведение компьютерного исследования процесса конденсации пара в параллельных каналах воздушно-конденсационной установки;
- 4) экспериментальная верификация результатов моделирования;
- 5) сравнение полученных данных с экспериментальными по действующим воздушно-конденсационным установкам;
- б) разработка методики определения неэффективных зон работы ВКУ и рекомендации по совершенствованию этих аппаратов.

Вторая глава посвящена расчетно-теоретическому анализу процесса конденсации в параллельных каналах. Приведён краткий обзор основных программных комплексов для расчёта теплофизических процессов, описание математической модели конденсации пара в аппаратах воздушного охлаждения, описан вычислительный эксперимент и его результаты.

Предлагаемая программа расчёта рассматривает случай теплообмена при конденсации в параллельных каналах (рисунок 1), последовательно обтекаемых охлаждающей средой (воздухом) с учётом следующих допущений:

- давление пара на входе одинаково для всех каналов;
- давление пара на выходе одинаково для всех каналов;
- плотность теплового потока на заданной высоте канала y определяется местным коэффициентом теплопередачи k_y и разностью температур между паром и охлаждающим воздухом $\Delta t = t_n - t_b$

$$q_y = k_y \cdot \Delta t_y; \quad (1)$$

- зависимостью температуры насыщения от потерь давления по длине каналов пренебрегаем;

- во всех каналах происходит полная конденсация пара;
- задача теплообмена со стороны охлаждающего воздуха решается отдельно и не зависит от параметров конденсации внутри труб.

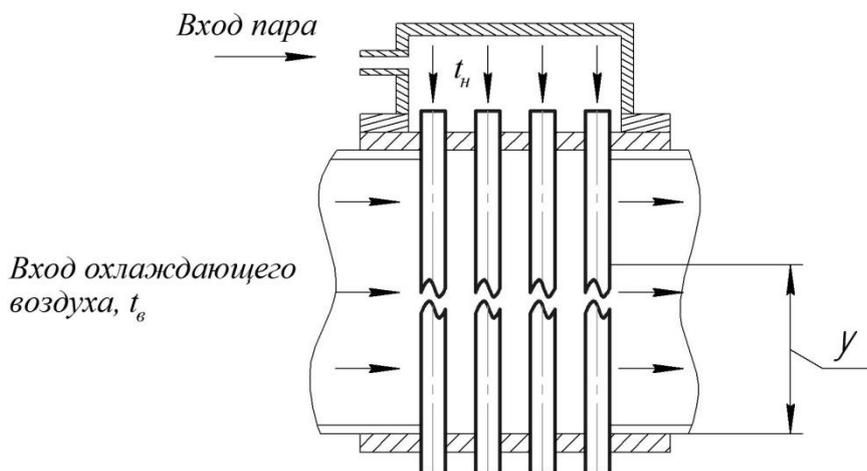


Рисунок 1 – Компоновка трубного пучка, рассматриваемого в модели

Количество пара, сконденсированного на высоте y

$$dG = \frac{k_y \cdot (t_n - t_b)}{r} \cdot \frac{dF}{dy} \cdot dl, \quad (2)$$

где r – теплота фазового перехода.

Теплообмен при конденсации водяного пара в ВКУ удовлетворительно описывается формулой Л.Д. Бойко - Г.Н. Кружилина. Однако она справедлива для $Re > 10^3$, что находится за пределами рассматриваемого автором случая. В результате было принято решение для расчёта коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ использовать формулу Нуссельта с поправками, учитывающими влияние переменности физических свойств конденсата на теплоотдачу ε_t , волновое движение ε_v , скорость пара ϖ_n , содержание неконденсирующихся газов ε .

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_N \varepsilon_t \varepsilon_v; \quad (3)$$

$$\varepsilon_t = \left[\frac{(\lambda_c / \lambda_n)^3}{(\mu_n / \mu_c)} \right]^{1/8}; \quad (4)$$

$$\varepsilon_v = Re^{0,04}; \quad (5)$$

$$\frac{a_x}{a_{0x}} = \sqrt{0,005\varphi + \sqrt{(0,005\varphi)^2 + 1}}, \quad (6)$$

где:

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_{ж}} \left(\frac{v_n}{v_{ж}} \right)^2 \frac{\text{Re}_{\pi d}^2}{\text{Ga}_{жд}^{2/3}} \text{Re}_{жх}^{-0,28} \varepsilon_t$$

$$\text{Re}_{\pi d} = \frac{\varpi_n d}{v_n}; \quad \text{Ga}_{жд} = \frac{gd^3}{v_{ж}^2}; \quad \text{Re}_{жх} = \frac{q_c x}{r \mu_{ж}}$$

$$a_{см} = 0,68 \cdot a_n \left(\frac{G_1}{G_2} \varepsilon \right)^{-0,04} \quad (7)$$

$\text{Re}_{\pi d}$, $\text{Re}_{жх}$ – числа Рейнольдса для пара и плёнки;

$\text{Ga}_{жд}$ – число Галилея;

$\bar{\alpha}_N$ – коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по формуле Нуссельта при отнесении всех физических параметров конденсата к температуре насыщения;

ρ – плотность, кг/м³;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

η – динамическая вязкость, Па·с;

ν – кинематическая вязкость, м²/с;

r – теплота парообразования, Дж/кг;

d – диаметр, м;

ϖ_n – средняя в сечении x скорость пара;

G_1 и G_2 – расход пара на входе и выходе из участка соответственно.

Индексы «с» и «н» означают, что данный коэффициент нужно брать по температуре поверхности стенки и температуре насыщения. При этом параметры, входящие в формулу Нуссельта, нужно брать по температуре насыщения.

Для расчёта потерь давления:

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{(\rho_n \cdot \omega)^2}{2 \cdot \rho_{ж}} \cdot \left[1 + \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_n} - 1 \right) \cdot x \right] \cdot \frac{l}{d} \quad (8)$$

где $\xi = 0,184 \cdot \text{Re}^{-0,2}$

С использованием вышеуказанных формул разработана программа расчета теплосъема с поверхности теплообменника. В её основе лежит процедура, обрабатывающая введённые пользователем данные:

- ✓ общий (для 4-х трубок) расход пара на входе;
- ✓ расход охлаждающего воздуха;
- ✓ коэффициент теплоотдачи от воздуха;
- ✓ температура охлаждающего воздуха на входе;
- ✓ длина, внутренний и внешний диаметр трубок, коэффициент оребрения;
- ✓ содержание примеси неконденсирующихся газов на входе в трубки.

Также предусмотрена возможность увеличения точности расчета (задания «разбиения» трубок), уменьшения времени работы программы (задание начального диапазона поиска расходов пара), расчёта процесса переохлаждения конденсата. При этом в случае возможного замерзания конденсата выводится соответствующее сообщение во время расчёта.

Признаком завершения процедуры расчёта теплообмена в программе является условие, когда на выходе из четвёртой трубки отношение расхода несконденсировавшегося пара к начальному $\Delta G/G \leq 0,001$.

После завершения расчёта пользователь получает:

- ✓ температуру насыщения и давление пара;
- ✓ количество пара, сконденсировавшегося в каждой трубке;
- ✓ длины участка активной конденсации;
- ✓ график температур воздуха на выходе.

Общий вид главного окна программы сразу после завершения расчёта представлен на рисунке 2.

Важнейшая часть расчёта – распределение теплосъёма по длине труб с вычислением зон неэффективной работы. После завершения расчёта, кроме численных значений длин участков конденсации, на главном окне программы отображается рисунок (схема работы ВКУ), на котором показаны зоны неэффективной работы (см. рисунок 2).

По результатам вычислительного эксперимента построены графики зависимости температуры насыщения от расхода пара при различных режимных и геометрических параметрах ВКУ, а также зависимости зон недостаточной эффективности при различных расходах пара, расходах охлаждающего воздуха, длинах труб (при диаметре труб 38×3 мм, коэффициенте оребрения 15, коэффициенте теплоотдачи от воздуха 50 Вт/(м²·К). Эти зависимости представлены на рисунках 3 – 6.

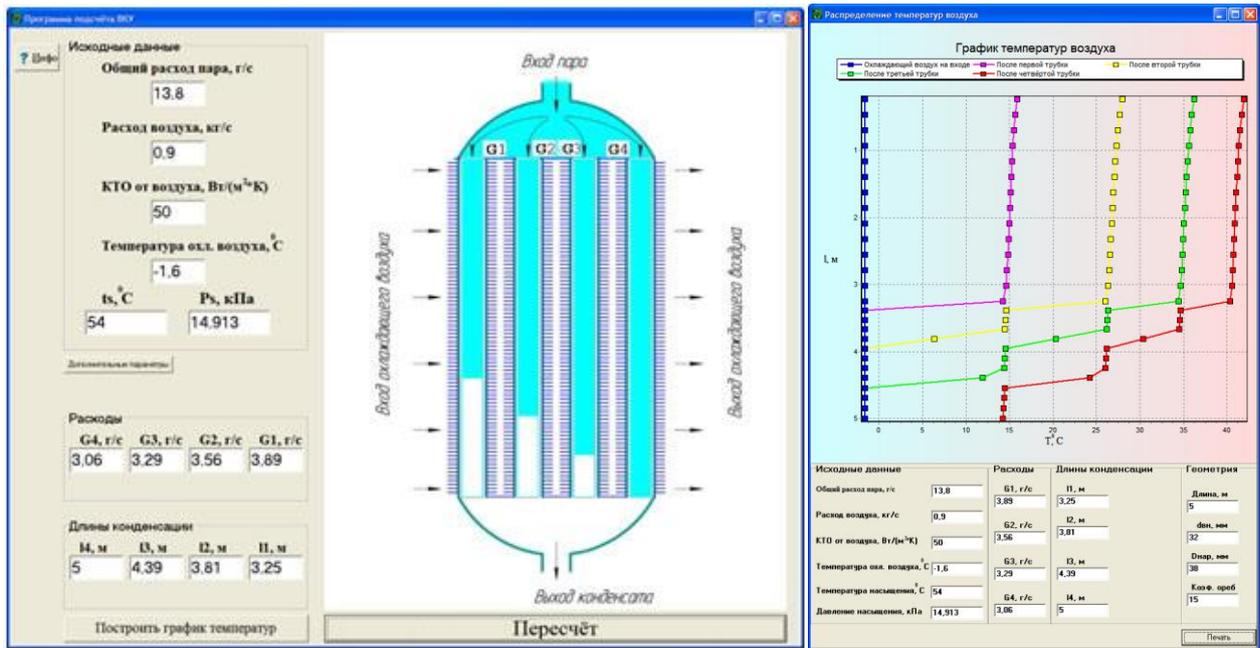


Рисунок 2 – Общий вид главного окна программы

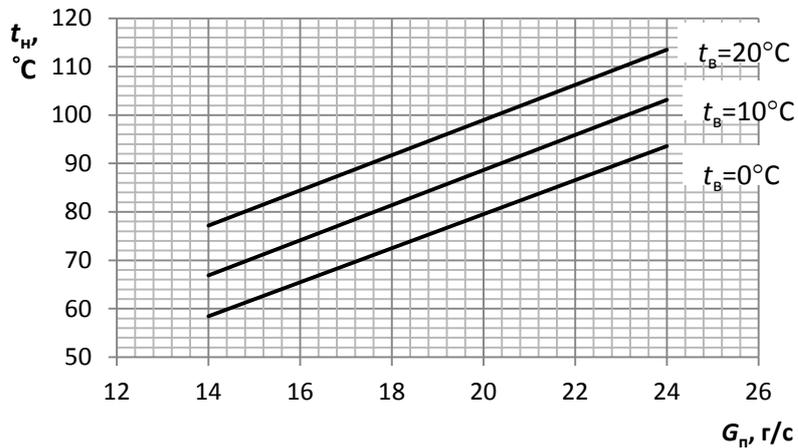


Рисунок 3 – Зависимости температуры насыщения от расхода пара при различных температурах охлаждающего воздуха (длина труб 5 м, расход охлаждающего воздуха 0,9 кг/с)

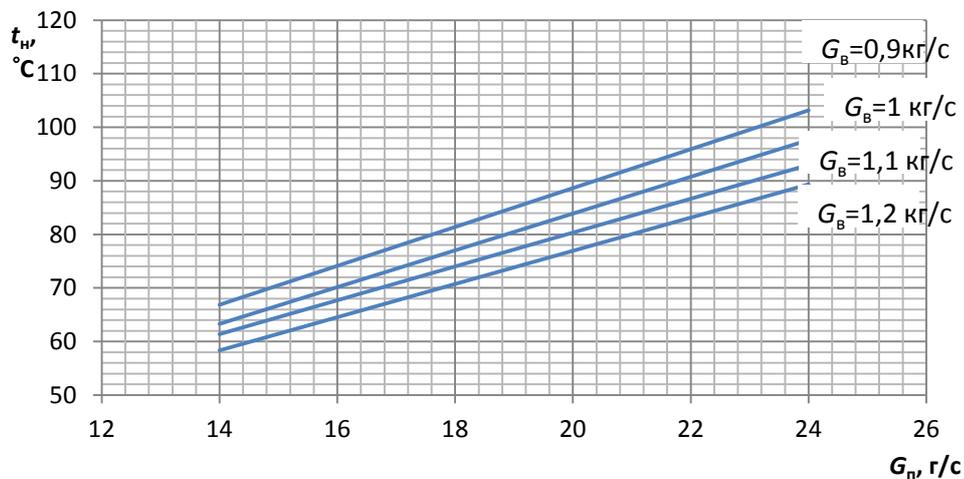


Рисунок 4 – Зависимости температуры насыщения от расхода пара при различных расходах охлаждающего воздуха (длина труб 5 м, температура охлаждающего воздуха 10 °C)

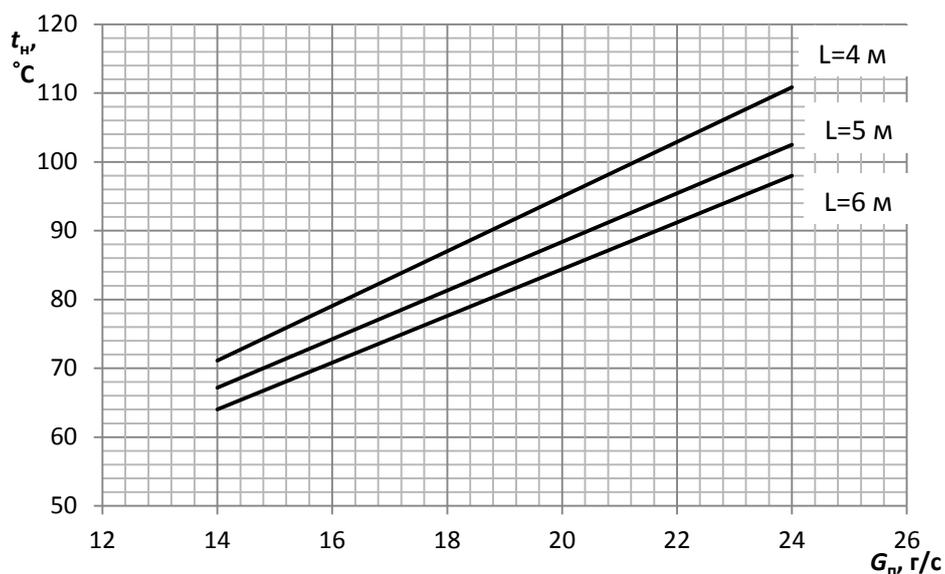


Рисунок 5 – Зависимости температуры насыщения от расхода пара при различных длинах труб (температура охлаждающего воздуха 10 °С, расход охлаждающего воздуха 0,9 кг/с)

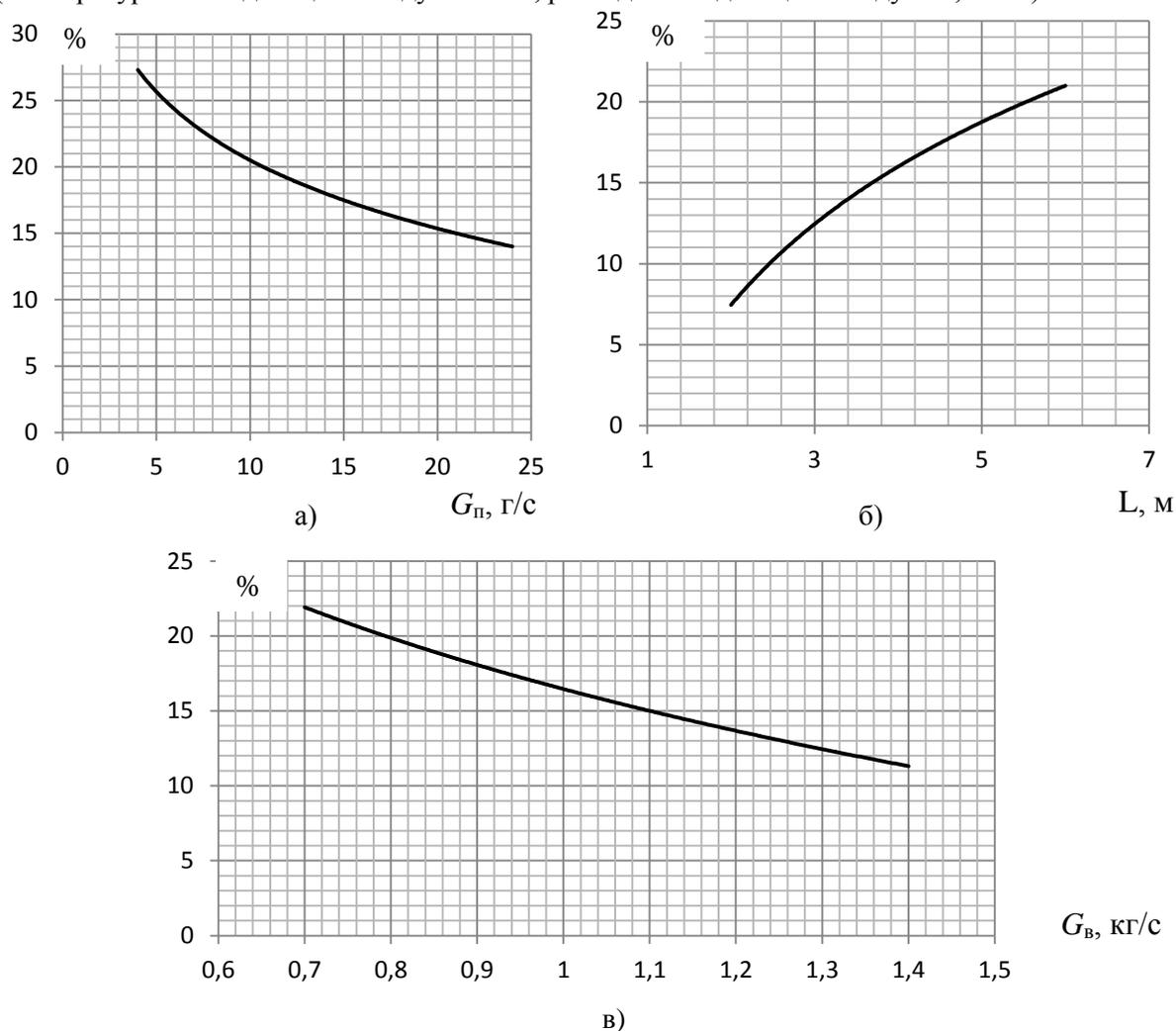


Рисунок 6 – Зависимости размера зоны неэффективной работы:

а – при различных расходах пара (длина труб 5 м, расход охлаждающего воздуха 0,9 кг/с); *б* – при различных длинах труб (расход охлаждающего воздуха 0,9 кг/с, расход пара 14 г/с); *в* – при различных расходах охлаждающего воздуха труб (расход пара 14 г/с, длина труб 5 м)

Третья глава посвящена описанию экспериментальной установки, методике проведения опытов и обработке экспериментальных данных.

Экспериментальное исследование теплообмена при конденсации пара внутри параллельных каналов, охлаждаемых воздухом, проведено на установке, схема которой представлена на рисунке 7. Чертёж рабочего участка экспериментальной установки приведен на рисунке 8.

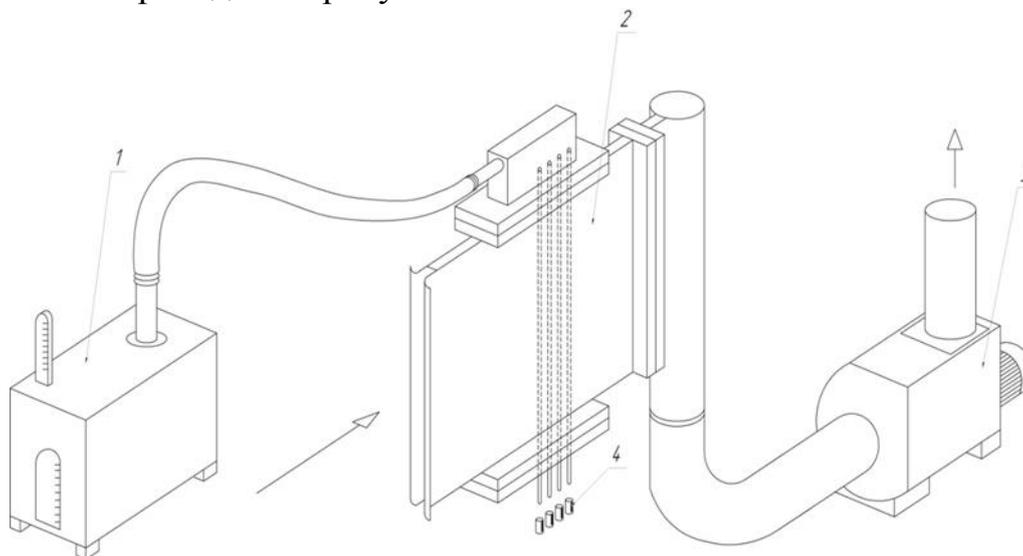


Рисунок 7 – Установка для исследования распределения паровых потоков:
1 – парогенератор сухого насыщенного пара; 2 – рабочий участок; 3 – вентилятор; 4 – мерные емкости

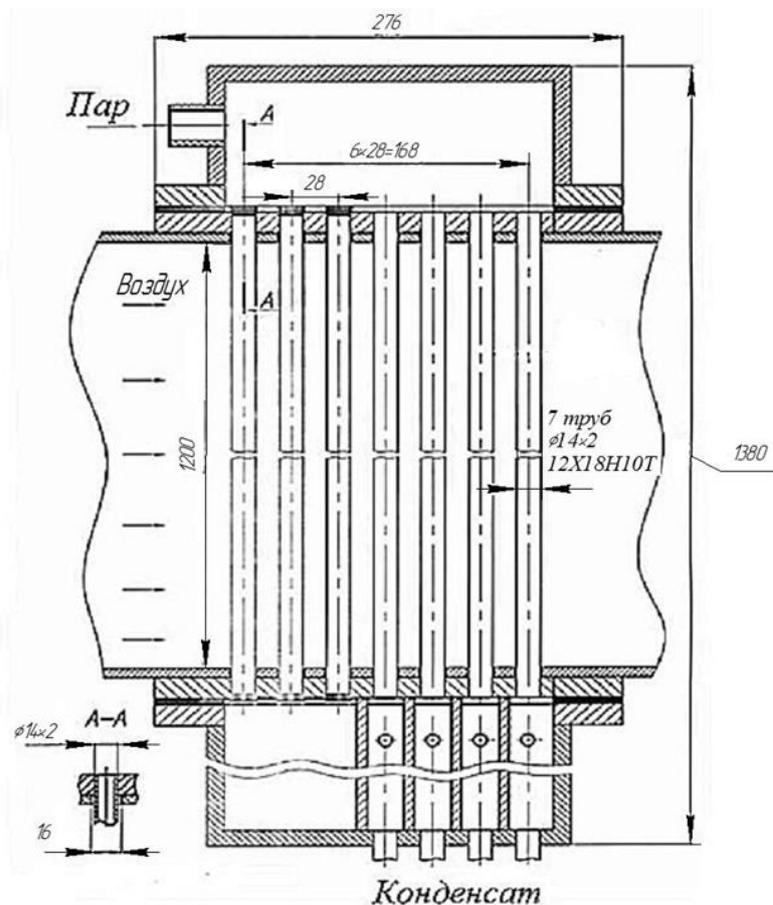


Рисунок 8 – Рабочий участок экспериментальной установки

Насыщенный пар из парогенератора 1 поступает в верхнюю крышку рабочего участка 2, где распределяется и конденсируется по четырем теплообменным трубам диаметром 14×2, длиной 1200 мм из стали ОХ18Н9Т, охлаждаемых воздухом.

Воздух поступает через скругленный входной участок в щель размером 16 мм между боковыми стенками и натекает на трубы. Всего в теплообменнике установлено семь труб, но первые три из них заглушены. Это сделано с целью формирования потока воздуха таким образом, чтобы исключить влияние входного устройства на интенсивность теплообмена, обеспечить стабилизацию потока охлаждающего воздуха. Последующие трубы охлаждаются воздухом, конденсат стекает в нижнюю крышку, которая разделена на отсеки, соответствующие теплообменным трубам. К каждому отсеку присоединяется мерная емкость 4 для сбора конденсата.

Охлаждающий воздух на входе имеет температуру окружающей среды. При прохождении рабочего участка он нагревается и отсасывается вентилятором 3.

Паропроизводительность регулируется количеством работающих ТЭНов и напряжением от ЛАТРа на одном из них. При этом имеется возможность последовательного подключения и отключения каждого из ТЭНов.

Для осуществления контроля температуры поверхности теплообмена в каждой из 4-х теплообменных труб установлены термомпары ТХК. Каждая из термомпар подключена к ТРМ-138.

Все поверхности, имеющие температуру выше окружающего воздуха, теплоизолированы асбестовым шнуром (трубы) или пенополистеролом (рабочий участок).

Для исключения коллекторного эффекта, влияющего на распределение расхода воздуха по высоте рабочего участка, выход воздуха из щели 16 мм осуществляется в коллектор диаметром 200 мм.

Измерение температуры поверхности труб и воздуха на выходе из рабочего участка, а также измерение расхода конденсата позволяют оценить достоверность распределения потоков пара по трубам.

Измерения проводились после стабилизации теплового режима, признаком которого служит постоянство показаний термометров на выходе воздуха из рабочего участка. Измерялось время и объём заполнения ёмкостей для сбора конденсата, мощность, потребляемая парогенератором, температурное поле теплообменных труб, температура воздуха на входе и выходе из рабочего участка.

После проведения опытов производился расчёт количества тепла, выделившегося в процессе конденсации i -ой трубы, суммарного теплосъёма трубок конденсатора, средней температуры воздуха на выходе, расхода воздуха, среднего значения коэффициента теплопередачи, приведенного к наружной поверхности труб.

В четвёртой главе приведены результаты экспериментальных исследований.

Проведены опыты по изучению влияния расхода охлаждающего воздуха на работу модели ВКУ, показавшие, что этот параметр оказывает более существенное влияние на распределение теплосъема и температур при малых тепловых нагрузках (менее 1,1 кВт, рисунок 9, а). При больших тепловых нагрузках выраженная разница в температурах при разных расходах охлаждающего воздуха проявляется лишь в нижней части выходного участка (более 1,8–2 кВт, рисунок 9, б).

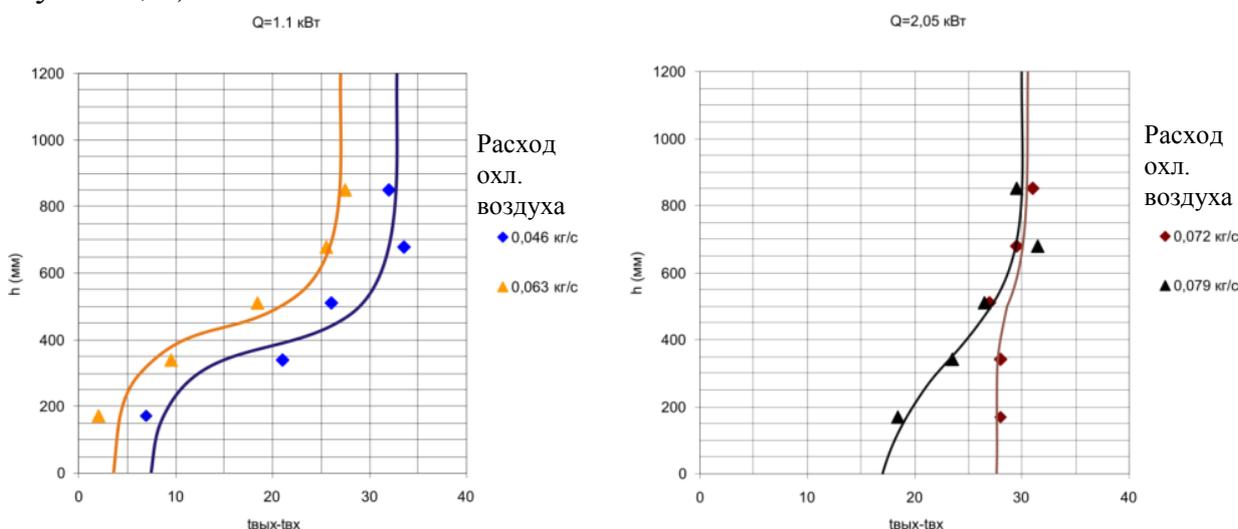


Рисунок 9 – Изменение нагрева охлаждающего воздуха (на выходе):

а – по высоте теплообменника при тепловой нагрузке $Q=1,1$ кВт; б – по высоте теплообменника при тепловой нагрузке $Q=2,05$ кВт

Исследовано влияние тепловой нагрузки на работу модели ВКУ. Выяснилось, что тепловая нагрузка оказывает существенное влияние на характер распределения температур охлаждающего воздуха на выходе из теплообменника. Перегиб графика, соответствующий малым тепловым нагрузкам (рисунок 10, а), определяет высоту, на которой резко уменьшается коэффициент теплопередачи. С ростом тепловой нагрузки перегиб становится более плавным, а зависимость нагрева от высоты стремится к линейной, что говорит о малом изменении коэффициента теплопередачи по длине трубы (рисунок 10, б).

Исследовано распределение расхода пара между параллельными трубками теплообменника ВКУ.

Рост массового расхода конденсата соответствует росту тепловой нагрузки, причем приращение расхода имеет место для всех труб, независимо от их расположения меняется не существенно (рисунок 11).

Приведена методика оценки зоны неэффективной работы теплообменника в зависимости от тепловой нагрузки и расхода охлаждающего воздуха.

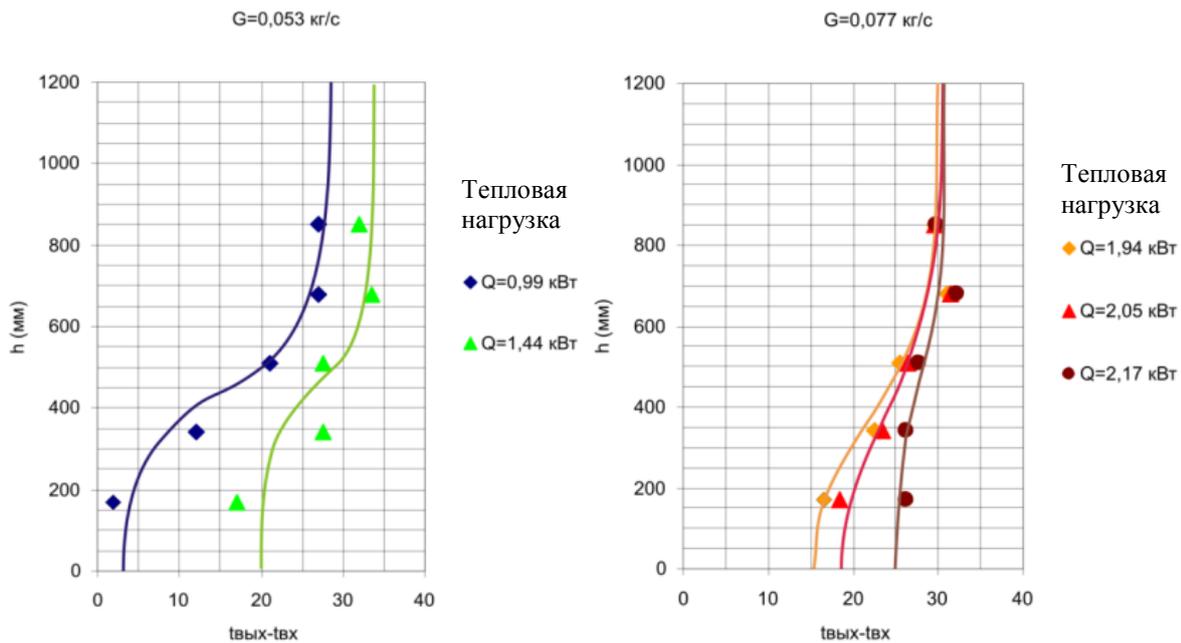
Методика оценки зоны пониженной эффективности заключается в следующем:

1) определение максимальной разности температур воздуха на выходе и входе в теплообменник $\Delta t_{\text{max}} = t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}$;

2) определение границы эффективной зоны как $k \cdot \Delta t_{\max}$, где коэффициент k для сравнения будем брать 0,5; 0,75;

3) по полученным графикам изменения температуры охлаждающего воздуха по высоте теплообменника получим длину, определяющую границу зоны неэффективности (рисунок 12.);

4) по координатам построим графики зависимости размера зоны пониженной эффективности от тепловой нагрузки Q (при фиксированном расходе G) (рисунок 13) и от разности давлений на входе и выходе из теплообменника (при фиксированной тепловой нагрузке Q) (рисунок 14).



а – при малых тепловых нагрузках

б – при больших тепловых нагрузках

Рисунок 10 – Изменение нагрева охлаждающего воздуха (на выходе) по высоте теплообменника при постоянном расходе охлаждающего воздуха

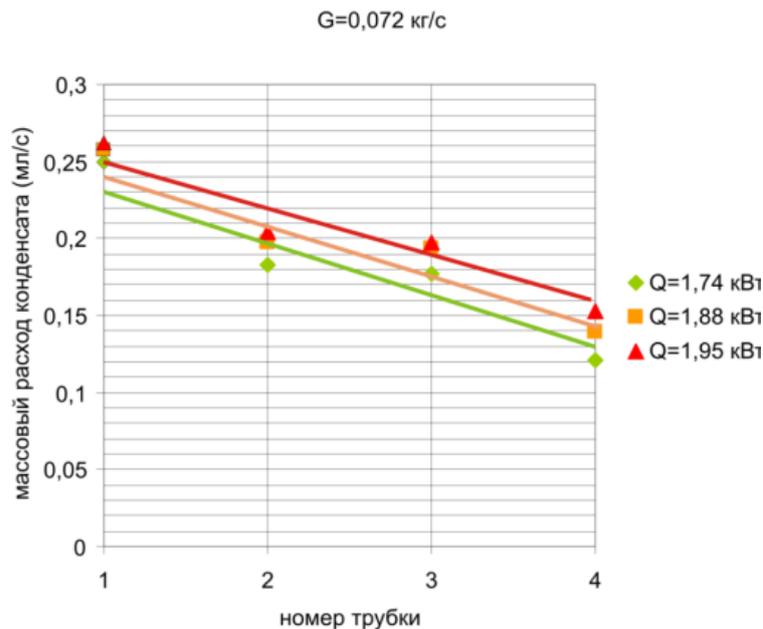


Рисунок 11 – Распределение массового расхода конденсата по трубкам при фиксированном расходе охлаждающего воздуха и различных тепловых нагрузках

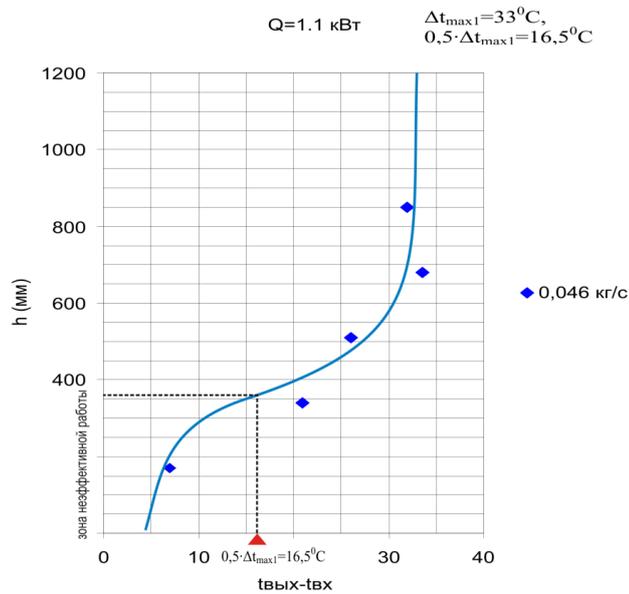
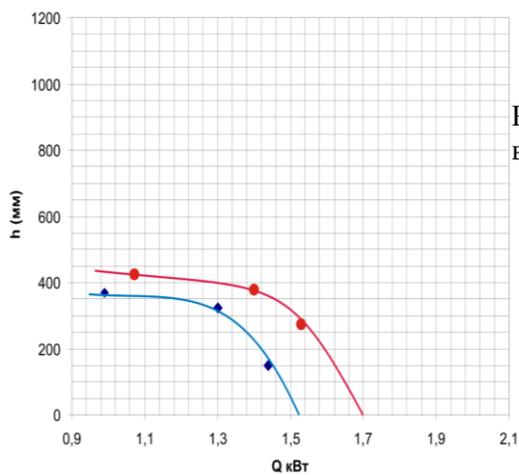
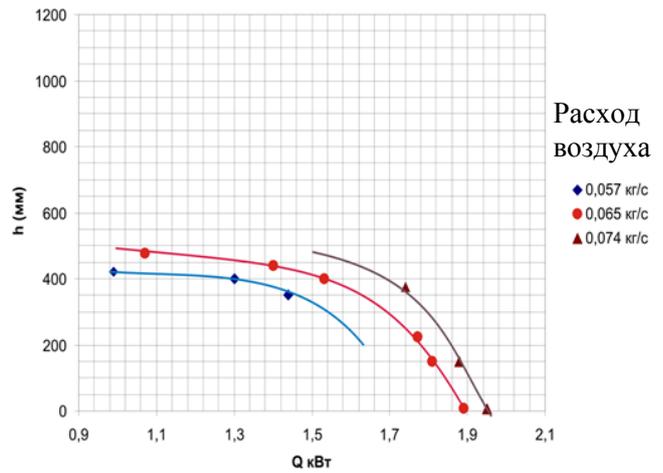


Рисунок 12 – К методике определения зоны неэффективной работы

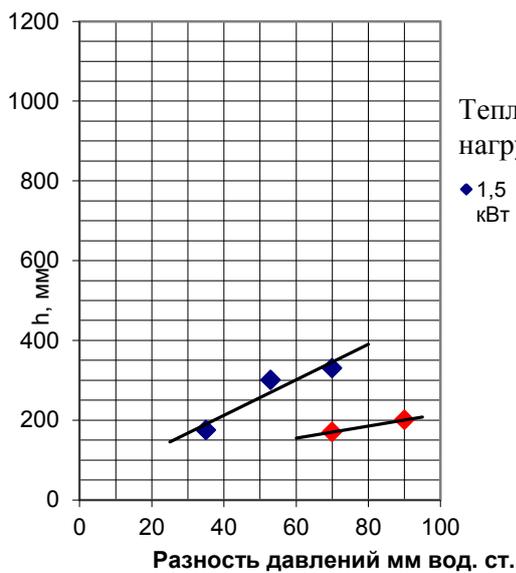


a – определено для $0,5 \cdot \Delta t_{\max}$

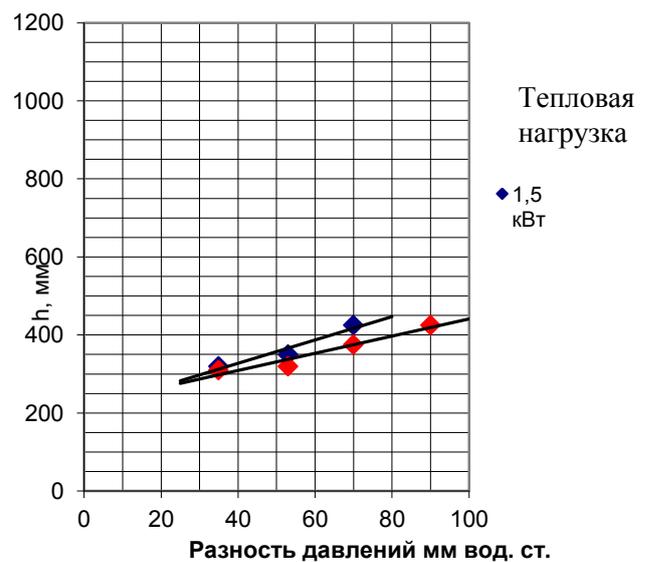


б – определено для $0,75 \cdot \Delta t_{\max}$

Рисунок 13 Зависимости размера зоны пониженной эффективности от тепловой нагрузки Q (при фиксированном расходе G)



a – Определено для $0,5 \cdot \Delta t_{\max}$



б – Определено для $0,75 \cdot \Delta t_{\max}$

Рисунок 14 – Зависимости размера зоны пониженной эффективности от разности давлений на входе и выходе из теплообменника (при фиксированной тепловой нагрузке Q)

Пятая глава посвящена экспериментальному исследованию температурного состояния элементов промышленной воздушно-конденсационной установки.

Проведено исследование работы действующей воздушно-конденсационной установки энергокомплекса БУТЕК – 0,5 на компрессорной станции «Чаплыгин» Первомайского управления ООО «Мострангаз».

ВКУ состоит из 8 модулей, расположенных в 2 ряда по 4 модуля в каждом. Из общего количества модулей ВКУ 1 и 2 выделены под модули с газоохладителями. ВКУ конструктивно оформлено в виде шатра. На 2 модуля приходится 1 вентилятор с диаметром колеса 2,5 м. Всего на установке 4 вентилятора. ВКУ смонтирована на отдельной площадке и расположена выше уровня боксов с оборудованием. Схема установки приведена на рисунке 15.

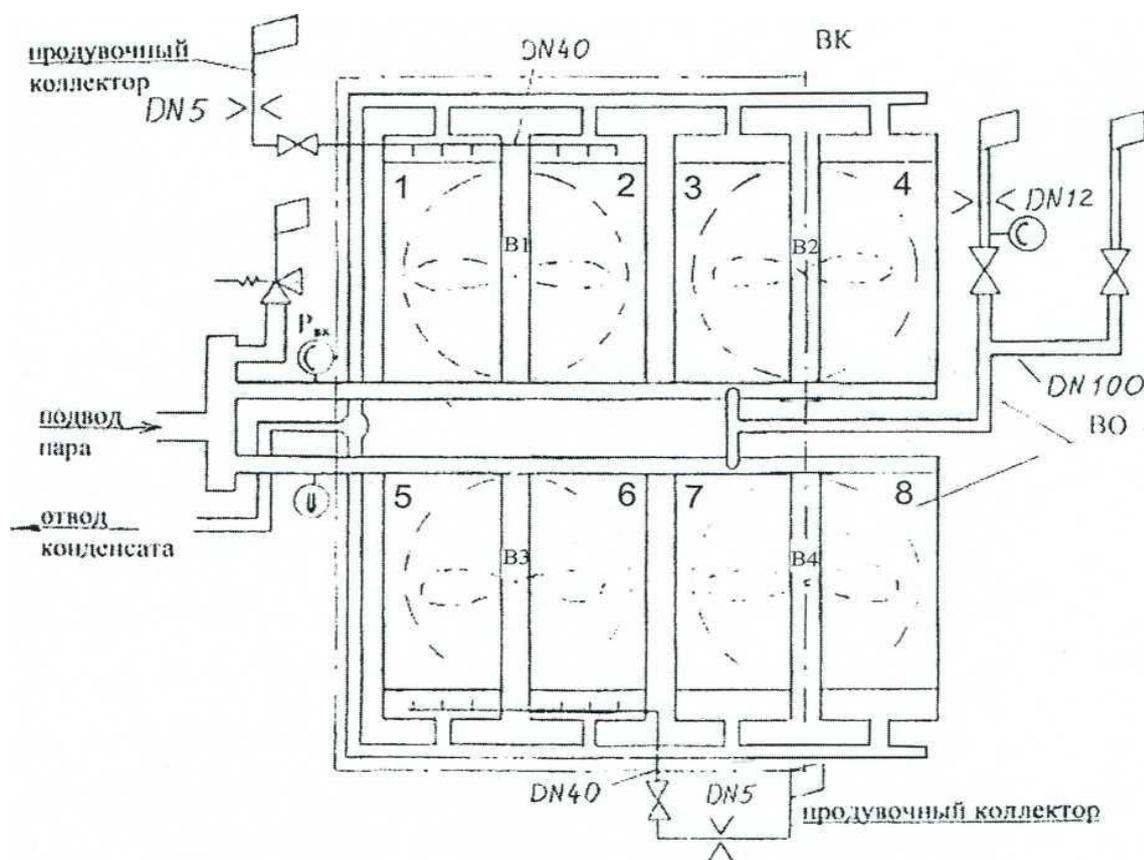


Рисунок 15 – Схема ВКУ компрессорной станции «Чаплыгин» Первомайского управления ООО «Мострангаз»

С помощью лазерного пирометра получено поле температуры ребренной поверхности теплообмена со стороны входа охлаждающего воздуха (рисунок 16). На рисунке 17 представлено поле температур ребренной поверхности, полученное с помощью тепловизора. На графиках отчетливо прослеживается резкое снижение температуры поверхности на высоте около 1 метра. Это свидетельствует о наличии зоны охлаждения конденсата, соответствующей относительно низким значениям коэффициента теплопередачи и плотности теплового потока, что является следствием физического явления, описанного в главе.

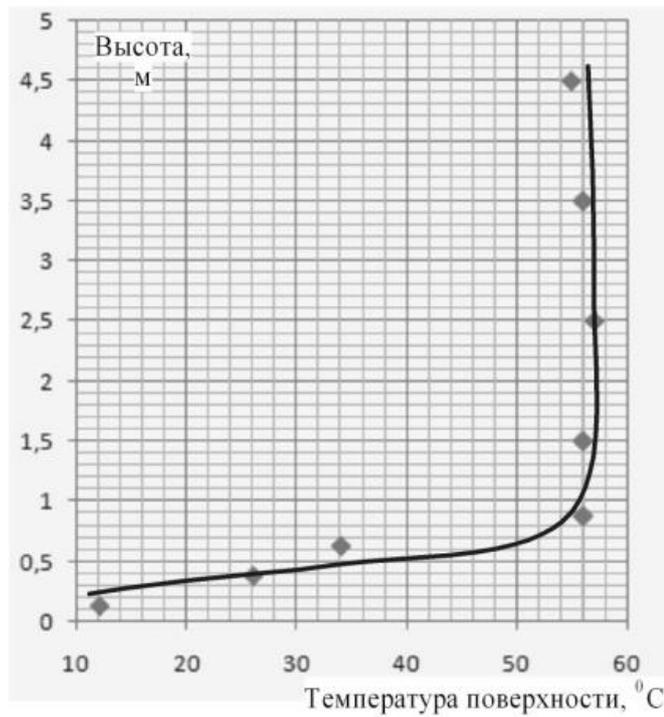


Рисунок 16 – Распределение температур ребер по высоте труб

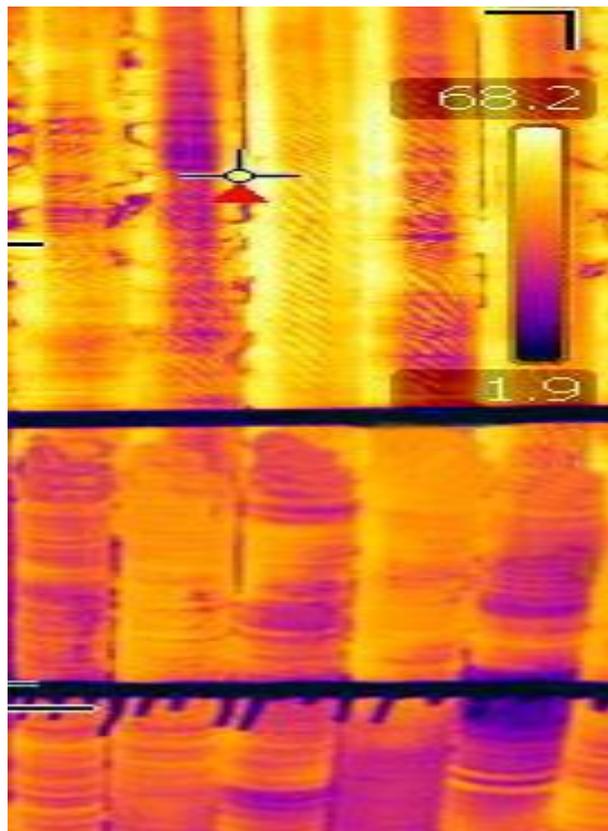


Рисунок 17 – Типовое распределение температур поверхности ВКУ со стороны входа охлаждающего воздуха

В главе 5 приведён также анализ полученных результатов, сопоставление экспериментальных и расчётно-теоретических данных.

Проведённый промышленный эксперимент на ВКУ компрессорной станции «Чаплыгин» Первомайского управления ООО «Мострансгаз» подтвердил

то обстоятельство, что по пути движения пара в трубном пучке образуются две основные зоны, различающиеся между собой условиями теплообмена с паровой стороны:

- зона интенсивной конденсации пара, в которой его температура сохраняется практически неизменной, а локальные значения коэффициента теплопередачи и плотности теплового потока (наибольшие на стороне входа пара в трубный пучок), несколько снижаются по пути движения пара из-за уменьшения коэффициента теплоотдачи с паровой стороны по мере уменьшения скорости пара и повышения концентрации воздуха;
- зона охлаждения конденсата, характеризующаяся относительно низкими локальными значениями коэффициента теплопередачи и плотности теплового потока.

Из плавного изменения температуры поверхности теплообмена следует, что четкой границы между вышеназванными зонами не существует.

Проведённое исследование работы модели ВКУ подтвердило наличие описанных зон. Причём размеры их зависят от паровой нагрузки, температуры и расхода охлаждающего воздуха. Изменение любого из перечисленных факторов вызывает изменение и перераспределение локальных параметров тепломассопереноса в трубном пучке.

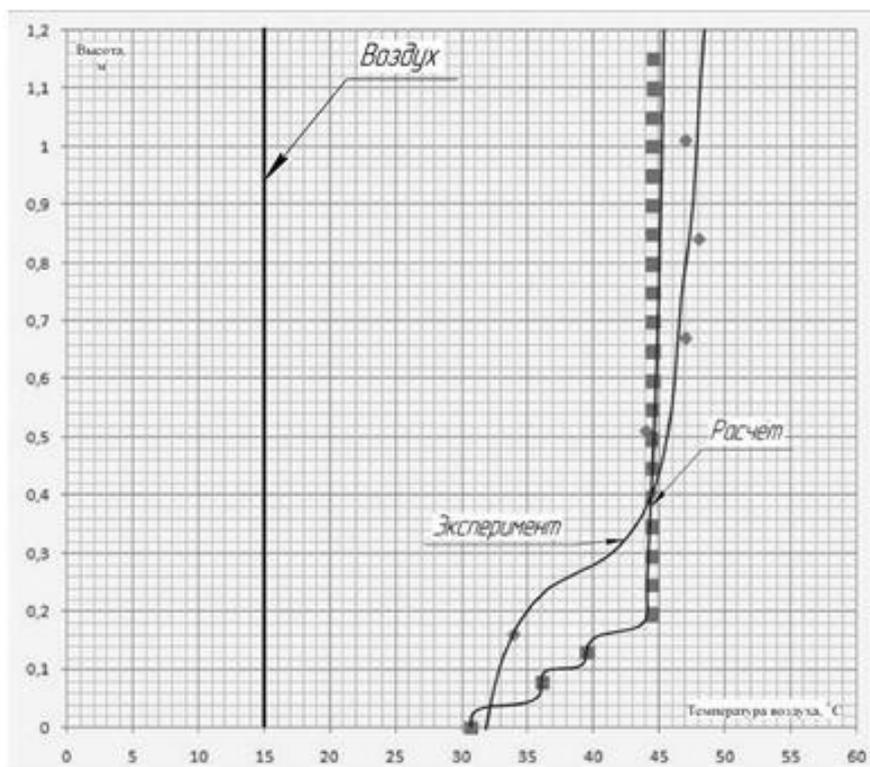


Рисунок 18 – Распределение температур охлаждающего воздуха после прохождения рабочего участка

На рисунке 18 представлены зависимости температуры охлаждающего воздуха от высоты после прохождения теплообменных труб для случая атмосферного давления конденсирующегося пара и температуры охлаждающего воздуха (15 °), геометрических характеристик (длина 1,2 м, диаметр 14×2 мм), построенные по результатам работы стенда и по вычислительной программе.

На большей части трубы расчётные и экспериментальные данные близки. Разница температуры воздуха не превышает 2÷3 °С при общем нагреве около 30 °С. В нижней части экспериментальные и расчётные данные расслоились, а затем сблизились. Причина расслоения лежит в трудности учёта влияния неконденсирующихся газов на теплообмен при конденсации в трубе.

Несмотря на расслоение, очень важно, что программа даёт совпадение в точке минимального значения температуры. Именно в этом районе возникают ледяные пробки, ведущие, в конечном счете, к разрушению теплообменных труб при низких наружных температурах.

В этом плане программа хорошо определяет температуру воздуха t_{\min} как потенциальную угрозу льдообразования, если $t_{\min} < 0$ °С.

Всё это доказывает состоятельность физической и математической модели воздушно-конденсационной установки, предложенной О.О. Мильманом и В.А. Фёдоровым. Математическая модель впоследствии была развита и преобразована для случая 4-х труб, и построенная на её основе компьютерная модель подтвердила наличие зон неэффективной работы и их зависимость от режимных параметров.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Дан анализ состояния проблемы теплообмена при конденсации пара внутри параллельных каналов в условиях неравномерного теплосъёма по ходу движения охлаждающего воздуха, в частности, в воздушно-конденсационных установках. Обоснована актуальность и практическая значимость исследований в этой области.

2. Разработана собственная программа-модель воздушно-конденсационной установки. С её использованием выявлены зоны недостаточной эффективности работы поверхностного теплообменника, составляющие от 15 до 25 % в зависимости от режима работы.

3. Разработана, изготовлена и налажена экспериментальная установка для исследования процесса конденсации пара в параллельных каналах. Проведены экспериментальные исследования процесса конденсации при удельных тепловых нагрузках до 10 кВт/м², нагревах воздуха до 50 °С при атмосферном давлении насыщенного пара.

4. Экспериментально определены зоны неэффективной работы модели конденсатора в зависимости от тепловой нагрузки и расхода охлаждающего

воздуха. Они составили от 35 до 42 % длины труб первых рядов при плотности теплового потока $q = 4,8 \text{ кВт/м}^2$, и от 5 до 27 % длины при $q = 7 \text{ кВт/м}^2$.

5. Определено условие, при котором все трубы работают эффективно по всей длине. Для этого необходимо, чтобы на выходе из первого ряда труб ВКУ паросодержание $x \geq 0$, а из второго, третьего и четвертого – $x \geq 0$.

6. Проведено сопоставление экспериментальных и расчётно-теоретических данных, подтвердившее наличие зон неэффективной работы и их зависимость от режимных параметров.

7. Проведены исследования натурной ВКУ на компрессорной станции «Чапльгин», подтвердившие основные положения физической и математической модели.

8. Полученные экспериментальные данные и разработанная математическая модель и программа расчёта ВКУ могут быть использованы в конструировании теплообменных аппаратов, основанных на конденсации пара в параллельных каналах, охлаждаемых воздухом.

Основной материал диссертации опубликован в следующих работах:

1. **Мильман, О.О.** Оценка зон пониженной эффективности конденсационных установок при неравномерном распределении теплосъёма методом компьютерного моделирования [Текст] / О.О. Мильман, А.Ю. Калинин, Е.А. Осипова // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology. – 2013. – № 04/1 (123).

2. **Мильман, О.О.** «Оценка эффективности работы воздушно-конденсационных установок [Текст] / О.О. Мильман, А.Ю. Калинин, Е.А. Лошкарёва // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology. – 2014. – № 04.

3. **Мильман, О.О.** Повышение эффективности аппаратов воздушного охлаждения секционного типа «ABC GI» / О.О. Мильман, А.Ю. Калинин // Сборник трудов КГУ. – Калуга, 2010.

4. **Мильман, О.О.** Повышение эффективности воздушно-конденсационных установок [Текст] / О.О. Мильман, А.Ю. Калинин, Е.А. Осипова // Труды XVI школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева.

5. **Мильман, О.О.** Оценка зон пониженной эффективности воздушно-конденсационных установок [Текст] / О.О. Мильман, А.Ю. Калинин // Труды шестой российской национальной конференции по теплообмену.

6. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2011610407.



ВТИ
ВСЕРОССИЙСКИЙ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ
И Н С Т И Т У Т

ПМБ ВТИ. 115280, РФ, г. Москва, Автозаводская ул., д. 14.

Тираж 85 экз. Заказ № 138.
