

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ГАЗОЖИДКОСТНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО
АППАРАТА ИЗ ОРЕБРЁННЫХ ТРУБ**

**Учебно-методическое пособие
для выполнения лабораторных работ**

**Санкт-Петербург
2017**

УДК 621.184(075)
ББК 31.71я7
И 889

Суслов В.А., Белоусов В.Н., Иванов А.Н., Антуфьев С.В. Исследование тепловой эффективности газожидкостного теплообменного аппарата из оребренных труб: учебно-методическое пособие для выполнения лабораторных работ / ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2017. – 19 с.

В настоящем учебно-методическом пособии рассматриваются методы исследования процессов передачи теплоты в теплообменных аппаратах. Приводятся теоретические основы, схема лабораторной установки, порядок проведения эксперимента и обработки полученных опытных данных.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 и 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор кафедры «процессы и аппараты химической технологии» Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД В.С. Куров;
канд. техн. наук, доцент кафедры «Теплоэнергетика и теплосиловые установки» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра ІВ.И. Крылов.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД в качестве учебно-методического пособия.

Редактор и корректор Н.П.Новикова
Техн. редактор Л.Я.Титова Темплан 2017 г., поз. 9

Подп. к печати 11.10.17. Формат 60x84/16. Бумага тип. № 1.
Печать офсетная. Печ.л. 1,25. Уч.-изд. л. 1,25.
Тираж 100 экз. Изд. № 9. Цена “С”. Заказ

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД,
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.

© Высшая школа технологии и энергетики
СПбГУПТД, 2017
© Суслов В.А., Белоусов В.Н., Иванов А.Н.,
Антуфьев С.В., 2017

Введение

Теплообменными аппаратами называются устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной рабочей среды к другой. При этом процессы могут происходить как без изменения агрегатного состояния сред, так и с их изменением.

Теплообменные аппараты и установки широко используются во всех отраслях промышленности. Назначение, области применения и конструктивное оформление их весьма разнообразны.

Теплообменные аппараты можно условно разделить на три группы.

Первую группу, предназначенную для *увеличения экономичности энергетического оборудования*, составляют элементы паровых котлов, тепловых двигателей, компрессорных машин, тепловых электростанций, установки по использованию вторичных энергоресурсов.

Вторая группа, предназначенная для *повышения надёжности энергетического оборудования*, включает в себя различного рода деаэраторы, испарители, подогреватели.

К третьей группе, предназначенной для *обеспечения технологических процессов*, относятся выпарные, вентиляционные и сушильные установки, скрубберы, аппараты криогенной техники и химических производств.

Учитывая широкий диапазон применения и важность выполняемых функций, теплообменные аппараты должны соответствовать следующим основным требованиям:

- обеспечивать передачу требуемого количества теплоты с получением необходимых конечных температур теплоносителей;
- обладать определенной пропускной способностью для каждой из рабочих сред при заданном уровне гидравлических сопротивлений;
- быть надёжными в эксплуатации при заданных параметрах рабочих сред;

- конструкция должна предусматривать возможность осмотра поверхности теплообмена и доступность для её периодической очистки и ремонта;
- иметь возможно меньшие габариты и металлоёмкость.

Создание современных конструкций теплообменных аппаратов должно соответствовать требованиям эргономики и технической эстетики, позволяющим наиболее полно удовлетворять запросы обслуживающего персонала, максимально обеспечивать благоприятные условия эксплуатации.

Теплообменные аппараты классифицируются по различным признакам:

- назначение;
- способ передачи теплоты;
- направление и характер движения рабочих сред;
- характер температурного режима;
- температурный уровень;
- конструктивное оформление и пр.

Требования, предъявляемые к теплообменникам, разнообразны и зависят от конкретных условий их применения. Основными являются следующие требования:

- обеспечение наивысшего коэффициента теплопередачи при наименьшем гидравлическом сопротивлении;
- минимальный расход материала и компактные размеры;
- герметичность и надежность при работе, а также доступность поверхности теплообмена для периодической очистки от загрязнений;
- унификация деталей и узлов и т.д.

Сфера использования теплообменников очень обширна. Эти аппараты применяются в различных отраслях промышленности. Теплообменное оборудование используется на тепловых и атомных электростанциях для увеличения коэффициента их полезного действия, а также для получения воды для горячего водоснабжения и отопления. С помощью теплообменного

оборудования можно улучшить не только экономические, но и эксплуатационные характеристики. Теплообменники используются для обогрева воздуха в разных помещениях, в том числе и помещениях промышленного назначения. Кроме энергетической промышленности, использование теплообменников востребовано и в других отраслях - химической, газодобывающей, нефтеперерабатывающей и пр.

В программу обучения студентов специальности «Промышленная теплоэнергетика» входит обязательный курс «Тепломассообмена», который является одним из основных, а продолжением этой дисциплины является курс «Тепломассообменное оборудование предприятий».

В рамки обучения наряду с лекциями и практическими занятиями, включающими, в частности, выполнение курсового проекта, входят и лабораторные работы, целью которых является приобретение практических навыков по исследованию процесса теплопередачи в различных теплообменниках.

Лабораторная работа

Исследование тепловой эффективности газожидкостного теплообменного аппарата из оребрѐнных труб

Выполнение лабораторной работы способствует закреплению полученных теоретических знаний путем более глубокого изучения особенностей процесса передачи теплоты в газожидкостных теплообменных аппаратах с оребрѐнными трубками на основе ознакомления с методикой их экспериментального исследования.

Цель и содержание работы отражают один из разделов курса «Тепломассообменное оборудование предприятий», связанный с изучением вопросов конвективного теплообмена в аппаратах рекуперативного типа.

Выполнению работы предшествуют краткие сведения об областях применения, конструкциях и особенностях процесса передачи теплоты в

газожидкостных теплообменных аппаратах. Приводится принципиальная схема лабораторной установки, подробно излагается методика проведения эксперимента и обработки опытных данных.

В работе предусмотрено более подробное исследование влияния отдельных режимных факторов на интенсивность передачи теплоты.

Приводятся требования, предъявляемые к объёму и содержанию отчёта по выполненной лабораторной работе, приведены формы журнала для записи результатов измерений, таблицы физических параметров сухого воздуха, необходимых при обработке опытов, а также порядок расчёта с целью обработки опытных данных.

Методические указания составлены с использованием международной системы физических величин СИ.

Области применения и конструктивные особенности газожидкостных теплообменных аппаратов

Рекуперативные газожидкостные теплообменные аппараты получили широкое распространение в различных отраслях народного хозяйства главным образом для повышения экономичности работы энергетического оборудования.

В котельных агрегатах они используются в качестве водяных экономайзеров для подогрева питательной воды. В котлах низкого давления типа ДКВР применяются чугунные трубы с квадратными или круглыми рёбрами. Для котлов высокого давления используются гладкие стальные трубы, а в ряде случаев – плавниковые трубы.

Большую группу теплообменных аппаратов составляют различного рода охладители и подогреватели воздуха. К их числу относятся промежуточные воздухоохладители из каплеобразных латунных труб с медными насадными и прямоугольными ребрами, которые применяются в компрессионных установках.

В системах кондиционирования воздуха и отопления производственных помещений широко используются калориферы и поверхностные охладители, выполняемые в большинстве случаев из труб со спиральными рёбрами или пластинчатым ребрением.

Газожидкостные теплообменные аппараты широко применяются в качестве различного рода радиаторов в транспортных установках, конденсаторов в холодильных машинах и т.д.

Конструктивное оформление газожидкостных аппаратов весьма разнообразно и определяется их назначением и условиями эксплуатации. Отличительной особенностью аппаратов данного типа является наличие ребрения со стороны газовой среды. Наиболее распространённые типы ребрения приведены в табл. 1.

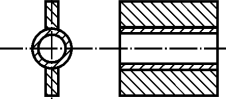
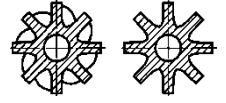
Увеличение поверхности теплообмена с газовой стороны за счёт ребрения вызвано особенностью процесса передачи теплоты. С газовой стороны коэффициенты теплоотдачи значительно меньше, чем со стороны жидкости. Суммарное термическое сопротивление практически равно термическому сопротивлению теплоотдаче со стороны газового потока, а коэффициент теплопередачи – коэффициенту теплоотдачи со стороны газа. Повышение эффективности теплообменного аппарата определяется количеством переданной теплоты и обеспечивается за счёт увеличения поверхности теплообмена с газовой стороны.

Степень ребрения поверхности теплообмена характеризуется коэффициентом ребрения φ_r , который представляет собой отношение полной поверхности ребренной трубы к поверхности несущей трубы.

Важным конструктивным параметром поверхности нагрева газожидкостных теплообменников является коэффициент компактности Π , определяемый величиной поверхности теплообмена, размещенной в единице объёма и достигающий $600 \text{ м}^2/\text{м}^3$, что позволяет создавать малогабаритные установки.

Таблица 1

Типы оребренных поверхностей нагрева

Вид трубы	Тип поверхности	φ_p	П
	Чугунные трубы с квадратными рёбрами	5,0	57,5
	Чугунные трубы с круглыми рёбрами	5,0	57,5
	Плавниковые трубы	2,3	125
	Каплеобразные трубы с прямоугольными рёбрами	12,8	606
	Круглые трубы с цельнотянутыми винтовыми и прямыми рёбрами	7,0	380
	Круглые трубы с навивным ленточным оребрением	8,7	350
	Круглые трубы с проволочным оребрением	10,9	338
	Овальные трубы с навивным ленточным оребрением	7,92	437

Характерной особенностью газожидкостных теплообменных аппаратов является значительная разница в величине водяных эквивалентов со стороны газов и жидкости. В этом случае изменение температуры жидкости незначительно по сравнению с изменением температуры газов. Поэтому при определении температурного напора температуру жидкости усредняют,

атемпературный напор рассчитывается как среднелогарифмический по общепринятой методике.

Цель работы

Основными задачами при выполнении данной лабораторной работы являются:

- знакомство с конструктивными особенностями и областью применения газожидкостных теплообменных аппаратов;
- изучение особенностей процесса передачи теплоты в условиях вынужденного движения теплоносителей;
- изучение методики исследования рекуперативных теплообменных аппаратов;
- экспериментальное определение коэффициента теплопередачи пучка оребрѐнных труб при различных расходах воздуха;
- получение критериальной зависимости для расчѐта процесса теплопередачи в пучке оребрѐнных труб;
- сопоставление полученных результатов с литературными данными.

Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка, схема которой приведена на рис.1, представляет собой аэродинамическую трубу разомкнутого типа.

Холодный воздух подается из помещения осевым вентилятором 1 производительностью $100 \text{ м}^3/\text{ч}$. Питание двигателя вентилятора осуществляется от сети переменного тока напряжением 220 В. Регулирование расхода воздуха обеспечивается изменением числа оборотов вентилятора путѐм изменения напряжения в сети переменного тока с помощью лабораторного автотрансформатора 2.

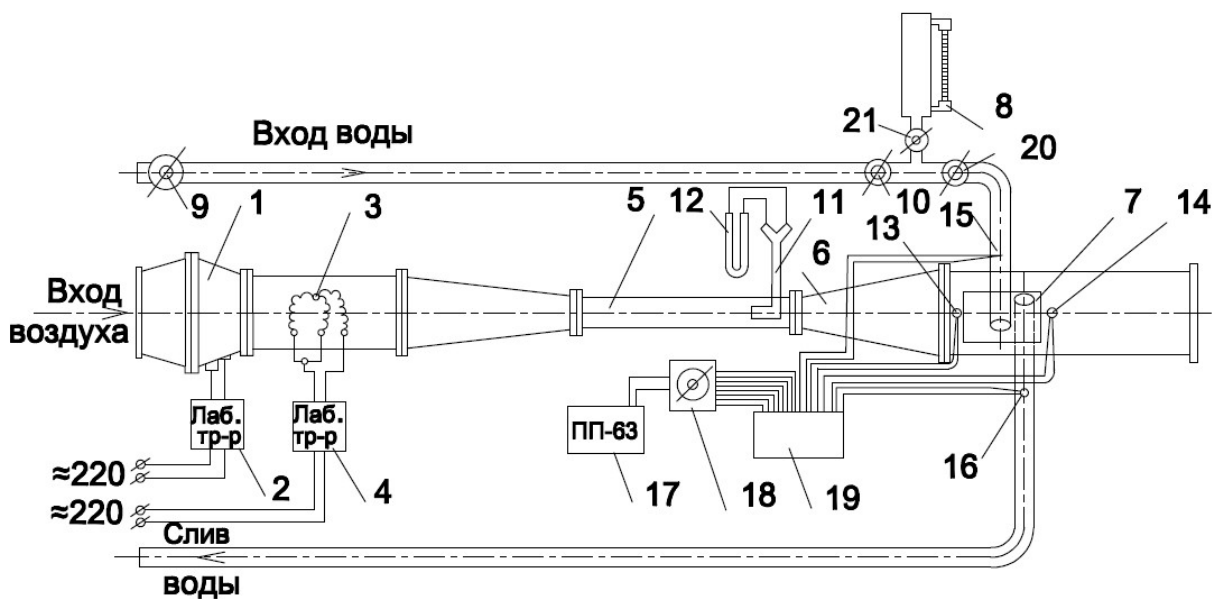


Рис.1. Схема экспериментальной установки

Подогрев воздуха осуществляется электрическим нагревателем 3, установленным непосредственно за вентилятором. Нагреватель состоит из двух параллельно включенных спиралей единичной мощностью 1000 Вт. Регулирование степени нагрева воздуха производится за счёт изменения напряжения в сети переменного тока с помощью лабораторного автотрансформатора 4.

Для измерения расхода воздуха предусмотрен стабилизирующий участок 5 длиной 575 мм, выполненный из стальной трубы с внутренним диаметром 25 мм. Из стабилизирующего участка горячий воздух через конфузёрб подаётся в рабочий участок 7. Здесь воздух проходит в межтрубном пространстве оребрённого пучка, отдаёт свое тепло и выбрасывается в помещение.

Охлаждающая вода из водопровода по трубе внутренним диаметром 12 мм проходит мерный бак 8, поступает в рабочий участок, где нагревается за счёт тепла, отданного воздухом, и сливается в канализацию. Расход воды изменяется с помощью вентиля 9, 10, 20 и 21.

Схема рабочего участка приведена на рис.2. Рабочий участок представляет собой пучок из оребрённых труб. Пучок выполнен

четырёхрядным по ходу воздуха и семирядным в поперечном сечении. Трубки расположены в коридорном порядке.

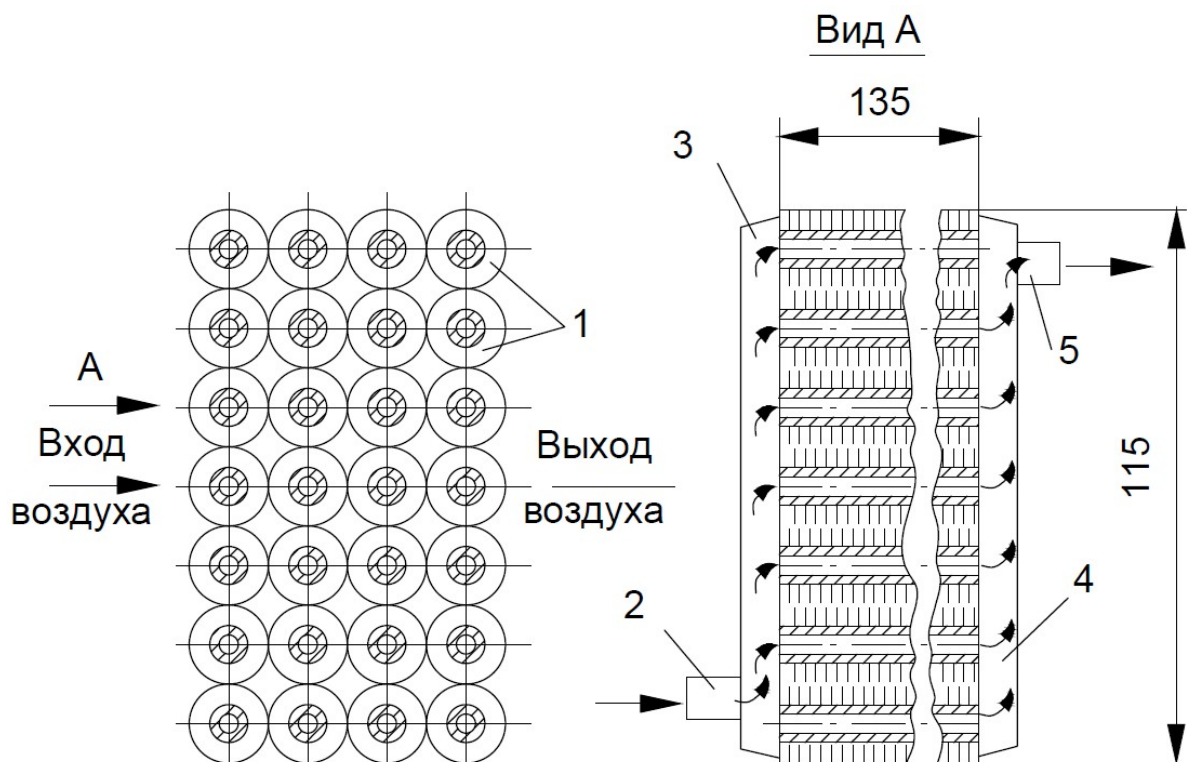


Рис. 2. Схема рабочего участка:

- 1 – ребрѐнные трубки; 2 – входной штуцер;
3 – раздаточный коллектор; 4 – сборный коллектор; 5 – выходной штуцер

Воздух проходит в межтрубном пространстве и обтекает трубки поперечным потоком. Охлаждающая вода через входной штуцер 2 поступает в раздаточный коллектор 3, проходит внутри трубок за один ход и из сборного коллектора 4 через выходной штуцер 5 отводится из рабочего участка. Во избежание тепловых потерь рабочий участок изолирован.

Измерение расхода воздуха осуществляется в стабилизирующем участке 5 с помощью пневмометрической трубки Прандтля 11 (см. рис.1).

Динамический напор определяется U-образным манометром 12, при этом плотность воздуха определяется по его температуре на входе в рабочий участок, измеряемой хромель-копелевой термопарой 13 стандартной градуировки. Температура воздуха на выходе из рабочего участка, а также

температура охлаждающей воды на входе и выходе измеряются соответственно хромель-копелевыми термопарами 14, 15, 16. Величина электродвижущей силы термопар определяется переносным потенциометром 17 типа ПП-63 с помощью переключателя 18. Постоянная температура холодных спаев термопар обеспечивается термостатом 19. Расход воды определяется объёмным методом с помощью мерного бака 8 и запорных вентилей 20, 21.

Геометрические характеристики оребрённых трубок приведены в табл. 2.

Таблица 2

Геометрические характеристики оребрённой трубки

Вид трубки	Параметры	Обозначение	Численное значение, мм
	Внутренний диаметр	d_o	8
	Наружный диаметр	d	10
	Диаметр ребра	d_p	16
	Длина трубки	l	135
	Высота рёбер	h	3
	Толщина рёбер	Δ	0,5
	Зазор между ребрами	U	1,5
	Шаг между ребрами	t	2,0

Проведение эксперимента

Перед началом работы необходимо ознакомиться с установкой, проверить правильность включения измерительных приборов, исправность электродвигателей, надежность регулирующей и запорной арматуры.

После этого устанавливают требуемый расход воды, проходящей через рабочий участок. Затем включают двигатель вентилятора при полностью выведенном трансформаторе, после чего, увеличивая число оборотов вентилятора, устанавливают минимальный расход воздуха. Через

трансформатор включается в сеть электрический нагреватель и устанавливается требуемая мощность.

Все измерения производятся только при достижении процессом теплообмена стационарного режима, что контролируется температурой воздуха на выходе из рабочего участка. Измерения осуществляются в следующей последовательности: динамический напор $\Delta P_{\text{дин}}$, температура воздуха на входе в рабочий участок $t_{\text{в}}^{\text{ВХ}}$ и на выходе из него $t_{\text{в}}^{\text{ВЫХ}}$, температура воды на входе $t_{\text{ж}}^{\text{ВХ}}$ и на выходе $t_{\text{ж}}^{\text{ВЫХ}}$, масса воды в мерном барабане $M_{\text{ж}}$, время наполнения мерного барабана τ . Результаты измерения записываются в журнал наблюдений (табл. 3).

Таблица 3

Журнал наблюдений

№	$\Delta P_{\text{дин}}$, Па	$t_{\text{в}}^{\text{ВХ}}$, °С	$t_{\text{в}}^{\text{ВЫХ}}$, °С	$M_{\text{ж}}$, кг	τ , с	$t_{\text{ж}}^{\text{ВХ}}$, °С	$t_{\text{ж}}^{\text{ВЫХ}}$, °С
1							
2							
3							
...							

Опыты проводятся при 8÷10 различных расходах воздуха в той же последовательности при его изменении от минимального до максимального. После окончания работы выключение установки производится в обратном порядке по сравнению с её включением.

Обработка результатов

Для каждого опыта составляется уравнение теплового баланса

$$Q_B Q_{Ж}$$

где Q_B и $Q_{Ж}$ – соответственно количество теплоты, отданное воздухом и принятое водой, Вт;

$Q_{окр}$ – потери теплоты в окружающую среду, Вт;

G_B и $G_{Ж}$ – расход воздуха и воды, кг/с;

C_p^B и $C_p^{Ж}$ – удельная массовая теплоемкость при постоянном давлении воздуха и воды, Дж/(кг·°С);

$t_B^{ВХ}$, $t_B^{ВЫХ}$, $t_{Ж}^{ВЫХ}$, $t_{Ж}^{ВХ}$ – температура воздуха и воды на входе и выходе, °С.

Расход воздуха

$$G_B = W_B^{cp} \cdot \rho_B^{ВХ} \cdot f_B, \text{ кг/с},$$

где W_B^{cp} – средняя скорость воздуха в измерительном участке, м/с;

$\rho_B^{ВХ}$ – плотность воздуха, определяемая по $t_B^{ВХ}$, кг/м³;

f_B – проходное сечение стабилизирующего (измерительного) участка, м².

Средняя скорость воздуха в измерительном участке

$$W_B^{cp} = \varphi \cdot \psi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{дин}}{\rho_B}}, \text{ м/с},$$

где φ – коэффициент поля, характеризующий отношение средней скорости потока в измерительном сечении к скорости потока в центре канала. Для измерительного сечения в данной работе $\varphi = 0,85$;

$\psi = 1$ – коэффициент трубки Прандтля;

$\Delta P_{дин}$ – динамический напор, измеряемый трубкой Прандтля, Па.

Проходное сечение измерительного участка

$$f_{\text{в}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4}, \text{ м}^2,$$

где $d_{\text{в}} = 25$ мм – внутренний диаметр измерительного сечения, м².

Физические параметры воздуха $C_p^{\text{в}}$ и $\rho_{\text{в}}$ в рабочем участке определяются при средней температуре по табл. 4, физические параметры воды $C_p^{\text{ж}}$ и $\rho_{\text{ж}}$ в рабочем диапазоне средних значений температуры от +10 °С до +20 °С можно принять постоянными и равными, соответственно, $4,19 \cdot 10^3$ Дж/(кг·°С) и 1000 кг/м³.

Таблица 4

Физические параметры для сухого воздуха при $P = 760$ мм рт. ст.

t , °С	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·°С)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м ² ·°С)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28
10	1,247	1,005	2,52	20,0	17,6	14,16
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85

Расход воды определяется по результатам опыта, как отношение контрольной массы воды в мерном бачке $M_{жк}$ к времени его заполнения τ

$$, \text{ кг/с.}$$

На основании уравнения теплового баланса оценивается доля потерь теплоты в окружающую среду

$$\delta = \frac{Q_{в} - Q_{жк}}{Q_{в}} \cdot 100, \text{ \%}.$$

Коэффициент теплопередачи от воздуха к воде

$$k = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_{ср}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)},$$

где Q – количество теплоты, переданной в аппарате, Вт, как правило, рассчитывается по стороне нагреваемой среды, т.е. в данной работе $Q = Q_{жк}$; F – поверхность теплообмена, м^2 ; $\Delta t_{ср}$ – средний температурный напор, °C .

В качестве расчётной поверхности теплообмена принимается суммарная поверхность оребренных труб $F_{сум}$.

Поверхность гладких труб

$$F_{тр} = \pi \cdot d \cdot l \cdot m,$$

где d и l – соответственно, наружный диаметр и длина трубок;

m – суммарное число трубок в теплообменнике.

Площадь рёбер

$$F_{реб} = \frac{\pi(d_p^2 - d^2)}{4} \cdot 2 \cdot m \cdot n_{реб}$$

Суммарная площадь трубок с учётом оребрения

$$F_{сум} = F_{тр} + F_{реб}.$$

Температурный напор рассчитывается как среднелогарифмический

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{m}}} = \frac{t_{B}^{BX} - t_{B}^{BIX}}{\ln \frac{t_{B}^{BX} - t_{ж}^{cp}}{t_{B}^{BIX} - t_{ж}^{cp}}}$$

Как отмечалось выше, в газожидкостных теплообменных аппаратах коэффициент теплопередачи k практически равен коэффициенту теплоотдачи α со стороны газов.

В этом случае условный критерий Нуссельта

$$Nu = \frac{k \cdot d}{\lambda_{B}},$$

где d – наружный диаметр несущей трубки, м;

λ_{B} – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·°С).

Критерий Рейнольдса для воздуха

$$Re = \frac{W_{уз} \cdot d}{\nu_{\delta}}$$

где $W_{уз}$ – скорость воздуха в узком сечении пучка, м/с;

ν_{δ} – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с.

Расчёт скорости воздуха в узком сечении пучка производится исходя из постоянства расхода воздуха в измерительном участке и в теплообменнике:

$$G_{B} = W_{B}^{cp} \cdot \rho_{B} \cdot f_{B} = W_{уз} \cdot \rho_{B}^{cp} f_{уз},$$

где ρ_{B}^{BX} – плотность воздуха, определяемая по t_{B}^{cp} , кг/м³;

$f_{уз}$ – площадь в узком сечении пучка, м²,

$$f_{уз} = a \cdot b - 7 \cdot a \cdot d - \Delta \cdot h \cdot n \cdot 2 \cdot 7 :$$

здесь $n = (a - 2 \cdot t) / (\Delta + t)$ – число рёбер;

$\Delta = 0,5$ мм – толщина рёбер, м;

$h = 3$ мм – высота рёбер, м;

$t = 2$ мм – шаг между рёбрами, м.

Результаты расчёта сводятся в табл. 5.

Таблица 5

Результаты расчёта

№ п/п	W _в ^{ср} , м/с	G _в , кг/с	Q _в , Вт	G _ж , кг/с	Q _ж , Вт	δ, %	Δt _{ср} , °C	k, Вт/(м ² ·°C)	Nu	W _в ^{уз} , м/с
1										
2										
...										

Продолжение табл. 5

№ п/п	Re	t _в ^{ср} , °C	t _ж ^{ср} , °C	lgNu	lgRe	Nu _{кор}	lgNu _{кор}
1							
2							
...							

По результатам расчётов строится график зависимости $Nu = f(Re)$ в логарифмических координатах (пример на рис. 3). На графике наносится прямая, построенная на основе известного критериального уравнения, описывающего теплообмен при поперечном обтекании коридорного пучка

$$Nu_{кор} = 0,26 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_{1s},$$

где $\varepsilon = \left(\frac{S_2}{d}\right)^{-0,15}$ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние относительного продольного шага.

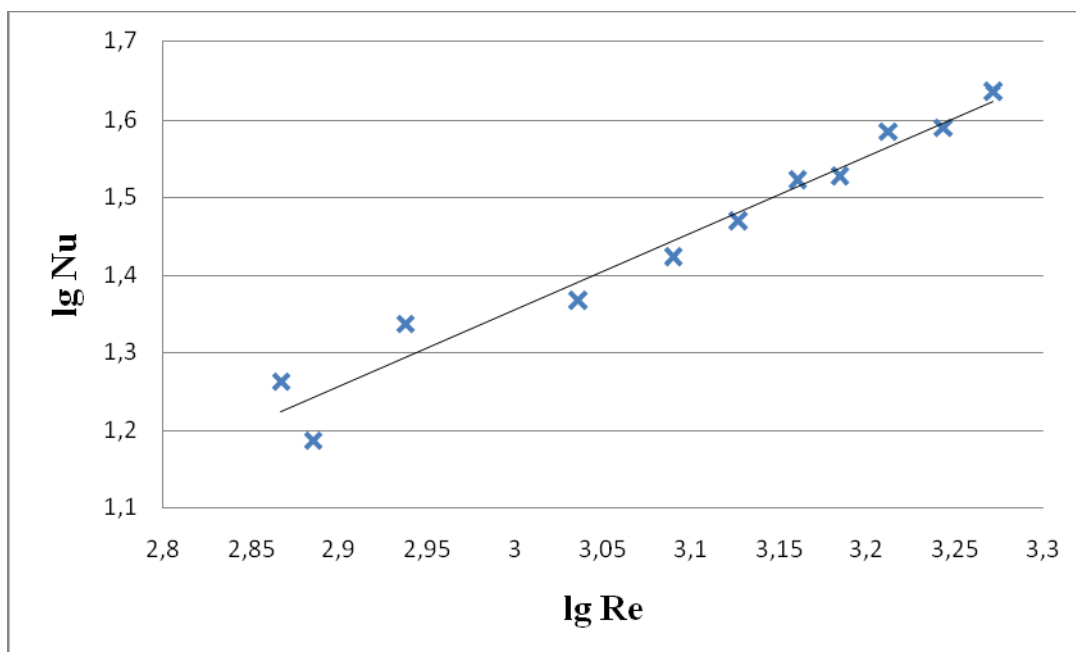


Рис. 3. Пример графической зависимости $\lg Nu = f(\lg Re)$: сопоставление экспериментальных данных с литературными данными

Составление отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

- схему экспериментальной установки и краткое содержание работы;
- журнал наблюдения и результаты обработки опытов;
- график зависимости $Nu = f(Re)$ в логарифмических координатах;
- сравнение экспериментальных данных с литературными.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Суслов В.А., Белоусов В.Н., Антуфьев С.В. и др. Тепломассообменное оборудование ТЭС и АЭС: учеб. пособие / СПбГТУРП. СПб., 2015.

Иванов А.Н., Белоусов В.Н., Смородин С.Н. Тепломассообменное оборудование предприятий: учеб. пособие / ВШТЭ СПбГУПТД. СПб., 2016.

Суслов В.А. Тепломассообмен: учеб. пособие / СПбГТУРП. СПб., 2008.

Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоатомиздат, 1981.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА. Исследование тепловой эффективности газожидкостного теплообменного аппарата из оребренных труб.....	5
Области применения и конструктивные особенности газожидкостных теплообменных аппаратов.....	6
Цель работы.....	9
Описание экспериментальной установки.....	9
Проведение эксперимента.....	12
Обработка результатов.....	13
Составление отчета.....	18
Библиографический список.....	19