

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Клочков Юрий Сергеевич
Должность: Ректор
Дата подписания: 29.09.2026 10:05:29
Уникальный программный ключ:
3beb265d5d589e7ff4c95a4946f7ad89e1e70ac12

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«ТЮМЕНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Строительный институт

Кафедра Теплогазоснабжения и вентиляции

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

методические указания

по выполнению курсовой работы по дисциплине
«Проектирование и исследование теплообменных аппаратов»
для обучающихся по направления подготовки 08.04.01
Строительство,
программа подготовки Системы теплогазоснабжения и вентиляции,
энергоаудит

очная форма обучения

Составитель М.Н. Чекардовский
доктор технических наук, профессор

Тюмень
ТИУ
2017

Проектирование и исследование пластинчатых теплообменных аппаратов: методические указания по выполнению курсовой работы для обучающихся по направлению подготовки 08.04.01 Строительство, программа подготовки Системы теплогазоснабжения и вентиляции, энергоаудит, очной формы обучения / составитель: М.Н. Чекардовский – Тюменский индустриальный университет. - 1-е изд. – Тюмень: Издательский центр БИК, ТИУ, 2017. – 31 с.

Ответственный редактор: К.В. Афонин, к.т.н., доцент.

Методические указания рассмотрены и рекомендованы к изданию на заседании кафедры Теплогазоснабжения и вентиляции «31» августа 2017 года, протокол № 1.

АННОТАЦИЯ

Методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине «Проектирование и исследование теплообменных аппаратов» предназначены для обучающихся по направлению подготовки 08.04.01 Строительство, программа подготовки Системы теплогазоснабжения и вентиляции, энергоаудит, очной формы обучения.

В методических указаниях приведен состав курсовой работы, требования по его оформлению, порядок разработки, пояснения по выполнению расчетов, исходная информация для выполнения, список рекомендуемой литературы.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Порядок защиты курсовой работы, критерии оценки	4
2 Состав курсовой работы	6
3 Разработка модернизированных формул теплового расчета	6
3.1 Разработка модернизированных формул нераздельного комплекса (KF) и коэффициента теплопередачи (K)	6
3.2 Разработка модернизированных формул скорости теплоносителей	11
3.3 Совершенствованная методика проектного расчета пластинчатых теплообменных аппаратов системы теплоснабжения	15
3.4 Тепловой расчёт пластинчатых теплообменников	18
Приложение 1	23
Библиографический список	27
	29

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование и исследование теплообменных аппаратов следует выполнять в соответствии с требованиями [5], стандартов, технических условий и инструкций заводов - изготовителей оборудования.

При расчетах теплообменных аппаратов в целом можно воспользоваться данными [1, 2, 3, 4, 5].

Курсовая работа по расчету теплообменных аппаратов имеет целью расширить и закрепить знания обучающихся по дисциплине «Проектирование и исследование теплообменных аппаратов», а также является одним из элементов подготовки обучающихся к практической деятельности во время прохождения производственной практики.

В результате выполнения работы обучающиеся должны применить полученные знания при разработке рациональных решений по проектированию и исследованию теплообменных аппаратов (ТА).

Курсовая работа «Проектирование и исследование пластинчатых теплообменных аппаратов» выполняется на основе лекционных и практических занятий по дисциплине «Проектирование и исследование теплообменных аппаратов».

1 ПОРЯДОК ЗАЩИТЫ КУРСОВОЙ РАБОТЫ, КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ

Подведение итогов курсовой работы включает следующие этапы: сдачу курсовой работы на проверку руководителю; доработку курсовой работы с учетом замечаний руководителя; сдачу готовой работы на защиту; защиту курсовой работы.

Срок сдачи работы на проверку руководителю определяется заданием.

Срок доработки работы, если в этом есть необходимость, устанавливается руководителем с учетом времени на устранение замечаний.

Готовая работа подписывается обучающимся на титульном листе и представляется на защиту.

Курсовая работа, удовлетворяющая предъявленным требованиям, допускается руководителем к защите, что удостоверяется его подписью на титульном листе.

Оценка курсовой работы производится с учетом качества работы, обоснованности и оригинальности решения задач расчетов, соблюдения требований к оформлению пояснительной записки, содержания доклада при защите работы, ответов на вопросы и замечания.

Критерии оценки: работа оценивается по пятибалльной системе: «отлично», «хорошо», «удовлетворительно», «неудовлетворительно».

Отлично (91-100 баллов):

- курсовая работа выполнена в полном объеме и соответствует заданию;

- пояснительная записка составлена с учетом требований стандартов по составлению текстовых документов, последовательно, аккуратно, содержит все необходимые разделы, приведенные расчеты верны и обоснованы;

- графическая часть выполнена в полном объеме с соблюдением требований ГОСТ;

- защита курсовой работы проведена технически грамотно, охватывает все разделы работы;

- ответы на все поставленные вопросы верные, обоснованные и четкие.

Хорошо (76-90 баллов):

- курсовая работа выполнена в полном объеме и соответствует заданию;

- пояснительная записка составлена с учетом требований стандартов по составлению текстовых документов, аккуратно, содержит все необходимые разделы, приведенные расчеты верны и обоснованы, но имеются некоторые замечания;

- графическая часть выполнена с незначительными отступлениями от стандартов;

- при защите курсовой работы доклад обучающегося краток, строен, но допущены неточности в определениях и специальной терминологии;

- ответы на все поставленные вопросы верны, обоснованы, но на некоторые из них даны ответы после наводящих вопросов.

Удовлетворительно (61-75 баллов):

- курсовая работа выполнена в полном объеме и соответствует заданию;

- пояснительная записка составлена с учетом требований стандартов по составлению текстовых документов, аккуратно, содержит все необходимые разделы, приведенные расчеты верны и обоснованы, записка составлена непоследовательно, с ошибками;

- графическая часть выполнена с отклонениями от требований ГОСТ;

- доклад обучающегося сбивчив, непоследователен;

- на 30-40 % вопросов даны неправильные ответы.

Неудовлетворительно (меньше 61 балла):

- курсовая работа выполнена в полном объеме и соответствует заданию;

- пояснительная записка содержит все необходимые разделы, но составлена непоследовательно, с ошибками, без учета требований стандартов по составлению текстовых документов;

- доклад обучающегося непоследователен, сбивчив, без выделения ключевых моментов;

- нет ответов на 50 % и более поставленных вопросов;

Обучающимся, получившим неудовлетворительную оценку по курсовой работе, предоставляется право выбора нового варианта курсовой работы или, по решению преподавателя, доработки прежней темы и определяется новый срок для его выполнения.

2 СОСТАВ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Расчетно-пояснительная записка включает в себя разделы:

Введение.

1 Порядок защиты курсовой работы с описанием критериев оценки.

2 Состав курсовой работы, содержащий основные разделы КР.

3 Разработка модернизированных формул теплового расчета, включающая:

- разработку модернизированных формул нераздельного комплекса (KF) и коэффициента теплопередачи (K), (подраздел (2.1));

- разработку модернизированных формул скорости теплоносителей, подраздел (2.2);

- совершенствование методики проектного расчета пластинчатых теплообменных аппаратов системы теплоснабжения подраздел (2.3);

- модернизированный тепловой расчёт пластинчатых теплообменников, подраздел (2.4).

4 В приложении 1 приведены исходные данные.

5 Библиографический список.

3 РАЗРАБОТКА МОДЕРНИЗИРОВАННЫХ ФОРМУЛ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

3.1 Разработка модернизированных формул нераздельного комплекса (KF) и коэффициента теплопередачи (K)

Тепловые процессы в пластинчатых теплообменных аппаратах (ПТА) протекают при взаимодействии двух теплоносителей с различными температурами, причем теплота переносится от первичного теплоносителя с большей температурой к вторичному теплоносителю с меньшей температурой через разделяющую стенку.

Выбор конкретной схемы течения теплоносителей определяется стоимостью материалов и изготовления аппарата (капитальных затрат); эксплуатационными расходами; возможностью очистки аппарата; склонностью к коррозии; разностью давлений рабочих сред; рабочим диапазоном температур; возможностью возникновения термических напряжений вследствие различного удлинения элементов конструкции аппарата, вибрации элементов и появления усталостных напряжений и т.д. Во всех случаях для повышения

уровня теплоотдачи выгодно увеличивать длину пути и скорость движения теплоносителей.

Основными характеристиками конструкции теплообменного аппарата являются: тип относительного движения потоков теплоносителей и схема их взаимного движения. По направлению преимущественного движения теплоносителей следует различать противоточные и прямоточные аппараты, а также аппараты с перекрестным и смешанным током (рисунок 3.1) [1,13].

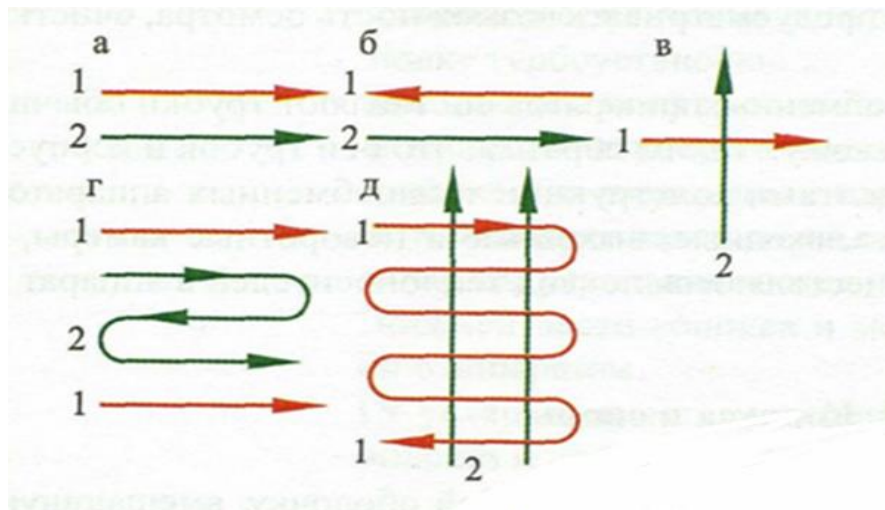


Рисунок 3.1 - Схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах

а - прямоток; б - противоток; в - перекрестный ток; г - смешанная схема; д - многократный перекрестный ток; 1, 2 - теплоносители

Рассмотренные схемы отличаются между собой степенью использования температурного потенциала теплоносителей, т.е. разницы их температур. С этой точки зрения наиболее выгоден чистый противоток, поэтому в теплообменных аппаратах любой конструкции, работающих без изменения агрегатного состояния теплоносителей, для получения наименьшей поверхности теплообмена при прочих равных условиях необходимо применять принцип противоточного движения теплоносителей. Если выдержать принцип чистого противотока невозможно по конструктивным или компоновочным соображениям, то следует организовать перекрестный ток теплоносителей с соблюдением общего противоточного течения.

Для прямоточной схемы движения теплоносителей:

$$\Theta_1 = t_1 - \tau_1; \quad \Theta_2 = t_2 - \tau_2, \quad (3.1)$$

$$\text{для противоточной: } \Theta_1 = t_1 - \tau_2; \quad \Theta_2 = t_2 - \tau_1, \quad (3.2)$$

где t_1 ; t_2 - температуры греющего теплоносителя (ГТ) на входе и выходе ТА;

τ_1 ; τ_2 - температуры нагреваемого теплоносителя (НТ) на входе и выходе ТА, °С.

Известны и другие схемы движения теплоносителей, которые имеют решение с помощью уравнений Нуссельта, Смита, Тен-Боша, Фишера, Белокопя и др.

Уравнение теплового баланса [1, 2, 4], Вт:

$$Q = M_1 C_{p1} (t_1 - t_2) = M_2 C_{p2} (\tau_2 - \tau_1) \text{ или } Q = W_1 \Delta t = W_2 \Delta \tau, \quad (3.3)$$

Тогда как в некоторых источниках:

$$Q = W_1 \Delta t \eta = W_2 \Delta \tau, \quad (3.4)$$

где M_1 и M_2 - массовый расход ГТ и НТ, кг/с;

C_{p1} и C_{p2} - средние массовые теплоемкости ГТ и НТ, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$;

t_1 и t_2 - температуры ГТ на входе и выходе ТА, $^\circ\text{C}$;

τ_1 и τ_2 - температуры НТ на входе и выходе ТА, $^\circ\text{C}$;

W_1 и W_2 - водяные эквиваленты ГТ и НТ, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$;

η - КПД теплообменника, принимаемый равным единице ($\eta = 1$), а как коэффициент потерь теплоты во внешнюю среду $\eta = 0,97 \div 0,995$ [8].

Отмечено, что η принимают равным единице при проектировании теплообменников.

Значит, с учетом η запишем:

$$Q = M_1 C_{p1} \eta (t_1 - t_2) = M_2 C_{p2} (\tau_2 - \tau_1) \text{ или } Q = W_1 \Delta t \eta = W_2 \Delta \tau = KF \Theta_m \quad (3.5)$$

В [2, 8, 12] формула (2.5) записывается следующим образом

$$W_1 \Delta t \eta = W_2 \Delta \tau = (KF) \Theta_m, \quad (3.6)$$

где (KF) - нераздельный комплекс, Вт/ $^\circ\text{C}$.

Уравнение теплового баланса (3.6) теплообменного аппарата в зависимости от его назначения, конструктивного оформления может изменяться, но остается неизменным равенство количества теплоты. Из уравнения (3.6) следует, что изменение температур однофазных теплоносителей обратно пропорционально величинам водяных эквивалентов ГТ - W_1 и W_2 , $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ (с учетом тепловых потерь) [8, 12]:

$$\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = \frac{t_1 - t_2}{\tau_2 - \tau_1} = \frac{W_2}{\eta W_1} = \frac{M_2 \cdot C_{p2}}{\eta \cdot M_1 \cdot C_{p1}} \quad (3.7)$$

Это соотношение действительно как для всей поверхности, так и для бесконечно малых её элементов, если имеем однофазные теплоносители.

При необходимости проверки соответствия существующей и проектной конструкции теплообменного аппарата выполняется расчет 1 рода (конструктивный). Для исследовательских задач обычно используют поверочный тепловой расчет теплообменного аппарата (расчет 2 рода) [5].

Например: Известны начальные температуры потоков t_1 , τ_1 ; известны или рассчитываются величины W_1 , W_2 , Q . Требуется определить конечные

температуры потоков t_2, τ_2 .

Последовательность расчета следующая: в зависимости от W_1, W_2, Q и схемы теплообмена определяем конечные температуры потоков из уравнения теплового баланса (3.3) $\Delta t = \frac{Q}{W_1}$; $t_2 = t_1 - \Delta t$; $\Delta \tau = \frac{Q}{W_2}$; $\tau_2 = \tau_1 + \Delta \tau$.

Далее определяется $(KF) = \frac{Q}{\Theta_m}$, коэффициент теплопередачи

$K = f(w, Re, Nu, \alpha_1, \alpha_2)$, площадь теплообмена $F = \frac{(KF)}{K}$.

Многие трудности в теплотехнических расчетах связаны с определением количества передаваемой теплоты и средней разности температур теплоносителей. Уравнение для теплотехнических расчетов 2 рода, при определении количества передаваемой теплоты предложил ученый Н.И. Белоконов [5]:

$$Q = \frac{2(t_1 - \tau_1)}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} + \frac{1}{W_m} \operatorname{cth}\left(\frac{KF}{2W_m}\right)} \quad (3.8)$$

Для расчетов уравнение (3.8) можно упростить при условии исключения гиперболического котангенса и разложения четной функции в ряд [7]:

$$\left(\frac{KF}{2W_m}\right) \operatorname{cth}\left(\frac{KF}{2W_m}\right) = y \operatorname{cthy} = 1 + \frac{1}{3}y^2 - \frac{1}{45}y^4 + \frac{2}{945}y^6 - \frac{1}{4275}y^8 + \dots = 1 + \beta y^2 \quad (3.9)$$

Тогда:

$$Q = \frac{2(t_1 - \tau_1)}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} + \frac{2}{KF}(1 + \beta y^2)} \quad (3.10)$$

Причем:

$$y = \frac{KF}{2W_m} = \ln \sqrt{\frac{\Theta_1}{\Theta_2}}; \quad \beta = \frac{1}{3} - \frac{1}{45}y^2 + \frac{2}{945}y^4 - \frac{1}{4275}y^6 + \dots$$

Для инженерных расчетов принято при $y = 0$, $\beta = 0,333$. Тогда уравнение (3.8) принимает вид:

$$Q = \frac{2(t_1 - \tau_1)}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} + \frac{2}{(KF)}} \quad (3.11)$$

Значит из уравнений (3.3) и (3.10) следует:

$$W_1 \Delta t = \frac{2(t_1 - \tau_1)}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} + \frac{2}{KF}} = \frac{2(t_1 - \tau_1)}{\frac{W_2 + W_1 + 2W_1W_2 / KF}{W_1W_2}} = \frac{2(t_1 - \tau_1)W_2W_1}{W_2 + W_1 + 2W_1W_2 / KF}; \quad (3.12)$$

Тогда:

$$\Delta t = \frac{2(t_1 - \tau_1)W_2}{W_2 + W_1 + 2 \frac{W_1 W_2}{(KF)}} \quad (3.13)$$

$$\Delta \tau = \frac{2(t_1 - \tau_1)W_1}{W_2 + W_1 + 2 \frac{W_1 W_2}{(KF)}} \quad (3.14)$$

Из уравнений (3.6) и (3.10):

$$Q = (KF) \cdot \Theta_m = \frac{2(t_1 - \tau_1)}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} + \frac{2}{(KF)}}, \quad (3.15)$$

или

$$(KF) \cdot \Theta_m = \frac{2(t_1 - \tau_1)W_1 W_2}{W_2 + W_1 + \frac{2W_1 W_2}{(KF)}} = \frac{2(t_1 - \tau_1)W_1 W_2 \cdot (KF)}{(KF)W_2 + (KF)W_1 + 2W_1 W_2} \quad (3.16)$$

Тогда:

$$\Theta_m = \frac{2(t_1 - \tau_1)W_1 W_2}{(KF)W_2 + (KF)W_1 + 2W_1 W_2}, \quad (3.17)$$

или

$$((KF)W_2 + (KF)W_1 + 2W_1 W_2) = \frac{2(t_1 - \tau_1)W_1 W_2}{\Theta_m}, \quad (3.18)$$

откуда

$$(KF)(W_2 + W_1) = \frac{2(t_1 - \tau_1)W_1 W_2}{\Theta_m} - 2W_1 W_2 = \frac{2(t_1 - \tau_1)W_1 W_2 - 2W_1 W_2 \cdot \Theta_m}{\Theta_m} \quad (3.19)$$

Значит, вывели уравнение [7, 12]:

$$(KF) = \frac{Q}{\Theta_m} = \frac{2(t_1 - \tau_1)W_1 W_2 - 2W_1 W_2 \cdot \Theta_m}{\Theta_m \cdot (W_1 + W_2)} = \frac{2W_1 W_2 [(t_1 - \tau_1) - \Theta_m]}{\Theta_m \cdot (W_1 + W_2)} \quad (3.20)$$

Для определения поверхности теплообмена (F) аппарата необходимо знать коэффициент теплопередачи (K).

Из уравнения (3.5):

$$K = \frac{M_1 \cdot C_{p1}(t_1 - t_2)}{F \cdot \Theta_m} = \frac{M_2 \cdot C_{p2}(\tau_2 - \tau_1)}{F \cdot \Theta_m} \quad (3.21)$$

Известно из источника [1, 2]:

$$M = \rho \cdot w \cdot f_0 \cdot m \quad (3.22)$$

где ρ - плотность теплоносителя, кг/м³;

w - средняя скорость теплоносителя в канале, м/с;

f_0 - площадь поперечного сечения одного канала;

m - количество каналов в одном ходе.

Тогда, подставляя значение M в уравнение (3.21), получим коэффициент теплопередачи:

- по параметрам ГТ:
$$K = \frac{\rho_1 \cdot w_1 \cdot f_{01} \cdot m_1 \cdot C_{p1}(t_1 - t_2)}{F \cdot \Theta_m} \quad (3.23)$$

$$\text{- по параметрам НТ: } K = \frac{\rho_2 \cdot w_2 \cdot f_{02} \cdot m_2 \cdot C_{p2} (\tau_2 - \tau_1)}{F \cdot \Theta_m} \quad (3.24)$$

Известно [1]:

$$F = \Pi \cdot L_{np} \cdot m \cdot X = \frac{4 \cdot f_0 \cdot L_{np} \cdot m \cdot X}{d_3}, \quad (3.25)$$

где $\Pi = \frac{4 \cdot f_0}{d_3}$ - смачиваемый периметр поперечного сечения одного

канала, м;

d_3 - эквивалентный диаметр одного канала, м;

L_{np} - приведенная длина одного канала, м;

X - число последовательно включенных каналов теплоносителя (число ходов).

Подставляя значение F в уравнение (3.24), получим:

$$K = \frac{\rho_1 \cdot w_1 \cdot f_{01} \cdot m_1 \cdot C_{p1} (t_1 - t_2)}{4 f_{01} \cdot m_1 \cdot \frac{L_{np}}{d_{13}} \cdot X_1 \cdot \Theta_m} = \frac{\rho_1 \cdot w_1 \cdot C_{p1} (t_1 - t_2)}{4 \frac{L_{np}}{d_{13}} \cdot X_1 \cdot \Theta_m} \quad (3.26)$$

или

$$\text{- по параметрам ГТ: } K = \frac{w_1 \cdot C_{p1} (t_1 - t_2) \cdot \rho_1 \cdot d_{13}}{4 \cdot \Theta_m \cdot L_{np} \cdot X_1} \quad (3.27)$$

$$\text{- по параметрам НТ: } K = \frac{w_2 \cdot C_{p2} (\tau_2 - \tau_1) \cdot \rho_2 \cdot d_{23}}{4 \cdot \Theta_m \cdot L_{np} \cdot X_2} \quad (3.28)$$

Применительно к пластинчатым теплообменным аппаратам уравнение Дарси-Вейсбаха имеет вид [2]:

$$\Delta P_1 = \xi_1 \frac{L_{np}}{d_{13}} \rho_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} \cdot X_1, \quad (3.29)$$

где ΔP_1 - потери давления по ГТ, Па;

ξ_1 - коэффициент общего гидравлического сопротивления приведенной длины одного канала,

d_{13} - эквивалентный диаметр одного канала, м.

Из уравнения (3.29) определим:

$$\frac{L_{np}}{d_{13}} \cdot X_1 = \frac{2 \Delta P_1}{\xi_1 \cdot \rho_1 \cdot w_1^2} \quad (3.30)$$

и, подставляя значение $\frac{L_{np}}{d_{13}} \cdot X_1$ в уравнение (3.27), получим:

$$K = \frac{w_1 \cdot C_{p1} (t_1 - t_2) \cdot \rho_1 \cdot \xi_1 \cdot \rho_1 \cdot w_1^2}{4 \cdot \Theta_m \cdot 2 \Delta P_1} \quad (3.31)$$

Вывод такого же уравнения, но в результате более сложных физико-

математических преобразований, представлен в источнике литературы [2].

$$\text{Из уравнения (3.31):} \quad (K/\xi_1) = \frac{w_1^3 \cdot C_{p1} (t_1 - t_2) \cdot \rho_1^2}{8 \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_1} \quad (3.32)$$

$$(K/\xi_2) = \frac{w_2^3 \cdot C_{p2} (\tau_2 - \tau_1) \cdot \rho_2^2}{8 \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_2} \quad (3.33)$$

$$\text{Соответственно:} \quad \xi_1 = \frac{K_1}{(K_1/\xi_1)}; \quad \xi_2 = \frac{K_2}{(K_2/\xi_2)} \quad (3.34)$$

При классическом проектном расчёте ТА [2, 4] исходными данными являются: Q, Вт; M₁, и M₂, т/ч; t₁ и t₂, °C; τ₁ и τ₂, °C; ΔP₁ и ΔP₂, Па, технические характеристики пластин и каналов; эмпирические коэффициенты, зависящие от типа пластины.

3.2 Разработка модернизированных формул скорости теплоносителей

В разделе «Тепловой расчет» задаются некоторыми пределами коэффициента теплопередачи ($K=500 \div 3500 \text{ Вт/м}^2 \text{ °C}$) и коэффициента общего гидравлического сопротивления приведенной длины одного канала пластины ($\xi=2 \div 4$) для расчета средней скорости теплоносителей методом последовательных приближений.

В зависимости от скорости рассчитываются критерии теплообменных и гидравлических процессов (критерии Рейнольдса, Re; Нуссельта, Nu; Прандтля, Pr), уточняется коэффициент теплопередачи (K), поверхность теплообмена (F).

В классическом варианте средняя скорость греющего теплоносителя в каналах теплообменника определялась из уравнения (3.31):

$$w_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_1}{\xi_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_1 - t_2) \cdot \rho_1}}, \quad (3.35)$$

где Θ_m - среднелогарифмическая температура теплоносителей (формула 3.2), °C;

(t₁ - t₂) = Δt – разность температур ГТ.

В результате анализа тепловых расчетов различных типов ТА системы теплоснабжения и ГВС установлено, что нет уравнения для прямого расчета средней скорости теплоносителя. Она принимается, как в СП-41-101-95, или рассчитывается методом последовательных приближений [5]. Исключение составляет уравнения для прямого расчета средней скорости продуктов сгорания в регенераторах газотурбинных установок [1].

Из источника [2] известно, что:

$$\xi_1 = \frac{B_1}{\text{Re}_1^{0,25}} = \frac{\nu_1^{0,25} \cdot B_1}{w_1^{0,25} \cdot d_{19}^{0,25}}, \quad (3.36)$$

где $Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{19}}{\nu_1}$ - число Рейнольдса;

d_{19} - эквивалентный диаметр одного канала ГТ, м;

ν_1 - средняя кинематическая вязкость теплоносителя, м²/с;

B_1 - эмпирический коэффициент, зависящий от типа пластины.

Подставляя значение ξ_1 в формулу (3.35), получим:

$$\begin{aligned} \text{- для ГТ: } w_1^3 &= 8 \cdot \frac{w_1^{0,25} \cdot d_{19}^{0,25} \cdot K \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_1}{\nu_1^{0,25} \cdot B_1 \cdot C_{p1} \cdot \Delta t \cdot \rho_1^2} \\ \text{или } w_1^{2,75} &= 8 \cdot \frac{d_{19}^{0,25} \cdot K \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_1}{\nu_1^{0,25} \cdot B_1 \cdot C_{p1} \cdot \Delta t \cdot \rho_1^2}, \\ \text{- для НТ: } w_2^{2,75} &= 8 \cdot \frac{d_{29}^{0,25} \cdot K \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_2}{\nu_2^{0,25} \cdot B_2 \cdot C_{p2} \cdot \Delta \tau \cdot \rho_2^2}, \end{aligned} \quad (3.27)$$

где $\Delta \tau = \tau_2 - \tau_1, ^\circ C$.

Отношение средних скоростей ГТ и НТ:

$$\frac{w_1}{w_2} = \left(\left(\frac{d_{19}^{0,25} \cdot \Delta P_1}{\nu_1^{0,25} \cdot B_1 \cdot C_{p1} \cdot \Delta t \cdot \rho_1^2} \right) / \left(\frac{d_{29}^{0,25} \cdot \Delta P_2}{\nu_2^{0,25} \cdot B_2 \cdot C_{p2} \cdot \Delta \tau \cdot \rho_2^2} \right) \right)^{0,36364} \quad (3.28)$$

Из уравнения (3.7) получили формулу: $\frac{C_{p2} \cdot \Delta \tau}{C_{p1} \cdot \Delta t} = \frac{M_1}{M_2}$ (без учета тепловых потерь), которую подставляем в формулу (3.28).

Тогда:

$$\frac{w_1}{w_2} = \left(\frac{\Delta P_1 \cdot B_2 \cdot d_{19}^{0,25} \cdot \nu_2^{0,25} \cdot M_1 \cdot \rho_2^2}{\Delta P_2 \cdot B_1 \cdot d_{29}^{0,25} \cdot \nu_1^{0,25} \cdot M_2 \cdot \rho_1^2} \right)^{0,36364} \quad (3.29)$$

Известно, что коэффициент теплопередачи ТА, Вт/м²·К:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} \approx \frac{\gamma}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \approx \frac{\gamma \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \quad (3.30)$$

где $\gamma = \frac{K}{K_{cm}} = 0,89 \div 0,9$ - отношение значения коэффициента теплопередачи (К) с учетом термического сопротивления стенки пластины $\left(\frac{\delta}{\lambda_{cm}} \right)$ к значению коэффициента теплопередачи (K_{ct}) без учета сопротивления $\left(\frac{\delta}{\lambda_{cm}} \right)$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны ГТ [2], Вт/м²·К:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{19}} = C \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \frac{\lambda_1}{d_{19}} = C \cdot \left(\frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_1} \right)^{0,73} \cdot \left(\frac{Pr_1^{0,68}}{Pr_{cm}^{0,25}} \right) \cdot \frac{\lambda_1}{d_{19}}, \quad (3.31)$$

где C - эмпирический коэффициент, зависящий от типа пластины.

Коэффициент теплоотдачи ТА со стороны НТ, Вт/м²· К:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{2\vartheta}} = C \cdot Re_2^{0,73} \cdot \left(\frac{Pr_2^{0,68}}{Pr_{cm}^{0,25}} \right) \cdot \frac{\lambda_2}{d_{2\vartheta}} \quad (3.32)$$

Значит, соотношение коэффициентов теплоотдачи равно:

$$\begin{aligned} \frac{\alpha_1}{\alpha_2} &= \left(C \cdot Re_1^{0,73} \cdot \left(\frac{Pr_1^{0,68}}{Pr_{cm}^{0,25}} \right) \cdot \frac{\lambda_1}{d_{1\vartheta}} \right) / \left(C \cdot Re_2^{0,73} \cdot \left(\frac{Pr_2^{0,68}}{Pr_{cm}^{0,25}} \right) \cdot \frac{\lambda_2}{d_{2\vartheta}} \right) = \\ &= \left(\frac{Re_1}{Re_2} \right)^{0,73} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0,68} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \cdot \frac{d_{2\vartheta}}{d_{1\vartheta}} = \left(\frac{w_1 \cdot d_{1\vartheta} \cdot \nu_2}{w_2 \cdot d_{2\vartheta} \cdot \nu_1} \right)^{0,73} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0,68} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \cdot \frac{d_{2\vartheta}}{d_{1\vartheta}} = \\ &= \left(\frac{\Delta P_1 \cdot B_2 \cdot d_{1\vartheta}^{0,25} \cdot \nu_2^{0,25} \cdot M_1 \cdot \rho_2^2}{\Delta P_2 \cdot B_1 \cdot d_{2\vartheta}^{0,25} \cdot \nu_1^{0,25} \cdot M_2 \cdot \rho_1^2} \right)^{0,2655} \cdot \left(\frac{d_{1\vartheta} \cdot \nu_2}{d_{2\vartheta} \cdot \nu_1} \right)^{0,73} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0,68} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \cdot \frac{d_{2\vartheta}}{d_{1\vartheta}} = \\ &= \left(\frac{\Delta P_1 \cdot B_2 \cdot M_1 \cdot \rho_2^2}{\Delta P_2 \cdot B_1 \cdot M_2 \cdot \rho_1^2} \right)^{0,2655} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0,68} \cdot \left(\frac{d_{1\vartheta}}{d_{2\vartheta}} \right)^{0,2036} \cdot \left(\frac{\nu_2}{\nu_1} \right)^{0,7964} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right) \quad (3.33) \end{aligned}$$

Подставляя значения α_1 из формулы (3.31) и соотношение (α_1/α_2) из формулы (3.33) в формулу (3.30), получили:

$$\begin{aligned} K \approx \frac{\gamma \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} &\approx \gamma \cdot \left(C \cdot \left(\frac{w_1 \cdot d_{1\vartheta}}{\nu_1} \right)^{0,73} \cdot \left(\frac{Pr_1^{0,68}}{Pr_{cm}^{0,25}} \right) \cdot \frac{\lambda_1}{d_{1\vartheta}} \right) / \left(1 + \left(\frac{\Delta P_1 \cdot B_2 \cdot M_1 \cdot \rho_2^2}{\Delta P_2 \cdot B_1 \cdot M_2 \cdot \rho_1^2} \right)^{0,2655} \times \right. \\ &\times \left. \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0,68} \cdot \left(\frac{d_{1\vartheta}}{d_{2\vartheta}} \right)^{0,2036} \cdot \left(\frac{\nu_2}{\nu_1} \right)^{0,7964} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right) \right) \quad (3.34) \end{aligned}$$

Подставляем значения К из формулы (3.34) в формулу (3.27):

$$\begin{aligned} w_1^{2,75} &= 8 \cdot \frac{d_{1\vartheta}^{0,25} \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_1 \cdot K}{\nu_1^{0,25} \cdot B_1 \cdot C_{p1} \cdot \Delta t \cdot \rho_1^2} = \left(8 \cdot \frac{d_{1\vartheta}^{0,25} \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_1}{\nu_1^{0,25} \cdot B_1 \cdot C_{p1} \cdot \Delta t \cdot \rho_1^2} \times \right. \\ &\times \gamma \cdot \left(C \cdot \left(\frac{w_1 \cdot d_{1\vartheta}}{\nu_1} \right)^{0,73} \cdot \left(\frac{Pr_1^{0,68}}{Pr_{cm}^{0,25}} \right) \cdot \frac{\lambda_1}{d_{1\vartheta}} \right) / \left(1 + \left(\frac{\Delta P_1 \cdot B_2 \cdot M_1 \cdot \rho_2^2}{\Delta P_2 \cdot B_1 \cdot M_2 \cdot \rho_1^2} \right)^{0,2655} \times \right. \\ &\times \left. \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0,68} \cdot \left(\frac{d_{1\vartheta}}{d_{2\vartheta}} \right)^{0,2036} \cdot \left(\frac{\nu_2}{\nu_1} \right)^{0,7964} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right) \right) \end{aligned}$$

После сокращений получили:

$$\begin{aligned} w_1^{2,02} &= \left(\frac{8 \cdot \gamma \cdot C \cdot Pr_1^{0,68} \cdot \lambda_1 \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_1}{d_{1\vartheta}^{0,02} \cdot Pr_{cm}^{0,25} \cdot B_1 \cdot \nu_1^{0,98} \cdot C_{p1} \cdot \Delta t \cdot \rho_1^2} \right) / \left(1 + \left(\frac{\Delta P_1 \cdot B_2 \cdot M_1 \cdot \rho_2^2}{\Delta P_2 \cdot B_1 \cdot M_2 \cdot \rho_1^2} \right)^{0,2655} \times \right. \\ &\times \left. \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0,68} \cdot \left(\frac{d_{1\vartheta}}{d_{2\vartheta}} \right)^{0,2036} \cdot \left(\frac{\nu_2}{\nu_1} \right)^{0,7964} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right) \right). \end{aligned}$$

В результате математических преобразований получили новые формулы для расчета средней скорости:

- греющего теплоносителя в каналах ТА, м/с:

$$w_1 = \left(\left(\frac{8}{d_{19}^{0,02}} \cdot \frac{\gamma \cdot C \cdot Pr_1^{0,68} \cdot \lambda_1 \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_1}{Pr_{cm}^{0,25} \cdot B_1 \cdot \nu_1^{0,98} \cdot C_{p1} \cdot \Delta t \cdot \rho_1^2} \right) \right) / \left(1 + \left(\frac{\Delta P_1 \cdot B_2 \cdot M_1 \cdot \rho_2^2}{\Delta P_2 \cdot B_1 \cdot M_2 \cdot \rho_1^2} \right)^{0,2655} \right) \times$$

$$\times \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0,68} \cdot \left(\frac{d_{19}}{d_{29}} \right)^{0,2036} \cdot \left(\frac{\nu_2}{\nu_1} \right)^{0,7964} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right)^{0,49505} \quad (3.35)$$

- нагреваемого теплоносителя в каналах ТА, м/с:

$$w_2 = w_1 / \left(\frac{\Delta P_1 \cdot B_2 \cdot d_{19}^{0,25} \cdot \nu_2^{0,25} \cdot M_1 \cdot \rho_2^2}{\Delta P_2 \cdot B_1 \cdot d_{29}^{0,25} \cdot \nu_1^{0,25} \cdot M_2 \cdot \rho_1^2} \right)^{0,36364} \quad (3.36)$$

Для проверки достоверности полученных формул использовали исходные данные для пластинчатого теплообменного аппарата с пластинами 0,3 с техническими характеристиками, представленными в литературе [5].

Исходные данные: $F_0 = 20 \text{ м}^2$; $x_1 = x_2 = 1$; $L_{np1} = L_{np2} = 1,12 \text{ м}$; $M_1 = 30 \text{ т/ч}$; $M_2 = 35 \text{ т/ч}$; $\gamma = 0,89$; $B_1 = B_2 = 19,3$; $C = 0,1$; $d_{19} = d_{29} = 0,008 \text{ м}$; $t_1 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$; $\tau_1 = 46 \text{ }^\circ\text{C}$; $\tau_2 = 63,2 \text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta P_1 = 8338 \text{ Па}$; $\Delta P_2 = 10889 \text{ Па}$.

Расчет: $C_{p1} = 4199,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}^\circ\text{C}}$; $C_{p2} = 4194,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}^\circ\text{C}}$; $\rho_1 = 976,4 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $\rho_2 = 983,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;
 $\Theta_m = 15,36 \text{ }^\circ\text{C}$; $\nu_1 = 0,41 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$; $\nu_2 = 0,51 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$; $\lambda_1 = 0,658 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$; $\lambda_2 = 0,645 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$;
 $Pr_1 = 2,5$; $Pr_2 = 3,1$; $Pr_{ct} = 2,77$; $w_{10} = 0,228 \frac{\text{м}}{\text{с}}$; $w_{20} = 0,257 \text{ м/с}$;
 $Q_0 = 699996 \text{ Вт}$; $K_0 = 2389 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Средняя скорость греющего теплоносителя (ГТ), м/с:

$$w_1 = \left(\left(\frac{8}{0,008^{0,02}} \cdot \frac{0,89 \cdot 0,1 \cdot 2,5^{0,68} \cdot 0,658 \cdot 15,36 \cdot 8338}{2,77^{0,25} \cdot 19,3 \cdot (0,41 \cdot 10^{-6})^{0,98} \cdot 4199,7 \cdot 20 \cdot 976,4^2} \right) \right) / \left(1 + \left(\frac{8388 \cdot 19,3 \cdot 30 \cdot 983,5^2}{10889 \cdot 19,3 \cdot 35 \cdot 976,4^2} \right)^{0,2655} \right) \times \left(\frac{2,5}{3,11} \right)^{0,68} \times$$

$$\times \left(\frac{0,008}{0,008} \right)^{0,2036} \cdot \left(\frac{0,51 \cdot 10^{-6}}{0,41 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,7964} \cdot \left(\frac{0,658}{0,645} \right)^{0,49505} = 0,224$$

Погрешность расчета, %:

$$\delta_1 = \frac{w_{10} - w_1}{w_{10}} \cdot 100 = \left| \frac{0,228 - 0,224}{0,228} \right| \cdot 100 = 1,75$$

Средняя скорость нагреваемого теплоносителя (НТ), м/с:

$$w_2 = 0,236 / \left(\frac{8338 \cdot 19,3 \cdot 0,008^{0,25} \cdot (0,51 \cdot 10^{-6})^{0,25} \cdot 30 \cdot 983,5^2}{10889 \cdot 19,3 \cdot 0,008^{0,25} \cdot (0,41 \cdot 10^{-6})^{0,25} \cdot 35 \cdot 976,4^2} \right)^{0,36364} = 0,253$$

Погрешность расчета, %:

$$\delta_2 = \frac{w_{20} - w_2}{w_{20}} \cdot 100 = \left| \frac{0,257 - 0,253}{0,257} \right| \cdot 100 = 1,6$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К:

$$K = \frac{w_1 \cdot C_{p1} (t_1 - t_2) \cdot \rho_1 \cdot d_{1\varphi}}{4 \cdot \Theta_m \cdot L_{np} \cdot X_1} = \frac{0,224 \cdot 4199,8(80 - 60) \cdot 976,4 \cdot 0,008}{4 \cdot 15,35 \cdot 1,12 \cdot 1} = 2137$$

Погрешность расчета, %:

$$\delta_3 = \frac{K_o - K}{K_o} \cdot 100 = \left| \frac{2389 - 2137}{2389} \right| \cdot 100 = 10,5$$

Площадь поверхности теплообмена, м²:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Theta_m} = \frac{699996}{2137 \cdot 15,36} = 21,32$$

Погрешность расчета, %:

$$\delta_4 = \frac{F_o - F}{F_o} \cdot 100 = \left| \frac{20 - 21,32}{20} \right| \cdot 100 = 6,6$$

Результаты расчета погрешностей по средней скорости ГТ и НТ (до 2%) показывают, что формулы (3.35, 3.36) достоверны.

Формулы могут использоваться для проектирования кожухотрубных и пластинчатых аппаратов, а также для эксплуатационного контроля параметров с целью определения режимов работы и эффективности теплообменников.

Для эксплуатационного контроля параметров режимов работы аппаратов в системах городского теплоснабжения был получен и рекомендуется дополнительно использовать коэффициент рекуперации [5].

Алгоритм математических преобразований следующий [5]:

1. Согласно уравнению (3.5) теплового баланса и теплопередачи:

$$Q = M_1 C_{p1} \eta (t_1 - t_2) = M_2 C_{p2} (\tau_2 - \tau_1) = KF \Theta_m \quad (3.37)$$

Откуда:

$$KF = \frac{M_2 \cdot C_{p2} (\tau_2 - \tau_1)}{\Theta_m} \quad (3.38)$$

2. Согласно уравнению (3.20):

$$KF = \frac{2 \cdot W_1 \cdot W_2 \cdot (t_1 - \tau_1 - \Theta_m)}{(W_1 + W_2) \cdot \Theta_m} \quad (3.39)$$

Из уравнений п.1 и п.2 получаем:

$$\frac{M_2 \cdot C_{p2} (\tau_2 - \tau_1)}{\Theta_m} = \frac{2 \cdot W_1 \cdot W_2 \cdot (t_1 - \tau_1 - \Theta_m)}{(W_1 + W_2) \cdot \Theta_m} \quad (3.40)$$

3. Откуда:

$$(t_1 - \tau_1) - \Theta_m = \frac{(W_1 + W_2) \cdot (\tau_2 - \tau_1)}{2 \cdot W_1} \quad (3.41)$$

или

$$\Theta_m = (t_1 - \tau_1) - \frac{(W_1 + W_2) \cdot (\tau_2 - \tau_1)}{2 \cdot W_1} = \left[1 - \left(\frac{W_1 + W_2}{2 \cdot W_1} \right) \cdot \left(\frac{\tau_2 - \tau_1}{t_1 - \tau_1} \right) \right] \cdot (t_1 - \tau_1) \quad (3.42)$$

В п.3 содержится комплекс, характеризующий степень рекуперации:

$$\left(\frac{W_1 + W_2}{2 \cdot W_1} \right) \cdot \left(\frac{\tau_2 - \tau_1}{t_1 - \tau_1} \right) = R \quad (3.43)$$

Уравнение п.3 с учётом уравнения (3.42) преобразуем:

$$\Theta_m = (1 - R) \cdot (t_1 - \tau_1), \quad (3.44)$$

откуда:

$$R = 1 - \frac{\Theta_m}{t_1 - \tau_1} \leq 1 \quad (3.45)$$

Модернизируем известные характеристики, такие как ε - эффективность ТА (безразмерная удельная тепловая нагрузка аппаратов), NTU - число единиц переноса теплоты, представленные в работах ученых Зингера Н.М., Мигая В.Г., Соколова Е.Я, с учетом уравнения (3.43):

$$\text{- противоток:} \quad \varepsilon = \frac{q}{W_{\min}} = \frac{Q}{(t_1 - \tau_1) \cdot W_{\min}} = \frac{Q(1 - R)}{\Theta_m \cdot W_{\min}} \leq 1 \quad (3.46)$$

$$\text{- прямоток:} \quad \varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-NTU \left(1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \right) \right]}{1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}} \leq 1 \quad (3.47)$$

$$\text{Число единиц переноса теплоты:} \quad NTU = \frac{KF}{W_{\min}} \quad (3.48)$$

где $W_{\min}, W_{\max}$ - меньшее и большее значение водяных эквивалентов теплоносителей, $W = M \cdot C_p$.

Средние массовые теплоёмкости воды рассчитаны по уравнениям [1]:

$$C_{p_1} = 4,187 + 1,05 \cdot 10^{-10} \cdot (t_{cp} + 35)^4; \quad C_{p_2} = 4,187 + 1,05 \cdot 10^{-10} \cdot (\tau_{cp} + 35)^4 \quad (3.49)$$

Среднелогарифмическая температура теплоносителей (θ_m) рассчитывалась по уравнениям [1,2], °C:

- для пластинчатых аппаратов

$$\text{- противоток:} \quad \Theta_m = \frac{(t_1 - \tau_2) - (t_2 - \tau_1)}{\ln \frac{t_1 - \tau_2}{t_2 - \tau_1}}, \quad (3.50)$$

$$\text{- прямоток:} \quad \Theta_m = \frac{(t_1 - \tau_1) - (t_2 - \tau_2)}{\ln \frac{t_1 - \tau_1}{t_2 - \tau_2}}$$

- для кожухотрубных пароводяных аппаратов:

$$\Theta_m = \frac{\tau_2 - \tau_1}{\ln \frac{t_n - \tau_1}{t_n - \tau_2}}, \quad (3.51)$$

где t_n - температура насыщения водяного пара, °C, определяемая по давлению пара в аппарате с помощью таблиц теплофизических свойств воды и пара.

В пластинчатых теплообменных аппаратах, в основном, организуется противоточное движение теплоносителей.

Режим движения теплоносителей определяется значением числа Рейнольдса (Re). Если $Re > 50$, то режим – турбулентный, если $Re < 50$, то режим движения теплоносителей ламинарный [4, 5]. Поэтому уравнение для расчета числа Нуссельта выбирается в зависимости от режима движения теплоносителя в каналах теплообменника.

Для проверки работоспособности уравнения (3.44; 3.45; 3.48) составим таблицу 3.1 с исходными данными и результатами расчёта.

В таблице 3.1 приведены исходные данные для пластинчатых ТА с площадью теплообмена одной пластины $F_1 = 0,3 \text{ м}^2$ из источника литературы [5], а для кожухотрубчатых пароводяных ТА (ПСГ-5000-3,5-8) - из [1]. В таблице 3.1 $t_1 = t_n = 130,83^\circ\text{C}$, согласно данным литературы [1].

Таблица 3.1

Исходные данные и расчёт коэффициента рекуперации

Параметр	Разм.	Значение			Примечание
		Пластинчатые		Трубчатые ПcГ-5000- -3,5-8	
		0,3	FP-14		
Q	κBm	700	589,2	164808	Данные изгото- вителя
t_1	$^{\circ}C$	80	120	130,83	
t_2	$^{\circ}C$	60	63	-	
t_{cp}	$^{\circ}C$	70	91,5	-	$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2}$
C_{p_z}	$\frac{\kappa ДЖ}{\kappa \mathcal{Z} \cdot ^{\circ}C}$	4,1997	4,214	-	Уравнение (3.49)
M_1	$\frac{\kappa \mathcal{Z}}{c}$	8,333	2,453	-	Данные изгото- вителя
$W_1 = W_{\min}$	$\frac{\kappa Bm}{K}$	34, 996	10,337	-	Ур-е (3.3)
τ_1	$^{\circ}C$	46	60	105,7	Данные изгото- вителя
τ_2	$^{\circ}C$	63,2	80	129	
τ_{cp}	$^{\circ}C$	54,6	70	117,35	$\tau_{cp} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$
C_{p_6}	$\frac{\kappa ДЖ}{\kappa \mathcal{Z} \cdot ^{\circ}C}$	4,1941	4,1997	4,244	Ур-е (3.49)

M_2	$\frac{\kappa \varepsilon}{c}$	9,722	7,01	1666,67	Данные изгото- товителя
$W_2 = W_{\max}$	$\frac{\kappa B m}{K}$	40,775	29,44	7073,3	Ур-е (3.3)
Θ_m	$^{\circ}C$	15,35	14,28	8,888	Ур-е (3.50, 3.51)
R	-	0,5485	0,762	0,647	Ур-е (3.44)
$\varepsilon = \frac{Q(1-R)}{\Theta_m \cdot W_{\min}} \leq 1$	-	0,588	0,95	0,93	Ур-е (3.45)
$NTU = \frac{\varepsilon}{1-R}$	-	1,3	3,99	2,64	Ур-е (3.48)

Анализ таблицы 3.1 показывает, что коэффициент рекуперации для трубчатых и пластинчатых теплообменников системы теплоснабжения находится в пределах $R = 0,5 \div 0,7$. Расчет характеристик, таких как R , ε , NTU показывают эффективность работы аппаратов.

Отслеживая изменение характеристик во времени, можно прогнозировать ухудшение состояния теплообменных аппаратов при условии, что испытания выполняются в идентичных условиях.

3.3 Совершенствованная методика проектного расчета пластинчатых теплообменных аппаратов системы теплоснабжения

Проектный расчёт состоит из:

- теплового расчёта, в результате которого определяется поверхность аппарата;
- конструкторского расчёта для определения схемы и компоновки пластин в теплообменнике;
- поверочного расчета для определения фактической тепловой нагрузки для принятого теплообменника и выполнить гидравлический расчёт;
- гидравлического расчёта для определения потерь напора теплоносителей в аппарате [1, 3, 5].

Спецификация теплообменника, дополненная результатами расчета по программе фирмы «Функе - Тюмень», представлена в таблице 3.2.

Таблица 3.2

Спецификация теплообменника фирмы «Функе - Тюмень»

Технические данные	Аппарат: FP 14-73-1-ЕН		
Теплоноситель	Греющий		Нагреваемый
Среды	Вода		Вода

Массовый расход					
Температура на входе	$M_1, \text{т/ч}$	8,83		$M_2, \text{т/ч}$	25,23
Температура на выходе	$t_1, ^\circ\text{C}$	120,00		$\tau_1, ^\circ\text{C}$	60,00
	$t_2, ^\circ\text{C}$	63,00		$\tau_2, ^\circ\text{C}$	80,00
Физические характеристики					
Динамическая вязкость	$10^3 \mu_1, \text{Па/с}$	0,30788		$10^3 \mu_2, \text{Па/с}$	0,40435
	$\rho_1, \text{кг/м}^3$	963,901		$\rho_2, \text{кг/м}^3$	976,364
Плотность	$C_{p1}, \text{Дж/кгK}$	4185,73		$C_{p2}, \text{Дж/кгK}$	4173,91
Теплоемкость	$\lambda_1, \text{Вт/м}\cdot\text{K}$	0,65685		$\lambda_2, \text{Вт/м}\cdot\text{K}$	0,64901
Теплопроводность					
Характеристики аппарата					
Тепловая мощность	$Q, \text{Вт}$		585200		
Поверхность теплообмена	$F_a, \text{м}^2$		9,94		
Среднелогарифм. разность температур	$\Theta_m, ^\circ\text{C}$		14,28/14,28		
Средняя скорость теплоносителя	$w_{\max 1}/w_{\min 1}$	0,22/0,17		$w_{\max 2}/w_{\min 2}$	0,5/0,28
макс./мин.	$\alpha_1, \text{Вт/м}^2\cdot\text{K}$	8813		$\alpha_2, \text{Вт/м}^2\cdot\text{K}$	13592
Коэффиц. теплоотдачи	$K, \text{Вт/м}^2\cdot\text{K}$		4122/4679		
Коэффиц. теплопередачи	$R_3, \text{м}^2\cdot\text{K/Вт}$		0,0000289		
необх./фактич.	%		13,53		
Технич. загрязнение	$\Delta H_1, \text{Па}$	6867		$\Delta H_2, \text{Па}$	31209
Запас поверхности	X_1	1		X_2	1
Потери давления	$m_{\text{общ}}$		72		
Количество ходов	TK		20HG+16HL		
Общее колич. каналов					
Тип канала					
Конструкция					
Вес без упаковки	кг		~ 169		
Объем	$V_1, \text{дм}^3$	8,68		$V_2, \text{дм}^3$	11,76
Расчетное давление	кг/см^2		16		
Макс. раб. температура	$^\circ\text{C}$		120		
Материал: пластины	1.4401 (0,40 мм) EPDM HT				
уплотнения	$F_1 = F_2, \text{м}^2$		0,14		
Поверхность теплообмена одной пластины					

В общем виде, исходные данные:

- тепловая нагрузка - $Q, \text{Вт}$, расходы греющего теплоносителя (ГТ) - $M_1, \text{т/ч}$, нагреваемого теплоносителя (НТ) - $M_2, \text{т/ч}$; t_1 и t_2 -температуры

входа и выхода ГТ, °С; τ_1 и τ_2 - температуры входа и выхода НТ, °С; допустимые потери напора по ГТ, ΔP_1 , Па, и по НТ, ΔP_2 , Па; технические характеристики пластин [2, 3], которые приводятся в СП-41-101-95 только для пластин 0,3; 0,5 и 0,6.

Для других типов пластин зарубежных фирм-изготовителей приводятся ограниченное количество данных.

Современные зарубежные и совместные проектные организации не представляют заказчику или другим заинтересованным организациям полную информацию по техническим характеристикам пластин.

Заказчику предоставляется спецификация пластинчатого теплообменника и, по запросу, программа расчета с засекреченными макросами.

Для определения технических характеристик пластин необходимо проверить соответствие данных спецификации фактическим данным эксплуатирующегося аппарата.

В результате входного контроля или, так называемых, приемочных испытаний уточняются теплотехнические параметры аппарата.

Последовательность определения технических характеристик пластин:

1. По данным таблицы 3.2 видно, что общее количество каналов:

$$m_{\text{общ}} = m_1 + m_2 = 2 \cdot \text{ТК} = 2 \cdot (20\text{HG} + 16\text{HL}) = 40\text{HG} + 32\text{HL} = 72$$

Значит, количество каналов по греющему теплоносителю (ГТ) равно $m_1 = 40$, а по нагреваемому теплоносителю (НТ) равно $m_2 = 32$.

2. Согласно литературе [1,5] и данным таблицы 3.2, объем воды в одном канале:

$$\text{- по ГТ} \quad V_{1\text{кан}} = \frac{V_1}{m_1} = \frac{8,68}{40} = 0,217 \text{ дм}^3 = 0,000217 \text{ м}^3.$$

$$\text{- по НТ} \quad V_{2\text{кан}} = \frac{V_2}{m_2} = \frac{11,76}{32} = 0,3675 \text{ дм}^3 = 0,0003675 \text{ м}^3.$$

$$3. \text{ Зазор в одном канале: - по ГТ} \quad \delta_1 = \frac{V_{1\text{кан}}}{F_1} = \frac{0,000217}{0,14} = 0,00155 \text{ м}$$

$$\text{- по НТ} \quad \delta_2 = \frac{V_{2\text{кан}}}{F_2} = \frac{0,0003675}{0,14} = 0,002625 \text{ м}.$$

4. Эквивалентный диаметр канала:

$$\text{- по ГТ} \quad d_{1э} = 2 \cdot \delta_1 = 0,0031 \text{ м}$$

$$\text{- по НТ} \quad d_{2э} = 2 \cdot \delta_2 = 0,00525 \text{ м}.$$

5. Площадь поперечного сечения аппарата:

$$\text{- по ГТ} \quad f_1 = \frac{M_1 \cdot X_1}{3,6 \cdot \rho_1 \cdot w_{\text{max1}}} = \frac{8,83 \cdot 1}{3,6 \cdot 963,9 \cdot 0,22} = 0,011567 \text{ м}^2.$$

$$\text{- по НТ} \quad f_2 = \frac{M_2 \cdot X_2}{3,6 \cdot \rho_2 \cdot w_{\max 2}} = \frac{25,23 \cdot 1}{3,6 \cdot 976,4 \cdot 0,5} = 0,014356 \text{ м}^2.$$

6. Площадь поперечного сечения одного канала:

$$\text{- по ГТ} \quad f_{01} = \frac{f_1}{m_1} = \frac{0,011567}{40} = 0,00028916 \text{ м}^2.$$

$$\text{- по НТ} \quad f_{02} = \frac{f_2}{m_2} = \frac{0,014356}{32} = 0,00044861 \text{ м}^2.$$

7. Смачиваемый периметр канала:

$$\text{- по ГТ} \quad \Pi_1 = \frac{4 \cdot f_1}{d_{1\phi}} = \frac{4 \cdot 0,00028916}{0,0031} = 0,3731 \text{ м}.$$

$$\text{- по НТ} \quad \Pi_2 = \frac{4 \cdot f_2}{d_{2\phi}} = \frac{4 \cdot 0,00044861}{0,00525} = 0,3418 \text{ м}.$$

8. Коэффициент гидравлического сопротивления канала:

- по ГТ:

$$\xi_1 = \frac{8 \cdot K \cdot \Theta_m \cdot \Delta H_1}{w_{\max 1}^3 \cdot C_{p1} \cdot (t_1 - t_2) \cdot \rho_1^2} = \frac{8 \cdot 4679 \cdot 14,28 \cdot 6867}{0,22^3 \cdot 4186 \cdot (120 - 63) \cdot 963,9^2} = 1,555$$

- по НТ:

$$\xi_2 = \frac{8 \cdot K \cdot \Theta_m \cdot \Delta H_2}{w_{\max 2}^3 \cdot C_{p2} \cdot (\tau_2 - \tau_1) \cdot \rho_2^2} = \frac{8 \cdot 4679 \cdot 14,28 \cdot 31209}{0,5^3 \cdot 4174 \cdot (80 - 60) \cdot 976,4^2} = 1,677$$

9. Число Рейнольдса:

- по ГТ:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_{\max 1} \cdot d_{1\phi}}{\nu_1} = \frac{w_{\max 1} \cdot d_{1\phi} \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,22 \cdot 0,0031 \cdot 963,9}{0,3078 \cdot 10^{-3}} = 2135,74.$$

- по НТ:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_{\max 2} \cdot d_{2\phi}}{\nu_2} = \frac{w_{\max 2} \cdot d_{2\phi} \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,5 \cdot 0,00525 \cdot 976,4}{0,40435 \cdot 10^{-3}} = 6338,7$$

10. Эмпирический коэффициент:

$$\text{- по ГТ:} \quad B_1 = \xi_1 \cdot \text{Re}_1^{-0,25} = 1,555 \cdot 2135,72^{-0,25} = 10,57$$

$$\text{- по НТ:} \quad B_2 = \xi_2 \cdot \text{Re}_2^{-0,25} = 1,667 \cdot 6338,7^{-0,25} = 14,874$$

11. Из уравнения Дарси [2], применительно к пластинчатым теплообменникам,

$$\Delta H = \xi \cdot \frac{L_{np}}{d_\phi} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \cdot X,$$

откуда приведенная длина одного канала:

$$\text{- по ГТ:} \quad L_{1np} = \frac{2 \cdot \Delta H_1 \cdot d_{1\phi}}{\xi_1 \cdot \rho_1 \cdot w_1^2 \cdot X_1} = \frac{2 \cdot 6867 \cdot 0,0031}{1,555 \cdot 963,9 \cdot 0,22^2 \cdot 1} = 0,5869 \text{ м}$$

$$\text{- по НТ: } L_{2np} = \frac{2 \cdot \Delta H_2 \cdot d_{2э}}{\xi_2 \cdot \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot X_2} = \frac{2 \cdot 31209 \cdot 0,00525}{1,677 \cdot 976,4 \cdot 0,5^2 \cdot 1} = 0,796 \text{ м}$$

12. Ширина одного канала по ГТ:

$$\text{- по ГТ: } b_1 = \frac{F_1}{L_{1np}} = \frac{0,14}{0,5869} = 0,2385 \text{ м}$$

$$\text{- по НТ: } b_2 = \frac{F_2}{L_{2np}} = \frac{0,14}{0,796} = 0,176 \text{ м}.$$

Результаты расчетов по пунктам 1-12 сведены в таблицу 3.3. Здесь же представлены характеристики пластины и канала [5].

Таблица 3.3

Технические характеристики пластин

Показатель	Обозн	Разм.	Тип пластины			
			FP14	0,3	05Пр	0,6
Толщина пластины	δ	м	0,0004	0,001	0,001	0,001
Поверхность теплообмена пластины	F_1	м ²	0,14	0,3	0,6	0,5
	F_2	м ²	0,14	0,3	0,6	0,5
Эквивалентный диаметр одного канала (ОК)	$d_{1э}$	м	0,0031	0,008	0,00825	0,0096
	$d_{2э}$	м	0,00525	0,008	0,00825	0,0096
Площадь поперечного сечения ОК	f_{01}	м ²	0,00029	0,0011	0,00245	0,003
	f_{02}	м ²	0,00045	0,0011	0,00245	0,003
Смачиваемый периметр ОК	Π_1	м	0,373	0,55	1,188	1,25
	Π_2	м	0,342	0,55	1,188	1,25
Ширина ОК	b_1	м	0,239	0,25	0,545	570
	b_2	м	0,176	0,25	0,545	570
Зазор в канале	t_1	м	0,00155	0,004	0,0045	0,00525
	t_2	м	0,00263	0,004	0,0045	0,00525
Приведённая длина ОК	L_{1np}	м	0,5869	1,12	1,01	0,836
	L_{2np}	м	0,796	1,12	1,01	0,836
Эмпирический коэффициент	B_1	-	10,57	19,3	15	28,8
	B_2	-	14,874	19,3	15	28,8
Эмпирический коэффициент	C	-	0,116	0,1	0,1	0,1
Коэффициент гидравл. сопр. штуцера	$\zeta_{шт}$	-	1,5	1,5	1,5	1,5
Коэффициент теплопроводности материала пластины	$\lambda_{ст}$	Вт/м·К	15	16,3		

В таблице 3.3 эмпирический коэффициент (В) входит в формулу расчета коэффициента гидравлического сопротивления канала $\xi = \frac{B}{Re^{0,25}}$.

В литературе [4, 5] приведены технические характеристики ТА.

3.4 Тепловой расчёт пластинчатых теплообменников

а) Средняя температура греющего теплоносителя: $t_g = \frac{t_1 + t_2}{2}, ^\circ C$

Теплофизические свойства теплоносителей [1, 5]:

б) Плотность греющего теплоносителя: $\rho_1 = 1005 - 0,0025(t_g + 37)^2, \text{кг} / \text{м}^3$

в) Кинематическая вязкость ГТ: $\nu_1 = \frac{28000}{\rho_1 \times t_g} \times 10^{-6}, \text{м}^2 / \text{с}$

г) Теплопроводность ГТ: $\lambda_1 = [68,73 - 0,0006 \times (t_g - 140)^2] \times 10^{-2}, \text{Вт} / \text{м} \cdot \text{К}$

д) Теплёмкость ГТ: $C_{p1} = [4,187 + 1,05 \times 10^{-10} \times (t_g + 35)^4] \times 10^3, \text{Дж} / \text{кг}^\circ \text{C}$

е) Число Прандтля греющего теплоносителя: $Pr_1 = \left(\frac{200}{t_g + 5,5} \right) - 0,15$

ж) Средняя температура НТ: $\tau_g = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}, ^\circ C$

з) Плотность НТ: $\rho_2 = 1005 - 0,0025(\tau_g + 37)^2, \text{кг} / \text{м}^3$

и) Кинематическая вязкость НТ: $\nu_2 = \frac{28000}{\rho_2 \times \tau_g} \times 10^{-6}, \text{м}^2 / \text{с}$

к) Теплопроводность НТ: $\lambda_2 = [68,73 - 0,0006 \times (\tau_g - 140)^2] \times 10^{-2}, \text{Вт} / \text{м} \cdot \text{К}$

л) Теплёмкость НТ: $C_{p2} = [4,187 + 1,05 \times 10^{-10} \times (\tau_g + 35)^4] \times 10^3, \text{Дж} / \text{кг}^\circ \text{C}$

м) Число Прандтля НТ: $Pr_2 = \left(\frac{200}{\tau_g + 5,5} \right) - 0,15$

н) Число Прандтля при средней температуре стенки пластины:

$$Pr_{cm} = \frac{200}{[0,25 \times (t_1 + t_2 + \tau_1 + \tau_2) + 5,5]} - 0,15$$

Проверяем достоверность исходных данных по уравнению [1,2]:

$$\frac{M_1 \times C_{p1}(t_1 - t_2)}{3,6} = \frac{M_2 \times C_{p2}(\tau_2 - \tau_1)}{3,6}$$

В теплообменнике пластинчатого типа в основном используется противоточная схема движения греющего и нагреваемого теплоносителей. При организации других схем движения теплоносителей среднелогарифмическая разность температур рассчитывается для соответствующей схемы.

Нижеприведенный алгоритм составлен при использовании литературных источников [1, 2, 3, 4, 5].

1. По заданным температурам теплоносителей определяем среднелогарифмическую разность температур, $^\circ \text{C}$:

$$\Theta_m = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}, \quad (3.52)$$

где Δt_{δ} - большая разность температур греющего и холодного теплоносителей, °С;

Δt_m - меньшая разность температур, °С.

На рисунке 3.2 приведена противоточная схема движения теплоносителей в пластинчатом теплообменнике.

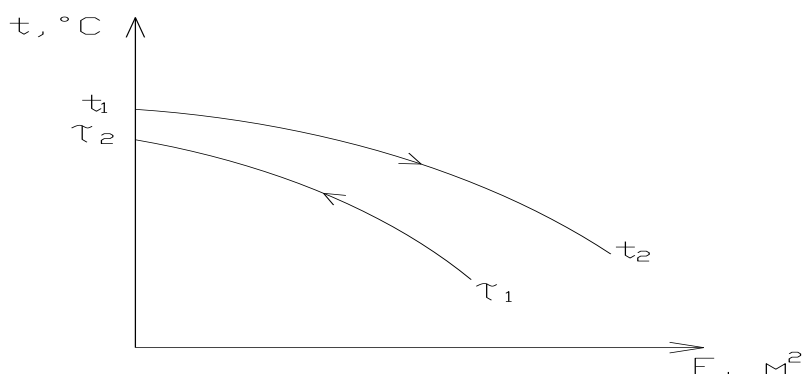


Рисунок 3.2 - Изменение температуры теплоносителей при противотоке

Из рисунка 3.2 следует, что $\Delta t_{\delta} = t_1 - \tau_2$; $\Delta t_m = t_2 - \tau_1$. В случае, когда $0,5 \leq \Delta t_{\delta} / \Delta t_m \leq 2$, получаем $\Theta_m = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_m}{2}$, согласно литературе [4, 5].

После расчета Θ_m выбираем любой тип пластин и записываем ее тип и характеристики.

2. Среднюю скорость ГТ в каналах теплообменника предлагается рассчитывать по модернизированной формуле (3.34), м/с:

$$w_1 = \left(\left(\frac{8}{d_{13}^{0,02}} \cdot \frac{\gamma \cdot C \cdot Pr_1^{0,68} \cdot \lambda_1 \cdot \Theta_m \cdot \Delta P_1}{Pr_{cm}^{0,25} \cdot B_1 \cdot \nu_1^{0,98} \cdot C_{p1} \cdot \Delta t \cdot \rho_1^2} \right) \right) / \left(1 + \left(\frac{\Delta P_1 \cdot B_2 \cdot M_1 \cdot \rho_2^2}{\Delta P_2 \cdot B_1 \cdot M_2 \cdot \rho_1^2} \right)^{0,2655} \times \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0,68} \cdot \left(\frac{d_{13}}{d_{23}} \right)^{0,2036} \cdot \left(\frac{\nu_2}{\nu_1} \right)^{0,7964} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right) \right)^{0,49505}$$

Расшифровка формулы (3.34), приведена в подразделе 3.2.

3. Число Рейнольдса для ГТ: $Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{13}}{\nu_1},$

где ν_1 - кинематическая вязкость греющего теплоносителя, м²/с (пункт (в), подраздел 3.4);

d_{13} - эквивалентный диаметр канала, м (таблица 3.3).

Если d_{13} неизвестно, но есть f_{01} (площадь поперечного сечения кана-

ла, м) и Π_1 (смачиваемый периметр, м), то:

$$d_{1\phi} = \frac{4f_{o1}}{\Pi_1}. \quad (3.53)$$

4. Коэффициент гидравлического сопротивления канала ГТ:

$$\xi_1 = \frac{B_1}{Re_1^{0,25}} \quad (3.54)$$

где B_1 - эмпирический коэффициент, зависящий от типа пластин и представленный в таблице 3.4.

Таблица 3.4

Коэффициент	Значение коэффициента В			
	Тип пластин			
	0,3	0,6	0,5П	FP-14
$B_1 = B_2$	19,3	15	28,8	$B_1 = 10,57; B_2 = 14,96$
Материалы	коррозионно-стойкая сталь; титановый сплав;			углеродистая сталь

5. Число Прандтля греющего теплоносителя (Pr_1) определяется при значении $t_e = \frac{t_1 + t_2}{2}$ по формуле пункта (м), подраздел 3.4.

6. Число Прандтля теплоносителя ($Pr_{ст}$) при средней температуре стенки пластины $t_{cm} = 0,25 \times (\tau_1 + \tau_2 + t_1 + t_2)$ определяется по формуле пункта (н), подраздел 3.4.

7. Число Нуссельта для ГТ [2, 7]: при $Re > 50$:

$$Nu_1 = C \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

при $Re < 50$:
$$Nu_1 = C \cdot Re_1^{0,33} \cdot Pr_1^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}.$$

Значение C – см. таблицу 3.3.

В пластинчатых теплообменниках системы теплоснабжения и горячего водоснабжения режим турбулентный ($Re > 50$).

8. Коэффициент теплоотдачи ГТ, $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{1\phi}} \quad (3.55)$$

где λ_1 - коэффициент теплопроводности ГТ, $\frac{Bm}{m \cdot K}$, который определяется при значении $t_e = \frac{t_1 + t_2}{2}$, по формуле пункта (г), подраздел 3.4.

9. Среднюю скорость НТ в каналах теплообменника предлагается рассчитывать по модернизированной формуле (3.36), м/с:

$$w_2 = w_1 / \left(\frac{\Delta P_1 \cdot B_2 \cdot d_{19}^{0,25} \cdot \nu_2^{0,25} \cdot M_1 \cdot \rho_2^2}{\Delta P_2 \cdot B_1 \cdot d_{29}^{0,25} \cdot \nu_1^{0,25} \cdot M_2 \cdot \rho_1^2} \right)^{0,36364} \quad (3.56)$$

где $\Delta P_2, \Delta P_1; M_2, M_1$; - в исходных данных, Па;

B_2, B_1 - таблица 3.3;

ν_2, ν_1 и ρ_2, ρ_1 - определяются по формулам пунктов (л) и (з), подраздел 3.4.

10. Число Рейнольдса для НТ: $Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{29}}{\nu_2},$

где d_{29} - определяется по таблице 3.3, м;

ν_2 - определяется при $\tau_e = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$ по формуле пункта (и) подраздела 3.4, м²/с.

11. Коэффициент гидравлического сопротивления по НТ: $\xi_2 = \frac{B_2}{Re_2^{0,25}}$

где значение B_2 выбирают по таблице 3.4 для разных типов пластин.

12. Число Прандтля (Pr_2), (Pr_{ct}) и Нуссельта (Nu_2) для НТ определяется по формулам п. 5, 6, 7.

13. Коэффициент теплоотдачи (α_2) для НТ - по формуле п.8.

14. Коэффициент теплопередачи, $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$:

$$K_{расч} = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.57)$$

где δ - толщина стенки пластины, м (таблица 3.3);

λ_{cm} - средний коэффициент теплопроводности стенки пластины (таблица 3.3);

β - коэффициент, учитывающий уменьшение теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине со стороны ГТ и НТ.

15. Расчётная поверхность нагрева ТА:

$$F_{расч} = \frac{Q}{K_{расч} \cdot \Theta_m} \quad (3.58)$$

где Q , Вт - из таблицы 3.1;

Θ_m - в пункте 1;

$K_{расч}$ - в пункте 14.

16. Проверка уравнения теплового баланса:

$$\frac{M_1 \cdot C_{p1}(t_1 - t_2)}{3,6} = \frac{M_2 \cdot C_{p2}(\tau_2 - \tau_1)}{3,6} = K_{расч} \cdot F_{расч} \cdot \Theta_m,$$

где M_1 и M_2 , т/ч.

Модернизированный проектный расчёт ПТА [4, 5] включает: тепловой расчет, а конструкторский расчёт, поверочный расчет, гидравлический расчет выполняются по классической методике.

В исходных данных:

ГТ - греющий теплоноситель;
 НТ - нагреваемый теплоноситель;
 ПТА – пластинчатый теплообменный аппарат;
 Q - теплопроизводительность теплообменного аппарата, Вт;
 M₁ и M₂ - массовый расход ГТ и НТ, т/ч;
 t₁ и t₂ - температуры входа и выхода ГТ, °С;
 τ₁ и τ₂ - температуры входа и выхода НТ, °С;
 ΔP₁ и ΔP₂ - допустимые потери давлений по ГТ, НТ в аппарате, Па;
 d_{э1} и d_{э2} - эквивалентные диаметры канала ГТ и НТ, м;
 B₁ и B₂ - эмпирические коэффициенты, от типа пластины;
 β = 0,7 ÷ 0,85 - коэффициент, учитывающий уменьшение теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине со стороны ГТ и НТ,;
 δ_{ст} - толщина стенки пластины, м;
 λ_{ст} - коэффициент теплопроводности стенки пластины, Вт/(м·°С);
 f₀₁ и f₀₂ - площадь поперечного сечения канала по ГТ и НТ, м²;
 F₁ и F₂ - поверхность теплообмена одной пластины, м²;
 L_{пр1} и L_{пр2} - приведенная длина канала ГТ и НТ, м;
 ζ_{шт} - коэффициент гидравлического сопротивления штуцера;
 D_y -диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, м .

Исходные данные, по вариантам, для проектирования ПТА, согласно данным спецификации для FR-14-73-1(фирма-изготовитель «Функе-Тюмень») и литературному источнику [4] для аппаратов с пластинами 0,3; 0,5Пр; 0,6 (Украина), приведены в таблице П.1 .

Таблица П.1

Исходные данные для проектирования (варианты)

Параметр	Размерн.	Тип пластины								
		FR14	0,3				0,6			0,5П
			№1	№2	№3	№4	№1	№2	№3	
Q	Вт	585200	372000	1337514	151197	127936	2500000	2181892	465222	929000
M ₁	т/ч	8,83	20	23	15,4	3,9	143	109,15	20	41,7
M ₂	т/ч	25,23	10	34	4,4	4,4	56	46,91	20	56,3
t ₁	°C	120	43	130	41,3	70	50	47,2	70	70
t ₂	°C	63	27	80	32,7	41,8	35	30	50	50,8
τ ₁	°C	60	5	70	5	35	10	5	40	45,8
τ ₂	°C	80	37	105	35	60	48	45	60	60
ΔP ₁	Па	6867	330000	20000	5000	3000	40000	41000	150000	4200
ΔP ₂	Па	31209	250000	35000	5000	3000	90000	92000	150000	95000

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аронсон К.Э. Теплообменники энергетических установок/Аронсон К.Э., Блинков С.Н., Брезгин В.И и др. Екатеринбург: изд-во «Сократ», 2002. - 968с.
2. Теплообменные аппараты ТЭС: учебное пособие для вузов/ Ю. Г. Назмеев, В. М. Лавыгин.- 2-е изд., перераб..- М.: МЭИ, 2002.- 260 с.: ил.
3. Теплотехника: учебник/ под ред. В. Н. Луканина.- 6-е изд., стер..- Москва: Высшая школа, 2008.- 671 с.: ил.
4. Чекардовский М.Н. Разработка методов определения эффективности работы теплообменных аппаратов в системе теплоснабжения/ М.Н. Чекардовский, С.М. Чекардовский, К.Н. Илюхин, В.Е. Ушаков. – Тюмень: Изд-во ТГСХА, 2009. -145с.
5. М.Н. Чекардовский, К.Н. Илюхин, С.М. Чекардовский, Н.А. Харламова. Проектирование и исследование теплообменных аппаратов: учебное пособие.- Тюмень: Изд-во РИО ФГБОУ ВПО «ТюмГАСУ»,2015.-124с.

Учебное издание

**«ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ»**

Методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине
«Проектирование и исследование пластинчатых теплообменных
аппаратов»

Составитель
Чекардовский Михаил Николаевич

В авторской редакции

Подписано в печать _____ 2017. Формат 60х90 1/16. Печ.л. 1,88
Тираж 5 экз. Заказ № _____

Библиотечно-издательский комплекс
Федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования
«Тюменский индустриальный университет»
625000 г.Тюмень, ул. Володарского 38

Типография библиотечно-издательского комплекса
625039, Тюмень, ул. Киевская, 52