

Министерство образования РФ  
Тамбовский государственный технический университет

**РАСЧЕТ ТЕПЛОБМЕННИКА**

Методические указания  
для студентов дневного и заочного отделения  
специальности 1705

Тамбов 2001 г.

УДК 66.045.1.001.24(076)  
ББК Л112-51я73-5  
Р-248

Утверждено редакционно-издательским советом университета

Рецензент  
кандидат технических наук, профессор  
Е.Н. Капитонов.

Составители:  
А.Б. Мозжухин; Е.А. Сергеева.  
Под редакцией Н.Ц. Гапановой.

Р-248 Расчет теплообменника: Метод. указания // Сост. А.Б. Мозжухин, Е.А. Сергеева. / Под редакцией Н.Ц. Гапановой. - ТГТУ. - Тамбов, 2001. - 32 с.

Даны методические указания по расчету основных типов рекуперативных теплообменников, рекомендации по выбору критериальных уравнений для установившихся тепловых процессов, приведены расчетные формулы для определения коэффициентов теплоотдачи без изменения и с изменением агрегатного состояния вещества, приведены 3 варианта расчета теплообменников для проведения процессов охлаждения, нагревания, конденсации, кипения, а также рекомендуемая литература для студентов дневного и заочного отделения специальности 1705.

УДК 66.045.1.001.24(076)  
ББК Л112-51я73-5

©Тамбовский государственный  
технический университет, 2001

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	4
1 Общие методические указания .....	4
2 Порядок расчета теплообменников .....	5
2.1 Определение коэффициентов теплоотдачи .....	6
2.2 Уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи для установившихся тепловых процессов .....	7
3 Расчет холодильника .....	11
4 Расчет конденсатора .....	18
5 Расчет кипятильника (испарителя) .....	24
Список используемых источников .....	31

## ВВЕДЕНИЕ

Тепловой расчет теплообменных аппаратов является основным необходимым элементом при проектировании теплообменных установок. От того, насколько корректно будет произведен этот расчет, будет зависеть эффективность его работы. В промышленности применяют различного вида теплообменники: холодильники, подогреватели, конденсаторы, испарители-кипятильники. Название теплообменнику дается исходя из его целевого назначения.

Данные методические указания должны помочь студентам приобрести навыки в расчете основных типов рекуперативных теплообменников. Они облегчат работу студентов при выполнении домашней работы, в курсовом и дипломном проектировании, а также при освоении такого важного раздела ПАХТ, как теплопередача в химической аппаратуре.

В основу настоящих указаний положены учебное пособие для вузов "Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии" под редакцией П.Г. Романкова [1], а также новый вариант этого задачника [2], разделы по теплопередаче из учебных пособий по ПАХТ А.Г.Касаткина [3], пособия по проектированию под редакцией Ю.И.Дытнерского [4] и др.

Как показывает практика преподавания курса ПАХТ, несмотря на наличие фундаментальных монографий, учебников и справочников по проектированию теплообменников, имеется существенная необходимость в достаточно детальных первоначальных методических указаниях, которые и даются в настоящем пособии.

## 1 ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Теплообменники делятся на рекуперативные (поверхностные), регенеративные (с теплоаккумулирующей насадкой), теплообменники смешения, тепловые трубы и комбинированные.

В настоящих методических указаниях рассматриваются только поверхностные теплообменники непрерывного действия, работающие в установленном режиме.

Приведенный краткий список литературы позволяет судить о широте и сложности проблем проектирования теплообменного оборудования и содержит некоторые подходы к решению этих проблем.

Перечислим некоторые типовые задачи такого рода.

1. Определение средней движущей силы (или числа единиц переноса) для теплообменников смешанного тока и при неидеальной структуре потоков.

2. Значительное изменение коэффициентов теплоотдачи и теплофизических свойств теплоносителей по длине аппарата.
3. Расчет теплообменников-регенераторов.
4. Расчет теплообменников смешения.
5. Тепловые трубы (теплопередающие устройства с фазовым превращением и капиллярно-напорным или напорно-гравитационным переносом промежуточного теплоносителя).
6. Работа теплообменников в нестационарных и переходных режимах.
7. Теплообменники периодического действия.
8. Равномерное распределение потоков, структура потоков теплоносителей, масштабный переход.
9. Методы интенсификации теплопередачи.
10. Борьба с накипеобразованием и загрязнениями.
11. Отвод конденсата и неконденсирующихся газов.
12. Двух-трехфазные дисперсные среды (газ, жидкость, твердый зернистый материал).
13. Предельные температуры, давления, скорости.
14. Совместный тепло- и массообмен (в оросительных теплообменниках, градирнях и т.д.).
15. Аэрогидродинамические, прочностные, термомеханические и другие расчеты (включая компенсацию температурного расширения, теплоизоляцию, устойчивость, гидравлический удар, вибрации, собственные колебания и резонанс и т.д.).
16. Теплообменные аппараты, встроенные или совмещенные с другим гидромеханическим, тепло-массообменным, химическим и прочим оборудованием.
17. Специальное теплообменное оборудование различного назначения (практически во всех сферах материальной деятельности человека).
18. Конструктивно-технологическая оптимизация теплообменного оборудования.
19. Автоматическое регулирование и оптимальное управление теплообменным оборудованием.

## 2 ПОРЯДОК РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Основной характеристикой рекуперативных теплообменных аппаратов является теплопередающая поверхность, или поверхность теплообмена. От ее величины зависят геометрические размеры теплообменников, стоимость их изготовления, монтажа и эксплуатации.

Исходными данными для простейшего теплового расчета являются: расход одного из теплоносителей и температуры обоих теплоносителей на входе и на выходе из аппарата.

Расчет поверхности теплообмена состоит из следующих основных стадий.

1. Определение тепловой нагрузки аппарата, средней движущей силы и средних температур теплоносителей.

2. Определение расхода второго вещества из теплового баланса.

3. Определение ориентировочной площади поверхности теплообмена, а также выбор размеров теплообменных труб и, если возможно, расчет необходимого их количества при обеспечении заданного режима движения теплоносителей.

4. Предварительный выбор нормализованного теплообменника по принятым параметрам. Выписываются те фиксированные геометрические размеры аппарата, которые будут фигурировать в расчете (внутренний диаметр кожуха, число теплообменных труб и т.д.) Параметры, которые не будут непосредственно участвовать в расчете, можно варьировать для обеспечения расчетной поверхности теплообмена при окончательном выборе нормализованного аппарата.

5. Определение частных коэффициентов теплоотдачи для обоих теплоносителей с использованием критериальных уравнений для соответствующих тепловых процессов, режимов теплоносителей, геометрического расположения труб и т.д. Определение термических сопротивлений стенок и загрязнений со стороны горячего и холодного теплоносителей.

6. Определение общего коэффициента теплопередачи и уточнение температур стенки со стороны горячего и холодного теплоносителей. Пересчет коэффициента теплопередачи.

7. Определение расчетной поверхности теплообмена по основному уравнению теплопередачи и окончательный выбор нормализованного теплообменника. Определение запаса поверхности теплообмена, необходимого для обеспечения длительной работы аппарата, т.к. на поверхности труб и кожуха образуются разного вида загрязнения (отложение нерастворимых осадков, накипеобразование, ржавчина и т.д.), которые снижают эффективность процесса теплообмена, уменьшая коэффициент теплопередачи.

## 2.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ

Чаще всего в инженерной практике используются критериальные уравнения процесса теплоотдачи. При выборе критериального уравнения для определения коэффициентов теплоотдачи необходимо принимать во внимание следующее.

1. Учитывается характер теплообмена: без изменения агрегатного состояния вещества (нагревание, охлаждение), с изменением агрегатного состояния вещества (кипение, конденсация).
2. Определяется режим движения теплоносителя, за который при вынужденном движении отвечает критерий Рейнольдса.
3. Характеризуется пространство теплообменника, в котором течет теплоноситель: трубное или межтрубное.
4. Характеризуется геометрическое расположение теплообменных труб: вертикальное или горизонтальное.
5. Характеризуется наличие перемешивающих механических устройств: мешалки, пневматические устройства и т.д.
6. Характеризуется вид поверхности теплообмена: плоская, трубчатая, оребренная и т.д.
7. Характеризуется тип конструкции теплообменника: кожухотрубчатый, змеевиковый, “труба в трубе” и т.д.

## 2.2 УРАВНЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ ДЛЯ УСТАНОВИВШИХСЯ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

### I. Теплоотдача без изменения агрегатного состояния вещества

1. При движении теплоносителя в прямых трубах круглого сечения или в каналах некруглого сечения (трубное пространство кожухотрубчатого теплообменника и теплообменника типа “труба в трубе”) коэффициент теплоотдачи определяют из следующих уравнений.

а) При развитом турбулентном течении ( $Re \geq 10000$ ):

$$Nu = 0,021 \varepsilon_l Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{ст})^{0,25}, \quad (1)$$

где  $\varepsilon_l$  - коэффициент, учитывающий отношение длины трубы ( $L$ ) к ее диаметру ( $d$ ), при  $L/d \geq 50$   $\varepsilon_l = 1$ .

б) При переходном режиме движения ( $2300 < Re < 10000$ ):

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{ст})^{0,25}, \quad (2)$$

в) Ламинарный режим течения ( $Re \leq 2300$ ):

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Gr^{0,1} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (3)$$

Определяющим геометрическим размером в формулах (1) - (3) является эквивалентный диаметр трубы (внутренний диаметр для труб круглого се-

чения), определяющей температурой, при которой рассчитываются все теплофизические характеристики теплоносителей, - средняя температура тепловых агентов.  $Pr_{ст}$  - критерий Прандтля, рассчитанный при температуре стенки.

2. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве теплообменника типа "труба в трубе" коэффициент теплоотдачи считают по формулам (1)-(3), подставляя в качестве определяющего размера эквивалентный диаметр кольцевого сечения между двумя трубами:

$d_э = D_{внутр} - d_{наруж}$ , где  $D_{внутр}$  - внутренний диаметр наружной трубы,  $d_{наруж}$  - наружный диаметр внутренней трубы.

3. Теплоотдача при поперечном обтекании пучка гладких труб (межтрубное пространство кожухотрубчатого теплообменника).

при  $Re < 1000$  для коридорных и шахматных пучков:

$$Nu = 0,56 \varepsilon_\phi Re^{0,5} Pr^{0,36} (Pr / Pr_{ст})^{0,25} \quad (4)$$

при  $Re \geq 1000$

для коридорных пучков:

$$Nu = 0,22 \varepsilon_\phi Re^{0,65} Pr^{0,36} (Pr / Pr_{ст})^{0,25} \quad (5)$$

для шахматных пучков:

$$Nu = 0,4 \varepsilon_\phi Re^{0,6} Pr^{0,36} (Pr / Pr_{ст})^{0,25} \quad (6)$$

$\varepsilon_\phi$  в формулах (4) - (6) принимается применительно к кожухотрубчатым теплообменникам с поперечными перегородками равным 0,6.

Определяющим размером в формулах (4) - (6) является наружный диаметр трубы, определяющей температурой - средняя температура теплоносителя.

## II. Теплоотдача при изменении агрегатного состояния вещества

1. При пленочной конденсации насыщенного пара любых веществ коэффициент теплоотдачи определяют следующим образом:

а) в случае конденсации на пучке  $n$  вертикальных труб высотой  $H$  с наружным диаметром  $d$  среднее значение коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = 2,04 \varepsilon_r \cdot \varepsilon_t \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r}{\mu \cdot \Delta t \cdot H}} = 3,78 \varepsilon_r \cdot \varepsilon_t \cdot \lambda \sqrt[3]{\frac{\rho^2 \cdot d \cdot n}{\mu \cdot G}} \quad (7)$$

б) в случае конденсации на наружной поверхности пучка горизонтальных труб с наружным диаметром  $d$ :

$$\alpha = 0,728 \varepsilon \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_t \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \cdot \Delta t \cdot d}} \quad (8)$$

В формулах (7)-(8):  $\varepsilon_r$  - поправочный коэффициент на содержание в паре неконденсирующихся газов. По рис. 4.9 [1] можно определить коэффициент  $\varepsilon_r$  по концентрации неконденсирующихся газов в паре;  $\varepsilon_t$  - поправочная функция, учитывающая вязкость и теплопроводность конденсата при температуре стенки ( $\mu_{ст}$ ,  $\lambda_{ст}$ ):

$$\varepsilon_t = \left[ \left( \frac{\lambda_{ст}}{\lambda} \right)^3 \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right]^{1/8} \quad (9)$$

Определяющий размер - наружный диаметр труб, или их высота (длина), все теплофизические характеристики определяются для конденсата при температуре конденсации ( $t_{конд}$ ), т.е. средней температуре теплоносителя.

$G$  - массовый расход пара, кг/с;

$r$  - удельная теплота парообразования при  $t_{конд}$ , Дж/кг;

$\Delta t = t_{конд} - t_{ст}$  - разность температур конденсации и температуры стенки;

$\varepsilon$  - поправочный множитель, учитывающий влияние числа труб по вертикали. Определяется по рис. 4.7 [1]. Число труб по вертикали определяют по табл. 4.12. [1].

2. Теплоотдача при пузырьковом кипении жидкостей.

а) при кипении в трубах в условиях свободного или вынужденного движения:

$$\alpha = b \sqrt[3]{\frac{\lambda^2 \cdot q^2}{\nu \cdot \sigma \cdot T_{кин}}} = b^3 \frac{\lambda^2 (\Delta T_{кин})^2}{\nu \cdot \sigma \cdot T_{кин}} = b^3 \frac{\lambda^2 (\Delta T_{кин})^2 \cdot \rho}{\mu \cdot \sigma \cdot T_{кин}} \quad (10)$$

б) при кипении на поверхностях, погруженных в большой объем жидкости:

$$\alpha = 0,075 \left[ 1 + 10 \left( \frac{\rho}{\rho_n} - 1 \right)^{-2/3} \right] \cdot \left( \frac{\lambda^2 \cdot \rho}{\mu \cdot \sigma \cdot T_{кин}} \right)^{1/3} \cdot q^{2/3} \quad (11)$$

В формулах (10) - (11) все теплофизические характеристики жидкости следует определять при температуре кипения, соответствующей рабочему давлению.

$q$  - удельная тепловая нагрузка, Вт/м<sup>2</sup>;

$\sigma$  - коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;

$T_{\text{кип}}$  - температура кипения жидкости, К;

$\Delta T_{\text{кип}} = (T_{\text{ст}} - T_{\text{кип}})$  - разница температуры стенки и средней температуры теплоносителя;

$b$  - безразмерная функция, значение которой определяется по уравнению:

$$b = 0,075 + 0,75 (\rho_{\text{п}} / (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}))^{2/3}; \quad (12)$$

$\rho_{\text{п}}$  - плотность пара, кг/ м<sup>3</sup>, определяется следующим образом:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}}}{22,4} \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T}, \quad (13)$$

где  $p$  и  $T$  - рабочие давление и температура,

$p_0$  и  $T_0$  - давление и температура при нормальных условиях (1 кгс/см<sup>2</sup>, 273 К),

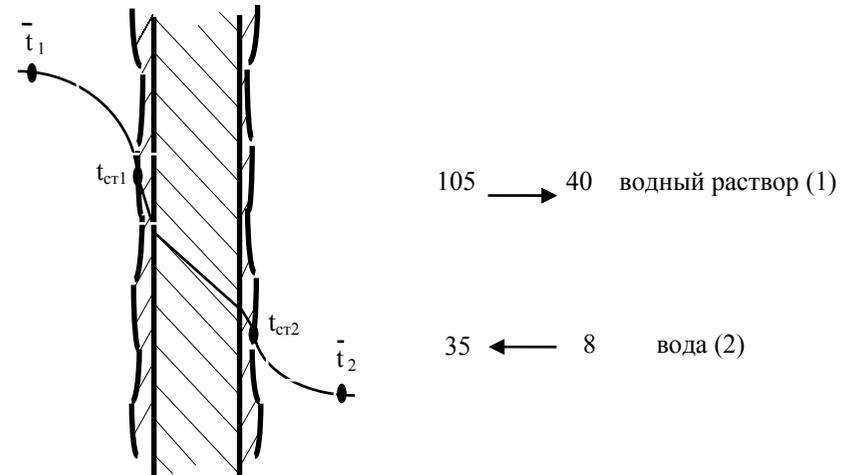
$\rho_{\text{ж}}$  - плотность жидкости, кг/ м<sup>3</sup>;

$M_{\text{п}}$  - молярная масса пара, кг/ кмоль.

### 3 РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНИКА

50 т/ч водного раствора (растворенное вещество и концентрация заданы) охлаждается от 105 до 40 °С водой. Последняя нагревается от 8 до 35 °С. Определить поверхность противоточного теплообменника и выбрать его по каталогу.

Составляем схему потоков и обозначаем температуры теплоносителей: Индекс 1 отнесем к водному раствору (горячему теплоносителю), индекс 2 - к воде (холодному теплоносителю).



Определяем большую и меньшую разности температур, а также среднюю движущую силу:

$$\Delta t_6 = 105 - 35 = 70 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad \Delta t_m = 40 - 8 = 32 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} > 2 \Rightarrow$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{70 - 32}{\ln \frac{70}{32}} = 48,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяем средние температуры теплоносителей:

$$\bar{t}_2 = \frac{35 + 8}{2} = 21,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_1 = \bar{t}_2 + \Delta t_{cp} = 21,5 + 48,5 = 70 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Следует заметить, что средняя температура одного из теплоносителей ищется как среднее арифметическое значение между начальной и конеч-

ной температурой только у того теплоносителя, у которого температура изменяется в теплообменнике *на меньшее число градусов*.

Тепловая нагрузка теплообменника с учетом потерь теплоты (5 %):

$Q = 1,05 G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = 1,05 \cdot (50000/3600) \cdot 3435 \cdot 65 = 3256100$  Вт,  
где  $c_1 = 0,82 \cdot 4190 = 3435$  Дж/(кг · К) - теплоемкость данного водного раствора при средней температуре  $\bar{t}_1$  (рис. XI, [1]).

Расход охлаждающей воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2к} - t_{2н})} = \frac{3256100}{4190 \cdot 27} = 28,8 \text{ кг / с},$$

где  $c_2 = 4190$  Дж/(кг · К) - теплоемкость воды при средней температуре  $\bar{t}_2$  (при температуре от 0 до 90 °С практически не изменяется).

Объемные расходы раствора и воды:

$$V_1 = G_1 / \rho_1 = 50000 / (3600 \cdot 1125) = 0,0123 \text{ м}^3 / \text{с};$$

$$V_2 = G_2 / \rho_2 = 28,8 / 998 = 0,0289 \text{ м}^3 / \text{с},$$

где  $\rho_1 = 1125$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_2 = 998$  кг/м<sup>3</sup> (табл. IV, [1]);

$$\mu_1 = 0,66 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}; \mu_2 = 0,97 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с} \text{ (рис. V, [1])}$$

(Теплофизические характеристики определяются при  $\bar{t}_1 = 70$  °С и  $\bar{t}_2 = 21,5$  °С).

Оценим ориентировочно значение площади теплообмена, полагая по табл. 4.8 [1]  $K_{op} = 140$  Вт/(м<sup>2</sup> · К) (минимальное значение):

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{3256100}{140 \cdot 48,5} \approx 480 \text{ м}^2$$

Рассмотрим одиночный одноходовой кожухотрубчатый теплообменник со стальными трубами 25x2 мм.

Раствор (1) направляем в трубное пространство, так как он дает больше загрязнений, а воду (2) - в межтрубное пространство.

Характерный линейный размер для трубного пространства - внутренний диаметр трубы, а для межтрубного пространства - наружный.

1. Расчет коэффициента теплоотдачи для трубного пространства (раствор).

Для обеспечения турбулентного течения раствора в трубном пространстве ( $Re > 10000$ ) необходима скорость:

$$w'_1 = \frac{Re_1 \cdot \mu_1}{d_{\text{внутр}} \cdot \rho_1} = \frac{10000 \cdot 0,66 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 1125} = 0,279 \text{ м / с}$$

Число труб, обеспечивающих расход раствора при  $Re = 10000$ :

$$n = \frac{V_1}{0,785 d_{\text{внутр}}^2 \cdot w'_1} = \frac{0,0123}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,279} = 127$$

По табл. 4.12 [1] по  $F_{\text{оп}}$  и  $n$  выбираем для расчета одиночный одноходовой кожухотрубчатый теплообменник с 465 трубами. Площадь варьируется от 73 до 329 м<sup>2</sup> в соответствии с длиной труб от 2 до 9 метров.

Итак, рассчитываем 465-трубный теплообменник с внутренним диаметром кожуха  $D_{\text{кож.вн.}} = 800$  мм.

Пересчитываем скорость и критерий Рейнольдса для трубного пространства:

$$w_1 = \frac{V_1}{0,785 \cdot d_{\text{внутр}}^2 \cdot n} = \frac{0,0123}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 465} = 0,0764 \text{ м / с}$$

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{\text{внутр}} \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,0764 \cdot 0,021 \cdot 1125}{0,66 \cdot 10^{-3}} = 2735$$

Режим переходный ( $2300 < Re < 10000$ ), и расчетная формула для критерия Нуссельта (при переходном режиме теплоносителя, для трубного пространства) будет иметь вид:  $Nu_1 = 0,008 \cdot Re_1^{0,9} \cdot Pr_1^{0,43} (Pr_1 / Pr_{\text{ст1}})^{0,25}$ .

Находим  $Pr_1$  и  $Pr_{\text{ст1}}$ :

$$Pr_1 = \frac{c_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} = \frac{3435 \cdot 0,66 \cdot 10^{-3}}{0,535} = 4,24,$$

где  $\lambda_1 = 0,46 \cdot 1,163 = 0,535$  Вт/(м · К) (рис. X, [1]);

$\lambda_2 = 0,51 \cdot 1,163 = 0,593$  Вт/(м · К) (рис. X, [1]).

Коэффициенты теплопроводности определялись при средних температурах теплоносителей ( $\bar{t}_1 = 70$  °С и  $\bar{t}_2 = 21,5$  °С).

Принимаем температуру стенки со стороны горячего и холодного теплоносителей:  $t_{\text{ст1}} = \bar{t}_1 - \Delta t_{\text{ср}} / 2 = 70 - 48,5 / 2 = 45,8$  °С =  $t_{\text{ст2}}$

При этой температуре определим теплофизические характеристики:

$c_{\text{ст1}} = 0,81 \cdot 4190 = 3394$  Дж/(кг·К);

$\mu_{\text{ст1}} = 0,93 \cdot 10^{-3}$  Па·с;

$\lambda_{\text{ст1}} = 0,425 \cdot 1,163 = 0,494$  Вт/(м·К).

$$Pr_{\text{ст1}} = \frac{c_{\text{ст1}} \cdot \mu_{\text{ст1}}}{\lambda_{\text{ст1}}} = \frac{3394 \cdot 0,93 \cdot 10^{-3}}{0,494} = 6,39.$$

Найдем отношение  $Pr/Pr_{ст}$ :

$$Pr_1 / Pr_{ст1} = 4,24/6,39 = 0,664.$$

Критерий Нуссельта для раствора:

$$Nu_1 = 0,008 \cdot 2735^{0,9} \cdot 4,24^{0,43} (4,24/6,39)^{0,25} = 16,66.$$

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d_{внутр}}{\lambda_1} \Rightarrow$$

Коэффициент теплоотдачи для раствора в первом приближении:

$$\alpha'_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{внутр}} = \frac{16,66 \cdot 0,535}{0,021} = 424 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2. Расчет коэффициента теплоотдачи для межтрубного пространства (вода).

Площадь поперечного сечения межтрубного пространства:

$$S_{м.п.} = \frac{V_2}{w_2} = \frac{\pi D_{кож.вн.}^2}{4} - \frac{\pi d_{нар.}^2 \cdot n}{4} = 0,785 (D_{кож.вн.}^2 - d_{нар.}^2 \cdot n) = \\ = 0,785 (0,8^2 - 0,025^2 \cdot 465) = 0,274 \text{ м}^2,$$

где  $D_{кож. вн.}$  – внутренний диаметр кожуха, м;

$d_{нар.}$  – наружный диаметр труб, м;

$n$  – число труб;

$w_2$  – скорость воды в межтрубном пространстве:

$$w_2 = \frac{V_2}{S_{м.п.}} = \frac{0,0289}{0,274} = 0,105 \text{ м}/\text{с}.$$

Критерий Рейнольдса для воды:

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{нар} \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,105 \cdot 0,025 \cdot 998}{0,97 \cdot 10^{-3}} = 2701$$

Режим переходный.

Расчетная формула для критерия Нуссельта для межтрубного пространства:

для шахматных пучков при  $Re > 1000$ :

$$Nu_2 = 0,4 \cdot \varepsilon_\varphi \cdot Re_2^{0,6} \cdot Pr_2^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{ст2}} \right)^{0,25}, \text{ где } \varepsilon_\varphi \text{ принимаем равным } 0,6.$$

Теплофизические характеристики для воды при температуре  $45,8^\circ\text{C}$ :

$$c_{ст2} = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K});$$

$$\mu_{ст2} = 0,59 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с};$$

$$\lambda_{ст2} = 0,55 \cdot 1,163 = 0,640 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K}).$$

Вычисляем  $Pr_2$  и  $Pr_{ст2}$ :

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4190 \cdot 0,97 \cdot 10^{-3}}{0,593} = 6,85;$$

$$Pr_{ст2} = \frac{c_{ст2} \cdot \mu_{ст2}}{\lambda_{ст2}} = \frac{4190 \cdot 0,59 \cdot 10^{-3}}{0,640} = 3,86.$$

Найдем отношение  $Pr/Pr_{ст2}$ :

$$Pr_2/Pr_{ст2} = 6,85/3,86 = 1,775.$$

Критерий Нуссельта для воды:

$$Nu_2 = 0,4 \cdot 0,6 \cdot 2701^{0,6} \cdot 6,85^{0,36} \cdot (6,85/3,86)^{0,25} = 63,42.$$

Коэффициент теплоотдачи для воды в первом приближении:

$$\alpha'_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{нар}} = \frac{63,42 \cdot 0,593}{0,025} = 1504 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Сумма термических сопротивлений:

$$\Sigma r_{ст} = r_{ст} + r_{загр1} + r_{загр2} = \delta_{ст}/\lambda_{ст} + r_{загр1} + r_{загр2} = 0,002/46,5 + 1/5800 + 1/2900 = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт},$$

где  $r_{ст} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$  (табл. XXVIII, [1]);

$$r_{загр1} = 1/5800 \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт} \text{ (табл. XXXI, [1]);}$$

$$r_{загр2} = 1/2900 \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт} \text{ (табл. XXXI, [1]).}$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_1} + \sum r_{ст} + \frac{1}{\alpha'_2}} = \frac{1}{\frac{1}{424} + 5,6 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1504}} = 279 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Уточним ранее принятые значения температур стенок со стороны горячего и холодного теплоносителя исходя из *постоянства удельного теплового потока*:

$$q' = K' \cdot \Delta t_{ср} = \alpha'_1 \cdot \Delta t'_1 = \Delta t'_{ст} / \sum r_{ст} = \alpha'_2 \cdot \Delta t'_2 = \\ = K' \cdot (\bar{t}_1 - \bar{t}_2) = \alpha'_1 \cdot (\bar{t}_1 - t_{ст1}) = (t_{ст1} - t_{ст2}) / \sum r_{ст} = \alpha'_2 \cdot (t_{ст2} - \bar{t}_2),$$

где  $\Delta t'_1 + \Delta t'_{ст} + \Delta t'_2 = \Delta t_{ср}$

$$q' = K' \cdot \Delta t_{ср} = 279 \cdot 48,5 = 13532 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$t_{ст1} = \bar{t}_1 - q' / \alpha'_1 = 70 - 13532 / 424 = 38,1 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{ст2} = \bar{t}_2 + q' / \alpha'_2 = 21,5 + 13532 / 1504 = 30,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Пересчитаем коэффициенты теплоотдачи.

Определим теплофизические характеристики водного раствора и воды при уточненных температурах стенки:

при температуре стенки со стороны раствора  $t_{ст1} = 38,1 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$c_{ст1} = 0,81 \cdot 4190 = 3394 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$\mu_{ст1} = 1,07 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\lambda_{ст1} = 0,418 \cdot 1,163 = 0,486 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

при температуре стенки со стороны воды  $t_{ст2} = 30,5 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$c_{ст2} = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$\mu_{ст2} = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\lambda_{ст2} = 0,525 \cdot 1,163 = 0,611 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Уточненные критерии  $Pr_{ст1}$  и  $Pr_{ст2}$ :

$$Pr_{ст1} = \frac{c_{ст1} \cdot \mu_{ст1}}{\lambda_{ст1}} = \frac{3394 \cdot 1,07 \cdot 10^{-3}}{0,486} = 7,47;$$

$$Pr_{ст2} = \frac{c_{ст2} \cdot \mu_{ст2}}{\lambda_{ст2}} = \frac{4190 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}}{0,611} = 5,49.$$

Найдем отношения  $Pr/Pr_{ст}$ :

$$Pr_1 / Pr_{ст1} = 4,24 / 7,47 = 0,568 \text{ (в первом приближении - 0,664);}$$

$$Pr_2 / Pr_{ст2} = 6,85 / 5,49 = 1,248 \text{ (в первом приближении - 1,775).}$$

Уточненные коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_1 = \alpha'_1 \cdot (0,568 / 0,664)^{0,25} = 424 (0,568 / 0,664)^{0,25} = 408 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\alpha_2 = \alpha'_2 \cdot (1,248 / 1,775)^{0,25} = 1504 (1,248 / 1,775)^{0,25} = 1377 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{408} + 5,6 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1377}} = 268 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Проверяем принятые температуры стенок:

$$t_{\text{ст1}} = \bar{t}_1 - \frac{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}}{\alpha_1} = 70 - \frac{268 \cdot 48,5}{408} = 38,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст2}} = \bar{t}_2 + \frac{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}}{\alpha_2} = 21,5 + \frac{268 \cdot 48,5}{1377} = 30,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температуры стенок практически не отличаются от ранее принятых. Расчет закончен.

Определяем расчетную площадь поверхности теплообмена:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{3256100}{268 \cdot 48,5} = 251 \text{ м}^2$$

По таблице 4.12 [1] выбираем теплообменник с 465 трубами с поверхностью  $F = 329 \text{ м}^2$ , длина труб - 9 метров.

Запас поверхности теплообмена:

$$\frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100 \% = \frac{329 - 251}{251} \cdot 100 \% = 31,1 \% \cdot$$

#### 4 РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА

(аналогичная схема расчета применяется для дефлегматора и подогревателя)

50 т/ч паров заданной органической жидкости конденсируется при атмосферном давлении при 118 °С. Тепло при конденсации отнимается водой. Вода изменяет свою температуру от 8 до 35 °С. Определить поверхность противоточного теплообменника и выбрать его по каталогу.

118       $\longrightarrow$       118 органическая жидкость (1)

35       $\longleftarrow$       8      вода (2)

Определяем среднюю движущую силу:

$$\Delta t_{\text{б}} = 118 - 8 = 110 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad \Delta t_{\text{м}} = 118 - 35 = 83 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} < 2 \Rightarrow$$

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2} = \frac{110 + 83}{2} = 96,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяем средние температуры теплоносителей:

$$\bar{t}_1 = 118 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_2 = \frac{35 + 8}{2} = 21,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Массовый расход органической жидкости:  $G_1 = 50000/3600 = 13,9 \text{ кг/с}$ .

Тепловая нагрузка теплообменника с учетом потерь теплоты (5 %):

$$Q = 1,05 G_1 r_1 = 1,05 \cdot 13,9 \cdot 589,1 \cdot 10^3 = 8591000 \text{ Вт},$$

где  $r_1 = 589,1 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  (при температуре конденсации (кипения)  $t_{\text{конд}} = 118 \text{ } ^\circ\text{C}$ , табл. XLV, [1]).

Расход воды:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}})} = \frac{8591000}{4190 \cdot 27} = 75,9 \text{ кг/с}.$$

Объемный расход воды:

$$V_2 = G_2 / \rho_2 = 75,9 / 998 = 0,0761 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\rho_2 = 998 \text{ кг/м}^3$  (при  $\bar{t}_2 = 21,5 \text{ } ^\circ\text{C}$  табл. IV, [1]).

Примем в первом приближении минимальное значение коэффициента теплопередачи:  $K_{op} = 230 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  (табл. 4.8, [1]).

Ориентировочно определяем максимальную величину поверхности теплообмена:

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{8591000}{230 \cdot 96,5} = 387 \text{ м}^2$$

Рассмотрим одноходовой одиночный конденсатор с трубами 25x2 мм.

Пары органической жидкости (1) направляем в межтрубное пространство, а воду (2) - в трубное.

1. Расчет коэффициента теплоотдачи для трубного пространства.

Для обеспечения турбулентного течения воды в трубном пространстве ( $Re > 10000$ ) необходима скорость:

$$w'_2 = \frac{Re_2 \cdot \mu_2}{d_{внутр} \cdot \rho_2} = \frac{10000 \cdot 0,97 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 998} = 0,463 \text{ м/с},$$

где  $\rho_2$  и  $\mu_2$  - плотность и вязкость воды при температуре  $t_2 = 21,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Число труб, обеспечивающих расход воды при  $Re = 10000$ :

$$n = \frac{V_2}{0,785 d_{внутр}^2 \cdot w'_2} = \frac{0,0761}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,463} = 475.$$

По табл. 4.12 [1] по  $F_{op}$  и  $n$  условно выбираем одноходовой кожухотрубчатый теплообменник с внутренним диаметром кожуха  $D_{внутр} = 800$  мм, площадью поверхности теплообмена от 73 до 329  $\text{м}^2$  и общим числом труб  $n = 465$  - ближайшее значение. Попробуем посчитать этот вариант. Выбираем горизонтальное расположение труб.

Для трубного пространства (вода (2)):

Критерий Рейнольдса для воды при пересчете на другое количество труб:

$$Re_2 = 10000 \cdot (475/465) = 10215 \text{ (} Re_2 > 10000, \text{ режим турбулентный).}$$

Формула для критерия Нуссельта (трубное пространство, турбулентный режим):

$$Nu_2 = 0,021 \varepsilon_l Re_2^{0,8} Pr_2^{0,43} \left( \frac{Pr_2}{Pr_{ст2}} \right)^{0,25},$$

$\varepsilon_l$  принимаем равным 1.

В этой формуле:

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4190 \cdot 0,97 \cdot 10^{-3}}{0,593} = 6,85 \cdot$$

(теплофизические константы определены ранее при  $\bar{t}_2 = 21,5^\circ \text{C}$ ).

Принимаем в первом приближении температуры стенок со стороны горячего и холодного теплоносителей одинаковыми:

$$t_{ст1} = t_{ст2} = \bar{t}_1 - \frac{\Delta t_{cp}}{2} = \bar{t}_2 + \frac{\Delta t_{cp}}{2} = 118 - 96,5/2 = 21,5 + 96,5/2 = 69,8^\circ \text{C}.$$

Найдем теплофизические константы для воды при температуре

$$t_{ст2} = 69,8^\circ \text{C}:$$

$c_{ст2} = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$  (для воды практически не меняется от 0 до  $90^\circ \text{C}$ );

$\mu_{ст2} = 0,413 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (табл. IX, [1]);

$\lambda_{ст2} = 0,575 \cdot 1,163 = 0,669 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$  (рис. X, [1]).

Вычисляем  $Pr_{ст2}$ :

$$Pr_{ст2} = \frac{c_{ст2} \cdot \mu_{ст2}}{\lambda_{ст2}} = \frac{4190 \cdot 0,413 \cdot 10^{-3}}{0,669} = 2,59.$$

Найдем отношение:

$$\frac{Pr_2}{Pr_{ст2}} = \frac{6,85}{2,59} = 2,645$$

Критерий Нуссельта для воды:

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 1 \cdot 10215^{0,8} \cdot 6,85^{0,43} \cdot (6,85/2,59)^{0,25} = 98,75.$$

Коэффициент теплоотдачи для воды в первом приближении:

$$\alpha'_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{внутр}} = \frac{98,75 \cdot 0,593}{0,021} = 2789 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

2. Расчет межтрубного пространства (пары органической жидкости (1)).

Конденсация паров вещества на пучке горизонтальных труб (выбираем горизонтально расположенный аппарат).

Формула для коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации паров вещества на наружной поверхности пучка горизонтальных труб:

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_i \cdot \varepsilon_r \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_1^3 \cdot \rho_1^2 \cdot r_1 \cdot g}{\mu_1 \cdot \Delta t \cdot d_{нар}}}.$$

В этой формуле:

1)  $\varepsilon$  зависит от числа труб по вертикали ( $n_b$ ). По табл. 4.12 [1] для  $n = 465$  находим  $n_b = 23$ .

По рис. 4.7 (для шахматного расположения труб)  $\varepsilon = 0,58$ ;

2)  $\varepsilon_t$  - поправочная функция, учитывающая свойства конденсата при температуре конденсации:

$$\varepsilon_t = \left[ \left( \frac{\lambda_{ст1}}{\lambda_1} \right)^3 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_{ст1}} \right]^{1/8} = \left[ \left( \frac{0,15}{0,142} \right)^3 \cdot \frac{0,396 \cdot 10^{-3}}{0,95 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/8} = 0,915;$$

3)  $\lambda_1 = 0,122 \cdot 1,163 = 0,142$  Вт/(м · К) (пленка конденсата органической жидкости при  $\bar{t}_1 = 118$  °С);

$$\mu_1 = 0,396 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} \text{ (при } \bar{t}_1 = 118 \text{ °С);}$$

$\lambda_{ст1} = 0,129 \cdot 1,163 = 0,15$  Вт/(м · К) (пленка конденсата органической жидкости при  $t_{ст1} = 69,8$  °С);

$$\mu_{ст1} = 0,95 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} \text{ (при } t_{ст1} = 69,8 \text{ °С);}$$

4)  $\varepsilon_r = 1$  - принимаем, считая, что воздух в парах органической жидкости не содержится (в противном случае пользуемся рис. 4.9 [1]);

5)  $\rho_1 = 737$  кг/м<sup>3</sup> - плотность пленки конденсата органической жидкости при  $\bar{t}_1 = 118$  °С (темп. конденсации);

$$6) \Delta t = \bar{t}_1 - t_{ст1} = 118 - 69,8 = 48,2 \text{ °С.}$$

Подставим все значения и коэффициенты в формулу для  $\alpha_1$ :

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot 0,58 \cdot 0,915 \cdot 1 \sqrt[4]{\frac{0,142^3 \cdot 737^2 \cdot 589,1 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{0,396 \cdot 10^{-3} \cdot 48,2 \cdot 0,025}} = 805 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Сумма термических сопротивлений:

$$\Sigma r_{ст} = r_{ст} + r_{загр1} + r_{загр2} = \delta_{ст}/\lambda_{ст} + r_{загр1} + r_{загр2} = 0,002/46,5 + 1/11600 + 1/2900 = 4,74 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К /Вт,}$$

где  $r_{ст} = 46,5$  Вт / (м<sup>2</sup> · К) (табл. XXVIII, [1]);

$r_{загр1} = 1/11600$  м<sup>2</sup> · К /Вт (табл. XXXI, [1]);

$r_{загр2} = 1/2900$  м<sup>2</sup> · К /Вт (табл. XXXI, [1]).

Коэффициент теплопередачи:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_1} + \sum r_{ст} + \frac{1}{\alpha'_2}} = \frac{1}{\frac{1}{805} + 4,74 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2789}} = 482 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Уточним ранее принятые значения температур стенок со стороны горячего и холодного теплоносителя исходя из *постоянства удельного теплового потока*:

$$q' = K' \cdot \Delta t_{cp} = \alpha'_1 \cdot \Delta t'_1 = \frac{\Delta t'_{ст}}{\sum r_{ст}} = \alpha'_2 \cdot \Delta t'_2 = \\ = K' \cdot (\bar{t}_1 - \bar{t}_2) = \alpha_1 \cdot (\bar{t}_1 - t_{ст1}) = (t_{ст1} - t_{ст2}) / \sum r_{ст} = \alpha_2 \cdot (t_{ст2} - \bar{t}_2),$$

где  $\Delta t'_1 + \Delta t'_{ст} + \Delta t'_2 = \Delta t_{cp}$ .

$$q' = K' \cdot \Delta t_{cp} \\ t_{ст1} = \bar{t}_1 - q' / \alpha_1 = 118 - 482 \cdot 96,5 / 805 = 60,2 \text{ }^\circ\text{C}; \\ t_{ст2} = \bar{t}_2 + q' / \alpha_2 = 21,5 + 482 \cdot 96,5 / 2789 = 38,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Пересчитаем коэффициент теплопередачи.

1. Коэффициент теплоотдачи для воды ( $\alpha_2$ ).

Определим теплофизические константы при уточненной температуре стенки  $t_{ст2} = 38,2 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$c_{ст2} = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \\ \mu_{ст2} = 0,685 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} \text{ (табл. IX, [1])}; \\ \lambda_{ст2} = 0,54 \cdot 1,163 = 0,628 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) \text{ (рис. X, [1])}.$$

Вычисляем  $Pr_{ст2}$ :

$$Pr_{ст2} = \frac{c_{ст2} \cdot \mu_{ст2}}{\lambda_{ст2}} = \frac{4190 \cdot 0,685 \cdot 10^{-3}}{0,628} = 4,57.$$

$$\frac{Pr_2}{Pr_{ст2}} = \frac{6,85}{4,57} = 1,499 \text{ (в предыдущем приближении - 2,645)}.$$

Пересчитаем коэффициент теплоотдачи для воды:

$$\alpha_2 = 2789 \left( \frac{1,499}{2,645} \right)^{0,25} = 2420 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2. Для органической жидкости, предварительно пересчитав теплофизические константы и коэффициент для уточненной температуры  $t_{ст1} = 60,2 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$\lambda_{\text{ст1}} = 0,13 \cdot 1,163 = 0,15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  (пленка конденсата органической жидкости при  $t_{\text{ст1}} = 60,2 \text{ }^\circ\text{C}$ );

$$\mu_{\text{ст1}} = 1,14 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} \text{ (при } t_{\text{ст1}} = 60,2 \text{ }^\circ\text{C});$$

$$\varepsilon_t = \left[ \left( \frac{0,151}{0,142} \right)^3 \cdot \frac{0,396 \cdot 10^{-3}}{1,14 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/8} = 0,897 \text{ (в предыдущем приближении - 0,915);}$$

$$\Delta t = \bar{t}_1 - t_{\text{ст1}} = 118 - 60,2 = 57,8 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (в предыдущем приближении - 48,2).}$$

$$\alpha_1 = 805 \frac{0,897}{0,915} \cdot \sqrt[4]{\frac{48,2}{57,8}} = 754 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

По уточненным данным пересчитаем коэффициент теплопередачи:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha'_2}} = \frac{1}{\frac{1}{754} + 4,74 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2420}} = 452 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Проверим принятые температуры стенки:

$$t_{\text{ст1}} = \bar{t}_1 - K' \cdot \Delta t_{\text{cp}} / \alpha_1 = 118 - 452 \cdot 96,5 / 754 = 60,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст2}} = \bar{t}_2 + K' \cdot \Delta t_{\text{cp}} / \alpha_2 = 21,5 + 452 \cdot 96,5 / 2420 = 39,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Отличие температуры  $t_{\text{ст2}}$  от ранее принятой около 3 %, поэтому расчет закончен.

Определяем расчетную площадь поверхности теплообмена:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{8591000}{452 \cdot 96,5} = 197 \text{ м}^2$$

По таблице 4.12 [1] выбираем теплообменник с 465 трубами с поверхностью  $F = 219 \text{ м}^2$ , длина труб 6 метров.

Запас поверхности теплообмена:

$$\frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100 \% = \frac{219 - 197}{197} \cdot 100 \% = 11,2 \% \cdot$$

## 5 РАСЧЕТ КИПЯТИЛЬНИКА (ИСПАРИТЕЛЯ).

Необходимо испарять 50 т/ч заданной органической жидкости за счет тепла, выделяемого при конденсации водяного пара с избыточным давлением 3 кгс/см<sup>2</sup>. Испарение жидкости происходит при атмосферном давлении.

$$143 \text{ ————— } 143 \quad \text{водяной пар} \quad (1)$$

$$111 \text{ ————— } 111 \quad \text{органическая жидкость} \quad (2)$$

Определяем среднюю движущую силу и средние температуры теплоносителей:

$$\Delta t_6 = \Delta t_m = 143 - 111 = 32 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \Delta t_{cp} = 32 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_1 = 143 \text{ }^\circ\text{C}; \bar{t}_2 = 111 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тепловая нагрузка с учетом 5% потери теплоты:

$$Q = 1,05 G_2 r_2 = 1,05 \cdot (50000/3600) \cdot 361,9 \cdot 10^3 = 5277700 \text{ Вт},$$

где  $r_2 = 361,9 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  - удельная теплота парообразования органической жидкости при средней температуре  $\bar{t}_2$  (табл. XLV, [1]).

Расход греющего пара, считая его влажность равной 5% (т.е.  $x_{п} = 0,95$ ):

$$G_1 = \frac{Q}{(r_1 \cdot x_{п})} = \frac{5277700}{2141 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 2,59 \text{ кг/с},$$

где  $r_1 = 2141 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  - удельная теплота парообразования греющего пара при средней температуре  $\bar{t}_1$  или  $p_{абс} = 4 \text{ кгс/см}^2$  (табл. LVII, [1]).

Ориентировочно определяем максимальную величину поверхности теплообмена. Для этого зададимся минимальным значением коэффициента теплопередачи:  $K_{op} = 300 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  (табл. 4.8, [1]).

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{5277700}{300 \cdot 32} = 550 \text{ м}^2.$$

Рассмотрим одноходовой кожухотрубчатый испаритель с трубами 25x2 мм. По таблице 4.12 [1] подбираем условно теплообменник с 747 трубами с площадью теплообмена от 176 до 528 м<sup>2</sup> (длины труб от 3 до 9 метров). Итак,  $n = 747$ .

Направляем водяной пар (1) в межтрубное пространство, а органическую жидкость (2) – в трубное. Выбираем вертикальное расположение труб в теплообменнике.

1. Расчет коэффициента теплоотдачи для трубного пространства (органическая жидкость (2)).

Формула для коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкости в трубах:

$$\alpha_2 = b^3 \frac{\lambda_2^2 (\Delta T_{\text{кип}})^2}{\nu_2 \sigma_2 T_{\text{кип}}} = b^3 \frac{\lambda_2^2 \rho_2 (\Delta T_{\text{кип}})^2}{\mu_2 \sigma_2 T_{\text{кип}}},$$

где  $\lambda_2 = 0,1 \cdot 1,163 = 0,1163$  Вт/(м·К) (рис. X, [1]);

$\rho_2 = 776$  кг/м<sup>3</sup> (табл. IV, [1]);

$\mu_2 = 0,249 \cdot 10^{-3}$  Па·с (табл. IX, [1]);

$\sigma_2 = 18,245 \cdot 10^{-3}$  Н/м (табл. XXIV, [1])

определяются при  $t_2 = 111$  °С;

$$b = 0,075 + 0,75 \left( \frac{\rho_n}{\rho_{\text{ж}} - \rho_n} \right)^{2/3} = 0,075 + 0,75 \left( \frac{2,856}{776 - 2,856} \right)^{2/3} = 0,0929.$$

Плотности пара  $\rho_n$  и жидкости  $\rho_{\text{ж}}$  для расчета коэффициента  $b$  находятся из следующих соотношений:

$$\rho_n = \frac{M_n}{22,4} \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T} = \frac{90}{22,4} \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{273}{273+111} = 2,856 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{\text{ж}} = \rho_2 = 776 \text{ кг/м}^3,$$

где  $M_n$  - мольная масса органической жидкости, кг/кмоль,

$p, T$  - давление и абсолютная температура паров, при которых происходит кипение жидкости в теплообменнике,

$p_0, T_0$  - давление и абсолютная температура паров, соответствующие нормальным условиям.

При выполнении домашней работы итерации целесообразно выполнять вручную. При вариантных расчетах теплообменного оборудования используется компьютерная техника.

*Первое приближение.*

Зададимся температурой стенок:

$$t_{\text{ст1}} = t_{\text{ст2}} = \bar{t}_1 - \frac{\Delta t_{\text{ср}}}{2} = \bar{t}_2 + \frac{\Delta t_{\text{ср}}}{2} = 143 - \frac{32}{2} = 111 + \frac{32}{2} = 127 \text{ °С};$$

Отсюда  $\Delta T_{\text{кип}} = t_{\text{ст2}} - \bar{t}_2 = 127 - 111 = 16$  °С.

Коэффициент теплоотдачи для органической жидкости:

$$\alpha_2 = 0,0929^3 \frac{0,1163^2 \cdot 776 \cdot 16^2}{0,249 \cdot 10^{-3} \cdot 18,245 \cdot 10^{-3} (273 + 111)} = 1235 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2. Расчет межтрубного пространства (водяной пар (1)).

Формула для коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации пара на пучке вертикальных труб:

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_i \cdot \lambda_1 \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \cdot d \cdot n}{\mu_1 \cdot G_1}},$$

где  $\varepsilon_r$  - коэффициент, учитывающий содержание неконденсирующихся газов (например, воздуха) в водяном паре.

Примем содержание воздуха в водяном паре 0,5 % (масс.)

По рис. 4.9 [1] находим  $\varepsilon_r = 0,6$ ;

$\lambda_1 = 0,685 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  (табл. XXXIX, [1]);

$\rho_1 = 923 \text{ кг}/\text{м}^3$  (табл. XXXIX, [1]);

$d = 0,025 \text{ м}$  (характерный линейный размер для межтрубного пространства);

$n = 747$ ;

$\mu_1 = 0,193 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (табл. XXXIX, [1]);

$G_1 = 2,59 \text{ кг}/\text{с}$ .

Все теплофизические характеристики конденсата определяются при

$$t_{\text{конд}} = \bar{t}_1 = 143 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\varepsilon_i = \left[ \left( \frac{\lambda_{\text{ст1}}}{\lambda_1} \right)^3 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_{\text{ст1}}} \right]^{1/8} = \left[ \left( \frac{0,686}{0,685} \right)^3 \cdot \frac{0,193 \cdot 10^{-3}}{0,218 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/8} = 0,985,$$

где  $\lambda_{\text{ст1}} = 0,686 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  (табл. XXXIX, [1] при  $t_{\text{ст1}} = 127 \text{ }^\circ\text{C}$ );

$\mu_{\text{ст1}} = 0,218 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (табл. XXXIX, [1] при  $t_{\text{ст1}} = 127 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Подставим все значения и коэффициенты в формулу для  $\alpha_1$ :

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot 0,6 \cdot 0,985 \cdot 0,685 \sqrt[3]{\frac{923^2 \cdot 0,025 \cdot 747}{0,193 \cdot 10^{-3} \cdot 2,59}} = 4850 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений:

$$\Sigma r_{\text{ст}} = r_{\text{ст}} + r_{\text{загр1}} + r_{\text{загр2}} = \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + r_{\text{загр1}} + r_{\text{загр2}} = 0,002/46,5 + 1/5800 + 1/11600 = 3,02 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт},$$

где  $r_{ст} = 46,5 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$  (табл. XXVIII, [1]);  
 $r_{загр1} = 1/5800 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$  (табл. XXXI, [1]);  
 $r_{загр2} = 1/11600 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$  (табл. XXXI, [1]).

Коэффициент теплопередачи:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_1} + \sum r_{ст} + \frac{1}{\alpha'_2}} = \frac{1}{\frac{1}{4850} + 3,02 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1235}} = 759 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Уточним ранее принятые значения температур стенок со стороны горячего и холодного теплоносителя исходя из *постоянства удельного теплового потока*:

$$q' = K' \cdot \Delta t_{ср} = \alpha'_1 \cdot \Delta t'_1 = \Delta t'_{ст} / \sum r_{ст} = \alpha'_2 \cdot \Delta t'_2 = \\ = K' \cdot (\bar{t}_1 - \bar{t}_2) = \alpha_1 \cdot (\bar{t}_1 - t_{ст1}) = (t_{ст1} - t_{ст2}) / \sum r_{ст} = \alpha_2 \cdot (t_{ст2} - \bar{t}_2),$$

где  $\Delta t'_1 + \Delta t'_{ст} + \Delta t'_2 = \Delta t_{ср}$

$$q' = K' \cdot \Delta t_{ср}$$

$$t_{ст1} = \bar{t}_1 - q' / \alpha_1 = 143 - 759 \cdot 32 / 4850 = 138 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{ст2} = \bar{t}_2 + q' / \alpha_2 = 111 + 759 \cdot 32 / 1235 = 130,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

*Второе приближение.*

Пересчитаем коэффициенты теплоотдачи.

1. Для  $\alpha_1$  (вод. пар (1)):

$$\varepsilon_t = \left[ \left( \frac{0,685}{0,685} \right)^3 \cdot \frac{0,193 \cdot 10^{-3}}{0,199 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/8} = 0,996 \text{ (в предыдущем приближении - 0,985),}$$

где  $\lambda_{ст1} = 0,685 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$  (при  $t_{ст1} = 138 \text{ }^\circ\text{C}$ , табл. XXXIX, [1]);

$\mu_{ст1} = 0,199 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (при  $t_{ст1} = 138 \text{ }^\circ\text{C}$ , табл. XXXIX, [1]).

Коэффициент теплоотдачи для водяного пара:

$$\alpha_1 = 4850 \frac{0,996}{0,985} = 4904 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2. Для  $\alpha_2$  (органическая жидкость (2)):

$\Delta T_{кип} = t_{ст2} - \bar{t}_2 = 130,7 - 111 = 19,7 \text{ }^\circ\text{C}$  (в предыдущем приближении –  $16 \text{ }^\circ\text{C}$ ),

$$\alpha_2 = 1235 \left( \frac{19,7}{16} \right)^2 = 1872 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Сравним удельные тепловые потоки со стороны конденсирующегося водяного пара ( $q_1$ ) и кипящей органической жидкости ( $q_2$ ):

$$q_1 = \alpha_1 (\bar{t}_1 - t_{\text{ст}1}) = 4904 (143 - 138) = 25520 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2 = \alpha_2 (t_{\text{ст}2} - \bar{t}_2) = 1872 (130,7 - 111) = 36878 \text{ Вт/м}^2.$$

Отличие существенное ( $> 5\%$ ).

Считаем коэффициент теплопередачи:

$$K'' = \frac{1}{\frac{1}{4904} + 3,02 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1872}} = 961 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

Уточняем принятые температуры стенок:

$$t_{\text{ст}1} = \bar{t}_1 - \frac{K'' \cdot \Delta t_{\text{ср}}}{\alpha_1} = 143 - \frac{961 \cdot 32}{4904} = 136,7^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ст}2} = \bar{t}_2 + \frac{K'' \cdot \Delta t_{\text{ср}}}{\alpha_2} = 111 + \frac{961 \cdot 32}{1872} = 127,4^\circ\text{C}.$$

*Третье приближение.*

Делаем пересчет при новых температурах стенок:

1. Принимаем  $\alpha_1 = 4904 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  – его значение существенно не изменится (теплофизические характеристики при изменении температуры на  $1,3^\circ\text{C}$  практически не изменяются).

2. Считаем  $\alpha_2$ :

$$\Delta T_{\text{кип}} = (t_{\text{ст}2} - \bar{t}_2) = 127,4 - 111 = 16,4^\circ\text{C} \text{ (в последнем приближении = } 19,7),$$

$$\alpha_2 = 1872 (16,4/19,7)^2 = 1297 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

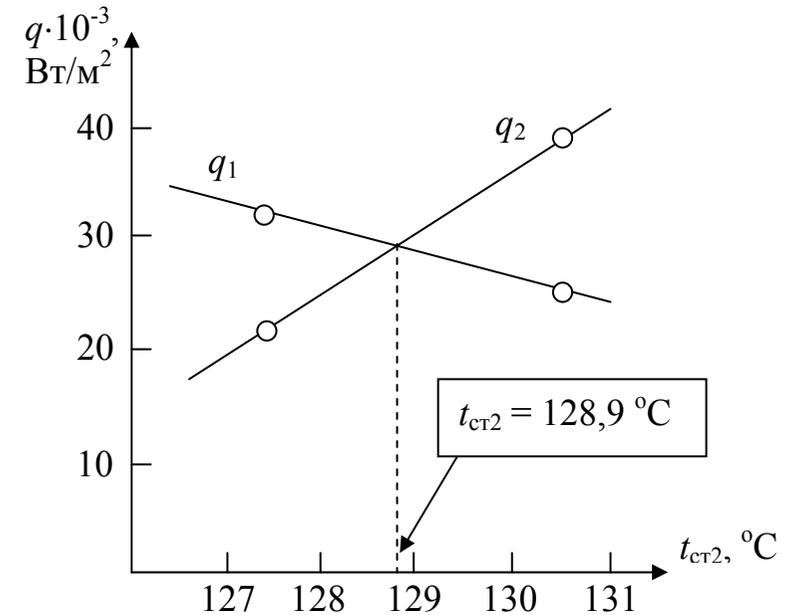
Сравниваем  $q_1$  и  $q_2$ :

$$q_1 = \alpha_1 (\bar{t}_1 - t_{\text{ст}1}) = 4904 (143 - 136,7) = 30895 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2 = \alpha_2 (t_{\text{ст}2} - \bar{t}_2) = 1297 (127,4 - 111) = 21270 \text{ Вт/м}^2.$$

Отличие более  $5\%$ .

Строим по результатам двух последних приближений зависимость  $q = f(t_{ст2})$ :



Графически на пересечении прямых линий  $q_1 = f(t_{ст2})$  и  $q_2 = f(t_{ст2})$  определяем температуру стенки со стороны кипящей органической жидкости:

$$t_{ст2} = 128,9 \text{ }^\circ\text{C}.$$

*Четвертое приближение.*

Считаем  $\alpha_2$ :

$$\Delta T_{\text{кип}} = (t_{ст2} - \bar{t}_2) = 128,9 - 111 = 17,9 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (в последнем приближении = 16,4)}$$

$$\alpha_2 = 1297 (17,9/16,4)^2 = 1545 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Находим  $t_{ст1}$ :

$$t_{ст1} = t_{ст2} + \alpha_2 (t_{ст2} - \bar{t}_2) \cdot \Sigma r_{ст} = 128,9 + 1545 (128,9 - 111) \cdot 3,02 \cdot 10^{-4} = 128,9 + 8,4 = 137,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

При этой температуре  $\alpha_1 = 4904 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  (это значение было получено при температуре 138 °C, см. ранее; отличие в температурах менее 1 %).

Сравниваем  $q_1$  и  $q_2$ :

$$q_1 = \alpha_1 (\bar{t}_1 - t_{ст1}) = 4904 (143 - 137,3) = 27953 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$q_2 = \alpha_2 (t_{\text{ст}2} - \bar{t}_2) = 1545 (128,9 - 111) = 27656 \text{ Вт/м}^2.$$

Отличие менее 5 %. Расчет закончен.

Коэффициент теплопередачи:

$$K = 1/(1/4904 + 3,02 \cdot 10^{-4} + 1/1545) = 867 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем расчетную площадь поверхности испарителя:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{5277700}{867 \cdot 32} = 190 \text{ м}^2$$

По таблице 4.12 [1] выбираем теплообменник с 747 трубами поверхностью  $F = 235 \text{ м}^2$ , длина труб 4 метра.

Запас поверхности теплообмена:

$$\frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100 \% = \frac{235 - 190}{190} \cdot 100 \% = 23,7 \% .$$

Необходимо отметить, что если температура внутренней поверхности кожуха отличается от температуры внешней поверхности труб больше, чем максимально допустимо, то необходимо выполнять теплообменники с температурными компенсаторами. Максимально допустимые разности температур кожуха и труб для кожухотрубчатых теплообменников приведены в табл. XXXV [1]. Конечную температуру охлаждающей воды не следует принимать выше 45-50 °С во избежание значительного образования накипи.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов / Под редакцией члена-корреспондента АН СССР П.Г.Романкова. - 10-е издание, переработанное и дополненное. - Л.: Химия, 1987. - 576 с., ил.
2. Романков П.Г., Фролов В.Ф., Флисюк О.М., Курочкина М.И. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи). - Л.: Химия, 1993. - 496 с.
3. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. Учебник для вузов. - 9-е изд., исправл. - М.: Химия, 1973. - 752 с.
4. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Г.С. Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский и др. Под редакцией Ю.И. Дытнерского, 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Химия, 1991. - 496 с.
5. Плановский А.Н., Николаев П.И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии: Учебник для вузов. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Химия, 1987. - 496 с.
6. Циборовский Я. Процессы и аппараты химической технологии. Перевод с польского под редакцией П.Г.Романкова. - Л.: Государственное научно-техническое издательство химической литературы, 1958. - 932 с.
7. Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники: Пер. с польск. - Л.: Госхимиздат, 1961. - 820 с.
8. Кичигин М.А., Костенко Г.Н. Теплообменные аппараты и выпарные установки. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1955. - 392 с.
9. Яблонский П.А. Проектирование тепло- и массообменной аппаратуры химической промышленности. - Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1978. - 85 с.
10. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Пер. с англ. - М.: Атомиздат, 1979. - 216 с.
11. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 296 с.
12. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т.1 / Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова.: М.: Энергоатомиздат, 1987. - 560 с.
13. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т.2 / Пер. с англ., под ред. О.Г. Мартыненко и др.: М.: Энергоатомиздат, 1987. - 352 с.
14. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе: Пер. с немецк. - М.: Энергоиздат, 1981. - 384 с.
15. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. - М.: Наука, 1982. - 472 с.

16. Черепенников И.А. Примеры теплового расчета теплообменника: Методич. указания. - Тамбов: ТИХМ, 1973. - 34 с.
17. Васильев Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах. - Мн.: Наука и техника, 1981. - 143 с.
18. Методы оптимизации параметров теплообменных аппаратов АЭС. - Мн.: Наука и техника, 1981. - 144 с.
19. Калафати Д.Д., Попалов В.В. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена. - М.: Энергоатомиздат, 1986. - 152 с.
20. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам. - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 296 с.
21. Кулинченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам. - Киев: Техника, 1990. - 165 с.
22. Барсуков С.И., Рейзин И.И., Кузнецов В.И. Малые теплообменные аппараты. - Томск: Изд-во Том. ун-та, 1993. - 208 с.
23. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. - М.: Машиностроение, 1989. - 366 с.
24. Hewitt G.F. (Coor. Ed.), Schluender E.U. (Ed.-in-Chief). Hemisphere handbook of heat exchanger design. - NY: Hemisphere Publ. Corp., 1990.
25. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача: Учебник для вузов. - 4 изд. - М.: Энергоиздат, 1981. - 416 с.
26. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. - Л. - М.: Госэнергоиздат, 1959. - 414 с.
27. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 367 с.
28. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод): 2-е изд. - М.: Энергия, 1973. - 296 с.
29. Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод). - М.: Энергия, 1978. - 256 с.
30. Аэродинамический расчет котельных установок (норм. метод): 3-е изд. - Л.: Энергия, 1977. - 256 с.
31. Розен А.М. (ред.). Масштабный переход в химической технологии. Разработка промышленных аппаратов методом гидродинамического моделирования. - М.: Химия, 1980. - 320 с.
32. Ляшков В.И., Черепенников И.А. Тепловой расчет теплообменных аппаратов: Метод. указ. и варианты расчетно-граф. заданий по теплопередаче для студ. 2-4 курсов днев., веч. и заоч. отделений всех специальностей. - Тамбов: ТИХМ, 1991. - 48 с.
33. Гильденблат И.А. Влияние структуры потоков на эффективность работы теплообменных аппаратов: Учебное пособие. - М.: МХТИ им. Д.И.Менделеева, 1979. - 24 с.

Учебное издание

**РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА**

Методические указания  
для студентов дневного и заочного отделения  
специальности 1705

С о с т а в и т е л и:

**Мозжухин** Андрей Борисович;

**Сергеева** Елена Анатольевна.

Под редакцией **Гатаповой** Натальи Цибиковны.