

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

**А. В. Овсянник, А. В. Шаповалов**

# **ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ**

**Методические указания  
к практическим занятиям по одноименному курсу  
для студентов специальностей 1-43 01 05  
«Промышленная теплоэнергетика»  
и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация  
энергооборудования организаций»**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2009

УДК 536.24(075.8)  
ББК 31.39я73  
О-34

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом  
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 6 от 11.06.2007 г.)*

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, зав. каф. «Физика» ГГТУ им. П. О. Сухого  
*П. А. Хило*

**Овсянник А. В.**  
О-34 Промышленные теплообменные и холодильные установки : метод. указания к практ. занятиям по одноим. курсу для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» / А. В. Овсянник, А. В. Шаповалов.– Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 31 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-829-9.

Представленный материал к практическим занятиям по курсу «Промышленные теплообменные и холодильные установки» позволит студентам закрепить знания по основным разделам дисциплины, а также приобрести навыки применения теоретических знаний при решении теплотехнических задач по расчету и проектированию рекуперативных теплообменных аппаратов.

Для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций».

**УДК 536.24(075.8)  
ББК 31.39я73**

**ISBN 978-985-420-829-9**

© Овсянник А. В., Шаповалов А. В., 2009  
© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2009

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические указания позволят студентам закрепить знания по разделам курса «Промышленные теплообменные процессы и установки», а также приобрести практические навыки применения теоретических знаний при решении производственных задач.

Материал расположен в порядке возрастающей сложности. В первой части представлены задачи по основным способам передачи теплоты. Для некоторых задач представлены примеры решения. Вторая часть указаний состоит из следующих практических задач:

1. Тепловой расчет горизонтального пароводяного подогревателя.
2. Тепловой расчет вертикального водоводяного подогревателя.
3. Тепловой расчет вертикального пароводяного подогревателя графическим методом.

Варианты заданий студент выбирает в соответствии с шифром, который указывает преподаватель.

### 1. ЗАДАЧИ ПО ОСНОВНЫМ ПРОЦЕССАМ ТЕПЛОПЕРЕНОСА

#### 1.1. Теплопроводность при стационарном режиме

**Задача 1.1.1.** Рефрижераторный бак, заполняемый охлажденным соляным раствором, можно выполнить из углеродистой стали ( $\lambda_{y.c} = 45,4$  Вт/(м·К)) или из нержавеющей стали ( $\lambda_{н.с} = 17,5$  Вт/(м·К)). В обоих случаях толщина стенки бака одинакова и равна  $\delta = 6$  мм. Известно, что плотность теплового потока от окружающего воздуха к баку равна  $525$  Вт/м<sup>2</sup>.

Сравнить разности между температурами внутренней и наружной поверхности стенки для двух вариантов конструкции.

*Решение.* По формуле определения плотности теплового потока для однослойной плоской стенки определяют разность температур внутренней  $t'$  и наружной  $t''$  поверхностей стенки

– для бака из углеродистой стали:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t' - t''); \quad (1)$$

$$\Delta t = t' - t'' = q \frac{\delta}{\lambda} = 525 \frac{0,006}{45,4} = 0,07 \text{ } ^\circ\text{C};$$

– для бака из нержавеющей стали при том же подводе теплоты и толщине стенки

$$\Delta t = 525 \frac{0,006}{17,5} = 0,18 \text{ } ^\circ\text{C},$$

т. е. при равных условиях – плотности теплового потока и толщине стенки – разность температур обратно пропорциональны теплопроводностям стенок.

**Задача 1.1.2.** Температура верхней поверхности льда озера равна  $-10 \text{ } ^\circ\text{C}$ ; плотность теплового потока через лед равна  $28,1 \text{ Вт/м}^2$ , а теплопроводность льда  $\lambda_{\text{л}} = 2,25 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ .

Определить максимальную толщину слоя льда, который может образоваться в этих условиях.

*Решение.* При наступлении холодов толщина слоя льда будет постепенно увеличиваться до тех пор, пока на этой поверхности не установится температура  $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ , поэтому  $t' = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

При этих условиях из уравнения (1):

$$\delta_{\text{макс}} = \frac{\lambda(t' - t'')}{q} = \frac{2,25 \cdot 10}{28,1} = 0,8 \text{ м.}$$

**Задача 1.1.3.** Теплопроводность жира в твердом состоянии определяют методом пластины, при котором через плоский слой исследуемого материала (рис. 1.2) пропускают стационарный тепловой поток.

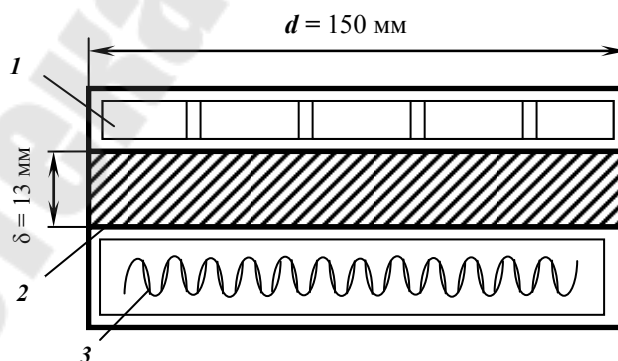


Рис. 1.1. Схема прибора для определения теплопроводности методом пластины: 1 – охладитель для отвода тепла; 2 – опытный образец; 3 – электронагреватель

Образец продукта имеет форму диска диаметром  $d = 150$  мм, толщиной  $\delta = 13$  мм. Температура охлаждаемой поверхности опытного диска  $t = 0$  °С. Точка плавления жира 27 °С. Напряжение на клеммах электронагревателя  $U = 12$  В. Ожидаемая величина теплопроводности жира  $\lambda_{\text{ж}} = 0,198$  Вт/(м·К).

Определить, в пределах какой максимальной силы тока можно регулировать реостат электронагревателя, чтобы таяние жира было исключено. Устройство прибора обеспечивает прохождение всего выделяемого нагревателем тепла через исследуемый материал в направлении, перпендикулярном его поверхности.

*Ответ.* До 0,61 А.

**Задача 1.1.4.** Поверхность теплообменного аппарата 11,5 м<sup>2</sup>. Стенка состоит из листовой нержавеющей стали ( $\lambda_{\text{н.с}} = 15,1$  Вт/(м·К),  $\delta_{\text{н.с}} = 8$  мм), слоя стеклянной ваты ( $\lambda_{\text{с.в}} = 0,037$  Вт/(м·К),  $\delta_{\text{с.в}} = 60$  мм), деревянной обшивки из сосновых досок ( $\lambda_{\text{д}} = 0,107$  Вт/(м·К),  $\delta_{\text{д}} = 20$  мм) и слоя масляной краски ( $\lambda_{\text{к}} = 0,29$  Вт/(м·К),  $\delta_{\text{к}} = 1$  мм). Температура внутренней поверхности аппарата  $t' = 180$  °С, наружной поверхности изоляции (под обшивкой)  $t'' = 82$  °С.

Определить тепловой поток от поверхности аппарата в окружающий воздух, а также неизвестные температуры на поверхностях соприкосновения слоев его четырехслойной стенки.

*Ответ.*  $Q = 694,6$  Вт;  $t'' = 180$  °С;  $t^{IV} = 68,9$  °С.

**Задача 1.1.5.** Проверить, можно ли прокладывать канализацию бетонными трубами ( $\lambda_{\text{б}} = 1,28$  Вт/(м·К)) диаметром 150 x 25 мм без тепловой изоляции в грунте, температура которого на глубине заложения трубы у ее поверхности достигает  $t'' = -1,8$  °С. Температура замерзания жидкости в канализации  $t_3 = -0,5$  °С. Тепловой поток на 1 м трубы  $q_l = 21,7$  Вт/м.

Влияние скорости движения по трубе в расчет не принимается.

*Ответ.* Температура внутренней поверхности  $t' = -0,71$  °С. Следовательно, прокладка труб без изоляции на данной глубине недопустима.

**Задача 1.1.6.** Стальной паропровод диаметром 38 x 2,5 мм, длиной 28,7 м изолирован слоем минеральной шерсти ( $\lambda_{\text{м.ш}} = 0,0465$  Вт/(м·К)) толщиной 18 мм. Температура на наружной поверхности трубы 152,2 °С, на наружной поверхности изоляции 65,3 °С.

Определить общую потерю тепла и удельные потери на 1 м, а также удельные потери на 1 м<sup>2</sup> внутренней поверхности трубы, наружной поверхности трубы и наружной поверхности изоляции.

Ответ.  $Q = 1100$  Вт;  $q_l = 38,3$  Вт/м;  $q_{вн} = 369,7$  Вт/м<sup>2</sup>;  $q_{нар.тр} = 321,1$  Вт/м<sup>2</sup>;  $q_{нар.из} = 164,9$  Вт/м<sup>2</sup>.

## 1.2. Теплоотдача при свободном движении жидкости

**Задача 1.2.1.** Горизонтальный трубопровод, наружный диаметр которого 0,057 м, обогревается свободным потоком воздуха. Средняя температура поверхности трубопровода  $t_{ст} = 4$  °С. Температура воздуха вдали от трубопровода  $t_{ж} = 36$  °С.

Определить коэффициент теплоотдачи. Воздух находится при давлении, равном  $1,01 \cdot 10^5$  Па.

*Решение.* Для теплоотдачи при свободном движении около горизонтальной трубы применяют формулу:

$$Nu_{ж,d} = 0,5(Gr_{ж,d} \cdot Pr_{ж})^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}. \quad (2)$$

В формуле (2) в качестве определяющего размера принят диаметр трубы, а в качестве определяющей температуры – температура среды.

Формула (2) справедлива в следующих пределах:

$$1 \cdot 10^3 \leq Gr_{ж,d} \cdot Pr_{ж} \leq 1 \cdot 10^9.$$

Физические характеристики при температуре среды:

$$\lambda_{ж} = 2,714 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \nu_{ж} = 16,58 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr_{ж} = 0,7.$$

$$\beta_{ж} = \frac{1}{T_{ж}} = \frac{1}{309} \text{ 1/К}.$$

Значение критерия  $Pr_{ст}$  выбирают по температуре стенки ( $Pr_{ст} = 0,706$ ).

Критерии подобия, характеризующие процесс:

$$Gr_{ж,d} = \frac{g \cdot d^3 \cdot \vartheta \cdot \beta_{ж}}{\nu_{ж}^2} = \frac{9,81 \cdot 0,057^3 \cdot 32 \cdot 10^{12}}{16,58^2 \cdot 309} = 6,84 \cdot 10^5,$$

$$Gr_{ж,d} Pr_{ж} = 6,84 \cdot 10^5 \cdot 0,7 = 4,79 \cdot 10^5.$$

Как видно из численных значений  $Pr_{ж}$  и  $Pr_{ст}$ , для воздуха можно принять  $\left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} = 1$ .

С учетом сказанного,  $Nu_{ж,d} = 0,5(4,79 \cdot 10^5)^{0,25} = 13,16$ .

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu_{ж,d} \lambda_{ж}}{d} = \frac{13,16 \cdot 2,714 \cdot 10^{-2}}{0,057} = 6,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

**Задача 1.2.2.** Вертикальная стенка высотой 3,5 мм нагревается свободным потоком воздуха. Средняя температура поверхности стенки  $t_{ст} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура воздуха вдали от стенки  $t_{ж} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности стенки к воздуху.

*Ответ.*  $\alpha = 5,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

**Задача 1.2.3.** Определить эквивалентную теплопроводность плоской водяной прослойки толщиной 15 мм. Температура на одной поверхности прослойки  $t_{ст1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ , а на второй –  $t_{ст2} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ .

*Решение.* Средняя температура воды

$$t_{Т} = \frac{t_{ст1} + t_{ст2}}{2} = \frac{25 + 55}{2} = 40 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Физические характеристики воды при  $t_{Т} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ :  
 $\lambda_{Т} = 63,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad v_{Т} = 0,659 \cdot 10^{-6} \text{ м}/\text{с}; \quad Pr_{Т} = 4,31;$   
 $\beta_{Т} = 3,87 \cdot 10^{-4} \text{ 1}/\text{К}.$

Критерии подобия, характеризующие процесс теплоотдачи в прослойке воды:

$$Gr_{Т,l} = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta_{Т}}{v_{Т}^2} = \frac{9,81 \cdot 0,015^3 \cdot 30 \cdot 3,87 \cdot 10^{-4} \cdot 10^{12}}{0,659^2} = 8,85 \cdot 10^5;$$

$$Gr_{Т,l} Pr_{Т} = 8,85 \cdot 10^5 \cdot 4,31 = 3,81 \cdot 10^6.$$

Коэффициент конвекции

$$\varepsilon_k = 0,4(\text{Gr}_{T,l} \text{Pr}_m)^{0,2} = 0,4(3,81 \cdot 10^6)^{0,2} = 0,4 \cdot 20,70 = 8,28.$$

Эквивалентная теплопроводность

$$\lambda_{\text{экв}} = \varepsilon_k \cdot \lambda = 8,28 \cdot 63,5 \cdot 10^{-2} = 5,26 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

### 1.3. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости

**Задача 1.3.1.** По трубе длиной 3 м и внутренним диаметром 9 мм движется вода со скоростью  $\omega = 0,1$  м/с. Средние температуры стенки трубы  $t_{\text{ст}} = 20$  °С и воды  $t_{\text{ж}} = 60$  °С.

Рассчитать средний коэффициент теплоотдачи от воды к поверхности трубы.

*Решение.* Физические характеристики воды при  $t_{\text{ж}} = 60$  °С:  $\lambda_{\text{ж}} = 65,9 \cdot 10^{-2}$  Вт/(м·К);  $\nu_{\text{ж}} = 0,478 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $\text{Pr}_{\text{ж}} = 2,96$ ;  $\beta_{\text{ж}} = 5,11 \cdot 10^{-4}$  1/К. При  $t_{\text{ст}} = 20$  °С  $\text{Pr}_{\text{ст}} = 7,02$ .

Для определения режима движения воды вычисляем критерий Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{ж},d} = \frac{\omega \cdot d}{\nu_{\text{ж}}} = \frac{0,1 \cdot 0,009}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 1880.$$

При данном критерии Рейнольдса режим движения жидкости ламинарный. Для выяснения вопроса о влиянии естественной конвекции на теплоотдачу следует вычислить произведение ( $\text{Gr} \cdot \text{Pr}$ ). При расчете значений критериев подобия  $\text{Gr}$  и  $\text{Pr}$  за определяющую температуру следует принимать среднюю:

$$t_{\text{T}} = \frac{t_{\text{ж}} + t_{\text{ст}}}{2} = 40 \text{ °С}.$$

Физические характеристики воды при  $t_{\text{T}} = 40$  °С:  $\lambda_{\text{T}} = 63,5 \cdot 10^{-2}$  Вт/(м·К);  $\nu_{\text{T}} = 0,659 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $\text{Pr}_{\text{T}} = 4,31$ ;  $\beta_{\text{T}} = 3,87 \cdot 10^{-4}$  1/К.



Критерии подобия, характеризующие явление свободной конвекции:

$$\text{Gr}_T = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta_T \cdot \vartheta}{\nu_T^2} = \frac{9,81 \cdot 9^3 \cdot 10^{-9} \cdot 3,87 \cdot 10^{-4} \cdot 40 \cdot 10^{12}}{0,659^2} = 25,5 \cdot 10^4;$$

$$(\text{Gr} \cdot \text{Pr})_T = 25,5 \cdot 10^4 \cdot 4,31 = 11 \cdot 10^5.$$

Естественная конвекция влияет на теплообмен, т. е. имеется вязкостный гравитационный режим движения воды при  $(\text{Gr} \cdot \text{Pr})_T > 8 \cdot 10^5$ . Для данного случая расчетная зависимость имеет вид:

$$\text{Nu}_{ж,d} = 0,15 \cdot \text{Re}_{ж,d}^{0,33} \cdot \text{Gr}_{ж,d}^{0,1} \cdot \text{Pr}_{ж}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_{ст}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l,$$

где  $\varepsilon_l$  – поправка на гидродинамический начальный участок, формирующийся одновременно с начальным термическим участком.

Если  $\frac{l}{d} \geq 50$ , то  $\varepsilon_l = 1$ . Если  $\frac{l}{d} < 50$ , то значение  $\varepsilon_l < 1$  и его можно определить из справочной литературы. В нашем случае  $\frac{l}{d} = \frac{3}{0,009} = 333$ .

Критерии подобия, характеризующие процесс:

$$\text{Gr}_{ж,d} = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta_{ж} \cdot \vartheta}{\nu_{ж}^2} = \frac{9,81 \cdot 9^3 \cdot 10^{-9} \cdot 5,11 \cdot 10^{-4} \cdot 40}{0,478^2 \cdot 10^{-12}} = 6,4 \cdot 10^5;$$

$$\text{Gr}_{ж,d}^{0,1} = 3,8;$$

$$(\text{Re}_{ж,d})^{0,33} = 12;$$

$$(\text{Pr}_{ж})^{0,43} = 2,96^{0,43} = 1,6;$$

$$\left(\frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_{ст}}\right)^{0,25} = \left(\frac{2,96}{7,02}\right)^{0,25} = 0,806.$$

Критерий Нуссельта

$$Nu_{ж,d} = 0,15 \cdot 12 \cdot 3,8 \cdot 1,6 \cdot 0,806 = 8,82.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu_{ж,d} \cdot \lambda_{ж}}{d} = \frac{8,82 \cdot 65,9 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 645 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

**Задача 1.3.2.** По трубе, внутренний диаметр которой 25 мм и длина 2,5 м, движется раствор хлористого натрия со скоростью  $\omega = 0,4$  м/с. Концентрация раствора соответствует температуре заморозания  $t_3 = -9,8$  °С. Средняя температура стенки трубы  $t_{ст} = -3$  °С. Физические характеристики раствора приведены в Приложении 3.

Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности трубы к движущемуся раствору.

*Ответ.*  $\alpha = 964 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

**Задача 1.3.3.** В трубчатом водоподогревателе вода движется по трубам со скоростью  $\omega = 1,0$  м/с, изменяя свою температуру от 15 до 80 °С. Внутренний диаметр труб 35 мм, а их длина  $l = 2,5$  м. Средняя температура стенок  $t_{ст} = 82$  °С.

Вычислить коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к движущейся воде.

*Ответ.*  $\alpha = 5220 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

**Задача 1.3.4.** Труба, диаметр которой 57 х 3,5 мм, обдувается поперечным потоком воздуха. Скорость движения воздуха  $\omega = 12$  м/с. Средняя температура воздуха  $t_{ж} = 20$  °С.

Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности трубы к воздуху. При решении принять  $\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} = 1$ .

*Решение.* Физические характеристики воздуха при  $t_{ж} = 20$  °С:  $\lambda_{ж} = 2,59 \cdot 10^{-2}$  Вт/(м·К);  $\nu_{ж} = 15,06 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_{ж} = 0,703$ .

Критерий Рейнольдса:

$$Re_{ж,d} = \frac{\omega \cdot d}{\nu_{ж}} = \frac{12 \cdot 0,057}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 4,54 \cdot 10^4.$$

В этом случае формула для определения критерия Нуссельта будет следующей:

$$Nu_{ж,d} = 0,28 \cdot Re_{ж,d}^{0,6} \cdot Pr_{ж}^{0,38} = 0,28 \cdot (4,54 \cdot 10^4)^{0,6} \cdot 0,703^{0,38} = 152,5.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu_{ж,d} \cdot \lambda_{ж}}{d} = \frac{152,5 \cdot 2,59 \cdot 10^{-2}}{0,057} = 69 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

**Задача 1.3.5.** Трубу наружным диаметром  $d_{нар} = 25$  мм и внутренним диаметром  $d_{вн} = 22$  мм обтекает поток воды, направление которого составляет угол в  $30^\circ \text{C}$  с осью трубы. Скорость движения воды  $\omega = 1,1$  м/с. Температура воды  $t_{ж} = 30^\circ \text{C}$ .

*Ответ.*  $q_l = 5,48$  кВт/м.

#### 1.4. Теплоотдача при изменении агрегатного состояния

**Задача 1.4.1.** Определить количество водяного пара, получаемого за 1 ч в котле с поверхностью  $F = 2 \text{ м}^2$ . Температура стенки котла  $t_{ст} = 150^\circ \text{C}$ . Давление насыщенного пара в котле  $p_{н} = 3,62 \cdot 10^5$  Па.

*Решение.* При заданном давлении температура насыщения  $t_{н} = 140^\circ \text{C}$ , а теплота парообразования  $r = 2140$  кДж/кг.

Разность температур между поверхностью нагрева  $t_{ст}$  и  $t_{н}$

$$\vartheta = t_{ст} - t_{н} = 150 - 140 = 10 \text{ К}.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = A \cdot q^{2/3} = A^3 \cdot \vartheta^2,$$

$$\text{где } A = \frac{3,4 \cdot (p_{н} \cdot 10^{-5})^{0,18}}{1 - 0,0045 p_{н} \cdot 10^{-5}} = \frac{3,4 \cdot 3,62^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot 3,62} = 4,497 \text{ Вт}^{2/3} \cdot \text{м}^{2/3} \cdot \text{К}.$$

Следовательно,

$$\alpha = 4,497^3 \cdot 10^2 = 90,94 \cdot 10^2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловой поток, отдаваемый поверхностью нагрева,

$$Q = \alpha \cdot \vartheta \cdot F = 9094 \cdot 10 \cdot 2 = 181880 \text{ Вт}.$$

Количество пара, получаемое за 1 ч,

$$M = \frac{Q}{r} = \frac{181880 \cdot 3600}{2140 \cdot 1000} = 306 \text{ кг/ч.}$$

**Задача 1.4.2.** В испарителе холодильной машины фреон-12 кипит в трубах. Диаметр труб 12 мм, скорость циркуляции агента  $G_a = 50$  кг/ч, температуры насыщения  $t_n = -10$  °С и стенки  $t_{ст} = -6$  °С.

Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к кипящему фреону-12.

*Решение.* Коэффициент теплоотдачи при кипении фреонов можно определить по формуле

$$\alpha = 58,8 \frac{q^{0,6} \cdot G_a^{0,2}}{d^{0,6}} f(p). \quad (3)$$

Значение функции  $f(p)$  приведено в таблице 1.1.

Таблица 1.1

T, К	$f(p) \cdot 10^2, \text{ Дж}^{0,4} / (\text{кг}^{0,2} \cdot \text{м}^{0,2} \cdot \text{с}^{0,2} \cdot \text{К})$ для фреонов				
	11	12	22	113	142
243	0,57	1,46	1,64	–	1,00
263	0,82	1,80	2,02	–	1,26
283	1,04	2,12	2,54	0,69	1,55
303	1,36	2,54	3,01	0,88	1,94

Формулу (3) можно привести к такому виду

$$\alpha = 2,652 \cdot 10^4 \frac{q^{1,5} \cdot G_a^{0,5}}{d^{1,5}} (f(p))^{2,5} = 2,652 \cdot 10^4 \frac{4^{1,5} \left(\frac{50}{3600}\right)^{0,5}}{(0,012)^{1,5}} (1,8 \cdot 10^{-2})^{2,5} =$$

$$= 828 \text{ Вт}(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

**Задача 1.4.3.** В вертикальном кожухотрубчатом конденсаторе осуществляется пленочная конденсация сухого насыщенного пара аммиака. Температуры конденсации  $t_n = 31$  °С и поверхности  $t_{ст} = 29$  °С. Расчет выполнить по формуле Нуссельта, причем режим движения пленки принять ламинарным.

Определить толщину пленки конденсата  $\delta$  и значение местного коэффициента теплоотдачи на расстоянии 0,5 м от верхнего конца теплопередающей поверхности аппарата.

*Решение.* Физические характеристики конденсата аммиака при  $t_{\text{ср}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ :  $\lambda = 0,473 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\mu = 1,375 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ,  $\rho = 595,2 \text{ кг/м}^3$ ; при  $t_{\text{н}} = 31 \text{ }^\circ\text{C}$ :  $r = 1,141 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$ .

Толщина пленки

$$\delta = \sqrt[4]{\frac{4\mu \cdot H \cdot g}{\rho^2 \cdot g \cdot r}} = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 0,473 \cdot 1,375 \cdot 10^{-4} \cdot 0,5 \cdot 2}{595,2^2 \cdot 9,81 \cdot 1,141 \cdot 10^6}} \approx 9 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta} = \frac{0,473}{9 \cdot 10^{-5}} = 5260 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

**Задача 1.4.4.** В двухтрубном горизонтальном теплообменном аппарате охлаждающая вода движется в межтрубном пространстве, а пары фреона-12 конденсируются на внутренней поверхности трубы.

Определить коэффициент теплоотдачи от паров фреона к поверхности и массу конденсата, образующуюся за 1 ч, если давление насыщения  $p = 7,44 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , температура поверхности  $t_{\text{ст}} = 27,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , диаметр внутренней трубы 12 x 1 мм, рабочая часть аппарата  $l = 4 \text{ м}$ .

*Ответ.*  $\alpha = 2140 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ ;  $M = 21 \text{ кг/ч}$ .

## 1.5. Теплопередача

**Задача 1.5.1.** Через прямоугольный закрытый бак 1,6 x 0,9 x 0,7 м протекает раствор хлористого натрия температурой  $t_2 = -21 \text{ }^\circ\text{C}$ . Бак принимает тепло от окружающего воздуха температурой  $t_1 = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ . Стенка бака стальная толщиной 4 мм, теплопроводность стали  $\lambda_{\text{с}} = 49 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ . Коэффициент теплоотдачи от стенки бака к раствору  $\alpha_{\text{рс}} = 535 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ , от воздуха к стенке  $\alpha_{\text{в}} = 24,4 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ .

Проанализировать процесс теплопередачи: найти частные термические сопротивления теплоотдачи  $R_1$  и  $R_3$ , теплопроводности  $R_2$ , общее сопротивление  $R$ , определить коэффициент теплопередачи  $k$ , плотность теплового потока  $q$ , общее количество воспринимаемого тепла  $Q$ , а также температуры на внутренней  $t'$  и наружной  $t''$  поверхностях стенки.

Решение.  $R_1 = \frac{1}{\alpha_B} = \frac{1}{24,4} = 0,041 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$

$$R_2 = \frac{\delta}{\lambda_c} = \frac{0,004}{49} = 0,0000815 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$$

$$R_3 = \frac{1}{\alpha_{pc}} \cdot \frac{1}{535} = 0,00187 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$$

$$R = \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{pc}} = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$$

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{0,043} = 23,26 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$q = k \cdot (t_1 - t_2) = 23,26 \cdot [14 - (-20)] = 790,8 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

$$F = 2 \cdot 1,6 \cdot 0,7 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,7 + 2 \cdot 1,6 \cdot 0,9 = 6,38 \text{ м}^2,$$

откуда

$$Q = q \cdot F = 790,8 \cdot 6,38 = 5045 \text{ Вт}.$$

Чтобы определить температуру на наружной поверхности бака, напишем уравнение теплоотдачи от воздуха к этой стенке

$$q = \alpha_B \cdot (t_1 - t') \Rightarrow 790,8 = 24,4 \cdot (14 - t') \Rightarrow t' = -18,4 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Температуру на внутренней поверхности бака находим из уравнения теплоотдачи от стенки к раствору

$$q = \alpha_{pc} \cdot (t'' - t_2) \Rightarrow 790,8 = 535 \cdot [t'' - (-21)] \Rightarrow t'' = -19,5 \text{ }^\circ\text{С}.$$

**Задача 1.5.2.** Внутри воздуховода из фанеры толщины 3 мм ( $\lambda_{\text{ф}} = 0,16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ) движется воздух. Стенка канала плоская. Температура воздуха возле воздуховода  $t_2 = 23 \text{ }^\circ\text{С}$ , температура наружной по-

верхности воздуховода  $t'' = 28$  °С, коэффициент теплоотдачи от внутреннего воздуха к стенке воздуховода  $\alpha_{\text{вн}} = 72$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), от наружной поверхности стенки к внешнему воздуховоду  $\alpha_{\text{нар}} = 15$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Рассчитать температуру воздуха в воздуховоде  $t_1$ .

*Ответ.*  $t_1 = 30,4$  °С.

**Задача 1.5.3.** При испытании пастеризатора для молока установлено, что производительность аппарата 600 кг/ч, поверхность нагрева 1,5 м<sup>2</sup>, коэффициент теплоотдачи от нагревательной поверхности к молоку  $\alpha_{\text{м}} = 3020$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а от горячей воды к стенке  $\alpha_{\text{в}} = 3720$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Температура молока на входе в аппарат  $t_{\text{м1}} = 8$  °С, а на выходе из него  $t_{\text{м2}} = 75$  °С. Толщина металлической стенки, разделяющей среды,  $\delta = 2$  мм. Температура воды, соответственно  $t_{\text{в1}} = 93$  °С,  $t_{\text{в2}} = 32$  °С.

Определить теплопроводность стенки и материал, из которого она сделана. Средние температуры жидкостей допустимо рассчитывать приближенно (по средней арифметической). Удельная теплоемкость молока 3,94 кДж/(кг·К).

*Ответ.*  $\lambda = 17,2$  Вт/(м·К). Значение величины  $\lambda$  указывает, что нагревательная поверхность выполнена из нержавеющей стали.

**Задача 1.5.4.** Толщина кирпичной стены 38 см ( $\lambda = 0,29$  Вт/(м·К)), температура воздуха снаружи здания  $t_2 = -19,7$  °С, внутри помещения поддерживается  $t_1 = 20,2$  °С, коэффициент теплоотдачи от воздуха внутри помещения к поверхности стенки  $\alpha_1 = 15,8$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а от стенки к внешнему воздуху  $\alpha_2 = 28,3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Определить температуру внутренней  $t'$  и наружной  $t''$  поверхности, а также температуру по средней плоскости стены  $t_{\text{ср}}$ . Как изменятся потери тепла стены  $q$  и температура ее поверхности  $t'$ , если в результате увеличения скорости ветра коэффициент теплоотдачи снаружи увеличивается до 54 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

*Ответ.*  $t' = 18,4$  °С;  $t'' = -18,7$  °С;  $t_{\text{ср}} = -0,15$  °С;  $q_1 = 28,3$  Вт/м<sup>2</sup>;  $q_2 = 28,7$  Вт/м<sup>2</sup>;  $t_2' = 18,4$  °С.

## 2. ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ВОДОВОДЯНЫХ И ПАРОВОДЯНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

### 2.1. Тепловой расчет горизонтального пароводяного подогревателя

Расчет состоит в определении поверхности теплообмена рекуперативного теплообменника, в котором греющим теплоносителем является пар, а нагреваемым – вода. Пар поступает в межтрубное пространство, а вода движется по трубам теплообменника.

**Задание 2.1.1.** Рассчитать отопительный пароводяной подогреватель горизонтального типа производительностью  $Q$ . Температура нагреваемой воды на входе в подогреватель –  $t_2'$ , на выходе –  $t_2''$ . Абсолютное давление пара  $P$ , температура конденсата  $t_k$ , выходящего из подогревателя, равна температуре насыщения  $t_n$ ; число ходов воды  $z = 2$ ; поверхность нагрева выполнена из стальных труб диаметром  $d_b / d_n = 21/25$  мм. Загрязнение поверхности учесть дополнительным термическим сопротивлением  $\delta_3 / \lambda_3 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$  (принимается хорошее качество воды). Скорость пара в межтрубном пространстве –  $w_1$ . Скорость воды в трубках  $w_2$  принять, близкой к 1 м/с. На основе расчетов выбрать аппарат, выпускаемый серийно.

#### 2.1.1. Методика расчета

Расход воды массовый  $G$  (кг/с) и объемный  $V$  ( $\text{м}^3 / \text{с}$ ) определяются:

$$G = \frac{Q}{c_2(t_2'' - t_2')} ; V = \frac{G}{\rho_2} . \quad (4)$$

Теплоемкость воды  $c_2$  и плотность воды  $\rho_2$  определяются по таблицам насыщения воды по средней температуре воды.

Число трубок одного хода:

$$n_0 = \frac{V}{w_2 \pi d_b^2 / 4} . \quad (5)$$

Число трубок в корпусе:

$$n = n_0 z . \quad (6)$$



Принимая шаг трубок  $S$ , угол между осями трубной решетки  $\alpha$  и коэффициент использования трубной решетки  $\psi$ , определяется диаметр корпуса:

$$D = 1,13 S \sqrt{\frac{n}{\psi \sin \alpha}}. \quad (7)$$

Шаг труб принимаем из условия  $S = (1,3-1,6) d_n$ . Угол между осями трубной решетки при размещении труб по вершинам равносторонних треугольников –  $60^\circ$ . Коэффициент использования трубной решетки  $\psi = (0,6-0,8)$ .

Приведенное число трубок в вертикальном ряду:

$$m \approx \sqrt{n}. \quad (8)$$

Температурный напор

$$\Delta t = \frac{(t_2'' - t_2')}{\ln \frac{(t_H - t_2')}{(t_H - t_2'')}}. \quad (9)$$

Средние температуры воды и стенки

$$t_2 = t_H - \Delta t; \quad (10)$$

$$t_{ст} = \frac{(t_H + t_2)}{2}. \quad (11)$$

Для горизонтального подогревателя определяется режим течений пленки конденсата по приведенной длине трубки (критерий Григуля):

$$L = m d_n \Delta t_1 A_1, \quad (12)$$

где  $\Delta t_1 = t_H - t_{ст}$ ;  $A_1$  – температурный множитель, значение которого выбирается по  $t_H$  из таблицы 2.1.

Если  $L < L_{кр} = 3900$  (для горизонтальных труб), то режим течения пленки ламинарный, и тогда для этого режима коэффициент теплоотдачи пара для горизонтальных труб может быть определен по формуле Д. А. Лабунцова,  $Вт/м^2 \cdot К$ :

$$\alpha_1 = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m d_H (t_H - t_{CT})}}, \quad (13)$$

где  $A_2$  – коэффициент, который определяется по  $t_H$  из таблицы 2.1.

Если режим течения воды в трубках турбулентный, то коэффициент теплоотдачи при движении воды,  $Вт/м^2 \cdot К$ :

$$\alpha_2 = \frac{A_5 w_2^{0,8}}{d_3^{0,2}}, \quad (d_3 = d_B), \quad (14)$$

где  $A_5$  – множитель, определяемый по средней температуре воды по таблице 2.1.

Таблица 2.1

**Значение температурных множителей для определения коэффициентов теплоотдачи**

Конденсирующийся пар Н <sub>2</sub> О					Вода при турбулентном движении	
Температура насыщения $t_H, °C$	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$	Температура, °C	$A_5$
20	5,16	–	–	1,62	20	2000
30	7,88	–	–	2,06	30	2100
40	11,40	–	–	2,54	40	2400
50	15,6	–	–	3,06	50	2600
60	20,9	–	–	3,62	60	2700
70	27,1	–	–	4,22	70	2800
80	34,5	8400	12200	4,88	80	3000
90	42	8710	12750	5,57	90	3100
100	51,5	8950	13100	6,28	100	3300
110	60,7	9180	13480	6,95	110	3400
120	70,3	9350	13800	7,65	120	3500
130	82	9500	14070	8,47	130	3600
140	94	9600	14280	9,28	140	3780
150	107	9700	14450	10,15	150	3850
160	122	9730	14520	11,09	160	3920
170	136	980	14650	12,04	170	4000
180	150	9850	14700	12,90	180	4100

Расчетный коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup> · К:

$$k = \frac{1}{\left[ \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2} \right]}. \quad (15)$$

Уточняется значение температуры стенки трубки

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{н}} \alpha_1 + t_2 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (16)$$

Если значение  $t_{\text{ст}}$  мало отличается от принятого для предварительного расчета, то пересчет величины  $\alpha_1$  не нужен.

Расчетная поверхность нагрева

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}. \quad (17)$$

По поверхности нагрева и диаметру труб выбирается пароводяной подогреватель горизонтального типа, по каталогу выписываются его технические характеристики и основные размеры.

Уточненная скорость течения воды в трубах выбранного подогревателя

$$w_2 = \frac{V}{f_{\text{т}}}, \quad (18)$$

где  $f_{\text{т}}$  – площадь проходного сечения трубного пространства, м<sup>2</sup>.

Длина хода воды

$$L = l z, \quad (19)$$

где  $l$  – активная длина трубок, м.

Уточненный критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w_2 d_{\text{в}}}{\nu_2}. \quad (20)$$

Используя таблицы коэффициентов гидравлического трения, по критерию Re определяется  $\lambda_{\text{т}}$  для гидравлически гладких труб.

Потери давления в подогревателе определяются с учетом дополнительных потерь от шероховатости в результате загрязнения

труб  $X_{ст}$  и от потерь от местных сопротивлений  $\xi$ , которые определяются по таблицам.

Потеря давления в подогревателе, Па:

$$\Delta P = \left[ \frac{\lambda_{т} L X_{ст}}{d_{в}} + \sum \xi \right] \frac{\rho_2 w_2^2}{2}. \quad (21)$$

## 2.2. Тепловой расчет секционного водоводяного подогревателя

Расчет секционного водоводяного подогревателя заключается в определении общей поверхности теплообмена и количества секций. Греющим и нагреваемым теплоносителями является вода.

**Задание 2.2.1.** Произвести тепловой конструктивный расчет секционного водоводяного подогревателя производительностью  $Q$ . Температуры нагреваемой воды –  $t'_2, t''_2$ ; температуры сетевой воды –  $t'_1, t''_1$ . Влияние загрязнения поверхности нагрева подогревателя и снижения коэффициента теплопередачи учесть коэффициентом  $\beta = 0,70$ . Скорость воды в трубном пространстве –  $w_1$ .

### 2.2.1. Методика расчета

Расходы сетевой воды в трубках и воды, нагреваемой в межтрубном пространстве:

$$G_1 = \frac{Q}{c_1(t'_1 - t''_1)}, \quad V_1 = \frac{G_1}{\rho_1}. \quad (22)$$

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t''_2 - t'_2)}, \quad V_2 = \frac{G_2}{\rho_2}. \quad (23)$$

Площадь проходного сечения трубок,  $m^2$ :

$$f_{т} = \frac{V_1}{w_1}. \quad (24)$$

По площади  $f_{т}$  по каталогу выбирают секционный подогреватель, выписывают его технические характеристики и уточняется скорость движения воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$w_1 = \frac{V_1}{f_{т}}, \quad w_2 = \frac{V_2}{f_{мт}}, \quad (25)$$

где  $f_{\text{MT}}$  – площадь проходного сечения межтрубного пространства секции,  $\text{м}^2$ .

Внутренний диаметр трубок секции определяется по площади проходного сечения  $f_{\text{T}}$  и числу трубок секции  $n$ :

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 f_{\text{T}}}{\pi n}}. \quad (26)$$

Толщина трубок секции принимается равной 2 мм.

По температуре  $t_1$  из таблицы 2.1 выбираем температурный множитель  $A_{5(1)}$ , а по температуре  $t_2$  – температурный множитель  $A_{5(2)}$ .

Определяем режим течения воды в трубках и в межтрубном пространстве

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_{\text{в}}}{\nu_1}; \quad \text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{э}}}{\nu_2}, \quad (27)$$

где  $d_{\text{в}}$ ,  $d_{\text{э}}$  – соответственно, внутренний диаметр трубок теплообменника и эквивалентный диаметр межтрубного пространства секции, которые выбираются из каталога.

При турбулентном режиме коэффициент теплопередачи в трубках и межтрубном пространстве определяется как

$$\alpha_1 = \frac{A_{5(1)} w_1^{0,8}}{d_{\text{в}}^{0,2}}, \quad \alpha_2 = \frac{A_{5(2)} w_2^{0,8}}{d_{\text{э}}^{0,2}}. \quad (28)$$

Коэффициент теплопередачи определяется как для плоской стенки:

$$k = \frac{\beta}{\left[ \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right]}. \quad (29)$$

Температурный напор  $\Delta t$  и поверхность нагрева подогревателя:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \left[ \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right]}, \quad (30)$$

$$F = \frac{Q}{k \Delta t}. \quad (31)$$

Число секций подогревателя:

$$z = \frac{F}{F'}, \quad (32)$$

где  $F'$  – площадь поверхности нагрева одной секции, согласно технической характеристике подогревателя из каталога,  $\text{м}^2$ .

Уточненная поверхность нагрева подогревателя (согласно технической характеристике выбранного аппарата) составит:

$$F = F' \cdot z. \quad (33)$$

Длина хода воды по трубкам секций при среднем диаметре трубок  $d = 0,5(d_{\text{н}} + d_{\text{в}})$ :

$$L_{\text{т}} = l_{\text{т}} z = \frac{F'}{\pi d n} z, \quad (34)$$

где  $l_{\text{т}}$  – длина трубы одной секции подогревателя, м;  $n$  – число труб одной секции; значения  $n$ ,  $l_{\text{т}}$  выбираются из каталога.

Длина хода воды по межтрубному пространству секций  $L_{\text{мт}}$  принимается равной  $L_{\text{мт}} \approx 0,85 L_{\text{т}}$  из конструктивных соображений.

Коэффициенты гидравлического трения для трубок и межтрубного пространства определяют по формуле Альтшуля при  $k_1 = 0,3 \cdot 10^{-3}$  мм (для бесшовных стальных труб высшего качества изготовления):

$$\lambda = \frac{1}{\left[ 1,8 \cdot \lg \text{Re} - 1,8 \cdot \lg \left( \text{Re} \frac{k_1}{d_s} + 7 \right) \right]^2}. \quad (35)$$

Потери давления в подогревателе с учетом дополнительных потерь  $X_{\text{ст}}$  от шероховатости (для загрязненных стальных труб принимается по таблице):

$$\Delta P_{\text{т}} = \left( \frac{\lambda_{\text{т}} L_{\text{т}}}{d_{\text{в}}} X_{\text{ст}} + \sum \xi_{\text{т}} \right) \frac{w_1^2 \rho_1}{2}. \quad (36)$$

$$\Delta P_{\text{MT}} = \left( \frac{\lambda_{\text{MT}} L_{\text{MT}}}{d_3} X_{\text{CT}} + \sum \xi_{\text{MT}} \right) \frac{w_2^2 \rho_2}{2}. \quad (37)$$

Сумма значений коэффициентов местных сопротивлений для межтрубного пространства определяется по следующей формуле:

$$\sum \xi_{\text{MT}} = 13,5 \frac{f_{\text{MT}}}{f_{\text{патр}}} z, \quad (38)$$

где  $\frac{f_{\text{MT}}}{f_{\text{патр}}} = 1$  – отношение сечения межтрубного пространства к сечению входного или выходного патрубков.

### 2.3. Тепловой расчет вертикального пароводяного подогревателя (графический метод)

**Задание 2.3.1.** Произвести конструктивный тепловой расчет четырехходового ( $z = 4$ ) вертикального пароводяного подогревателя со свободной нижней решеткой при следующих условиях: производительность аппарата  $Q$ , параметры греющего пара: давление  $P$ , температура  $t_1$ . Температура нагреваемой воды  $t_2', t_2''$ . Поверхность нагрева выполнена из латунных трубок диаметром  $d_b / d_n = 18/20$  мм с толщиной стенки  $\delta_{\text{CT}}$ . Вода проходит по трубам, а пар поступает в межтрубное пространство. Высота трубок в одного хода  $H = 4$  м, толщина слоя накипи на трубках  $\delta_n = 0,0002$  м.

#### 2.3.1. Методика расчета

Определяются массовые расходы пара  $D$  и воды  $V$ :

$$D = \frac{Q}{h_1 - h_n}; \quad V = \frac{Q}{c_b (t_2'' - t_2')}, \text{ кг/с}, \quad (39)$$

где  $h$  – энтальпия пара на входе в аппарат, кДж/кг;  $h_n$  – энтальпия конденсата на выходе из аппарата, кДж/кг.

Средняя логарифмическая разность температур теплоносителей в подогревателе определяется по формуле (30).

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к вертикально расположенным трубкам можно определить в зависимости от значения критерия Григулля  $Z = A_1 H (t_n - t_{\text{CT}})$  по следующим формулам:

$$- \text{ при } Z < 2300, \alpha_1 = \frac{A_3}{[H (t_{\text{н}} - t_{\text{ст}})]^{0,22}}; \quad (40)$$

$$- \text{ при } Z > 2300, \alpha_1 = \frac{\text{Re}_{\text{н}}}{A_4 H (t_{\text{н}} - t_{\text{ст}})}, \quad (41)$$

где  $t_{\text{н}}$  – температура насыщенного пара;  $t_{\text{ст}}$  – средняя температура стенки, определяется по формуле (11);  $A_1, A_3, A_4$  – эмпирические коэффициенты из таблицы 2.1, по соответствующим температурам;

$$\text{Re}_{\text{н}} = \left[ 253 + 0,069 \frac{\text{Pr}^{0,75}}{\text{Pr}_{\text{ст}} (t_{\text{н}} - t_{\text{ст}})} \right]. \quad (42)$$

Использование этих формул требует расчетов теплообменника методом подбора значений  $t_{\text{н}}$  и  $t_{\text{ст}}$ . Можно применить методику упрощенного графо-аналитического метода расчета, которая обеспечивает однозначное решение.

Коэффициент теплопередачи определяется графо-аналитическим методом, для чего предварительно находится для различных участков перехода тепла зависимость между удельным тепловым напряжением  $q$  и перепадом температур  $\Delta t$ .

*Теплоотдача от пара к стенке*

Коэффициент теплоотдачи определяется по формуле Нуссельта

$$\alpha_1 = \frac{1,15 B}{H^{0,25} (t_{\text{н}} - t_{\text{ст}})^{0,25}}, \quad (43)$$

где  $B = 5700 + 56 t_{\text{н}} - 0,09 t_{\text{н}}^2$ .

Для найденного значения  $\alpha_1$

$$q_1 = \alpha_1 \Delta t_1. \quad (44)$$

Задаваясь рядом значений  $\Delta t_1$ , вычисляем соответствующие им величины  $q_1$ . Строится зависимость  $\Delta t_1 = f(q_1)$ , представленная на рис. 2.1.

*Передача тепла через стенку*

При этом

$$q_{\text{ст}} = \frac{\lambda_{\text{ст}}}{\delta_{\text{ст}}} \Delta t_2. \quad (45)$$



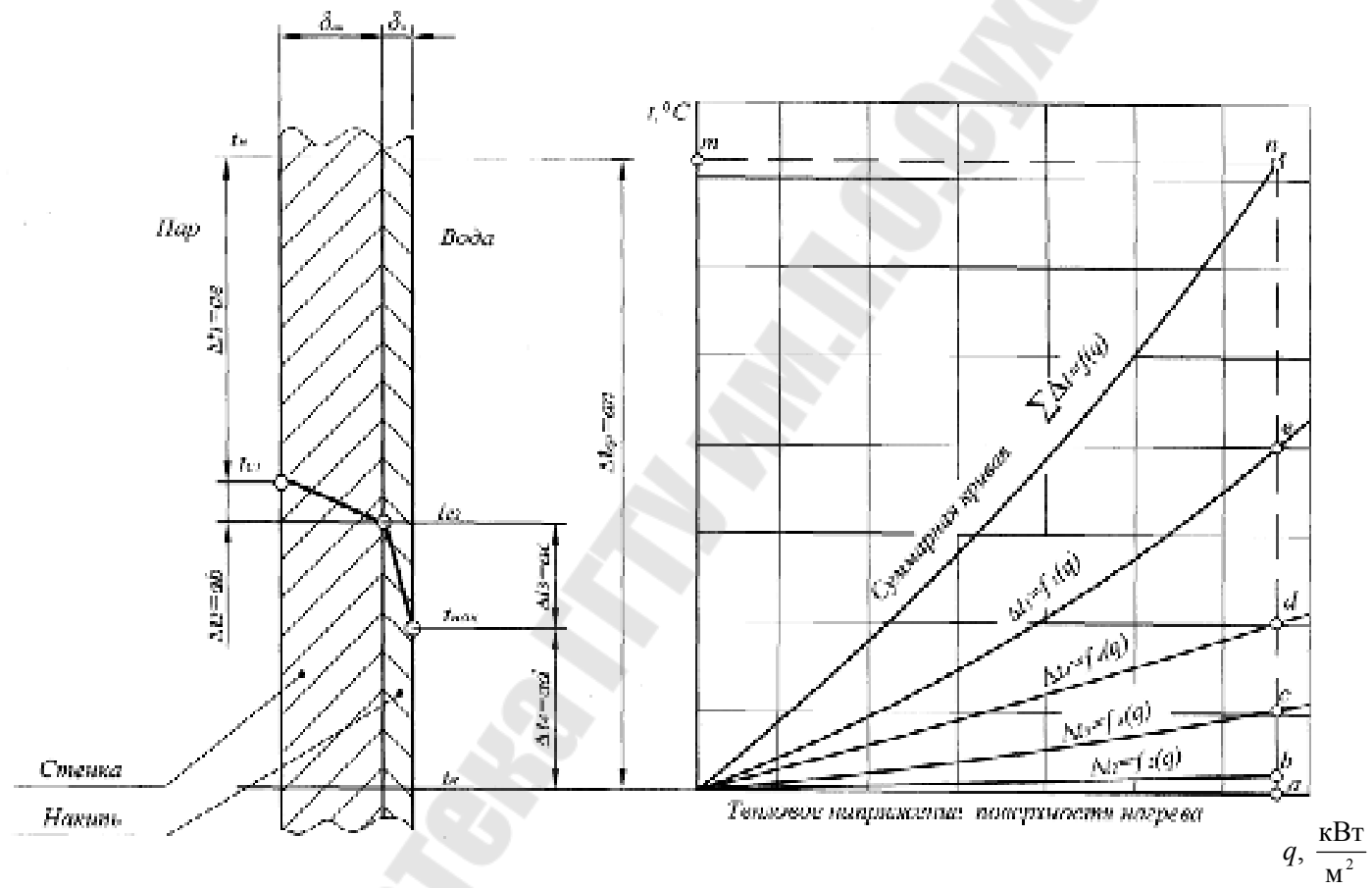


Рис. 2.1. Построение зависимости  $\Delta t_1 = f(q_1)$ .

Так как соотношение между  $q_2$  и  $\Delta t_2$  отображается прямой линией, то, задавшись значениями  $\Delta t_2$ , наносим прямую  $\Delta t_{\text{ст}} = f(q_{\text{ст}})$  на график.

*Передача тепла через слой накипи*

$$q_{\text{н}} = \frac{\lambda_{\text{н}}}{\delta_{\text{н}}} \Delta t_3. \quad (46)$$

Задавшись значениями  $\Delta t_3$ , определяют значения  $q_{\text{н}}$  и по рассчитанным точкам строим на графике прямую  $\Delta t_3 = f(q_{\text{н}})$ .

*Теплоотдача от стенки к воде*

Скорость воды в пароводяных подогревателях обычно составляет 1–3 м/с, движение воды – турбулентное; поэтому используют упрощенную формулу, задавшись  $w$ :

$$\alpha_2 = \frac{A_5 w^{0,8}}{d_{\text{в}}^{0,2}}, \quad (47)$$

где  $A_5$  – температурный множитель из таблицы 2.1;

$$q_2 = \alpha_2 \cdot \Delta t_4. \quad (48)$$

Аналогично предыдущему строится прямая полученной зависимости  $\Delta t_4 = f(q_2)$ , проходящая через начало координат.

Складывая ординаты четырех кривых, строится суммарная кривая тепловых перепадов. Из точки  $m$  на оси ординат, соответствующей  $\Delta t_{\text{ср}}$ , проводится прямая, параллельная оси абсцисс, до пересечения ее с суммарной кривой. Из точки пересечения  $n$  опускается перпендикуляр  $na$  на ось абсцисс и находится значение  $q$ . При этом коэффициент теплопередачи будет равен:

$$k = \frac{q}{\Delta t_{\text{ср}}}. \quad (49)$$

*Поверхность нагрева теплообменника*

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\text{ср}}}. \quad (50)$$

Из каталога для вертикальных пароводяных подогревателей выбирается аппарат и приводятся его основные конструктивные данные.

Приложение 1

Варианты исходных данных

Таблица П.1.1

Пароводяной и водоводяной подогреватели										
Предпоследняя цифра шифра	$\omega$ , м/с	$Q \cdot 10^{-6}$ , Вт	Последняя цифра шифра	$t'_2$ , °С	$t''_2$ , °С	$P$ , МПа	$d_b / d_n$	$t''_1$ , °С	$t''_1$ , °С	Примечание
0	1,0	2,5	0	70	95	0,30	21/25	140	80	
1	1,8	2,3	1	60	90	0,25		130	75	
2	1,6	2,8	2	65	95	0,40		135	80	
3	1,5	2,7	3	70	100	0,45		140	85	
4	1,7	2,9	4	75	100	0,48		145	85	
5	1,1	3,0	5	72	97	0,38		143	90	
6	1,3	3,5	6	60	95	0,32		130	80	
7	1,2	4,0	7	58	90	0,42		125	70	
8	1,4	4,5	8	68	97	0,36		132	80	
9	1,0	3,8	9	70	90	0,28		140	75	

Таблица П.1.2

Пароводяной подогреватель							
Предпоследняя цифра шифра	$Q \cdot 10^{-6}$ , Вт	$P$ , МПа	$t$ , °С	Последняя цифра шифра	$t'_1$ , °С	$t''_2$ , °С	Примечание
0	20	0,25	132	0	65	117	
1	18	0,30	145	1	68	120	
2	16	0,32	150	2	70	125	
3	22	0,35	155	3	75	130	
4	21	0,20	130	4	60	110	
5	19	0,24	135	5	65	115	
6	17	0,28	140	6	67	118	
7	25	0,26	138	7	63	115	
8	23	0,29	142	8	70	120	
9	24	0,27	140	9	72	128	

Таблица П.1.3

Значение  $\lambda_T = f(Re)$  для гидравлически гладких труб

$Re \cdot 10^{-3}$	$\lambda_T$	$Re \cdot 10^{-3}$	$\lambda_T$	$Re \cdot 10^{-3}$	$\lambda_T$	$Re \cdot 10^{-3}$	$\lambda_T$
10	0,0303	80	0,0184	200	0,0153	340	0,0139
20	0,0253	90	0,0179	220	0,0150	360	0,0137
30	0,0230	100	0,0175	240	0,0147	380	0,0135
40	0,0215	120	0,0168	260	0,0146	400	0,01345
50	0,0205	140	0,0168	280	0,0144		
60	0,0197	160	0,0160	300	0,0142		
70	0,0190	180	0,0156	320	0,0140		

Таблица П.1.4

Значение коэффициента загрязнения труб  $X_{ст}$ 

Материал труб и состояние их поверхности	$X_{ст}$
Медные и латунные чистые гладкие трубы	1,0
Новые стальные чистые трубы	1,16
Старые (загрязненные) медные или латунные трубы	1,3
Старые (загрязненные) стальные трубы	1,51–1,56

Таблица П.1.5

Коэффициенты местного сопротивления  $\xi$ 

Наименование детали	$\xi$	Наименование детали	$\xi$
Вентиль проходной $d = 50$ мм при полном открытии	4,6	То же через колено в секционных подогревателях	2,0
То же $d = 400$ мм	7,6	Вход в межтрубное пространство под углом $90^\circ$ к рабочему потоку	1,5
Вентиль Косва	1,0		
Задвижка нормальная	0,5–1,0		
Кран проходной	0,6–2,0	Поворот на $180^\circ$ в U-образной трубе	0,5
Угольник $90^\circ$	1,0–2,0		
Колено гладкое $90^\circ R = d$	0,3	Переход из одной секции в другую (межтрубный поток)	2,5
Колено гладкое $90^\circ R = 4d$	1,0		
Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5	Поворот на $180^\circ$ через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
Поворот на $180^\circ$ из одной секции в другую через промежуточную камеру	2,5		
Выход из межтрубного пространства под углом $90^\circ$	1,0	Огибание перегородок, поддерживающих трубы	0,5

## Характеристики водоводяных подогревателей по МВН 050-62

Типо-размер	Количество и длина трубок, мм	Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	Площади проходных сечений, м <sup>2</sup>		Эквивалентный диаметр сечения между трубами	Наибольшие расходы воды через, т/ч	
			по трубам	между трубами		трубки	корпус
МВН 2050-29 МВН 2050-30	372×046 374×086	3,38 6,84	0,00507	0,0122	0,0212	46/27	110/66
МВН 2050-31 МВН 2050-32	692×046 694×086	6,30 12,75	0,00935	0,0198	0,0193	84/50	178/107
МВН 2050-33 МВН 2050-34	109×2046 109×4086	9,93 20,13	0,0147	0,0308	0,0201	132/80	276/166
МВН 2050-35 МВН 2050-36	151×2046 151×4086	13,73 27,86	0,0204	0,0446	0,0208	184/110	400/240

*Примечание.*

1. Все данные приведены для одной секции.

2. Наибольшие расходы воды определены при ее объемном весе 1000 кг/м<sup>3</sup>.

Приведенные в числителе расходы воды соответствуют ее скорости 2,5 м/с, а в знаменателе – 1,5 м/с, наибольшей при установке подогревателей в местных системах.

Основные размеры водоводяных подогревателей по МВН 2050-62

Типо-размер	Размеры, мм																
	$D_H$	$D$	$D_1$	$D_2$	$d_H$	$d_{H1}$	$d_1$	$d_2$	$H$	$h$	$L$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$n_1$	$N_2$	Вес, кг
МВН 2050-29	168	360	180	210	133	114	18	18	400	200	2040	2322	2502	2682	8	8	141
МВН 2050-30											4080	4362	4542	4722			220
МВН 2050-31	219	410	240	240	168	168	23	23	500	500	2040	2402	2640	2877	8	8	222
МВН 2050-32											4080	4442	4680	4917			358
МВН 2050-33	273	450	295	295	219	219	23	23	600	300	2040	2422	2729	3035	8	8	325
МВН 2050-34											4080	4462	4769	5075			531
МВН 2050-35	325	513	295	350	273	219	23	23	700	350	2040	2492	2840	3187	8	12	440
МВН 2050-36											4080	4532	4880	5227			735

*Примечание.* Вес приведен для разъемных односекционных подогревателей.

## Содержание

Введение.....	3
1. Задачи по основным процессам теплопереноса .....	3
1.1. Теплопроводность при стационарном режиме.....	3
1.2. Теплоотдача при свободном движении жидкости .....	6
1.3. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости.....	8
1.4. Теплоотдача при изменении агрегатного состояния .....	11
1.5. Теплопередача .....	13
2. Тепловые расчеты водоводяных и пароводяных теплообменников.....	16
2.1. Тепловой расчет горизонтального пароводяного подогревателя .....	16
2.2. Тепловой расчет секционного водоводяного подогревателя .....	20
2.3. Тепловой расчет вертикального пароводяного подогревателя (графический метод).....	23
Приложение 1 .....	27

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

**Овсянник Анатолий Васильевич  
Шаповалов Александр Валерьевич**

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА  
ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЙ  
И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПРАКТИКИ**

**Методические указания  
к практическим занятиям по одноименному курсу  
для студентов специальностей 1-43 01 05  
«Промышленная теплоэнергетика»  
и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация  
энергооборудования организаций»**

**Электронный аналог печатного издания**

Редактор *Н. И. Жукова*  
Компьютерная верстка *Е. В. Темная*

Подписано в печать 26.02.09.

Формат 60x84/16 Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Цифровая печать. Усл. печ. л. 1,86. Уч.-изд. л. 1,82.

Изд. № 100.

E-mail: [ic@gstu.gomel.by](mailto:ic@gstu.gomel.by)

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Издательский центр учреждения образования  
«Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого».  
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.