

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

Кафедра: «Промышленная теплоэнергетика и экология»

## **ТЕПЛОМАССОБМЕН**

### **ПРАКТИКУМ**

для студентов дневного и заочного отделений специальности  
1 – 43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и дневного отделения  
специальности 1 – 43 01 07 «Техническая эксплуатация  
энергооборудования организаций»

**Гомель 2010**

УДК 536.24  
О-34

*Рекомендовано научно-методическим советом  
энергетического факультета ГГТУ им. П.О. Сухого  
(протокол № 10 от 30.06.2010 г.)*

Авторы-составители: *М.Н. Новиков, А.В. Овсянник, А.В. Шаповалов*

Рецензент: д.ф-м.н, профессор, зав. кафедрой «Физика»  
ГГТУ им. П.О. Сухого  
*П.А. Хило*

О-34 **Тепломассобмен:** практикум для студентов специальностей 1 – 43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и 1 – 43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» /авт.-сост.: М.Н. Новиков, А.В. Овсянник, А.В. Шаповалов. – Гомель: Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого». 2010. – 28 с.  
ISBN 985-420-052-3

В виде формул, таблиц и графиков приведены соотношения, удобные для расчетов конкретных случаев теплопередачи, часто встречающихся на практике. Рассмотрены стационарная и нестационарная теплопроводность, элементы теории подобия, конвективный теплообмен при вынужденном движении потока, теплоотдача при кипении и конденсации жидкости.

Для студентов энергетических специальностей.

**УДК 536.24  
О-34**

**ISBN 985-420-052-3**

© Новиков М.Н., Овсянник А.В., Шаповалов А.В., 2010  
© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», 2010

## 1 ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

Тепловой поток  $Q$ , Вт, – количество теплоты, передаваемой в единицу времени ( $1 \text{ Дж/с} = 1 \text{ Вт}$ ).

Поверхностная плотность теплового потока  $q$ , Вт/м<sup>2</sup>, – тепловой поток, проходящий через единицу площади  $F$  поверхности теплообмена

$$q = Q/F. \quad (1.1)$$

Линейная плотность теплового потока  $q_l$ , Вт/м, – тепловой поток, отнесенный к единице длины  $l$  цилиндрической трубы

$$q_l = Q/l. \quad (1.2)$$

Теплопроводность материала или коэффициент теплопроводности  $\lambda$ , Вт/(м·К), – величина, равная отношению поверхностной плотности теплового потока к модулю температурного градиента

$$\lambda = q/|\text{grad}T|. \quad (1.3)$$

Зависимость теплопроводности  $\lambda_t$  от температуры  $t$ , °С, приближенно можно выразить в виде линейной функции

$$\lambda_t = \lambda_0[1 + bt], \quad (1.4)$$

где  $\lambda_0$  – теплопроводность при 0 °С, Вт/(м·К);  $b$  – постоянная, К<sup>-1</sup>.

### 1.1 Расчетные зависимости для плоской стенки

Температурное поле в однородной неограниченной плоской стенке толщиной  $\delta_{\text{ст}}$  при  $\lambda = \text{const}$

$$t = t_{\text{ст}1} + (t_{\text{ст}2} - t_{\text{ст}1})x/\delta_{\text{ст}}, \quad (1.5)$$

где  $t_{\text{ст}1}$  и  $t_{\text{ст}2}$  – температуры на внешних поверхностях стенки;  $x$  – текущая координата, в которой определяется температура  $t$ ,  $0 \leq x \leq \delta_{\text{ст}}$ .

Температурное поле в плоской стенке при линейном законе изменения теплопроводности от температуры ( $x$  – расстояние от поверхности стенки, имеющей температуру  $t_{\text{ст}1}$ )

$$t = \left[ (1/b + t_{\text{ст}1})^2 - 2xq/(\lambda_0 b) \right]^{0.5} - 1/b. \quad (1.6)$$

Формула теплопроводности для плоской стенки, составленной из  $n$  слоев различных материалов

$$Q = (t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}(n+1)})F \sum_{i=1}^{i=n} (\delta_i / \lambda_i), \quad (1.7)$$

где  $t_{\text{ст}1}$  и  $t_{\text{ст}(n+1)}$  – температуры на внешних поверхностях многослойной стенки, °С;  $\delta_i$  – толщина  $i$ -го слоя стенки, м;  $\lambda_i$  – теплопроводность материала  $i$ -го слоя стенки, Вт/(м·К).

Формула теплопередачи между двумя средами с температурами  $t_{\text{ж}1}$  и  $t_{\text{ж}2}$

$$Q = k(t_{\text{ж}1} - t_{\text{ж}2})F, \quad (1.8)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Коэффициент теплопередачи для  $n$ -слойной плоской стенки

$$k = \left( 1/\alpha_1 + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + 1/\alpha_2 \right)^{-1}, \quad (1.9)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи на внешних поверхностях стенки, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha = q/(t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}). \quad (1.10)$$

При расчете плоских многослойных стенок можно воспользоваться эквивалентным коэффициентом теплопроводности

$$\lambda_{\text{экв}} = \sum_{i=1}^{i=n} \delta_i / \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \quad (1.11)$$

Плотность теплового потока для плоской многослойной стенки

$$q = \lambda_{\text{экв}}(t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}(n+1)}) / \sum_{i=1}^{i=n} \delta_i. \quad (1.12)$$

## 1.2 Расчетные зависимости для цилиндрической стенки

Температурное поле в однородной стенке бесконечно длинного цилиндра с наружным и внутренним диаметрами  $d_1$  и  $d_2$  и  $\lambda = \text{const}$

$$t = t_{\text{ст}1} - (t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2}) \ln(d/d_1) / \ln(d_2/d_1), \quad (1.13)$$

где  $t_{\text{сr1}}$  и  $t_{\text{сr2}}$  – температуры на внутренней и наружной поверхностях стенки;  $d$  – текущий диаметр цилиндрической поверхности, для которой определяется температура  $t$ .

Температурное поле в цилиндрической стенке с учетом температурной зависимости теплопроводности  $\lambda_r = \lambda_0(1+bt)$

$$t = \left[ (1/b + t_{\text{сr1}})^2 - \frac{Q}{\pi b \lambda_0 l} \ln \frac{d}{d_1} \right]^{0,5} - 1/b, \quad (1.14)$$

где  $l$  – длина цилиндрической стенки.

Температура на границе между  $i$ -м и  $(i+1)$ -м плотно прилегающими слоями цилиндрической многослойной стенки

$$t_{\text{сr}(i+1)} = t_{\text{сr1}} - \frac{Q}{\pi l} \sum_{k=1}^{k=i} \left( \frac{1}{2\lambda_k} \ln \frac{d_{k+1}}{d_k} \right). \quad (1.15)$$

Тепловой поток, проходящий через цилиндрическую поверхность  $F$  равен

$$Q = \frac{2\lambda F}{d} \frac{t_{\text{сr1}} - t_{\text{сr2}}}{\ln(d_2/d_1)}. \quad (1.16)$$

Формула теплопроводности для стенки, составленной из  $n$  цилиндрических слоев

$$Q = \pi l (t_{\text{сr1}} - t_{\text{сr}(n+1)}) / \sum_{i=1}^{i=n} \left( \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right), \quad (1.17)$$

где  $t_{\text{сr1}}$  и  $t_{\text{сr}(n+1)}$  – температуры на внутренней и внешней поверхностях многослойной стенки соответственно;  $d_i$  и  $d_{i+1}$  – внутренний и внешний диаметры  $i$ -го слоя стенки.

Для однослойной цилиндрической стенки, при условии теплопередачи, линейная плотность теплового потока

$$q_l = \pi d_1 \alpha_1 (t_{\text{ж1}} - t_{\text{сr1}}) = \frac{2\pi \lambda (t_{\text{сr1}} - t_{\text{сr2}})}{\ln(d_2/d_1)} = \pi d_2 \alpha_2 (t_{\text{сr2}} - t_{\text{ж2}}), \quad (1.18)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи на внутренней и внешней поверхностях стенки соответственно.

Формула теплопередачи между двумя средами с  $t_{ж1}$  и  $t_{ж2}$

$$Q = \pi k_l l (t_{ж1} - t_{ж2}) \quad (1.19)$$

Линейный коэффициент теплопередачи  $k_l$ , Вт/(м·К) в формуле (1.19) для  $n$ -слойной цилиндрической стенки

$$k_l = \left( \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \left( \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}} \right)^{-1}. \quad (1.20)$$

При расчете многослойных цилиндрических стенок можно использовать эквивалентный коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \left( \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right)}{\sum_{i=1}^{i=n} \left( \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right)}. \quad (1.21)$$

### 1.3 Расчет тепловой изоляции

Полное термическое сопротивление  $R_l$ , (м·К)/Вт однородной цилиндрической стенки исходя из формулы (1.20) будет:

$$R_l = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}. \quad (1.22)$$

При постоянных значениях  $\alpha_1$ ,  $d_1$ ,  $\lambda$  и  $\alpha_2$  термическое сопротивление будет зависеть только от внешнего диаметра  $d_2$ .

Значение внешнего диаметра трубы, соответствующего минимальному полному термическому сопротивлению теплопередачи, называется критическим диаметром  $d_{кр}$ , величину которого можно определить по формуле:

$$d_{кр} = 2\lambda / \alpha_2, \text{ м.} \quad (1.23)$$

Если при подборе изоляции для цилиндрической поверхности расчетное значение  $d_{кр}$  (при заданных  $\lambda_{из}$  и  $\alpha_2$ ) больше наружного диаметра изолируемой поверхности, то применение данного изоляционного материала нецелесообразно. Следовательно, условием выбора теплоизоляционного материала для снижения тепловых потерь трубопровода, покрытого слоем изоляции, будет:

$$\lambda_{из} = 0,5\alpha_2 d_2. \quad (1.24)$$

## 2 ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

Нестационарная теплопроводность характеризуется изменением температурного поля тела во времени. Приведённые ниже аналитические расчетные зависимости нестационарной теплопроводности справедливы при следующих условиях:

- равномерное распределение температуры тела в начальный момент времени;
- охлаждаемое (нагреваемое) тело подвергается воздействию среды со всех сторон;
- температура среды  $t_{\text{ж}}$  постоянна;
- охлаждение (нагревание) тела происходит при постоянном коэффициенте теплоотдачи  $\alpha$ .

Безразмерная температура тела  $\theta = (t - t_{\text{ж}}) / (t_0 - t_{\text{ж}})$  определяется с помощью числа Био  $Bi = \alpha l / \lambda$ , числа Фурье  $Fo = a \tau / l^2$  и безразмерной координаты в одномерном температурном поле, обозначаемой для бесконечно большой пластины  $X = x / \delta$ , для бесконечно длинного сплошного цилиндра  $R = r / r_{\text{ц}}$ . Здесь:  $t$  – температура в заданной точке тела для момента времени  $\tau$  от начала охлаждения (нагревания);  $t_0$  – начальная температура тела;  $\lambda$  и  $a$  – теплопроводность и температуропроводность материала тела,  $l$  – характерный размер тела ( $l = \delta$  – для пластины,  $l = r_{\text{ц}}$  – для цилиндра),  $x$  и  $r$  – координаты точки тела для пластины и цилиндра соответственно.

В телах конечных размеров (двух- и трёхмерное температурное поле) температура определяется на основе теоремы о перемножении решений: безразмерная температура тела конечных размеров при нагревании (охлаждении) равна произведению безразмерных температур тел с бесконечным размером, при пересечении которых образовано данное конечное тело. Ввиду симметричности нагрева тепловой поток, пересекающий среднюю плоскость неограниченной пластины равняется нулю. Это решение определяет одновременно температурное поле неограниченной пластины половинной толщины при условии одностороннего воздействия среды и отсутствии отвода тепла с противоположной стороны пластины. Данное обстоятельство позволяет использовать расчетные зависимости для неограниченной пластины в целях приближенного расчета температурного поля в стенке бесконечно длинного полого цилиндра (трубы) при условии теплоизоляции одной из сторон стенки и не слишком малого отношения диаметра цилиндра к толщине стенки.

### 2.1 Расчетные зависимости для бесконечно большой пластины и бесконечно длинного полого цилиндра

В общем случае безразмерная температура внутри пластины (стенки полого цилиндра) на расстоянии  $x$  от её средней плоскости (от теплоизолированной стороны стенки полого цилиндра при толщине стенки  $\delta$ )

$$\theta_x = f_1\left(\text{Bi} = \frac{\alpha\delta}{\lambda}; \text{Fo} = \frac{a\tau}{\delta^2}; X = \frac{x}{\delta}\right). \quad (2.1)$$

Если  $\text{Fo} \geq 0,3$ , то температуру  $\theta_x$  внутри пластины (стенки полого цилиндра) можно рассчитать по упрощенной зависимости

$$\theta_x = N_1 \cdot \cos(\mu_1 X) \cdot \exp(-\mu_1^2 \text{Fo}), \quad (2.2)$$

где  $N_1$  и  $\mu_1$  определяются по табл. 1 приложения.

### 2.2 Расчетные зависимости для бесконечно длинного сплошного цилиндра

В общем случае безразмерная температура внутри цилиндра на радиусе  $r$

$$\theta_r = f_2\left(\text{Bi} = \frac{\alpha r_{\text{ц}}}{\lambda}; \text{Fo} = \frac{a\tau}{r_{\text{ц}}^2}; R = \frac{r}{r_{\text{ц}}}\right). \quad (2.3)$$

Если  $\text{Fo} \geq 0,3$ , то температуру  $\theta_r$  внутри цилиндра на радиусе  $r$  можно рассчитать по упрощенной зависимости

$$\theta_r = N_2 \cdot J_0(\mu_2 R) \cdot \exp(-\mu_2^2 \text{Fo}), \quad (2.4)$$

где  $N_2$  и  $\mu_2$  определяются по табл. 1 приложения;  $J_0$  – функция Бесселя первого рода нулевого порядка (табл. 2 приложения).

### 2.3 Расчетные зависимости для сплошного цилиндра конечной длины (двухмерное температурное поле)

Цилиндр длиной  $2\delta$  и радиусом  $r_{\text{ц}}$  образован пересечением бесконечной пластины толщиной  $2\delta$  и бесконечного цилиндра радиусом  $r_{\text{ц}}$  (рис. 2.1).



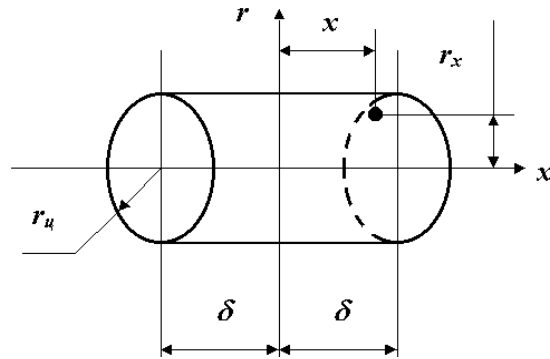


Рис. 2.1. К расчету температурного поля цилиндра конечной длины

В общем случае безразмерная температура внутри стержня в точке с координатами  $(x, r)$  равна

$$\theta_{xr} = \theta_x \theta_r = f_1 \left( \text{Bi} = \frac{\alpha \delta}{\lambda}; \text{Fo} = \frac{a \tau}{\delta^2}; X = \frac{x}{\delta} \right) \times \\ \times f_2 \left( \text{Bi} = \frac{\alpha r_{\text{ц}}}{\lambda}; \text{Fo} = \frac{a \tau}{r_{\text{ц}}^2}; R = \frac{r}{r_{\text{ц}}} \right), \quad (2.5)$$

где  $\theta_x$  и  $\theta_r$  – определяются по формулам (2.2) и (2.4) соответственно.

#### 2.4 Расчетные зависимости для параллелепипеда (трехмерное температурное поле)

Параллелепипед со сторонами  $2\delta_x$ ,  $2\delta_y$ ,  $2\delta_z$ , образован пересечением трёх пластин с соответствующей толщиной (рис. 2.2).

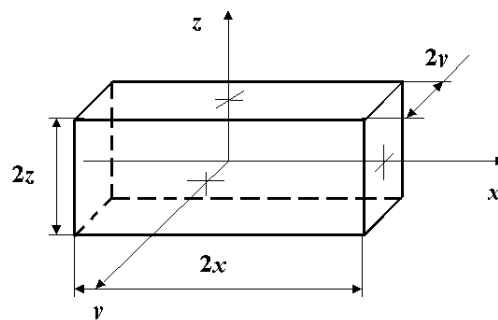


Рис. 2.2. К расчету температурного поля параллелепипеда

В общем случае безразмерная температура внутри параллелепипеда в точке с координатами  $(x, y, z)$  равна

$$\theta_{xyz} = \theta_x \theta_y \theta_z, \quad (2.6)$$

$$\text{где } \theta_x = f_{1.1} \left( \text{Bi} = \frac{\alpha \delta_x}{\lambda}; \text{Fo} = \frac{a\tau}{\delta_x^2}; X = \frac{x}{\delta_x} \right);$$

$$\theta_y = f_{1.2} \left( \text{Bi} = \frac{\alpha \delta_y}{\lambda}; \text{Fo} = \frac{a\tau}{\delta_y^2}; Y = \frac{y}{\delta_y} \right);$$

$$\theta_z = f_{1.3} \left( \text{Bi} = \frac{\alpha \delta_z}{\lambda}; \text{Fo} = \frac{a\tau}{\delta_z^2}; Z = \frac{z}{\delta_z} \right).$$

## 2.5 Расчет отданной (воспринятой) телом теплоты

Количество теплоты  $Q_\tau$ , Дж, отданной (воспринятой) телом за время в процессе охлаждения (нагревания), равно

$$Q_\tau = Q_0(1 - \bar{\theta}), \quad (2.6)$$

где  $Q_0 = mc(t_0 - t_{\text{ж}})$  – количество теплоты, переданной за время полного охлаждения (нагревания), Дж;  $m$  – масса тела, кг;  $c$  – теплоемкость материала, Дж/(кг·К);  $\bar{\theta}$  – средняя по объему безразмерная температура тела в момент времени  $\tau$ .

Теплота  $Q_0$ , переданная за время полного охлаждения равна:

– для цилиндра радиусом  $r_{\text{ц}}$ , и длиной  $l$

$$Q_0 = \pi r_{\text{ц}}^2 l \rho c (t_0 - t_{\text{ж}}); \quad (2.7)$$

– для параллелепипеда со сторонами  $2\delta_x, 2\delta_y, 2\delta_z$ ,

$$Q_0 = 8\delta_x \delta_y \delta_z \rho c (t_0 - t_{\text{ж}}). \quad (2.8)$$

Средняя по объему безразмерная температура в момент времени  $\tau$  при  $\text{Fo} \geq 0,3$  равна:

– для пластины

$$\bar{\theta}_x = \frac{2\text{Bi}^2}{\mu_1^2 (\mu_1^2 + \text{Bi}^2 + \text{Bi})} \exp(-\mu_1^2 \text{Fo}), \quad (2.9)$$

где в числах  $\text{Bi}$  и  $\text{Fo}$  характерным размером является  $1/2$  толщины пластины  $\delta$ ;

– для цилиндра

$$\bar{\theta}_r = \frac{4\text{Bi}^2}{\mu_2^2(\mu_2^2 + \text{Bi}^2)} \exp(-\mu_2^2 \text{Fo}), \quad (2.10)$$

где в числах  $\text{Bi}$  и  $\text{Fo}$  характерным размером является радиус  $r_{\text{ц}}$ ;  
– для цилиндра конечной длины

$$\bar{\theta}_{xr} = \bar{\theta}_x \bar{\theta}_r, \quad (2.11)$$

где  $\bar{\theta}_x$  и  $\bar{\theta}_r$  определяется по формулам (2.9) и (2.10) соответственно при выборе в качестве характерных размеров  $l/2$  длины цилиндра и радиуса цилиндра соответственно;  
– для параллелепипеда

$$\bar{\theta}_{xyz} = \bar{\theta}_x \bar{\theta}_y \bar{\theta}_z, \quad (2.12)$$

где  $\bar{\theta}_x$ ,  $\bar{\theta}_y$  и  $\bar{\theta}_z$  определяются по формуле (2.13) при выборе в качестве характерных размеров  $l/2$  длины соответствующей стороны параллелепипеда.

### **3 ТЕОРИЯ ПОДОБИЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ТЕПЛОВЫМ ПРОЦЕССАМ**

При экспериментальном изучении тепловых процессов принято выражать математическое описание процесса и расчетные уравнения в виде зависимостей между числами (критериями) подобия, представляющими собой безразмерные комплексы.

Уравнения подобия, выражая обобщенную зависимость между величинами, характеризующими процесс, справедливы для всех подобных между собой процессов. Первая теорема подобия: для подобных между собой процессов все одноименные числа подобия численно одинаковы, например  $\text{Re}=\text{idem}$ ,  $\text{Pr}=\text{idem}$ . Согласно второй теореме подобия связь между числами подобия выражается в форме однозначной функциональной зависимости, например  $\text{Nu}=f(\text{Re}, \text{Pr}, \text{Gr}, \dots)$ . Третья теорема подобия утверждает, что условия подобия физических явлений, заключаются в подобии условий однозначности и равенстве одноименных чисел подобия, составленных из величин, входящих в эти условия. Ниже перечислены основные числа теплового и гидромеханического подобия процессов.

Нуссельта число – безразмерный коэффициент теплоотдачи

$$\text{Nu} = \bar{\alpha}l / \lambda_{\text{ж}} = ql / (\bar{\Delta}t \lambda_{\text{ж}}), \quad (3.1)$$

где  $\lambda_{\text{ж}}$  – коэффициент теплопроводности жидкости;  $l$  – характерный линейный размер;  $\bar{\alpha} = Q / (\bar{\Delta}t F) = q / \bar{\Delta}t$  – средний коэффициент теплоотдачи относят:

– к начальному температурному напору

$$\Delta t = t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}, \quad (3.2)$$

– к среднеарифметическому напору

$$\bar{\Delta}t = t_{\text{ст}} - 0,5(t_{\text{ж.ВХ}} + t_{\text{ж.ВЫХ}}), \quad (3.3)$$

– к среднелогарифмическому напору

$$\bar{\Delta}t = (t_{\text{ж.ВЫХ}} - t_{\text{ж.ВХ}}) / \ln \left( \frac{t_{\text{ст}} - t_{\text{ж.ВХ}}}{t_{\text{ст}} - t_{\text{ж.ВЫХ}}} \right), \quad (3.4)$$

где  $t_{\text{ст}}$  – средняя температура стенки;  $t_{\text{ж}}$  – температура набегающего потока;  $t_{\text{ж.ВХ}}$  – среднemasсовая температура жидкости на входе в трубу или в теплообменник;  $t_{\text{ж.ВЫХ}}$  – среднemasсовая температура жидкости на выходе из трубы, теплообменника.

Прандтля число – безразмерная характеристика теплофизических свойств жидкости

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu}{\rho_{\text{ж}} a} = \frac{\mu c_p}{\lambda}, \quad (3.5)$$

где  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с;  $\mu = \nu \rho$  – динамическая вязкости жидкости, м<sup>2</sup>/с;  $c_p$  – изобарная массовая теплоёмкость, Дж/(кг·К);  $a = \lambda / (\rho_{\text{ж}} c_p)$  – температуропроводность жидкости, м<sup>2</sup>/с.

Фурье число – критерий тепловой гомохронности

$$\text{Fo} = a\tau / l^2, \quad (3.6)$$

где  $\tau$  – время протекания нестационарного процесса теплопроводности.

Био число – критерий краевого подобия

$$\text{Bi} = \alpha l / \lambda_{\text{ст}}, \quad (3.7)$$

где  $l$  – характерный линейный размер твердого тела;  $\lambda_{\text{ст}}$  – теплопроводность твердого тела.

Грасгофа число – критерий свободной тепловой конвекции

$$\text{Gr} = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta \cdot \overline{\Delta t}, \quad (3.8)$$

где  $\beta$  – коэффициент объёмного расширения,  $\text{K}^{-1}$ :

Для идеальных газов  $\beta = (273+t_{\text{ж}})^{-1}$ ; для капельных жидкостей  $\beta \approx |(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{ж.ст}}) / (\rho_{\text{ж}} \Delta t)|$ , где  $\rho_{\text{ж}}$  и  $\rho_{\text{ж.ст}}$  – плотности жидкости при  $t_{\text{ж}}$  и  $t_{\text{ст}}$ .

Архимеда число – используется вместо критерия Грасгофа для однофазных неизотермических потоков

$$\text{Ar} = \frac{gl^3}{\nu^2} \frac{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}}. \quad (3.9)$$

Рейнольдса число – критерий режима течения жидкости

$$\text{Re} = wl / \nu = wl\rho / \mu, \quad (3.10)$$

где  $w$  – скорость течения жидкости;  $l$  – характерный размер.

Определяющая температура – температура, по которой выбираются теплофизические свойства жидкости или газа, входящие в числа подобия, могут указываться нижним индексом возле числа подобия: «ж» – в основном потоке жидкости; «ст» – на поверхности стенки; «пс» – в пограничном слое.

Определяющий геометрический размер также может быть указан нижним индексом у числа подобия: « $l$ » – длина, « $d$ » – диаметр канала и т.д.

## 4 ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ

### 4.1 Расчетные зависимости для теплоотдачи при движении потока внутри труб (каналов)

При ламинарном течении жидкости в трубах:

– при вязкостном режиме  $(\text{Gr} \cdot \text{Pr}) < 8 \cdot 10^5$

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{жд}} = 0,33 \text{Re}_{\text{жд}}^{0,5} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} (\text{Pr}_{\text{ж}} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (4.1)$$

– при вязкостно-гравитационном режиме ( $Gr Pr > 8 \cdot 10^5$ )

$$\overline{Nu}_{\text{жд}} = 0,15 Re_{\text{жд}}^{0,33} Pr_{\text{ж}}^{0,33} (Pr_{\text{ж.ст}} Gr_{\text{жд}})^{0,1} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (4.2)$$

– для воздуха

$$\overline{Nu}_{\text{жд}} = 0,13 Re_{\text{жд}}^{0,33} Gr_{\text{жд}}^{0,1}. \quad (4.3)$$

При турбулентном движении жидкости в трубах ( $Re_{\text{жд}} = 1 \cdot 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ ) можно рекомендовать следующее уравнение подобия:

$$\overline{Nu}_{\text{жд}} = 0,021 \varepsilon_l Re_{\text{жд}}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,43} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (4.4)$$

– для воздуха

$$\overline{Nu}_{\text{жд}} = 0,018 \varepsilon_l Re_{\text{жд}}^{0,8}. \quad (4.5)$$

Определяющий размер – внутренний диаметр канала. Определяющая температура для  $Re_{\text{ж}}$  и  $Pr_{\text{ж}} - 0,5(t_{\text{ж.вх}} + t_{\text{ж.вых}})$ ; для произведения  $(Gr_{\text{жд}} \cdot Pr_{\text{ж.ст}}) - 0,5(t_{\text{ст}} + t_{\text{ж}})$ . Температурный напор  $\Delta t = t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}$ .

Коэффициент  $\varepsilon_l$  учитывает влияние начального теплового участка пограничного слоя и определяется по табл. 4.1.

Таблица 4.1

#### Поправка $\varepsilon_l$ на начальный термический участок

$Re_{\text{ж}}$	При отношении $l/d_{\text{эКВ}}$						50 и более
	5	10	15	20	30	40	
$1 \cdot 10^4$	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	
$5 \cdot 10^4$	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	
$1 \cdot 10^5$	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	
$1 \cdot 10^5$	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	

#### 4.2 Расчетные зависимости для теплоотдачи при продольном обтекании поверхности

При движении потока вдоль плоской поверхности, имеющей постоянную температуру  $t_{\text{ст}}$ , при ламинарном режиме ( $Re_{\text{ж}l} < 10^5$ ):

– для капельной жидкости

$$\overline{Nu}_{\text{ж}l} = 0,66 Re_{\text{ж}l}^{0,5} Pr_{\text{ж}}^{0,33} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (4.6)$$

– для воздуха

$$\overline{Nu}_{жл} = 0,57 Re_{жл}^{0,5}. \quad (4.7)$$

При турбулентном режиме ( $Re_{жл} > 10^5$ ):

– для капельной жидкости

$$\overline{Nu}_{жл} = 0,037 Re_{жл}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_{с})^{0,25}, \quad (4.8)$$

– для воздуха

$$\overline{Nu}_{жл} = 0,032 Re_{жл}^{0,8}. \quad (4.9)$$

Определяющая температура – температура набегающего потока (для числа  $Pr_{ст}$  – температура стенки), определяющий геометрический размер  $l$  – длина стенки по направлению потока.

### 4.3 Расчетные зависимости для теплоотдачи при поперечном обтекании труб и пучков труб

Средняя теплоотдача при обтекании жидкостью одиночных труб определяется следующими формулами:

– при  $Re_{жд} = 40 \div 10^3$

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,52 Re_{жд}^{0,5} Pr_{ж}^{0,37} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^n \varepsilon_{\varphi}, \quad (4.10)$$

– при  $Re_{жд} = 10^3 \div 2 \cdot 10^5$

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,26 Re_{жд}^{0,6} Pr_{ж}^{0,37} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^n \varepsilon_{\varphi}, \quad (4.11)$$

– при  $Re_{жд} = 2 \cdot 10^5 \div 10^7$

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,023 Re_{жд}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^n \varepsilon_{\varphi}, \quad (4.12)$$

В формулах (4.10) – (4.12)  $n=0,25$  – при нагревании жидкости;  $n=0,2$  – при охлаждении жидкости;  $n=0$  – при нагревании (охлаждении) газа;  $\varepsilon_{\varphi}$  – поправка на влияние угла атаки при обтекании труб под углом  $\varphi$  (табл. 4.2).

Во многих теплообменниках трубы располагаются в виде коридорных (рис. 4.1, а) или шахматных (рис. 4.1, б) пучков.

Таблица 4.2

### Поправка на влияние угла атаки при обтекании труб

$\varphi, ^\circ$		10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\varepsilon_\varphi$	одиночная труба	0,55	0,6	0,67	0,77	0,87	0,95	0,98	1	1
	пучок труб	0,42	0,52	0,67	0,78	0,88	0,94	0,98	1	1

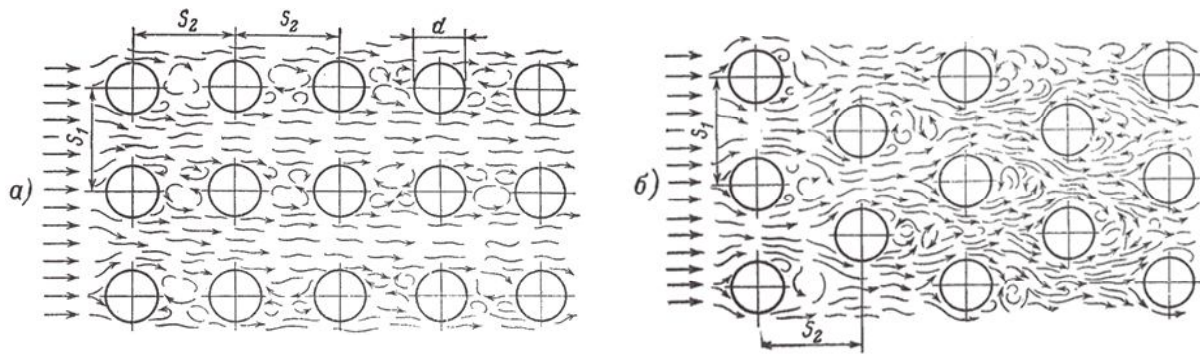


Рис. 4.1. Схемы расположения труб в коридорных (а) и шахматных (б) пучках труб и характер движения жидкости в них

Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании таких пучков в интервале  $Re = 10^3 - 10^5$  можно рассчитывать по формуле:

$$Nu_{\text{жд}} = C Re_{\text{жд}}^n Pr_{\text{ж}}^{0,33} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \varepsilon_\varphi \varepsilon_s. \quad (4.13)$$

где  $C = 0,41$ ,  $n = 0,6$  – для шахматных пучков;  $C = 0,26$ ,  $n = 0,65$  – для коридорных пучков;  $\varepsilon_\varphi$  – поправка на влияние угла атаки при обтекании труб под углом  $\varphi$  (табл. 4.2);  $\varepsilon_s$  – поправочный коэффициент учитывает влияние поперечного  $s_1$  и продольного  $s_2$  шагов:

– для шахматного пучка:

$$\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6} \text{ при } s_1/s_2 < 2;$$

$$\varepsilon_s = 1,12 \text{ при } s_1/s_2 > 2;$$

– для коридорного пучка:

$$\varepsilon_s = (s_2/d)^{0,15}.$$

Определяющим размером является внешний диаметр труб пучка. Шаг труб  $s$  в трубном пучке принимают равным  $s = (1,25 \div 1,6) d_{\text{н}}$ . Скорость  $w$  рассчитывается как отношение объемного расхода теплоносителя при  $t_{\text{ж}}$  к наиболее узкому сечению в пучке, ширина которого меньше ширины полного сечения канала на величину произведения наружного диаметра труб на их число в одном ряду.



Для первого ряда труб значение полученной по формуле (4.13) следует уменьшить на 40% как для коридорного, так и для шахматного пучка. Для второго ряда труб на 10% для коридорного пучка и на 30 % для шахматного пучка. Начиная с третьего ряда коэффициент теплоотдачи не меняется и равняется рассчитанному по формуле (4.13). Средний коэффициент теплоотдачи для пучка из  $m$  рядов труб, определяется по формуле

$$\alpha_{\text{пуч}} = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \alpha_3 \sum_{i=3}^m F_i}{\sum_{i=1}^m F_i}, \quad (4.14)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  – средние коэффициенты теплоотдачи 1-го, 2-го и 3-го рядов,  $F_i$  – поверхности нагрева трубок в соответствующих рядах.

## 5 ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЯХ

### 5.1 Расчетные зависимости для теплоотдачи при кипении

При пузырьковом кипении воды в большом объеме коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по следующим формулам:

– при  $Re_* \geq 10^{-2}$

$$Nu_* = 0,125 Re_*^{0,65} Pr^{0,33}, \quad (5.1)$$

– при  $Re_* < 10^{-2}$

$$Nu_* = 0,0625 Re_*^{0,5} Pr^{0,33}, \quad (5.2)$$

где  $Re_* = \frac{ql_*}{r\rho_{\text{п}}\nu}$ ;  $Nu_* = \frac{\alpha l_*}{\lambda}$ ;  $l_* = \frac{c_p \rho_{\text{ж}} \sigma T_{\text{н}}}{(r\rho_{\text{п}})^2}$ , м;  $\rho_{\text{ж}}$  и  $\rho_{\text{п}}$  – плотности жид-

кости и пара;  $r$  – теплота парообразования;  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности жидкости;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости жидкости;  $c_p$  – теплоемкость жидкости;  $T_{\text{н}}$  – абсолютная температура насыщенного пара при данном давлении.

Критическая тепловая нагрузка при кипении воды в большом объеме может быть подсчитана по формуле:

$$\text{Re}_{*кр} = 68 \text{Ar}_*^{0,44} \text{Pr}^{-0,33}, \quad (5.3)$$

$$\text{где } \text{Re}_{*кр} = \frac{q_{кр} l_*}{r \rho_{\text{п}} v}; \quad \text{Ar}_* = \frac{g l_*^3}{v^2} \frac{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}}.$$

При вынужденном движении жидкости в трубах в условиях когда жидкость нагрета до температуры насыщения, коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по следующим формулам:

– при  $\alpha_{\text{к}}/\alpha_{\text{т}} < 0,5$

$$\alpha = \alpha_{\text{т}}, \quad (5.4)$$

– при  $0,5 \leq \alpha_{\text{к}}/\alpha_{\text{т}} \leq 2$

$$\frac{\alpha}{\alpha_{\text{т}}} = \frac{4\alpha_{\text{т}} + \alpha_{\text{к}}}{5\alpha_{\text{т}} - \alpha_{\text{к}}}, \quad (5.5)$$

– при  $\alpha_{\text{к}}/\alpha_{\text{т}} > 2$

$$\alpha = \alpha_{\text{к}}, \quad (5.6)$$

где  $\alpha_{\text{к}}$  – коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении в большом объеме, определяемый по формулам (5.1) или (5.2);  $\alpha_{\text{т}}$  – коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении однофазной жидкости в трубах, определяемый по формуле (4.4);  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении кипящей жидкости в трубах.

Формулы (5.4) – (5.6) справедливы для воды при давлениях  $0,1 \div 8$  МПа, скоростях  $0,2 \div 6,7$  м/с и при объемном паросодержании  $\beta < 70$  %.

## 5.2 Расчетные зависимости для теплоотдачи при конденсации

В теплообменных аппаратах поверхности охлаждения обычно смачиваются и на них возникает преимущественно пленочная конденсация. Температура поверхности конденсата несколько ниже температуры насыщенного пара, из-за термического сопротивления, обусловленного фазовым переходом. В расчетах принимают температуру пленки конденсата со стороны пара равной температуре насыщенного пара  $t_{\text{н}}$ , а температуру пленки на границе с поверхностью тела равной температуре поверхности  $t_{\text{ст}}$ . Поэтому теплофизические параметры

конденсата определяют по средней температуре пленки –  $t_{пл} = 0,5(t_n + t_{ст}), \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Для определения среднего по всей поверхности значения коэффициента теплоотдачи может быть использовано критериальное уравнение вида:

$$Nu_{пл} = B(Ga_{пл} Pr_{пл} K)^n \quad (5.7)$$

где  $Ga_{пл} = \frac{gl^3}{\nu^2}$  – критерий Галилея;  $l$  – характерный линейный размер: для вертикальной трубы – высота, для горизонтальной трубы – диаметр;  $K = \frac{r}{c_p(t_n - t_{ст})}$  – критерий фазового превращения;  $c_p$  – теплоемкость конденсата, Дж/(кг·°C).

Значения  $B$  и  $n$  зависят от значения произведения  $(Ga_{пл} Pr_{пл} K)$  и ориентации поверхности:

- для вертикальной стеки (трубы):  
при  $(Ga_{пл} Pr_{пл} K) < 10^{15}$  –  $B = 1,15, n = 0,25$ ;
- при  $(Ga_{пл} Pr_{пл} K) > 10^{15}$  –  $B = 0,068, n = 0,33$ ;
- для горизонтальной трубы:  
 $B = 0,72, n = 0,25$ .

Если рассчитывается конденсация перегретого пара, то вместо значения  $r$  необходимо подставлять величину

$$r' = r + c_{p,п}(t_n - t_{ст}), \quad (5.8)$$

где  $c_{p,п}$  – средняя теплоемкость перегретого пара при заданном давлении, Дж/(кг·°C);  $t_n$  – температура перегретого пара, °C.

Если конденсатор выполнен в виде пучка горизонтальных труб, то величина теплового потока определяется по формуле:

$$Q = \alpha_{пуч} F_{пуч} (t_n - t_{ст}), \quad (5.9)$$

где  $\alpha_{пуч}$  – среднее значение коэффициента теплоотдачи всего пучка труб, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $F_{пуч}$  – поверхность нагрева всего пучка труб, м<sup>2</sup>.

Значение  $\alpha_{пуч}$  зависит от расположения рядов в пучке и количества труб в ряду.

$$\alpha_{\text{пуч}} = \frac{\alpha}{m} \sum_{i=1}^m \varepsilon_i, \quad (5.10)$$

где  $\varepsilon_i$  – поправочный коэффициент учитывающий расположение трубы в ряду и вид пучка;  $m$  – количество труб в ряду.

Основные типы пучков приведены на рис. 5.1, а зависимости поправочного коэффициента  $\varepsilon_i$  учитывающего расположение трубы в ряду и вид пучка – на рис. 5.2.

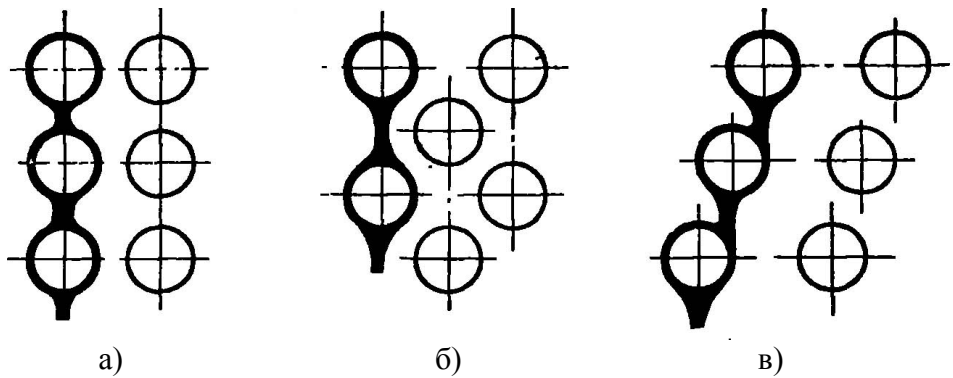


Рис. 5.1. Конденсация пара на различных типах горизонтальных пучков труб: а – коридорный пучок, б – шахматный пучок, в – каскадный пучок.

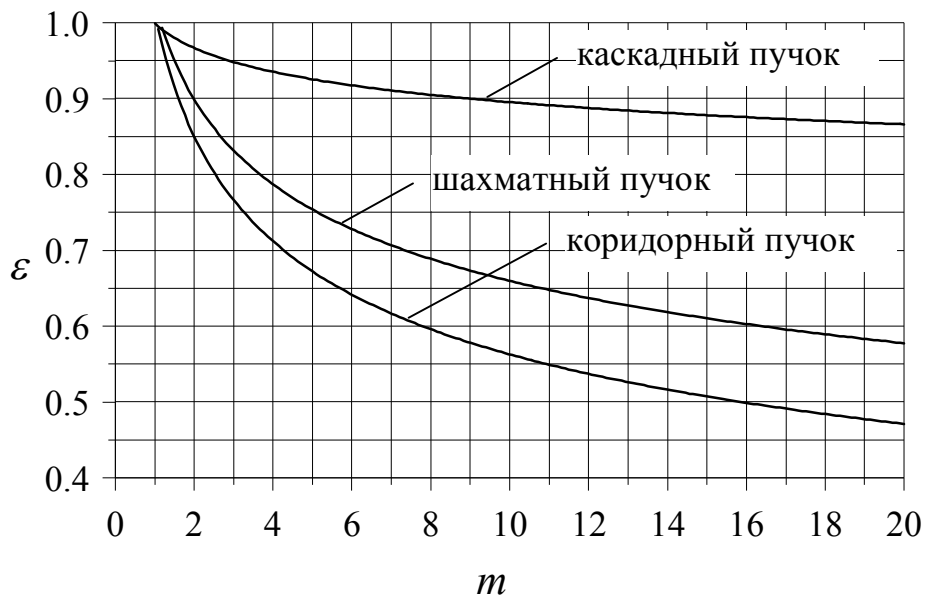


Рис. 5.2. Значения коэффициента  $\varepsilon$ , учитывающего расположения трубы в ряду и вид пучка

## 6 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ЗАДАЧАМ

### Задача № 1

Обмуровка стальной стенки котла толщиной  $\delta_1$  и теплопроводностью  $\lambda_1$  выполнена из шамотного кирпича с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_2$  толщиной  $\delta_2$ . Температура дымовых газов в котле  $t_{\Gamma}$ , температура на внутренней поверхности стенки  $t_1$ , температура на наружной поверхности стенки  $t_2$ , температура на наружной поверхности обмуровки  $t_3$ , температура окружающей среды  $t_0$ . Плотность теплового потока через данную двухслойную стенку  $q$ , а коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке котла и от обмуровки к окружающему воздуху соответственно равны  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . Коэффициент теплопередачи равен  $k$ .

Исходя из таблицы исходных данных, необходимо определить неизвестные величины.

№ варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$t_{\Gamma}, ^\circ\text{C}$	900	895	860	890	865	?	870	?	875	?
$\delta_1, \text{м}$	0,02	0,022	0,036	0,024	?	0,026	?	0,028	?	0,038
$\lambda_1, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	18	22	50	26	46	30	42	34	38	54
$t_2, ^\circ\text{C}$	898,9	894,05	859,6	?	864,5	884,3	869,5	879,3	874,4	854,6
$\delta_2, \text{м}$	0,083	0,096	?	0,119	0,174	0,145	0,185	0,174	0,195	?
$\lambda_2, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	0,1	?	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	?	0,19
$t_3, ^\circ\text{C}$	?	68	54	66	56	64	58	?	60	52
$q, \text{Вт}/\text{м}^2$	?	?	?	?	?	?	?	800	750	550
Предпоследняя цифра шифра										
$t_{\Gamma}, ^\circ\text{C}$	910	?	?	920	?	?	940	?	?	955
$\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	?	47,5	?	?	8,125	?	?	16	?	?
$t_0, ^\circ\text{C}$	?	21	?	?	?	23	26	?	?	?
$\alpha_2, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	20	?	23,08	?	?	?	?	21,05	21,43	?
$k, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	?	?	0,651	1,002	0,708	0,942	?	?	0,824	0,594

### Задача № 2

Паропровод диаметром  $d_2/d_1$  из материала с теплопроводностью  $\lambda_1$  покрыт слоем тепловой изоляции с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_2$  и внешним диаметром  $d_3$ . Температура пара в паропроводе  $t_{\text{п}}$ , температура на внутренней поверхности трубы  $t_1$ , температура на наружной поверхности трубы  $t_2$ , температура на наружной поверхности

изоляции  $t_3$ , температура окружающей среды  $t_0$ . Линейная плотность теплового потока через данную двухслойную цилиндрическую стенку  $q_l$ , а коэффициенты теплоотдачи от пара к стенке трубопровода и от изоляции к окружающему воздуху соответственно равны  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . Линейный коэффициент теплопередачи равен  $k_l$ .

Исходя из таблицы исходных данных необходимо определить неизвестные величины. Также нужно сделать вывод о целесообразности применения данной изоляции.

№ варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$d_1$ , м	62	70	81	87	98	111	121	134	145	154
$d_2$ , м	68	76	89	95	108	121	133	146	159	168
$\lambda_1$ , Вт/(м·К)	?	?	?	30	34	?	?	?	50	54
$t_2$ , °С	?	99,5	102,9	?	?	?	130,5	134	?	?
$d_3$ , м	89	?	112,5	?	135,3	144,1	?	237,9	?	205,8
$\lambda_2$ , Вт/(м·К)	0,05	0,055	?	0,075	?	0,09	0,08	?	0,06	?
Предпоследняя цифра шифра										
$t_n$ , °С	?	115	120	125	130	?	140	145	150	?
$t_1$ , °С	96	?	103	106,5	110	112	?	134	137,5	133,5
$t_3$ , °С	40	38	?	34	32	30	28	?	24	?
$t_0$ , °С	28,8	23,7	18,6	?	6,4	-6,5	22,6	16,7	?	-20,2
$q_l$ , Вт/м	?	?	?	?	184,7	264,7	70,4	97,25	128,1	327,7
$\alpha_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	24	25,5	?	?	?	33	19,5	?	?	31,5
$\alpha_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	21	?	19	18	?	?	?	14	13	?
$k_l$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	?	0,291	0,351	0,389	?	?	?	?	?	0,565

### Задача № 3

Бесконечно большая пластина толщиной  $h$  из материала с коэффициентом теплопроводности  $\lambda$ , плотностью  $\rho$  и теплоемкостью  $c$ , нагретая до температуры  $t_0$ , помещена в среду с температурой  $t_{ж}$ . Коэффициент теплоотдачи между телом и средой –  $\alpha$ . Определить температуру пластины в центре и на поверхности через время  $\tau$ . Решить аналогичную задачу для бесконечно длинного цилиндра с радиусом  $r = h/2$ , для цилиндра конечных размеров образованного пересечением первых двух тел и для куба образованного пересечением трех бесконечно больших пластин с толщиной  $h$ . Определить количество теплоты, отданной телами конечных размеров за время  $\tau$  в процессе охлаждения. Сравнить полученные результаты для тел конечных размеров. Исходные данные взять из таблицы.

№ варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$h$ , мм	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380
$t_0$ , °С	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480
$\tau$ , час	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5
$c$ , Дж/(кг·°С)	775	742	709	676	643	610	577	543	494	444
Предпоследняя цифра шифра										
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	3857	4371	4886	5400	5914	6429	6943	7457	8229	9000
$\lambda$ , Вт/(м·К)	5	7	9	11	13	15	17	19	22	25
$t_{ж}$ , °С	22	20	18	16	14	12	10	8	6	4
$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28

#### Задача № 4

По горизонтальной трубе диаметром  $d_2/d_1$  из материала с теплопроводностью  $\lambda_{ст}$  движется вода со скоростью  $w$ . На входе в трубу температура воды  $t_{ж1}$ . За время движения в трубе температура воды снижается на величину  $\Delta t_{ж}$ . Средняя температура стенки со стороны жидкости  $t_{ст1}$ . Температура окружающей среды  $t_0$ . Определить длину трубы. Данные для решения задачи взять из таблицы.

№ варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$d_1$ , мм	9	11	14	18	20	26	29	34	36	40
$d_2$ , мм	10	12	16	20	24	30	35	40	44	48
$w$ , м/с	0,3	0,5	0,8	0,9	1	1,1	0,5	1,3	0,4	1,5
$t_{ж1}$ , °С	108	112	116	120	122	124	142	146	150	154
$t_{ст1}$ , °С	92	94	98	96	96	107	118	125	127	129
$w$ , м/с	0,3	0,5	0,8	0,9	1	1,1	0,5	1,3	0,4	1,5
Предпоследняя цифра шифра										
$\lambda_{ст}$ , Вт/(м·К)	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54
$\Delta t_{ж}$ , °С	4	6	10	12	14	5	7	9	11	13
$t_0$ , °С	30	27	24	21	18	15	12	9	6	3

#### Задача № 5

Горизонтальную трубу длиной  $l$ , диаметром  $d$ , с постоянной температурой  $t_{ст}$  омывает поток воды со скоростью  $w$  и средней температурой  $t_{ж}$ . Определить средний коэффициент теплоотдачи между стенкой и водой при условии как продольного, так и поперечного омывания поверхности. Также решить задачу, если поток поперечно омывает шахматный и коридорный пучки с поперечным шагом  $s_1$  и продольным шагом  $s_2$ , состоящий из труб диаметром  $d$ . Сделать анализ полученных результатов. Данные для решения задачи взять из таблицы.

№ варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$l, \text{ м}$	0,2	0,3	0,5	1	1,5	2	2,5	3	6	9
$d, \text{ мм}$	10	12	16	20	24	30	35	40	44	48
$t_{\text{ж}}, \text{ }^\circ\text{C}$	48	52	56	60	62	64	82	86	90	94
$s_2/d$	1,5	1,4	1,3	1,2	1,3	1,4	1,5	1,4	1,3	1,2
Предпоследняя цифра шифра										
$w, \text{ м/с}$	0,1	0,3	0,6	0,7	0,8	0,9	0,3	0,4	0,2	0,5
$t_{\text{ст}}, \text{ }^\circ\text{C}$	42	44	48	54	59	57	68	75	77	79
$s_1/d$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,4	1,3	1,2	1,3	1,4	1,5

### Задача № 6

Вода с температурой насыщения  $t_{\text{н}}$  кипит в большом объеме. Плотность теплового потока на теплоотдающей поверхности  $q$ . Определить коэффициент теплоотдачи при кипении, критическую тепловую нагрузку и перегрев теплоотдающей поверхности. Решить задачу при условии движения кипящей жидкости в трубе диаметром  $d$ , если скорость движения  $w$ . Сделать анализ полученных результатов. Данные для решения задачи взять из таблицы.

№ варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$t_{\text{ж}}, \text{ }^\circ\text{C}$	108	112	116	120	122	124	142	146	150	154
$d, \text{ мм}$	10	20	40	76	108	133	159	180	219	245
Предпоследняя цифра шифра										
$q \times 10^{-3}, \text{ Вт/м}^2$	4	6	10	12	14	18	25	30	40	50
$w, \text{ м/с}$	0,1	0,3	0,6	0,7	0,8	0,9	0,3	0,4	0,2	0,5

### Задача № 7

Водяной насыщенный пар с температурой  $t_{\text{н}}$  конденсируется на поверхности с температурой  $t_{\text{ст}}$ . Определить коэффициент теплоотдачи при конденсации для вертикальной трубы высотой  $h$ , для горизонтальной трубы диаметром  $d$  и для каскадного пучка из  $m$  горизонтальных труб диаметром  $d$ . Данные для решения задачи взять из таблицы.

№ варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Последняя цифра шифра										
$t_{\text{н}}, \text{ }^\circ\text{C}$	148	152	156	160	162	164	182	186	190	194
$h, \text{ м}$	0,2	0,3	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	6
$d, \text{ мм}$	10	12	16	20	24	30	35	40	44	48
Предпоследняя цифра шифра										
$t_{\text{ст}}, \text{ }^\circ\text{C}$	92	94	98	96	96	107	118	125	127	129
$m$	10	12	14	16	18	20	13	15	17	19



**ЛИТЕРАТУРА**

1. Беляев, Н. М. Методы теории теплопроводности: учеб. пособие для вузов. В 2-х частях. / Н.М. Беляев, А.А. Рядно. – М. : Высш. шк., 1982. – 304 с.
2. Исаченко, В. П. Теплообмен при конденсации. / Исаченко В. П. – М. :Энергия, 1977. – 240 с.
3. Исаченко, В.П. Теплопередача: учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – 4-е изд. – М. : Энергоиздат, 1981. – 416 с.
4. Краснощеков, Е. А. Задачник по теплопередаче: учеб. пособие для теплоэнерг. спец. вузов / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
5. Кутепов, А. М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании: учебник для втузов / Л. С. Стерман, Н. Г. Стюшин. – М: Высшая школа, 1977.– 352 с.
6. Левин, А. Б. Теплотехнический справочник студента: учеб. пособие для вузов / А.Б. Левин, Ю.П. Семенов. – М. :МГУЛ, 2005. – 95 с.
7. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев – М.: Энергия, 1973. – 319 с.
8. Овсянник, А.В. Теплообмен при кипении на развитых поверхностях: Монография / А.В. Овсянник – Гомель :ГГТУ, 2004. – 371 с.
9. Телегин, А. С. Тепломассоперенос: Учебное пособие для вузов / А.С.Телегин, В.С.Швыдкий, Ю.Г.Ярошенко. – М.:Металлургия, 1995. – 400 с.
10. Щукин, В.К. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах, / В. К. Щукин, А. А. Халатов. – М. : Машиностроение, 1982. – 199 с.
11. Юдаев, Б. Н. Теплопередача:учебник для вузов /Б.Н. Юдаев – М.: Высш. шк., 1981. – 320 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

**Коэффициенты для расчета нестационарной теплопроводности  
пластин и цилиндра при  $Fo \geq 0,3$**

$Bi$	$\mu_1$	$N_1$	$\mu_2$	$N_2$	$Bi$	$\mu_1$	$N_1$	$\mu_2$	$N_2$
0,01	0,0998	1,002	0,1412	1,002	0,7	0,7506	1,092	1,0873	1,154
0,02	0,141	1,003	0,1995	1,005	0,8	0,791	1,102	1,149	1,172
0,04	0,1987	1,006	0,2814	1,01	0,9	0,8274	1,111	1,2048	1,19
0,06	0,2425	1,01	0,3438	1,014	1	0,8603	1,119	1,2558	1,208
0,08	0,2791	1,013	0,396	1,019	1,2	0,9171	1,134	1,345	1,239
0,1	0,3111	1,016	0,4417	1,024	1,4	0,9649	1,148	1,425	1,268
0,12	0,3397	1,02	0,4726	1,029	1,6	1,0008	1,619	1,49	1,295
0,14	0,3656	1,023	0,52	1,034	1,8	1,044	1,169	1,546	1,319
0,16	0,3896	1,026	0,5545	1,039	2	1,0769	1,179	1,5994	1,34
0,18	0,4119	1,029	0,5868	1,044	2,2	1,1054	1,186	1,6432	1,357
0,2	0,4328	1,031	0,617	1,048	2,4	1,13	1,193	1,6852	1,375
0,22	0,4525	1,043	0,6455	1,053	2,6	1,1541	1,2	1,7234	1,392
0,24	0,4713	1,037	0,6726	1,057	2,8	1,1747	1,205	1,7578	1,406
0,26	0,4889	1,04	0,6983	1,052	3	1,1925	1,21	1,7887	1,42
0,28	0,5058	1,042	0,7229	1,067	3,5	1,233	1,221	1,8547	1,449
0,3	0,5218	1,045	0,7465	1,071	4	1,2646	1,229	1,9081	1,472
0,35	0,559	1,052	0,8012	1,082	5	1,3138	1,24	1,9898	1,504
0,4	0,5932	1,058	0,8516	1,093	6	1,3496	1,248	2,049	1,527
0,45	0,624	1,064	0,8978	1,103	7	1,3766	1,254	2,0937	1,541
0,5	0,6533	1,07	0,9408	1,114	8	1,3978	1,257	2,1286	1,551
0,55	0,68	1,076	0,9808	1,124	9	1,4149	1,26	2,1566	1,56
0,6	0,7051	1,081	1,0184	1,134	10	1,4289	1,262	2,1795	1,566

Таблица 2

**Функция Бесселя первого рода нулевого порядка  $J_0(x)$**

$\mu_2 R$	$J_0(\mu_2 R)$	$\mu_2 R$	$J_0(\mu_2 R)$	$\mu_2 R$	$J_0(\mu_2 R)$	$\mu_2 R$	$J_0(\mu_2 R)$	$\mu_2 R$	$J_0(\mu_2 R)$
0	1	2	0,2239	4	-0,3971	6	0,1506	8	0,1716
0,1	0,9975	2,1	0,1666	4,1	-0,3887	6,1	0,1773	8,1	0,1475
0,2	0,99	2,2	0,1104	4,2	-0,3766	6,2	0,2017	8,2	0,122
0,3	0,9776	2,3	0,0555	4,3	-0,361	6,3	0,2238	8,3	0,096
0,4	0,9604	2,4	0,0025	4,4	-0,3423	6,4	0,2433	8,4	0,0692
0,5	0,9385	2,5	-0,0484	4,5	-0,3205	6,5	0,2601	8,5	0,0419
0,6	0,912	2,6	-0,0968	4,6	-0,2961	6,6	0,274	8,6	0,0146
0,7	0,8812	2,7	-0,1424	4,7	-0,2693	6,7	0,2851	8,7	-0,0125
0,8	0,8463	2,8	-0,185	4,8	-0,2404	6,8	0,2931	8,8	-0,0392
0,9	0,8075	2,9	-0,2243	4,9	-0,2097	6,9	0,2981	8,9	-0,0652
1	0,7652	3	-0,26	5	-0,1776	7	0,3001	9	-0,0903
1,1	0,7196	3,1	-0,2921	5,1	-0,1443	7,1	0,2991	9,1	-0,1142
1,2	0,6711	3,2	-0,3202	5,2	-0,1103	7,2	0,2951	9,2	-0,1368
1,3	0,6201	3,3	-0,3443	5,3	-0,0758	7,3	0,2882	9,3	-0,1577
1,4	0,5669	3,4	-0,3643	5,4	-0,0412	7,4	0,2786	9,4	-0,1768
1,5	0,5118	3,5	-0,3801	5,5	-0,0068	7,5	0,2663	9,5	-0,1939
1,6	0,4554	3,6	-0,3918	5,6	0,027	7,6	0,2516	9,6	-0,209
1,7	0,398	3,7	-0,3992	5,7	0,0599	7,7	0,2346	9,7	-0,2218
1,8	0,34	3,8	-0,4026	5,8	0,0917	7,8	0,2154		
1,9	0,2818	3,9	-0,4018	5,9	0,122	7,9	0,1944		

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>1 ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ</b> .....	333
1.1 Расчетные зависимости для плоской стенки.....	333
1.2 Расчетные зависимости для цилиндрической стенки.....	334
1.3 Расчет тепловой изоляции.....	336
<b>2 ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ</b> .....	337
2.1 Расчетные зависимости для бесконечно большой пластины и бесконечно длинного полого цилиндра.....	338
2.2 Расчетные зависимости для бесконечно длинного сплошного цилиндра.....	338
2.3 Расчетные зависимости для сплошного цилиндра конечной длины (двухмерное температурное поле).....	338
2.4 Расчетные зависимости для параллелепипеда (трехмерное температурное поле).....	339
2.5 Расчет отданной (воспринятой) телом теплоты.....	340
<b>3 ТЕОРИЯ ПОДОБИЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ТЕПЛОВЫМ ПРОЦЕССАМ</b> .....	341
<b>4 ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ</b> .....	343
4.1 Расчетные зависимости для теплоотдачи при движении потока внутри труб (каналов).....	343
4.2 Расчетные зависимости для теплоотдачи при продольном обтекании поверхности.....	344
4.3 Расчетные зависимости для теплоотдачи при поперечном обтекании труб и пучков труб.....	345
<b>5 ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЯХ</b> .....	347
5.1 Расчетные зависимости для теплоотдачи при кипении.....	347
5.2 Расчетные зависимости для теплоотдачи при конденсации.....	348
<b>6 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ЗАДАЧАМ</b> .....	351
ЛИТЕРАТУРА.....	355
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	356