

от одного режима к другому определяется некоторым «критическим» значением числа Рейнольдса.

При течении среды на поверхности стенки образуется *гидродинамический* пограничный слой вязкой жидкости. В пределах этого слоя (по нормали к поверхности) скорость потока изменяется от нуля на поверхности до скорости невозмущенного потока на внешней границе слоя. Движение жидкости в пограничном слое может иметь ламинарный и турбулентный характер, а толщина слоя постепенно возрастает по направлению движения жидкости.

В условиях теплообмена на поверхности стенки образуется *тепловой* пограничный слой среды, в пределах которого температура теплоносителя изменяется от температуры на стенке t_c до температуры среды вдали от стенки $t_{ж}$.

В тонком слое жидкости на поверхности стенки (*вязкий подслой*) перенос теплоты осуществляется теплопроводностью: $q = -\lambda |\text{grad } t|_{\text{пов}}$, где значение градиента температуры жидкости $|\text{grad } t|_{\text{пов}}$ определяется на поверхности тела. Уравнение теплоотдачи

$$\alpha = -\lambda |\text{grad } t|_{\text{пов}} / \Delta t \quad (6.1)$$

выражает связь между коэффициентом теплоотдачи α , с одной стороны, и температурным полем в жидкости, а также ее теплопроводностью λ , с другой.

Коэффициент α характеризует интенсивность процесса теплоотдачи. Различают *средний* по всей поверхности теплообмена коэффициент теплоотдачи и *местный (локальный)*, определяемый в заданной точке поверхности.

6.2. Расчетные формулы для теплоотдачи при продольном обтекании пластины

При движении потока вдоль плоской поверхности, имеющей $t_c = \text{const}$, и *ламинарном режиме* ($Re_{ж\ell} \leq 10^5$):

для капельной жидкости

$$\overline{Nu}_{ж\ell} = 0,66 Re_{ж\ell}^{0,5} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,26}; \quad (6.2)$$

для воздуха

$$\overline{Nu}_{ж\ell} = 0,57 Re_{ж\ell}^{0,5}. \quad (6.3)$$

При *турбулентном режиме* ($Re_{ж\ell} > 10^5$):

для капельной жидкости

$$\overline{Nu}_{ж\ell} = 0,037 Re_{ж\ell}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,26}; \quad (6.4)$$

для воздуха

$$\overline{Nu}_{ж\ell} = 0,032 Re_{ж\ell}^{0,8}. \quad (6.5)$$

Определяющей принимается температура набегающего потока (Pr_c определяется по t_c), определяющим геометрическим размером — длиной l стенки по направлению потока. Расчет можно выполнять по номограмме рис. П.7 Приложения.

Местный коэффициент теплоотдачи на расстоянии x от передней кромки пластины определяется по формулам:

при ламинарном режиме течения в пограничном слое

$$Nu_{жх} = 0,33 Re_{жх}^{0,5} Pr_{ж}^{0,33} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}, \quad (6.6)$$

при турбулентном режиме

$$Nu_{жх} = 0,03 Re_{жх}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}. \quad (6.7)$$

Толщину гидродинамического δ и теплового k пограничных слоев на расстоянии x от передней кромки пластины можно рассчитать по формулам:

при ламинарном режиме

$$\left. \begin{aligned} \delta &\approx 4,96x Re_{жх}^{-0,5} = 4,96 \sqrt{vx/w}; \\ k &= 4,96x Re_{жх}^{-0,5} Pr_{ж}^{-0,33}. \end{aligned} \right\} \quad (6.8)$$

при турбулентном режиме

$$\delta \approx 0,37x Re_{жх}^{-0,2}. \quad (6.9)$$

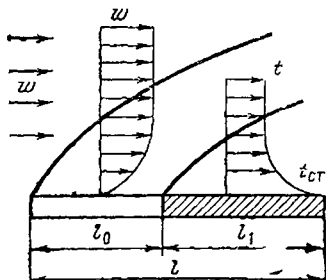


Рис. 6.1. Пластина с необогреваемым начальным участком длиной l_0

Для пластины с необогреваемым начальным участком длиной l_0 (рис. 6.1) при ламинарном режиме справедлива формула

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,71 Re_{ж}^{0,5} Pr_{ж}^{0,33} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} (l_1/l)^{0,2}, \quad (6.10)$$

где l_1 и l — обогреваемая и полная длина пластины. Определяющий геометрический размер — l_1 .

6.3. Теплоотдача при движении потока внутри труб (каналов)

На начальном участке круглой трубы происходит формирование гидродинамического и теплового пограничных слоев, т. е. толщина пограничных слоев увеличивается до тех пор, пока они не заполнят все поперечное сечение трубы.

Эти начальные участки называются соответственно гидродинамическим (длина l_r) и тепловым (длина l_T) начальными участками и характеризуются падением теплоотдачи по мере развития пограничных слоев. После начального участка течение жидкости и теплообмен стабилизируются, поле скоростей и теплоотдача становятся одинаковыми для всех поперечных сечений. Следовательно, для длинных труб при $l \gg l_r$ и $l \gg l_T$ средняя теплоотдача определяется по числу \overline{Nu} , характеризующему теплоотдачу при полностью стабилизировавшемся потоке. Для коротких труб теплоотдача выше по сравнению с длинными трубами в равных условиях.

Форма поперечного сечения канала	Эквивалентный диаметр	Коэффициент k_r	Коэффициент k_T	
			$t_c = \text{const}$	$q_c = \text{const}$
Круглое сечение, d_B — внутренний диаметр	d_B	0,065	0,055	0,07
Кольцевое сечение, отношение внутреннего диаметра к наружному $1,0 > d_B/d_H \geq 0,1$	$d_H - d_B$	0,010—0,015	0,05	0,06
Прямоугольное сечение со сторонами a и b , $a/b = 0,125 \div 1$	$\frac{2ab}{a+b}$	0,023—0,075	—	—

Длина начальных участков гидродинамической и тепловой стабилизации определяется по формулам

$$l_r = k_r Re_{ж} d_{экв} \quad \text{и} \quad l_T = k_T d_{экв} Re_{ж} Pr_{ж}, \quad (6.11)$$

где k_r и k_T — коэффициенты, зависящие от формы канала (см. таблицу); $d_{экв}$ — эквивалентный диаметр сечения канала, определяется по площади f и периметру Π поперечного сечения канала:

$$d_{экв} = 4f/\Pi. \quad (6.12)$$

Следует отметить, что использование $d_{экв}$ дает удовлетворительные результаты только при развитом турбулентном движении среды в каналах без острых углов.

А. *Ламинарный режим* течения в круглых трубах ($Re_{ж} < 2000$) при отсутствии свободной конвекции называется *вязкостным*, а при наличии свободной конвекции — *вязкостно-гравитационным*. Переход одного режима в другой определяется величиной $(Gr Pr)_{п.с} = 8 \cdot 10^5$, которая находится по определяющей температуре пограничного слоя $t_{п.с} = 0,5(t_c + t_{ж})$.

Для вязкостного режима движения при $(Gr Pr)_{п.с} \leq 8 \cdot 10^5$ среднее по длине трубы число Нуссельта при $t_c = \text{const}$

$$\bar{Nu} = 1,55 \varepsilon_l \left(Pe \frac{d_B}{l} \right)^{1/3} (\mu_{ж}/\mu_c)^{0,14}, \quad (6.13)$$

где l и d_B — длина и внутренний диаметр трубы.

Формула (6.13) справедлива при $(Pe d_B/l) \geq 20$ и при отношении коэффициентов динамических вязкостей $\mu_{ж}/\mu_c = 0,0067 \div 14,3$. Множитель $(\mu_{ж}/\mu_c)^{0,14}$ используется только для капельных жидкостей. Определяющий размер — внутренний диаметр трубы. Определяющая температура для Gr, Pr, \bar{Nu} , Pe, $\mu_{ж}$ принимается $t_{п.с} = 0,5(t_c + t_{ж})$, и в Gr вводится $\Delta t = (t_c - t_{ж})$, если температура жидкости мало изменяется по длине. В противном случае определяющей температурой для \bar{Nu} , Pe, $\mu_{ж}$ принимают $t = t_c - 0,5 \Delta \bar{t}_л$, где среднелогарифмический температурный напор $\Delta \bar{t}_л$ находится по формуле (5.4) при средней температуре стенки t_c . При этом для Gr и Pr физические свойства жидкости выбираются по $t = 0,5(t'_{ж} + t_c)$, а $\Delta t = (t_c - t'_{ж})$. Поправка ε_l на гидродинамический начальный участок определяется по формуле

$$\varepsilon_l = (0,6 + 1,5k_r) / k_r^{1/7},$$

которая справедлива при $k_r < 0,1$. Если $k_r > 0,1$, то $\varepsilon_l = 1$.

Для вязкостно-гравитационного режима при $(Gr Pr)_{п.с} > 8 \cdot 10^5$ в горизонтальных трубах длиной l справедлива формула

$$\bar{Nu}_{п.с} = 0,8 \left(Pe \frac{d_B}{l} \right)_{п.с}^{0,4} (Gr Pr)_{п.с}^{0,1} (\mu_{ж}/\mu_c)^{0,14}. \quad (6.14)$$

Формула (6.14) справедлива при $(Pe d_B/l)_{п.с} = 20 \div 120$; $Re_{ж} < 3500$, $(Gr Pr)_{п.с} \leq 13 \cdot 10^9$; $Pr_{п.с} = 2 \div 10$.

В вертикальных трубах при совпадении направлений вынужденной и свободной конвекции у стенки средняя теплоотдача определяется формулой

$$\bar{Nu}_c = 0,35 (Pe d_B/l)_{п.с}^{0,3} (Gr Pr d_B/l)_{п.с}^{0,18}, \quad (6.15)$$

здесь $\bar{Nu}_c = \bar{\alpha} d_B / \lambda_c$; $\bar{q}_c = \bar{\alpha} (t_c - t'_{ж})$.

Формула справедлива при $l/d_B = 20 \div 130$;

$$1,5 \left(Gr Pr \frac{d_B}{l} \right)_{п.с}^{0,25} \leq \left(Pe \frac{d_B}{l} \right)_{п.с} \leq 1100; \quad (Gr Pr)_{п.с} \leq 4 \cdot 10^9.$$

В вертикальных трубах при противоположных направлениях вынужденной и свободной конвекции у стенки средняя теплоотдача определяется формулой

$$[\bar{Nu}_{ж} = 0,037 Re_{ж}^{0,75} Pr_{ж}^{0,4} (\mu_{ж}/\mu_c)^n], \quad (6.16)$$

где $n = 0,11$ при нагревании, $n = 0,25$ при охлаждении жидкости. Формула справедлива при $Re_{ж} = 250 \div 2 \cdot 10^4$ и $(Gr Pr)_{п.с} = (1,5 \div 12) \cdot 10^9$

На участке стабилизированного теплообмена теплоотдача для жидкого металла определяется соотношением

$$\text{Nu}_{\text{ж}}=4,36 \text{ при } q_c = \text{const.} \quad (6.17)$$

Б. При турбулентном течении жидкости в прямых трубах и каналах с различной формой поперечного сечения ($\text{Re}_{\text{ж}} > 10^4$) справедлива формула М. А. Михеева

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж}}=0,021 \text{ Re}_{\text{ж}}^{0,8} \text{ Pr}_{\text{ж}}^{0,43} (\text{Pr}_{\text{ж}}/\text{Pr}_c)^{0,25} \varepsilon_l. \quad (6.18)$$

Для двухатомных газов (например, воздуха) при постоянных физических свойствах можно использовать формулу

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж}}=0,018 \text{ Re}_{\text{ж}}^{0,8} \varepsilon_l. \quad (6.19)$$

Коэффициент теплоотдачи $\overline{a} = q/\Delta t_{\text{л}}$, где $\Delta t_{\text{л}}$ определяется по формуле (5.4). Определяющий геометрический размер для круглых труб — внутренний диаметр, для некруглых каналов — эквивалентный диаметр $d_{\text{экв}}$, который находится по формуле (6.12). Формула (6.18) справедлива при $\text{Re}_{\text{ж}} = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ и $\text{Pr}_{\text{ж}} = 0,6 \div 2500$. Коэффициент ε_l учитывает влияние начального теплового участка: при $l/d_{\text{в}} > 50$ $\varepsilon_l = 1$; при $l/d_{\text{в}} < 50$ ε_l определяется из табл. 9 приложения. Номограмма для расчета по формуле (6.18) приведена на рис. П.7 Приложения.

Для стабилизированной теплоотдачи при переменных физических свойствах жидкости рекомендуется формула (предложена Б. С. Петуховым с сотрудниками)

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж}} = \frac{0,125 \xi \text{ Re}_{\text{ж}} \text{ Pr}_{\text{ж}}}{\frac{900}{\text{Re}_{\text{ж}}} + 4,5 \sqrt{\xi} (\text{Pr}_{\text{ж}}^{2/3} - 1) + 1} \left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_c} \right)^n, \quad (6.20)$$

где $n=0,11$ при нагревании, $n=0,25$ при охлаждении жидкости; $\xi = (1,82 \lg \text{Re}_{\text{ж}} - 1,64)^{-2}$ — коэффициент гидравлического сопротивления для гладких труб. Формула справедлива при $\text{Re}_{\text{ж}} = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$; $\text{Pr}_{\text{ж}} = 0,7 \div 200$; $\mu_{\text{ж}}/\mu_c = 0,025 \div 12,5$. Определяющий размер — внутренний диаметр трубы.

Отношение динамических вязкостей $\mu_{\text{ж}}/\mu_c$ используется только для капельных жидкостей.

Теплоотдачу с учетом изменения физических свойств газа при турбулентном течении в трубах и каналах рассчитывают по формулам: при нагревании

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж}}=0,021 \text{ Re}_{\text{ж}}^{0,8} \text{ Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \varepsilon_l \Theta^{-0,55}, \quad (6.21)$$

если $\Theta=1 \div 3,5$;

при охлаждении

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{ж}}=0,021 \text{ Re}_{\text{ж}}^{0,8} \text{ Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \varepsilon_l (1,27 - 0,27\Theta), \quad (6.22)$$

если $\Theta=0,5 \div 1$.

Температурный фактор

$$\Theta = T_c / T_{ж} = (t_c + 273) / (t_{ж} + 273). \quad (6.23)$$

Определяющий размер — внутренний диаметр трубы (эквивалентный диаметр $d_{экр}$).

При течении чистых жидких металлов в круглой трубе и $q_c = \text{const}$ средняя теплоотдача определяется формулой

$$\overline{Nu}_{ж} = (5 + 0,025 Re_{ж}^{0,8}) \epsilon_t; \quad (6.24)$$

при $l/d_{экр} \geq 30$ $\epsilon_t = 1$; при $l/d_{экр} < 30$ $\epsilon_t = 1,72 (d_{экр}/l)^{0,16}$.

Формула (6.24) используется при $Re_{ж} = 3 \cdot 10^3 \div 10^6$, $Pr_{ж} = 0,004 \div 0,04$.

В кольцевых каналах с наружным d_n и внутренним $d_{в}$ диаметрами для турбулентного стабилизированного течения теплоотдача на *внутренней* стенке (наружная теплоизолирована) определяется формулой

$$\overline{Nu}_{н.ж} = \overline{Nu}_r \left(1 - \frac{0,45}{2,4 + Pr_{ж}} \right) \left(\frac{d_n}{d_{в}} \right)^n \epsilon, \quad (6.25)$$

где $n = 0,16 Pr_{ж}^{-0,15}$; $\overline{Nu}_{в.ж} = \overline{\alpha}_{в} d_{экр} / \lambda$; $\overline{\alpha}_{в} = q_{с.в} / (t_{с.в} - t_{ж})$, $t_{с.в}$ — температура на внутренней поверхности стенки.

Теплоотдача на *наружной* стенке (внутренняя теплоизолирована) определяется формулой

$$\overline{Nu}_{н.ж} = \overline{Nu}_r \left[1 - \frac{0,45}{2,4 + Pr_{ж}} \left(\frac{d_{в}}{d_n} \right)^{0,6} \right], \quad (6.26)$$

где $\overline{Nu}_{н.ж} = \overline{\alpha}_{н} d_{экр} / \lambda$; $\overline{\alpha}_{н} = q_{с.н} / (t_{с.н} - t_{ж})$; $t_{с.н}$ — температура на наружной поверхности стенки.

В формулах (6.25) и (6.26) \overline{Nu}_r — число Нуссельта, вычисленное по формуле (6.18) с эквивалентным диаметром $d_{экр} = d_n - d_{в}$. Поправочный коэффициент $\epsilon = 1$, если $d_n/d_{в} \leq 5$, и $\epsilon = 1 + 7[(d_n/d_{в} - 4) Re_{ж}^{-1}]^{0,6}$, если $d_n/d_{в} > 5$. Формулы (6.25) и (6.26) справедливы при $Re_{ж} = 10^4 \div 10^6$, $Pr_{ж} = 0,7 \div 100$ и $d_n/d_{в} = 1 \div 33,3$.

Для определения длины участка тепловой стабилизации l_T в кольцевой трубе при теплоотдаче на внутренней стенке используется формула

$$l_T/d_{экр} = 40 (d_{в}/d_n)^{0,43}, \quad (6.27)$$

а при теплоотдаче на наружной стенке — формула

$$l_T/d_{экр} = 15 (1 + 1,5 d_{в}/d_n). \quad (6.28)$$

Если длина кольцевого канала меньше l_T и $Pr = 0,7 \div 1$, то коэффициенты теплоотдачи $\overline{\alpha}_{в}$ и $\overline{\alpha}_{н}$, определенные по (6.25) и (6.26), надс

умножить на коэффициент ϵ_t : $\epsilon_t = 0,86 + 0,8(d_b/d_n)^{0,2}(d_{зкв}/x)^{0,4}$, если теплообмен на внутренней стенке; $\epsilon_t = 0,86 + 0,54(d_{зкв}/x)^{0,4}[1 + 0,48(d_b/d_n)^{0,37}]$, если теплообмен на наружной стенке.

В. При движении потока в *изогнутых трубах* (змеевиках) со средним диаметром изгиба (витка) D и внутренним диаметром трубы d_b (рис. 6.2) теплоотдача происходит интенсивней вследствие появления центробежного эффекта. При расчете теплоотдачи определяется число $Re_{ж} = \omega d_b / \nu$, которое сравнивается с двумя числами Рейнольдса: $Re'_{кр} = 11,6 \sqrt{D/d_b}$ и $Re''_{кр} = 18\,500 (d_b/D)^{0,28}$ (при $D/d_b \leq 2,5 \cdot 10^3$).

Если $Re_{ж} < Re'_{кр}$, то расчет теплоотдачи и сопротивления проводится по формулам для ламинарного движения в прямых трубах. Если $Re'_{кр} < Re_{ж} < Re''_{кр}$, то используется формула (6.18) для турбулентного течения в каналах. Если $Re_{ж} > Re''_{кр}$, то коэффициент теплоотдачи определяется по формуле (6.18) и умножается на $\epsilon_D = 1 + 3,6d/D$.

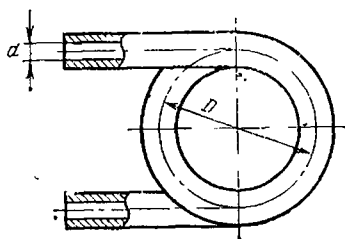


Рис. 6.2. Трубчатый змеевик

Г. Для *продольно обтекаемых* пучков труб, охлаждаемых газами и жидкостями, справедлива формула

$$\overline{Nu}_{ж} = \overline{Nu}_T \{1 + 0,91 Re_{ж}^{-0,1} Pr_{ж}^{0,4} [1 - 2 \exp(-B)]\}. \quad (6.29)$$

Здесь $\overline{Nu}_T = 0,023 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4}$; $B = d_{зкв}/d_n$; для расположения труб в пучке по треугольнику $B = 1,1(s/d_n)^2 - 1$, для расположения труб по квадрату $B = 1,27(s/d_n)^2 - 1$; s — расстояние между осями труб (шаг); d_n — наружный диаметр трубы; $d_{зкв} = 4F/\Pi$ — определяющий геометрический размер.

Формула справедлива при $Re_{ж} = 3 \cdot 10^3 \div 10^6$; $Pr_{ж} = 0,66 \div 5$; $B = 0,103 \div 3,5$; $s/d_n = 1,02 \div 2,5$.

В межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников без поперечных перегородок число Nu определяется по формуле (6.18) с определяющим размером

$$d_{зкв} = (D_b^2 - nd_n^2) / (D_b + nd_n), \quad (6.30)$$

где $D_b = \sqrt{1,27V/\bar{\omega} + d_n^2 n}$ — внутренний диаметр кожуха; d_n — наружный диаметр труб, м; n — число труб в пучке; V — объемный расход среды, м³/с; $\bar{\omega}$ — средняя скорость потока в межтрубном пространстве, отнесена к живому сечению.

Если известен шаг s , то для пучков с коридорным (квадратным) расположением труб

$$d_{зкв} = [1,27(s/d_n)^2 - 1] d_n, \quad (6.31)$$

а для пучков с шахматным (треугольным) расположением

$$d_{\text{экв}} = [1,1(s/d_{\text{н}})^2 - 1]d_{\text{н}}. \quad (6.32)$$

Для теплообменников с поперечными перегородками в межтрубном пространстве:

при коридорном расположении труб в пучке

$$\overline{Nu}_{\text{ж}} = 0,154 Re_{\text{ж}}^{0,6} Pr_{\text{ж}}^{0,33}, \quad (6.33)$$

при шахматном расположении труб в пучке

$$\overline{Nu}_{\text{ж}} = 0,195 Re_{\text{ж}}^{0,6} Pr_{\text{ж}}^{0,33}. \quad (6.34)$$

Определяющий размер $d_{\text{н}}$ — наружный диаметр трубы, скорость вычисляется по среднему минимальному живому сечению:

если перегородки сегментного типа,

$$i_{\text{мин}} = 0,785 D_{\text{в}} h (1 - d_{\text{н}}/s); \quad (6.35)$$

если перегородки концентрического типа,

$$i_{\text{мин}} = 1,57 D_{\text{в}} h (1 - d_{\text{н}}/s). \quad (6.36)$$

Здесь h — расстояние между соседними перегородками; шаг обычно принимается $s = (1,3 \div 1,5)d_{\text{н}}$.

6.4. Расчетные формулы по теплоотдаче при поперечном обтекании труб и пучков

В следующих формулах (6.37) — (6.50) определяющие величины — наружный диаметр трубок (провода) и средняя температура жидкости (кроме $Pr_{\text{с}}$); скорость потока подсчитывается по самому узкому поперечному сечению канала (пучка); $\psi_1 = s_1/d$ и $\psi_2 = s_2/d$ — относительные поперечный и продольный шаги.

А. **Одиночная труба.** Для одиночной круглой трубы средняя теплоотдача при нагревании жидкости определяется следующими формулами: при $Re_{\text{ж}} = 40 \div 10^3$

$$\overline{Nu}_{\text{ж}} = 0,52 Re_{\text{ж}}^{0,5} Pr_{\text{ж}}^{0,37} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{с}})^{0,25} \epsilon_{\text{ф}}; \quad (6.37)$$

при $Re_{\text{ж}} = 10^3 \div 2 \cdot 10^5$

$$\overline{Nu}_{\text{ж}} = 0,26 Re_{\text{ж}}^{0,6} Pr_{\text{ж}}^{0,37} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{с}})^{0,25} \epsilon_{\text{ф}}; \quad (6.38)$$

при $Re_{\text{ж}} = 2 \cdot 10^5 \div 10^7$

$$\overline{Nu}_{\text{ж}} = 0,023 Re_{\text{ж}}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,4} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{с}})^{0,25} \epsilon_{\text{ф}}. \quad (6.39)$$

Для тонкой проволоки и круглой трубы в потоке трансформаторного масла при $Re_{\text{ж}} < 40$ имеем

$$\overline{Nu}_{\text{ж}} = 0,76 Re_{\text{ж}}^{0,4} Pr_{\text{ж}}^{0,37} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{с}})^{0,25}. \quad (6.40)$$

При охлаждении жидкости показатель степени отношения $Pr_{ж}/Pr_c$ вместо 0,25 принимается равным 0,2. Для газов поправка $(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}$ не имеет смысла. Поправка на влияние угла атаки ε_φ при обтекании труб под углом φ находится по рис. 6.3.

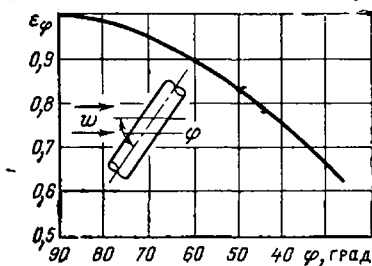


Рис 6.3. Поправка ε_φ на влияние угла атаки φ при поперечном обтекании трубы

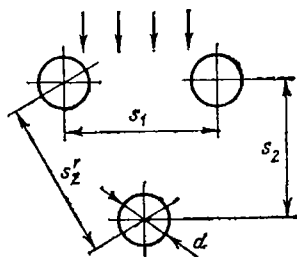


Рис. 6.4. Геометрические параметры шахматного пучка

Б. Трубные пучки с гладкой поверхностью. Средняя теплоотдача для труб, расположенных в глубинном ряду шахматного пучка (рис. 6.4):

при $Re_{ж}=1,6 \div 40$ и $\psi_1=\psi_2=2$

$$\overline{Nu}_{ж}=1,04Re_{ж}^{0,4}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}; \quad (6.41)$$

при $Re_{ж}=40 \div 10^3$ и $\psi_1=\psi_2=1,5 \div 2,0$

$$\overline{Nu}_{ж}=0,71Re_{ж}^{0,5}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}; \quad (6.42)$$

при $Re_{ж}=10^3 \div 2 \cdot 10^5$, $\psi_1=1,3 \div 2,0$, $\psi_2=1,0 \div 1,8$

$$\overline{Nu}_{ж}=0,35Re_{ж}^{0,6}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}(s_1/s_2)^{0,2} \text{ при } (s_1/s_2) < 2; \quad (6.43)$$

$$\overline{Nu}_{ж}=0,4Re_{ж}^{0,6}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \text{ при } (s_1/s_2) > 2; \quad (6.44)$$

при $Re_{ж} > 2 \cdot 10^5$, $\psi_1=1,25 \div 2,0$, $\psi_2=1,25 \div 1,5$

$$\overline{Nu}_{ж}=0,031Re_{ж}^{0,8}Pr_{ж}^{0,4}(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}(s_1/s_2)^{0,2}. \quad (6.45)$$

Для коридорных пучков (рис. 6.5):

при $Re_{ж}=1,6 \div 100$ и $\psi_1=\psi_2=2$

$$\overline{Nu}_{ж}=0,9Re_{ж}^{0,4}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}; \quad (6.46)$$

при $Re_{ж}=100 \div 10^3$ и $\psi_1=\psi_2=1,5 \div 2,0$

$$\overline{Nu}_{ж}=0,52Re_{ж}^{0,5}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}; \quad (6.47)$$

при $Re_{ж}=10^3 \div 2 \cdot 10^5$, $\psi_1=1,3 \div 2,4$ и $\psi_2=1,3 \div 2,0$

$$\overline{Nu}_{ж}=0,27Re_{ж}^{0,68}Pr_{ж}^{0,36}(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}; \quad (6.48)$$

при $Re_{ж} > 2 \cdot 10^5$, $\psi_1 = 1,5 \div 2,0$ и $\psi_2 = 1,25$

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,033 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}. \quad (6.49)$$

При обтекании шахматных и коридорных пучков жидкими металлами

$$\overline{Nu}_{ж} = Re_{ж}^{0,5}. \quad (6.50)$$

Формула применяется при $Pr_{ж} = 0,007 \div 0,03$, $Re_{ж} = 10^2 \div 4 \cdot 10^3$, $s_1/d \leq 1,5$, $s_2/d \leq 1,5$.

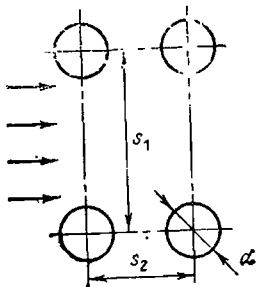


Рис. 6.5. Геометрические параметры коридорного пучка

Средняя теплоотдача всего пучка гладких труб

$$\overline{Nu}_{пуч} = \overline{Nu}_{ж} \varepsilon_{\varphi} \varepsilon_z, \quad (6.51)$$

где $\overline{Nu}_{ж}$ — средняя теплоотдача трубы в глубинном ряду пучка при $\varphi = 90^\circ$, определяется по формулам (6.41) — (6.50); ε_{φ} — поправка на влияние угла атаки, находится по рис. 6.3; ε_z — поправка, учитывающая зависимость теплоотдачи от числа z рядов труб в пучке, определяется по рис. 6.6.

В. Трубные пучки из оребренных труб. Для пучков из труб с круглыми ребрами коэффициент теплоотдачи с оребренной стороны (рис. 6.7) определяется формулой

$$\overline{Nu}_{ж} = C Re_{ж}^n (b/d_2)^{0,54} (h/b)^{0,14} \psi C_s C_z, \quad (6.52)$$

где $\overline{Nu}_{ж} = ab/\lambda_{ж}$; $Re_{ж} = \omega_{уз} b/\nu_{ж}$; $\alpha = \bar{q}/\Delta \bar{t}_л$ отнесен к полной поверхности оребренных труб.

Скорость газа $\omega_{уз}$ находится по узкому сечению

$$f_{уз} = \left[1 - \frac{d_2}{s_1} \left(1 + 2 \frac{h}{b} \frac{\delta}{d_2} \right) \right] f_{фр}, \quad (6.53)$$

где δ — толщина ребра; $f_{фр}$ — площадь фронтального сечения теплообменника; s_1 — поперечный шаг труб; h — высота ребра; b — шаг ребер.

Неравномерность теплоотдачи по высоте ребра учитывается коэффициентом $\psi = 1 - 0,058 \sqrt{2\alpha/(\lambda_{ж}\delta)h}$.

При *коридорном* расположении оребренных труб в формуле (6.52) принимается $C=0,105$, $n=0,72$. Количество поперечных рядов z в пучке учитывается C_z : при $z=1, 2, 3, 4$ и более $C_z=1,6; 1,3; 1,1; 1,0$ соответственно. Расположение труб в пучке учитывается C_s : при $s_2/d_2=1,4; 1,7; 2$ и более коэффициент $C_s=0,85; 0,96; 1,0$ соответственно (s_2 — продольный шаг труб). Формула (6.52) справедлива при $Re_{ж}=500 \div 25\,000$, $d_2/b=3 \div 8$, $h/b=0,36 \div 4,3$.

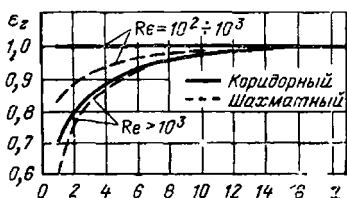


Рис. 6.6. Поправка ϵ_z на число z рядов труб в пучке

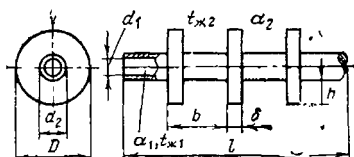


Рис. 6.7. Труба с круглыми ребрами

При *шахматном* расположении оребренных труб в формуле (6.52) принимается $C=0,23$; $n=0,65$. Коэффициент

$$C_s = [(s_1 - d_2) / (s'_2 - d_2)]^{0,2}, \quad (6.54)$$

где s'_2 — диагональный шаг труб в пучке.

Коэффициент C_z представлен ниже:

z	1	4	6	8	10	16	20
C_z	0,8	0,95	0,98	0,99	1,0	1,015	1,025

Формула (6.52) справедлива при $Re_{ж}=300 \div 22\,500$, $d_2/b=2,4 \div 3,5$, $h/b=0,36 \div 5$, $C_s=0,46 \div 2,18$.

Свойства потока газа $\lambda_{ж}$, $\nu_{ж}$ определяются по его средней температуре $\bar{t}_{ж} = t_c \pm \Delta t_{л}$.

Коэффициент теплопередачи через ребристую стенку

$$k_p = \left[\frac{1}{\alpha_{np}} + \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} \right) \frac{F_n}{F_b} \right]^{-1}, \quad (6.55)$$

где $\alpha_{np} = \bar{\alpha}_2 (E_k F_p + F_{с.п}) / F_n$ — приведенный коэффициент теплоотдачи снаружи оребренной поверхности; $\bar{\alpha}_2 = 0,85 \bar{\alpha}$ — коэффициент теплоотдачи со стороны оребренной поверхности, $\bar{\alpha}$ находится по формуле (6.52); $F_b = \pi d_1 l$ — площадь внутренней поверхности несущей трубки; F_n — площадь полной наружной поверхности оребренной трубки вместе с поверхностью ребер; $E_k = \varphi \left(\frac{h}{\delta} \sqrt{2Bi}; \frac{D}{d_2} \right)$ — коэффициент эффективности круглого ребра постоянной толщины, определяется из графика рис. П.8 Приложения; $Bi = \bar{\alpha}_2 \delta / \lambda_p$ — число Био, λ_p — теплопроводность материала ребра; $F_p, F_{с.п}$ — площади поверхности ребер и стен-

ки трубы в промежутках между ребрами; δ_c — толщина стенки; λ_c — теплопроводность материала стенки.

Тепловой поток через ребристую стенку при постоянных температурах обеих жидкостей $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$

$$Q_p = k_p (t_{ж1} - t_{ж2}) F'_n, \quad (6.56)$$

где F'_n — полная оребренная поверхность теплообмена всего пучка труб.

6.5. Задачи

6.1. Вдоль горячей стенки с постоянной температурой 120°C на правлен поток воздуха со скоростью 5 м/с . Определить средний коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, если длина стенки 2 м , а температура набегающего воздуха 10°C . Определить местный коэффициент теплоотдачи и толщину гидродинамического пограничного слоя воздуха на расстоянии 1 м от начала стенки.

6.2. Трансформаторное масло с температурой 90°C охлаждается, протекая со скоростью $0,4\text{ м/с}$ вдоль металлической плиты, температура которой поддерживается 20°C . Найти коэффициент теплоотдачи, если длина плиты по направлению потока 500 мм .

6.3. Вдоль плоской стенки с обеих сторон движутся турбулентные потоки двух жидкостей, в процессе теплообмена с одной стороны коэффициент теплоотдачи 230 , с другой — $400\text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$. Во сколько раз увеличится коэффициент теплопередачи через стенку, разделяющую жидкости, если скорость первого потока возрастет в 2 раза, а второго — в 3 раза? Термическое сопротивление стенки не учитывать.

6.4. Пластина длиной 500 мм и шириной $0,2\text{ м}$ имеет начальный необогреваемый участок длиной 100 мм . На поверхности пластины температура 30°C . Продольный поток воды омывает пластину со скоростью $0,05\text{ м/с}$. Температура воды 70°C . Найти тепловой поток к пластине. Сравнить с тепловым потоком для случая, когда пластина обогревается по всей длине.

6.5. В вертикальной трубе диаметром $22 \times 1\text{ мм}$ и длиной $3,5\text{ м}$ течет трансформаторное масло сверху вниз со скоростью $0,12\text{ м/с}$ и средней температурой 90°C . Определить средний коэффициент теплоотдачи, если температура стенки трубы 10°C . Учесть влияние естественной конвекции.

6.6. Трансформаторное масло подогревается от 10 до 30°C , проходя внутри труб диаметром $20 \times 1\text{ мм}$ и длиной 3 м . Найти коэффициент теплоотдачи, если средняя температура стенки трубы 40°C , количество труб 40 шт. , а расход масла $18\,400\text{ кг/ч}$.

6.7. По горизонтальной трубе диаметром $20 \times 1\text{ мм}$ протекает вода с температурой 85°C на входе. Средняя температура стенки 15°C . Расход воды $0,5\text{ кг/с}$. На выходе из трубы вода должна иметь температуру 25°C . Какой длины трубу следует для этого взять?

6.8. По горизонтальному трубопроводу диаметром $55 \times 2,5$ мм движется воздух со скоростью 4,6 м/с и температурой 95°C . Температура стенки трубы 60°C . Определить коэффициент теплоотдачи от воздуха к трубе. Во сколько раз изменится коэффициент теплоотдачи, если воздух заменить водой, протекающей со скоростью 1,2 м/с, а остальные условия оставить прежними?

6.9. Найти коэффициент теплоотдачи при движении воздуха со скоростью 11 м/с по горизонтальной трубе диаметром $35 \times 2,5$ мм и длиной 5 м. Средняя температура воздуха 40°C , а стенки трубы 20°C . Найти температуру воздуха на входе и выходе из трубы.

6.10. По соплу реактивной установки движется горячий газ. Сопло в виде трубы с наружным диаметром 120 мм и длиной 4,4 м вложено в другую трубу внутренним диаметром 124 мм. Между трубами вдоль кольцевого канала подается охлаждающая жидкость в количестве 3,95 кг/с. Для средней температуры жидкости 46°C известны параметры: теплоемкость 1890 Дж/(кг·К), плотность 1430 кг/м^3 , теплопроводность $0,33 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, динамическая вязкость $0,75 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$. Температура наружной поверхности сопла 680°C . Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток к жидкости, если $\text{Pr}_c = 1,75$, а большая труба снаружи теплоизолирована.

6.11. Жидкость со средней температурой 40°C , при которой ее плотность равна 858 кг/м^3 , а динамическая вязкость $0,78 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, движется по вертикальной трубе внутренним диаметром 53 мм и длиной 8 м. Скорость течения 0,1 м/с. Температура стенки трубы 70°C . При этой температуре вязкость жидкости равна $0,54 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$. Определить режим течения жидкости и количество теплоты, передаваемой за сутки. Принять для жидкости по средней температуре теплоемкость $1300 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ и теплопроводность $0,14 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

6.12. В теплообменнике вода движется по трубам диаметром $40 \times 2,5$ мм со скоростью 1 м/с и нагревается от 15 до 85°C . Труба имеет температуру 95°C на поверхности. Найти коэффициент теплоотдачи расчетным способом и по номограмме.

6.13. В трубу водоподогревателя с температурой стенки 250°C вода входит с $t_1 = 160^\circ\text{C}$ и выходит с $t_2 = 240^\circ\text{C}$. Режим течения воды турбулентный, скорость 1 м/с. Тепловая нагрузка поверхности нагрева трубы $3,7 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$. Найти внутренний диаметр и длину трубы.

6.14. Трубка конденсатора диаметром 27×1 мм и длиной 2,08 м имеет на стенке температуру 40°C . В нее входит вода с температурой 17°C и нагревается до 23°C . Найти среднюю скорость движения воды и линейную плотность теплового потока, считая режим течения турбулентным.

6.15. Газ с абсолютным давлением p и средней температурой \bar{t}_r протекает по горизонтальной трубе. Расход газа m , внутренний диаметр трубы d , длина l , а средняя температура стенки трубы \bar{t}_c . Найти: 1) средний коэффициент теплоотдачи от газа к стенке трубы, 2) теп-

ловой поток, 3) во сколько раз изменится коэффициент теплоотдачи, если скорость газа увеличить в 2,5 раза, 4) во сколько раз изменится коэффициент теплоотдачи, если уменьшить диаметр трубы в 2 раза при неизменном расходе газа? Данные для решения задачи взять из таблицы.

6.16. Вода с начальной температурой 90°C входит в горизонтальную трубу диаметром 20×1 мм и охлаждается. Стенка трубы имеет среднюю температуру 15°C , расход воды 273 кг/ч. Найти длину трубы, на выходе из которой вода будет иметь температуру 30°C . Как изменится эта длина, если воду заменить воздухом, а остальные условия оставить без изменений?

Таблица к задаче 6.15

Вариант	Газ	$p \cdot 10^{-5}$, Па	\bar{t}_r , °C	m , кг/с	Вариант	d , мм	l , м	\bar{t}_c , °C
1	Воздух	2,0	400	0,25	а	80	10	150
2	Азот	2,5	50	0,20	б	90	12	0
3	Углекислый газ	3,0	200	0,40	в	100	15	50
4	Кислород	1,5	75	0,30	г	110	18	20
5	Водород	4,0	100	0,10	д	120	13	50
6	Воздух	3,5	300	0,40	е	110	14	100
7	Азот	4,0	200	0,35	ж	100	11	30

6.17. Воздух с расходом 5 кг/с при средней температуре 300°C проходит по каналу длиной 10 м и сечением 800×400 мм. Найти средний коэффициент теплоотдачи и тепловой поток, если средняя температура стенки канала 150°C .

6.18. Тепловыделяющий элемент ядерного реактора имеет наружный диаметр 25 мм. Твэл находится в трубе внутренним диаметром 31 мм. В кольцевом зазоре движется охлаждающая вода со скоростью 2 м/с и средней температурой 270°C . Найти средний коэффициент теплоотдачи и мощность внутренних источников теплоты q_v , Вт/м³, твэла, если температура его поверхности 305°C .

6.19. Обмотка электрогенератора выполнена в виде медной шины сечением 20×10 мм и длиной 1 м. При прохождении тока в шине мощность внутренних источников теплоты $q_v = 10^6$ Вт/м³. Внутри шины имеется канал прямоугольного сечения 10×5 мм, по которому движется охлаждающий воздух со скоростью 50 м/с. Температура воздуха на входе в канал 40°C , давление $3 \cdot 10^5$ Па. Рассчитать коэффициент теплоотдачи от шины к воздуху в канале и среднюю температуру стенки канала, считая, что вся теплота от шины отводится воздухом.

6.20. В электронной аппаратуре используется змеевиковый трубчатый охладитель из $4,8$ витков диаметром 300 мм, внутренний диаметр

трубки 24 мм. По трубке движется охлаждающая вода со скоростью 0,3 м/с. Рассчитать температуру воды на выходе из змеевика, если на входе она имеет температуру 5 °С, а средняя температура стенки змеевика 80 °С.

6.21. Трансформаторное масло должно быть охлаждено от 100 до 40 °С в спиральном охладителе с радиусом витка 200 мм. Труба охладителя имеет среднюю температуру на внутренней стенке 50 °С и при диаметре 46×3 мм пропускает 1,2 т масла в час. Определить необходимую длину спирали и количество витков.

6.22. Пучок твэлов ядерного реактора продольно омывается охлаждающей водой со скоростью 3 м/с при средней температуре 200 °С. Наружный диаметр твэла 10 мм, элементы расположены в коридорном порядке по квадратной разбивке со стороной квадрата $s=14$ мм. Найти средний коэффициент теплоотдачи и среднюю температуру на поверхности элемента, если мощность внутренних источников теплоты для него равна $44 \cdot 10^7$ Вт/м³.

6.23. Трубы с наружным диаметром 30 мм и длиной 5 м расположены в пучке с разбивкой по вершинам равностороннего треугольника со стороной 60 мм. Снаружи трубы омываются воздухом, нагретым до 800 °С и движущимся вдоль труб со скоростью 20 м/с. Найти средний коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности труб.

6.24. В кожухотрубном теплообменнике 318 труб расположены в шахматном порядке и снаружи продольно омываются маслом МК со средней температурой 80 °С. Расход масла 205 м³/ч. В межтрубном пространстве теплообменника расположены перегородки сегментного типа на расстоянии 0,4 м друг от друга. Диаметр труб 20×1 мм, расстояние между центрами соседних труб 32 мм. Найти коэффициент теплоотдачи от масла к трубам.

6.25. Цилиндрическая электрошина диаметром 16 мм и длиной 0,4 м охлаждается поперечным потоком сухого воздуха с температурой 20 °С и скоростью 2 м/с. Найти тепловой поток, отдаваемый шиной с поверхности, и допустимую силу тока в ней при условии, что на ее поверхности температура не должна превышать 90 °С; удельное электрическое сопротивление равно $0,46 \cdot 10^{-6}$ Ом·м. Как изменится коэффициент теплоотдачи и сила тока, если: 1) диаметр шины уменьшить в 2 раза; 2) скорость воздуха увеличить в 3 раза; 3) вместо воздуха использовать трансформаторное масло?

6.26. Воздушный поток со скоростью 1 м/с и температурой 10 °С обдувает электропровод диаметром 5 мм под углом атаки 60°. Найти коэффициент теплоотдачи и силу тока в проводе, если удельное электросопротивление провода $0,15 \cdot 10^{-6}$ Ом·м, а температура на поверхности 90 °С.

6.27. Используя условие задачи 6.26, определить, как изменяется коэффициент теплоотдачи и сила тока, если: 1) увеличить скорость

Воздуха в 4 раза, 2) увеличить диаметр провода в 4 раза, 3) увеличить давление воздуха в 6 раз.

6.28. Определить, какую температуру необходимо поддерживать на поверхности трубы с наружным диаметром 25 мм, чтобы плотность теплового потока была $79,56 \text{ кВт/м}^2$. Труба охлаждается поперечным потоком трансформаторного масла с температурой 20°C и скоростью 1 м/с под углом атаки 50° . Каков при этом будет коэффициент теплоотдачи?

6.29. Вычислить коэффициент теплоотдачи от трубы к воздуху для двух случаев: 1) воздух движется в длинной трубе внутренним диаметром 40 мм; 2) воздух омывает трубу снаружи в поперечном направлении, внешний диаметр трубы 40 мм. Для обоих случаев температура воздуха 60°C , скорости воздуха принять 5, 12, 20 и 28 м/с. Построить график зависимостей $\alpha=f(w)$ для продольного и поперечного потоков воздуха.

6.30. Даны два теплообменника для нагрева воздуха. В первом теплообменнике воздух проходит по трубам ($l/d > 50$), а греющий пар — снаружи труб. Во втором, наоборот, пар движется в трубах, а воздух снаружи омывает трубы в поперечном направлении. В обоих случаях принять скорость воздуха 12 м/с , среднюю температуру нагретого воздуха 60°C , коэффициент теплоотдачи от пара к стенкам $8000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$. Трубы — из латуни диаметром $26 \times 3 \text{ мм}$, расположение труб шахматное, соотношение шагов $s_1=2,1 s_2$. Найти линейные коэффициенты теплопередачи для обоих вариантов теплообменника.

6.31. Найти средний коэффициент теплоотдачи в охладителе воздуха при поперечном обтекании пучка из восьми рядов труб с шахматным расположением. Наружный диаметр труб 16 мм, скорость воздуха в узком сечении пучка 15 м/с , средняя температура воздуха 160°C . Принять размеры шагов труб $s_1=38 \text{ мм}$, $s_2=21 \text{ мм}$.

6.32. По условию задачи 6.31 найти средний коэффициент теплоотдачи, если пучок будет с коридорным расположением труб.

6.33. Определить средний коэффициент теплоотдачи для шахматного пучка, если в задаче 6.31 вместо воздуха трубы будет омывать вода со скоростью в узком сечении 1 м/с , а температура поверхности труб 40°C .

6.34. Пучок труб поперечно обтекается горячим воздухом со скоростью w в узком сечении и средней температурой t_w . Трубы наружным диаметром d обтекаются под углом атаки φ . Шаги труб: $s_1=k_1 d$ и $s_2=k_2 d$. Определить средний коэффициент теплоотдачи пучка, если число рядов труб в пучке z . Данные для решения задачи взять из таблицы.

6.35. Определить коэффициент теплоотдачи для 16-рядного шахматного пучка труб с круглыми латунными ребрами (см. рис. 6.7) толщиной $\delta=2 \text{ мм}$, высотой $h=25 \text{ мм}$ и шагом ребер 15 мм . Пучок омывается в поперечном направлении воздухом, который нагревается от

20 до 120 °С, скорость в узком сечении пучка 10 м/с. Трубы диаметром 38×2 мм расположены в пучке с шагами $s_1=116$ мм и $s_2=130$ мм. Средняя температура поверхности нагрева 130 °С.

6.36. Воздухоохладитель в виде пучка труб с коридорным расположением обдувается поперечным потоком воздуха со средней температурой 50 °С. Расход воздуха 9000 м³/ч. Трубы изготовлены из алюминия, диаметр их 26×1,5 мм, длина 0,4 м, они расположены с шагами $s_1=s_2=62$ мм. На поверхности труб имеются круглые ребра диа-

Таблица к задаче 6.34

Вариант	Тип пучка	d , мм	z	φ°	Вариант	w , м/с	\bar{t}_B , °С	k_1	k_2
1	Шахматный	60	15	70	а	9	350	1,9	1,3
2	Коридорный	50	10	30	б	10	400	2,6	1,2
3	Шахматный	70	10	50	в	11	180	1,5	1,2
4	Коридорный	40	13	55	г	12	250	2,4	1,14
5	Шахматный	50	7	60	д	13	120	1,3	1,4
6	Коридорный	60	8	65	е	14	300	2,2	1,2
7	Шахматный	40	12	40	ж	15	200	1,4	1,3

метром 52 мм, толщиной 2 мм и шагом 6,5 мм. Внутри труб протекает жидкость со средней температурой 10 °С, коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости 820 Вт/(м²·К). Определить коэффициент теплопередачи и тепловой поток, передаваемый через ребристые стенки от воздуха к жидкости, если фронтальное сечение теплообменника 0,69 м², а количество труб — 250 шт.

6.37. В круглых каналах атомного реактора с внутренним диаметром 10 мм протекает жидкий металл со средней скоростью 5 м/с. Средняя температура потока металла 500 °С. Найти средний коэффициент теплоотдачи, если металл: а) висмут, б) эвтектический сплав 25% Na+75% К.

6.38. По трубе диаметром 16×2 мм и длиной 1000 мм движется ртуть со скоростью 4 м/с при средней температуре 150 °С. Найти коэффициент теплоотдачи и тепловой поток от ртути к стенке трубы, имеющей среднюю температуру 80 °С.

6.39. В установке по трубе диаметром 18×3 мм протекает олово, имеющее среднюю температуру 400 °С. Длина трубы 4 м, массовый расход олова 97,2 кг/ч. Найти коэффициент теплоотдачи и тепловой поток от олова к стенке, если на стенке температура 250 °С.

ТЕПЛОТДАЧА ПРИ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ

Свободная конвекция — движение среды, возникающее в гравитационном поле вследствие неоднородного распределения плотности, вызванного в однофазной среде наличием температурного градиента. При этом движение в пограничном слое может быть ламинарным и турбулентным. Поля скорости и температуры существенно зависят друг от друга.

7.1. Свободная конвекция в большом объеме

Теплоотдача при ламинарном режиме $(GrPr)_ж = 10^3 \div 10^9$ для вертикальных труб и пластин определяется по формуле

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,75 (GrPr)_{ж}^{0,25} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \quad (7.1)$$

Определяющий размер — высота H поверхности теплообмена. Определяющая температура — температура жидкости вдали от тела (кроме Pr_c , который определяется по температуре стенки).

При значениях $(GrPr)_ж > 10^9$ на вертикальных поверхностях образуется на начальном участке ламинарный пограничный слой, который затем переходит в турбулентный. Границей между этими слоями служит сечение на высоте $H_{кр}$, значение которой определяется из формулы

$$H_{кр} = 10^3 [va / (g\beta\Delta t)]_{ж}^{1/3} \quad (7.2)$$

Тогда теплоотдача на ламинарном участке до высоты $H_{кр}$ рассчитывается по формуле (7.1), а на турбулентном участке высотой $H - H_{кр}$ (где H — полная длина трубы или высота пластины) определяется по формуле

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,15 (GrPr)^{0,33}_{ж} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \quad (7.3)$$

Средний по высоте коэффициент теплоотдачи при наличии ламинарного и турбулентного участков пограничного слоя на вертикальной поверхности

$$\overline{\alpha} = [\overline{\alpha}H_{кр} + \overline{\alpha}_t(H - H_{кр})]H^{-1} \quad (7.4)$$

где $\overline{\alpha}_л$ и $\overline{\alpha}_t$ — средние коэффициенты теплоотдачи на ламинарном и турбулентном участках пограничного слоя.

Для горизонтальной трубы с наружным диаметром d_n :

при $(GrPr)_{п.с} = 10^{-3} \div 10^3$

$$\overline{Nu}_{п.с} = 1,18 (GrPr)_{п.с}^{0,125}; \quad (7.5)$$

при $(GrPr)_{п.с} = 10^3 \div 10^8$

$$\overline{Nu}_{п.с} = 0,5 (GrPr)_{п.с}^{0,25} \quad (7.6)$$

Определяющий размер — d_n , определяющая температура $t_{п,с} = 0,5(t_c + t_{ж})$.

Теплоотдача горизонтальной пластины с теплоотдающей поверхностью, обращенной вверх или вниз, рассчитывается по формуле (7.1), причем во втором случае полученный коэффициент теплоотдачи следует уменьшить в 2 раза. За определяющий размер принимается меньшая сторона пластины.

Теплоотдача от тонких нагретых проволочек диаметром 0,2—2 мм при $(GrPr)_{п,с} < 10^{-3}$ (пленочный режим)

$$\overline{Nu}_{п,с} = 0,5, \quad (7.7)$$

откуда $\overline{\alpha} = \lambda / (2d)$.

Если $(GrPr)_{п,с} = 10^{-3} \div 10^3$, то используется формула (7.5).

Теплоотдача жидких металлов и сплавов

$$\overline{Nu}_{п,с} = C Gr_{п,с}^n Pr_{п,с}^m. \quad (7.8)$$

Определяющая температура $t_{п,с} = 0,5(t_{ж} + t_c)$; определяющий размер: для горизонтальной трубы — наружный диаметр, для вертикальной поверхности — высота; $m = 0,3 + 0,02/Pr_{п,с}^{1/3}$.

Если $Gr_{п,с} = 100 \div 10^9$, то $C = 0,52$, $n = 0,25$; если $Gr_{п,с} > 10^9$, то $C = 0,105$, $n = 1/3$.

Коэффициент объемного расширения приблизительно определяется выражением

$$\beta_{п,с} \approx (\rho_{ж} - \rho_c) / [\rho_{ж}(t_c - t_{ж})].$$

7.2. Свободная конвекция в ограниченном объеме

Теплообмен в узких щелях, плоских и кольцевых каналах и прослойках приблизительно можно определить:

при $(GrPr)_{ж} < 10^3$ — по формулам теплопроводности; $\lambda' = \lambda \epsilon_{ж}$

при $(GrPr)_{ж} > 10^3$ — по формуле

$$\epsilon \frac{\lambda}{\lambda_c} = 0,18 (GrPr)^{0,25, ж} > 1 \quad \eta = \frac{\Delta t}{\delta} \quad (7.9)$$

Определяющий размер — ширина щели или зазора δ ; определяющая температура $t_{ж} = 0,5(t_{c1} + t_{c2})$, где t_{c1} и t_{c2} — температура стенок щели или зазора.

7.3. Задачи

7.1. Горизонтальная плита с обращенной вверх теплоотдающей поверхностью имеет размеры 600×1100 мм и нагрета до 80 °С. Вдали от плиты воздух имеет температуру 30 °С. Найти тепловой поток от плиты к окружающему воздуху.

7.2. Для отопления помещения требуется расход тепла 1 кДж/с от горизонтального трубопровода диаметром 25 мм. Температура по-

верхности нагревателя 100°C , а воздуха в помещении 25°C . Рассчитать необходимую длину трубопровода.

7.3. Проволока из нихрома диаметром $0,5$ мм расположена горизонтально и нагревается электрическим током; температура проволоки не должна превышать 280°C . Удельное электрическое сопротивление нихрома принять не зависящим от температуры и равным 10^{-6} Ом·м. Температура среды вокруг проволоки 20°C . Определить допустимую силу тока для проволоки в двух случаях: проволока находится в спокойном воздухе и в спокойной воде под давлением, исключающим кипение.

7.4. Вертикальный цилиндр наружным диаметром 200 мм и длиной 4 м окружен воздухом с температурой -50°C . Цилиндр должен иметь на внешней поверхности температуру, равную 20°C . Какова должна быть для этих условий линейная плотность теплового потока от цилиндра?

7.5. Провести анализ зависимости коэффициента теплоотдачи для вертикального цилиндра при свободном движении от каждой из следующих величин: высоты H , вязкости среды μ , температурного напора Δt , плотности среды ρ , теплоемкости среды c_p , коэффициента объемного расширения β среды: а) для газа, б) для капельной жидкости. Принять $(GrPr)_{ж}$ заключенной в интервале 10^3-10^9 .

7.6. Определить температуру нагретой проволоки диаметром 1 мм, которая охлаждается при свободном движении воздуха с температурой 0°C . По проволоке идет ток 6 А, а удельное электрическое сопротивление $1,1 \cdot 10^{-6}$ Ом·м.

7.7. Две горизонтальные трубы с одинаковой температурой поверхности и длиной охлаждаются в неподвижном воздухе. Диаметр одной трубы в 10 раз превышает диаметр другой. Для малой трубы $(GrPr)_{п,с} = 10^4$. Определить отношение коэффициентов теплоотдачи и отношение тепловых потоков для этих труб.

7.8. Трансформаторное масло с температурой 40°C нагревается в маслонагревателе трубами с температурой на поверхности 110°C и наружным диаметром 30 мм. Определить тепловой поток от труб к маслу, если поверхность нагрева 15 м².

7.9. Найти потери теплоты вертикальным участком паропровода длиной 6 м за счет теплоотдачи при свободном движении в течение 4 часов, если воздух в цехе имеет температуру 25°C . Наружный диаметр паропровода 200 мм, средняя температура на его поверхности 190°C .

7.10. По условию задачи 7.9 определить, как изменятся тепловые потери, если паропровод покрыть изоляцией толщиной 50 мм, на внешней поверхности которой устанавливается температура 50°C ?

7.11. Горизонтальный паропровод диаметром $0,3$ м и длиной 5 м имеет на поверхности температуру 230°C . Вокруг него — воздух с температурой 30°C . Найти потери теплоты паропроводом. Определить, во

сколько раз снизятся тепловые потери, если температура поверхности паропровода уменьшится в 3 раза, а остальные условия останутся без изменений.

7.12. Найти потери теплоты при условии, что паропровод с температурой на поверхности 230°C расположен вертикально. Остальные данные принять по условию задачи 7.11. Проанализировать зависимость коэффициента теплоотдачи и потерь теплоты от длины паропровода.

7.13. Тонкий электропровод охлаждается при свободном движении газовой среды с давлением 10^5 Па. Как изменится коэффициент теплоотдачи от провода к газу, если давление газа повысить в 10 раз, а остальные условия сохранить без изменений? Во сколько раз можно изменить силу тока в проводе и в какую сторону — уменьшить или увеличить? Принять $(GrPr)_{н.с.} = 400$

7.14. В большом баке с водой охлаждается вертикальная пластина шириной 3 м и высотой 2 м; ее температура 90°C . Средняя температура воды 40°C . Найти передаваемую воде теплоту.

7.15. В узкой щели между стенками, имеющими на поверхности температуры 160 и 60°C , циркулирует воздух. Воздушная прослойка в щели имеет толщину 25 мм. Найти плотность теплового потока между стенками.

7.16. Как изменится плотность теплового потока, если в задаче 7.15 толщину воздушного слоя уменьшить в 2 раза, а остальные условия оставить без изменения?

7.17. Если, сохранив условия задачи 7.15, заполнить щель водой вместо воздуха, каковы будут величина коэффициента теплоотдачи и плотность теплового потока?

7.18. Труба диаметром 12×1 мм находится внутри другой трубы, имеющей диаметр 58×3 мм. На наружной поверхности малой трубы температура 130°C , на внутренней поверхности большой трубы 50°C . Найти коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока через кольцевой зазор, заполненный: а) воздухом, б) водой под давлением, исключающим кипение.

7.19. В узкой щели температуры на поверхностях стенок соответственно 18 и 12°C . При какой толщине воздушной прослойки в щели передача теплоты от горячей поверхности к холодной будет определяться в основном теплопроводностью (т. е. конвекцией можно пренебречь)? Как изменится толщина прослойки, если вместо воздуха будет вода?

7.20. Электропровод без изоляции имеет диаметр 2 мм и температуру 90°C на поверхности. Он охлаждается воздухом с температурой 20°C . Какую температуру на поверхности будет иметь провод если его покрыть изоляцией толщиной 1 мм, теплопроводность которой $0,3$ Вт/(м·К)? Силу тока и электросопротивление провода считать прежними, а коэффициент теплоотдачи от изоляции к воздуху принять $16,5$ Вт/(м²·К).

7.21. В большом баке, где находится трансформаторное масло, расположены вертикально трубы длиной 1 м. Найти коэффициенты теплоотдачи для двух случаев: а) масло с температурой 20 °С нагревается от труб, имеющих температуру на поверхности 120 °С; б) масло с температурой 120 °С охлаждается на трубах, поверхность которых имеет 20 °С. Объяснить различие в результатах.

7.22. Нагрев олова в большой ванне осуществляется с помощью электронагревателя в виде горизонтального цилиндра с наружным диаметром 40 мм и длиной 2 м. Найти коэффициент теплоотдачи от поверхности нагревателя, имеющей температуру 500 °С, к металлу, разогретому до 300 °С. Рассчитать передаваемый тепловой поток.

Глава восьмая

ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ПЛЕНОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ЧИСТОГО ПАРА

Конденсация — процесс перехода вещества из газообразного состояния в жидкое — происходит при соприкосновении пара со стенкой, имеющей температуру t_c , более низкую, чем температура насыщения t_s , и сопровождается выделением теплоты. На смачиваемой поверхности стенки конденсат образует сплошную пленку (плёночная конденсация). Движение пленки конденсата может быть ламинарным и турбулентным. При стекании ламинарной пленки с вертикальной поверхности наблюдается волновое течение конденсата, что способствует повышению интенсивности теплоотдачи.

8.1. Конденсация неподвижного пара

При ламинарном течении пленки конденсата в условиях $Z < 2300$; $r/c_p(t_s - \bar{t}_c) \geq 5$ и $Rg \geq 1$ средний по высоте коэффициент теплоотдачи для вертикальной поверхности высотой H определяется формулой

$$\bar{\alpha} = 0,94 \frac{r\rho\nu}{H(t_s - \bar{t}_c)} Z^{0,78\varepsilon_f}; \quad (8.1)$$

приведенная длина

$$Z = \frac{H(t_s - \bar{t}_c)\lambda}{r\rho\nu} \left\{ \frac{g}{\nu^2} \left(1 - \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho} \right) \right\}^{1/3}; \quad (8.2)$$

здесь $\varepsilon = \left[\left(\frac{\lambda_c}{\lambda} \right)^3 \frac{\mu_c}{\mu} \right]^{0,125}$ — поправка на переменность физических

свойств конденсата; λ_c и μ_c — теплопроводность и динамическая вязкость конденсата, определяются по средней температуре \bar{t}_c стенки; λ , μ , ν , ρ , c_p — соответственно теплопроводность, динамическая и ки-

нематическая вязкости, плотности и массовая теплоемкость конденсата, определяются по температуре насыщения t_s ; ρ_n и r — плотность насыщенного пара и теплота парообразования при t_s ; g — ускорение свободного падения.

Для случая конденсации *водяного пара* формулы (8.1) и (8.2) могут быть преобразованы для удобства пользования:

$$\bar{\alpha} = \frac{0,94 D}{[H(t_s - \bar{t}_c)]^{0,22}} \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho}\right)^{0,26} \epsilon_t; \quad (8.3)$$

$$Z = H(t_s - \bar{t}_c) A (1 - \rho_n/\rho)^{1/3}, \quad (8.4)$$

где D и A выбираются из табл. 14 приложения по t_s .

Средний по окружности *горизонтальной* трубы коэффициент теплоотдачи (труба с наружным диаметром d , ламинарный режим — $Z < 3900$)

$$\bar{\alpha} = 0,725 \left[\frac{r g \lambda^3 (\rho - \rho_n)}{d v (t_s - \bar{t}_c)} \right]^{0,25} \epsilon_t. \quad (8.5)$$

Обозначения те же, что для формулы (8.1). Формула (8.5) применяется при $d < 20[\sigma/(\rho g)]^{0,5}$, где σ — коэффициент поверхностного натяжения.

Для случая конденсации *водяного пара* формула (8.5) может быть преобразована:

$$\bar{\alpha} = M [t_s - \bar{t}_c] d^{-0,25} \epsilon_t, \quad (8.6)$$

где M выбирается из табл. 14 приложения по t_s .

При $Z > 2300$ на вертикальных поверхностях наблюдается *комбинированное* течение пленки конденсата: на начальном участке — ламинарное течение, а далее — турбулентное. Переход ламинарного режима в турбулентный происходит на высоте $H_{кр}$ от верхней кромки стекающей конденсатной пленки

$$H_{кр} = 2300 \frac{r \rho v}{\lambda (t_s - \bar{t}_c)} \left(\frac{v^2}{g} \frac{\rho}{\rho - \rho_n} \right)^{1/3}. \quad (8.7)$$

Для случая конденсации *водяного пара* формула (8.7) может быть преобразована:

$$H_{кр} = \frac{2300}{A (t_s - \bar{t}_c)} \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho}\right)^{-1/3}, \quad (8.8)$$

где A выбирается из табл. 14 приложения по t_s .

При *комбинированном* течении пленки конденсата на вертикальной поверхности средний по высоте H коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = 400 \frac{r \rho v}{H (t_s - \bar{t}_c)} \left[1 + 0,05 Pr_s^{0,5} \left(\frac{Z}{2300} - 1 \right) \left(\frac{Pr_s}{Pr_c} \right)^{0,25} \right]^{4/3}, \quad (8.9)$$

где Pr_s , Pr_c — значения чисел Прандтля для конденсата, определяются соответственно по температурам t_s и \bar{t}_c . Если обозначить $E = r\rho v$, то для расчета конденсации водяного пара E можно выбрать из табл. 14 приложения по t_s .

Если конденсируется перегретый пар, то коэффициент теплоотдачи приближенно можно определить по вышеприведенным формулам с заменой теплоты парообразования r величиной $[r + c_{pн}(t_{пн} - t_s)]$, где $c_{pн}$ и $t_{пн}$ — соответственно изобарная теплоемкость и температура перегретого пара.

Если конденсируется влажный пар со степенью сухости x , то в формулы (8.1) — (8.9) вместо r подставляется xr .

Количество пара G , кг/с, конденсирующегося на поверхности F , m^2 , трубы, находится из формулы теплового баланса

$$Q = Gr = \bar{\alpha}(t_s - \bar{t}_c)F. \quad (8.10)$$

Толщина пленки конденсата δ_x и местный коэффициент теплоотдачи α_x на расстоянии x от верхнего конца вертикальной поверхности при ламинарном режиме течения конденсата определяются по формулам

$$\delta_x = 0,8 \left(\frac{\lambda_{лп}(t_s - t_c)x}{r\rho^2} \right)^{0,25}; \quad (8.11)$$

$$\alpha_x = \lambda/\delta_x, \quad (8.12)$$

где λ , μ , ρ — теплопроводность, динамическая вязкость и плотность конденсата, определяются по температуре $t_{пн} = 0,5(t_s + t_c)$; r — теплота парообразования, определяется по температуре t_s .

8.2. Конденсация движущегося пара

Паровой поток, движущийся относительно стенки, оказывает динамическое воздействие на пленку конденсата, что вызывает изменение коэффициента теплоотдачи. Влияние скорости $w_{пн}$ набегающего потока насыщенного пара следует учитывать при $w_{пн} > 10$ м/с и $w_{пн}^2 \rho_{пн} > 1$.

Горизонтальный цилиндр с наружным диаметром d омывается поперечным потоком пара, конденсирующегося на внешней поверхности цилиндра; при этом

$$\bar{Nu}_{цл} = 0,64 Re_{пл}^{0,5} \left[1 + \left(1 + 1,69 \frac{K Pr}{Fr} \right)_{пл}^{0,5} \right]^{0,5}, \quad (8.13)$$

где

$$\bar{Nu}_{цл} = \frac{\bar{\alpha}d}{\lambda_{пл}}; \quad Re_{пл} = \frac{w_{пн}d}{\nu_{пл}}; \quad K = \frac{r}{c_p(t_s - \bar{t}_c)}; \quad Fr = \frac{w_{пн}^2}{gd};$$

$\lambda_{пл}$, $\nu_{пл}$ — теплопроводность и кинематическая вязкость конденсата, определяются по $t_{пл} = 0,5(t_s + t_c)$.

Формула (8.13) используется при $Re_{пл} = 1 \div 10^6$; $(KPr/Pr)_{пл} = 10^{-5} \div 10^5$.

Пучок горизонтальных труб омывается движущимся сверху вниз поперечным потоком насыщенного пара; методика приближенного расчета включает определение следующих величин:

1) коэффициента теплоотдачи α_1 на первом ряду труб

$$\bar{\alpha}_1 = 25,7 \bar{\alpha}_n [\rho_n \bar{w}_n^2 / (\rho g d)]_s^{0,03} (\bar{\alpha}_n d / \lambda)_s^{-0,5}, \quad (8.14)$$

где $\bar{\alpha}_n$ — средний коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного пара, определяется по формуле (8.5); ρ_n, ρ — плотность пара и конденсата при температуре t_s ; \bar{w}_n — скорость пара в узком сечении горизонтального ряда труб; d — наружный диаметр труб; λ — теплопроводность конденсата при t_s .

Формула (8.14) применяется для водяного пара при $\Delta t = t_s - t_c = 0,6 \div 12^\circ\text{C}$, давлении от $0,032 \cdot 10^5$ до $0,89 \cdot 10^5$ Па, числе Рейнольдса $Re_n = \bar{w}_n d \rho_n / \mu_n$ от 46 до 864 и объемном содержании воздуха в паре до 0,017%;

2) расхода пара на 1 м длины трубы первого ряда

$$G_{п1} = \bar{w}_1 \rho_n s_1, \quad (8.15)$$

где \bar{w}_1 — скорость пара перед первым рядом труб; ρ_n — плотность пара, находится по t_s ; s_1 — поперечный шаг труб;

3) количества пара, сконденсировавшегося на 1 м длины трубы первого ряда в секунду,

$$G_{к1} = \bar{\alpha}_1 (t_s - t_c) \pi d / r, \quad (8.16)$$

где r — теплота парообразования при t_s ;

4) расхода пара на 1 м длины трубы второго ряда

$$G_{п2} = G_{п1} - G_{к1}; \quad (8.17)$$

5) скорости пара \bar{w}_2 перед трубами второго ряда с учетом частичной конденсации пара на трубах первого ряда и равенства площади поверхности теплоотдачи на всех рядах пучка

$$\bar{w}_2 / \bar{w}_1 = G_{п2} / G_{п1}, \quad (8.18)$$

6) коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$ на трубах второго ряда, который находится с учетом влияния скорости пара, исходя из формулы (8.14):

$$\bar{\alpha}_2 / \bar{\alpha}_1 = (\bar{w}_2 / \bar{w}_1)^{0,16}; \quad (8.19)$$

7) количества пара $G_{к2}$, сконденсировавшегося на 1 м длины трубы второго ряда в секунду,

$$G_{к2} / G_{к1} = \bar{\alpha}_2 / \bar{\alpha}_1; \quad (8.20)$$

8) поправки на снижение теплоотдачи из-за **натекания конденсата** сверху на трубу второго ряда

$$\varepsilon_i = \left(G_{\text{к}i} / \sum_{i=1}^n G_{\text{к}i} \right)^{0,07}, \quad (8.21)$$

где $\sum_{i=1}^n G_{\text{к}i}$ — суммарное количество конденсата, стекающего по трубе i -го ряда; $G_{\text{к}i}$ — количество конденсата, образующегося на трубе i -го ряда; n — количество рядов труб по высоте коридорного пучка или половина рядов труб шахматного пучка.

Для примера эта поправка для трубы второго ряда:

$$\varepsilon_2 = [G_{\text{к}2} / (G_{\text{к}1} + G_{\text{к}2})]^{0,07};$$

9) действительного коэффициента теплоотдачи на трубе второго ряда

$$\bar{\alpha}_{\text{д}2} = \bar{\alpha}_2 \varepsilon_2. \quad (8.22)$$

Расчет продолжается для остальных рядов пучка подобным же образом на основе пп. 1—9. Для всего пучка средний коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha}_{\text{п},\text{ч}} = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^n \bar{\alpha}_{\text{д}i} F_i, \quad (8.23)$$

где F — общая площадь поверхности трубного пучка; F_i — площадь поверхности i -го ряда труб.

При одинаковой поверхности теплообмена в каждом из n рядов пучка средний коэффициент теплоотдачи пучка

$$\bar{\alpha}_{\text{пуч}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \bar{\alpha}_{\text{д}i}. \quad (8.24)$$

8.3. Задачи

8.1. Имеется трубчатый теплообменник из 22 горизонтальных труб наружным диаметром 18 мм и длиной 1,2 м. Достаточно ли его поверхность для конденсации 1100 кг/ч сухого насыщенного водяного пара? Конденсация пара предполагается при давлении 0,27 МПа, температура поверхности трубок 60 °С. Конденсат отводится при температуре насыщения.

8.2. Сухой насыщенный водяной пар с температурой насыщения 42 °С охлаждается на вертикальной стенке камеры, температура которой 28 °С. Рассчитать толщину пленки конденсата, стекающего по стенке, и локальный коэффициент теплоотдачи для следующих значений расстояния от верхней кромки стенки: 0,3; 0,6; 0,9; 1,2 м.

8.3. В горизонтальном конденсаторе необходимо сконденсировать 1000 кг/ч сухого насыщенного водяного пара при давлении $1,013 \times 10^5$ Па. Конденсация происходит на трубах длиной 3,5 м и наружным диаметром 30 мм. Температура стенок труб 80°C . Какое количество труб необходимо для конденсации пара при условии, что конденсат не переохлаждается, а пар неподвижен?

8.4. По вертикальной стойке в теплообменном аппарате стекает пленка конденсата, возникшая при охлаждении сухого насыщенного пара. Высота стойки 3 м, температура ее поверхности 70°C . Водяной пар конденсируется при $t_s = 110^\circ\text{C}$. Определить высоту стойки, на которой будет ламинарное течение пленки конденсата. Найти наименьший коэффициент теплоотдачи на ламинарном участке течения пленки.

8.5. По условию задачи 8.4 определить режим течения конденсатной пленки и найти средний по всей высоте стойки коэффициент теплоотдачи.

8.6. В конденсаторе на горизонтальной трубе с наружным диаметром 18 мм конденсируется сухой насыщенный пар при давлении 0,00424 МПа. Найти средний по окружности трубы коэффициент теплоотдачи и количество водяного пара, конденсирующегося за час на 1 м длины трубы, имеющей температуру стенки 10°C .

8.7. Рассчитать средний коэффициент теплоотдачи, количество сконденсировавшегося пара в час на 1 м трубы, если в условии задачи 8.6 труба будет расположена вертикально. Сравнить результаты с горизонтальным расположением трубы, если в обоих случаях течение пленки ламинарное.

8.8. Как изменится коэффициент теплоотдачи в условиях задачи 8.6, если: а) давление пара увеличить в 10 раз, а $\Delta t = t_s - t_c$ оставить без изменения, б) диаметр трубы увеличить в 3 раза, в) разность температур Δt уменьшить в 2 раза, оставив давление пара равным 0,00424 МПа?

8.9. Изготовлен конденсатор с вертикальными медными трубами в количестве 45 шт. По трубам диаметром 22×1 мм и длиной 0,34 м движется вода под давлением с температурой на входе 15°C и на выходе 110°C . Снаружи на трубах конденсируется сухой насыщенный пар при давлении $3,61 \cdot 10^5$ Па. Внутри трубы коэффициент теплоотдачи от стенки к воде $2549 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. В этом теплообменнике конденсируется 257 кг/ч водяного пара (конденсат не переохлаждается). Определить среднюю температуру стенки трубы и коэффициент теплоотдачи от пара к трубе.

8.10. На наружной поверхности вертикальной трубы диаметром d и длиной l конденсируется сухой насыщенный пар при давлении p . Средняя температура этой поверхности \bar{t}_c . Определить коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара. Во сколько раз изменится коэффициент теплоотдачи, если трубу расположить горизонтально? Найти количество сконденсировавшегося пара при каждом

положении трубы, считая, что переохлаждения конденсата нет. Данные для решения задачи взять из таблицы.

8.11. В конденсатор поступает 900 кг/ч перегретого водяного пара с температурой 120 °С. При постоянном давлении $1,013 \cdot 10^5$ Па он конденсируется на наружных поверхностях труб, по которым течет охлаждающаяся вода в противоположном направлении по отношению к пару. Образующийся конденсат переохлаждается на 8 °С при выходе из конденсатора. Наименьшая разность между температурами насыщения и охлаждающей воды в конденсаторе 6 °С. Построить график

Т а б л и ц а к задаче 8.10

Вариант	d , мм	l , м	Вариант	$p \cdot 10^{-5}$, Па	\bar{t}_c , °С
1	46	1,5	а	7,00	140
2	52	2,0	б	4,76	142
3	44	1,8	в	10,03	176
4	36	1,6	г	6,18	150
5	38	2,0	д	12,55	178
6	40	1,2	е	7,92	162
7	30	1,4	ж	8,92	168

изменения температур пара и охлаждающей воды по длине конденсатора. Определить: 1) количество теплоты, отдаваемой паром и конденсатом при охлаждении, если теплоемкость перегретого пара 2 кДж/(кг·К), 2) расход охлаждающей воды и ее температуру на выходе, если на входе она имеет 17 °С.

8.12. В конденсатор паротурбинной установки входит сухой насыщенный пар со скоростью 25 м/с при давлении $0,05 \cdot 10^5$ Па. Конденсатор выполнен из горизонтальных труб с наружным диаметром 20 мм, температура на поверхности труб 22 °С. Определить коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося водяного пара к трубе первого (верхнего) ряда пучка. Проанализировать изменение коэффициента теплоотдачи на первом ряду труб, если скорость пара будет изменяться в пределах от 10 до 50 м/с. Построить график зависимости коэффициента теплоотдачи от скорости пара с интервалом 10 м/с.

8.13. По условию задачи 8.12 проанализировать изменение коэффициента теплоотдачи на трубе первого ряда, если давление водяного пара будет изменяться в пределах от $0,05 \cdot 10^5$ до $0,5 \cdot 10^5$ Па. Скорость пара, равную 25 м/с, и температурный напор между паром и стенкой трубы принять постоянными. Построить график зависимости коэффициента теплоотдачи от давления пара.

8.14. По условию задачи 8.12 найти средний для первых пяти рядов пучка коэффициент теплоотдачи, если конденсатор выполнен с коридорным (или шахматным) расположением труб. Принять длину

труб 6 м, поперечный шаг труб 1,4 d . Поверхность теплообмена рядов одинаковая, давление пара и разность температур ($t_s - t_c$) по высоте пучка не меняются.

8.15. В конденсаторе 10 горизонтальных рядов труб, расположенных в шахматном порядке с поперечным шагом 26 мм. Наружный диаметр труб 20 мм, длина труб 4 м, температура поверхности труб 20 °С. Как показали измерения, сухой насыщенный водяной пар имеет давление $0,07 \cdot 10^5$ Па и скорость перед трубами первого ряда 70 м/с. Принять количество труб в рядах одинаковым, давление пара и разность температур $t_s - t_c$ постоянными по высоте пучка. Определить средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка и общее количество сконденсировавшегося пара в расчете на одну трубу каждого ряда.

Глава девятая

ТЕПЛОТДАЧА ПРИ КИПЕНИИ ЖИДКОСТИ

Кипение — процесс возникновения паровой фазы внутри перегретой жидкости или на греющей стенке.

Перегрев жидкости — превышение ее температуры $t_{ж}$ над температурой насыщения t_s при данном давлении.

При кипении жидкости в большом объеме в зависимости от температурного напора $\Delta t = t_c - t_s$ или плотности теплового потока q на поверхности греющей стенки различают *пузырьковый* и *пленочный* режимы кипения. Максимальная тепловая нагрузка при пузырьковом режиме кипения называется *первой критической плотностью* $q_{кр1}$ теплового потока.

Процесс кипения жидкости, движущейся в канале или трубе, характеризуется рядом особенностей. В зависимости от скорости движения жидкости, ее теплофизических свойств, давления, диаметра и длины трубы, расположения ее в пространстве различают несколько режимов течения, например пузырьковый, снарядный, эмульсионный, дисперсно-кольцевой, расслоенный.

9.1. Пузырьковое кипение в большом объеме

Для пузырькового кипения в условиях естественной конвекции в качестве определяющей принимают температуру насыщения t_s . Теплоотдача рассчитывается для следующих двух случаев:

1) задана тепловая нагрузка q , Вт/м².

$$Nu_s = 0,125 Re_s^{0,85} Pr_s^{1/3} \text{ при } Re_s \geq 0,01; \quad (9.1)$$

$$Nu_s = 0,0625 Re_s^{0,5} Pr_s^{1/3} \text{ при } Re_s < 0,01; \quad (9.2)$$

2) задан температурный напор $\Delta t = t_c - t_s$:

$$Nu_s = 2,63 \cdot 10^{-3} (B_s \Delta t)^{1,86} Pr_s^{0,952} \text{ при } B_s \Delta t Pr_s^{1/2} \geq 1,6; \quad (9.3)$$

$$Nu_s = 3,91 \cdot 10^{-3} (B_s \Delta t) Pr_s^{2/3} \text{ при } B_s \Delta t Pr_s^{1/2} < 1,6; \quad (9.4)$$

здесь $Nu_s = \frac{\alpha l_s}{\lambda}$; $l_s = \frac{c_p \rho_{ж} \sigma T_s}{(\rho_{п})^{1/2}}$; $Re_s = q A_s = q \frac{l_s}{r \nu \rho_{п}}$; $Pr_s = \nu / a$; $B_s = \lambda / (r \rho_{п} \nu)$; r — теплота парообразования, Дж/кг; T_s — температура насыщения, К; λ , ν , a , c_p , σ — теплопроводность, кинематическая вязкость, температуропроводность, удельная теплоемкость и поверхностное натяжение жидкости; $\rho_{ж}$ и $\rho_{п}$ — плотность жидкости и пара.

Формулы (9.1)–(9.4) пригодны при условии $Re_s = 10^{-5} \div 10^4$; $Pr_s = 0,86 \div 7,6$; давление $p = 4500 \div 175 \cdot 10^5$ Па,

$$B_s \Delta t Pr_s^{1/3} = 0,05 \div 200$$

Для воды значения l_s , A_s , B_s приведены в табл. 15 приложения. Средний коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении воды

$$\bar{\alpha} = \frac{5,15 p_s^{0,18}}{1 - 0,045 p_s} q^{0,66}, \quad (9.5)$$

где p_s — давление насыщения, МПа; q — плотность теплового потока, Вт/м²; формула применима при $p_s = 0,1 \div 20$ МПа.

Первая критическая плотность теплового потока при пузырьковом кипении чистых неметаллических жидкостей на горизонтальных трубах и плитах

$$q_{кр1} = 0,248 r \sqrt[4]{\rho_{п}^2 \sigma (\rho_{ж} - \rho_{п})}. \quad (9.6)$$

9.2. Пузырьковое кипение в трубах при вынужденной конвекции

При объемном паросодержании до 70 % теплоотдача при кипении характеризуется как конвекцией однофазной среды, так и процессом парообразования (двухфазное состояние). При малых тепловых нагрузках большее влияние оказывает конвекция однофазной жидкости, при больших — парообразование.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{тр}$ при вынужденном течении кипящей жидкости в трубах можно определить следующим образом: если $\alpha_k / \alpha_{ж} \leq 0,5$, то

$$\alpha_{тр} = \alpha_{ж}, \quad (9.7)$$

где $\alpha_{ж}$ — коэффициент теплоотдачи однофазной жидкости при турбулентном режиме течения, определяется по формуле (6.18); α_k — коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении, определяется по формулам (9.1)–(9.4);

если $\alpha_n/\alpha_{ж} \geq 2$, то

$$\alpha_{тр} = \alpha_n; \quad (9.8)$$

если $\alpha_n/\alpha_{ж} = 0,5 \div 2$, то

$$\alpha_{тр} = \alpha_{ж} \frac{4\alpha_{ж} + \alpha_n}{5\alpha_{ж} - \alpha_n} = \alpha_{ж} \frac{4 + \alpha_n/\alpha_{ж}}{5 - \alpha_n/\alpha_{ж}}. \quad (9.9)$$

Для воды формулы (9.7) — (9.8) пригодны при давлении $p = 0,02 - 20$ МПа и объемном паросодержании $\beta < 70$ %.

9.3. Пленочное кипение в большом объеме

Коэффициент теплоотдачи определяется из формулы

$$Nu_l = C Ra_l^n, \quad (9.10)$$

где $Nu_l = \frac{\alpha l}{\lambda_n}$; $l = 2\pi \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_{ж} - \rho_n)}}$;

$$Ra_l = \frac{g l^3}{\nu_n \alpha_n} \frac{\rho_{ж} - \rho_n}{\rho_n} \left(\frac{r}{\Delta t c_{\rho_n}} + \frac{1}{2} \right); \quad \Delta t = t_c - t_s.$$

Значения C и n определяются следующим образом:
для вертикальной поверхности

$$C = 0,32 \left(\frac{r}{\Delta t c_{\rho_n}} + \frac{1}{2} \right)^{-1/3} \left(\frac{T_s}{T_c} \right)^{0,5}; \quad n = 1/3;$$

определяющая температура t_s ;

для горизонтальной плоской поверхности

$$C = 0,672, \quad n = 0,25, \quad \text{если } Ra_l < 10^7, \text{ и}$$

$$C = 0,012, \quad n = 0,5, \quad \text{если } Ra_l > 10^7;$$

определяющая температура $t = 0,5(t_s + t_c)$;

для боковой поверхности горизонтальной круглой трубы с наружным диаметром d

$$C = 0,59 + 0,069l/d; \quad n = 0,25;$$

определяющая температура $t = 0,5(t_s + t_c)$.

9.4. Задачи

9.1. На поверхности провода электрокипятильника происходит пузырьковое кипение воды в большом объеме при давлении $1,43 \cdot 10^5$ Па. Диаметр провода 3 мм, а удельное электросопротивление $1,1 \times 10^{-6}$ Ом·м. Определить наибольшую силу тока, пропускаемого через электрокипятильник, считая перегрев воды 20°C . Определить критическую тепловую нагрузку для данных условий.

9.2. Вода в большом объеме кипит на трубах испарителя, имеющих на поверхности температуру 180°C . Давление воды $0,792\text{ МПа}$, наружный диаметр труб 40 мм , длина $1,3\text{ м}$, количество труб 50 шт . Найти коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении и тепловой поток от труб к воде. Определить, во сколько раз изменится коэффициент теплоотдачи, если температура стенки труб увеличится до 200°C .

9.3. Вода под давлением $15 \cdot 10^5\text{ Па}$ кипит в большом объеме. Плотность теплового потока, подводимого к воде, равна $1,25 \cdot 10^6\text{ Вт/м}^2$. Рассчитать коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении воды в условиях свободного движения и найти его по графику рис. П.11.

9.4. Из воды, кипящей в большом объеме при давлении $3,61 \cdot 10^5\text{ Па}$, необходимо получить 500 кг/ч сухого насыщенного пара. Найти необходимую для этого поверхность нагрева, если температура поверхности нагревателя 151°C .

9.5. Плотность теплового потока с поверхности нагрева при кипении воды равна $3,34 \cdot 10^5\text{ Вт/м}^2$, а температура кипящей воды 195°C . Найти температуру поверхности нагрева в условиях пузырькового кипения в большом объеме при свободном движении.

9.6. Определить количество сухого насыщенного пара, получаемого с поверхности нагрева 4 м^2 при пузырьковом кипении в большом объеме, если манометр на испарителе показывает давление $22,2 \cdot 10^5\text{ Па}$, а перегрев воды составляет 8°C .

9.7. При давлении $15,55 \cdot 10^5\text{ Па}$ в трубе происходит пузырьковое кипение воды, которая движется со скоростью $2,2\text{ м/с}$. Температура на стенке трубы 213°C . Длина трубы 2 м , диаметр $34 \times 2\text{ мм}$. Найти тепловой поток, передаваемый от стенки к воде.

9.8. В трубе диаметром $23 \times 1,5\text{ мм}$ происходит кипение воды, находящейся под давлением $23,2 \cdot 10^5\text{ Па}$. Скорость воды $2,5\text{ м/с}$, температура на внутренней поверхности трубы 227°C . Определить коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде.

9.9. На горизонтальной плоской поверхности происходит пленочное кипение воды при давлении $0,27\text{ МПа}$. Температура поверхности 470°C . Вычислить коэффициент теплоотдачи от стенки к воде.

9.10. Определить плотность теплового потока на поверхности вертикальной трубы наружным диаметром 20 мм и длиной 500 мм , где происходит пленочный режим кипения воды. Давление воды $0,143\text{ МПа}$, температура стенки трубы 440°C .

9.11. Найти коэффициент теплоотдачи при пленочном режиме кипения воды на наружной поверхности горизонтальной трубы диаметром 10 мм . Температура насыщения 130°C , температура поверхности трубы 370°C .

ТЕПЛОБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ МЕЖДУ ТЕЛАМИ, РАЗДЕЛЕННЫМИ ПРОЗРАЧНОЙ СРЕДОЙ

10.1. Основные понятия и расчетные формулы

Теплообмен излучением — передача теплоты, связанная с превращением внутренней энергии тела в энергию электромагнитных волн (или фотонов) и последующим превращением последней во внутреннюю энергию других тел.

В инженерных расчетах теплообмен излучением между телами, разделенными прозрачной (диатермичной) средой, проводится в предположении о том, что излучающие поверхности — серые и их излучение — диффузное с постоянной плотностью на изотермических участках поверхности.

Серым телом называется тело, имеющее непрерывный спектр излучения, полностью подобный спектру абсолютно черного тела при той же температуре, его *спектральный коэффициент теплового излучения* ϵ_λ постоянен во всем диапазоне длин волн от нуля до бесконечности и не зависит от температуры. *Диффузное излучение* характеризуется интенсивностью, не зависящей от направления.

При расчетах теплового излучения серых тел применяется понятие *эффективного излучения*, оно представляет собой совокупность собственного E излучения тела и отраженного $E_{отр}$ излучения.

Поверхностная плотность потока собственного излучения тела, $\tau/\text{м}^2$, имеющего абсолютную температуру T , K ,

$$E = \epsilon c_0 (0,01T)^4 = c (0,01T)^4; \quad (10.1)$$

здесь ϵ — *интегральный коэффициент теплового излучения* — отношение плотностей потока излучения E реального тела и абсолютно черного тела E_0 или отношение *коэффициентов лучеиспускания* реального тела c и абсолютно черного тела $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$. Тогда для реального тела

$$c = \epsilon c_0. \quad (10.2)$$

Значение c изменяется от 0 до 5,67, а ϵ изменяется от 0 до 1. Пренебрегая зависимостью ϵ от температуры, можно выбирать значения ϵ из табл. 16 приложения.

Тепловой поток излучения $Q_{1,2}$, Вт, между двумя телами, имеющими температуры T_1 и T_2 ($T_1 > T_2$), определяется в общем виде по формуле

$$Q_{1,2} = \epsilon_{пр} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1 \varphi_{1,2}, \quad (10.3)$$

где $\epsilon_{пр}$ — *приведенный коэффициент теплового излучения системы двух тел*; $\epsilon_{пр} c_0 = c_{пр}$ — *приведенный коэффициент лучеиспускания системы*

двух тел; F_1 — площадь поверхности тела с температурой T_1 ; $\Phi_{1,2}$ — средний угловой коэффициент лучеиспускания тела с температурой T_1 .

Средний угловой коэффициент лучеиспускания (коэффициент облученности) $\Phi_{1,2}$ есть безразмерное число, меньшее единицы, которое показывает, какая доля от всего теплового потока Q_1 , излучаемого одним телом со всей своей поверхности во все стороны пространства, достигает поверхности другого тела, т. е. $\Phi_{1,2} = Q_{1,2}/Q_1$, где $Q_{1,2}$ — поток от первого тела, достигший поверхности второго тела. Излучаемые потоки предполагаются диффузными, и значения потоков не меняются по соответствующим поверхностям.

Свойство взаимности угловых коэффициентов:

$$\Phi_{1,2}F_1 = \Phi_{2,1}F_2, \quad (10.4)$$

где $\Phi_{1,2}$, $\Phi_{2,1}$ — средние угловые коэффициенты излучения первого и второго тел; F_1 , F_2 — площади поверхности первого и второго тел.

Угловые коэффициенты излучения определяются в зависимости от геометрических параметров и способа размещения двух тел в пространстве:

1) два параллельных диска с центрами на общей нормали и одинаковыми диаметрами d (рис. 10.1).

$$\Phi_{1,2} = \Phi_{2,1} = \left[\frac{h}{d} - \sqrt{1 + \left(\frac{h}{d}\right)^2} \right]^2, \quad (10.5)$$

где h — расстояние между дисками;

2) два параллельных диска с центрами на общей нормали, но разными диаметрами, $d_1 < d_2$:

$$\Phi_{1,2} = \frac{1}{d_1^2} \left\{ \sqrt{[0,5(d_1 + d_2)]^2 + h^2} - \sqrt{[0,5(d_2 - d_1)]^2 + h^2} \right\}^2;$$

$$\Phi_{2,1} = \Phi_{1,2}F_1/F_2 = \Phi_{1,2}(d_1/d_2)^2; \quad (10.6)$$

3) две параллельные пластины одинаковой ширины a (рис. 10.2):

$$\Phi_{1,2} = \Phi_{2,1} = \sqrt{1 + \left(\frac{h}{a}\right)^2} - \frac{h}{a}, \quad (10.7)$$

где h — расстояние между поверхностями пластин;

4) стенка с расположенным на ней рядом труб с наружным диаметром d и шагом s (рис. 10.3):

$$\Phi_{1,2} = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{s}\right)^2} + \frac{d}{s} \arctg \sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1}; \quad (10.8)$$

$\Phi_{2,1}d = \Phi_{1,2}s$ — условие взаимности угловых коэффициентов лучеиспускания за 1 м длины трубы.

Приведенный коэффициент теплового излучения $\epsilon_{пр}$ системы двух тел определяется с помощью коэффициента теплового излучения ϵ_1 первого и ϵ_2 второго тел, расположенных следующими способами:

1) два тела, произвольно расположенных в пространстве (общий случай):

$$\epsilon_{\text{пр}} = \left[\left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1 \right) \varphi_{1,2} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \varphi_{2,1} + 1 \right]^{-1}; \quad (10.9)$$

2) два тела с параллельными поверхностями больших размеров, угловые коэффициенты $\varphi_{1,2} = \varphi_{2,1} = 1$, и формула (10.9) принимает вид

$$\epsilon_{\text{пр}} = \left[\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right]^{-1}; \quad (10.10)$$

3) тело с площадью поверхности F_1 находится внутри другого тела с площадью поверхности F_2 . Угловые коэффициенты $\varphi_{1,2} = 1$, $\varphi_{2,1} < 1$. С учетом (10.4) формула (10.9) принимает вид

$$\epsilon_{\text{пр}} = \left[\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \right]^{-1}. \quad (10.11)$$

При $F_2 \gg F_1$ имеем $F_1/F_2 \rightarrow 0$, тогда $\epsilon_{\text{пр}} = \epsilon_1$;

4) при наличии n плоских экранов, расположенных между двумя телами с параллельными поверхностями больших размеров,

$$\epsilon_{\text{пр } \varepsilon} = \left[\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} + 2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\epsilon_{\varepsilon i}} - (n+1) \right]^{-1}, \quad (10.12)$$

где $\epsilon_{\varepsilon i}$ — коэффициент теплового излучения i -го экрана;

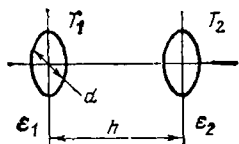


Рис. 10.1. Лучистый теплообмен между дисками

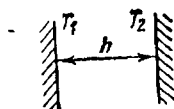


Рис. 10.2. Лучистый теплообмен между параллельными пластинами

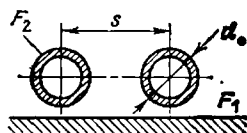


Рис. 10.3. Лучистый теплообмен между трубами и стенкой

5) при наличии n цилиндрических экранов, расположенных между телом и внешней оболочкой,

$$\epsilon_{\text{пр } \varepsilon} = \left[\frac{1}{\epsilon_1} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \frac{F_1}{F_2} + \sum_{i=1}^n \frac{F_1}{F_{\varepsilon i}} \left(\frac{2}{\epsilon_{\varepsilon i}} - 1 \right) \right]^{-1}, \quad (10.13)$$

где ϵ_1 , ϵ_2 , $\epsilon_{\varepsilon i}$ — коэффициенты теплового излучения соответственно тела, внешней оболочки и i -го экрана; F_1 , F_2 , $F_{\varepsilon i}$ — площади поверхностей соответственно тела, внешней оболочки и i -го экрана.

Закон Вина:

$$T\lambda_m = 2,898 \cdot 10^{-3}, \quad (10.14)$$

где T — температура тела, К; λ_m — длина волны, соответствующая максимуму спектральной интенсивности излучения, м.

Закон Кирхгофа:

$$E/A = E_0, \quad (10.15)$$

где E , E_0 — плотности потоков собственного излучения реального и абсолютно черного тел в условиях теплового равновесия; A — коэффициент поглощения реального тела.

Для серого тела в условиях теплового равновесия интегральные характеристики $A = \epsilon$.

Эффективное $E_{\text{эф}}$ и результирующее $E_{\text{рез}}$ излучения тела определяются соотношениями

$$E_{\text{эф}} = E + RE_{\text{пад}} = E + (1 - A)E_{\text{пад}}; \quad (10.16)$$

$$E_{\text{рез}} = E - AE_{\text{пад}} = E - (1 - R)E_{\text{пад}}, \quad (10.17)$$

где E — собственное излучение тела; R , A — коэффициенты отражения и поглощения тела; $E_{\text{пад}}$ — плотность падающего извне теплового излучения на тело.

Лучисто-конвективный теплообмен между двумя телами с температурами T_1 и T_2 ($T_1 > T_2$):

1) тепловой поток $Q_{\text{л.к}}$, Вт, и его плотность $q_{\text{л.к}}$, Вт/м²,

$$Q_{\text{л.к}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}} = \epsilon_{\text{пр}} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1 + \alpha_{\text{к}} (T_1 - T_2) F_1; \quad (10.18)$$

$$q_{\text{л.к}} = q_{\text{л}} + q_{\text{к}} = \epsilon_{\text{пр}} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] + \alpha_{\text{к}} (T_1 - T_2), \quad (10.19)$$

или

$$q_{\text{л.к}} = q_{\text{л}} + q_{\text{к}} = (\alpha_{\text{л}} + \alpha_{\text{к}}) (T_1 - T_2) = \alpha_{\text{л.к}} (T_1 - T_2), \quad (10.20)$$

где $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициент конвективной теплоотдачи, определенный без учета влияния лучистого теплообмена (рассчитывается по формулам для свободного или вынужденного движения среды); $\alpha_{\text{л.к}}$ — коэффициент лучисто-конвективной теплоотдачи $\alpha_{\text{л.к}} = \alpha_{\text{л}} + \alpha_{\text{к}}$;

2) условный коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К),

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{Q_{\text{л}}}{(T_1 - T_2) F_1} = \frac{\epsilon_{\text{пр}} c_0}{10^8} \frac{T_1^4 - T_2^4}{(T_1 - T_2) F_1}. \quad (10.21)$$

10.2. Задачи

10.1. Металлическая поверхность нагрета до температуры 927 °С и имеет коэффициент излучения 3,5 Вт/(м²·К⁴). Определить плотность потока собственного излучения на поверхности, коэффициент теплового

излучения поверхности, длину волны, которая соответствует максимуму интенсивности излучения.

10.2. Определить тепловой поток, излучаемый стальной трубой с окисленной поверхностью, имеющей наружный диаметр 70 мм и длину 10 м. Температура поверхности трубы 230 °С. Труба расположена в помещении на большом удалении от стен, температура которых 20 °С.

10.3. Рассчитать температуру поверхности детали из окисленной латуни, если излучаемый ею поток энергии имеет плотность 32 кВт/м².

10.4. Определить потери теплоты в час за счет лучеиспускания паропровода ($\epsilon=2,6$ Вт/(м²·К⁴), проложенного внутри цехового помещения, стены которого имеют температуру 25 °С. Наружный диаметр паропровода 150 мм, длина 200 м. По паропроводу течет насыщенный водяной пар с давлением 10⁶ Па, температура наружной поверхности трубы на 20 °С ниже температуры насыщения.

10.5. Нихромовая проволока разогрега до температуры 1000 °С. Вычислить коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием с поверхности проволоки, если нагреватель расположен в большом помещении, а температура ограждений 27 °С.

10.6. Двухстенный сосуд Дьюара с посеребренными поверхностями наполнен жидким кислородом при температуре -183 °С. Снаружи сосуд окружает воздушная среда с температурой 27 °С. Найти тепловой поток, передаваемый излучением между стенками сосуда, если принять, что стенки приобретают температуру сред, с которыми они соприкасаются, а поверхность теплообмена равна 0,05 м².

10.7. Электронагреватель в виде проволоки диаметром 0,5 мм и длиной 2,5 м потребляет мощность 400 Вт. Коэффициент теплового излучения поверхности проволоки 0,85, температура ограждающей арматуры 15 °С. Найти температуру проволоки без учета конвективного теплообмена.

10.8. Труба наружным диаметром d и длиной l имеет на поверхности температуру $t_{\text{пов}}$. Определить тепловой поток в процессе лучистого теплообмена между трубой и окружающей средой для двух случаев: 1) труба находится в большом помещении, стены которого имеют температуру t_c ; 2) труба находится в бетонном канале сечением 250 × 250 мм при температуре стенок канала t_c . Данные для решения взять из таблицы.

10.9. Горячий газ движется по каналу, стенки которого нагреты до 180 °С. В поток газа помещена термопара, которая показывает температуру 340 °С. Коэффициент теплового излучения спая термопары 0,88. Коэффициент конвективной теплоотдачи от потока газа к спаю термопары 50 Вт/(м²·К). Из-за лучистого теплообмена между спаем и стенками канала термопара показывает заниженную температуру газа. Найти действительную температуру газа в канале.

10.10. По условию задачи 10.9 найти, на сколько градусов снизится ошибка в измерении действительной температуры потока газа, если:

1) коэффициент теплоотдачи от газа к спаю термопары увеличить в 2 раза; 2) температуру стенки канала поднять до 240 °С?

10.11. Ртутный термометр в холодильной камере показал температуру —17 °С. Коэффициент теплового излучения стекла термометра 0,86. Стенки холодильной камеры имеют температуру —14 °С. На сколько градусов термометр искажает действительную температуру в камере из-за лучистого теплообмена между стенками и термометром? Принять коэффициент конвективной теплоотдачи между термометром и воздухом в камере 3,3 Вт/(м²·К).

Таблица к задаче 10.8

Вариант	Материал трубы	d, мм	l, м	Вариант	t _{пов.} °С	t _{с.} °С
1	Алюминий шероховатый	70	8	а	250	10
2	Латунь полированная	130	5	б	300	15
3	Сталь шероховатая	80	9	в	360	40
4	Чугун обточенный	160	6	г	280	25
5	Алюминий полированный	90	7	д	320	30
6	Никель окисленный	100	3	е	380	35
7	Хром	150	4	ж	200	20

10.12. Экран из окисленного никеля расположен между двумя стальными листами с шероховатой поверхностью. Температура листов — соответственно 420 и 120 °С. Найти температуру экрана и плотность теплового потока излучением. Какой станет плотность теплового потока излучением, если экран будет сделан из хрома?

10.13. Определить, во сколько раз уменьшится лучистый тепловой поток между двумя параллельными пластинами, если между ними поместить два экрана из полированного алюминия. Одна пластина изготовлена из необработанного литого железа, а другая — из окисленной стали. Температуры пластин после установки экранов оставить без изменения.

10.14. Лучистый теплообмен происходит между параллельными поверхностями двух пластин из прокатанной латуни. Когда между пластинами поставили экраны с коэффициентом теплового излучения 0,04, результирующий лучистый тепловой поток уменьшился в 17,33 раза. Определить количество поставленных экранов, считая, что температуры поверхностей пластин после установки экранов остаются неизменными.

10.15. В канале из полированной стали внутренним диаметром 150 мм расположен соосно горячий трубопровод наружным диаметром 80 мм. Материал трубопровода — обточенный чугун. Между каналом и трубопроводом располагают цилиндрический экран из полированной латуни. Во сколько раз уменьшится лучистый тепловой поток от трубопровода к стенкам канала при наличии экрана по сравнению с отсут-

ствием экрана, если экран поставить на расстоянии 3 мм: а) от поверхности трубопровода; б) от поверхности канала?

10.16. Труба из окисленной стали имеет диаметр 100 мм и окружена двумя экранами, расположенными концентрически на одинаковых расстояниях 5 мм друг от друга и от трубы. Экраны сделаны из окисленного никеля. Определить, во сколько раз уменьшится лучистый тепловой поток от горячей трубы при ее экранировании по сравнению с трубой без экранов? Температуры трубы и окружающей среды после установки экранов принять без изменений.

10.17. Две параллельные пластины шириной 0,5 м и длиной 0,8 м сделаны из полированной стали и имеют температуры поверхностей 83 и 320 °С соответственно. Расстояние между пластинами 0,3 м. Найти средний угловой коэффициент лучеиспускания и лучистый тепловой поток между пластинами.

10.18. На расстоянии 0,4 м друг от друга расположены параллельно две полосы одинаковой ширины по 800 мм. Более нагретая полоса из окисленной меди имеет температуру 600 К и передает 2516 Вт излучением с 1 м² поверхности на вторую полосу, изготовленную из шероховатой стали. Определить температуру поверхности стальной полосы.

10.19. Температура диска из хрома 500 °С, а из полированной стали 200 °С. Диски имеют одинаковый диаметр, равный 200 мм, и расположены параллельно с центрами на общей нормали на расстоянии 50 мм друг от друга. Найти: 1) средний угловой коэффициент лучеиспускания; 2) лучистый тепловой поток между дисками. Определить те же величины, если расстояние между дисками будет 200 мм.

10.20. Используя условие задачи 10.19, определить лучистый тепловой поток, если диаметр хромового диска уменьшен в 2 раза, а расстояние между дисками 50 мм.

10.21. По нихромовой проволоке диаметром 1 мм проходит электроток силой 8 А, а выделяющаяся теплота отводится излучением. Удельное электрическое сопротивление проволоки $1,1 \cdot 10^{-6}$ Ом·м. Температура внешнего окружения 10 °С. Вычислить температуру проволоки.

10.22. Стенка трубопровода диаметром 400 мм нагрета до температуры 527 °С и имеет коэффициент теплового излучения 0,735. Трубопровод помещен в канал сечением 600×800 мм, поверхность которого имеет температуру 127 °С и коэффициент лучеиспускания 5,22 Вт/(м²·К⁴). Рассчитать приведенный коэффициент лучеиспускания и потери теплоты трубопроводом за счет лучистого теплообмена.

10.23. Тело цилиндрической формы длиной и диаметром 300 мм имеет коэффициент теплового излучения поверхности 0,8. В теле действуют внутренние источники теплоты мощностью 46 кВт/м³. Выделяемая теплота посредством излучения отдается всей поверхностью тела в окружающую среду с температурой 0 °С. Найти температуру поверхности тела.

10.24. На стенках топочной камеры расположен ряд труб наружным диаметром 58 мм и шагом 70 мм. Поверхность стен и длина труб достаточно велики. Определить средние угловые коэффициенты лучеиспускания.

10.25. Плоская вертикальная стенка сушилки, находящейся в закрытом помещении, изготовлена из стального листа толщиной 5 мм и длиной 3 м. Внутренняя поверхность стенки омывается продольным потоком воздуха, нагретым до средней температуры 85 °С. Скорость воздуха 2,5 м/с. Чтобы уменьшить теплопотери в окружающую среду, температура которой 18 °С, стенка снаружи изолирована 30-миллиметровым слоем ньювеля, так что на внешней поверхности изоляции установилась температура 45 °С. Определить в условиях лучисто-конвективного теплообмена коэффициент теплопередачи через изолированную стенку и потери теплоты с 1 м² стенки в окружающую среду.

10.26. Аппарат цилиндрической формы диаметром 1 м и высотой 2 м с шероховатой стальной поверхностью находится в помещении, стены которого выкрашены масляной краской. Размеры помещения 4 × 10 × 6 м, температура воздуха в нем 20 °С; температура на поверхности аппарата 70 °С. Найти потерю теплоты аппаратом путем излучения, считая температуру стен помещения равной температуре воздуха; определить также суммарную потерю теплоты за счет излучения и конвекции.

10.27. В теплообменном аппарате кипит раствор при температуре 120 °С. Стенка аппарата сделана из титанового листа толщиной 2 мм и изолирована снаружи слоем асбослюда толщиной 45 мм. Определить температуру воздуха в помещении, если температура на внешней поверхности изоляции 40 °С, а теплота передается от нее излучением и конвекцией. Принять температуру на внутренней поверхности стенки равной температуре раствора.

10.28. Электрический ток проходит по проводу диаметром 2 мм, нагревая его до 440 °С. Приборы показали силу тока 20 А и сопротивление провода 0,8 Ом. Провод охлаждается за счет теплообмена излучением, а также поперечным потоком воздуха, обдувающим провод со скоростью 3 м/с. Температура воздуха 20 °С. Найти коэффициент теплового излучения провода, считая температуру окружающего провод ограждения 20 °С.

10.29. Горизонтальный паропровод диаметром 300 мм и длиной 10 м имеет на поверхности температуру 507 °С. Он сделан из окисленной стали и находится в большом помещении, где температура стенок и воздуха 37 °С. Найти коэффициент лучисто-конвективного теплообмена и потерю теплоты паропроводом в час.

10.30. По условию задачи 10.29 определить названные величины, если паропровод поместить в бетонный канал цилиндрической формы внутренним диаметром 500 мм. Температурные условия прежние.