ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ НЕПРОНИЦАЕМЫЕ СТЕНКИ

Понятие процесса теплопередачи

Термин *теплопередача* в теории теплообмена используют в широком и узком смысле этого слова. Во-первых, под *теплопередачей* понимают процесс переноса теплоты в переменном температурном поле всеми возможными элементарными способами теплопереноса при всем многообразии условий однозначности. В этом случае термин теплопередача является синонимом термина *теплообмен*. Во-вторых, под термином *теплопередача* понимают процесс передачи теплоты между двумя текучими средами через непроницаемую стенку любой геометрической формы в стационарном и нестационарном режимах теплообмена. Рассмотрим метод расчета теплового потока при теплопередаче через стенки простейшей формы при заданном законе изменения температурного поля в стенках $T = f(x_1)$ и известных коэффициентах теплоотдачи.

Расчет теплопередачи выполним в стационарном режиме теплообмена, при котором температурное поле не изменяется во времени, а зависит только от координаты, а тепловой поток не зависит ни от времени, ни от координат

$$T \neq f(\tau) \text{ и } Q \neq f(x_1, \tau) \quad (11.1)$$

$$T = f(x_1) \text{ и } Q \neq \text{const}, \quad (11.2)$$

где $x_1 = x$ – координата при расчете теплопередачи через плоскую стенку, м;

$x_1 = r$ – координата при расчете теплопередачи через цилиндрическую и сферическую стенки, м.

Согласно второму закону термодинамики процесс теплопередачи идет от текучей среды с большей температурой (горячего флюида) к текучей среде с меньшей температурой (холодному флюиду).

Теплопередача через непроницаемую стенку включает в себя следующие процессы:

а) *теплоотдачу* от горячей текучей среды (горячего флюида) к стенке;

б) *теплопроводность* внутри стенки;

в) *теплоотдачу* от стенки к холодной текучей среде (холодному флюиду).

Замечание. При расчете теплопередачи один из участков теплоотдачи на стороне высоких или низких температур может отсутствовать.

Расчет теплоотдачи

Расчет теплоотдачи от горячего флюида к стенке и от стенки к холодному флюиду выполняют по закону теплоотдачи Ньютона

$$Q = \alpha_1 (T_{f1} - T_{w1}) F_{w1}; \quad (11.3)$$

$$Q = \alpha_2 (T_{w2} - T_{f2}) F_{w2}, \quad (11.4)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего флюида с температурой T_{f1} к стенке с температурой T_{w1}, Вт/(м^2·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки с температурой T_{w2} к холодному флюиду с температурой T_{f2}, Вт/(м^2·К); F_{w1} и F_{w2} – площади поверхности теплообмена (поверхности стенок) со стороны горячего и холодного флюидов соответственно, м^2. Площадь поверхности теплообмена у стенок простейшей формы рассчитывают по формулам:

– плоская стенка прямоугольной формы

$$F_{w1} = F_{w2} = a \cdot b; \quad (11.5)$$

– цилиндрическая стенка

$$F_{w1} = 2\pi r_1 \cdot \ell = \pi d_1 \cdot \ell; \; F_{w2} = 2\pi r_2 \cdot \ell = \pi d_2 \cdot \ell; \quad (11.6)$$

– сферическая (шаровая) стенка

$$F_{w1} = 4\pi r_1^2 = \pi d_1^2; \; F_{w2} = 4\pi r_2^2 = \pi d_2^2; \quad (11.7)$$

где a и b – линейные размеры плоской стенки прямоугольной формы, м;

r_1 и r_2 – внутренний и наружный радиусы цилиндрической или сферической (шаровой) стенок, м;

d_1 и d_2 – внутренний и наружный диаметры цилиндрической или сферической (шаровой) стенок, м.

Теплоотдача между стенкой и флюидом в общем случае может происходить путем конвективного теплообмена и излучения одновременно.

Расчет стационарной теплопроводности в плоской, цилиндрической и шаровой стенках

Цель расчета теплопроводности – определение температурного поля и теплового потока в стенках при известных геометрических размерах и заданном значении коэффициента теплопроводности стенок. При этом будем принимать допущение независимости коэффициента теплопроводности от температуры ($\lambda \neq f(T)$ или λ = const). Температурное поле находят решением дифференциального уравнения теплопроводности (дифференциального уравнения Фурье) с соответствующими условиями однозначности.

Плоская стенка Температурное поле в плоской стенке при постоянном коэффициенте теплопроводности подчиняется линейному закону (рис. 11.1)

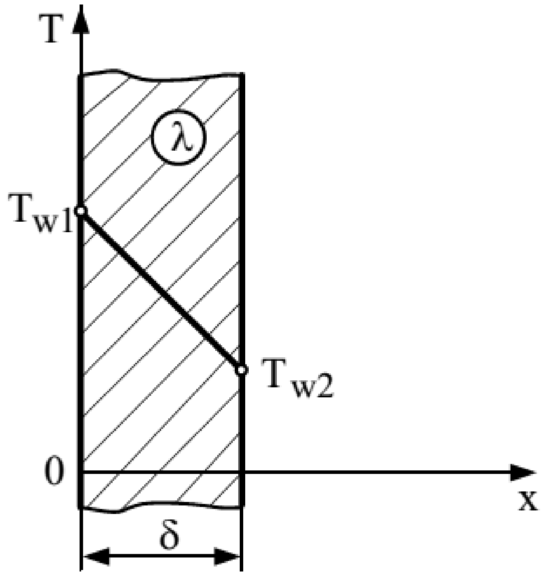


Рис.11.1 Стационарное температурное поле в плоской стенке

$$T(x) = T_{w1} - \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\delta} \cdot x, \tag{11.8}$$

Заметим, что формула (11.8) справедлива для любого слоя многослойной плоской стенки. Зная температурное поле, можно рассчитать тепловой поток в плоской стенке, воспользовавшись законом Фурье:

$$Q = -\lambda \frac{dT}{dx} F = \frac{\lambda}{\delta}(T_{w1} - T_{w2})F. \tag{11.9}$$

Плотность теплового потока в этом случае равна

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{\lambda}{\delta}(T_{w1} - T_{w2}). \tag{11.10}$$

Выражения для расчета теплового потока (11.9) и плотности теплового потока (11.10) можно переписать в виде

$$Q = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\frac{\delta}{\lambda}} F = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{R_t} F = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{R_{t,F}}; \tag{11.11}$$

$$q = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{R_t}, \tag{11.12}$$

Плотность теплового потока через плоскую стенку, состоящую из n слоев, рассчитывают по формуле

$$q = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \tag{11.12}$$

Цилиндрическая стенка Температурное поле в цилиндрической стенке при постоянном коэффициенте теплопроводности подчиняется логарифмическому закону (рис. 11.2)

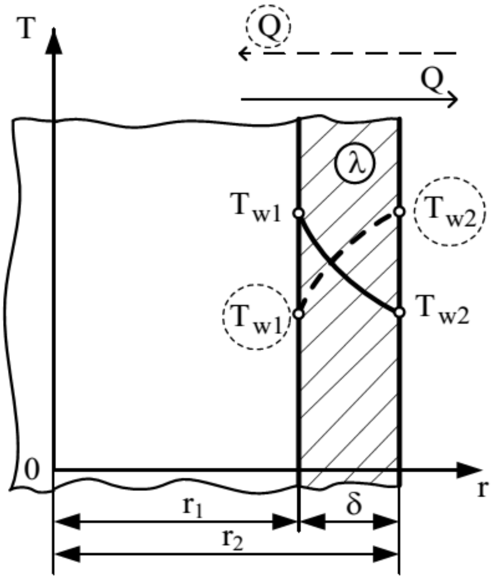


Рис.11.2 Стационарное температурное поле в цилиндрической стенке

$$T(r) = T_{w1} - \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\ln\frac{r_2}{r_1}} \cdot \ln\frac{r}{r_1}, \tag{11.13}$$

Тепловой поток, проходящий через цилиндрическую стенку длиной ℓ, найдем по закону Фурье

$$Q = -\lambda\frac{dT}{dx}F = -\lambda\left(-\frac{T_{w1} - T_{w2}}{\ln\frac{r_2}{r_1}} \cdot \frac{r}{r_1}\right) \cdot 2\pi r\ell = \frac{\pi(T_{w1} - T_{w2})}{\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{r_2}{r_1}} \cdot \ell. \tag{11.14}$$

Из формулы (11.14) следует, что тепловой поток не изменяется по толщине цилиндрической стенки. В расчетах теплопроводности через цилиндрическую стенку используют тепловой поток, отнесенный к длине цилиндрической стенки – линейную плотность теплового потока q, Вт/м,

$$q_\ell = \frac{Q}{\ell} = \frac{\pi(T_{w1} - T_{w2})}{R_\ell}, \tag{11.15}$$

где $R_\ell = \frac{1}{2\lambda}\ln\frac{r_2}{r_1}$ – линейное термическое сопротивление теплопроводности цилиндрической стенки, (м·К)/Вт. В общем случае для любого i-го слоя многослойной цилиндрической стенки можно записать формулу для расчета линейного термического сопротивления и линейной плотности теплового потока

$$R_\ell = \frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_{i+1}}{d_i}, \tag{11.16}$$

$$q_\ell = \frac{\pi\Delta T_1}{R_{\ell,1}} = \frac{\pi\Delta T_2}{R_{\ell,2}} = \cdots = \frac{\pi\Delta T_n}{R_{\ell,n}}. \tag{11.17}$$

Из формулы (11.17) следует, что перепад температур на каждом слое многослойной цилиндрической стенки прямо пропорционален линейному термическому сопротивлению этого слоя.

Шаровая стенка (стенка сферической формы) Температурное поле в шаровой стенке при постоянном коэффициенте теплопроводности подчиняется гиперболическому закону (рис. 11.3)

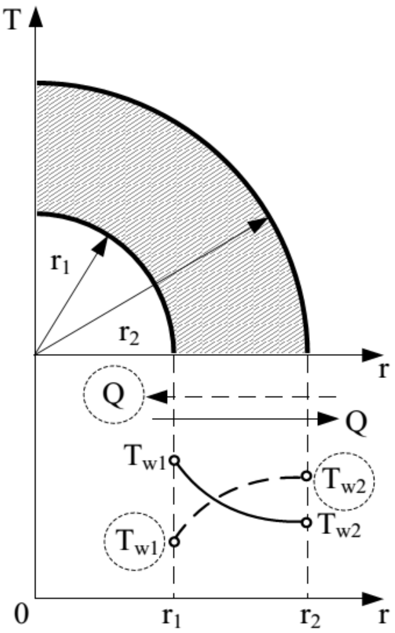


Рис.11.3 Стационарное температурное поле в сферической стенке

$$T(r) = T_{w1} - \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} \cdot \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r}\right), \tag{11.18}$$

Тепловой поток, проходящий через стенку сферической формы, найдем по закону Фурье

$$Q = -\lambda\frac{dT}{dr}F = -4\lambda\pi r^2\left[-\frac{T_{w1} - T_{w2}}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}\left(\frac{1}{r^2}\right)\right] = \frac{4\lambda\pi(T_{w1} - T_{w2})}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}. \tag{11.19}$$

В общем случае для любого i-го слоя многослойной шаровой стенки можно записать формулу для расчета термического сопротивления и теплового потока

$$R_{ш,i} = \frac{1}{2\lambda_i}\left(\frac{1}{d_i} - \frac{1}{d_{i+1}}\right); \qquad (11.20)$$

$$Q = \frac{\pi\Delta T_1}{R_{ш,1}} = \frac{\pi\Delta T_2}{R_{ш,2}} = \cdots = \frac{\pi\Delta T_n}{R_{ш,n}}, \qquad (11.21)$$

откуда следует, что перепад температур на каждом слое многослойной шаровой стенки прямо пропорционален термическому сопротивлению этого слоя. Термическое сопротивление шаровой стенки, состоящей из n слоев, равно сумме термических сопротивлений всех слоев.

Расчет теплопередачи

Рассмотрим расчет теплопередачи в стационарном режиме, при котором тепловой поток на всех участках теплообмена остается постоянным. Цель расчета теплопередачи – определение теплового потока, проходящего через непроницаемую стенку, от окружающей среды с большей температурой («горячей» среды) к среде с меньшей температурой («холодной» среде). При этом должны быть заданы температура горячей среды, температура холодной среды (T_{f1}, T_{f2}) и коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон стенки (α_1, α_2), а также геометрия стенки и ее коэффициент теплопроводности (λ).

Теплопередача через плоскую стенку

Расчет теплопередачи через плоскую стенку удобно выполнять, используя поверхностную плотность теплового потока.

Схема теплопередачи через плоскую стенку показана на рис. 11.4. Расчет плотности теплового потока через однослойную плоскую стенку выполняют по формулам

$$q = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta}{\lambda} + \dfrac{1}{\alpha_2}} = k(T_{w1} - T_{w2}) = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{R_t}, \qquad (11.22)$$

где T_{w1} и T_{w2} – температуры горячего и холодного флюидов, °C (K);

α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от горячего флюида к стенке и от стенки к холодному флюиду, Вт/(м^2·К);

δ – толщина стенки, м;

λ – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К);

k – коэффициент теплопередачи через плоскую стенку, Вт/(м^2·К);

R_t – термическое сопротивление теплопередачи через плоскую стенку, (м^2·К)/Вт.

Термическое сопротивление теплопередачи через плоскую стенку равно сумме термического сопротивления теплоотдачи от горячего флюида к стенке, термического сопротивления теплопроводности плоской стенки и термического сопротивления теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю.

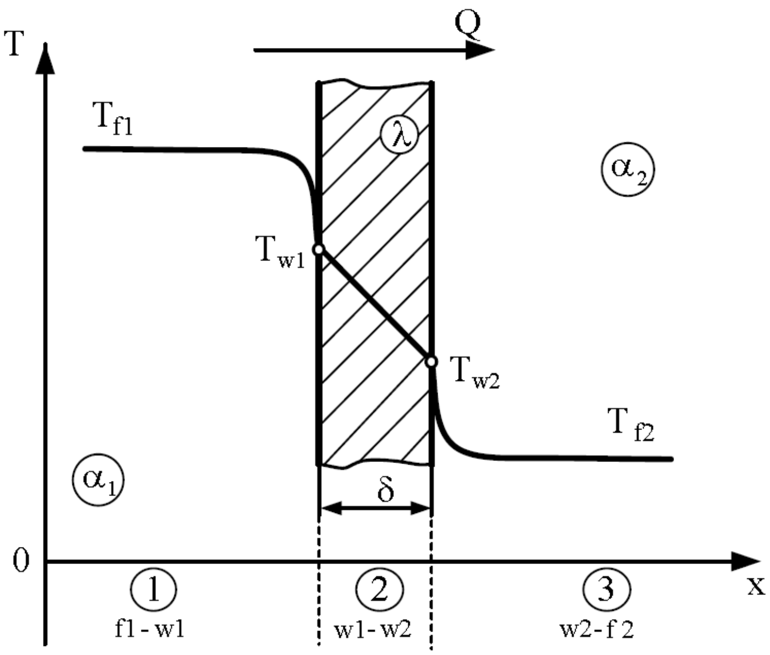


Рис. 11.4. Теплопередача через плоскую стенку.

Для стенки, состоящей из *n* слоев, формула расчета теплопередачи через плоскую стенку имеет вид

$$q = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \dfrac{\delta_i}{\lambda_i} + \dfrac{1}{\alpha_2}} = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{R_t}, \qquad (11.23)$$

Рассчитав плотность теплового потока по формуле (11.22) для однослойной стенки или по формуле (11.23) для *n*-слойной стенки, перейдем к решению второй части поставленной задачи, а именно определению неизвестных температур.

При расчете теплопередачи через однослойную стенку (рис. 11.4) неизвестными являются температуры на границах стенки $T_{w,1}$ и $T_{w,2}$. Для расчета неизвестных температур выбирают участок теплообмена таким образом, чтобы на одной его границе была известная температура, а на другой – искомая. Например, температуру $T_{w,1}$ можно найти двумя способами, поскольку по условию задачи известны две температуры:

а) на участке $f_1 - w_1$

$$q = \frac{T_{f1} - T_{w1}}{R_{t1}} \Rightarrow T_{w1} = T_{f1} - q \cdot R_{t1}; \qquad (11.24)$$

б) на участке $w_1 - f_2$

$$q = \frac{T_{w1} - T_{f2}}{R_{t2} + R_{t3}} \Rightarrow T_{w1} = T_{f2} + q \cdot (R_{t2} + R_{t3}); \qquad (11.25)$$

Естественно, что результаты числового расчета температуры T_{w1} по обеим формулам должны совпадать.

Для расчета температуры T_{w2} можно воспользоваться уже тремя вариантами формулы расчета теплопередачи, поскольку в данном случае мы знаем уже три температуры: T_{f1}, T_{w1} и T_{f2}:

а) на участке $f_1 - w_2$

$$q = \frac{T_{f1} - T_{w2}}{R_{t1}+R_{t2}} \Rightarrow T_{w2} = T_{f1} - q \cdot (R_{t1}+R_{t2}); \qquad (11.26)$$

б) на участке $w_1 - w_2$

$$q = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{R_{t2}} \Rightarrow T_{w2} = T_{w1} - q \cdot R_{t2}; \qquad (11.27)$$

в) на участке $w_2 - f_2$

$$q = \frac{T_{w2} - T_{f2}}{R_{t3}} \Rightarrow T_{w2} = T_{f2} + q \cdot R_{t3}; \qquad (11.28)$$

Расчет неизвестных температур по разным формулам проводят для контроля правильности расчета теплопередачи.

Итак, в результате решения задачи по расчету теплопередачи через плоскую стенку найден тепловой поток (поверхностная плотность теплового потока) и неизвестные температуры стенки.

Теплопередача через цилиндрическую стенку

В расчетах теплопередачи через стенку цилиндрической формы удобно использовать тепловой поток, отнесенный к единице длины цилиндрической стенки – линейную плотность теплового потока.

Схема теплопередачи через цилиндрическую стенку приведена на рис. 11.5.

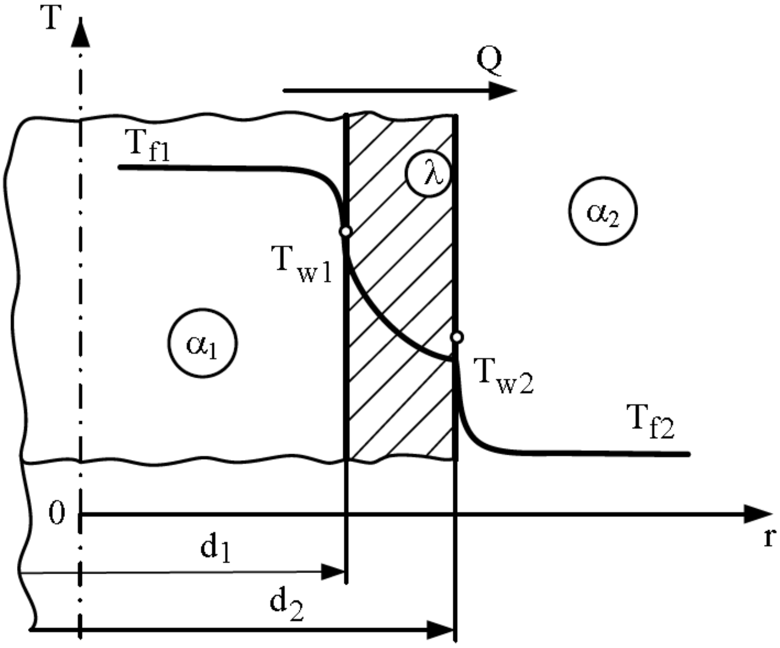


Рис. 11.5. Теплопередача через цилиндрическую стенку.

Расчет линейной плотности теплового потока через цилиндрическую стенку выполняют по формуле

$$q_\ell = \frac{\pi(T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} = k_\ell \pi(T_{f1} - T_{f2}) = \frac{\pi(T_{f1} - T_{f2})}{R_\ell}, \qquad (11.29)$$

Линейную плотность теплового потока при теплопередаче через цилиндрическую стенку, состоящую из n слоев разной толщины и с разными физическими свойствами, рассчитывают по формуле

$$q_\ell = \frac{\pi\left(T_{f1} - T_{f2}\right)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}, \tag{11.30}$$

Рассчитав линейную плотность теплового потока, перейдем к решению второй части поставленной задачи, а именно определению неизвестных температур.

При теплопередаче через однослойную стенку (рис. 11.5) неизвестными являются температуры на границах стенки T_{w1} и T_{w2}. Для их расчета выберем участок теплообмена таким образом, чтобы на одной его границе была известная температура, а на другой – искомая. Например, если для расчета температуры T_{w1} использовать температуру горячего флюида T_{f1}, а для расчета температуры T_{w2} – температуру холодного флюида T_{f2}, то получим

$$q_\ell = \frac{\pi\left(T_{f1} - T_{w1}\right)}{R_{\ell 1}} \Rightarrow T_{w1} = T_{f1} - q_\ell \cdot \frac{R_{\ell 1}}{\pi}; \tag{11.31}$$

$$q_\ell = \frac{\pi\left(T_{w1} - T_{f1}\right)}{R_{\ell 3}} \Rightarrow T_{w2} = T_{f2} + q_\ell \cdot \frac{R_{\ell 3}}{\pi}; \tag{11.32}$$

Теплопередача через шаровую стенку

Схема теплопередачи через шаровую стенку приведена на рис. 11.6.

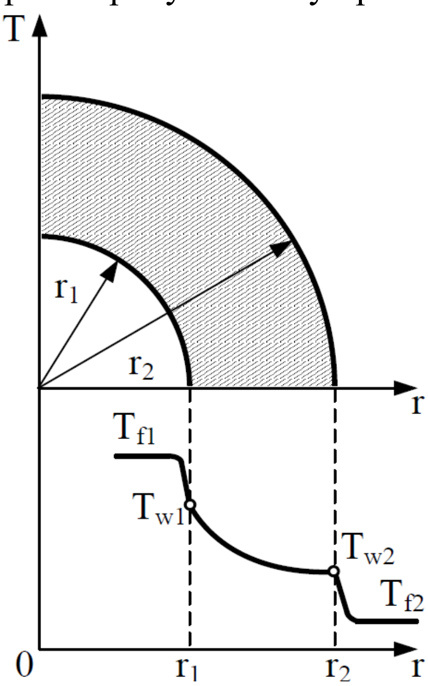


Рис. 11.6. Теплопередача через шаровую стенку.

Расчет теплового потока через шаровую стенку выполняют по формуле

$$Q = \frac{\pi\left(T_{f1} - T_{f2}\right)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2\lambda}\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2^2}} = k_{ш}\pi\left(T_{f1} - T_{f2}\right) = \frac{\pi\left(T_{f1} - T_{f2}\right)}{R_{ш}}, \quad (11.33)$$

Тепловой поток через шаровую стенку, состоящую из n слоев разной толщины и с разными физическими свойствами, рассчитывают по формуле

$$Q = \frac{\pi\left(T_{f1} - T_{f2}\right)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2\lambda_i}\left(\frac{1}{d_i} - \frac{1}{d_{i+1}}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}^2}}, \quad (11.34)$$

При теплопередаче через шаровую стенку перепады температур на участках теплообмена прямо пропорциональны термическим сопротивлениям этих участков.

Рассчитав тепловой поток для однослойной или многослойной стенки, перейдем к решению второй части поставленной задачи, а именно определению неизвестных температур. При теплопередаче через однослойную стенку (рис. 11.6) неизвестными являются температуры на границах стенки T_{w1} и T_{w2}. Для расчета неизвестных температур выберем участок теплообмена таким образом, чтобы на одной его границе была известная температура, а на другой – искомая. Например, если для расчета температуры T_{w1} использовать температуру T_{f1}, а для расчета температуры T_{w2} – температуру холодного флюида T_{f2}, то получим

$$Q = \frac{\pi\left(T_{f1} - T_{w1}\right)}{R_{ш3}} \Rightarrow T_{w1} = T_{f1} + Q\,\frac{R_{ш3}}{\pi}. \quad (11.35)$$

$$Q = \frac{\pi\left(T_{w2} - T_{f2}\right)}{R_{ш3}} \Rightarrow T_{w2} = T_{f2} + Q\,\frac{R_{ш3}}{\pi}. \quad (11.36)$$

Алгоритм расчета теплопередачи через непроницаемые стенки

Согласно классификации задач тепломассообмена, существуют две постановки задачи расчета теплопередачи: *прямая* и *обратная*. При решении *прямой* задачи расчета теплопередачи находят температурное поле и тепловой поток через стенку при заданных условиях однозначности – известных коэффициентах теплоотдачи, геометрических и теплофизических параметрах задачи. В этом случае необходимо дополнительно знать температуру в двух любых точках данной области теплообмена. При решении *обратной* задачи расчета теплопередачи находят один из параметров однозначности: толщину i-го слоя стенки δ_i, коэффициент теплопроводности материала i–го слоя стенки λ_i, коэффициенты теплоотдачи α_1 или α_2 . Для решения обратной задачи теплопередачи должна быть задана температура в двух точках данной расчетной области теплообмена и тепловой поток (удельный тепловой поток).

Алгоритм решения прямой задачи

1. На первом этапе решения прямой задачи рассчитывают термические сопротивления всех *элементарных* участков (элементарных слоях) теплопередачи:
   – теплоотдачи от горячего флюида к стенке;
   – теплопроводности всех слоев стенки;
   – теплоотдачи от стенки к холодному флюиду.
2. Затем по формуле теплопередачи определяют поверхностную плотность теплового потока (q) для плоской стенки, линейную плотность теплового потока (q_ℓ) для цилиндрической стенки и тепловой поток (Q) для шаровой стенки по двум заданным температурам и термическому сопротивлению участка между этими температурами:

а) плоская стенка

$$q = \frac{\Delta T_i}{R_{ti}} = \frac{\Delta T_k}{R_{tk}} = \text{const};$$

б) цилиндрическая стенка

$$q_\ell = \frac{\pi \Delta T_i}{R_{\ell i}} = \frac{\Delta T_k}{R_{\ell k}} = \text{const};$$

в) шаровая стенка

$$q_\ell = \frac{\pi \Delta T_i}{R_{\text{ш}i}} = \frac{\Delta T_k}{R_{\text{ш}k}} = \text{const};$$

3. На третьем этапе расчета теплопередачи находят неизвестные температуры в данной области теплопередачи. Для этого выбирают участок теплообмена таким образом, чтобы на одной из его границ была известная температура, а на другой – искомая. Затем по формуле теплопередачи для стенки заданной формы находят неизвестную температуру, предварительно рассчитав термическое сопротивление выбранного участка теплообмена.

Алгоритм решения обратной задачи

1. При решении обратной задачи теплопередачи через стенку тепловой поток или удельный тепловой поток – заданная по условию задачи величина. Поэтому сразу находят термическое сопротивление участка теплопередачи между заданными температурами:

а) плоская стенка

$$R_{ti} = \frac{\Delta T_i}{q} \text{ или } R_{tk} = \frac{\Delta T_k}{q};$$

б) цилиндрическая стенка

$$R_{\ell i} = \frac{\pi \Delta T_i}{q_\ell} \text{или } R_{\ell k} = \frac{\pi \Delta T_k}{q_\ell};$$

в) шаровая стенка

$$R_{\text{ш}i} = \frac{\pi \Delta T_i}{Q} \text{или } R_{\text{ш}k} = \frac{\pi \Delta T_k}{Q};$$

где $\Delta T_k = \sum_{i=1}^{k} \Delta T_i$ – перепад температур на заданном участке теплопередачи;
ΔT_i – перепад температур на i-м элементарном слое теплопередачи;
$R_{tk} = \sum_{i=1}^{k} R_{ti}$, $R_{\ell k} = \sum_{i=1}^{k} R_{\ell i}$,
$R_{шk} = \sum_{i=1}^{k} R_{шi}$ – термические сопротивления плоской, цилиндрической и шаровой стенок расчетного участка теплопередачи между заданными температурами;
R_{ti}, $R_{\ell i}$ и $R_{шi}$ – термические сопротивления плоской, цилиндрической и шаровой стенок i-го элементарного слоя теплопередачи;
k – число элементарных слоев на расчетном участке между заданными температурами.

2. На втором этапе решения обратной задачи расчета теплопередачи через стенку по известному термическому сопротивлению находят (в зависимости от целей расчета) один из параметров однозначности: толщину слоя стенки δ или коэффициент теплопроводности материала стенки λ или один из коэффициентов теплоотдачи – α_1 либо α_2.
3. Если по условию задачи требуется рассчитать неизвестные температуры в заданной области теплопередачи, то необходимо выполнить пункты 1 и 3 алгоритма решения прямой задачи.

Замечание. Если температура второго теплоносителя больше температуры первого теплоносителя ($T_{w2} > T_{w1}$), то и в этом случае расчета теплопередачи применимы все вышеуказанные формулы без изменения. Отрицательное значение теплового потока, которое получается в расчете, свидетельствует о том, что тепловой поток направлен против оси абсцисс.

Для приближенного расчета теплопередачи через стенки сложной (неклассической) формы сложную конфигурацию стенки моделируют (заменяют) стенкой простой формы, соблюдая равенство площадей поверхностей теплообмена. Например, толстостенный контейнер в форме параллелепипеда с приблизительно одинаковыми линейными размерами, моделируют шаровой стенкой, толстостенную трубу квадратного или прямоугольного поперечного сечения моделируют цилиндрической стенкой.

Интенсификация теплопередачи через непроницаемые стенки

Под интенсификацией теплопередачи понимают увеличение количества переданной теплоты (теплового потока) через стенку при фиксированных температурах теплоносителей (заданном перепаде температур). Рассмотрим два способа увеличения коэффициента теплопередачи (уменьшения термического сопротивления теплопередаче), а следовательно, и количества теплоты, передаваемого через непроницаемую стенку – *конструктивный* и *режимный*.

Конструктивный способ интенсификации теплопередачи

Изменение *конструкции* теплопередающей поверхности в целях увеличения коэффициента теплопередачи можно осуществить за счет уменьшения:
а) термического сопротивления теплопроводности стенки;

б) термического сопротивления теплоотдачи со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи (меньшего α).
Для уменьшения термического *сопротивления теплопроводности* стенки $R_{t\lambda} = {}^{\delta}/_{\lambda}$ необходимо уменьшить δ толщину стенки и использовать материалы с высоким коэффициентом теплопроводности λ.
Термическое *сопротивление теплоотдачи* можно уменьшить, если со стороны меньшего α увеличить поверхность теплообмена за счет ее оребрения. Для доказательства этого утверждения запишем формулу теплопередачи при допущении малости термического сопротивления теплопроводности ($R_{t\lambda} \to 0$):

$$Q \approx \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\dfrac{1}{\alpha_1 F_1} + \dfrac{1}{\alpha_2 F_2}}. \qquad (11.37)$$

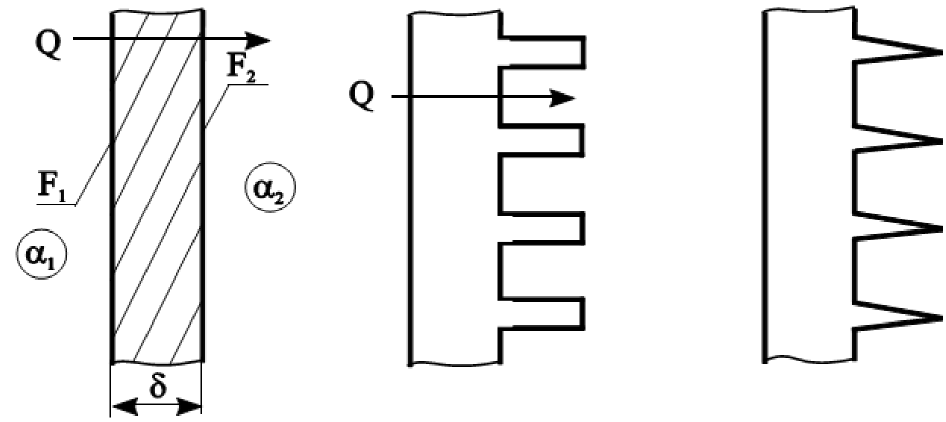
Допустим, что $\alpha_2 << \alpha_1$. При этом условии следует, что при равенстве площадей $F_2 = F_1$ термическое сопротивление теплоотдачи около второй поверхности много больше термического сопротивления теплоотдачи около первой поверхности:

$$R_{tF_2} \gg R_{tF_1} \text{ или } \frac{1}{\alpha_2 F_2} \gg \frac{1}{\alpha_1 F_1}. \qquad (11.38)$$

То есть для уменьшения термического сопротивления R_{tF_2} необходимо увеличить площадь F_2 до выполнения условия

$$\frac{1}{\alpha_2 F_2^{\text{оребр}}} \approx \frac{1}{\alpha_1 F_1} \text{ или } F_2^{\text{оребр}} \approx F_1 \frac{\alpha_1}{\alpha_2}, \qquad (11.39)$$

где $F_2^{\text{оребр}}$ – площадь оребренной поверхности.
Профиль ребра может быть прямоугольной, треугольной, трапециевидной и в общем случае произвольной геометрической формы (рис. 11.7).



а) Плоская стенка
$F_1 = F_2$

б) Оребренная стенка
$\alpha_2 < \alpha_1$; $F_2^{\text{оребр}} > F_1$

Рис. 11.7. Интенсификация теплопередачи за счет оребения поверхности.

Режимный способ интенсификации теплопередачи

Изменяя режим внешнего теплообмена можно увеличить или уменьшить интенсивность теплоотдачи с обеих сторон стенки. Выясним влияние коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 на величину коэффициента теплопередачи через стенку k. Для этого запишем формулу для расчета коэффициента теплопередачи через плоскую стенку при допущении малости термического сопротивления теплопроводности стенки ($R_{t\lambda} \to 0$)

$$k^* = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1}{1+\frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_2}{1+\frac{\alpha_2}{\alpha_1}}, \qquad (11.40)$$

где k^* – коэффициент теплопередачи, рассчитанный при допущении $R_{t\lambda} \to 0$. Рассмотрим два крайних случая соотношения коэффициентов теплоотдачи - α_1 и α_2:

2

а) если $\alpha_2 >> \alpha_1$, (пусть $\alpha_2 \to \infty$), то в этом случае из формулы (11.40) следует, что $k^* \to \alpha_1$;

б) если $\alpha_1 >> \alpha_2$, (пусть $\alpha_1 \to \infty$), то из формулы (11.40) следует, что $k^* \to \alpha_1$.

Таким образом, коэффициент теплопередачи не может быть больше меньшего из коэффициентов теплоотдачи, т.е. $k^* \le \min(\alpha_1, \alpha_2)$. На основании вышеизложенного можно сделать вывод о том, что для увеличения коэффициента теплопередачи необходимо увеличивать меньший коэффициент теплоотдачи за счет изменения режима движения теплоносителя.

Критический радиус цилиндрической и шаровой стенок. Выбор изоляции

При нанесении дополнительного слоя на цилиндрическую стенку одновременно с ростом сопротивления теплопроводности наблюдаются увеличение наружной теплоотдающей поверхности и вследствие этого уменьшение сопротивления теплоотдаче к внешней среде.

Поэтому результат нанесения дополнительного слоя может быть двояким: в зависимости от теплопроводящих свойств материала этого слоя суммарный тепловой поток через изолированный цилиндр может, как уменьшаться, так и увеличиваться.

Отсюда возникает вопрос о выборе материала, пригодного для тепловой изоляции цилиндра.

Предположим, что мы имеем трубу с внутренним диаметром d_1 и наружным d_2, (рис. 11.8а) которую нужно изолировать для уменьшения тепловых потерь. Обозначим наружный диаметр изоляции (рис. 11.8б) через d_3 (внутренним диаметром изоляции, естественно, будет d_2), тогда полное линейное термическое сопротивление изолированного трубопровода

$$R_\ell = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_c}\ln\frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}. \qquad (11.41)$$

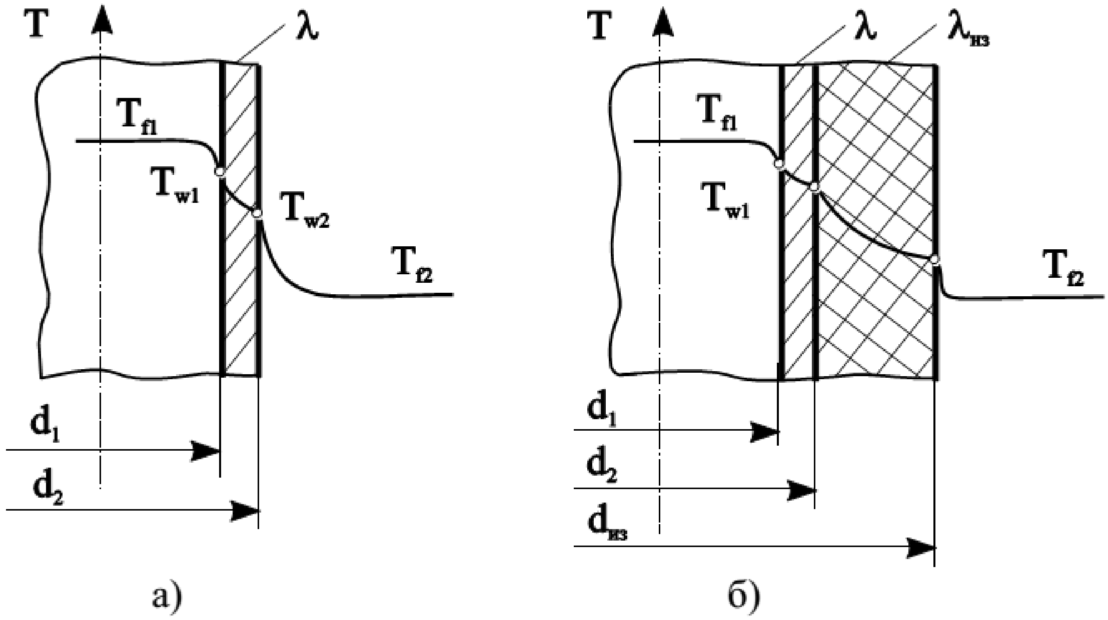


Рис. 11.8. Теплопередача через цилиндрическую стенку:
а – без тепловой изоляции; б – покрытую тепловой изоляцией.

Первые два слагаемых правой части уравнения не зависят от наружного диаметра изоляции d_3, поэтому сумма этих сопротивлений на графике может быть показана прямой, параллельной оси абсцисс.

Два последних слагаемых зависят от d_3, но эта зависимость различна: если линейное термическое сопротивление самой изоляции $R_{\ell 3}$ с ростом толщины изоляции, т.е. с увеличением d_3, будет повышаться, то линейное термическое сопротивление теплоотдаче на наружной поверхности изолированного трубопровода $R_{\ell 4}$ с увеличением d_3 будет понижаться. Суммирование термических сопротивлений даст полное термическое сопротивление R_ℓ.

Кривая термического сопротивления имеет явно выраженный минимум при определенном наружном диаметре изоляции d_3.

Диаметр изоляции, при котором потери теплоты максимальные (термическое сопротивление минимальное) называют *критическим диаметром тепловой изоляции* $d_{кр}$ (рис. 11.9).

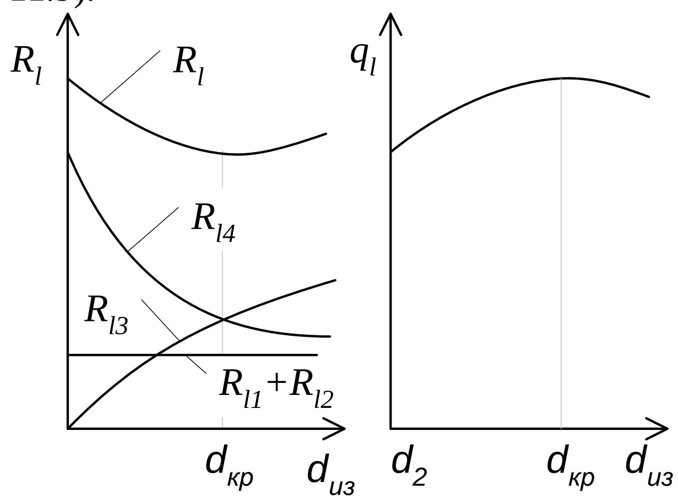


Рис. 11.9. Критический диаметр тепловой изоляции.

Для определения численного значения критического диаметра изоляции исследуем уравнение на экстремум.
Возьмем первую производную от правой части уравнения по d_3
При $d_3=d_{кр}$ $\partial R_l/\partial d_3=0$.
Тогда диаметр изоляции, отвечающий экстремальной точке кривой $R_l=f(d_3)$ определится формулой

$$d_{кр}=2\lambda_{из}/\alpha_2$$

Из формулы следует, что критический диаметр изоляции не зависит от размеров трубопровода и не имеет геометрического смысла, хотя и измеряется линейной величиной (в метрах).
Он будет тем меньше, чем меньше теплопроводность изоляции и чем больше коэффициент теплоотдачи a_2 от наружной поверхности изоляции к окружающей среде.
Из рисунка видно, что если на трубопровод наружным диаметром d_2 наносить материал, для которого расчетное значение $d_{кр}$ оказалось большим, чем d_2, то тепловые потери будут возрастать по сравнению с тепловыми потерями оголенного трубопровода, достигнут максимума при $d_3=d_{кр}$ и только при нанесении изоляции толщиной $(d'_3-d_2)/2$ вновь станут такими же, как и для неизолированного трубопровода. Таким образом, окажется, что этот слой изоляции был нанесен напрасно.
Следовательно, для создания эффективной тепловой изоляции трубопровода необходимо, чтобы критический диаметр был меньше внешнего диаметра неизолированной трубы, т. е. $\boldsymbol{d_{кр}<d_2}$.
Только при этом условии нанесение слоя изоляции любой толщины будет вызывать немедленное снижение тепловых потерь.
Таким образом, для того чтобы изоляция вызвала уменьшение тепловых потерь по сравнению с неизолированным трубопроводом при данном наружном диаметре трубы d_2 и заданном коэффициенте теплоотдачи a_2, необходимо подобрать такой теплоизоляционный материал, для которого

$$d_{кр}=\frac{2\lambda_{из}}{\alpha_2}\le d_2$$

т.е. коэффициент теплопроводности материала должен удовлетворять условию

$$\lambda_{из}\le\frac{\alpha_2 d_2}{2}$$

Это соотношение называют *условием рационального выбора материала для тепловой изоляции трубопроводов*.
Соотношение $d_2<d_{кр}$, при котором нанесение дополнительного слоя материала на цилиндр приводит к увеличению тепловых потерь, также используется на практике.

Именно такое «охлаждающее» действие должна оказывать, например, электрическая изоляция, наносимая на проводники, из которых формируются обмотки электромашин.

В этом случае теплофизические свойства наносимого материала должны удовлетворять условию

$$\lambda_{\text{из}} \geq \frac{\alpha_2 d_2}{2}$$

Все сказанное, очевидно, относится не только к трубам круглого сечения, но и к телам иной геометрической формы, у которых площади внутренней и внешней поверхностей различны.