Е. А. КРАСНОЩЕКОВ, А. С. СУКОМЕЛ

ЗАДАЧНИК ПО ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ

Четвертое издание, переработанное

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов теплоэнергетических специальностей высших учебных заведений

МОСКВА · «ЭНЕРГИЯ» · 1980

ББК 31.31
К 78
УДК 621.1.016.4(075.8)

Краснощеков Е. А. и Сукомел А. С.

К 78 Задачник по теплопередаче: Учеб. пособие для вузов. — 4-е изд., перераб. — М.: Энергия, 1980. — 288 с., ил.

В пер.: 1 р.

Задачник составлен в соответствии с программой курса «Теплопередача» для теплотехнических специальностей энергетических вузов и факультетов. Все задачи снабжены ответами, а типовые задачи — подробными решениями. Расположение задач соответствует той последовательности, в которой излагается материал в учебнике «Теплопередача» В. П. Исаченко, В. А. Осиповой и А. С. Сукомела. Часть задач и типовых расчетов может быть использована по курсу «Процессы теплообмена в ядерных энергетических установках». Третье издание вышло в 1975 г.

Задачник предназначен в качестве учебного пособия для студентов теплоэнергетических специальностей вузов.

К $\frac{30302\text{-}108}{051(01)\text{-}80}$ 10-80. 2303010000 ББК 31.31
6П2.2

ПРЕДИСЛОВИЕ

Четвертое издание задачника содержит задачи и типовые расчеты по курсам «Теплопередача» и «Процессы теплообмена в ядерных энергетических установках».

Все задачи снабжены ответами. Как правило, для каждой группы задач, требующих для своего решения примерно одинаковой методики расчета или использования одних и тех же формул, первая задача приводится с подробным решением. В задачнике сохранена нумерация задач третьего издания.

В решениях типовых задач используются зависимости, приведенные в учебнике [4], а также некоторые другие расчетные соотношения, применяемые в инженерной практике. В приложениях содержится справочный материал, достаточный для решения всех предлагаемых задач.

Авторы выражают глубокую благодарность коллективу кафедры Теоретических основ теплотехники Московского ордена Ленина энергетического института за полезные замечания, сделанные при обсуждении рукописи, и коллективу кафедры Теоретических основ теплотехники Ивановского энергетического института имени В. И. Ленина за внимательное рецензирование рукописи.

Авторы

СПИСОК ОСНОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

r, R — радиус, м;
d, D — диаметр, м;
l, L — длина, м;
δ — толщина, м;
h, H — высота, м;
u — периметр, м;
F — площадь поверхности, м^2;
f — площадь поперечного сечения, м^2;
τ — время, ч, с;
t — температура, °C;
T — температура, К;
Δt — температурный напор, °C;
δt — изменение температуры жидкости в направлении ее движения, °C;
p — давление, Па;
Δp — перепад давлений, Па;
G — расход жидкости, кг/с;
w — скорость, м/с;
Q — тепловой поток, Вт;
q — плотность теплового потока, Вт/м^2;
q_l — тепловой поток на единицу длины, Вт/м;
q_v — объемная плотность тепловыделения, Вт/м^3;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·°C);
k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°C);
C — коэффициент излучения, Вт/(м^2·К^4);
ε — степень черноты;
E — излучательная способность, Вт/м^2;
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°C);
c — теплоемкость, Дж/(кг×°C);
r — теплота парообразования, Дж/кг;
i — энтальпия, Дж/кг;
ρ — плотность, кг/м^3;
a — коэффициент температуропроводности, м^2/с;
μ — динамический коэффициент вязкости, Па·с;
ν — кинематический коэффициент вязкости, м^2/с;
β — коэффициент объемного расширения, К$^{-1}$;
g — ускорение свободного падения, м/с^2.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

1-1. Вычислить плотность теплового потока через плоскую однородную стенку, толщина которой значительно меньше ширины и высоты, если стенка выполнена: а) из стали [$\lambda=40$ Вт/(м·°C)]; б) из бетона [$\lambda=1{,}1$ Вт/(м·°C)]; в) из диатомитового кирпича [$\lambda=0{,}11$ Вт/(м·°C)].

Во всех трех случаях толщина стенки $\delta=50$ мм. Температуры на поверхностях стенки поддерживаются постоянными:

$$t_{c1}=100^\circ\,C \text{ и } t_{c2}=90^\circ\,C.$$

Ответ

Для стальной стенки $q=8000$ Вт/м^2;
для бетонной стенки $q=220$ Вт/м^2;
для стенки из диатомитового кирпича $q=22$ Вт/м^2.

1-2. Плотность теплового потока через плоскую стенку толщиной $\delta=50$ мм $q=70$ Вт/м^2.

Определить разность температур на поверхностях стенки и численные значения градиента температуры в стенке, если она выполнена: а) из латуни [$\lambda=70$ Вт/(м·°C)]; б) из красного кирпича [$\lambda=0{,}7$ Вт/(м·°C)]; в) из пробки [$\lambda=0{,}07$ Вт/(м·°C)].

Ответ

Для латунной стенки $\Delta t=0{,}05^\circ$ C и $|\operatorname{grad} t|=1$ °C/м;
для кирпичной стенки $\Delta t=5^\circ$ C и $|\operatorname{grad} t|=100$ °C/м;
для пробковой стенки $\Delta t=50^\circ$ C и $|\operatorname{grad} t|=1000$ °C/м;

1-3. Определить потерю теплоты Q, Вт, через стенку из красного кирпича длиной $l=5$ м, высотой $h=4$ м и толщиной $\delta=0{,}250$ м, если температуры на поверхностях стенки поддерживаются $t_{c1}=110^\circ$ C и $t_{c2}=40^\circ$ C. Коэффициент теплопроводности красного кирпича $\lambda=0{,}70$ Вт/(м·°C).

Ответ

Потери теплоты $Q=3920$ Вт.

1-4. Определить коэффициент теплопроводности материала стенки, если при толщине ее $\delta=40$ мм и разности температур на поверхностях $\Delta t=20^\circ$ C плотность теплового потока $q=145$ Вт/м^2.

Ответ

Коэффициент теплопроводности $\lambda=0{,}29$ Вт/(м·°C).

1-5. Плоскую поверхность необходимо изолировать так, чтобы потери теплоты с единицы поверхности в единицу времени не превышали 450 Вт/м^2. Температура поверхности под изоляцией $t_{c1}=450^\circ$ C, температура внешней поверхности изоляции $t_{c2}=50^\circ$ C.

Определить толщину изоляции для двух случаев:

а) изоляция выполнена из совелита, для которого

$$\lambda=0{,}09+0{,}0000874\,t;$$

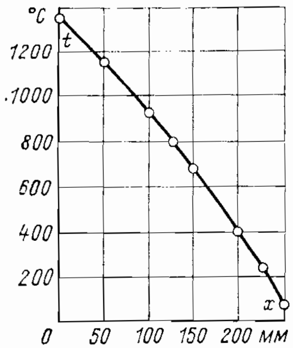


Рис. 1-1. К задаче 1-6.

б) изоляция выполнена из асботермита, для которого

$$\lambda = 0{,}109 + 0{,}000146\,t.$$

Ответ

а) $\delta = 100$ мм;
б) $\delta = 130$ мм.

1-6. Плоская стенка выполнена из шамотного кирпича толщиной $\delta = 250$ мм. Температура ее поверхностей: $t_{c1} = 1350°$ С и $t_{c2} = 50°$ С. Коэффициент теплопроводности шамотного кирпича является функцией от температуры $\lambda = 0{,}838(1+0{,}0007t)$.

Вычислить и изобразить в масштабе распределение температуры в стенке.

Ответ

x, мм	0	50	100	125	150	200	225	250
t, °С	1350	1145	920	800	670	390	230	50

Распределение температуры в стенке показано на рис. 1-1.

Решение

В случае линейной зависимости коэффициента теплопроводности от температуры плотность теплового потока, Вт/м²,

$$q = \frac{\lambda_{cp}}{\delta}(t_{c1} - t_{c2}),$$

где средний коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С),

$$\lambda_{cp} = \lambda_0\left(1 + \beta_\lambda \frac{t_{c1} + t_{c2}}{2}\right).$$

В рассматриваемом случае

$$\lambda_{cp} = 0{,}838\left(1 + 0{,}0007\frac{1350 + 50}{2}\right) = 1{,}25 \text{ Вт/(м·°С)}$$

и

$$q = \frac{1{,}25}{0{,}25}(1350 - 50) = 6500 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура на любом расстоянии x от поверхности стенки определяется по формуле

$$t_x = \sqrt{\left(\frac{1}{\beta_\lambda} + t_{c1}\right)^2 - \frac{2qx}{\lambda_0\beta_\lambda}} - \frac{1}{\beta_\lambda}.$$

Подставив известное значение λ_0 и найденное значение q, получим:

$$t_x = \sqrt{\left(\frac{1}{0{,}0007} + 1350\right)^2 - \frac{2\cdot 6500\,x}{0{,}838\cdot 0{,}0007}} - \frac{1}{0{,}0007},$$

откуда

$$t_x = \left(\sqrt{7{,}74 - 22{,}2x} - 1{,}43\right)10^3, \text{ °C}.$$

Подставив в полученное уравнение значения x, выраженные в метрах, найдем соответствующие значения температуры стенки.

1-7. Температуры на поверхностях шамотной стенки, толщина которой $\delta = 200$ мм, равны: $t_{c1} = 1000°$ С и $t_{c2} = 200°$ С. Коэффициент теплопроводности шамота изменяется в зависимости от температуры по уравнению

$$\lambda = 0{,}813 + 0{,}000582\,t.$$

Показать, что плотность теплового потока q, Вт/м², в случае линейной зависимости коэффициента теплопроводности от температуры может быть вычислена по формуле для постоянного коэффициента теплопроводности, взятого при средней температуре стенки.

Найти ошибку в определении температуры в точках $x = 57{,}5$; 110 и 157,5 мм, если вычисления производятся по значению коэффициента теплопроводности, среднему для заданного интервала температур, и построить график распределения температуры в стенке.

Ответ

$$q = 4650 \text{ Вт/м}^2.$$

x, мм	t_x, °С	
	$\lambda = \lambda_{cp} = \text{const}$	$\lambda = 0{,}813 + 5{,}82\cdot 10^{-4}$
0	1000	1000
57,5	770	800
110	560	600
157,5	370	400
200	200	200

Распределение температуры в стенке показано на рис. 1-2.

1-8. Плоская стенка бака площадью $F = 5$ м² покрыта двухслойной тепловой изоляцией. Стенка бака стальная, толщиной $\delta_1 = 8$ мм, с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1 = 46{,}5$ Вт/(м·°С). Первый слой изоляции выполнен из новоасбозурита толщиной $\delta_2 = 50$ мм, коэффициент теплопроводности которого определяется уравнением

$$\lambda_2 = 0{,}144 + 0{,}00014\,t.$$

Второй слой изоляции толщиной $\delta_3 = 10$ мм представляет собой штукатурку (известковую), коэффициент теплопроводности которой $\lambda_3 = 0{,}698$ Вт/(м·°С).

Температуры внутренней поверхности стенки бака $t_{c1} = 250°$ С и внешней поверхности изоляции $t_{c4} = 50°$ С.

Вычислить количество теплоты, передаваемой через стенку, температуры на границах слоев изоляции и построить график распределения температуры.

Ответ

Тепловой поток через стенку $Q = 3170$ Вт. Температуры на границах слоев изоляции $t_{c2} = 249{,}9°$ С и $t_{c3} = 59°$ С.

1-9. Обмуровка печи состоит из слоев шамотного и красного кирпича, между которыми расположена засыпка из диатомита (рис. 1-3). Толщина шамотного слоя $\delta_1=120$ мм, диатомитовой засыпки $\delta_2=50$ мм и красного кирпича $\delta_3=250$ мм. Коэффициенты теплопроводности материалов соответственно равны:

$$\lambda_1 = 0{,}93;\ \lambda_2 = 0{,}13 \text{ и } \lambda_3 = 0{,}7 \text{ Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

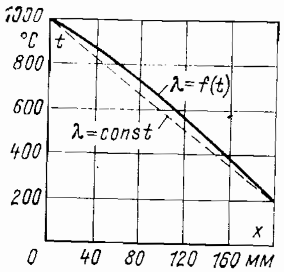


Рис. 1-2. К задаче 1-7.

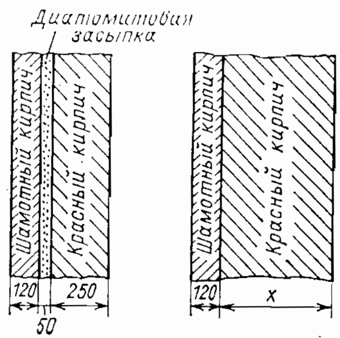


Рис. 1-3. К задаче 1-9.

Какой толщины следует сделать слой из красного кирпича δ_3, если отказаться от применения засыпки из диатомита, чтобы тепловой поток через обмуровку оставался неизменным?

Ответ

Толщина слоя красного кирпича должна быть равна 500 мм.

1-10. Стенка неэкранированной топочной камеры парового котла выполнена из слоя пеношамота толщиной $\delta_1=125$ мм и слоя красного кирпича толщиной $\delta_2=500$ мм. Слои плотно прилегают друг к другу. Температура на внутренней поверхности топочной камеры $t_{c1}=1100^\circ$ C, а на наружной $t_{c3}=50^\circ$ C (рис. 1-4). Коэффициент теплопроводности пеношамота $\lambda_1=0{,}28+0{,}00023t$, красного кирпича $\lambda_2=0{,}7$ Вт/(м·°C).

Вычислить тепловые потери через 1 м² стенки топочной камеры и температуру в плоскости соприкосновения слоев.

Ответ

Тепловые потери $q=1090$ Вт/м². Температура в плоскости соприкосновения слоев $t_{c2}=828^\circ$ C.

1-11. Толщину слоя красного кирпича в стенке топочной камеры, рассмотренной в задаче 1-10, решено уменьшить в 2 раза, а между слоями поместить слой засыпки из диатомитовой крошки (рис. 1-5), коэффициент теплопроводности которой

$$\lambda = 0{,}113 + 0{,}00023\,t.$$

Какую нужно сделать толщину диатомитовой засыпки, чтобы при тех же температурах на внешних поверхностях стенки, что и в задаче 1-10, потери теплоты оставались неизменными?

Ответ

Толщина диатомитовой засыпки должна быть $\delta=94$ мм.

Решение

Так как тепловые потери $q=1090$ Вт/м² должны оставаться неизменными, то температуру в плоскости соприкосновения диатомитовой засыпки и красного кирпича найдем по уравнению

$$t_{c3} = t_{c1} + q\,\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 50 + 1090\,\frac{0{,}25}{0{,}7} = 439^\circ\,\text{C}.$$

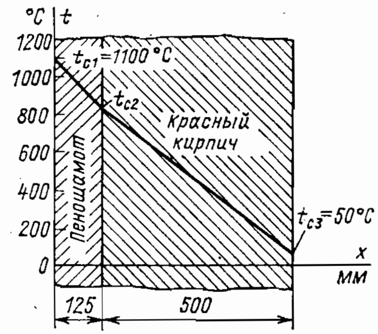


Рис. 1-4. К задаче 1-10.

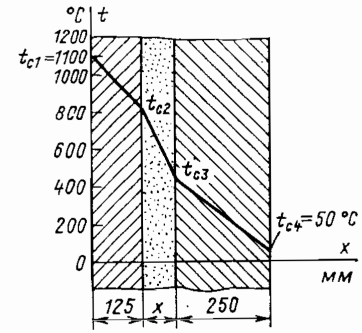


Рис. 1-5. К задаче 1-11.

Среднее значение коэффициента теплопроводности диатомитовой засыпки найдется из уравнения

$$\lambda_{\text{ср}} = a + b\,\frac{t_{c3}+t_{c2}}{2} = 0{,}113 + 0{,}00023\left(\frac{828+439}{2}\right) = $$
$$= 0{,}259 \text{ Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Тогда толщина засыпки будет равна:

$$\delta = \frac{\Delta t_{\text{зас}}}{q}\,\lambda_{\text{ср}} = \frac{828-439}{1090}\,0{,}259 = 0{,}0936 \text{ м};\ \delta \approx 94 \text{ мм}.$$

1-12. Стены сушильной камеры выполнены из слоя красного кирпича толщиной $\delta_1=250$ мм и слоя строительного войлока. Температура на внешней поверхности кирпичного слоя $t_{c1}=110^\circ$ C и на внешней поверхности войлочного слоя $t_{c3}=25^\circ$ C.

Коэффициент теплопроводности красного кирпича $\lambda_1=0{,}7$ Вт/(м·°C) и строительного войлока $\lambda_2=0{,}0465$ Вт/(м·°C).

Вычислить температуру в плоскости соприкосновения слоев и толщину войлочного слоя при условии, что тепловые потери через 1 м² стенки камеры не превышают $q=110$ Вт/м².

Ответ

Температура в плоскости соприкосновения слоев $t_{c2}=70{,}7^\circ$ C. Толщина войлочного слоя $\delta_2\approx 19$ мм.

1-13. В приборе для определения коэффициента теплопроводности материалов между горячей и холодной поверхностями расположен образец из испытуемого материала (рис. 1-6).

Образец представляет собой диск диаметром $d=120$ мм и толщиной $\delta=20$ мм.

Температура горячей поверхности $t_{c1}=180°$ С, холодной $t_{c2}=30°$ С. Тепловой поток через образец после установления стационарного процесса $Q=50,6$ Вт. Благодаря защитным нагревателям радиальные потоки теплоты отсутствуют.

Вследствие плохой пригонки между холодной и горячей поверхностями и образцом образовались воздушные зазоры толщиной $\delta_в=0,1$ мм. Вычислить относительную ошибку в определении коэффициента теплопроводности Δ_λ, если при обработке результатов изме-

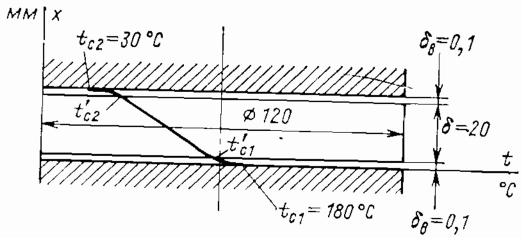


Рис. 1-6. К задаче 1-13.

рений не учитывать образовавшихся зазоров. Коэффициент теплопроводности воздуха в зазорах отнести к температурам соответствующих поверхностей t_{c1} и t_{c2}.

Ответ

Относительная ошибка в определении λ составит $\Delta_\lambda \approx 21\%$.

1-14. Вычислить потери теплоты через единицу поверхности кирпичной обмуровки парового котла в зоне размещения водяного экономайзера и температуры на поверхностях стенки, если толщина стенки $\delta=250$ мм, температура газов $t_{ж1}=700°$ С и воздуха в котельной $t_{ж2}=30°$ С. Коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности стенки $\alpha_1=23$ Вт/(м^2·°С) и от стенки к воздуху $\alpha_2=12$ Вт/(м^2×°С). Коэффициент теплопроводности стенки $\lambda=0,7$ Вт/(м·°С).

Ответ

Потери теплоты $q=1385$ Вт/м^2. Температура на поверхностях стенки $t_{c1}=640°$ С и $t_{c2}=145,5°$ С.

1-15. Вычислить тепловой поток через 1 м^2 чистой поверхности нагрева парового котла и температуры на поверхностях стенки, если заданы следующие величины: температура дымовых газов $t_{ж1}=1000°$ С, кипящей воды $t_{ж2}=200°$ С; коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1=100$ Вт/(м^2·°С) и от стенки к кипящей воде $\alpha_2=5000$ Вт/(м^2·°С).

Коэффициент теплопроводности материала стенки $\lambda=50$ Вт/(м·°С) и толщина стенки $\delta=12$ мм.

Ответ

$$q = 76\,500 \text{ Вт/м}^2.$$

Температуры на поверхностях стенки $t_{c1}=235°$ С и $t_{c2}=215°$ С (рис. 1-7).

1-16. Решить задачу 1-15 при условии, что в процессе эксплуатации поверхность нагрева парового котла со стороны дымовых газов покрылась слоем сажи толщиной $\delta_c=1$ мм [$\lambda_c=0,08$ Вт/(м·°С)] и со стороны воды слоем накипи толщиной $\delta_н=2$ мм [$\lambda_н=0,8$ Вт/(м·°С)].

Вычислить плотность теплового потока через 1 м^2 загрязненной поверхности нагрева и температуры на поверхностях соответствующих слоев t_{c1}, t_{c2}, t_{c3} и t_{c4} (рис. 1-8). Сравнить результаты расчета с ответом задачи 1-15 и определить уменьшение тепловой нагрузки.

Ответ

Плотность теплового потока $q=31\,500$ Вт/м^2. Температуры на поверхностях слоев: $t_{c1}=685°$ С, $t_{c2}=291°$ С, $t_{c3}=283°$ С, $t_{c4}=206°$ С.

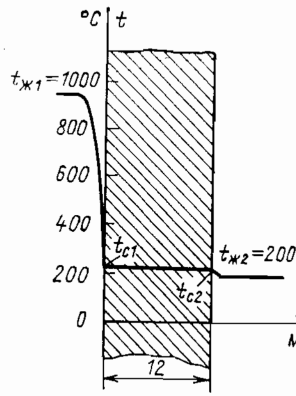


Рис. 1-7. К задаче 1-15.

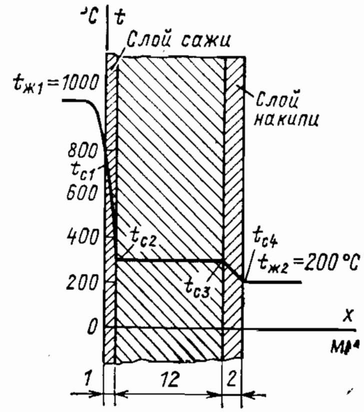


Рис. 1-8. К задаче 1-16.

Уменьшение тепловой нагрузки поверхности нагрева в результате загрязнения $\Delta q=58,9\%$.

1-17. Определить тепловой поток через 1 м^2 кирпичной стены помещения толщиной в два кирпича ($\delta=510$ мм) с коэффициентом теплопроводности $\lambda=0,8$ Вт/(м·°С). Температура воздуха внутри помещения $t_{ж1}=18°$ С; коэффициент теплоотдачи к внутренней поверхности стенки $\alpha_1=7,5$ Вт/(м^2·°С); температура наружного воздуха $t_{ж2}=-30°$С; коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стены, обдуваемой ветром, $\alpha_2=20$ Вт/(м^2·°С). Вычислить также температуры на поверхностях стены t_{c1} и t_{c2}.

Ответ

Плотность теплового потока $q=58,6$ Вт/м^2. Температуры на поверхностях стены $t_{c1}=10,2°$ С и $t_{c2}=-27,1°$ С.

1-18. Решить задачу 1-17, если стена покрыта снаружи слоем тепловой изоляции толщиной 50 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из}=0,08$ Вт/(м·°С). Сравнить потери теплоты через изолированную и неизолированную стенки.

Ответ

Потери теплоты через изолированную стенку $q=33,2$ Вт/м^2. Температуры на поверхностях стены: $t_{c1}=13,6°$ С и $t_{c3}=-28,3°$ С. Потери теплоты через неизолированную стенку на 76,5% больше, чем через изолированную.

1-19. Вычислить плотность теплового потока q, Вт/м², в пластинчатом воздухоподогревателе и значения температур на поверхностях листов, если известно, что средняя температура газов $t_{ж1}=315°$ С и средняя температура воздуха $t_{ж2}=135°$ С, соответственно коэффициенты теплоотдачи $\alpha_1=23$ Вт/(м²·°С) и $\alpha_2=30$ Вт/(м²·°С). Толщина листов подогревателя $\delta=2$ мм. Коэффициент теплопроводности материала листов $\lambda=50$ Вт/(м·°С).

Ответ

$$q=2200 \text{ Вт/м}^2;\ t_{c1}=208{,}5° \text{ С};\ t_{c2}=208{,}4° \text{ С};$$

$$t_{c1}\approx t_{c2}\approx 208° \text{ С}.$$

1-20. Обмуровка печи выполнена из слоя шамотного кирпича с коэффициентом теплопроводности $\lambda=0{,}84(1+0{,}695\cdot10^{-3}t)$ Вт/(м·°С); толщина обмуровки $\delta=250$ мм.

Определить потери теплоты с одного квадратного метра поверхности q, Вт/м², и температуры на внешних поверхностях стены, если температура газов в печи $t_{ж1}=1200°$ С и воздуха в помещении $t_{ж2}=30°$ С, коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1=30$ Вт/(м²×°С) и от обмуровки к окружающему воздуху $\alpha_2=10$ Вт/(м²·°С).

Ответ

$$q=3530 \text{ Вт/м}^2.$$

Решение

При заданной зависимости коэффициента теплопроводности шамотного кирпича от температуры потери теплоты можно вычислить из уравнения

$$q=\frac{\lambda}{\delta}(t_{c1}-t_{c2})=$$

$$=\frac{\left\{\lambda_0+\lambda_0\beta_\lambda\left[\frac{t_{ж1}+t_{ж2}}{2}-\frac{q}{2}\left(\frac{1}{\alpha_2}-\frac{1}{\alpha_1}\right)\right]\right\}\left[t_{ж1}-t_{ж2}-q\left(\frac{1}{\alpha_1}+\frac{1}{\alpha_2}\right)\right]}{\delta}$$

или методом последовательных приближений. Ниже приводится решение методом последовательных приближений.

Задаемся средней температурой стенки $\bar t_c=650°$ С. При этой температуре коэффициент теплопроводности шамотного кирпича равен $\lambda_{ср}=0{,}84(1+0{,}695\cdot10^{-3}\cdot650)=1{,}12$ Вт/(м·°С). Определяем коэффициент теплопередачи

$$k=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}}=\frac{1}{\frac{1}{30}+\frac{0{,}25}{1{,}12}+\frac{1}{10}}=2{,}81 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}$$

и плотность теплового потока

$$q=k(t_{ж1}-t_{ж2})=2{,}81(1200-30)=3290 \text{ Вт/м}^2.$$

При полученной плотности теплового потока вычисляем температуры на поверхностях стенки:

$$t_{c1}=t_{ж1}-q\frac{1}{\alpha_1}=1200-\frac{3290}{30}=1091° \text{ С};$$

$$t_{c2}=t_{ж2}+q\frac{1}{\alpha_2}=30+\frac{3290}{10}=359° \text{ С}.$$

Определяем среднюю температуру стенки и уточняем значение коэффициента теплопроводности:

$$t'_c=0{,}5(1091+359)=725° \text{ С};$$

$$\lambda_{ср}=0{,}84(1+0{,}695\cdot10^{-3}\cdot725)=1{,}265 \text{ Вт/(м}\cdot°\text{С)};$$

$$k=\frac{1}{\frac{1}{30}+\frac{0{,}25}{1{,}265}+\frac{1}{10}}=3{,}02 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

При этом плотность теплового потока

$$q=3{,}02(1200-30)=3530 \text{ Вт/м}^2.$$

При новом значении плотности теплового потока вычисляем температуры t_{c1} и t_{c2}:

$$t_{c1}=1200-3530\frac{1}{30}=1082° \text{ С};$$

$$t_{c2}=30+3530\frac{1}{10}=383° \text{ С}.$$

Определяем средние значения температуры стенки и коэффициент теплопроводности:

$$\bar t_c=0{,}5(1082+383)=732° \text{ С};$$

$$\lambda_{ср}=0{,}84(1+0{,}695\cdot10^{-3}\cdot732)=1{,}267 \text{ Вт/(м}\cdot°\text{С)}.$$

Так как полученное среднее значение коэффициента теплопроводности практически совпадает с принятым ранее значением, то дальнейших пересчетов делать не нужно и можно принять

$$q=3530 \text{ Вт/м}^2.$$

1-21. В камере сгорания парового котла с жидким золоудалением температура газов должна поддерживаться равной $t_{ж1}=1300°$ С, температура воздуха в котельной $t_{ж2}=30°$ С. Стены топочной камеры выполнены из слоя огнеупора толщиной $\delta_1=250$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1=0{,}28(1+0{,}833\cdot10^{-3}t)$ Вт/(м·°С) и слоя диатомитового кирпича с коэффициентом теплопроводности $\lambda_2=0{,}113(1+0{,}206\cdot10^{-3}t)$ Вт/(м·°С).

Коэффициент теплоотдачи от газов к обмуровке $\alpha_1=30$ Вт/(м²×°С) и от внешней поверхности топочной камеры к окружающему воздуху $\alpha_2=10$ Вт/(м²·°С).

Какой должна быть толщина диатомитового слоя, чтобы потери в окружающую среду не превышали 750 Вт/м²?

Ответ

Толщина диатомитового слоя должна быть $\delta_2=132$ мм.

1-22. Змеевики пароперегревателя выполнены из труб жароупорной стали диаметром $d_1/d_2=32/42$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda=14$ Вт/(м·°С). Температура внешней поверхности трубы $t_{c2}=580°$ С и внутренней поверхности $t_{c1}=450°$ С.

Вычислить удельный тепловой поток через стенку на единицу длины трубы q_l, Вт/м.

Ответ

$$q_l = 42\,100 \text{ Вт/м}.$$

1-23. Паропровод диаметром 150/160 мм покрыт слоем тепловой изоляции толщиной $\delta_{из}=100$ мм; коэффициенты теплопроводности стенки трубы $\lambda_1=50$ Вт/(м·°С) и изоляции $\lambda_2=0{,}08$ Вт/(м·°С). Температура на внутренней поверхности паропровода $t_{c1}=400$° С и на наружной поверхности изоляции $t_{c3}=50$° С (рис. 1-9).

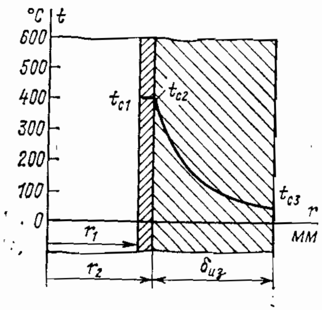


Рис. 1-9. К задаче 1-23.

Найти тепловые потери с 1 м паропровода и температуру на границе соприкосновения паропровода и изоляции.

Ответ

Потери теплоты с 1 м паропровода $q_l=216$ Вт/м. Температура на границе соприкосновения паропровода и изоляции $t_{c2}\approx 400$° С.

1-24. Стальной трубопровод диаметром $d_1/d_2=100/110$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1=50$ Вт/(м·°С) покрыт изоляцией в два слоя одинаковой толщины $\delta_2=\delta_3=50$ мм. Температура внутренней поверхности трубы $t_{c1}=250$° С и наружной поверхности изоляции $t_{c4}=50$° С (рис. 1-10).

Определить потери теплоты через изоляцию с 1 м трубопровода и температуру на границе соприкосновения слоев изоляции, если первый слой изоляции, накладываемый на поверхность трубы, выполнен из материала с коэффициентом теплопроводности $\lambda_2=0{,}06$ Вт/(м·°С), а второй слой — из материала с коэффициентом теплопроводности $\lambda_3=0{,}12$ Вт/(м·°С).

Ответ

Тепловые потери с 1 м трубопровода $q_l=89{,}5$ Вт/м. Температура на границе соприкосновения слоев изоляции $t_{c3}=97$° С.

1-25. Как изменятся тепловые потери с 1 м трубопровода, рассмотренного в задаче 1-24, если слои изоляции поменять местами, т. е. слой с бóльшим коэффициентом теплопроводности наложить непосредственно на поверхность трубы? Все другие условия оставить без изменений.

Ответ

Потери теплоты увеличатся и составят $q_l=105{,}5$ Вт/м. Температура на границе соприкосновения слоев изоляции $t_{c3}=159$° С (см. рис. 1-10).

1-26. Паропровод диаметром $d_1/d_2=160/170$ мм покрыт слоем изоляции толщиной $\delta=100$ мм с коэффициентом теплопроводности, зависящим от температуры следующим образом: $\lambda_{из}=0{,}062(1+0{,}363\cdot 10^{-2}\,t)$.

Определить потери теплоты с 1 м паропровода и температуру на внутренней поверхности трубопровода, если температура наружной поверхности трубы $t_{c2}=300$° С, а температура внешней поверхности изоляции не должна превышать 50° С.

Ответ

Потери теплоты с 1 м паропровода $q_l=205$ Вт/м. Температура внутренней поверхности трубопровода $t_{c1}=300$° С.

1-27. Железобетонная дымовая труба (рис. 1-11) внутренним диаметром $d_2=800$ мм и наружным диаметром $d_3=1300$ мм должна быть футерована внутри огнеупором.

Определить толщину футеровки и температуру наружной поверхности трубы t_{c3} из условий, чтобы тепловые потери с 1 м трубы не

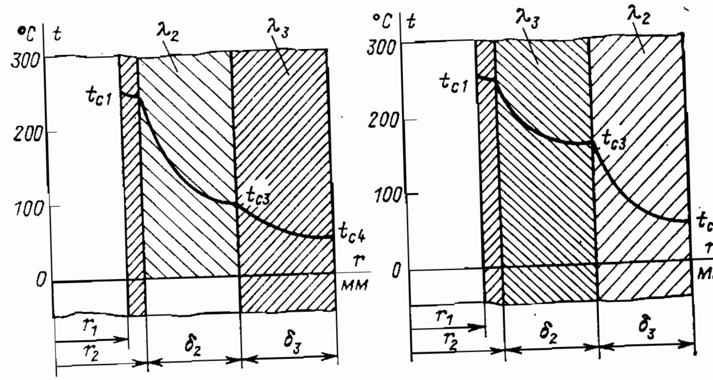


Рис. 1-10. К задачам 1-24 и 1-25.

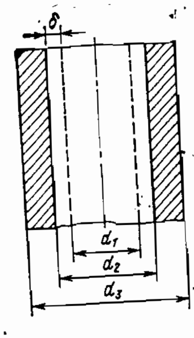


Рис. 1-11. К задаче 1-27.

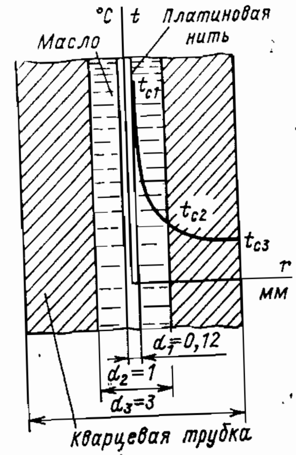


Рис. 1-12. К задаче 1-29.

превышали 2000 Вт/м, а температура внутренней поверхности железобетонной стенки t_{c2} не превышала 200° С. Температура внутренней поверхности футеровки $t_{c1}=425$° С; коэффициент теплопроводности футеровки $\lambda_1=0{,}5$ Вт/(м·°С); коэффициент теплопроводности бетона $\lambda_2=1{,}1$ Вт/(м·°С).

Ответ

$\delta=120$ мм. Температура наружной поверхности трубы $t_{c3}=59°$ C.

1-28. В условиях задачи 1-27 определить толщину футеровки δ, если она выполнена из шамотного кирпича. Расчет произвести с учетом зависимости коэффициента λ от температуры по формуле

$$\lambda = 0{,}84 + 0{,}0006\,t.$$

Ответ

Толщина футеровки должна быть $\delta=$ ~~206 мм~~.

1-29. В приборе для определения коэффициента теплопроводности жидкостей по методу «нагретой нити» (рис. 1-12) в кольцевой зазор между платиновой нитью и кварцевой трубкой залито испытуемое трансформаторное масло. Диаметр и длина платиновой нити $d_1=0{,}12$ мм и $l=90$ мм; внутренний и наружный диаметры кварцевой трубки $d_2=1$ мм и $d_3=3$ мм; коэффициент теплопроводности кварца $\lambda=1{,}4$ Вт/(м·°C).

Вычислить коэффициент теплопроводности $\lambda_ж$ и среднюю температуру $t_ж$ трансформаторного масла, если при расходе теплоты через кольцевой слой масла $Q=1{,}8$ Вт, температура платиновой нити $t_{c1}=106{,}9°$ C и температура внешней поверхности кварцевой трубки $t_{c3}=30{,}6°$ C.

Ответ

Коэффициент теплопроводности трансформаторного масла $\lambda_ж=0{,}0915$ Вт/(м·°C) при $t_ж=70°$ C.

1-30. Вычислить допустимую силу тока для медного провода $d=2$ мм, покрытого резиновой изоляцией толщиной $\delta=1$ мм, при условии, что максимальная температура изоляции должна быть не выше 60° C, а на внешней поверхности изоляции 40° C. Коэффициент теплопроводности резины $\lambda=0{,}15$ Вт/(м·°C). Электрическое сопротивление медного провода $R=0{,}005$ Ом/м.

Ответ

Допустимая сила тока $I=79{,}8$ А.

1-31. Определить площадь поверхности нагрева конвективного пароперегревателя, выполненного из труб жаростойкой стали диаметром $d_1/d_2=32/40$ мм. Коэффициент теплопроводности стали $\lambda=39{,}5$ Вт/(м·°C). Производительность пароперегревателя $Q=61{,}1$ кг/с пара. В пароперегреватель поступает сухой насыщенный пар при давлении $p=9{,}8$ МПа. Температура перегретого пара на выходе $t_п=500°$ C.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_2=81{,}5$ Вт/(м²·°C), а от стенки к пару $\alpha_1=1163$ Вт/(м²·°C); средняя температура газов $t_ж=900°$ C. Гидравлическим сопротивлением пароперегревателя пренебречь.

Ответ

Площадь поверхности нагрева пароперегревателя, рассчитанная по наружному диаметру труб, $F=1090$ м².

1-32. Решить задачу (1-31), пренебрегая кривизной стенки (как для плоской стенки). Полученную площадь поверхности нагрева сравнить с результатом, полученным в задаче 1-31.

Ответ

Площадь поверхности нагрева $F=1055$ м².

1-33. Найти площадь поверхности нагрева секционного водо-водяного подогревателя производительностью $Q=1500$ кВт при условии, что средняя температура греющей воды $t_{ж1}=115°$ C, а средняя температура нагреваемой воды $t_{ж2}=77°$ C. Поверхность нагрева выполнена из латунных трубок диаметром $d_1/d_2=14/16$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_c=120$ Вт/(м·°C). На внутренней поверхности трубок имеется слой накипи $\delta_н=0{,}2$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_н=2$ Вт/(м·°C). Коэффициент теплоотдачи со стороны греющей воды $\alpha_1=10\,000$ Вт/(м²·°C) и со стороны нагреваемой воды $\alpha_2=4000$ Вт/(м²·°C). Так как отношение диаметров $d_1/d_2<1{,}8$, то расчет можно произвести по формуле для плоской стенки.

Ответ

Площадь поверхности нагрева $F=18{,}1$ м².

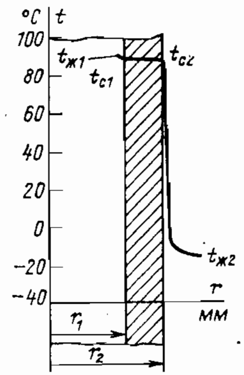


Рис. 1-13. К задаче 1-34.

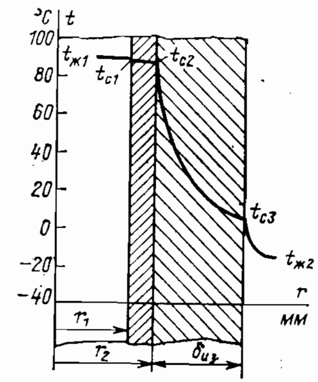


Рис. 1-14. К задаче 1-35.

1-34. Вычислить потерю теплоты с 1 м неизолированного трубопровода диаметром $d_1/d_2=150/165$ мм, проложенного на открытом воздухе, если внутри трубы протекает вода со средней температурой $t_{ж1}=90°$ C и температура окружающего воздуха $t_{ж2}=-15°$ C. Коэффициент теплопроводности материала трубы $\lambda=50$ Вт/(м·°C). Коэффициент теплоотдачи от воды к стенке трубы $\alpha_1=1000$ Вт/(м²×°C) и от трубы к окружающему воздуху $\alpha_2=12$ Вт/(м²·°C).

Определить также температуры на внутренней и внешней поверхностях трубы (рис. 1-13).

Ответ

$$q_l = 652 \text{ Вт/м};\ t_{c1} = 89{,}8°\text{C};\ t_{c2} = 89{,}6°\text{C}.$$

1-35. Определить тепловые потери с 1 м трубопровода, рассмотренного в задаче 1-34, если трубопровод покрыт слоем изоляции толщиной $\delta_1=60$ мм (рис. 1-14). Коэффициент теплопроводности изоляции $\lambda_1=0{,}15$ Вт/(м·°C). Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающему воздуху $\alpha_2=8$ Вт/(м²·°C). Все остальные условия остаются такими же, как в задаче 1-34. Вычислить также температуры на внешней поверхности трубы t_{c2} и на внешней поверхности изоляции t_{c3}.

Ответ

$$q_l = 145 \text{ Вт/м};\ t_{c2} = 89{,}9°\text{C};\ t_{c3} = 5{,}3°\text{C}.$$

1-36. По трубопроводу диаметром $d_1/d_2=25/29$ мм [$\lambda_1=50$ Вт/(м·°С)], покрытому изоляцией из торфолиума толщиной $\delta_2=25$ мм [$\lambda_2=0{,}06$ Вт/(м·°С)], проходит насыщенный пар давлением 980 кПа.

Определить суточную потерю теплоты (в килограммах пара) участка трубопровода длиной 30 м и температуру наружной поверхности изоляции, если коэффициент теплоотдачи от пара к стенке $\alpha_1=2000$ Вт/(м²·°С) и от внешней поверхности изоляции к окружающему воздуху $\alpha_2=10$ Вт/(м²·°С). Температура окружающего воздуха $t_{ж2}=10°$ С.

Ответ

Суточная потеря теплоты в килограммах пара $G=105$ кг/сут. Температура на внешней поверхности изоляции $t_{c3}=61{,}2°$ С.

1-37. Трубчатый воздушный подогреватель производительностью 2,78 кг воздуха в 1 с выполнен из труб диаметром $d_1/d_3=43/49$ мм. Коэффициент теплопроводности материала труб $\lambda=50$ Вт/(м·°С). Внутри труб движется горячий газ, а наружная поверхность труб омывается поперечным потоком воздуха. Средняя температура дымовых газов $t_{ж1}=250°$ С, а средняя температура подогреваемого воздуха $t_{ж2}=145°$ С. Разность температур воздуха на входе и выходе из подогревателя равна $\delta t=250°$ С. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1=45$ Вт/(м²·°С) и от стенки к воздуху $\alpha_2=25$ Вт/(м²·°С).

Вычислить коэффициент теплопередачи и определить площадь поверхности нагрева подогревателя. Расчет произвести по формулам для 1) цилиндрической и 2) плоской стенок. Сравнить результаты вычислений.

Ответ

1. Расчет по формуле для цилиндрической стенки дает значение коэффициента теплопередачи $k_l=0{,}75$ Вт/(м·°С). Площадь поверхности нагрева при этом $F=412$ м².

2. Расчет по формуле для плоской стенки дает значение коэффициента теплопередачи $k=16$ Вт/(м²·°С). Площадь поверхности нагрева при этом $F=418$ м².

1-38. Как изменятся тепловая производительность воздушного подогревателя и расход воздуха в задаче 1-37, если со стороны дымовых газов в процессе эксплуатации образуется слой сажи толщиной $\delta_2=1$ мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_2=0{,}08$ Вт/(м×°С)? Все другие условия остаются без изменений.

Расчет произвести по формуле для плоской стенки и сравнить с соответствующим вариантом задачи 1-37.

Ответ

Тепловая производительность воздухоподогревателя при этих условиях $Q=587$ кВт. Снижение производительности $\Delta Q=16{,}7\%$. Расход воздуха составит $G=2{,}23$ кг/с.

1-39. Трубопровод диаметром $d_1/d_2=44/51$ мм, по которому течет масло, покрыт слоем бетона толщиной $\delta_2=80$ мм. Коэффициент теплопроводности материала трубопровода $\lambda_1=50$ Вт/(м·°С); коэффициент теплопроводности бетона $\lambda_2=1{,}28$ Вт/(м·°С). Средняя температура масла на рассматриваемом участке трубопровода $t_{ж1}=120°$ С, температура окружающего воздуха $t_{ж2}=20°$ С. Коэффициент теплоотдачи от масла к стенке $\alpha_1=100$ Вт/(м²·°С) и от поверхности бетона к воздуху $\alpha_2=10$ Вт/(м²·°С).

а) Определить потери теплоты с 1 м оголенного трубопровода и с трубопровода, покрытого бетоном.

б) Каким должен быть коэффициент теплопроводности изоляции, чтобы при любой ее толщине тепловые потери с 1 м изолированной трубы были не больше, чем для оголенного трубопровода?

Ответ

а) Потери теплоты с единицы длины оголенного трубопровода $q_l=142{,}5$ Вт/м. Потери теплоты трубопровода, покрытого бетоном $q_l=249$ Вт/м.

б) Чтобы потери теплоты для изолированного трубопровода были меньше, чем для оголенного, при любой толщине слоя изоляции, необходимо, чтобы $\lambda_{из}\leqslant 0{,}26$ Вт/(м·°С).

1-40. Какой должна быть толщина изоляции из совелита $\delta_{из}$ с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из}=0{,}08$ Вт/(м·°С), чтобы потери теплоты с 1 м изолированного трубопровода были в 3 раза меньше, чем для трубопровода без изоляции, при условиях задачи 1-39?

Ответ

Толщина изоляции должна быть $\delta_{из}=75$ мм.

Рекомендации к решению задачи

В предыдущей задаче найдено, что для неизолированного трубопровода потери теплоты с 1 м $q_l=142$ Вт/м. Для условий изолированного трубопровода потери теплоты с 1 с запишутся как

$$q_{l\,из}=\frac{q_l}{3}=\frac{\pi(t_{ж1}-t_{ж2})}{\dfrac{1}{\alpha_1 d_1}+\dfrac{1}{2\lambda_1}\ln\dfrac{d_2}{d_1}+\dfrac{1}{2\lambda_{из}}\ln\dfrac{d_3}{d_2}+\dfrac{1}{\alpha_2 d_3}}.$$

Решив это уравнение, относительно $\lg d_3/d_2$ найдем:

$$\lg\frac{d_3}{d_2}=\frac{\Delta t\pi 2\lambda_{из}}{2{,}3q_{l\,из}}\times$$

$$\times\left[1-\frac{q_{l\,из}}{\pi\Delta t}\left(\frac{1}{\alpha_1 d_1}+\frac{2{,}3}{2\lambda_1}\lg\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{\alpha_2 d_3}\right)\right]. \qquad (а)$$

Уравнения такого вида удобнее всего решать графически, при этом можно обозначить левую часть

$$Y_1=\lg\frac{d_3}{d_2}$$

и правую часть

$$Y_2=\frac{\Delta t\pi 2\lambda_{из}}{2{,}3q_{l\,из}}\left[1-\frac{q_{l\,из}}{\pi\Delta t}\left(\frac{1}{\alpha_1 d_1}+\frac{2{,}3}{2\lambda_1}\lg\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{\alpha_2 d_3}\right)\right].$$

Задаваясь несколькими значениями d_3, графически находим то значение корня, которое будет удовлетворять уравнению (а).

1-41. По трубе диаметром $d_1/d_2=18/20$ мм движется сухой насыщенный водяной пар. Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду трубу нужно изолировать. Целесообразно ли для этого использовать асбест с коэффициентом теплопроводности $\lambda=0{,}11$ Вт/(м·°С), если коэффициент теплоотдачи с внешней поверхности изоляции в окружающую среду $\alpha=8$ Вт/(м²·° С)?

Ответ

Так как критический диаметр изоляции больше внешнего диаметра трубы ($d_{кр.из}>d_2$), то такую изоляцию использовать нецелесообразно и следует применить изоляцию с меньшим коэффициентом теплопроводности.

1-42. Необходимо изолировать корпус теплообменного аппарата, имеющего внешний диаметр $d_н = 300$ мм и температуру на поверхности $t_c = 280°$ С, которую можно принять такой же и после наложения изоляции. Температура на внешней поверхности изоляции не должна превышать 30° С, а тепловые потери с 1 м корпуса теплообменника — 200 Вт/м. Коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности изоляции к окружающему воздуху $\alpha = 8$ Вт/(м²·°С).

Целесообразно ли выбрать в качестве тепловой изоляции шлаковую вату, коэффициент теплопроводности которой зависит от температуры по уравнению $\lambda = 0{,}06 + 0{,}000145t$? Если целесообразно, то какой толщины должен быть слой этой изоляции для заданных условий?

Ответ

1. Критический диаметр изоляции $d_{кр} = 20{,}5$ мм, это значительно меньше внешнего диаметра корпуса, и поэтому такую изоляцию применять целесообразно.

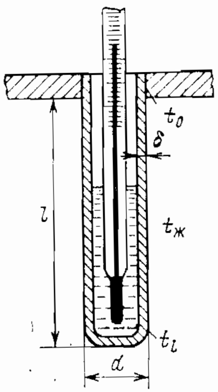


Рис. 1-15. К задаче 1-45.

2. Для обеспечения заданных условий необходимо наложить тепловую изоляцию толщиной $\delta = 136$ мм.

1-43. Электропровод диаметром $d_1 = 1{,}5$ мм имеет температуру $t_{c1} = 70°$ С и охлаждается потоком воздуха, который имеет температуру $t_ж = 15°$ С. Коэффициент теплоотдачи от поверхности провода к воздуху $\alpha_1 = 16$ Вт/(м²·°С).

Определить температуру стенки t'_{c1}, которую будет иметь провод, если покрыть его каучуковой изоляцией толщиной $\delta = 2$ мм, а силу тока в проводе сохранить без изменений. Коэффициент теплопроводности каучука $\lambda = 0{,}15$ Вт/(м·°С). Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к потоку воздуха $\alpha_2 = 8{,}2$ Вт/(м²·°С).

Ответ

Температура изолированного провода $t'_{c1} = 44°$ С. Таким образом, применение изоляции с $d_{кр} = 37$ мм $> d_1$ приводит к более интенсивному отводу теплоты с поверхности и снижению температуры провода.

1-44. Определить толщину каучуковой изоляции на электропроводе, рассмотренном в задаче 1-43, при которой можно пропустить через провод наибольший ток при неизменной температуре провода $t_{c1} = 70°$ С.

Ответ

$$\delta = 17{,}75 \text{ мм}.$$

1-45. Температура воздуха в резервуаре измеряется ртутным термометром, который помещен в гильзу (стальную трубку), заполненную маслом (рис. 1-15). Термометр показывает температуру конца гильзы $t_l = 84°$ С.

Как велика ошибка измерения за счет отвода теплоты по гильзе путем теплопроводности, если температура у основания гильзы $t_0 = 40°$ С, длина гильзы $l = 120$ мм, толщина гильзы $\delta = 1{,}5$ мм, коэффициент теплопроводности материала гильзы $\lambda = 55{,}8$ Вт/(м·°С) и коэффициент теплоотдачи от воздуха к гильзе $\alpha = 23{,}3$ Вт/(м²·°С).

Ответ

Истинная температура воздуха $t_ж = 100°$ С; $t_ж - t_l = 16°$ С.

Решение

Для решения воспользуемся приближенной формулой для стержня конечной длины

$$\frac{\vartheta_l}{\vartheta_0} = \frac{1}{\operatorname{ch}(ml)},$$

где

$$\frac{\vartheta_l}{\vartheta_0} = \frac{t_ж - t_l}{t_ж - t_0}; \quad m = \sqrt{\frac{\alpha u}{\lambda f}};$$

периметр гильзы $u = \pi d$, сечение гильзы $f = \pi d\delta$, откуда $u/f \approx 1/\delta$, тогда

$$m = \sqrt{\frac{23{,}3}{55{,}8 \cdot 0{,}0015}} = 16{,}7 \ 1/м;$$

$$ml = 16{,}7 \cdot 0{,}12 = 2.$$

Из математических таблиц находим $\operatorname{ch}(2{,}0) = 3{,}76$, следовательно,

$$\frac{t_ж - t_l}{t_ж - t_0} = \frac{1}{3{,}76} = 0{,}266$$

и температура воздуха в резервуаре

$$t_ж = \frac{t_l - 0{,}266\, t_0}{1 - 0{,}266} = \frac{84 - 0{,}266 \cdot 40}{0{,}734} = 100° \text{ С}.$$

Ошибка измерений

$$t_ж - t_l = 100 - 84 = 16° \text{ С}.$$

1-46. Какую температуру будет показывать термометр и на сколько уменьшится ошибка измерения, если в условиях задачи 1-45 гильзу выполнить из нержавеющей стали с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 23{,}3$ Вт/(м·°С), длиной $l = 160$ мм, толщиной $\delta = 0{,}8$ мм и за счет улучшения изоляции места заделки гильзы температура у ее основания повысится до $t_0 = 70°$ С?

Ответ

$$t_l = 99{,}8° \text{ С}; \ t_ж - t_l = 0{,}2° \text{ С}.$$

1-47. Для лучшего охлаждения внешней поверхности полупроводникового холодильника внешняя поверхность боковых стенок камеры выполнена ребристой с вертикальными алюминиевыми ребрами (рис. 1-16). В плане камера квадратная. Ширина боковых стенок $b = 800$ мм, высота $h = 1000$ мм, высота и толщина ребер соответственно $l = 30$ мм и $\delta = 3$ мм. Каждая стенка имеет по 40 ребер.

Температура у основания ребра $t_0=30°$ С; температура окружающей среды $t_ж=20°$ С; коэффициент теплопроводности алюминия $\lambda=202$ Вт/(м·°С); коэффициент теплоотдачи от ребристой стенки к окружающему воздуху $\alpha=7$ Вт/(м²·°С)*.

Вычислить температуру на конце ребра t_l и количество теплоты, отдаваемое четырьмя боковыми стенками $Q_{р.с}$. Вычислить также количество теплоты, которое отдавалось бы в окружающую среду неоребренными стенками при тех же условиях, $Q_с$.

Ответ

$$t_l = 29,8°\ \text{С};\ Q_{р.с} = 848\ \text{Вт};\ Q_с = 223\ \text{Вт}.$$

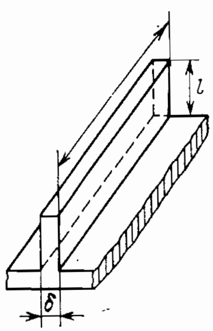


Рис. 1-16. К задаче 1-47.

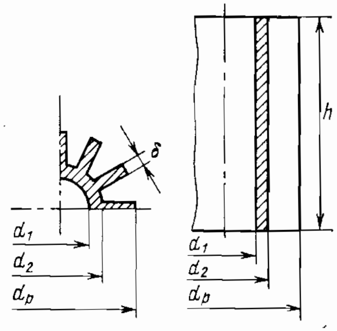


Рис. 1-17. К задаче 1-48.

1-48. Нагревательный прибор выполнен в виде вертикальной трубы с продольными стальными ребрами прямоугольного сечения (рис. 1-17). Высота трубы $h=1200$ мм; наружный диаметр трубы $d_2=60$ мм; длина ребер $l=50$ мм и толщина ребер $\delta=3$ мм. Общее число ребер $n=20$.

Температура у основания ребра $t_0=80°$ С; температура окружающего воздуха $t_ж=18°$ С. Коэффициент теплоотдачи от ребер и внешней поверхности трубы к окружающему воздуху $\alpha=9,3$ Вт/(м²·°С); коэффициент теплопроводности стенки $\lambda=55,7$ Вт/(м·°С).

Вычислить количество теплоты, отдаваемой ребристой стенкой в окружающую среду.

Ответ

Количество теплоты, отдаваемой ребрами, $Q_р=1270$ Вт. Количество теплоты, отдаваемой гладкой поверхностью между ребрами, $Q_с=88$ Вт. Всей ребристой стенкой передается $Q_{р.с}=1358$ Вт.

1-49. Водяной экономайзер системы ЦКТИ выполнен из круглых ребристых чугунных труб наружным диаметром $d=76$ мм. Диаметр ребер $D=200$ мм, их толщина $\delta=5$ мм.

Определить количество теплоты, которое будет передаваться от горячих газов к внешней поверхности одной трубы, и температуру

* При решении задачи принять коэффициент теплоотдачи от поверхности промежутков между ребрами (гладкой неоребренной поверхности) равным коэффициенту теплоотдачи от поверхности ребер.

на конце ребра, если температура газов $t_ж=400°$ С, температура у основания ребер $t_0=180°$ С, длина обогреваемой части трубы $l=3$ м и количество ребер по длине трубы $n=150$.

Коэффициент теплоотдачи от газов к ребристой поверхности $\alpha=46,5$ Вт/(м²·°С); коэффициент теплопроводности чугуна $\lambda=52,4$ Вт/(м·°С).

Ответ

Количество теплоты, передаваемой ребрами, $Q_р=50$ кВт. Количество теплоты, передаваемой гладкой поверхностью между ребрами, $Q_с=5,5$ кВт; общее количество передаваемой теплоты $Q_{р.с}=55,5$ кВт.

Решение

Если пренебречь теплоотдачей с торца ребра, то формулы для избыточной температуры конца ребра и количества теплоты, передаваемой через одно ребро, имеют вид:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 \frac{I_0(mr_2)K_1(mr_2) + I_1(mr_2)K_0(mr_2)}{I_0(mr_1)K_1(mr_2) + I_1(mr_2)K_0(mr_1)};$$

$$Q_{pi} = 2\pi r_1 \lambda \delta m \vartheta_1 \psi,$$

где

$$\psi = \frac{I_1(mr_2)K_1(mr_1) - I_1(mr_1)K_1(mr_2)}{I_0(mr_1)K_1(mr_2) + I_1(mr_2)K_0(mr_1)}.$$

В нашем случае

$$m = \sqrt{\frac{\alpha u}{\lambda f}} \approx \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}} = \sqrt{\frac{2\cdot 46,5}{52,4\cdot 0,005}} = 18,9\ 1/\text{м};$$

$$r_1 = \frac{d}{2} = \frac{76}{2} = 38\ \text{мм};\ r_2 = 100\ \text{мм};$$

$mr_1=18,9\cdot 0,038=0,719$; $mr'_2=18,9\cdot 0,1025=1,94$, где теплоотдача с торца приближенно учтена увеличением r_2 на половину толщины ребра: $r'_2=r_2+\delta/2=0,10+0,0025=0,1025$ м.

Подставляя полученные значения mr_1 и mr'_2 в выражение для избыточной температуры конца ребра, получаем:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 \frac{I_0(1,94)K_1(1,94) + I_1(1,94)K_0(1,94)}{I_0(0,719)K_1(1,94) + I_1(1,94)K_0(0,719)} =$$

$$= (400-180)\frac{2,1926\cdot 0,153 + 1,509\cdot 0,1305}{1,1336\cdot 0,153 + 1,509\cdot 0,643} = 102,5,$$

откуда температура конца ребра

$$t_l = t_ж - \vartheta_2 = 400 - 102,5 = 297,5°\ \text{С}.$$

Для определения количества теплоты, передаваемой одним ребром, подсчитываем функцию

$$\psi = \frac{I_1(1,94)K_1(0,719) - I_1(0,719)K_1(1,94)}{I_0(0,719)K_1(1,94) + I_1(1,94)K_0(0,719)} =$$

$$= \frac{1,509\cdot 1,014 - 0,3836\cdot 0,153}{1,1336\cdot 0,153 + 1,569\cdot 0,643} = 1,295$$

и

$$Q_{p1} = 2\pi \cdot 0,038 \cdot 52,4 \cdot 18,9 \cdot 0,005 \cdot 220 \cdot 1,295 = 337 \text{ Вт};$$

для 150 ребер $Q_p = nQ_{p1} = 150 \cdot 337 = 50$ кВт.

Количество теплоты, отдаваемой гладкой поверхностью между ребрами,

$$Q_c = \alpha\vartheta_1 2\pi r_1 (l - n\delta) = 46,5 \cdot 220 \cdot 2\pi \cdot 0,038 (3 - 150 \cdot 0,005) = 5,5 \text{ кВт}.$$

Общее количество передаваемой теплоты

$$Q_{p.c} = Q_p + Q_c = 50 + 5,5 = 55,5 \text{ кВт}.$$

1-50. Решить задачу 1-49 по упрощенной методике, воспользовавшись зависимостью для прямых ребер. Для решения задачи воспользоваться графиком на рис. 1-18 [13].

Ответ

$$Q_{p1} = 341 \text{ Вт}.$$

Решение

Определяем высоту прямого ребра:

$$h = r_2 - r_1 + \frac{\delta}{2} = 100 - 38 + \frac{5}{2} = 64,5 \text{ мм}.$$

Из задачи 1-49 имеем $m = 18,9$, тогда

$$mh = 18,9 \cdot 0,0645 = 1,22.$$

Определяем отношение избыточных температур конца и основания ребра:

$$\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = \frac{1}{\operatorname{ch}(mh)} = \frac{1}{\operatorname{ch}(1,22)} = 0,543;$$

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{100}{38} = 2,64.$$

Зная отношения ϑ_2/ϑ_1 и r_2/r_1, по графику на рис. 1-18 находим поправочный коэффициент $\varepsilon'' = 0,836$. Он представляет собой отношение расходов теплоты с единицы поверхности круглого и прямого ребер одинаковой толщины:

$$\varepsilon'' = \frac{q_{p1}}{q} = \frac{Q_{p1}}{F_{p1}} \frac{F}{Q}.$$

Количество теплоты, воспринимаемой прямым ребром длиной $l = 1$ м и сечением $f = \delta l = 5 \cdot 10^{-3} \cdot 1 = 0,005$ м²,

$$Q = \lambda m f \vartheta \operatorname{th}(mh) = 52,3 \cdot 18,9 \cdot 1 \cdot 0,005 \cdot 220 \cdot \operatorname{th}(1,22) = 978 \text{ Вт}.$$

Площадь поверхности такого ребра

$$F = 2hl = 0,0645 \cdot 1 \cdot 2 = 0,129 \text{ м}^2;$$

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{978}{0,129} = 7580 \text{ Вт/м}^2.$$

Площадь поверхности круглого ребра

$$F_{p1} = 2\pi (0,1^2 - 0,038^2) = 0,0537 \text{ м}^2.$$

Искомое количество теплоты, воспринимаемой круглым ребром,

$$Q_{p1} = \varepsilon'' q F_{p1} = 0,836 \cdot 7580 \cdot 0,0537 = 341 \text{ Вт}.$$

1-51. Воздухоподогреватель выполнен из элементов, состоящих из овальных чугунных труб. Ребра имеют трапециевидное сечение и расположены вдоль образующей на внутренней поверхности трубы (рис. 1-19).

Определить количество теплоты, отдаваемой с поверхности ребра трубы длиной $l = 2500$ мм. Высота ребра $h = 30$ мм, толщина ребра у поверхности трубы $\delta_1 = 3$ мм, толщина конца ребра $\delta_2 = 1$ мм. Коэффициент теплопроводности чугуна $\lambda = 52,3$ Вт/(м·°С).

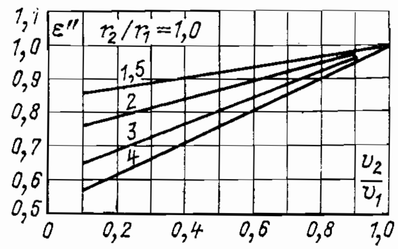


Рис. 1-18. К задаче 1-50.

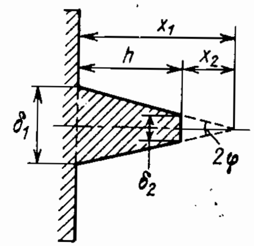


Рис. 1-19. К задаче 1-51.

Температура у основания ребра $t_0 = 450°$ С; температура воздуха $t_ж = 350°$ С. Коэффициент теплоотдачи от поверхности ребра к воздуху $\alpha = 23,3$ Вт/(м²·°С).

Определить также температуру конца ребра.

Расчет произвести по точным формулам. Учет теплоотдачи с торцов ребра учесть путем увеличения его высоты на половину толщины.

Ответ

$$Q_p = 312 \text{ Вт}; \; t_l = 435° \text{ С}.$$

Решение

Если пренебречь теплоотдачей с торца ребра, то формулы для избыточной температуры конца ребра и количества передаваемой теплоты имеют вид:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 \frac{I_0(2\sqrt{Z_2}) K_1(2\sqrt{Z_2}) + I_1(2\sqrt{Z_2}) K_0(2\sqrt{Z_2})}{I_0(2\sqrt{Z_1}) K_1(2\sqrt{Z_2}) + I_1(2\sqrt{Z_2}) K_0(2\sqrt{Z_1})};$$

$$Q_p = \psi \frac{\alpha \delta_1 l \vartheta_1}{\sqrt{Z_1} \operatorname{tg} \varphi}.$$

где

$$\psi = \frac{I_1(2\sqrt{Z_1})\,K_1(2\sqrt{Z_2}) - I_1(2\sqrt{Z_2})\,K_1(2\sqrt{Z_1})}{I_0(2\sqrt{Z_1})\,K_1(2\sqrt{Z_2}) + I_1(2\sqrt{Z_2})\,K_0(2\sqrt{Z_1})}$$

и

$$Z_1 = \frac{\alpha}{\lambda\,\mathrm{tg}\,\varphi}x_1;\quad Z_2 = \frac{\alpha}{\lambda\,\mathrm{tg}\,\varphi}x_2.$$

В рассматриваемой задаче

$$\mathrm{tg}\,\varphi = \frac{0,5\,(\delta_1 - \delta_2)}{h} = \frac{0,5\,(3-1)}{30} = \frac{1}{30};$$

$$x_1 = \frac{0,5\,\delta_1}{\mathrm{tg}\,\varphi} = 0,5\cdot 3\cdot 30 = 45\ \text{мм};$$

$$x_2 = x_1 - h = 45 - 30 = 15\ \text{мм};$$

$$Z_1 = \frac{\alpha x_1}{\lambda\,\mathrm{tg}\,\varphi} = \frac{23,3\cdot 0,045}{52,3}\cdot 30 = 0,59;$$

$$Z_2 = \frac{23,3\cdot 0,015}{52,3}\cdot 30 = 0,2;$$

$$2\sqrt{Z_1} = 2\sqrt{0,59} = 1,54;\quad 2\sqrt{Z_2} = 2\sqrt{0,2} = 0,894.$$

Подставив полученные значения в выражения для избыточной температуры конца ребра, получим:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1\frac{I_0(0,894)\,K_1(0,894) + I_1(0,894)\,K_0(0,894)}{I_0(1,54)\,K_1(0,894) + I_1(0,894)\,K_0(1,54)} =$$

$$= (450 - 350)\frac{1,2130\cdot 0,717 + 0,497\cdot 0,487}{1,7\cdot 0,717 + 0,497\cdot 0,204} = 85°\,\text{C}.$$

В этом случае температура конца ребра $t_l = 85 + 350 = 435°$ С. Для определения количества теплоты, отдаваемой ребром, подсчитываем функцию ψ:

$$\psi = \frac{I_1(1,54)\,K_1(0,894) - I_1(0,894)\,K_1(1,54)}{I_0(1,54)\,K_1(0,894) + I_1(0,894)\,K_0(1,54)} =$$

$$= \frac{1,023\cdot 0,717 - 0,497\cdot 0,263}{1,7\cdot 0,717 + 0,497\cdot 0,204} = 0,458,$$

тогда

$$Q_\text{p} = \psi\frac{\alpha\delta_1 l\vartheta_1}{\sqrt{Z_1}\,\mathrm{tg}\,\varphi} = 0,458\frac{23,3\cdot 0,003\cdot 2,5\cdot 100}{\sqrt{0,59}\cdot\frac{1}{30}} = 312\ \text{Вт}.$$

1.52. Решить задачу 1-51 по упрощенной методике расчета ребер трапециевидного сечения. Для решения задачи использовать график на рис. 1-20 [13].

Ответ

$$Q_\text{p} = 312\ \text{Вт}.$$

1-53. Электрический нагреватель выполнен из нихромовой проволоки диаметром $d = 2$ мм и длиной $l = 10$ м.

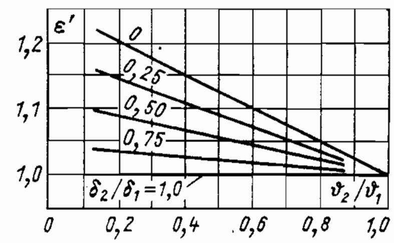


Рис. 1-20. К задаче 1-52.

Он обдувается холодным воздухом с температурой $t_\text{ж} = 20°$ С.

Вычислить тепловой поток с 1 м нагревателя, а также температуры на поверхности t_c и на оси проволоки t_0, если сила тока, проходящего через нагреватель, составляет 25 А. Удельное электрическое сопротивление нихрома $\rho = 1,1$ Ом$\times$ $\times$мм²/м; коэффициент теплопроводности нихрома $\lambda = 17,5$ Вт/(м·°С) и коэффициент теплоотдачи от поверхности нагревателя к воздуху $\alpha = 46,5$ Вт/(м²·°С).

Ответ

$$q_l = 218,5\ \text{Вт/м};$$

$$t_0 = 770°\,\text{C};\ t_\text{c} = 769°\,\text{C}.$$

Решение

Электрическое сопротивление нагревателя

$$R = \frac{\rho l}{\pi r^2} = \frac{1,1\cdot 10}{3,14\cdot 1} = 3,5\ \text{Ом}.$$

Количество теплоты, выделяемой нагревателем,

$$Q = I^2R = 25^2\cdot 3,5 = 2185\ \text{Вт}.$$

Тепловой поток на 1 м проволоки

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{2185}{10} = 218,5\ \text{Вт/м}.$$

Температура поверхности проволоки определяется из условий теплоотдачи:

$$t_\text{c} = t_\text{ж} + \frac{q_l}{\pi d\alpha} = 20 + \frac{218,5}{3,14\cdot 0,002\cdot 46,5} = 769°\,\text{C}.$$

Температура на оси проволоки определяется из условий теплопроводности при наличии внутренних источников теплоты:

$$t_0 = t_\text{c} + \frac{q_l}{4\pi\lambda} = 769 + \frac{218,5}{4\cdot 3,14\cdot 17,5} = 770°\,\text{C}.$$

1-54. По нихромовому стержню диаметром $d = 5$ мм и длиной $l = 420$ мм проходит электрический ток. Разность потенциалов на концах стержня $u = 10$ В.

На поверхности стержня кипит вода под давлением $p=5\cdot10^5$ Па.

Определить объемную производительность внутренних источников теплоты q_v, Вт/м³, плотность теплового потока на поверхности стержня q, Вт/м², тепловой поток на единицу длины стержня q_l, Вт/м, и температуры на поверхности и на оси стержня, если коэффициент теплоотдачи от поверхности стержня к кипящей воде $\alpha=44\,400$ Вт/(м²·°С). Удельное электрическое сопротивление нихрома $\rho=1{,}17$ Ом·мм²/м. Коэффициент теплопроводности нихрома $\lambda=17{,}5$ Вт/(м·°С).

Ответ

$$q_v=4{,}83\cdot10^8\ \text{Вт/м}^3;\quad q=6{,}08\cdot10^5\ \text{Вт/м}^2;$$

$$q_l=9540\ \text{Вт/м};\ t_c=164{,}7^\circ\,\text{С};\ t_0=208{,}2^\circ\,\text{С}.$$

1-55. Тепловыделяющий элемент ядерного реактора выполнен из смеси карбида урана и графита в виде цилиндрического стержня диаметром $d=12$ мм.

Объемная производительность источников теплоты $q_v=3{,}88\times10^8$ Вт/м³. Источники можно считать равномерно распределенными по объему. Теплопроводность материала стержня $\lambda=58$ Вт/(м·°С).

Определить температуру и плотность теплового потока на поверхности тепловыделяющего элемента, если его максимальная температура 2000° С.

Ответ

$$t_c=1940^\circ\,\text{С};\ q=1{,}16\cdot10^6\ \text{Вт/м}^2.$$

1-56. Длительно допустимая нагрузка для стальных шин прямоугольного сечения 100×3 мм, установленных на ребро, не должна превышать 300 А. Максимальная температура шины при температуре окружающего воздуха $t_ж=25^\circ$ С должна быть не выше $t_0=70^\circ$ С.

Вычислить температуру на поверхности шины и определить, каким должен быть коэффициент теплоотдачи с ее поверхности, чтобы температура шины не превышала максимально допустимого значения ($t_0=70^\circ$ С).

Коэффициент теплопроводности стали $\lambda=64$ Вт/(м·°С). Удельное электрическое сопротивление стали $\rho=0{,}13$ Ом·мм²/м.

Ответ

$$t_c\approx t_0=70^\circ\,\text{С};\ \alpha=4{,}3\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

1-57. По электрическому нагревателю, выполненному из константановой ленты сечением 1×6 мм и длиной 1 м, протекает электрический ток 20 А. Падение напряжения на концах нагревателя 200 В.

Определить температуры поверхности ленты и середины по ее толщине, если коэффициент теплоотдачи на поверхности нагревателя $\alpha=1000$ Вт/(м²·°С), температура среды $t_ж=100^\circ$ С и коэффициент теплопроводности константана $\lambda=20$ Вт/(м·°С).

Ответ

$$t_c=433^\circ\,\text{С};\quad t_0=437^\circ\,\text{С}.$$

1-58. Трубка из нержавеющей стали внутренним диаметром $d_1=7{,}6$ мм и наружным диаметром $d_2=8$ мм обогревается электрическим током путем непосредственного включения в электрическую цепь.

Вся теплота, выделяемая в стенке трубки, отводится через внутреннюю поверхность трубки.

Вычислить объемную производительность источников теплоты и перепад температур в стенке трубки, если по трубке пропускается ток $I=250$ А.

Удельное электрическое сопротивление и коэффициент теплопроводности стали равны соответственно $\rho=0{,}85$ Ом·мм²/м, $\lambda=18{,}6$ Вт/(м·°С).

Ответ

$$q_v=2{,}22\cdot10^9\ \text{Вт/м}^3;\ t_{c2}-t_{c1}\approx2{,}4^\circ\,\text{С}.$$

Решение

Электрическое сопротивление на единицу длины трубки

$$R_l=\frac{\rho}{\pi\left(r_2^2-r_1^2\right)}=\frac{0{,}85}{3{,}14\,(4^2-3{,}8^2)}=0{,}174\ \text{Ом/м}.$$

Тепловой поток на единицу длины

$$q_l=I^2R_l=250^2\cdot0{,}174=10\,870\ \text{Вт/м}.$$

Объемная производительность внутренних источников теплоты

$$q_v=\frac{q_l}{\pi\left(r_2^2-r_1^2\right)}=\frac{10\,870}{3{,}14\,(4^2-3{,}8^2)\cdot10^{-6}}=2{,}22\cdot10^9\ \text{Вт/м}^3.$$

Перепад температур в стенке трубки

$$t_{c2}-t_{c1}=\frac{q_l r_2^2}{4\pi\lambda\left(r_2^2-r_1^2\right)}\left[2\ln\frac{r_2}{r_1}+\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2-1\right]=$$

$$=\frac{q_v r_2^2}{4\lambda}\left[2\ln\frac{r_2}{r_1}+\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2-1\right]=$$

$$=\frac{2{,}22\cdot10^9\cdot0{,}004^2}{4\cdot18{,}6}\left[2\cdot2{,}3\lg\frac{4}{3{,}8}+\left(\frac{3{,}8}{4}\right)^2-1\right]\approx2{,}4^\circ\,\text{С}.$$

1-59. Трубка из нержавеющей стали обогревается электрическим током путем непосредственного включения в электрическую цепь. Длина трубки $l=500$ мм, наружный и внутренний диаметры равны соответственно $d_2=12{,}4$ мм и $d_1=12$ мм.

Вся теплота, выделяемая в стенке трубки, отводится через внешнюю поверхность трубки.

Определить перепад температур в стенке и силу тока, пропускаемого по трубке, если тепловой поток, отводимый от внешней поверхности трубки, $Q=14$ кВт.

Удельное электрическое сопротивление и коэффициент теплопроводности материала трубки равны соответственно $\rho=0{,}85$ Ом×мм²/м и $\lambda=18{,}6$ Вт/(м·°С).

Ответ

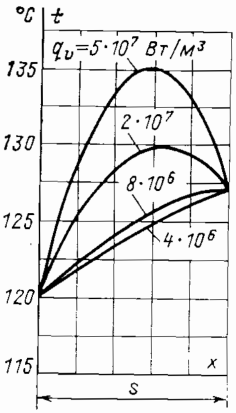
$$t_{c1}-t_{c2}=4{,}0^\circ\,\text{С};\ I=502\ \text{А}.$$

1-60. Пластина с равномерно распределенными внутренними источниками теплоты симметрично охлаждается с обеих поверхностей. Температура охлаждающей жидкости равна $t_ж$. В этих условиях температуры на поверхностях $t_{c1}=t_{c2}=t_c$, а максимальная температура в середине пластины равна t_0.

Определить, чему будут равны температуры t_{c1} и t_{c2} на поверхностях пластины, если прекратится отвод теплоты через одну из поверхностей ($q_{c2}=0$).

Ответ

$$t_{c1}=t_ж+2(t_c-t_ж)=2t_c-t_ж;$$
$$t_{c2}=t_ж+4t_0-2(t_c+t_ж)=4t_0-(2t_c+t_ж).$$



1-61. В пластине толщиной $s=6$ мм, выполненной из материала с коэффициентом теплопроводности $\lambda=20$ Вт/(м·°C), действуют равномерно распределенные внутренние источники теплоты q_v. Температуры на поверхностях пластины соответственно равны $t_{c1}=120°$ C и $t_{c2}=127{,}2°$ C.

Определить относительную координату x_0/s и значение максимальной температуры в пластине t_0, а также плотности теплового потока на поверхностях пластины q_{c1} и q_{c2}, если

$$q_v=5\cdot10^7;\quad 2\cdot10^7;\quad 8\cdot10^6 \text{ и } 4\cdot10^6 \text{ Вт/м}^3.$$

Рис. 1-21. К задаче 1-61.

Ответ

При $q_v=5\cdot10^7$ Вт/м³

$x_0/s=0{,}58;$ $t_0\approx135°$ C; $q_{c2}=1{,}26\cdot10^5$ и $q_{c1}=1{,}74\cdot10^5$ Вт/м².

При $q_v=2\cdot10^7$ Вт/м³

$x_0/s=0{,}7;$ $t_0\approx130°$ C; $q_{c2}=3{,}6\cdot10^4$ и $q_{c1}=8{,}4\cdot10^4$ Вт/м².

При $q_v=8\cdot10^6$ Вт/м³

$x_0/s=1{,}0;$ $t_0=t_{c2}=127{,}2°$C, $q_{c2}=0$, а $q_{c1}=q_v s=$ $=4{,}8\cdot10^4$ Вт/м².

При $q_v=4\cdot10^6$ Вт/м³

$x_0/s=1{,}5;$ $q_{c2}=-1{,}2\cdot10^4$ Вт/м² и $q_{c1}=3{,}6\cdot10^4$ Вт/м².

Характер распределений температур приведен на рис. 1-21.

Решение

Если расположить начало координат так, как показано на рис. 1-21, уравнение температурного поля в пластине имеет вид:

$$t-t_{c1}=\frac{q_v x}{2\lambda}(2x_0-x),$$

где

$$\frac{x_0}{s}=\frac{1}{2}+\frac{\lambda}{q_v s^2}(t_{c2}-t_{c1}),$$

а максимальная температура

$$t_0=t_{c1}+\frac{q_v x_0^2}{2\lambda}.$$

При $q_v=5\cdot10^7$ Вт/м³

$$\frac{x_0}{s}=\frac{1}{2}+\frac{20}{5\cdot10^7(6\cdot10^{-3})^2}(127{,}2-120)=0{,}58;$$

$$x_0=0{,}58s=0{,}58\cdot6=3{,}48 \text{ мм};$$

$$t_0=120+\frac{5\cdot10^7(3{,}48\cdot10^{-3})^2}{2\cdot20}\approx135° \text{ C};$$

$$q_{c1}=q_v x_0=5\cdot10^7\cdot3{,}48\cdot10^{-3}=1{,}74\cdot10^5 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_{c2}=q_v(s-x_0)=5\cdot10^7(6-3{,}48)\cdot10^{-3}=1{,}26\cdot10^5 \text{ Вт/м}^2.$$

Для других значений q_v расчеты проводятся аналогичным образом.

При $q_v=8\cdot10^6$ Вт/м³ $x_0/s=1$, т. е. максимум температур располагается на поверхности пластины с температурой $t_0=t_{c2}=$ $=127{,}2°$ C, $q_{c2}=0$ и вся теплота, выделяемая в пластине, отводится через другую поверхность: $q_{c1}=q_v x_0=q_v s$.

При $q_v=4\cdot10^6$ Вт/м³ температура имеет фиктивный максимум вне пластины ($x_0>s$) и теплота к одной из поверхностей пластины подводится извне, т. е. происходит передача теплоты через стенку: $q_{c2}=q_v(s-x_0)=-1{,}2\cdot10^4$ Вт/м². Через другую поверхность отводится $q_{c1}=q_v x_0=q_v s+|q_2|=2{,}4\cdot10^4+1{,}2\cdot10^4$ Вт/м².

Распределения температур приведены на рис. 1-21.

1-62. Определить значение t_0 и координату x_0 максимальной температуры в пластине с равномерно распределенными внутренними источниками теплоты $q_v=8\cdot10^6$ Вт/м³. Толщина пластины $s=$ $=10$ мм, коэффициент теплопроводности материала пластины $\lambda=$ $=20$ Вт/(м·°C). Температуры на поверхностях пластины равны соответственно $t_{c1}=80°$ C и $t_{c2}=86°$ C.

Ответ

$t_0\approx88{,}5°$ C, отсчитанная от поверхности с температурой t_{c1} координата $x_0=6{,}5$ мм.

1-63. В пластине толщиной $s=5$ мм действуют равномерно распределенные внутренние источники теплоты $q_v=2{,}7\cdot10^7$ Вт/м³. Коэффициент теплопроводности материала пластины $\lambda=25$ Вт/(м·°C). Коэффициенты теплоотдачи от поверхностей пластины к обтекающей их жидкости $\alpha_1=3000$ Вт/(м²·°C) и $\alpha_2=1500$ Вт/(м²·°C), а температуры жидкости соответственно равны $t_{ж1}=130°$ C и $t_{ж2}=140°$ C.

Определить координату и значение максимальной температуры в пластине x_0 и t_0, а также температуры на поверхностях пластины t_{c1} и t_{c2}.

Ответ

$$x_0=3{,}5 \text{ мм};\quad t_0=168{,}1° \text{ C};\quad t_{c1}=161{,}5° \text{ C};\quad t_{c2}=167° \text{ C}.$$

Решение

Относительная координата максимальной температуры в пластине при $q_v=\mathrm{const}$, $\lambda=\mathrm{const}$, несимметричном температурном поле и граничных условиях третьего рода

$$\frac{x_0}{s}=\frac{\dfrac{1}{2}+\dfrac{\lambda}{q_v s^2}(t_{ж2}-t_{ж1})+\dfrac{\lambda}{\alpha_2 s}}{1+\dfrac{\lambda}{s}\left(\dfrac{1}{\alpha_1}+\dfrac{1}{\alpha_2}\right)},$$

где x_0 отсчитывается от поверхности, обтекаемой жидкостью с температурой $t_{ж1}$.

В рассматриваемом случае

$$\frac{x_0}{s}=\frac{\dfrac{1}{2}+\dfrac{25}{2,7\cdot10^7(5\cdot10^{-3})^2}(140-130)+\dfrac{25}{1,5\cdot10^3\cdot5\cdot10^{-3}}}{1+\dfrac{25}{5\cdot10^{-3}}\left(\dfrac{1}{3\cdot10^3}+\dfrac{1}{1,5\cdot10^3}\right)}=$$

$$=0,7;$$

$$x_0=0,7\cdot5=3,5\ \text{мм}.$$

Температуры на поверхностях пластины

$$t_{c1}=t_{ж1}+\frac{q_{c1}}{\alpha_1}=t_{ж1}+\frac{q_v x_0}{\alpha_1}=130+\frac{2,7\cdot10^7\cdot3,5\cdot10^{-3}}{3\cdot10^3}=$$

$$=161,5^\circ\,\text{C};$$

$$t_{c2}=t_{ж2}+\frac{q_{c2}}{\alpha_2}=t_{ж2}+\frac{q_v(s-x_0)}{\alpha_2}=$$

$$=140+\frac{2,7\cdot10^7(5-3,5)\cdot10^{-3}}{1,5\cdot10^3}=167^\circ\,\text{C}.$$

Максимальная температура

$$t_0=t_{c1}+q_{c1}\frac{x_0}{2\lambda}=t_{c1}+\frac{q_v x_0^2}{2\lambda}=$$

$$=161,5+\frac{2,7\cdot10^7(3,5\cdot10^{-3})^2}{2\cdot25}=168,1^\circ\,\text{C}.$$

1-64. Пластина с равномерно распределенными внутренними источниками теплоты q_v, Вт/м³, обтекается с двух сторон жидкостью. Толщина пластины s, м, коэффициент теплопроводности ее материала λ, Вт/(м·°С). Температура жидкости со стороны одной из поверхностей равна $t_{ж1}$, °С, и коэффициент теплоотдачи от этой поверхности к жидкости равен α_1, Вт/(м²·°С).

Определить значение температуры жидкости со стороны другой поверхности $t_{ж2}$, при которой тепловой поток через эту поверхность будет равен нулю ($q_{c2}=0$).

Ответ

$$t_{ж2}=t_{ж1}+q_v s\left(\frac{s}{2\lambda}+\frac{1}{\alpha_1}\right).$$

1-65. Пластина с равномерно распределенными внутренними источниками теплоты, равными q_v, Вт/м³, обтекается с обеих сторон жидкостью. Коэффициенты теплоотдачи от поверхностей пластины к жидкости и температуры жидкости равны соответственно α_1 и α_2, Вт/(м²·°С), $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$, °С. Толщина пластины s, м, коэффициент теплопроводности ее материала λ, Вт/(м·°С).

а) Определить соотношение между разностью температур $t_{ж2}-t_{ж1}$ и коэффициентами теплоотдачи α_1 и α_2 для случая, когда максимум температуры находится в середине пластины: $x_0/s=1/2$.

б) Определить, чему равна разность $t_{ж2}-t_{ж1}$ при $x_0/s=1/2$, если $\alpha_2=2\alpha_1$.

в) Найти выражение для x_0/s при равенстве температур $t_{ж2}=t_{ж1}$ и $\alpha_2=2\alpha_1$.

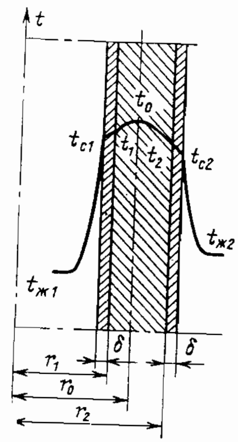


Рис. 1-22. К задаче 1-66.

Ответ

а) $$t_{ж2}-t_{ж1}=\frac{q_v s}{2}\left(\frac{1}{\alpha_1}-\frac{1}{\alpha_2}\right);$$

б) $$t_{ж2}-t_{ж1}=\frac{q_v s}{4\alpha_1};$$

в) $$\frac{x_0}{s}=\frac{\alpha_1 s+\lambda}{2\alpha_1 s+3\lambda}.$$

1-66. Рассчитать распределение температуры в поперечном сечении тепловыделяющего элемента (твэла), имеющего форму длинного полого цилиндра (рис. 1-22) с внутренним диаметром $d_1=16$ мм и наружным диаметром $d_2=26$ мм, выполненного из урана [$\lambda=31$ Вт/(м·°С)]. Обе поверхности твэла покрыты плотно прилегающими оболочками из нержавеющей стали [$\lambda_{об}=21$ Вт/(м·°С)] толщиной $\delta=0,5$ мм. Объемную плотность тепловыделения в уране принять равномерной по сечению и равной $q_v=5\cdot10^7$ Вт/м³.

Твэл охлаждается двуокисью углерода (CO_2), движущейся по внутреннему и внешнему каналам. Среднемассовая температура CO_2 во внутреннем канале $t_{ж1}=200^\circ$ С и во внешнем канале $t_{ж2}=240^\circ$ С. Коэффициенты теплоотдачи от поверхностей оболочек к газу соответственно равны $\alpha_1=520$ Вт/(м²·°С) и $\alpha_2=560$ Вт/(м²·°С).

В результате расчета определить максимальную температуру твэла t_0, температуры на поверхностях оболочек t_{c1} и t_{c2} и на поверхностях урана t_1 и t_2.

Ответ

$t_0=463°$ C; $t_{c1}=457°$ C; $t_{c2}=455°$ C; $t_1=459°$ C; $t_2=458°$ C. Распределение температуры показано на рис. 1-22.

Решение

Для расчета распределения температур необходимо найти радиус нейтрального сечения r_0. Так как значение r_0 зависит от интенсивности отвода теплоты с поверхностей урана, а известны α_1 и α_2 с поверхностей оболочек, то вначале определяем значения эффективных коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{эф\,1}$ и $\alpha_{эф\,2}$, учитывающие термические сопротивления оболочек:

$$\frac{1}{\alpha_{эф1} d_1}=\frac{1}{\alpha_1 (d_1-2\delta)}+\frac{1}{2\lambda_{об}}\ln\frac{d_1}{(d_1-2\delta)}=$$

$$=\frac{1}{520\,(16-1)\cdot 10^{-3}}+\frac{1}{2\cdot 21}\ln\frac{16}{16-1}=0,1298;$$

$$\alpha_{эф1}=\frac{1}{0,1298\cdot 16\cdot 10^{-3}}=482 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$\frac{1}{\alpha_{эф2}}=\frac{d_2}{\alpha_2 (d_2+2\delta)}+\frac{d_2}{2\lambda_{об}}\ln\frac{d_2+2\delta}{d_2}=$$

$$=\frac{26\cdot 10^{-3}}{560\,(26+1)\cdot 10^{-3}}+\frac{26\cdot 10^{-3}}{2\cdot 21}\ln\frac{26+1}{26}=1,747\cdot 10^{-3};$$

$$\alpha_{эф2}=\frac{1}{1,747\cdot 10^{-3}}=573 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Значение радиуса нейтрального сечения

$$r_0=\sqrt{\frac{(t_{ж2}-t_{ж1})+\frac{q_v}{2}\left[\frac{r_1}{\alpha_{эф1}}+\frac{r_2}{\alpha_{эф2}}+\frac{1}{2\lambda}\left(r_2^2-r_1^2\right)\right]}{\frac{q_v}{2}\left(\frac{1}{\alpha_{эф1} r_1}+\frac{1}{\alpha_{эф2} r_2}+\frac{1}{\lambda}\ln\frac{r_2}{r_1}\right)}}=$$

$$=\sqrt{\frac{(240-220)+2,5\cdot 10^7\left[\frac{8\cdot 10^{-3}}{482}+\frac{13\cdot 10^{-3}}{573}+\frac{1}{2\cdot 31}(13^2-8^2)\,10^{-6}\right]}{2,5\cdot 10^7\left(\frac{1}{482\cdot 8\cdot 10^{-3}}+\frac{1}{573\cdot 13\cdot 10^{-3}}+\frac{1}{31}\ln\frac{13}{8}\right)}}=10^{-3}\sqrt{103,9}=10,2\cdot 10^{-3}\text{ м}.$$

Плотность теплового потока на внутренней поверхности урана определяем из соотношения

$$q_1 2\pi r_1=q_v\pi\left(r_0^2-r_1^2\right),$$

$$q_1=\frac{q_v r_1}{2}\left(\frac{r_0^2}{r_1^2}-1\right)=\frac{5\cdot 10^7\cdot 8\cdot 10^{-3}}{2}\left(\frac{10,2^2}{8^2}-1\right)=$$

$$=1,25\cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура на внутренней поверхности урана

$$t_1=t_{ж1}+\frac{q_1}{\alpha_{эф1}}=200+\frac{1,25\cdot 10^5}{482}=200+259=459°\text{ C}.$$

Плотность теплового потока на внутренней поверхности оболочки

$$q_{c1}=q_1\frac{d_1}{d_1-2\delta}=1,25\cdot 10^5\frac{16}{15}=1,335\cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура на внутренней поверхности оболочки

$$t_{c1}=t_{ж1}+\frac{q_{c1}}{\alpha_1}=200+\frac{1,335\cdot 10^5}{520}=200+257=457°\text{ C}.$$

Плотности теплового потока q_2 и q_{c2} и температуры t_2 и t_{c2} на внешней поверхности твэла определяем аналогичным образом:

$$q_2=\frac{q_v r_2}{2}\left(1-\frac{r_0^2}{r_2^2}\right)=\frac{5\cdot 10^7\cdot 13\cdot 10^{-3}}{2}\left(1-\frac{10,2^2}{13^2}\right)=$$

$$=1,25\cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2;$$

$$t_2=t_{ж2}+\frac{q_2}{\alpha_{эф2}}=240+\frac{1,25\cdot 10^5}{573}=240+218=458°\text{ C};$$

$$q_{c2}=q_2\frac{d_2}{d_2+2\delta}=1,25\cdot 10^5\frac{26}{27}=1,205\cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2;$$

$$t_{c2}=t_{ж2}+\frac{q_{c2}}{\alpha_2}=240+\frac{1,205\cdot 10^5}{560}=240+215=455°\text{ C}.$$

Распределение температуры по сечению твэла определяется уравнением

$$t=t_1+\frac{q_v}{4\lambda}\left[2r_0^2\ln\frac{r}{r_1}-\left(r^2-r_1^2\right)\right],$$

а максимальная температура находится из условия: при $r=r_0$ $t=t_0$ и, следовательно,

$$t_0=t_1+\frac{q_v}{4\lambda}\left[2r_0^2\ln\frac{r_0}{r_1}-\left(r_0^2-r_1\right)\right]=$$

$$=459+\frac{5\cdot 10^7}{4\cdot 31}\left[2\cdot 10,2^2\ln\frac{10,2}{8}-(10,2^2-8^2)\right]10^{-6}=$$

$$=459+4,2\approx 463°\text{ C}.$$

Распределение температуры показано на рис. 1-22.

1-67. Определить максимальную температуру твэла при условиях задачи 1-66, если а) внутренний канал по какой-либо причине перестал охлаждаться; б) внешний канал перестал охлаждаться.

Ответ

а) $t_1=t_0\approx 610°$ С; б) $t_2=t_0\approx 904°$ С, что недопустимо ни для урана, ни для оболочки.

Решение

а) Если внутренний канал перестал охлаждаться, то $q_1=0$ и максимальная температура будет при $r_0=r_1$. В этих условиях

$$q_2=\frac{q_v r_2}{2}\left(1-\frac{r_1^2}{r_2^2}\right)=\frac{5\cdot 10^7\cdot 13\cdot 10^{-3}}{2}\left(1-\frac{8^2}{13^2}\right)=$$

$$=2{,}02\cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2;$$

$$t_2=t_{ж2}+\frac{q_2}{\alpha_{эф2}}=240+\frac{2{,}02\cdot 10^5}{573}=240+353=593° \text{ С};$$

$$t_0=t_1=t_2+\frac{q_v}{4\lambda}\left[\left(r_2^2-r_1^2\right)-2r_1^2\ln\frac{r_2}{r_1}\right]=$$

$$=593+\frac{5\cdot 10^7}{4\cdot 31}\left[(13^2-8^2)-2\cdot 8^2\ln\frac{13}{8}\right]10^{-6}=593+17{,}4\approx 610° \text{ С}$$

б) Если внешний канал перестал охлаждаться, то $q_2=0$ и $r_0=$ $=r_2$, тогда

$$q_1=\frac{q_v r_1}{2}\left(\frac{r_2^2}{r_1^2}-1\right)=\frac{5\cdot 10^7\cdot 8\cdot 10^{-3}}{2}\left(\frac{13^2}{8^2}-1\right)=$$

$$=3{,}28\cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2;$$

$$t_1=t_{ж1}+\frac{q_1}{\alpha_{эф1}}=200+\frac{3{,}28\cdot 10^5}{482}=200+680=880° \text{ С};$$

$$t_0=t_2=t_1+\frac{q_v}{4\lambda}\left[2r_2^2\ln\frac{r_2}{r_1}-\left(r_2^2-r_1^2\right)\right]=$$

$$=880+\frac{5\cdot 10^7}{4\cdot 31}\left[2\cdot 13^2\ln\frac{13}{8}-(13^2-8^2)\right]10^{-6}=880+23{,}8\approx$$

$$\approx 904° \text{ С}.$$

1-68. Тепловыделяющий элемент, имеющий форму полого цилиндра с внутренним диаметром $d_1=14$ мм и наружным диаметром $d_2=24$ мм, выполнен из урана [$\lambda=31$ Вт/(м·°С)]. Обе поверхности твэла покрыты плотно прилегающими оболочками из нержавеющей стали [$\lambda_{об}=21$ Вт/(м·°С)] толщиной 0,5 мм. Объемную плотность тепловыделения в уране принять равномерной по сечению и равной $q_v=2\cdot 10^8$ Вт/м³.

Твэл охлаждается водой, движущейся по внутреннему и внешнему каналам. Среднемассовая температура воды во внутреннем канале $t_{ж1}=200°$ С и во внешнем канале $t_{ж2}=220°$ С. Коэффициенты теплоотдачи от поверхностей оболочек к воде соответственно равны: $\alpha_1=8200$ Вт/(м²·°С) и $\alpha_2=7800$ Вт/(м²·°С).

Определить максимальную температуру в поперечном сечении твэла t_0, плотности теплового потока и температуры на поверхностях оболочек q_{c1}, q_{c2}, t_{c1} и t_{c2} и на поверхностях урана q_1, q_2, t_1 и t_2.

Ответ

$$t_0=308° \text{ С};\quad q_{c1}=6{,}05\cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2;\quad q_{c2}=4{,}44\cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2;$$

$$t_{c1}\approx 274° \text{ С};\quad t_{c2}\approx 277° \text{ С};\quad q_1=5{,}62\cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2=4{,}63\cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2;\quad t_1\approx 287° \text{ С};\quad t_2\approx 288° \text{ С}.$$

1-69. Определить максимальную температуру твэла в условиях задачи 1-68, если внутренний канал по какой-либо причине перестал охлаждаться.

Ответ

$$t_1=t_0=404° \text{ С}.$$

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

2-1. Резиновая пластина толщиной $2\delta=20$ мм, нагретая до температуры $t_0=140°$ С, помещена в воздушную среду с температурой $t_ж=15°$ С.

Определить температуры в середине и на поверхности пластины через $\tau=20$ мин после начала охлаждения.

Коэффициент теплопроводности резины $\lambda=0{,}175$ Вт/(м·°С). Коэффициент температуропроводности резины $a=0{,}833\cdot 10^{-7}$ м²/с.

Коэффициент теплоотдачи от поверхности пластины к окружающему воздуху $\alpha=65$ Вт/(м²·°С).

Ответ

$$t_{x=0}=47{,}5° \text{ С};\quad t_{x=\delta}=25{,}4° \text{ С}.$$

Решение

Температуры в середине и на поверхности безграничной пластины при охлаждении (нагревании) в среде с постоянной температурой можно определить с помощью графиков $\Theta_{x=0}=f_1$ (Bi, Fo) (рис. 2-1) и $\Theta_{x=\delta}=f_2$ (Bi, Fo) (рис. 2-2).

В рассматриваемом случае

$$\text{Bi}=\frac{\alpha\delta}{\lambda}=\frac{65\cdot 0{,}01}{0{,}175}=3{,}73;$$

$$\text{Fo}=\frac{a\tau}{\delta^2}=\frac{0{,}833\cdot 10^{-7}\cdot 1200}{(0{,}01)^2}=1{,}0.$$

При этих значениях критериев Bi и Fo по графику на рис. 2-1 находим $\Theta_{x=0}=0{,}26$ и по графику на рис. 2-2 $\Theta_{x=\delta}=0{,}083$.

Безразмерная температура

$$\Theta=\frac{t-t_ж}{t_0-t_ж},$$

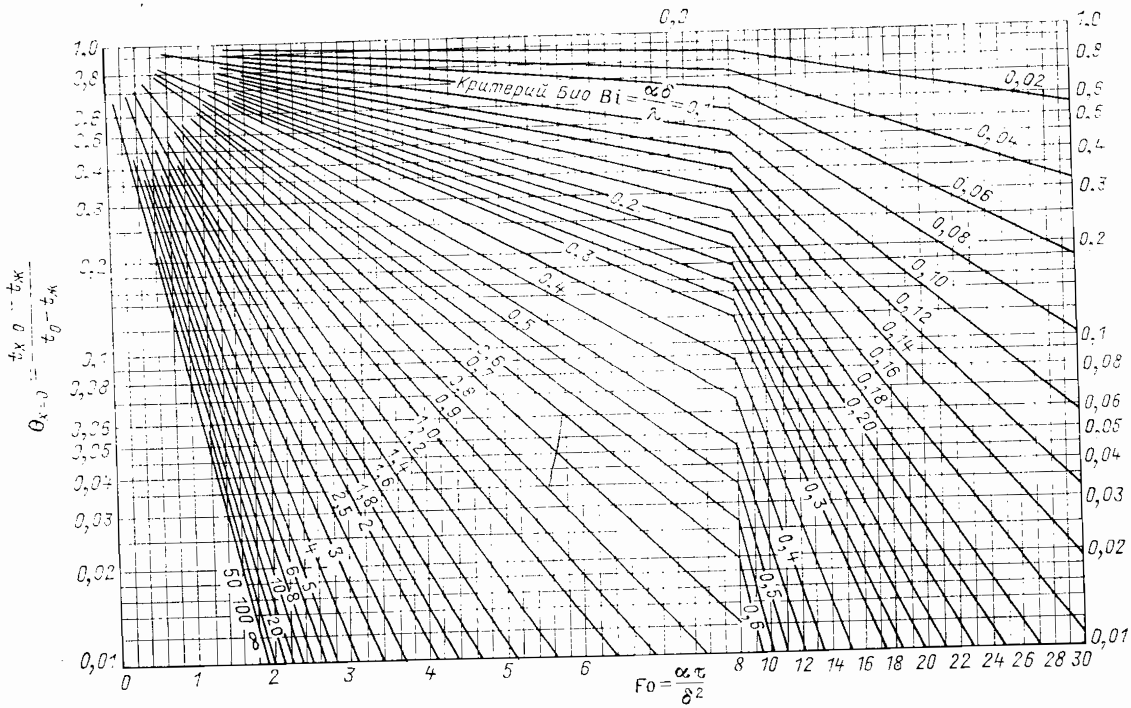


Рис. 2-1. Зависимость $\Theta = f_1(Fo, Bi)$ для середины тонкой пластины [24].

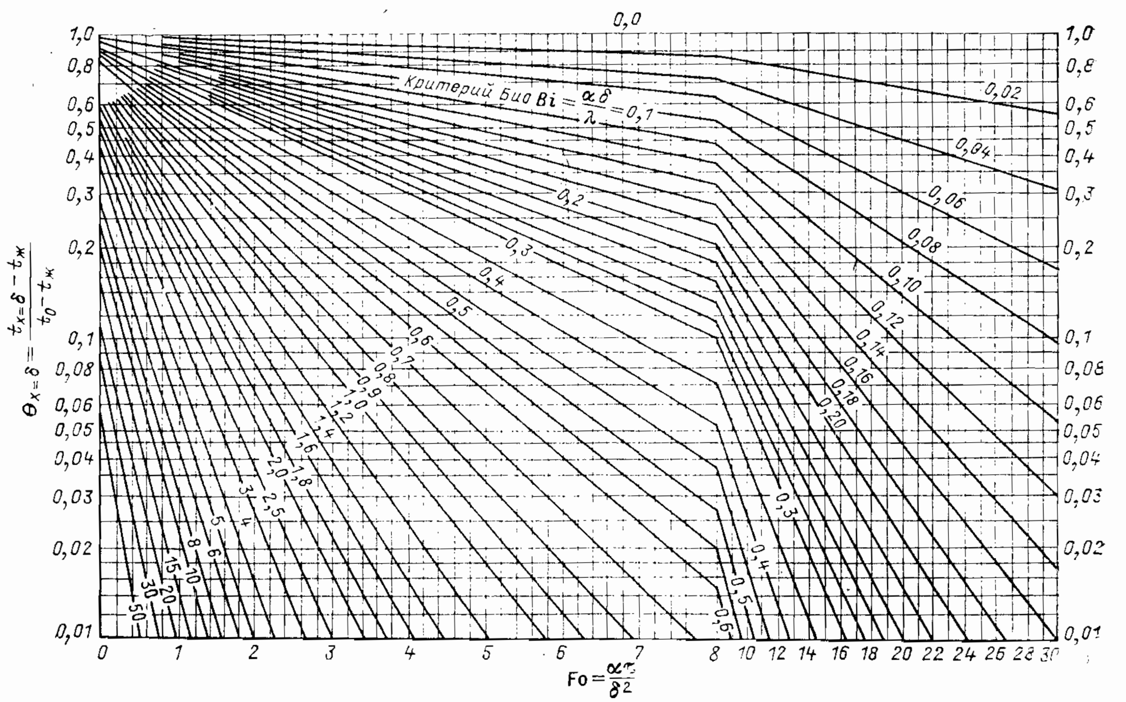


Рис. 2-2. Зависимость $\Theta = f_2(Fo, Bi)$ для поверхности тонкой пластины [24].

следовательно,

$$t_{x=0} = t_{ж} + \Theta_{x=0}(t_0 - t_{ж}) = 15 + 0,26\,(140 - 15) = 47,5^\circ\,\mathrm{C}$$

и

$$t_{x=\delta} = t_{ж} + \Theta_{x=\delta}(t_0 - t_{ж}) = 15 + 0,083\,(140 - 15) = 25,4^\circ\,\mathrm{C}.$$

2-2. Для условий задачи 2-1 определить температуру на расстоянии $x=\delta/2=5$ мм от середины пластины. Определить также безразмерные температуры в середине и на поверхности пластины расчетным путем и сравнить результаты расчета со значениями $\Theta_{x=0}$ и $\Theta_{x=\delta}$, полученными в задаче 2-1.

Ответ

$$t_{x=\delta/2} = 41^\circ\,\mathrm{C};\quad \Theta_{x=0} = 0,257;\quad \Theta_{x=\delta} = 0,082.$$

Решение

Безразмерная температура неограниченной пластины при охлаждении в среде с постоянной температурой выражается уравнением

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2\sin\varepsilon_n}{\varepsilon_n + \sin\varepsilon_n \cos\varepsilon_n} \cos\left(\varepsilon_n \frac{x}{\delta}\right) \exp\left(-\varepsilon_n^2\,\mathrm{Fo}\right). \qquad (2\text{-}1)$$

Так как в рассматриваемом случае критерий $\mathrm{Fo}=1>0,3$ (см. задачу 2-1), то можно ограничиться первым членом ряда, тогда

$$\Theta = N\exp\left(-\varepsilon_1^2\,\mathrm{Fo}\right)\cos\left(\varepsilon_1 \frac{x}{\delta}\right)$$

и безразмерные температуры в середине и на поверхности пластины будут соответственно равны:

$$\Theta_{x=0} = N\exp\left(-\varepsilon_1^2\,\mathrm{Fo}\right);$$

$$\Theta_{x=\delta} = P\exp\left(-\varepsilon_1^2\,\mathrm{Fo}\right).$$

Значения величин N, P, ε_1 и ε_1^2 в зависимости от Bi приведены в табл. 2-1.

В рассматриваемом случае при $\mathrm{Bi}=3,73$ из табл. 2-1 находим: $N=1,224$; $P=0,390$; $\varepsilon_1=1,248$; $\varepsilon_1^2=1,56$. Следовательно, при $\mathrm{Fo}=1$

$$\Theta_{x=\frac{\delta}{2}} = 1,224\cos\left(\frac{1,248}{2}\right)\exp(-1,56) = 0,208;$$

$$t_{x=\frac{\delta}{2}} = t_{ж} + \Theta_{x=\frac{\delta}{2}}(t_0 - t_{ж}) = 15 + 0,208\cdot 125 = 41^\circ\,\mathrm{C};$$

$$\Theta_{x=0} = 1,224\exp(-1,56) = 0,257;$$

$$\Theta_{x=\delta} = 0,390\exp(-1,56) = 0,082.$$

2-3. Определить промежуток времени, по истечении которого лист стали, прогретый до температуры $t_0=500^\circ$ C, будучи помещен в воздушную среду, температура которой $t_{ж}=20^\circ$ C, примет темпе-

Таблица 2-1

Коэффициенты для расчета охлаждения (нагревания) пластины толщиной 2δ [24]

$\mathrm{Bi}=\frac{\alpha\delta}{\lambda}$	ε_1	ε_1^2	P	N	$\mathrm{Bi}=\frac{\alpha\delta}{\lambda}$	ε_1	ε_1^2	P	N	$\mathrm{Bi}=\frac{\alpha\delta}{\lambda}$	ε_1	ε_1^2	P	N
0,00	0,0000	0,0000	1,000	1,000	0,55	0,6800	0,462	0,836	1,076	6,0	1,3496	1,82	0,273	1,248
0,01	0,0998	0,0100	0,997	1,002	0,60	0,7051	0,497	0,823	1,081	7,0	1,3766	1,90	0,241	1,254
0,02	0,1410	0,0199	0,993	1,003	0,70	0,7506	0,564	0,798	1,092	8,0	1,3978	1,95	0,216	1,257
0,04	0,1987	0,0397	0,987	1,006	0,80	0,7910	0,626	0,774	1,102	9,0	1,4149	2,00	0,196	1,260
0,06	0,2425	0,0584	0,981	1,010	0,90	0,8274	0,684	0,751	1,111	10	1,4289	2,04	0,180	1,262
0,08	0,2791	0,0778	0,974	1,013	1,00	0,8603	0,740	0,729	1,119	12	1,4420	2,08	0,152	1,265
0,10	0,3111	0,0968	0,967	1,016	1,20	0,9171	0,841	0,689	1,134	14	1,4560	2,12	0,132	1,267
0,12	0,3397	0,1154	0,960	1,020	1,40	0,9649	0,931	0,653	1,148	16	1,4700	2,16	0,116	1,268
0,14	0,3656	0,1337	0,954	1,023	1,60	1,0008	1,016	0,619	1,159	18	1,4830	2,20	0,104	1,269
0,16	0,3896	0,1518	0,948	1,026	1,80	1,0440	1,090	0,587	1,169	20	1,4961	2,24	0,094	1,270
0,18	0,4119	0,1697	0,942	1,029	2,00	1,0769	1,160	0,559	1,179	25	1,5070	2,27	0,076	1,271
0,20	0,4328	0,1874	0,936	1,031	2,2	1,1054	1,222	0,535	1,186	30	1,5200	2,30	0,065	1,271
0,22	0,4525	0,2048	0,930	1,034	2,4	1,1300	1,277	0,510	1,193	35	1,5260	2,33	0,056	1,272
0,24	0,4712	0,2220	0,924	1,037	2,6	1,1541	1,332	0,488	1,200	40	1,5325	2,35	0,050	1,272
0,26	0,4889	0,2390	0,918	1,040	2,8	1,1747	1,380	0,468	1,205	50	1,5400	2,37	0,040	1,272
0,28	0,5058	0,2558	0,912	1,042	3,0	1,1925	1,420	0,448	1,210	60	1,5451	2,39	0,0333	1,273
0,30	0,5218	0,2723	0,906	1,045	3,5	1,2330	1,52	0,406	1,221	70	1,5490	2,40	0,0286	1,273
0,35	0,5590	0,3125	0,891	1,052	4,0	1,2646	1,59	0,370	1,229	80	1,5514	2,41	0,0250	1,273
0,40	0,5932	0,3516	0,877	1,058	4,5	1,2880	1,66	0,338	1,235	90	1,5520	2,41	0,0222	1,273
0,45	0,6240	0,3894	0,863	1,064	5,0	1,3138	1,73	0,314	1,240	100	1,5560	2,42	0,02001	1,273
0,50	0,6533	0,4264	0,849	1,070	5,5	1,3340	1,78	0,293	1,244	∞	1,5708	2,467	0,0000	1,273

ратуру, отличающуюся не более чем на 1% от температуры окружающей среды.

Толщина листа $2\delta=20$ мм, коэффициент теплопроводности стали $\lambda=45{,}5$ Вт/(м·°C); теплоемкость стали $c=0{,}46$ кДж/(кг·°C), плотность стали $\rho=7900$ кг/м³. Коэффициент теплоотдачи от поверхности листа к окружающему воздуху $\alpha=35$ Вт/(м²·°C).

Указание. Для оценки характера распределения температуры по сечению листа стали подсчитаем значение критерия Био:

$$\mathrm{Bi}=\frac{\alpha\delta}{\lambda}=\frac{35\cdot 0{,}01}{45{,}5}=0{,}0077<0{,}1.$$

Так как $\mathrm{Bi}\ll 0{,}1$, то можно температуру по сечению пластины считать одинаковой во всех точках и воспользоваться формулой

$$\Theta=\exp(-\mathrm{Bi}\,\mathrm{Fo}).$$

Ответ

2 ч 15 мин.

2-4. Определить время τ, необходимое для нагрева листа стали толщиной $2\delta=24$ мм, который имел начальную температуру $t_0=25°$ C, а затем был помещен в печь с температурой $t_ж=600°$ C. Нагрев считать законченным, когда температура листа достигнет значения $t=450°$ C.

Коэффициент теплопроводности, теплоемкость и плотность стали равны соответственно $\lambda=45{,}4$ Вт/(м·°C); $c=0{,}502$ кДж/(кг·°C); $\rho=7800$ кг/м³, а коэффициент теплоотдачи к поверхности листа $\alpha=23{,}3$ Вт/(м²·°C).

Ответ

$\tau=45$ мин.

2-5. Длинный стальной вал диаметром $d=2r_0=120$ мм, который имел температуру $t_0=20°$ C, был помещен в печь с температурой $t_ж=820°$ C.

Определить время τ, необходимое для нагрева вала, если нагрев считается законченным, когда температура на оси вала $t_{r=0}=800°$ C. Определить также температуру на поверхности вала $t_{r=r_0}$ в конце нагрева.

Коэффициенты теплопроводности и температуропроводности стали равны соответственно $\lambda=21$ Вт/(м·°C); $a=6{,}11\cdot10^{-6}$ м²/с. Коэффициент теплоотдачи к поверхности вала $\alpha=140$ Вт/(м²·°C).

Ответ

$\tau=51$ мин; $t_{r=r_0}=804°$ C.

Решение

Температуры на оси и поверхности длинного цилиндра при нагревании (охлаждении) в среде с постоянной температурой можно определить с помощью графиков $\Theta_{r=0}=F_1(\mathrm{Bi},\mathrm{Fo})$ (рис. 2-3) и $\Theta_{r=r_0}=F_2(\mathrm{Bi},\mathrm{Fo})$ (рис. 2-4).

В рассматриваемом случае

$$\mathrm{Bi}=\frac{\alpha r_0}{\lambda}=\frac{140\cdot 0{,}06}{21}=0{,}4;$$

$$\Theta_{r=0}=\frac{t_ж-t_{r=0}}{t_ж-t_0}=\frac{820-800}{820-20}=0{,}025.$$

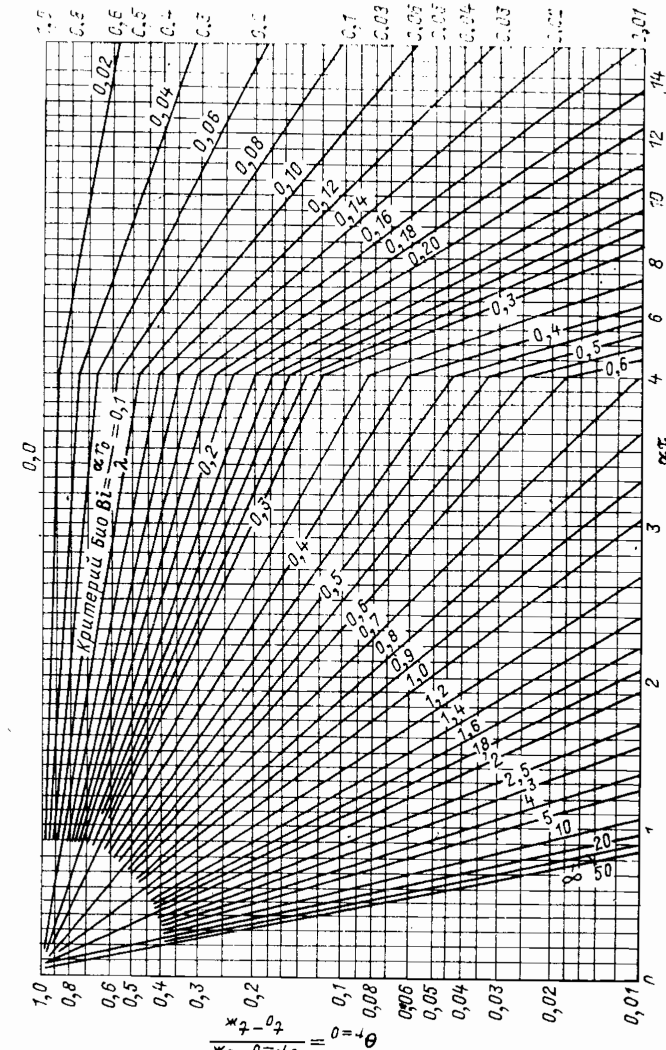


Рис. 2-3. Зависимость $\Theta=F_1(\mathrm{Fo},\mathrm{Bi})$ для оси цилиндра [24].

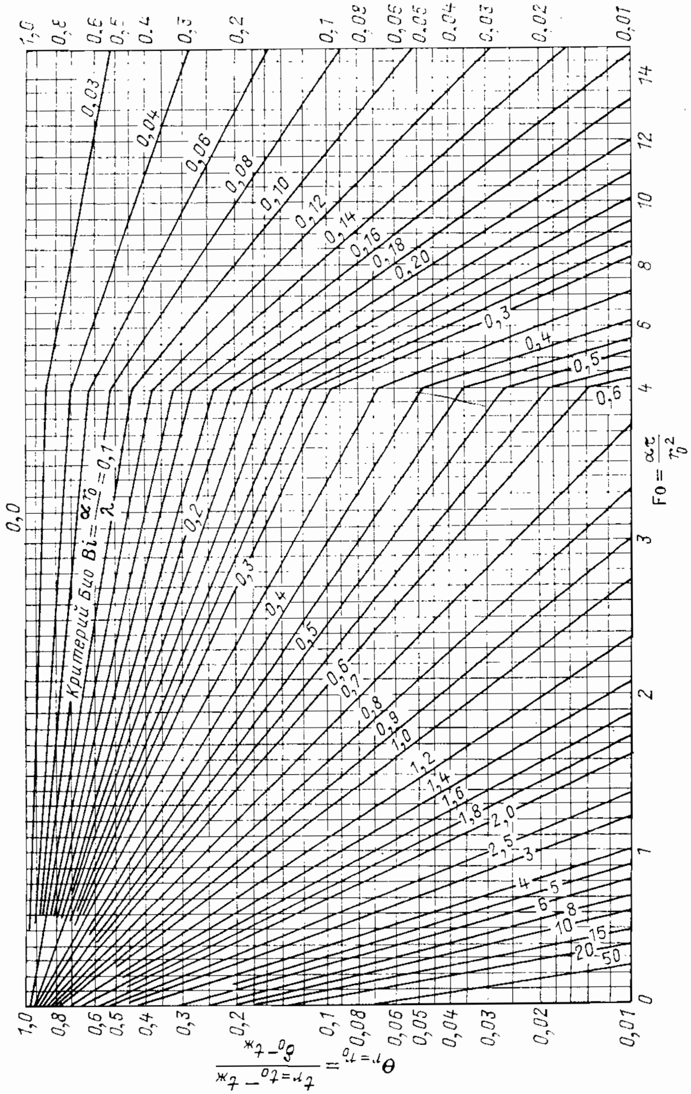


Рис. 2-4. Зависимость $\Theta = F_2(\text{Fo}, \text{Bi})$ для поверхности цилиндра [24].

При этих значениях Bi и $\Theta_{r=0}$ по графику на рис. 2-3 находим значение критерия Fo=5,2. Следовательно, время, необходимое для нагрева вала,

$$\tau = \frac{r_0^2 \text{Fo}}{a} = \frac{(60 \cdot 10^{-3}) \cdot 5{,}2}{6{,}11 \cdot 10^{-6}} = 3060 \text{ с} = 51 \text{ мин}.$$

Безразмерную температуру на поверхности вала при Bi=0,4 и Fo=5,2 определяем по графику на рис. 2-4:

$$\Theta_{r=r_0} = \frac{t_ж - t_{r=r_0}}{t_ж - t_0} = 0{,}02,$$

следовательно,

$$t_{r=r_0} = t_ж - 0{,}02\,(t_ж - t_0) = 820 - 0{,}02 \cdot (820 - 20) = 804°\,\text{C}.$$

2-6. Определить значения температур на поверхности и на оси вала в условиях задачи 2-5 по истечении 20 и 40 мин после загрузки вала в печь.

Ответ

При τ=20 мин $t_{r=r}$ =656° С; $t_{r=0}$=620° С; при τ=40 мин $t_{r=r_0}$= =763° С; $t_{r=0}$=755° С.

2-7. Для условий задачи 2-5 определить температуру на расстоянии r=0,5 r_0 от оси вала через τ=20 мин после начала нагрева.

Определить также расчетным путем температуры на поверхности и оси вала по истечении того же промежутка времени и сравнить результат расчета с ответом к задаче 2-6.

Ответ

$$t_{r=0} = 621°\,\text{C}; \quad t_{r=0,5r_0} = 630°\,\text{C}; \quad t_{r=r_0} = 656°\,\text{C}.$$

График распределения температур по сечению вала представлен на рис. 2-5 (τ=20 мин).

Решение

Безразмерная температура длинного цилиндра при нагревании (охлаждении) в среде с постоянной температурой выражается уравнением

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2J_1(\varepsilon_n)}{\varepsilon_n\left[J_0^2(\varepsilon_n) + J_1^2(\varepsilon_n)\right]} J_0\left(\varepsilon_n \frac{r}{r_0}\right) \exp\left(-\varepsilon_n^2 \text{Fo}\right), \qquad (2\text{-}2)$$

где $J_0(\varepsilon_n)$ и $J_1(\varepsilon_n)$ — функции Бесселя первого рода нулевого и первого порядков.

Так как в рассматриваемом случае критерий

$$\text{Fo} = \frac{a\tau}{r_0^2} = \frac{6{,}11 \cdot 10^{-6} \cdot 1200}{(60 \cdot 10^{-3})^2} = 2{,}04 > 0{,}25,$$

то можно ограничиться первым членом ряда, тогда

$$\Theta = N_0 J_0\left(\varepsilon_1 \frac{r}{r_0}\right) \exp\left(-\varepsilon_1^2 \text{Fo}\right)$$

и безразмерная температура на оси цилиндра

$$\Theta_{r=0} = N_0 \exp\left(-\varepsilon_1^2 \,\mathrm{Fo}\right),$$

а безразмерная температура на поверхности цилиндра

$$\Theta_{r=r_0} = P_0 \exp\left(-\varepsilon_1^2 \,\mathrm{Fo}\right).$$

Значения величин N_0, P_0, ε_1 и ε_1^2 в зависимости от Bi приведены в табл. 2-2.

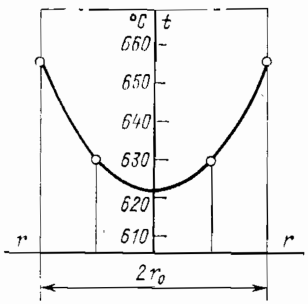


Рис. 2-5. К задачам 2-6 и 2-7.

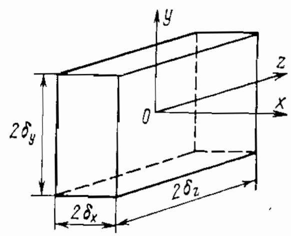


Рис. 2-6. К задаче 2-8.

В рассматриваемом случае при Bi=0,4 из таблицы находим: $N_0=1{,}093$; $P_0=0{,}903$; $\varepsilon_1=0{,}8516$; $\varepsilon_1^2=0{,}726$. Следовательно, при Fo= =2,04

$$\Theta_{r=0,5r_0} = 1{,}093 J_0\left(\frac{0{,}8516}{2}\right)\exp(-0{,}726\cdot 2{,}04) =$$

$$= 1{,}093\cdot 0{,}9548\cdot 0{,}2276 = 0{,}238;$$

$$t_{r=0,5r_0} = t_{\text{ж}} - \Theta_{r=0,5r_0}(t_{\text{ж}} - t_0) = 820 - 0{,}238\cdot 800 = 630^\circ\,\text{C};$$

$$\Theta_{r=0} = 1{,}093\cdot 0{,}2276 = 0{,}2485;$$

$$t_{r=0} = 820 - 0{,}2485\cdot 800 = 621^\circ\,\text{C};$$

$$\Theta_{r=r_0} = 0{,}903\cdot 0{,}2276 = 0{,}205;$$

$$t_{r=r_0} = 820 - 0{,}205\cdot 800 = 656^\circ\,\text{C}.$$

2-8. Стальной слиток, имеющий форму параллелепипеда с размерами 200×400×500 мм (рис. 2-6), имел начальную температуру $t_0=20^\circ$ С, а затем был помещен в печь с температурой $t_{\text{ж}}=1400^\circ$ С.

Определить температуру $t_{\text{ц}}$ в центре слитка через $\tau=1{,}5$ ч после загрузки его в печь.

Коэффициенты теплопроводности и температуропроводности стали соответственно равны $\lambda=37{,}2$ Вт/(м·°С), $a=6{,}94\cdot 10^{-6}$ м²/с, а коэффициент теплоотдачи на поверхности слитка $\alpha=186$ Вт/(м²× ×°С).

Таблица 2-2

Коэффициенты для расчета охлаждения (нагревания) длинного цилиндра радиусом r_0 [24]

$\mathrm{Bi}=\frac{\alpha r_0}{\lambda}$	ε_1	ε_1^2	P_0	N_0	$\mathrm{Bi}=\frac{\alpha r_0}{\lambda}$	ε_1	ε_1^2	P_0	N_0	$\mathrm{Bi}=\frac{\alpha r_0}{\lambda}$	ε_1	ε_1^2	P_0	N_0
0,00	0,0000	0,0000	1,000	1,000	0,55	0,9808	0,962	0,869	1,124	6,0	2,0490	4,20	0,299	1,527
0,01	0,1412	1,0200	0,998	1,002	0,60	1,0184	1,036	0,858	1,134	7,0	2,0937	4,38	0,262	1,541
0,02	0,1995	0,0398	0,995	1,005	0,70	1,0873	1,184	0,836	1,154	8,0	2,1286	4,53	0,234	1,551
0,04	0,2814	0,0792	0,990	1,010	0,80	1,1490	1,322	0,815	1,172	9,0	2,1566	4,65	0,210	1,560
0,06	0,3438	0,1183	0,985	1,014	0,90	1,2048	1,453	0,795	1,190	10	2,1795	4,75	0,191	1,566
0,08	0,3960	0,1569	0,980	1,019	1,00	1,2558	1,580	0,774	1,208	12	2,2181	4,92	0,161	1,575
0,10	0,4417	0,1951	0,975	1,024	1,20	1,3450	1,81	0,738	1,239	14	2,2428	5,03	0,137	1,581
0,12	0,4726	0,2329	0,970	1,029	1,40	1,4250	2,03	0,704	1,268	16	2,2627	5,12	0,120	1,585
0,14	0,5200	0,2704	0,965	1,034	1,60	1,4900	2,22	0,671	1,295	18	2,2760	5,18	0,106	1,588
0,16	0,5545	0,3075	0,960	1,039	1,80	1,5460	2,39	0,639	1,319	20	2,2890	5,24	0,095	1,590
0,18	0,5868	0,3443	0,956	1,044	2,00	1,5994	2,55	0,610	1,340	25	2,3108	5,34	0,076	1,595
0,20	0,6170	0,3807	0,951	1,048	2,2	1,6432	2,70	0,584	1,357	30	2,3261	5,41	0,065	1,598
0,22	0,6455	0,4167	0,946	1,053	2,4	1,6852	2,84	0,558	1,375	35	2,3366	5,46	0,056	1,600
0,24	0,6726	0,4524	0,941	1,057	2,6	1,7234	2,97	0,534	1,392	40	2,3455	5,50	0,050	1,602
0,26	0,6983	0,4877	0,937	1,062	2,8	1,7578	3,09	0,513	1,406	50	2,3572	5,55	0,040	1,603
0,28	0,7229	0,5226	0,932	1,067	3,0	1,7887	3,20	0,492	1,420	60	2,3651	5,59	0,0333	1,604
0,30	0,7465	0,5572	0,927	1,071	3,5	1,8547	3,44	0,446	1,449	70	2,3707	5,62	0,0286	1,604
0,35	0,8012	0,642	0,915	1,082	4,0	1,9081	3,64	0,407	1,472	80	2,3750	5,64	0,0250	1,605
0,40	0,8516	0,726	0,903	1,093	4,5	1,9519	3,81	0,374	1,489	90	2,3791	5,66	0,0222	1,605
0,45	0,8978	0,806	0,891	1,103	5,0	1,9898	3,96	0,345	1,504	100	2,3809	5,67	0,0200	1,606
0,50	0,9408	0,888	0,880	1,114	5,5	2,0224	4,09	0,320	1,516	∞	2,4048	5,784	0,0000	1,606

Ответ

$t_ц = 1282°$ С.

Решение

Безразмерная температура любой точки параллелепипеда равна произведению безразмерных температур трех безграничных пластин, пересечением которых образован параллелепипед.

Следовательно, температуру в центре параллелепипеда можно найти из уравнения

$$\frac{t_ж - t_ц}{t_ж - t_0} = \frac{t_ж - t_{x=0}}{t_ж - t_0} \cdot \frac{t_ж - t_{y=0}}{t_ж - t_0} \cdot \frac{t_ж - t_{z=0}}{t_ж - t_0}.$$

Температуры пластин $t_{x=0}$, $t_{y=0}$, $t_{z=0}$ можно найти с помощью графика зависимости температуры середины безграничной пластины от критериев Bi и Fo (см. рис. 2-1). Для пластины толщиной $2\delta_x = 200$ мм имеем:

$$\mathrm{Fo}_x = \frac{a\tau}{\delta_x^2} = \frac{6,94 \cdot 10^{-6} \cdot 5400}{0,1^2} = 3,75;$$

$$\mathrm{Bi}_x = \frac{\alpha\delta_x}{\lambda} = \frac{186 \cdot 0,1}{37,2} = 0,5.$$

По графику находим, что при $\mathrm{Fo}_x = 3,75$ и $\mathrm{Bi}_x = 0,5$

$$\frac{t_ж - t_{x=0}}{t_ж - t_0} = 0,22.$$

Аналогично для пластины толщиной $2\delta_y = 400$ мм имеем: $\mathrm{Fo}_y = 0,937$; $\mathrm{Bi}_y = 1,0$.

По графику находим:

$$\frac{t_ж - t_{y=0}}{t_ж - t_0} = 0,57.$$

Для пластины толщиной $2\delta_z = 500$ мм

$$\mathrm{Fo}_z = 0,6; \quad \mathrm{Bi}_z = 1,25$$

и

$$\frac{t_ж - t_{z=0}}{t_ж - t_0} = 0,68.$$

Следовательно,

$$\frac{t_ж - t_ц}{t_ж - t_0} = 0,22 \cdot 0,57 \cdot 0,68 = 0,0852$$

и температура в центре слитка

$$t_ц = t_ж - 0,0852\,(t_ж - t_0) = 1400 - 0,0852\,(1400 - 200) = 1282°\,\mathrm{C}.$$

2-9. При условиях нагревания слитка, рассмотренных в задаче 2-8, найти температуры в серединах граней размером 200×400 мм и 200×500 мм.

Ответ

$$t_{x=0;\, y=0;\, z=\delta_z} = 1331°\,\mathrm{C};$$

$$t_{x=0;\, y=\delta_y;\, z=0} = 1323°\,\mathrm{C}.$$

2-10. Стальная болванка цилиндрической формы диаметром $d = 80$ мм и длиной $l = 160$ мм (рис. 2-7) в начальный момент времени была равномерно нагрета до температуры $t_0 = 800°$ С. Болванка охлаждается на воздухе, который имеет температуру $t_ж = 30°$ С.

Определить температуру в центре болванки $t_{x=0;\, r=0}$ и в середине торцевой поверхности $t_{r=0;\, x=l/2}$ через $\tau = 30$ мин после начала охлаждения.

Коэффициенты теплопроводности и температуропроводности стали равны соответственно: $\lambda = 23,3$ Вт/(м·°С), $a = 6,11 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Коэффициент теплоотдачи от поверхности болванки $\alpha = 118$ Вт/(м²·°С).

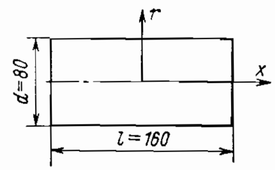


Рис. 2-7. К задаче 2-10.

Ответ

$$t_{r=0;\, x=0} = 55°\,\mathrm{C}; \quad t_{r=0;\, x=l/2} = 50°\,\mathrm{C}.$$

2-11. При условиях охлаждения стальной болванки, рассмотренных в задаче 2-10, определить температуру в центре болванки и в середине торцевой поверхности, если ее размеры увеличены в 2 раза, т. е. $d = 160$ мм и $l = 320$ мм, а все остальные условия остаются без изменений.

Ответ

$$t_{r=0;\, x=0} = 211°\,\mathrm{C}; \quad t_{r=0;\, x=l/2} = 153°\,\mathrm{C}.$$

2-12. Длинная стальная балка прямоугольного сечения с размерами в поперечном сечении 400×320 мм в начальный момент времени имела температуру $t_0 = 1000°$ С, а затем была помещена для охлаждения в среду с температурой $t_ж = 20°$ С.

Коэффициент теплопроводности стали $\lambda = 32$ Вт/(м·°С) и температуропроводности $a = 7 \cdot 10^{-6}$ м²/с; коэффициент теплоотдачи с поверхности балки в процессе охлаждения оставался постоянным и равным 170 Вт/(м²·°С).

Рассчитать температуру на оси балки для $\tau = 1$, 2, 3 и 4 ч после начала охлаждения.

Ответ

$$\Theta_1 = 0,403; \quad \Theta_2 = 0,130; \quad \Theta_3 = 0,0424; \quad \Theta_4 = 0,0137;$$

$$t_1 = 415°\,\mathrm{C}; \quad t_2 = 148°\,\mathrm{C}; \quad t_3 = 62°\,\mathrm{C}; \quad t_4 = 23°\,\mathrm{C}.$$

2-13. Стальная пластина толщиной $2\delta = 400$ мм нагревается в печи, имеющей постоянную температуру $t_ж = 800°$ С. Температура пластины в момент помещения ее в печь была всюду одинаковой и равной $t_0 = 30°$ С. Коэффициент теплоотдачи к поверхности пластины в процессе нагрева оставался постоянным и равным $\alpha = 200$ Вт/(м²×°С). Два других размера пластины велики по сравнению с толщиной и температурное поле пластины можно рассматривать как одномерное.

Определить количество теплоты, которое будет подведено к 1 м² пластины в течение 2 ч после начала нагрева. Коэффициент теплопроводности стали $\lambda=37{,}2$ Вт/(м·°C) и температуропроводности $a=7\cdot10^{-6}$ м²/с; плотность $\rho=7800$ кг/м³.

Ответ

$$\bar{\Theta}=0{,}098;\quad Q=1470\cdot10^3\ \text{кДж/м}^2.$$

Решение

Расчет количества теплоты, отданной (воспринятой) пластиной в процессе охлаждения (нагревания) за промежуток времени от $\tau=0$ до τ, практически сводится к вычислению средней безразмерной температуры в момент τ, т. е. может быть вычислено по формуле

$$Q=Q_п(1-\bar{\Theta}). \tag{2-3}$$

Здесь $Q_п$ — полное количество теплоты, Дж, которое может быть отдано или воспринято пластиной за время от $\tau=0$ до $\tau=\infty$:

$$Q_п=2\delta f\rho c\,(t_0-t_ж), \tag{2-4}$$

где f — площадь поверхности одной стороны пластины.

Средняя безразмерная температура в момент времени τ для пластины может быть вычислена по формуле

$$\bar{\Theta}=\sum_{n=1}^{\infty}\frac{2\sin^2\varepsilon_n}{\varepsilon_n^2+\varepsilon_n\sin\varepsilon_n\cos\varepsilon_n}\exp\left(-\varepsilon_n^2\,\mathrm{Fo}\right). \tag{2-5}$$

Подставляя соответствующие значения величин, заданных в условиях задачи, в формулу (2-4), получаем:

$$Q_п=0{,}4\cdot7800\cdot682\cdot(800-30)=1630\cdot10^3\ \text{кДж/м}^2,$$

где

$$c=\frac{\lambda}{\rho a}=\frac{37{,}2}{7800\cdot7\cdot10^{-6}}=682\ \text{Дж/(кг}\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Вычислим критерии Fo и Bi:

$$\mathrm{Fo}=\frac{a\tau}{\delta^2}=\frac{7\cdot10^{-6}\cdot7200}{0{,}2^2}=1{,}26;$$

$$\mathrm{Bi}=\frac{a\delta}{\lambda}=\frac{200\cdot0{,}2}{37{,}2}=1{,}075.$$

Значение критерия $\mathrm{Fo}>0{,}3$, и для вычислений с достаточной точностью можем воспользоваться первым членом суммы (2-5). По значению Bi из табл. 2-1 находим значение ε_1. Подставив значение ε_1 в формулу (2-5), найдем:

$$\bar{\Theta}=0{,}098.$$

Подставив вычисленные значения $Q_п$ и $\bar{\Theta}$ в уравнение (2-3), найдем:

$$Q=1630\cdot10^3\cdot(1-0{,}098)=1470\cdot10^3\ \text{кДж/м}^2.$$

2-14. Стальной цилиндр диаметром $d=500$ мм охлаждается в среде, имеющей постоянную температуру $t_ж=15$°C. В начальный момент времени температура цилиндра была всюду одинакова: $t_0=450$° C. Коэффициент теплоотдачи во всех точках поверхности цилиндра в процессе охлаждения оставался постоянным и равным 160 Вт/(м²·°C).

Коэффициенты теплопроводности, температуропроводности и плотность стали соответственно равны: $\lambda=49$ Вт/(м·°C); $a=1{,}4\times10^{-5}$ м²/с; $\rho=7850$ кг/м³.

Определить количество теплоты, которое будет отдано 1 м цилиндра окружающей среде в течение трех часов после начала охлаждения.

Ответ

$$Q=297\cdot10^3\ \text{кДж/м}.$$

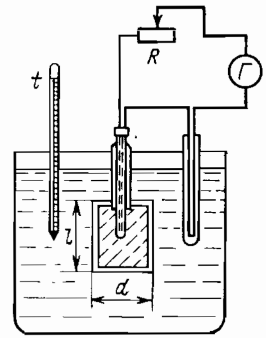


Рис. 2-8. К задаче 2-18.

2-15. Стальная болванка в форме прямоугольного бруска с размерами сторон 480×360×280 мм нагревается в печи с постоянной температурой $t_ж=800$° C. Все точки болванки перед началом нагрева имели одинаковую температуру $t_0=20$° C. Коэффициент теплоотдачи к поверхности всех граней бруска в процессе нагрева оставался постоянным и равным 200 Вт/(м²·°C).

Коэффициенты теплопроводности, температуропроводности и плотность стали соответственно равны: $\lambda=37{,}2$ Вт/(м·°C); $a=7\cdot10^{-6}$ м²/с; $\rho=7800$ кг/м³.

Определить количество теплоты, которое воспримет брусок в течение 2,5 ч после начала нагрева.

Ответ

$$Q=189\cdot10^3\ \text{кДж}.$$

2-16. Стальная цилиндрическая болванка диаметром $d=620$ мм и длиной $l=700$ мм охлаждается в среде с постоянной температурой $t_ж=20$° C. Температура болванки до начала охлаждения была $t_0=600$° C. Коэффициент теплоотдачи с поверхности болванки в процессе охлаждения оставался постоянным и равным 160 Вт/(м²·°C).

Коэффициенты теплопроводности, температуропроводности и плотность стали соответственно равны: $\lambda=49$ Вт/(м·°C); $a=1{,}4\times10^{-5}$ м²/с; $\rho=7850$ кг/м³.

Определить количество теплоты, которое будет отдано цилиндром окружающей среде через 2,8 ч после начала охлаждения.

Ответ

$$Q=426\cdot10^3\ \text{кДж}.$$

2-17. Кирпичная стена толщиной $2\delta=500$ мм обеими поверхностями соприкасается со средой, имеющей постоянную температуру 18° C. Коэффициенты теплопроводности, температуропроводности и плотность материала соответственно равны: $\lambda=0{,}7$ Вт/(м·°C); $a=0{,}647\cdot10^{-6}$ м²/с; $\rho=1700$ кг/м³.

Как изменится температура на поверхности и в середине кладки в течение 1 ч, если температура среды внезапно понизилась до 8° С? Коэффициент теплоотдачи с поверхности кладки остается постоянным и равным 7 Вт/(м²·°С).

Замечание. В задаче число $\mathrm{Fo}<0{,}3$, поэтому для нахождения температуры нельзя ограничиться только первым членом ряда, а необходимо вычислить не менее трех членов суммы. Значения корней уравнения (2-1) можно найти в [24].

Ответ

Температура поверхности кладки $t_{x=\delta}=14{,}3°$ С. Температура середины кладки $t_{x=0}=18°$ С, следовательно, по истечении 1 ч температурные возмущения практически еще не достигнут середины стены.

2-18. В экспериментальной установке для определения коэффициента температуропроводности твердых тел методом регулярного режима исследуемый материал помещен в цилиндрический калориметр диаметром $d=50$ мм и длиной $l=75$ мм. После предварительного нагрева калориметр охлаждается в водяном термостате (рис. 2-8), температура воды $t_ж$ в котором поддерживается постоянной и равной 20° С.

Вычислить значение коэффициента температуропроводности испытуемого материала, если в процессе охлаждения после наступления регулярного режима температура образца в месте заделки термопары за $\Delta\tau=7$ мин уменьшилась с $t_1=30°$ С до $t_2=22°$ С.

Ответ

$$a=3{,}47\cdot10^{-7}\ \text{м}^2/\text{с}.$$

2-19. В экспериментальной установке для определения коэффициента теплопроводности твердых тел методом регулярного режима исследуемый материал помещен в шаровой калориметр радиусом $r_0=30$ мм. После предварительного нагрева калориметр охлаждается в воздушном термостате, температура в котором $t_ж$ поддерживается постоянной и равной 20° С.

В результате предварительных исследований установлено, что коэффициент теплоотдачи от поверхности калориметра к окружающему воздуху $\alpha=7$ Вт/(м²·°С) и коэффициент температуропроводности материала $a=3{,}47\cdot10^{-7}$ м²/с (см. задачу 2-18).

Вычислить коэффициент теплопроводности испытуемого материала, если в процессе охлаждения после наступления регулярного режима температура в центре калориметра за $\Delta\tau=15$ мин уменьшилась от $t_1=27°$ С до $t_2=24°$ С.

Ответ

$$\lambda=0{,}35\ \text{Вт}/(\text{м}\cdot°\text{С}).$$

2-20. Определить темп охлаждения тела, имевшего при $\tau=0$ равномерную температуру $t_0=210°$ С. Тело было помещено для охлаждения в среду с постоянной температурой $t_ж=195°$ С. Результаты измерения избыточной температуры тела во времени в делениях шкалы гальванометра приводятся ниже:

τ, мин	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
Число делений	330	300	281	262	245	230	214	200	187	175	165	155	145	131,5	129

Ответ

$$m=2{,}2\cdot10^{-3}\ 1/\text{с}.$$

2-21. Определить коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции от поверхности шара к воздуху. Шар диаметром $d=60$ мм выполнен из стали и в период регулярного охлаждения имел темп охлаждения $m=16{,}7\cdot10^{-5}$ 1/с. Принять коэффициент неравномерности распределения температуры $\psi=1$.

Плотность и теплоемкость стали равны: $\rho=7900$ кг/м³; $c=460$ Дж/(кг·°С).

Проверить, можно ли в данном случае принимать $\psi=1$.

Ответ

$$\alpha=6{,}06\ \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot°\text{С}).$$

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ОБРАБОТКА ОПЫТНЫХ ДАННЫХ МЕТОДОМ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ

3-1. Необходимо опытным путем определить распределение температур в длинном стальном вале диаметром $d=400$ мм через $\tau=2{,}5$ ч после загрузки его в печь.

Для стали коэффициенты теплопроводности и температуропроводности равны соответственно: $\lambda=42$ Вт/(м·°С); $a=1{,}18\cdot10^{-5}$ м²/с. Коэффициент теплоотдачи к валу в печи $\alpha=116$ Вт/(м²·°С).

Исследование решено проводить в небольшой печи на геометрически подобной модели вала, выполненной из легированной стали. Для модели $\lambda_м=16$ Вт/(м·°С); $a_м=0{,}53\cdot10^{-5}$ м²/с; $\alpha_м=150$ Вт/(м²×°С).

Определить диаметр $d_м$ модели вала и промежуток времени, через который после загрузки модели в печь необходимо измерить распределение температур в модели.

Ответ

$$d_м=117{,}5\ \text{мм};\quad \tau_м=1735\ \text{с}.$$

Решение

Подобие температурных полей вала и модели будет иметь место при равенстве критериев для образца и модели:

$$\mathrm{Bi}_м=\mathrm{Bi}\ \text{и}\ \mathrm{Fo}_м=\mathrm{Fo}.$$

Критерии Био и Фурье для вала равны:

$$\mathrm{Bi}=\frac{\alpha r}{\lambda}=\frac{116\cdot0{,}2}{42}=0{,}552;$$

$$\mathrm{Fo}=\frac{a\tau}{r^2}=\frac{1{,}18\cdot10^{-5}\cdot9\cdot10^3}{0{,}2^2}=2{,}66.$$

Из условия $\mathrm{Bi}_м=\mathrm{Bi}$ находим диаметр модели вала:

$$d_м=2r_м=2\frac{\lambda_м}{\alpha_м}\mathrm{Bi}=2\frac{16}{150}0{,}552=0{,}1175\ \text{м}.$$

Из условия $\mathrm{Fo}_м=\mathrm{Fo}$ находим искомый промежуток времени:

$$\tau_м=\frac{r_м^2}{a_м}\mathrm{Fo}=\frac{(0{,}05875)^2}{0{,}53\cdot10^{-5}}2{,}66=1735\ \text{с}.$$

3-2. Определить диаметр модели вала $d_м$ и необходимое значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_м$, при которых в условиях задачи 3-1 подобие температурных полей наступит через $\tau_м=15$ мин после загрузки модели в печь.

Определить также соотношения между линейными размерами, временем и температурами для вала и модели, если известно, что их температуры при загрузке и температуры среды в печах были равны соответственно: $t_0=10°$ С; $t_{0м}=20°$ С; $t_ж=1000°$ С; $t_{ж.м}=200°$ С.

Ответ

$$d_м = 85 \text{ мм}; \quad \alpha_м = 208 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)};$$

$$r/r_м = 4{,}7; \quad \tau/\tau_м = 10; \quad t = 5{,}5t_м - 100.$$

3-3. На паропроводе перегретого пара диаметром $d=400$ мм установлена измерительная диафрагма, которая должна быть специально протарирована, т. е. должна быть найдена зависимость $\Delta p=f(G)$, где Δp — перепад статических давлений в диафрагме, Па; G — расход пара, кг/с.

Так как по производственным причинам тарировка не могла быть произведена непосредственно на образце, то для этой цели была изготовлена модель в 1/5 натуральной величины.

В результате испытаний модели на воде, температура которой $t_{ж.м}=20°$ С, были получены значения перепадов давлений на диафрагме при различных расходах воды. Результаты измерений приведены ниже:

Δp, Па	477	1178	4520	18 050	72 200
G, кг/с	2,22	4,44	8,88	17,76	35,52

Найти зависимость $\Delta p=f(G)$ для образца при течении пара в автомодельной области и указать границы ее применения. Давление пара $p=98$ кПа. Температура пара $t_ж=250°$ С.

Ответ

$$\Delta p = 222G^2 \text{ при } \mathrm{Re} > 1{,}42\cdot10^5.$$

Решение

Произведем обработку опытных данных в критериях подобия и построим зависимость $\mathrm{Eu}=f(\mathrm{Re})$. Эта зависимость будет действительна и для пара. Поэтому по полученной для модели зависимости $\mathrm{Eu}=f(\mathrm{Re})$ можно найти зависимость $\Delta p=f(G)$ для случая течения пара в образце.

Для определения зависимости $\mathrm{Eu}=f(\mathrm{Re})$ подсчитываем значения критериев для опытных данных тарировки на модели.

Критерий Эйлера

$$\mathrm{Eu} = \frac{\Delta p_м}{\rho_м w_м^2}.$$

Учитывая, что скорость

$$w_м = \frac{4G_м}{\rho_м \pi d_м^2},$$

получаем:

$$\mathrm{Eu} = \frac{\Delta p_м}{\rho_м}\left(\frac{\rho_м \pi d_м^2}{4G}\right)^2.$$

При $t_{ж.м}=20°$ С для воды $\rho_м=998$ кг/м³; $\nu_м=1\cdot10^{-6}$ м²/с*.
Подставляя известные значения величин, находим:

$$\mathrm{Eu} = 998\left(\frac{3{,}14\cdot0{,}08^2}{4}\right)^2\frac{\Delta p_м}{G_м^2} = 2{,}51\cdot10^{-2}\frac{\Delta p_м}{G_м^2}.$$

Критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{w_м d_м}{\nu_м} = \frac{4G_м}{\rho_м \nu_м \pi d_м} = 15\,930G_м,$$

где

$$d_м = \frac{d}{5} = \frac{0{,}4}{5} = 0{,}08 \text{ м}.$$

Подставляя значения $G_м$ и $\Delta p_м$, полученные при тарировке диафрагмы, подсчитаем соответствующие значения критериев подобия. Результаты этих расчетов представлены в следующей таблице:

$\Delta p_м$, Па	$G_м$, кг/с	$W_м$, м/с	Eu	Re
477	2,22	0,443	2,44	35 400
1 178	4,44	0,886	1,505	70 800
4 520	8,88	1,772	1,44	141 600
18 050	17,76	3,544	1,44	283 200
72 200	35,52	7,088	1,44	566 400

По этим данным построена кривая зависимости $\mathrm{Eu}=f(\mathrm{Re})$ (рис. 3-1).

Из таблицы и графика ясно, что при $\mathrm{Re}>1{,}42\cdot10^5$ $\mathrm{Eu}=\mathrm{const}=1{,}44$ (автомодельная область). Следовательно, при течении пара через образец при $\mathrm{Re}>1{,}42\cdot10^5$ критерий $\mathrm{Eu}=1{,}44$. Воспользуемся этим соотношением для нахождения искомой зависимости. Для образца при течении пара

$$\Delta p = \mathrm{Eu}\,\rho w^2 = \frac{1{,}44}{v}w^2 = \frac{1{,}44}{2{,}452}w^2 = 0{,}587w^2,$$

где при $p=98$ кПа и $t_ж=250°$ С удельный объем $v=2{,}452$ м³/кг.

Заменяя скорость через расход

$$w = \frac{Gv}{0{,}785d^2},$$

где расход G, кг/с, получаем:

$$\Delta p = 0{,}587\left(\frac{2{,}452}{0{,}785\cdot0{,}4^2}\right)^2 G^2.$$

* Здесь и в дальнейшем для решения всех задач физические свойства жидкости и другой необходимый для расчетов справочный материал можно брать из таблиц приложения.

откуда

$$\Delta p = 222G^2 \text{ при } \mathrm{Re} > 1{,}42 \cdot 10^5.$$

3-4. При ламинарном течении жидкости в прямой круглой трубе постоянного сечения на достаточно большом расстоянии от входа падение давления, Па, на участке длиной l определяется уравнением

$$\Delta p = \frac{128}{\pi} \frac{\mu V l}{d^4},$$

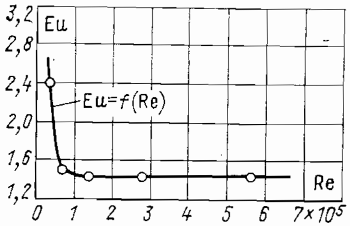


Рис. 3-1. К задаче 3-3.

где μ — динамический коэффициент вязкости, Па·с; V — объемный расход, м³/с; d — диаметр трубы, м.

Представить это уравнение в форме зависимости между критериями подобия и в виде зависимости для коэффициента трения:

$$\mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re}) \text{ и } \xi = f_1(\mathrm{Re}),$$

где

$$\xi = 2 \frac{\Delta p}{\rho w^2} \frac{d}{l}.$$

Ответ

$$\mathrm{Eu} = \frac{32}{\mathrm{Re}} \frac{l}{d}; \quad \xi = \frac{64}{\mathrm{Re}}.$$

3-5. По трубке диаметром $d=16$ мм и длиной $l=2{,}1$ м течет горячая вода, отдающая теплоту через стенку трубы среде, омывающей трубку снаружи.

Расход воды через трубку $G=0{,}0091$ кг/с; температура воды на входе $t_{ж1}=87{,}2°$ С; температура воды на выходе $t_{ж2}=29°$ С; средняя температура стенки трубки $t_c=15{,}3°$ С.

Вычислить значения критериев Nu, Re и Pe, приняв в качестве определяющей температуры среднеарифметическую температуру жидкости. Коэффициент теплоотдачи отнести к средней арифметической разности температур между водой и стенкой.

Ответ

$$\mathrm{Nu} = 11{,}9; \quad \mathrm{Re} = 1485; \quad \mathrm{Pe} = 4600.$$

3-6. Вычислить коэффициент теплоотдачи и число Nu для условий задачи 3-5, если коэффициент теплоотдачи отнести к средней логарифмической разности температур между жидкостью и стенкой. Сравнить полученные значения с результатом задачи 3-5.

Ответ

$$\alpha_л = 597 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}; \quad \mathrm{Nu}_л = 14{,}5.$$

3-7. Вычислить число Эйлера и коэффициент сопротивления трения для условий задачи 3-5, если перепад давления по длине трубы $\Delta p=5{,}88$ Па.

Ответ

$$\mathrm{Eu} = 2{,}82; \quad \xi = 0{,}0431.$$

3-8. На воздушной модели парового котла, выполненной в масштабе 1/8 натуральной величины, производилось изучение теплоотдачи конвекцией. Для первого газохода модели при различных скоростях воздуха были получены следующие значения коэффициента теплоотдачи:

$W_м$, м/с	2,0	3,14	4,65	8,8
$\alpha_м$, Вт/(м²·°С)	50,4	68,6	90,6	141

Средняя температура воздуха, проходящего через модель, $t_{ж.м}=20°$ С. Диаметр трубок модели $d_м=12{,}5$ мм. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_м$ при обработке опытных данных был отнесен к средней арифметической разности температур между жидкостью и стенкой.

На основе данных, полученных на модели, найти формулу для расчета теплоотдачи конвекцией в первом газоходе котла в виде зависимости $\mathrm{Nu}=f(\mathrm{Re})$.

Ответ

$$\mathrm{Nu} = 0{,}15\mathrm{Re}^{0{,}685}.$$

Решение

По данным, полученным на модели, зависимость для теплоотдачи ищем в виде $\mathrm{Nu}=C\mathrm{Re}^n$.

Число $\mathrm{Nu}_м = \dfrac{\alpha_м d_м}{\lambda_ж}$ и число $\mathrm{Re}_м = \dfrac{w_м d_м}{\nu_ж}$,

где при $t_{ж.м}=20°$ С для воздуха $\lambda_ж=0{,}026$ Вт/(м·°С) и $\nu_ж=15{,}06\times10^{-6}$ м²/с.

Подставив соответствующие значения в выражения для чисел Nu и Re, получим:

$$\mathrm{Nu}_м = 0{,}481\alpha_м; \quad \mathrm{Re}_м = 830\, w_м.$$

Результаты вычисления чисел $\mathrm{Nu}_м$ и $\mathrm{Re}_м$ для соответствующих значений $\alpha_м$ и $w_м$ сведены в таблицу.

$w_м$, м/с	$\alpha_м$, Вт/(м²·°С)	$\mathrm{Re}_м$	$\mathrm{Nu}_м$
2,0	50,4	1660	24,2
3,14	68,6	2600	33,0
4,65	90,6	3860	43,6
8,8	141	7300	68,0

По этим данным строим зависимость $\mathrm{Nu}_м=f(\mathrm{Re}_м)$ в логарифмических координатах (рис. 3-2). По тангенсу угла наклона кривой к оси абсцисс определяем показатель степени n, а затем постоянную C: $C=\mathrm{Nu}_м/\mathrm{Re}_м^n$. Получаем расчетную формулу $\mathrm{Nu}=0{,}15\ \mathrm{Re}^{0{,}685}$, действительную в пределах $1600 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 7300$.

3-9. Определить количество теплоты, передаваемой от газов к стенкам труб первого газохода котла, результаты исследования которого были приведены в задаче 3-8, если известны следующие данные: средняя скорость газа $w=6$ м/с; температуры дымовых газов в начале и конце первого газохода котла соответственно $t_{ж1}=900°$ С и $t_{ж2}=700°$ С; температура стенок труб $t_c=250°$ С; площадь поверхности нагрева газохода $F=500$ м².

В качестве определяющей температуры принять среднюю арифметическую температуру $t_ж=0{,}5(t_{ж1}+t_{ж2})$. Состав дымовых газов: $\bar{p}_{CO_2}=0{,}13$; $\bar{p}_{H_2O}=0{,}11$; $\bar{p}_{N_2}=0{,}76$.

Ответ

$$\alpha=44{,}4 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};\qquad Q=12{,}2\cdot10^3 \text{ кВт}.$$

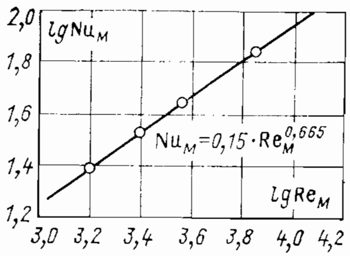


Рис. 3-2. К задаче 3-8.

3-10. На экспериментальной установке исследовалась теплоотдача при поперечном обтекании одиночного цилиндра воздухом. В результате опытов получены значения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2, Вт/(м²·°С), для двух цилиндров диаметром соответственно $d_1=10$ мм и $d_2=20$ мм при постоянной температуре $t_ж=20°$ С и различных скоростях набегающего потока w, м/с.

Данные опытов приведены ниже:

w, м/с	2,0	5,0	10	10
α_1, Вт/(м²·°С)	39,5	71,2	106,5	165,3
α_2, Вт/(м²·°С)	31,2	55,6	83,4	128

Найти критериальную зависимость для теплоотдачи $Nu_ж=CRe_ж^n$. Сравнить графики $\alpha_1=f_1(w)$ и $\alpha_2=f_2(w)$.

Ответ

$$Nu_ж=0{,}18Re_ж^{0{,}62}.$$

Сравнение графиков показывает, что при одинаковой скорости коэффициенты теплоотдачи отличаются примерно на 30%. В критериальной обработке зависимость $Nu=f(Re)$ получается однозначной для обоих цилиндров.

3-11. Исследование тепловых потерь с поверхности горизонтальных паропроводов в условиях естественной конвекции проводилось на лабораторной установке, где измерения производились на горизонтальной трубе диаметром $d=30$ мм.

Опыты проводились при различных температурах стенки трубы. При этом были получены следующие значения коэффициента теплоотдачи:

α, Вт/(м²·°С)	11,75	12,34	12,87	13,34	13,75
t_c, °С	210	250	290	330	370

Температура окружающего воздуха $t_ж$ вдали от поверхности трубы оставалась постоянной и равной 30° С.

На основании полученных опытных значений коэффициентов теплоотдачи найти обобщенную зависимость для расчета теплоотдачи в условиях естественной конвекции. Учитывая, что критерий Pr для воздуха в широком интервале температур остается практически постоянным, зависимость искать в виде $Nu=f(Gr)$.

При обработке опытных данных в качестве определяющей температуры принять температуру воздуха вдали от поверхности трубы.

Ответ

$$Nu=0{,}47Gr^{0{,}25} \text{ при } 6\cdot10^5<Gr<1{,}2\cdot10^6.$$

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ПРОДОЛЬНОМ ОБТЕКАНИИ ПЛОСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ

4-1. Тонкая пластина длиной $l_0=2$ м и шириной $a=1{,}5$ м обтекается продольным потоком воздуха (рис. 4-1). Скорость и температура набегающего потока равны соответственно $w_0=3$ м/с; $t_0=20°$ С. Температура поверхности пластины $t_c=90°$ С.

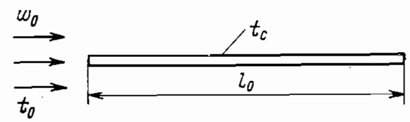


Рис. 4-1. К задаче 4-1.

Определить средний по длине пластины коэффициент теплоотдачи и количество теплоты, отдаваемой пластиной воздуху.

Ответ

$$\alpha=4{,}87 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};\qquad Q=2050 \text{ Вт}.$$

Решение

Для воздуха при $t_0=20°$ С $\nu=15{,}06\cdot10^{-6}$ м²/с; $\lambda=2{,}59\cdot10^{-2}$ Вт/(м·°С); $Pr=0{,}703$. Число Рейнольдса

$$Re=\frac{w_0\,l_0}{\nu}=\frac{3\cdot2}{15{,}06\cdot10^{-6}}=3{,}98\cdot10^5<5\cdot10^{5}*,$$

следовательно, режим течения в пограничном слое ламинарный. В этих условиях средняя по длине теплоотдача может быть рассчитана по формуле [4]

$$Nu=0{,}67Re^{1/2}Pr^{1/3}, \tag{4-1}$$

где

$$Nu=\frac{\alpha l_0}{\lambda};\quad Re=\frac{w_0\,l_0}{\nu},$$

* Часто для практических расчетов принимают критическое значение числа Рейнольдса $Re_{кр}=1\cdot10^5$.

а физические свойства выбираются по температуре набегающего потока t_0.

В рассматриваемом случае

$$\mathrm{Nu} = 0,67\,(3,98\cdot10^5)^{1/2}\,(0,703)^{1/3} = 375$$

и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \mathrm{Nu}\frac{\lambda}{l_0} = 375\,\frac{2,59\cdot10^{-2}}{2} = 4,87\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

Количество передаваемой теплоты с обеих сторон пластины $Q = \alpha(t_c - t_0)F = 4,87\ (90-20)\cdot2\cdot2\cdot1,5 = 2050$ Вт.

4-2. Вычислить для условий задачи 4-1 толщину гидродинамического пограничного слоя и значения местных коэффициентов теплоотдачи на различных расстояниях от передней кромки пластины $x = 0,1\,l_0$; $0,2\,l_0$; $0,5\,l_0$ и $1,0\,l_0$. Построить график зависимости толщины гидродинамического пограничного слоя $\delta_л$ и коэффициента теплоотдачи от относительного расстояния x/l_0.

Ответ

x/l_0	0,1	0,2	0,5	1,0
$\delta_л$, мм	4,66	6,58	10,4	14,7
α_x, Вт/(м²·°С)	7,73	5,65	3,45	2,44

Решение

По условиям задачи 4-1 теплоотдача происходит в условиях ламинарного пограничного слоя. Толщина ламинарного пограничного слоя и местный коэффициент теплоотдачи на расстоянии x от передней кромки пластины определяются по формулам [4, 12]

$$\delta_л = \frac{4,64x}{\sqrt{\mathrm{Re}_x}} \tag{4-2}$$

и

$$\mathrm{Nu}_x = 0,335\mathrm{Re}_x^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3}, \tag{4-3}$$

где

$$\mathrm{Nu}_x = \frac{\alpha_x x}{\lambda}\ \text{ и }\ \mathrm{Re}_x = \frac{w_0 x}{\nu}.$$

На расстоянии $x = 0,1\ l_0$

$$\mathrm{Re}_x = \frac{w_0\,(0,1l_0)}{\nu} = \frac{3\cdot0,2}{15,06\cdot10^{-6}} = 3,98\cdot10^4;$$

$$\delta_л = \frac{4,64\cdot0,2}{\sqrt{3,98\cdot10^4}} = 4,66\cdot10^{-3}\ \text{м};$$

$$\mathrm{Nu}_x = 0,335\,(3,98\cdot10^4)^{1/2}\,(0,703)^{1/3} = 59,5;$$

$$\alpha_x = \mathrm{Nu}_x\frac{\lambda}{x} = 59,5\,\frac{2,59\cdot10^{-2}}{0,2} = 7,73\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

Аналогичным образом рассчитываются искомые значения величин при других отношениях x/l_0. Результаты расчетов приведены в таблице, помещенной в ответе к задаче, и на рис. 4-2.

4-3. Тонкая пластина длиной $l_0 = 125$ мм обтекается продольным потоком жидкости. Температура набегающего потока $t_0 = 20°$ С.

Вычислить критическую длину $x_{кр}$, предельную толщину ламинарного пограничного слоя $\delta_{л.кр}$, значения местных коэффициентов теплоотдачи и толщину ламинарного пограничного слоя на расстояниях $x = 0,1\ l_0$; $0,2\ l_0$; $0,5\ l_0$ и $1,0\ l_0$ от передней кромки пластины.

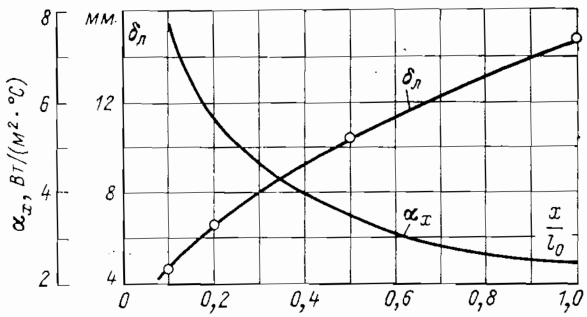


Рис. 4-2. К задаче 4-2.

Расчет произвести для двух случаев:

а) пластина обтекается воздухом при скорости набегающего потока $w_0 = 10$ м/с;

б) пластина обтекается водой при $w_0 = 2$ м/с.

При расчете принять $\mathrm{Re}_{x кр} = 5\cdot10^5$.

Ответ

При обтекании воздухом $x_{кр} = 0,75$ м, $\delta_{л.кр} = 4,93$ мм; при обтекании водой $x_{кр} = 0,25$ м, $\delta_{л.кр} = 1,65$ мм.

x/l_0	0,1	0,2	0,5	1,0
α_x, Вт/(м²·°С):				
воздух	56,4	39,9	25,1	17,8
вода	4820	3420	2150	1520
$\delta_л$, мм:				
воздух	0,635	0,895	1,42	2,00
вода	0,366	0,516	0,822	1,15

4-4. Вычислить для условий задачи 4-3 значения среднего коэффициента теплоотдачи и теплового потока на 1 м пластины q_l для воздуха и воды, если температура поверхности пластины $t_c = 50°$ С.

Ответ

При обтекании воздухом $\alpha = 35,7$ Вт/(м²·°С); $q_l = 279$ Вт/м; при обтекании водой $\alpha = 3050$ Вт/(м²·°С); $q_l = 2,3\cdot10^4$ Вт/м.

4-5. Тонкая константановая лента сечением 0,1×5 мм нагревается электрическим током силой $I = 20$ А. Электрическое сопротивление 1 м ленты $R_l = 1,0$ Ом/м.

Лента обтекается продольным потоком воды. Скорость и температура набегающего потока $w_0=0{,}5$ м/с и $t_0=10°$ С.

Определить температуру ленты на расстоянии 25 и 200 мм от передней кромки.

Ответ

При $x=25$ мм $t_c=35{,}2°$ С;
при $x=200$ мм $t_c=81{,}6°$ С.

4-6. Плоская пластина длиной $l=1$ м обтекается продольным потоком воздуха. Скорость и температура набегающего потока воздуха $w_0=80$ м/с и $t_0=10°$ С. Перед пластиной установлена турбулизирующая решетка, вследствие чего движение в пограничном слое на всей длине пластины турбулентное.

Вычислить среднее значение коэффициента теплоотдачи с поверхности пластины и значение местного коэффициента теплоотдачи на задней кромке. Вычислить также толщину гидродинамического пограничного слоя на задней кромке пластины.

Ответ

Средний коэффициент теплоотдачи $\alpha=202$ Вт/(м$^2\cdot$°С). Значение местного коэффициента теплоотдачи при $x=l_0$ $\alpha_{x=l_0}=157{,}5$ Вт/(м$^2\times$ $\times$°С); толщина гидродинамического пограничного слоя при $x=l_0$ $\delta_т=16{,}5$ мм.

Решение

При температуре набегающего потока $t_0=10°$ С физические свойства воздуха: $\nu=14{,}16\cdot10^{-6}$ м^2/с; $\lambda=2{,}51\cdot10^{-2}$ Вт/(м$\cdot$°С).

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}=\frac{w_0\,l_0}{\nu}=\frac{80\cdot1{,}0}{14{,}16\cdot10^{-6}}=5{,}65\cdot10^6>5\cdot10^5.$$

Режим движения в пограничном слое на пластине турбулентный.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи при обтекании пластины воздухом для турбулентного пограничного слоя можно вычислить по формуле [17]

$$\mathrm{Nu}=0{,}032\,\mathrm{Re}^{0,8}\;. \tag{4-4}$$

Подставив полученное значение числа Рейнольдса в (4-4), получим:

$$\mathrm{Nu}=0{,}032\,(5{,}65\cdot10^6)^{0,8}=8050$$

и

$$\alpha=\mathrm{Nu}\frac{\lambda}{l_0}=8050\,\frac{2{,}51\cdot10^{-2}}{1{,}0}=202\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}.$$

Для вычисления местного коэффициента теплоотдачи при обтекании пластины воздухом и турбулентном пограничном слое можно воспользоваться следующей формулой [17]:

$$\mathrm{Nu}_x=0{,}0255\ \mathrm{Re}_x^{0,8}, \tag{4-5}$$

где $\mathrm{Nu}_x=\alpha_x\,x/\lambda$ и $\mathrm{Re}_x=w_0\,x/\nu$.

Значение местного коэффициента теплоотдачи на задней кромке пластины найдем, положив $x=l_0$; тогда $\mathrm{Re}_x=5{,}65\cdot10^6$, $\mathrm{Nu}_x=$ $=0{,}255\,(5{,}65\cdot10^6)^{0,8}=6280$ и

$$\alpha_{x=l_0}=\mathrm{Nu}_{x=l_0}\frac{\lambda}{l_0}=6280\,\frac{2{,}51\cdot10^{-2}}{1{,}0}=157{,}5\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}.$$

Местную толщину турбулентного гидродинамического пограничного слоя можно вычислить по формуле [27]

$$\delta_т=\frac{0{,}37x}{\sqrt[5]{\mathrm{Re}_x}}\;. \tag{1-6}$$

Подставив значения известных величин, получаем при $x=l_0$

$$\delta_т=\frac{0{,}37\cdot1{,}0}{\sqrt[5]{5{,}65\cdot10^6}}=0{,}0165\ \text{м}.$$

4-7. Для условий задачи 4-6 вычислить толщину гидродинамического пограничного слоя и местные значения коэффициентов теплоотдачи на расстояниях $x=0{,}1l_0$; $0{,}2l_0$ и $0{,}8l_0$ от передней кромки пластины. Построить график изменения толщины гидродинамического пограничного слоя и местных значений коэффициента теплоотдачи по длине пластины.

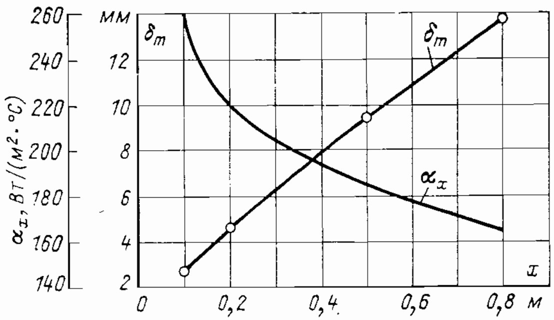


Рис. 4-3. К задаче 4-7.

Ответ

Результаты расчетов приведены на рис. 4-3 и в следующей таблице:

x, м	0,1	0,2	0,5	0,8
α_x, Вт/(м$^2\cdot$°С)	256	219	185	165
$\delta_т$, мм	2,62	4,55	9,49	13,83

4-8. Плоская пластина обтекается продольным потоком воздуха. Скорость и температура набегающего потока равны соответственно $w_0=6$ м/с и $t_0=20°$ С.

Вычислить количество теплоты, отдаваемой воздуху, при условии, что температура поверхности пластины $t_c=80°$ С, а ее размер вдоль потока $l=1$ м и поперек потока $b=0{,}9$ м*.

* Здесь и в дальнейшем (гл. 4—7) тепловое излучение не учитывать.

Ответ

$$Q = 1,3 \text{ кВт}.$$

4-9. Тонкая пластина длиной $l=0,2$ м обтекается продольным потоком воздуха. Скорость и температура набегающего потока равны соответственно $w_0=150$ м/с и $t_0=20°$ C.

Определить среднее значение коэффициента теплоотдачи и плотность теплового потока на поверхности пластины при условии, что температура поверхности пластины $t_с=50°$ C. Расчет произвести в предположении, что по всей длине пластины режим течения в пограничном слое турбулентный.

Ответ

$$\alpha = 454 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}; \quad q = 9080 \text{ Вт/м}^2.$$

Решение

При температуре набегающего потока $t_0=20°$ C физические свойства воздуха следующие:

$$\nu = 15,06\cdot10^{-6} \text{м}^2/\text{с}; \quad \lambda = 2,59\cdot10^{-2} \text{Вт/(м}\cdot°\text{C)}; c_p=1,0 \quad \text{кДж/(кг}\cdot°\text{C)}.$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w_0 l}{\nu} = \frac{150\cdot0,2}{15,06\cdot10^{-6}} = 1,99\cdot10^6.$$

Число Маха

$$M = \frac{w}{a} = \frac{150}{344} = 0,436,$$

где скорость звука в воздухе

$$a = 20,1\sqrt{T_0} = 20,1\sqrt{293} = 344 \text{ м/с}.$$

Для расчета теплоотдачи пластины в воздушном потоке высокой дозвуковой скорости при $10^5<\text{Re}<2\cdot10^6$ и $0,25<M<0,8$ формула (4-4) справедлива при условии, что коэффициент теплоотдачи отнесен к разности температур между температурой стенки и адиабатической температурой стенки $t_{а.с}$ [17]:

$$t^{а.с} = t_0 + r\frac{w_0^2}{2c_p},$$

где коэффициент восстановления для продольно-обтекаемой пластины при турбулентном пограничном слое можно принять равным $r = \sqrt[3]{\text{Pr}}$.

Для воздуха при $t_0=20°$ C $r=\sqrt[3]{0,703}=0,89$.

В рассматриваемом случае

$$\text{Nu} = 0,032\,\text{Re}^{0,8} = 0,032\,(1,99\cdot10^6)^{0,8} = 3500$$

и

$$\alpha = \text{Nu}\frac{\lambda}{l} = 3500\frac{2,59\cdot10^{-2}}{0,2} = 454 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}.$$

Адиабатическая температура стенки

$$t_{а.с} = 20 + 0,89\frac{150^2}{2\cdot1\cdot10^3} = 30° \text{ C}$$

и плотность теплового потока

$$q = \alpha(t_с - t_{а.с}) = 454\,(50-30) = 9080 \text{ Вт/м}^2.$$

4-10. Вычислить среднее значение коэффициента теплоотдачи и количество теплоты, отдаваемой с поверхности пластины, омываемой продольным потоком воздуха.

Скорость и температура набегающего потока равны соответственно: $w_0=200$ м/с и $t_0=30°$ C. Температура поверхности пластины $t_с=90°$ C. Длина пластины вдоль потока $l=120$ мм, а ее ширина $b=200$ мм.

Расчет произвести в предположении, что на всей длине пластины пограничный слой является турбулентным.

Ответ

$$\alpha = 640 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}; \quad Q = 1,3 \text{ кВт}.$$

ГЛАВА ПЯТАЯ

ТЕПЛООТДАЧА И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБЕ

5-1. Вычислить средний коэффициент теплоотдачи при течении трансформаторного масла в трубе диаметром $d=8$ мм и длиной $l=1$ м, если средняя по длине трубы температура масла $t_ж=80°$ C, средняя температура стенки трубки $t_с=20°$ C и скорость масла $w=0,6$ м/с (рис. 5-1).

Ответ

$$\alpha = 138 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}.$$

Решение

Для определения режима движения масла вычисляем значение числа Рейнольдса.

При $t_ж=80°$ C кинематическая вязкость масла $\nu_ж=3,66\times10^{-6}$ м²/с и число

$$\text{Re}_ж = \frac{wd}{\nu_ж} = \frac{0,6\cdot8\cdot10^{-3}}{3,66\cdot10^{-6}} = 1310.$$

Так как $\text{Re}_ж<2300$, то режим течения ламинарный.

Для того чтобы установить, оказывает ли влияние на теплоотдачу естественная конвекция, нужно вычислить значение произведения $(\text{GrPr})_г$, где в качестве определяющей температуры принимается

$$t_г = 0,5\,(t_ж + t_с), \text{ а } t_ж = 0,5\,(t_{ж1} + t_{ж2}).$$

В рассматриваемом случае

$$t_г = 0,5\,(80+20) = 50° \text{ C}.$$

При этой температуре

$$\nu_г = 7{,}58\cdot10^{-6}\ м^2/с;\quad \beta_г = 7{,}05\cdot10^{-4}\ К^{-1};\quad Pr_г = 111;$$

$$(Gr\,Pr)_г = g\beta_г\,\frac{(t_ж - t_с)\,d^3}{\nu_г^2}\,Pr_г =$$

$$= 9{,}81\cdot7{,}05\cdot10^{-4}\,\frac{(80-20)\,(8\cdot10^{-3})^3}{(7{,}58\cdot10^{-6})^2}\,111 = 3{,}6\cdot10^5.$$

Так как $(GrPr)_г < 8\cdot10^5$, то естественная конвекция не оказывает существенного влияния на теплоотдачу и режим течения масла — вязкостный.

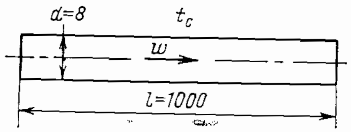


Рис. 5-1. К задаче 5-1.

Расчет средней теплоотдачи при вязкостном режиме течения жидкости в трубах при постоянной температуре стенки ($t_с$=const) можно производить по следующей формуле [15]:

$$Nu_г = 1{,}55\left(Pe_г\,\frac{d}{l}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_ж}{\mu_с}\right)^{0{,}14}\varepsilon, \qquad (5\text{-}1)$$

где

$$Nu_г = \frac{\alpha d}{\lambda_г};\quad Pe_г\,\frac{d}{l} = \frac{4Gc_{pг}}{\pi l\lambda_г};\quad \alpha = \frac{q}{t_ж - t_с};$$

индексы «с» и «г» означают, что физические свойства жидкости выбираются соответственно при температуре стенки $t_с$ и температуре $t_г = 0{,}5(t_ж + t_с)$; ε — поправка на участок гидродинамической стабилизации:

$$\varepsilon = 0{,}6\left(\frac{1}{Re_ж}\,\frac{l}{d}\right)^{-1/7}\left(1 + 2{,}5\,\frac{1}{Re_ж}\,\frac{l}{d}\right).$$

Эта поправка вводится, когда перед обогреваемым участком трубы нет участка гидродинамической стабилизации и

$$\frac{1}{Re_ж}\,\frac{l}{d} < 0{,}1.$$

Формула (5-1) справедлива при $Re_ж < 2300$;

$$\frac{1}{Pe_г}\,\frac{l}{d} \leqslant 0{,}05;\quad (Gr\,Pr)_г \leqslant 8\cdot10^5;\quad 0{,}07 \leqslant \frac{\mu_с}{\mu_ж} \leqslant 1500\,^*.$$

В рассматриваемом случае $t_ж = 80°$ С; $t_с = 20°$ С и $t_г = 50°$ С.

* Поправка на влияние переменных свойств в формуле (5-1) $(\mu_ж/\mu_с)^{0{,}14}$ несправедлива для газов.

Физические свойства масла:

$$\rho_ж = 844\ кг/м^3;\quad \mu_ж = 30{,}8\cdot10^4\ Па\cdot с;$$

$$\lambda_г = 0{,}108\ Вт/(м\cdot°С);\quad c_{pг} = 1{,}846\ кДж/(кг\cdot°С);$$

$$\mu_с = 198{,}2\cdot10^{-4}\ Па\cdot с.$$

Расход масла

$$G = \rho_ж\,w\,\frac{\pi d^2}{4} = 844\cdot0{,}6\,\frac{\pi\,(8\cdot10^{-3})^2}{4} = 2{,}53\cdot10^{-2}\ кг/с.$$

Число

$$Pe_г\,\frac{d}{l} = \frac{4G}{\pi l}\,\frac{c_{pг}}{\lambda_г} = \frac{4\cdot2{,}53\cdot10^{-2}}{3{,}14\cdot1{,}0}\,\frac{1{,}846\cdot10^3}{0{,}108} = 550;$$

$\frac{1}{Pe_г}\,\frac{l}{d} < 0{,}05$ и, следовательно, формула (5-1) применима.

Поправка на гидродинамический начальный участок

$$\frac{1}{Re_ж}\,\frac{l}{d} = \frac{1}{1310}\,\frac{1}{8\cdot10^{-3}} = 0{,}0955 < 0{,}1$$

и

$$\varepsilon = 0{,}6\,(0{,}0955)^{-1/7}\,(1 + 2{,}5\cdot0{,}0955) = 1{,}05.$$

Число

$$Nu_г = 1{,}55\,(550)^{1/3}\left(\frac{30{,}8}{198{,}2}\right)^{0{,}14}1{,}05 = 10{,}2.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = Nu_г\,\frac{\lambda_г}{d} = 10{,}2\,\frac{0{,}108}{8\cdot10^{-3}} = 138\ Вт/(м^2\cdot°С).$$

5-2. Определить температуры масла на входе и выходе из трубки и падение давления по длине трубки в условиях задачи (5-1).

Ответ

$$t_{ж1} = 82°\,С;\quad t_{ж2} = 78°\,С;\quad \Delta p = 1640\ Па.$$

Решение

При решении задачи (5-1) имеем: $\alpha = 138$ Вт/(м²·°С); $t_ж = 80°$ С; $t_с = 20°$ С; $G = 2{,}53\cdot10^{-2}$ кг/с.

Количество передаваемой теплоты

$$Q = \alpha\,(t_ж - t_с)\,\pi dl = 138\,(80-20)\,3{,}14\cdot8\cdot10^{-3}\cdot1{,}0 = 207\ Вт.$$

Теплоемкость масла при $t_ж = 80°$ С $c_{pж} = 2{,}03$ кДж/(кг·°С) и изменение температуры масла по длине трубки

$$t_{ж1} - t_{ж2} = \frac{Q}{Gc_{pж}} = \frac{207}{2{,}53\cdot10^{-2}\cdot2{,}03\cdot10^3} = 4°\,С,$$

а среднее арифметическое значение температуры масла $t_ж = 0{,}5(t_{ж1} + t_{ж2}) = 80°$ С, откуда $t_{ж1} = 82°$ С и $t_{ж2} = 78°$ С.

При вязкостном неизотермическом течении жидкости в трубах коэффициент сопротивления трения можно определить по следующей формуле [19]:

$$\xi = \xi_и \left(\frac{\mu_с}{\mu_{ж1}}\right)^n, \qquad (5\text{-}2)$$

где $\xi_и$ — коэффициент сопротивления трения при изотермическом течении:

$$\xi_и = \frac{64}{Re};$$

$$n = C\left(Pe_1 \frac{d}{l}\right)^m \left(\frac{\mu_с}{\mu_{ж1}}\right)^{-0,062};$$

при $Pe_1\, d/l \leqslant 1500$; $C=2{,}3$; $m=-0{,}3$;
при $Pe_1\, d/l > 1500$; $C=0{,}535$; $m=-0{,}1$.

В рассматриваемом случае температура масла на входе $t_{ж1}=82°\,C$ и при этой температуре $c_{pж1}=2{,}04$ кДж/(кг·°С); $\lambda_{ж1}=0{,}105$ Вт/(м·°С); $\mu_{ж1}=29{,}7$ Па·с. Из решения задачи (5-1) имеем: $Re_ж=1310$ и $\mu_с=198{,}2$ Па·с; $\rho_ж=844$ кг/м³; $w=0{,}6$ м/с, тогда

$$Pe_1 = \frac{d}{l} = \frac{4G}{\pi l}\frac{c_{pж1}}{\lambda_{ж1}} = \frac{4\cdot 2{,}53\cdot 10^{-2}}{3{,}14\cdot 1{,}0}\,\frac{2{,}04\cdot 10^3}{0{,}105} = 625,$$

так как $Pe_1 \dfrac{d}{l} < 1500$, то $C=2{,}3$ и $m=-0{,}3$.

Показатель степени n в формуле (5-2)

$$n = 2{,}3\,(625)^{-0,3}\left(\frac{198{,}2}{29{,}7}\right)^{-0,062} = 0{,}3.$$

Коэффициент сопротивления трения

$$\xi = \frac{64}{Re_ж}\left(\frac{\mu_с}{\mu_{ж1}}\right)^n = \frac{64}{1310}\left(\frac{198{,}2}{29{,}7}\right)^{0,3} = 0{,}0865.$$

Падение давления

$$\Delta p = \xi\frac{\rho_ж w^2}{2}\frac{l}{d} = 0{,}0865\,\frac{844\cdot 0{,}6^2}{2}\,\frac{1}{8\cdot 10^{-3}} = 1640\ Па.$$

5-3. Как изменится значение среднего коэффициента теплоотдачи в условиях задачи 5-1, если длину трубы уменьшить в 5 раз ($l/d=25$ вместо $l/d=125$), а все остальные условия сохранить без изменения. Результат расчета сравнить с ответом к задаче 5-1.

Ответ

$\alpha'=262$ Вт/(м²·°С). Средний по длине коэффициент теплоотдачи увеличится в 1,9 раза.

5-4. Определить гидравлическое сопротивление в условиях задачи 5-3. Ответ сравнить с результатом расчета задачи 5-2.

Ответ

$\Delta p'=276$ Па. Гидравлическое сопротивление уменьшится в 5,8 раза.

5-5. Как изменится средний коэффициент теплоотдачи при вязкостном режиме течения жидкости в трубе, если скорость жидкости возрастет соответственно в 2 и 4 раза, а диаметр трубы, средняя температура жидкости и температура стенки останутся неизменными.

При расчете изменением значения поправки на участок стабилизации ε пренебречь.

Ответ

Коэффициент теплоотдачи возрастет соответственно в $2^{1/3}\approx 1{,}26$ и $4^{1/3}\approx 1{,}59$ раза.

5-6. Как изменятся значения числа Nu и коэффициента теплоотдачи при вязкостном режиме течения жидкости в трубе, если диаметр трубы увеличить соответственно в 2 и 4 раза, сохранив среднюю температуру жидкости и температуру стенки постоянными: а) при постоянной скорости жидкости и б) при постоянном расходе жидкости.

При расчете изменением значения поправки на участок стабилизации ε пренебречь.

Ответ

а) При неизменной скорости число $Nu_г$ увеличится соответственно в $2^{2/3}\approx 1{,}59$ и $4^{2/3}\approx 2{,}52$ раза. Коэффициент теплоотдачи уменьшится соответственно в 1,26 и 1,59 раза.

б) При неизменном расходе число $Nu_г$ от значения диаметра не зависит. Коэффициент теплоотдачи уменьшится соответственно в 2 и 4 раза.

5-7. По трубке диаметром $d=6$ мм движется вода со скоростью $w=0{,}4$ м/с. Температура стенки трубки $t_с=50°\,C$. Какую длину должна иметь трубка, чтобы при температуре воды на входе $t_{ж1}=10°\,C$ ее температура на выходе из трубки была $t_{ж2}=20°\,C$?

Ответ

$$l = 0{,}76\ м.$$

Решение

При средней по длине температуре

$$t_ж = 0{,}5\,(t_{ж1}+t_{ж2}) = 0{,}5\,(10+20) = 15°\,C$$

кинематическая вязкость воды $\nu_ж=1{,}16\cdot 10^{-6}$ м²/с и число Рейнольдса

$$Re_ж = \frac{wd}{\nu_ж} = \frac{0{,}4\cdot 6\cdot 10^{-3}}{1{,}16\cdot 10^{-6}} = 2065.$$

Режим течения ламинарный. При температуре $t_г=0{,}5(t_ж+t_с)=0{,}5(15+50)=32{,}5°\,C$

$$\nu_г = 0{,}769\cdot 10^{-6}\ м^2/с;\quad \beta_г = 3{,}37\cdot 10^{-4}\ К^{-1};\quad Pr_г = 5{,}14;$$

$$(Gr\,Pr)_г = g\beta_г\frac{(t_с - t_ж)\,d^3}{\nu_г^2}Pr_г =$$

$$= 9{,}81\cdot 3{,}37\cdot 10^{-4}\,\frac{(50-15)\,(6\cdot 10^{-3})^3}{(0{,}769\cdot 10^{-6})^2}\,5{,}14 = 2{,}17\cdot 10^5 < 8\cdot 10^5.$$

Следовательно, режим вязкостный, и для определения коэффициента теплоотдачи воспользуемся формулой (5-1). Так как относительная длина трубки нам неизвестна, задачу решаем методом последовательных приближений.

Задаемся относительной длиной трубки $l/d=100$ и, следовательно, $l=100\cdot 6\cdot 10^{-3}=0{,}6$ м.

Физические свойства воды:
при $t_ж=15°$ С $\mu_ж=1155\cdot 10^{-6}$ Па·с, $\rho_ж=999$ кг/м³;
при $t_г=32{,}5°$ С $\lambda_г=0{,}631$ Вт/(м·°С), $c_{pг}=4{,}174$ кДж/(кг·°С);
при $t_c=50°$ С $\mu_c=549{,}4\cdot 10^{-6}$ Па·с.

Расход воды

$$G=\rho_ж\, w\,\frac{\pi d^2}{4}=999\cdot 0{,}4\,\frac{3{,}14\,(6\cdot 10^{-3})^2}{4}=0{,}0113 \text{ кг/с}.$$

Число

$$\mathrm{Pe}_г\,\frac{d}{l}=\frac{4G}{\pi l}\,\frac{c_{pг}}{\lambda_г}=\frac{4\cdot 0{,}0113}{3{,}14\cdot 0{,}6}\,\frac{4174}{0{,}631}=159.$$

Поправка на участок гидродинамической стабилизации

$$\varepsilon=0{,}6\left(\frac{1}{\mathrm{Re}_ж}\,\frac{l}{d}\right)^{-1/7}\left(1+2{,}5\,\frac{1}{\mathrm{Re}_ж}\,\frac{l}{d}\right)=$$

$$=0{,}6\left(\frac{100}{2065}\right)^{-1/7}\left(1+2{,}5\,\frac{100}{2065}\right)\approx 1{,}04.$$

Число

$$\mathrm{Nu}_г=1{,}55\left(\mathrm{Pe}_г\,\frac{d}{l}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_ж}{\mu_c}\right)^{0,14}\varepsilon=1{,}55\,(159)^{1/3}\left(\frac{1155}{549{,}4}\right)^{0,14}1{,}04=9{,}7.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha=\mathrm{Nu}_г\,\frac{\lambda_г}{d}=9{,}7\,\frac{0{,}631}{6\cdot 10^{-3}}=1020 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

Количество передаваемой теплоты

$$Q=Gc_{pж}\,(t_{ж2}-t_{ж1})=0{,}0113\cdot 4187\cdot 10=473 \text{ Вт},$$

где $c_{pж}$ выбирается по средней температуре жидкости $t_ж=15°$ С.
С другой стороны, количество передаваемой теплоты

$$Q=\alpha\,(t_c-t_ж)\,\pi d l.$$

Таким образом, в результате первого приближения находим:

$$l=\frac{Q}{\alpha\,(t_c-t_ж)\,\pi d}=\frac{473}{1020\,(50-15)\,3{,}14\cdot 6\cdot 10^{-3}}=0{,}705 \text{ м}.$$

Для второго приближения выбираем $l=0{,}75$ м и повторяем расчет. Получаем: $\mathrm{Pe}_г\dfrac{d}{l}=183$; $\varepsilon=1{,}03$; $\mathrm{Nu}_г=8{,}94$; $\alpha=940$. В результате второго приближения получаем:

$$l=\frac{473}{940\cdot 35\cdot 3{,}14\cdot 6\cdot 10^{-3}}=0{,}765 \text{ м}.$$

Так как принятая длина трубки с достаточной точностью совпадает с полученной в результате второго приближения, то третьего приближения делать не нужно и можно принять $l=0{,}76$ м.

5-8. Вода со скоростью $w=0{,}2$ м/с движется по трубке диаметром $d=4$ мм и длиной $l=200$ мм. Температура стенки трубы $t_c=70°$ С. Какая будет температура воды на выходе из трубки, если на входе она имеет температуру $t_{ж1}=10°$ С.

Ответ

$$t_{ж2}=27°\text{ С}.$$

5-9. По трубке диаметром $d=10$ мм течет масло марки МК. Температура масла на входе в трубку $t_{ж1}=80°$ С. Расход масла $G=120$ кг/ч. Какую длину должна иметь трубка, чтобы при температуре стенки $t_c=30°$ С температура масла на выходе из трубки $t_{ж2}$ равнялась 76° С?

Ответ

$$l=1{,}66 \text{ м}.$$

5-10. Определить гидравлическое сопротивление при течении масла по трубке в условиях задачи 5-9. Сравнить результат расчета с гидравлическим сопротивлением при изотермическом течении масла при той же температуре на входе в трубку.

Ответ

Падение давления по длине трубки $\Delta p=2{,}55\cdot 10^4$ Па.

При изотермическом течении $\Delta p_и=1{,}05\cdot 10^4$ Па, т. е. примерно в 2,5 раза меньше.

5-11. По трубкам радиатора диаметром $d=5$ мм и длиной $l=0{,}4$ м течет масло марки МС-20 (рис. 5-2). Температура стенок трубок $t_c=30°$ С.

Средняя температура масла по длине радиатора $t_ж=70°$ С.

Определить общее количество отдаваемой теплоты, если радиатор имеет $n=120$ параллельно включенных трубок, а общий расход масла через радиатор составляет $G=2{,}5$ кг/с.

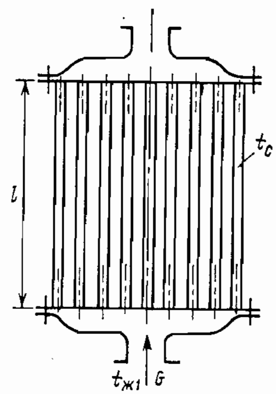


Рис. 5-2. К задаче 5-11.

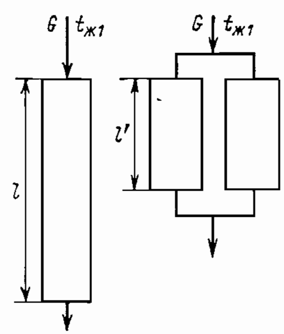


Рис. 5-3. К задаче 5-13.

Ответ

$$Q = 9{,}1 \text{ кВт}.$$

5-12. Определить гидравлическое сопротивление и мощность (без учета к. п. д. насоса), затрачиваемую на прокачку масла через радиатор, в условиях задачи 5-11. При расчете принять температуру на входе в радиатор $t_{ж1} = 70°$ С; местные сопротивления не учитывать.

Ответ

$$\Delta p = 6{,}85 \cdot 10^4 \text{ Па}; \quad N = 0{,}2 \text{ кВт}.$$

5-13. Как изменятся коэффициент теплоотдачи, количество передаваемой теплоты и перепад давлений в условиях задач 5-11 и 5-12, если вместо одного радиатора с трубками длиной $l = 400$ мм поставить два параллельно включенных радиатора с трубками длиной $l' = 200$ мм, сохраняя все остальные условия теми же, что в задаче 5-11 (рис. 5-3).

Ответ

$$\alpha' \approx \alpha; \quad Q' \approx Q; \quad \Delta p' = \frac{1}{4} \Delta p.$$

5-14. По трубке диаметром $d = 8$ мм течет вода Трубка обогревается так, что плотность теплового потока на стенке постоянна по периметру и длине и равна $q_с = 4 \cdot 10^4$ Вт/м².

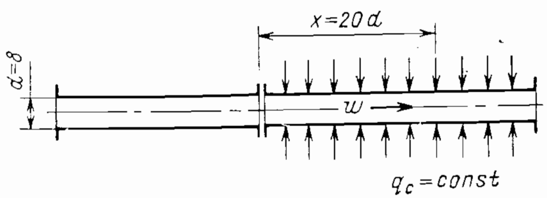


Рис. 5-4. К задаче 5-14.

Определить значение местного коэффициента теплоотдачи и температуру стенки трубки на расстоянии $x = 20\,d$ от входа в обогреваемый участок трубки.

Температура воды на входе $t_{ж1} = 10°$ С. Средняя скорость движения воды $w = 0{,}15$ м/с. Перед обогреваемым участком трубки имеется участок гидродинамической стабилизации (рис. 5-4).

Ответ

$$\alpha = 885 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{С)}; \quad t_с = 60° \text{ С}.$$

Решение

Для определения режима движения воды вычисляем число Рейнольдса. Расход воды

$$G = \rho w \frac{\pi d^2}{4} = 999 \cdot 0{,}15 \frac{\pi (8 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 7{,}54 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

Средняя массовая температура воды в сечении $x = 20d = 20 \cdot 8 \times 10^{-3} = 0{,}16$ м

$$t_ж = t_{ж1} + \frac{q_с \pi d}{G c_p} x = 10 + \frac{4 \cdot 10^4 \cdot 3{,}14 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{7{,}54 \cdot 10^{-3} \cdot 4187} 0{,}16 = 10 + 5{,}1 = 15{,}1° \text{ С},$$

где плотность и теплоемкость воды выбраны при 15° С: $\rho = 999$ кг/м³ и $c_{pж} = 4187$ Дж/(кг·°С).

При $t_ж = 15°$ С для воды $\nu_ж = 1{,}153 \cdot 10^{-6}$ м²/с и

$$\text{Re}_ж = \frac{wd}{\nu_ж} = \frac{0{,}15 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{1{,}153 \cdot 10^{-6}} = 1040.$$

Так как $\text{Re}_ж < 2300$, то режим течения воды ламинарный. Для того чтобы установить, не оказывает ли влияние на теплоотдачу естественная конвекция, необходимо вычислить произведение $(\text{GrPr})_г$. Но для этого необходимо знать температуру стенки. Поэтому мы эту проверку выполним в конце расчета, после определения $t_с$. Расчет проводим, считая, что естественная конвекция не оказывает влияния на теплоотдачу.

Для расчета местной теплоотдачи при вязкостном режиме течения жидкости в трубах при постоянной плотности теплового потока на стенке ($q_с = \text{const}$) можно использовать формулу [15]:

$$\text{Nu}_г = 1{,}31 \varepsilon \left(\frac{1}{\text{Pe}_г} \frac{x}{d}\right)^{-\frac{1}{3}} \left(1 + 2 \frac{1}{\text{Pe}_г} \frac{x}{d}\right) \left(\frac{\mu_с}{\mu_ж}\right)^{-\frac{1}{6}}, \qquad (5\text{-}3)$$

где

$$\text{Nu}_г = \frac{\alpha d}{\lambda_г}; \quad \frac{1}{\text{Pe}_г} \frac{x}{d} = \frac{\pi x \lambda_г}{4 G c_{pг}}; \quad \alpha = \frac{q_с}{t_с - t_ж};$$

индексы «с» и «г» означают, что физические свойства жидкости выбираются соответственно при температуре стенки $t_с$ и температуре $t_г = 0{,}5\,(t_ж + t_с)$; ε — поправка на участок гидродинамической стабилизации:

$$\varepsilon = 0{,}35 \left(\frac{1}{\text{Re}_ж} \frac{x}{d}\right)^{-1/6} \left[1 + 2{,}85 \left(\frac{1}{\text{Re}_ж} \frac{x}{d}\right)^{0{,}42}\right].$$

Эта поправка вводится, когда перед обогреваемым участком трубы нет участка гидродинамической стабилизации и $\frac{1}{\text{Re}_ж} \frac{x}{d} \leqslant 0{,}064$.

Формула (5-3) справедлива при $\text{Re}_ж < 2300$:

$$\frac{1}{\text{Pe}_г} \frac{x}{d} < 0{,}04 \text{ и } 0{,}04 < \frac{\mu_с}{\mu_ж} < 1.$$

Для выполнения расчета по формуле (5-3) необходимо знать температуру стенки $t_с$. Поэтому расчет выполняем методом последовательных приближений.

Оценивая значение коэффициента теплоотдачи от стенки к воде $\alpha=1000$ Вт/(м²·°С), получаем:

$$t_c = t_ж + \frac{q_c}{\alpha} \approx 15,1 + \frac{4\cdot 10^4}{1\cdot 10^3} \approx 55^\circ\,С,$$

тогда $t_г=0,5(t_ж+t_c)=0,5(15,1+55)\approx 35^\circ$ С.

При этой температуре

$$c_{pг} = 4174\ Дж/(кг\cdot{}^\circ С);\quad \lambda_г = 0,624\ Вт/(м\cdot{}^\circ С);$$

при $t_ж=15,1^\circ$ С $\mu_ж=1152\cdot 10^{-6}$ Па·с;
при $t_c=55^\circ$ С $\mu_c=509,6\cdot 10^{-6}$ Па·с
и

$$\frac{1}{Pe_г}\,\frac{x}{d} = \frac{\pi x \lambda_г}{4Gc_{pг}} = \frac{3,14\cdot 0,16\cdot 0,624}{4\cdot 7,54\cdot 10^{-3}\cdot 4174} = 2,5\cdot 10^{-3};$$

$$\frac{1}{Pe_г}\,\frac{x}{d} < 0,04;\qquad \frac{\mu_c}{\mu_ж} = \frac{509,6}{1152} = 0,442 > 0,04;$$

следовательно, формула (5-3) применима.

По условиям $\varepsilon=1$ и число

$$Nu_г = 1,31\,(2,5\cdot 10^{-3})^{-\frac{1}{3}}\,(1+2\cdot 2,5\cdot 10^{-3})\,(0,442)^{-\frac{1}{6}} = 11,1.$$

Местный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = Nu_г \frac{\lambda_г}{d} = 11,1\,\frac{0,624}{8\cdot 10^{-3}} = 866\ Вт/(м^2\cdot{}^\circ С).$$

Температура стенки во втором приближении

$$t_c = 15,1 + \frac{4\cdot 10^4}{866} = 15,1 + 46,2 = 61,3^\circ\,С.$$

Принимаем $t_c=60^\circ$ С, повторяем расчет и получаем:

$$t_г = 37,5^\circ\,С;\qquad \frac{1}{Pe_г}\,\frac{x}{d} = 2,54\cdot 10^{-3};$$

$$\frac{\mu_c}{\mu_ж} = 0,4;\quad Nu_г = 11,2;\quad \alpha = 885\ Вт/(м^2\cdot{}^\circ С);$$

температура стенки в третьем приближении

$$t_c = 15,1 + \frac{4\cdot 10^4}{885} = 15,1 + 45,2 = 60,3^\circ\,С.$$

Так как полученная в результате расчета температура стенки с достаточной точностью совпадает с принятой, то можно принять $\alpha=885$ Вт/(м²·°С) и $t_c=60^\circ$ С.

Теперь, определив t_c, проверим, не влияет ли на теплоотдачу естественная конвекция.

При температуре $t_г=37,5^\circ$ С $\nu_г=0,695\cdot 10^{-6}$ м²/с; $\beta_г=3,71\times\times 10^{-4}$ К⁻¹; $Pr=4,59$, тогда

$$(GrPr)_г = g\beta_г \frac{(t_c - t_ж)\,d^3}{\nu_г^2}\,Pr_г =$$

$$= 9,81\cdot 3,71\cdot 10^{-4}\,\frac{(60-15,1)\,(8\cdot 10^{-3})^3}{(0,695\cdot 10^{-6})^2}\,4,59 = 7,9\cdot 10^5 < 8\cdot 10^5,$$

и можно принять, что естественная конвекция не будет существенно влиять на теплоотдачу.

5-15. Сравнить значения местных чисел Нуссельта при ламинарном течении жидкости в круглой трубе в условиях постоянной плотности теплового потока на стенке, без предвключенного участка гидродинамической стабилизации ($Nu_г$) и при наличии такого участка ($Nu_{г.ст}$). Сравнение провести для относительных расстояний от входа в обогреваемый участок $x/d=1$, 2, 5, 10, 15 и 20. Число Рейнольдса принять $Re_ж=1800$.

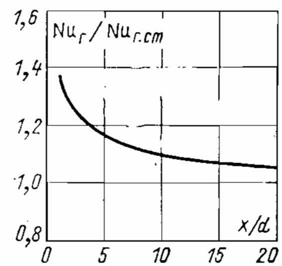


Рис. 5-5. К задаче 5-15.

Ответ

x/d	1	2	5	10	15	20
$Nu_г/Nu_{г.ст}$	1,37	1,26	1,16	1,10	1,07	1,06

Решение

Согласно (5-3) поправку на участок гидродинамической стабилизации $\varepsilon=Nu_г/Nu_{г.ст}$ можно вычислить по формуле

$$\varepsilon = 0,35\left(\frac{1}{Re_ж}\,\frac{x}{d}\right)^{-1/6}\left[1+2,85\left(\frac{1}{Re_ж}\,\frac{x}{d}\right)^{0,42}\right].$$

В рассматриваемом случае $Re_ж=1800$ и для $x/d=2$ имеем:

$$\varepsilon = 0,35\left(\frac{2}{1800}\right)^{-1/6}\left[1+2,85\left(\frac{2}{1800}\right)^{0,42}\right] = 1,26.$$

Результаты расчета для других значений относительной длины приведены в ответе к задаче и на рис. 5-5.

5-16. Определить значения местных коэффициентов теплоотдачи и температуры внутренней поверхности трубки диаметром $d=10$ мм на расстояниях $x=0,5$ м и $x=1,0$ м от входа в обогреваемый участок. Труба обогревается при постоянной плотности теплового потока на стенке, $q_c=1\cdot 10^4$ Вт/м². Теплота отводится трансформаторным маслом, которое поступает с температурой $t_{ж1}=30^\circ$ С и движется по трубке со средней скоростью $w=2,5$ м/с.

Ответ

при $x=50\,d$ $\alpha=326$ Вт/(м²·°С), $t_c\approx 61^\circ$ С;
при $x=100\,d$ $\alpha=265$ Вт/(м²·°С), $t_c\approx 69^\circ$ С.

5-17. По трубке диаметром $d=6$ мм и длиной $l=1600$ мм течет вода с расходом $G=15$ кг/ч. Трубка обогревается так, что плотность теплового потока на ее внутренней поверхности можно принять постоянной (q_c=const). Температура воды на входе в трубку $t_{ж1}=20°$ С.

До какого значения можно поднять тепловую нагрузку q_c, Вт/м², если температура на внутренней поверхности трубки не должна превышать $t_c \leqslant 100°$ С? Какова при этом будет средняя массовая температура воды на выходе?

Ответ

$$q_c = 3{,}65 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2; \quad t_{ж2} = 43{,}7° \text{ С}.$$

5-18. Как изменятся допустимая плотность теплового потока и температура воды на выходе из трубки в условиях задачи 5-17, если расход воды уменьшить в 2 раза, т. е. при $G=7{,}5$ кг/ч?

Ответ

$q_c=2{,}5\cdot10^4$ Вт/м², т. е. уменьшится примерно в 1,5 раза; $t_{ж2}=52{,}5°$ С.

5-19. Определить относительную длину участка тепловой стабилизации $l_{н.т}/d$ при ламинарном режиме течения воды в трубе диаметром $d=14$ мм в условиях постоянной по длине трубы температуры стенки (t_c=const), если средняя температура воды $t_ж=50°$ С и $\mathrm{Re}_ж=1500$. Вычислить также значение местного коэффициента теплоотдачи на участке трубы, где $l>l_{н.т}$.

Ответ

$$l_{н.т}/d = 266; \quad \alpha = 170 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Решение

При ламинарном режиме течения для условия t_c=const относительную длину участка тепловой стабилизации можно принять:

$$\frac{l_{н.т}}{d} \approx 0{,}05 \, \mathrm{Pe}_ж.$$

В рассматриваемом случае при $t_ж=50°$ С $\mathrm{Pr}_ж=3{,}55$ и $\mathrm{Pe}_ж=\mathrm{Re}_ж\mathrm{Pr}_ж=1500\cdot3{,}55=5320$, следовательно, $l_{н.т}/d=0{,}05\cdot5320=266$.

При $l>l_{н.т}$ предельное значение числа $\mathrm{Nu}_\infty=3{,}66$, следовательно,

$$\alpha = \mathrm{Nu}_\infty \frac{\lambda_ж}{d} = 3{,}66 \frac{0{,}648}{14\cdot10^{-3}} = 170 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)},$$

где при $t_ж=50°$ С $\lambda_ж=0{,}648$ Вт/(м·°С).

5-20. Решить задачу 5-19, если теплообмен осуществляется при условии постоянства по длине плотности теплового потока на стенке (q_c=const).

Ответ

$$l_{н.т}/d = 372; \quad \alpha = 203 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Решение

При ламинарном режиме течения для условия q_c=const относительную длину участка тепловой стабилизации можно принять равной $l_{н.т}/d \approx 0{,}07 \, \mathrm{Pe}_ж$, а $\mathrm{Nu}_\infty=4{,}36$.

В рассматриваемом случае (см. задачу 5-19)

$$\frac{l_{н.т}}{d} = 0{,}07\cdot5320 \approx 372;$$

$$\alpha = 4{,}36 \frac{0{,}648}{14\cdot10^{-3}} = 203 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

5-21. Вычислить длину участка тепловой стабилизации в трубе диаметром $d=10$ мм при условии постоянства по длине трубы плотности теплового потока на стенке (q_c=const) и $\mathrm{Re}_ж=1000$ при течении следующих жидкостей: трансформаторного масла при средней температуре $t_ж=100°$ С, воды при $t_ж=230°$ С, ртути при $t_ж=120°$ С, висмута при $t_ж=400°$ С и натрия при $t_ж=400°$ С.

Определить также значения местных коэффициентов теплоотдачи для этих жидкостей на участке трубы, где $l>l_{н.т}$.

При расчете влияние продольной теплопроводности не учитывать.

Ответ

Результаты расчета помещены в следующую таблицу:

Жидкость	$l_{н.т}$, м	α, Вт/(м²·°С)
Трансформаторное масло	30,7	45,2
Вода	0,616	278
Ртуть	0,0126*	4 030
Висмут	0,0102*	6 270
Натрий	0,00392*	27 900

* В действительности $l_{н.т}$ будет несколько больше полученного значения за счет продольных растечек теплоты.

5-22. Определить значение коэффициента теплоотдачи и количество передаваемой теплоты при течении воды в горизонтальной трубе диаметром $d=10$ мм и длиной $l=1{,}2$ м, если средние по длине температуры воды и стенки трубы равны соответственно $t_ж=30°$ С и $t_c=60°$ С, а расход воды $G=7\cdot10^{-3}$ кг/с.

Ответ

$$\alpha = 1065 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}; \quad Q = 1200 \text{ Вт}.$$

Решение

Для определения режима движения воды определяем критерий Re. При $t_ж=30°$ С $\mu_ж=801\cdot10^{-6}$ Па·с и

$$\mathrm{Re}_ж = \frac{4G}{\pi d \mu_ж} = \frac{4\cdot7\cdot10^{-3}}{3{,}14\cdot1\cdot10^{-2}\cdot801\cdot10^{-6}} = 1100 < 2300.$$

Течение ламинарное.

Для того чтобы установить, оказывает ли влияние на теплоотдачу естественная конвекция, вычисляем произведение $(\mathrm{GrPr})_г$, где в качестве определяющей температуры принимается температура $t_г=0{,}5(t_c+t_ж)$, а $t_ж=0{,}5(t_{ж1}+t_{ж2})$. Следовательно, $t_г=0{,}5(30+60)=45°$ С.

При этой температуре $\nu_г=0{,}607\cdot10^{-6}$ м²/с; $\beta_г=4{,}18\cdot10^{-4}$ К⁻¹; $\mathrm{Pr}_г=3{,}92$.

Отсюда:

$$(\mathrm{GrPr})_\text{г} = g\beta_\text{г}\frac{(t_\text{с}-t_\text{ж})\,d^3}{\nu_\text{г}^2}\,\mathrm{Pr}_\text{г} =$$

$$= 9{,}81\cdot 4{,}18\cdot 10^{-4}\,\frac{(60-30)\,(1\cdot 10^{-2})^3}{(0{,}607\cdot 10^{-6})^2}\,3{,}92 = 1{,}31\cdot 10^6 > 8\cdot 10^5.$$

Следовательно, естественная конвекция оказывает влияние на теплоотдачу; режим течения вязкостно-гравитационный.

При вязкостно-гравитационном режиме течения в горизонтальных трубах для расчета средней теплоотдачи можно воспользоваться следующей формулой [15]:

$$\mathrm{Nu}_\text{г} = 0{,}8\left(\mathrm{Pe}_\text{г}\frac{d}{l}\right)^{0,4}(\mathrm{GrPr})_\text{г}^{0,1}\left(\frac{\mu_\text{с}}{\mu_\text{ж}}\right)^{-0,14}, \tag{5-4}$$

где

$$\alpha = \frac{q}{t_\text{с}-t_\text{ж}};\quad \mathrm{Gr}_\text{г} = g\beta_\text{г}\frac{(t_\text{с}-t_\text{ж})\,d^3}{\nu_\text{г}^2};$$

$$\mathrm{Pe}_\text{г} = \frac{wd}{a_\text{г}};\quad t_\text{ж} = 0{,}5\,(t_\text{ж1}+t_\text{ж2}).$$

Индексы «с» и «г» означают, что соответствующие физические свойства выбираются по температуре стенки $t_\text{с}$ и $t_\text{г}=0{,}5(t_\text{с}+t_\text{ж})$.

Формула (5-4) справедлива при

$$\mathrm{Re}_\text{ж} < 3000;\quad 20 \leqslant \mathrm{Pe}_\text{г}\frac{d}{l} \leqslant 120;$$

$$10^6 \leqslant (\mathrm{GrPr})_\text{г} \leqslant 13\cdot 10^6;\quad 2 \leqslant \mathrm{Pr}_\text{г} \leqslant 10.$$

В рассматриваемом случае при $t_\text{г}=45°\,\text{C}$

$$a_\text{г} = 1{,}55\cdot 10^{-7}\ \text{м}^2/\text{с};\quad \lambda_\text{г} = 0{,}641\ \text{Вт}/(\text{м}\cdot{}^\circ\text{C});$$

при $t_\text{ж}=30°\,\text{C}$ $\rho_\text{ж}=990$ кг/м³;
при $t_\text{с}=60°\,\text{C}$ $\mu_\text{с}=470\cdot 10^{-6}$ Па·с.

Отсюда:

$$w = \frac{4G}{\rho_\text{ж}\pi d^2} = \frac{4\cdot 7\cdot 10^{-3}}{990\cdot 3{,}14\cdot (1\cdot 10^{-2})^2} = 0{,}09\ \text{м/с};$$

$$\mathrm{Pe}_\text{г}\frac{d}{l} = \frac{wd}{a_\text{г}}\,\frac{d}{l} = \frac{0{,}09\cdot 1\cdot 10^{-2}}{1{,}55\cdot 10^{-7}}\,\frac{1\cdot 10^{-2}}{1{,}2} = 48{,}4;$$

$(\mathrm{GrPr})_\text{г}=1{,}31\cdot 10^{-6}$ и формула (5-4) применима.

Подставив полученные значения в (5-4), найдем:

$$\mathrm{Nu}_\text{г} = 0{,}8\,(48{,}4)^{0,4}\,(1{,}31\cdot 10^6)^{0,1}\left(\frac{470}{801}\right)^{-0,14} = 16{,}6.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \mathrm{Nu}_\text{г}\frac{\lambda_\text{г}}{d} = 16{,}6\,\frac{0{,}641}{1\cdot 10^{-2}} = 1065\ \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot{}^\circ\text{C}).$$

Количество передаваемой теплоты

$$Q = \alpha\,(t_\text{с}-t_\text{ж})\,\pi d l = 1065\,(60-30)\cdot 3{,}14\cdot 10^{-2}\cdot 1{,}2 = 1200\ \text{Вт}.$$

5-23. Как изменятся значение коэффициента теплоотдачи и количество передаваемой теплоты в условиях задачи (5-22), если расход воды увеличить в 2 раза, а все остальные условия оставить без изменений?

Ответ

$\alpha=1850$ Вт/(м²·°C); $Q=2090$ Вт, т. е. α и Q увеличатся в $2^{0,4}\approx 1{,}32$ раза.

5-24. По трубам вертикального теплообменника снизу вверх течет вода. Внутренний диаметр труб $d=16$ мм; их длина $l=1{,}2$ м. Расход воды через одну трубу $G=58$ кг/ч. Температура воды на входе в теплообменник $t_\text{ж1}=30°\,\text{C}$.

Определить количество теплоты, передаваемой от стенки одной трубы к воде, и температуру воды на выходе, если температура стенок труб поддерживается равной 80° С.

Ответ

$$Q = 1450\ \text{Вт};\quad t_\text{ж2} \approx 52°\,\text{C}.$$

Решение

Секундный расход воды

$$G = \frac{58}{3600} = 1{,}61\cdot 10^{-2}\ \text{кг/с}.$$

При $t_\text{ж1}=30°\,\text{C}$ $\mu_\text{ж1}=801\cdot 10^{-6}$ Па·с и

$$\mathrm{Re}_\text{ж1} = \frac{4G}{\pi d\mu_\text{ж1}} = \frac{4\cdot 1{,}61\cdot 10^{-2}}{3{,}14\cdot 16\cdot 10^{-3}\cdot 801\cdot 10^{-6}} = 1600 < 2300.$$

Режим течения ламинарный.

Далее необходимо вычислить произведение $(\mathrm{GrPr})_\text{г}$. Так как нам неизвестно значение температуры воды на выходе $t_\text{ж2}$ и, следовательно, нельзя найти ее среднюю температуру $t_\text{ж}$, то задачу решаем методом последовательных приближений.

Задаемся $t_\text{ж2}=50°\,\text{C}$, тогда

$$t_\text{ж} = 0{,}5\,(t_\text{ж1}+t_\text{ж2}) = 0{,}5\,(30+50) = 40°\,\text{C и } t_\text{г} = 0{,}5\,(t_\text{с}+t_\text{ж}) = 0{,}5\,(80+40) = 60°\,\text{C}.$$

При этой температуре

$$\beta_\text{г} = 5{,}11\cdot 10^{-4}\ \text{К}^{-1};\quad \nu_\text{г} = 0{,}478\cdot 10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с};$$

$$\mathrm{Pr}_\text{г} = 2{,}98;$$

$$(\mathrm{GrPr})_\text{г} = g\beta_\text{г}\frac{(t_\text{с}-t_\text{ж})\,d^3}{\nu_\text{г}^2}\,\mathrm{Pr}_\text{г} =$$

$$= 9{,}81\cdot 5{,}11\cdot 10^{-4}\,\frac{(80-40)\,(16\cdot 10^{-3})^3}{(0{,}478\cdot 10^{-6})^2}\,2{,}98 = 1{,}07\cdot 10^7 > 8\cdot 10^5.$$

Режим течения вязкостно-гравитационный.

При вязкостно-гравитационном режиме течения в вертикальных трубах и совпадении направлений вынужденной и свободной конвекций у стенки (охлаждение жидкости и течение сверху вниз или нагревание и течение снизу вверх) для расчета средней теплоотдачи можно воспользоваться следующей формулой [15]:

$$\mathrm{Nu_c} = 0,35\left(\mathrm{Pe_г}\frac{d}{l}\right)^{0,3}\left[(\mathrm{GrPr})_г\frac{d}{l}\right]^{0,18}, \qquad (5\text{-}5)$$

где коэффициент теплоотдачи отнесен к начальной разности температур $t_c - t_{ж1}$;

$$\alpha = \frac{q}{t_c - t_{ж1}}; \quad \mathrm{Gr_г} = g\beta_г\frac{(t_c - t_ж)\,d^3}{\nu_г^2};$$

$$\mathrm{Pe_г} = \frac{wd}{a_г}; \quad t_ж = 0,5\,(t_{ж1} + t_{ж2}).$$

Индексы «с» и «г» означают, что соответствующие физические свойства выбираются по температуре стенки t_c и $t_г = 0,5(t_c + t_ж)$.

Формула (5-5) справедлива при $\mathrm{Re_ж} < 2300$:

$$\left(\mathrm{Pe_г}\frac{d}{l}\right)_{а.с} \leqslant \mathrm{Pe_г}\frac{d}{l} \leqslant 110; \quad 20 \leqslant \frac{l}{d} \leqslant 130;$$

$$8\cdot 10^5 \leqslant (\mathrm{GrPr})_г \leqslant 4\cdot 10^8.$$

Здесь асимптотическое значение числа Пекле

$$\left(\mathrm{Pe_г}\frac{d}{l}\right)_{а.с} \approx 1,5\left(\mathrm{GrPr}\frac{d}{l}\right)_г^{0,25}.$$

В рассматриваемом случае при $t_г = 60°$ С $a_г = 1,6\cdot 10^{-7}$ м²/с; при $t_c = 80°$ С $\lambda_c = 0,635$ Вт/(м·°С); при $t_ж = 40°$ С $\rho_ж = 992$ кг/м³.

Средняя скорость течения воды

$$w = \frac{4G}{\pi d^2\rho_ж} = \frac{4\cdot 1,61\cdot 10^{-2}}{3,14\,(16\cdot 10^{-2})^2\,992} = 0,081 \text{ м/с};$$

$$\mathrm{Pe_г}\frac{d}{l} = \frac{wd}{a_г}\,\frac{d}{l} = \frac{0,081\cdot 16\cdot 10^{-3}}{1,6\cdot 10^{-7}}\,\frac{16\cdot 10^{-3}}{1,2} = 108;$$

$$(\mathrm{GrPr})_г\frac{d}{l} = 1,07\cdot 10^7\,\frac{16\cdot 10^{-3}}{1,2} = 1,43\cdot 10^5;$$

$$\left(\mathrm{Pe_г}\frac{d}{l}\right)_{а.с} \approx 1,5\,(1,43\cdot 10^5)^{0,25} = 29.$$

Так как все критерии находятся в указанных выше пределах, то формула (5-5) применима.

Число

$$\mathrm{Nu_c} = 0,35\,(108)^{0,3}\,(1,43\cdot 10^5)^{0,18} = 12,2.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \mathrm{Nu_c}\frac{\lambda_c}{d} = 12,2\,\frac{0,635}{16\cdot 10^{-3}} = 482 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Количество передаваемой теплоты

$$Q = \alpha\,(t_c - t_ж)\,\pi d l = 482\,(80 - 30)\,\pi 16\cdot 10^{-3}\cdot 1,2 = 1450 \text{ Вт}.$$

Проверка принятого значения температуры воды на выходе из трубы:

$$t_{ж2} = t_{ж1} + \frac{Q}{Gc_{pж}} = 30 + \frac{1450}{1,61\cdot 10^{-2}\cdot 4174} = 30 + 21,5 = 51,5° \text{ С},$$

где теплоемкость воды выбрана при $t_ж = 40°$ С:

$$c_{pж} = 4174 \text{ Дж/(кг}\cdot°\text{С)}.$$

Таким образом, в результате первого приближения $t_{ж2} = 51,5°$ С.

Задавшись для второго приближения $t_{ж2} = 52°$ С, получим $t_ж = 0,5(t_{ж1} + t_{ж2}) = 41°$ С и $t_г = 0,5(t_c + t_ж) = 60,5°$ С. Совпадение достаточно хорошее и дальнейших пересчетов делать не нужно.

5-25. Как изменятся количество передаваемой теплоты и температура воды на выходе из теплообменника в условиях задачи 5-24, если вода будет двигаться не снизу вверх, а сверху вниз, а все остальные условия останутся без изменений?

Ответ

$Q = 1860$ Вт; $t_{ж2} = 57,6°$ С, т. е. Q увеличится примерно на 28%.

Указание. Как и в задаче 5-24, режим течения вязкостно-гравитационный.

При вязкостно-гравитационном режиме течения в вертикальных трубах и противоположном направлении вынужденной и свободной конвекций у стенки (охлаждение жидкости и течение снизу вверх или нагревание и течение сверху вниз) для расчета средней теплоотдачи можно воспользоваться следующей формулой [15]:

$$\mathrm{Nu_ж} = 0,037\,\mathrm{Re_ж^{0,37}}\,\mathrm{Pr_ж^{0,4}}\left(\frac{\mu_c}{\mu_ж}\right)^n, \qquad (5\text{-}6)$$

где при нагревании $n = -0,11$; при охлаждении $n = -0,25$.

$$\alpha = \frac{q}{t_c - t_ж}; \quad t_ж = 0,5\,(t_{ж1} + t_{ж2}).$$

Формула (5-6) справедлива при

$$250 \leqslant \mathrm{Re_ж} \leqslant 2\cdot 10^4; \quad 1,5\cdot 10^6 \leqslant (\mathrm{GrPr})_г \leqslant 12\cdot 10^6.$$

Так как в рассматриваемой задаче среднеарифметическое значение температуры воды $t_ж$ неизвестно, то можно задаться температурой воды на выходе $t_{ж2}$ и провести расчет методом последовательных приближений.

5-26. Как изменятся количество передаваемой теплоты и температура воды на выходе $t_{ж2}$ в условиях задачи 5-24, если трубы теплообменника расположены горизонтально, а все остальные условия останутся без изменений? Сравнить ответы к задачам 5-24—5-26.

Ответ

$$Q = 2300 \text{ Вт}; \quad t_{ж2} = 64,2° \text{ С}.$$

Результаты расчетов для задач 5-24 — 5-26 приведены в таблице.

№ задачи	Взаимное направление вынужденной и естественной конвекции	Q, Вт	$t_{ж2}$, °C
5-24	Совпадение направлений	1450	52
5-25	Противоположные направления	1860	57,6
5-26	Течение в горизонтальной трубе	2300	64,2

5-27. В вертикальном водоподогревателе вода, имеющая температуру на входе $t_{ж1}=10°$ С, течет снизу вверх по трубам диаметром $d=24$ мм. Температура стенок труб поддерживается равной $t_с=140°$ С. Какой длины должны быть трубы подогревателя, чтобы при расходе воды через одну трубу $G=90$ кг/ч температура воды на выходе была $t_{ж2}=70°$ С.

Ответ

$$l=0,75 \text{ м}.$$

Решение

Число Рейнольдса

при $t_ж=0,5(t_{ж1}+t_{ж2})=0,5(10+70)=40°$ С; $\mu_ж=653\times10^{-6}$ Па·с; секундном расходе воды $G=90/3600=0,025$ кг/с

$$\mathrm{Re}_ж=\frac{4G}{\pi d\mu_ж}=\frac{4\cdot0,025}{3,14\cdot24\cdot10^{-3}\cdot653\cdot10^{-6}}=2030<2300.$$

Течение ламинарное.

При $t_г=0,5(t_с+t_ж)=0,5(140+40)=90°$ С; $\beta_г=6,95\cdot10^{-4}$ К$^{-1}$; $\nu_г=0,326\cdot10^{-6}$ м^2/с; $a_г=1,68\cdot10^{-7}$ м^2/с; $\mathrm{Pr}_г=1,95$

$$(\mathrm{GrPr})_г=g\beta_г\frac{(t_с-t_ж)\,d^3}{\nu_г^2}\mathrm{Pr}_г=$$

$$=9,81\cdot6,95\cdot10^{-4}\frac{100\,(24\cdot10^{-3})^3}{(0,326\cdot10^{-6})^2}\,1,95=1,74\cdot10^8>8\cdot10^5.$$

Режим движения вязкостно-гравитационный, и для случая совпадения вынужденной и свободной конвекций у стенки расчет теплоотдачи проводим по формуле (5-5):

$$\mathrm{Nu}_с=0,35\left(\mathrm{Pe}_г\frac{d}{l}\right)^{0,3}\left[(\mathrm{GrPr})_г\frac{d}{l}\right]^{0,18}.$$

В этом уравнении два неизвестных: α и l.

В качестве второго уравнения используем уравнение теплового баланса

$$Q=Gc_{pж}(t_{ж2}-t_{ж1})=\alpha\,(t_с-t_{ж1})\,\pi dl.$$

Подставив известные значения величин в уравнение для теплоотдачи, получим:

при $t_ж=40°$ С $\rho_ж=992$ кг/м^3; $c_{pж}=4174$ Дж/(кг·°С); при $t_с=140°$ С $\lambda_с=0,685$ Вт/(м·°С), тогда:

$$\mathrm{Pe}_г=\frac{wd}{a_г}=\frac{4G}{\pi d\rho_ж a_г}=$$

$$=\frac{4\cdot0,025}{3,14\cdot24\cdot10^{-3}\cdot992\cdot1,68\cdot10^{-7}}=7950;$$

$$\alpha=\lambda_с\cdot0,35\left(\mathrm{Pe}_г\right)^{0,3}(\mathrm{GrPr})_г^{0,18}\,d^{-0,52}\,l^{-0,48}=$$

$$=0,685\cdot0,35\,(7950)^{0,3}\,(1,74\cdot10^8)^{0,18}\,(24\cdot10^{-3})^{-0,52}l^{-0,48}=$$

$$=745l^{-0,48}. \qquad (а)$$

Подставив известные значения величин в уравнение теплового баланса, получим:

$$\alpha=\frac{Gc_{pж}(t_{ж2}-t_{ж1})}{\pi d\,(t_с-t_{ж1})\,l}=\frac{0,025\cdot4174\,(70-10)}{3,14\cdot24\cdot10^{-3}\,(140-10)\,l}=\frac{638}{l}. \qquad (б)$$

Решая совместно (а) и (б), находим:

$$l^{0,52}=\frac{638}{745}=0,857,$$

откуда

$$l=0,75 \text{ м}.$$

Проверяем применимость формулы (5-5):

$$\frac{l}{d}=\frac{0,75}{24\cdot10^{-3}}=31,3;\quad \mathrm{Pe}_г\frac{d}{l}=7950\,\frac{1}{31,3}=253;$$

$$\left(\mathrm{Pe}_г\frac{d}{l}\right)_{ас}\approx1,5\left[(\mathrm{GrPr})_г\frac{d}{l}\right]^{0,25}=1,5\left(1,74\cdot10^8\,\frac{1}{31,3}\right)^{0,25}=73.$$

Так как

$$20\leqslant\frac{l}{d}\leqslant130 \text{ и } \left(\mathrm{Pe}_г\frac{d}{l}\right)_{ас}<\mathrm{Pe}_г\frac{d}{l}<1100,$$

то формула, по которой проведен расчет, применима.

5-28. Какой длины необходимо выполнить трубы горизонтального теплообменного аппарата, в котором вода должна нагреваться от температуры $t_{ж1}=5°$ С до $t_{ж2}=55°$ С, если диаметр труб, по которым движется вода, $d=18$ мм, температура стенок труб $t_с=70°$ С и расход воды через каждую трубу составляет $G=72$ кг/ч.

Ответ

$$l=2 \text{ м}.$$

5-29. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки трубки конденсатора паротурбинной установки к охлаждающей воде, если средняя по длине температура стенки $t_с=28°$ С, внутренний диаметр трубки $d=16$ мм, температуры воды на входе и выходе из трубки равны соответственно $t_{ж1}=10°$ С и $t_{ж2}=18°$ С и средняя скорость воды $w=2$ м/с.

Определить также количество передаваемой теплоты и длину трубки.

Ответ

$$\alpha = 7340\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};\quad Q = 13{,}5\ \text{кВт};\quad l = 2{,}7\ \text{м}.$$

Решение

Так как заданы температуры $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$, то число Re можно определить по среднеарифметической температуре жидкости

$$t_ж = 0{,}5\,(t_{ж1} + t_{ж2}) = 0{,}5\,(10 + 18) = 14^\circ\,\text{C}.$$

При этой температуре $\nu_ж = 1{,}18\cdot10^{-6}$ м²/с и

$$\text{Re}_ж = \frac{wd}{\nu_ж} = \frac{2\cdot16\cdot10^{-3}}{1{,}18\cdot10^{-6}} = 2{,}71\cdot10^4 > 1\cdot10^4.$$

Режим движения турбулентный.

Расчет теплоотдачи при турбулентном режиме течения в трубах и каналах несжимаемой жидкости с числами $\text{Pr} > 0{,}7$ можно производить по следующей формуле [13]:

$$\text{Nu}_ж = 0{,}021\text{Re}_ж^{0,8}\,\text{Pr}_ж^{0,43}\left(\frac{\text{Pr}_ж}{\text{Pr}_с}\right)^{0,25}\varepsilon_l^{*}, \tag{5-7}$$

где индексы «ж» и «с» означают, что физические свойства жидкости выбираются соответственно по среднеарифметической температуре $t_ж$ и температуре стенки $t_с$;

$$\alpha = \frac{q}{\Delta t_л};\quad \Delta t_л = \frac{t_{ж2} - t_{ж1}}{\ln\dfrac{t_с - t_{ж1}}{t_с - t_{ж2}}};$$

ε_l — поправка на начальный участок; при $l/d > 50$ $\varepsilon_l = 1$. Значения ε_l приведены в следующей таблице:

$\text{Re}_ж$	l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1\cdot10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2\cdot10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5\cdot10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1\cdot10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1

При значениях $\text{Re}_ж > 1\cdot10^5$ или $\text{Pr}_ж > 5$ более точные результаты дает формула [18]

$$\text{Nu}_ж = \frac{\dfrac{\xi}{8}\text{Re}_ж\,\text{Pr}_ж}{12{,}7\sqrt{\dfrac{\xi}{8}}\left(\text{Pr}_ж^{2/3} - 1\right) + 1{,}07}\left(\frac{\mu_ж}{\mu_с}\right)^n, \tag{5-8}$$

* Для газов поправки, учитывающие влияние изменения физических свойств по сечению потока в формулах (5-7) и (5-8), $(\text{Pr}_ж/\text{Pr}_с)^{0,25}$ и $(\mu_ж/\mu_с)^n$, несправедливы. См. формулу (5-13).

где $\xi = (1{,}82\lg\text{Re}_ж - 1{,}64)^{-2}$ — коэффициент сопротивления трения при изотермическом турбулентном течении жидкости в гладких трубах. При нагревании жидкости $n = 0{,}11$, при ее охлаждении $n = 0{,}25$.

Расчет для данной задачи проводим по формуле (5-7).

При $t_ж = 14^\circ$ C для воды $\text{Pr}_ж = 8{,}5$; $\lambda_ж = 0{,}584$ Вт/(м·°C); $\rho_ж = 999$ кг/м³; $c_{pж} = 4{,}187$ кДж/(кг·°C).

При $t_с = 28^\circ$ C $\text{Pr}_с = 5{,}7$.

Так как длина трубы неизвестна, то для первого приближения поправку на начальный участок принимаем $\varepsilon_l = 1$.

Подставив известные значения величин в формулу (5-7), найдем:

$$\text{Nu}_ж = 0{,}021\,(2{,}71\cdot10^4)^{0,8}\,(8{,}5)^{0,43}\left(\frac{8{,}5}{5{,}7}\right)^{0,25} = 201.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \text{Nu}_ж\frac{\lambda_ж}{d} = 201\,\frac{0{,}584}{16\cdot10^{-3}} = 7320\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Расход воды через трубку

$$G = w\rho_ж\frac{\pi d^2}{4} = 2\cdot999\,\frac{3{,}14\,(16\cdot10^{-3})^2}{4} = 0{,}403\ \text{кг/с}.$$

Количество передаваемой теплоты

$$Q = Gc_{pж}\,(t_{ж2} - t_{ж1}) = 0{,}403\cdot4{,}187\cdot(18 - 10) = 13{,}5\ \text{кВт}.$$

Длина трубы

$$l = \frac{Q}{\alpha\Delta t_л\pi d},$$

где среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta t_л = \frac{t_{ж2} - t_{ж1}}{\ln\dfrac{t_с - t_{ж1}}{t_с - t_{ж2}}} = \frac{18 - 10}{2{,}3\lg\dfrac{28-10}{28-18}} = 13{,}7^\circ\,\text{C}$$

и

$$l = \frac{13\,500}{7320\cdot13{,}7\cdot3{,}14\cdot16\cdot10^{-3}} = 2{,}68\ \text{м}.$$

При расчете было принято $\varepsilon_l = 1$. В результате расчета получено $l \approx 2{,}7$ м, следовательно,

$$\frac{l}{d} = \frac{2{,}7}{16\cdot10^{-3}} = 167.$$

Так как $l/d > 50$, то $\varepsilon_l = 1$ и уточнять расчет не нужно.

5-30. Как изменится коэффициент теплоотдачи при турбулентном режиме течения жидкости в трубе, если скорость жидкости возрастет соответственно в 2 и 4 раза, а диаметр трубы и средние температуры жидкости и стенки останутся неизменными?

Ответ

Коэффициент теплоотдачи возрастет соответственно в 1,74 и 3,04 раза.

5-31. Как изменится коэффициент теплоотдачи при турбулентном режиме течения жидкости в трубе, если при неизменных средних температурах жидкости и стенки диаметр трубы увеличить соответственно в 2 и 4 раза: а) сохранив скорость движения постоянной; б) сохранив расход жидкости постоянным?

Ответ

а) Коэффициент теплоотдачи уменьшится соответственно в 1,15 и 1,32 раза.

б) Коэффициент теплоотдачи уменьшится соответственно в 3,5 и 12 раз.

5-32. Определить отношение коэффициентов теплоотдачи от стенки трубы к воде α_1 и газу α_2 при турбулентном движении этих жидкостей в трубах одинакового диаметра, равенстве чисел Рейнольдса и примерно одинаковых значениях чисел Прандтля. Каково будет это отношение для воды и воздуха, если температура воды $t_{ж1}=250°$ С, а температура воздуха $t_{ж2}=20°$ С?

Ответ

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} \approx \frac{\lambda_1}{\lambda_2}; \quad \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \approx 24.$$

5-33. В водяной экономайзер парового котла вода поступает с температурой $t_{ж1}=165°$ С и покидает его с температурой $t_{ж2}=215°$ С. Вычислить коэффициент теплоотдачи α от стенки трубы экономайзера к потоку воды, если внутренний диаметр труб, по которым движется вода, $d=36$ мм, скорость движения воды $w=0,6$ м/с и относительная длина труб $l/d>50$.

Примечание. Так как коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде значительно больше, чем от газов к стенке, то температура внутренней поверхности трубы будет близка к средней температуре воды и отношение $\mathrm{Pr}_ж/\mathrm{Pr}_c \approx 1$. Поэтому в условиях рассматриваемой задачи можно в формуле (5-7) принять $(\mathrm{Pr}_ж/\mathrm{Pr}_c)^{0,25}=1$.

Ответ

$$\alpha = 4750 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

5-34. По трубке внутренним диаметром $d=8$ мм и длиной $l>50d$ движется вода со скоростью $w=1,2$ м/с. С наружной стороны трубка обогревается так, что температура ее внутренней поверхности $t_c=90°$ С. Вода нагревается от $t_{ж1}=15°$ С на входе до $t_{ж2}=45°$ С на выходе из трубки.

Определить коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воде и среднюю по длине трубки плотность теплового потока.

Ответ

$$\alpha = 7950 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}; \; q = 477 \text{ кВт/м}^2.$$

5-35. Определить коэффициент сопротивления трения в условиях задачи 5-34. Сравнить полученный результат со значением коэффициента сопротивления трения $\xi_и$ при изотермическом течении.

Ответ

$$\xi = 0,0263; \; \xi/\xi_и = 0,875.$$

Решение

При турбулентном неизотермическом движении несжимаемой жидкости в гладких трубах коэффициент сопротивления трения может быть рассчитан по следующей формуле [20]:

$$\xi = \xi_и \left(\frac{\mu_c}{\mu_ж}\right)^n, \tag{5-9}$$

где $\xi_и=(1,82 \lg \mathrm{Re}_ж-1,64)^{-2}$ — коэффициент сопротивления при изотермическом течении; $\mu_c/\mu_ж$ — отношение коэффициентов динамической вязкости жидкости, взятых соответственно при температуре стенки и средней температуре жидкости; $n=0,14$ при нагревании жидкости и $n=0,28\,\mathrm{Pr}_ж^{-0,25}$ при охлаждении жидкости. Эта формула справедлива при

$$3,3\cdot 10^3 \leqslant \mathrm{Re}_ж \leqslant 2,5\cdot 10^5;$$

$$0,3 \leqslant \frac{\mu_c}{\mu_ж} \leqslant 38 \text{ и } 1,3 \leqslant \mathrm{Pr}_ж \leqslant 178.$$

Из условий задачи 5-34 имеем:

$$d = 8 \text{ мм}; \; w = 1,2 \text{ м/с}; \; t_ж = 30° \text{ C}; \; t_c = 90° \text{ C}.$$

Для воды при $t_ж=30°$ С $\nu_ж=0,805\cdot 10^{-6}$ м²/с; $\mu_ж=802\times\times 10^{-6}$ Па·с и при $t_c=90°$ С $\mu_c=315\cdot 10^{-6}$ Па·с;

$$\mathrm{Re}_ж = \frac{wd}{\nu_ж} = \frac{1,2\cdot 8\cdot 10^{-3}}{0,805\cdot 10^{-6}} = 1,19\cdot 10^4.$$

Коэффициент сопротивления трения при изотермическом течении

$$\xi_и = (1,82 \lg \mathrm{Re}_ж - 1,64)^{-2} = (1,82 \lg 1,19\cdot 10^4 - 1,64)^{-2} = 0,030.$$

Коэффициент сопротивления трения при неизотермическом движении в условиях нагревания жидкости

$$\xi = \xi_и (\mu_c/\mu_ж)^{0,14} = 0,03 \left(\frac{315}{802}\right)^{0,14} = 0,0263.$$

Таким образом,

$$\xi/\xi_и = 0,875.$$

5-36. Как изменится коэффициент теплоотдачи в условиях задачи 5-34, если трубка, по которой движется вода, выполнена в виде змеевика диаметром $D=2R=200$ мм (рис. 5-6).

Ответ

$\alpha_{из}=9100$ Вт/(м²·°С), т. е. коэффициент теплоотдачи увеличится на 14,5%.

Решение

При течении жидкости в изогнутых трубах, если $\mathrm{Re}'_{кр}<\mathrm{Re}_ж<\mathrm{Re}''_{кр}$, для расчета коэффициента теплоотдачи можно использовать формулу (5-7). Здесь

$$\mathrm{Re}'_{кр} = \frac{16,4}{\sqrt{d/R}}; \; \mathrm{Re}''_{кр} = 18\,500 \left(\frac{d}{2R}\right)^{0,28}, \tag{5-10}$$

где d — внутренний диаметр трубы; R — радиус закругления змеевика.

Соотношения (5-10) справедливы при $d/R \geqslant 8 \cdot 10^{-4}$ [4].

Если $Re_ж > Re''_{кр}$, то расчет можно вести по той же формуле (5-7), но полученное значение коэффициента теплоотдачи необходимо умножить на величину ε_R, которая для змеевиковых труб определяется по формуле

$$\varepsilon_R = 1 + 1{,}8\,\frac{d}{R}\,. \tag{5-11}$$

В рассматриваемом случае (см. задачу 5-34) для воды при $t_ж = 30°$ $\nu_ж = 0{,}805 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

$$Re_ж = \frac{wd}{\nu_ж} = \frac{1{,}2 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{0{,}805 \cdot 10^{-6}} = 1{,}19 \cdot 10^4;$$

$$Re''_{кр} = 18\,500\left(\frac{d}{2R}\right)^{0{,}28} = 18\,500\left(\frac{8}{2 \cdot 100}\right)^{0{,}28} = 7500.$$

Так как $Re_ж > Re''_{кр}$, то расчет ведем по формуле (5-7) с поправкой (5-11). Из решения задачи 5-34 видно, что коэффициент теплоотдачи для прямой трубы $\alpha = 7950$ Вт/(м²·° С);

$$\varepsilon_R = 1 + 1{,}8\,\frac{8}{100} = 1{,}145$$

и

$$\alpha_{из} = \alpha\varepsilon_R = 7950 \cdot 1{,}145 = 9100 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

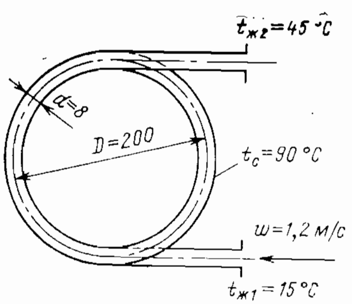


Рис. 5-6. К задаче 5-36.

5-37. Определить количество теплоты, которая отводится от воды, движущейся по змеевику с радиусом $R = 160$ мм, выполненному из трубы диаметром $d = 18$ мм. Расход воды $G = 0{,}24$ кг/с; средняя по длине трубы температура воды $t_ж = 120°$ С; постоянная по длине температура внутренней поверхности трубы $t_с = 110°$ С. Длина трубы змеевика $l = 3$ м.

Ответ

$$Q = 14 \text{ кВт}.$$

5-38. Теплообменное устройство предполагается выполнить из прямых круглых труб диаметром $d = 30$ мм, внутри которых должна протекать охлаждающая жидкость. Температура внутренней поверхности стенок труб $t_с$ задана и равна 120° С.

Охлаждающая жидкость имеет среднюю температуру $t_ж = 70°$ С и должна отводить количество теплоты $Q = 300$ кВт.

Определить поверхность охлаждения, если в качестве охлаждающих жидкостей будут применены: а) вода, б) трансформаторное масло; в) воздух при атмосферном давлении.

Средняя скорость движения воды и масла принята равной $w = 2$ м/с, воздуха $w = 10$ м/с.

При расчете во всех трех случаях принять $l > 50d$ и средний логарифмический температурный напор $\Delta t_л \approx t_с - t_ж$.

Ответ

	α, Вт/(м²·°С)	F, м²
Для воды	10 700	0,56
Для масла	1140	5,25
Для воздуха	38,4	156

5-39. Как изменятся коэффициенты теплоотдачи и поверхности нагрева для воды, масла и воздуха, полученные в задаче 5-38, если при той же средней температуре теплоносителя ($t_ж = 70°$ С) температура стенки будет не 120, а 20° С, т. е. будет происходить охлаждение теплоносителя при том же температурном напоре, что и в условиях задачи 5-38.

Ответ

а) Коэффициент теплоотдачи от воды к стенке уменьшится на 32,4% и $F = 0{,}83$ м².

б) Коэффициент теплоотдачи от трансформаторного масла к стенке уменьшится на 41,6% и $F = 9{,}0$ м².

в) Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке при относительно небольших температурных напорах практически не зависит от разности температур и поверхность будет такой же, как в задаче 5-38 : $F = 156$ м².

5-40. По прямой трубе диаметром $d = 30$ мм и длиной $l = 2{,}5$ м движется теплоноситель со скоростью $w = 4$ м/с и средней температурой $t_ж = 50°$ С.

Вычислить потерю напора по длине трубы, если в качестве теплоносителя применены: а) вода и б) трансформаторное масло. Расчет произвести для случая охлаждения теплоносителя при температуре стенки трубы $t_с = 20°$ С и для случая нагревания при $t_с = 80°$ С.

Ответ

При охлаждении воды $\Delta p = 11{,}5$ кПа; при охлаждении трансформаторного масла $\Delta p = 17{,}6$ кПа; при нагревании воды $\Delta p = 9{,}57$ кПа; при нагревании трансформаторного масла $\Delta p = 14{,}3$ кПа.

5-41. По трубе диаметром $d = 38$ мм протекает вода со скоростью $w = 9$ м/с. Температура внутренней поверхности трубы поддерживается $t_с = 50°$ С, и движущаяся по трубе вода нагревается от температуры на входе $t_{ж1} = 16°$ до $t_{ж2} = 24°$ С.

Определить коэффициент теплоотдачи от стенки к воде и длину трубы.

Ответ

$$\alpha = 28\,400 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};\ l = 3{,}35 \text{ м}.$$

Решение

Определяем режим движения воды:

$$t_ж = 0{,}5\,(t_{ж1} + t_{ж2}) = 0{,}5\,(16 + 24) = 20°\,\text{С};$$

при $t_ж = 20°$ С для воды $\nu_ж = 1 \cdot 10^{-6}$ м²/с и

$$Re_ж = \frac{9 \cdot 38 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 10^{-6}} = 3{,}42 \cdot 10^5 > 10^5.$$

Режим турбулентный; для расчета коэффициента теплоотдачи используем формулу (5-8).

При $t_ж=20°$ С $Pr_ж=7{,}02$;

$$\mu_ж = 1004\cdot 10^{-6}\ Па\cdot с;\ \lambda_ж = 0{,}599\ Вт/(м\cdot °С);$$

$$\rho_ж = 998\ кг/м^3;\ c_{pж} = 4187\ Дж/(кг\cdot °С).$$

При $t_c=50°$ С $\mu_c=549\cdot 10^{-6}$ Па·с; $\xi=(1{,}82\ \lg Re_ж-1{,}64)^{-2}=$ $=[1{,}82\ \lg(3{,}42\cdot 10^5)-1{,}64]^{-2}=0{,}0141$;

$$Nu_ж=\frac{\frac{\xi}{8}Re_ж Pr_ж}{12{,}7\sqrt{\frac{\xi}{8}}\left(Pr_ж^{2/3}-1\right)+1{,}07}\left(\frac{\mu_ж}{\mu_c}\right)^n,$$

где при нагревании $n=0{,}11$; следовательно,

$$Nu_ж=\frac{\frac{0{,}0141}{8}\cdot 3{,}42\cdot 10^5\cdot 7{,}02}{12{,}7\left(\frac{0{,}0141}{8}\right)^{0{,}5}(7{,}02^{2/3}-1)+1{,}07}\left(\frac{1004}{549}\right)^{0{,}11}=1800$$

и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = Nu_ж\frac{\lambda_ж}{d}=1800\frac{0{,}599}{38\cdot 10^{-3}}=28\,400\ Вт/(м^2\cdot °С).$$

Длину трубы определяем из уравнения теплового баланса

$$Q=\alpha(t_c-t_ж)\,\pi dl = Gc_{pж}(t_{ж2}-t_{ж1}).$$

Расход воды и количество теплоты, воспринимаемой водой, равны:

$$G=\rho_ж w\frac{\pi d^2}{4}=998\cdot 9\frac{3{,}14\,(38\cdot 10^{-3})^2}{4}=10{,}15\ кг/с;$$

$$Q=Gc_{pж}(t_{ж2}-t_{ж1})=10{,}15\cdot 4187\cdot 8=341\ кВт,$$

тогда

$$l=\frac{Q}{\alpha(t_c-t_ж)\,\pi d}=\frac{3{,}41\cdot 10^5}{2{,}84\cdot 10^4\cdot(50-20)\cdot 3{,}14\cdot 38\cdot 10^{-3}}=3{,}35\ м.$$

5-42. В теплообменном устройстве вода должна подводить теплоту в количестве $Q=460$ кВт. Вода движется по прямой трубе внутренним диаметром $d=50$ мм. Температура внутренней поверхности трубы поддерживается равной 20° С. Расход воды $G=11$ кг/с, а ее температура на входе в трубу $t_{ж1}=75°$ С.

Определить необходимую длину трубы.

Ответ

$$l=3{,}1\ м.$$

5-43. Определить значения коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока на внутренней поверхности трубы диаметром $d=12$ мм, по которой движется вода со скоростью $w=6{,}5$ м/с, если

средняя температура воды $t_ж=160°$ С, а температура внутренней поверхности трубы t_c поддерживается равной 185° С.

Ответ

$$\alpha = 4\cdot 10^4\ Вт/(м^2\cdot °С);\ q=1\cdot 10^6\ Вт/м^2.$$

5-44. С какой скоростью следует прокачивать воду, имеющую среднюю арифметическую температуру $t_ж=150°$ С, по трубе диаметром $d=20$ мм и длиной $l=2{,}3$ м, чтобы при турбулентном режиме течения и температуре внутренней поверхности трубы $t_c=170°$ С количество отводимой теплоты равнялось 9 кВт.

Определить также температуры воды на входе и выходе из трубы.

Примечание. При расчете учесть, что коэффициент теплоотдачи в формуле (5-7) отнесен к среднелогарифмической разности температур между стенкой и жидкостью.

Ответ

$$w=0{,}36\ м/с;\ t_{ж1}=140°\ С;\ t_{ж2}=160°\ С.$$

Решение

Найдем необходимое значение коэффициента теплоотдачи, приняв в первом приближении, что $\Delta t_л=(t_c-t_ж)$:

$$\alpha=\frac{Q}{\pi dl\,(t_c-t_ж)}=\frac{9000}{3{,}14\cdot 2\cdot 10^{-2}\cdot 2{,}3\,(170-150)}=3100\ Вт/(м^2\cdot °С).$$

При $t_ж=150°$ С $\nu_ж=0{,}202\cdot 10^{-6}$ м²/с;

$$\rho_ж=917\ кг/м^3;\ \lambda_ж=0{,}685\ Вт/(м\cdot °С);$$

$$c_{pж}=4313\ Дж/(кг\cdot °С);\ Pr_ж=1{,}17.$$

При $t_c=170°$ С $Pr_c=1{,}05$.

Определяем значение числа $Nu_ж$ и необходимое значение числа Рейнольдса по формуле (5-7):

$$Nu_ж=\frac{\alpha d}{\lambda_ж}=\frac{3100\cdot 2\cdot 10^{-2}}{0{,}685}=90{,}5;$$

$$Re_ж^{0{,}8}=\frac{Nu_ж}{0{,}021\,Pr_ж^{0{,}43}\left(\frac{Pr_ж}{Pr_c}\right)^{0{,}25}}=\frac{90{,}5}{0{,}021\,(1{,}17)^{0{,}43}\left(\frac{1{,}17}{1{,}05}\right)^{0{,}25}}=3930,$$

откуда

$$Re_ж=3{,}11\cdot 10^4.$$

Определяем в первом приближении требуемую скорость воды:

$$w=Re_ж\frac{\nu_ж}{d}=3{,}11\cdot 10^4\,\frac{0{,}202\cdot 10^{-6}}{2\cdot 10^{-2}}=0{,}314\ м/с.$$

Расход воды

$$G=\rho_ж w\frac{\pi d^2}{4}=917\cdot 0{,}314\,\frac{3{,}14\,(2\cdot 10^{-2})^2}{4}=0{,}0903\ кг/с$$

и перепад температур по длине трубы

$$\delta t=\frac{Q}{Gc_{p ж}}=\frac{9000}{0,0903\cdot 4313}=23^\circ C.$$

Следовательно, начальная и конечная температуры воды равны:

$$t_{ж1}=t_ж-0,5\,\delta t=150-11,5=138,5^\circ C;$$

$$t_{ж2}=t_ж+0,5\,\delta t=150+11,5=161,5^\circ C.$$

Среднелогарифмическая разность температур

$$\Delta t_л=\frac{t_{ж2}-t_{ж1}}{2,3\lg\dfrac{t_c-t_{ж1}}{t_c-t_{ж2}}}=\frac{23}{2,3\lg\dfrac{31,5}{8,5}}=17,6^\circ C.$$

Производим второе приближение, приняв $\Delta t_л=17,6^\circ$ C:

$$\alpha=\frac{9000}{3,14\cdot 2\cdot 10^{-2}\cdot 2,3\cdot 17,6}=3530\ Вт/(м^2\cdot{}^\circ C);$$

$$Re_ж^{0,8}=3930\,\frac{3530}{3100}=4470;$$

$$Re_ж=3,66\cdot 10^4;\ w=0,37\ м/с.$$

$$G=0,106\ кг/с;\ \delta t=19,7^\circ C,\ тогда\ t_{ж1}=140,2;$$

$$t_{ж2}=159,8^\circ C\ и\ \Delta t_л=18,2^\circ C.$$

В третьем приближении принимаем $\Delta t_л=18,2^\circ$ C; $\alpha=3420$ Вт/(м$^2\cdot{}^\circ$C); $Re_ж=3,55\cdot 10^4$ и $w=0,36$ м/с.

При этом $\delta t=20^\circ$ C; $t_{ж1}=140^\circ$ C; $t_{ж2}=160^\circ$ C и $\Delta t_л=18,2^\circ$ C, что совпадает с ранее принятым значением.

5-45. Вода с температурой $t_{ж1}=30^\circ$ C поступает в трубу диаметром $d=12$ мм и длиной $l=2,2$ м.

Определить температуру воды на выходе из трубы, если известно, что расход воды $G=0,083$ кг/с и температура внутренней поверхности трубы $t_c=60^\circ$ C.

Ответ

$$t_{ж2}=50^\circ C.$$

Решение

Для расчета теплоотдачи необходимо знать среднюю по длине трубы температуру жидкости. Так как температура воды на выходе из трубы неизвестна, то задачу решаем методом последовательных приближений.

Задаемся температурой воды на выходе из трубы $t_{ж2}=40^\circ$ C, тогда $t_ж=0,5(t_{ж1}+t_{ж2})=0,5(30+40)=35^\circ$ C. При этой температуре $\mu_ж=7,28\cdot 10^{-4}$ Па·с;

$$Re_ж=\frac{4G}{\pi d\mu_ж}=\frac{4\cdot 8,3\cdot 10^{-2}}{3,14\cdot 1,2\cdot 10^{-2}\cdot 7,28\cdot 10^{-4}}=12\,100>10^4.$$

Режим движения воды турбулентный.

При $t_ж=35^\circ$ C $\lambda_ж=0,626$ Вт/(м$^2\cdot{}^\circ$C); $Pr_ж=4,85$; при $t_c=60^\circ$ C $Pr_c=3,00$.

Подставив найденные значения величин в формулу (5-7), найдем значения числа $Nu_ж$ и коэффициента теплоотдачи:

$$Nu_ж=0,021\,Re_ж^{0,8}\,Pr_ж^{0,43}\left(\frac{Pr_ж}{Pr_c}\right)^{0,25}=$$

$$=0,021\,(1,21\cdot 10^4)^{0,8}\,(4,85)^{0,43}\left(\frac{4,85}{3,00}\right)^{0,25}=86;$$

$$\alpha=Nu_ж\,\frac{\lambda_ж}{d}=86\,\frac{0,626}{1,2\cdot 10^{-2}}=4490\ Вт/(м^2\cdot{}^\circ C).$$

Температуру воды на выходе находим из уравнения теплового баланса:

$$\alpha\Delta t_л\,\pi dl=Gc_{p ж}\,(t_{ж2}-t_{ж1}).$$

Учитывая, что

$$\Delta t_л=\frac{t_{ж2}-t_{ж1}}{2,3\lg\dfrac{t_c-t_{ж1}}{t_c-t_{ж2}}},$$

получаем:

$$\lg(t_c-t_{ж2})=\lg(t_c-t_{ж1})-\frac{\alpha\pi dl}{2,3\,Gc_{p ж}};$$

$$\lg(60-t_{ж2})=\lg(60-30)-\frac{4490\cdot 3,14\cdot 1,2\cdot 10^{-2}\cdot 2,2}{2,3\cdot 0,083\cdot 4187},$$

откуда $t_{ж2}=49,7^\circ$ C.

В качестве второго приближения задаемся $t_{ж2}=50^\circ$ C, тогда

$$t_ж=40^\circ C;\ \mu_ж=6,54\cdot 10^{-4}\ Па\cdot с;\ \lambda_ж=0,634\ Вт/(м\cdot{}^\circ C);$$

$$Pr_ж=4,30;\ Re_ж=13\,500;\ Nu_ж=87\ и\ \alpha=4600\ Вт/(м^2\cdot{}^\circ C).$$

Температура воды на выходе (второе приближение)

$$\lg(60-t_{ж2})=\lg(60-30)-\frac{4600\cdot 3,14\cdot 1,2\cdot 10^{-2}\cdot 2,2}{2,3\cdot 0,083\cdot 4187};$$

$$t_{ж2}=50^\circ C.$$

5-46. Теплообменный аппарат выполнен из параллельно включенных прямых труб диаметром $d=18$ мм и длиной $l=2,2$ м, внутри которых движется греющая вода (рис. 5-7). Число труб $n=30$. Общий расход воды $G=2,4\cdot 10^4$ кг/ч. Температура воды на входе в аппарат $t_{ж1}=90^\circ$ C.

Определить количество теплоты, отдаваемой водой, если температура внутренней поверхности труб $t_c=50^\circ$ C.

Ответ

$$Q=558\ кВт.$$

5-47. По каналу тепловыделяющего элемента ядерного реактора движется вода под давлением $p=8$ МПа. Диаметр канала $d=8$ мм и его длина $l=2{,}5$ м. Расход воды $G=0{,}12$ кг/с. Температура воды на входе в канал $t_{ж1}=190°$ С.

Определить температуры воды и внутренней поверхности канала на выходе $t_{ж2}$ и $t_{с2}$, если приближенно принять плотность теплового потока на стенке постоянной по длине канала и равной $q_с = 620$ кВт/м^2.

Примечание. При рассматриваемых давлениях и температурах следует учитывать зависимость теплоемкости воды от температуры и давления. Поэтому температуру воды на выходе нужно определять по изменению энтальпии воды по длине канала:

$$i_2 = i_1 + \frac{q_с \pi d l}{G}, \text{ кДж/кг}.$$

Ответ

$$t_{ж2} = 260° \text{ C}; \ t_{с2} = 285° \text{ C}.$$

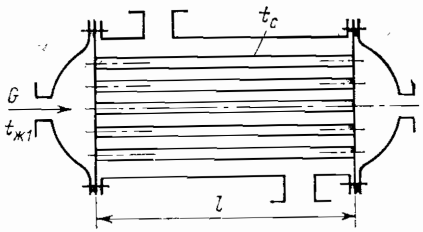


Рис. 5-7. К задаче 5-46.

5-48. Температура и давление воды на входе в канал ядерного реактора $t_{ж1}=180°$ С, $p=10$ МПа. Канал имеет круглое поперечное сечение внутренним диаметром $d=6$ мм и длину $l=3$ м.

Какой расход воды необходимо обеспечить, чтобы температура стенки канала на выходе была на 20° С ниже температуры насыщения при данном давлении, если плотность теплового потока на внутренней поверхности канала приближенно принять постоянной по длине и равной $q_с=740$ кВт/м^2?

Примечание. Для определения расхода воды необходимо рассчитать значение коэффициента теплоотдачи и температуру воды на выходе из канала α_2 и $t_{ж2}$, которые в свою очередь зависят от расхода воды. Поэтому задачу можно решить методом последовательных приближений, задаваясь скоростью движения воды в канале в пределах $w=3 \div 6$ м/с.

Ответ

$$G = 0{,}1 \text{ кг/с}.$$

5-49. В экспериментальной установке для исследования теплоотдачи при турбулентном режиме течения по трубке из нержавеющей стали диаметром $d=5$ мм и толщиной $\delta=0{,}5$ мм движется вода. Трубка обогревается пропускаемым через нее электрическим током, и вся теплота, выделяемая в стенке, отводится через внутреннюю поверхность к воде.

Определить значение коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности трубки к воде $\alpha_{оп}$, Вт/(м$^2\cdot$°С), на расстоянии $l=600$ мм от входа, если из опыта получены следующие данные: сила тока, проходящего по трубке, $I=400$ А; расход воды $G=0{,}1$ кг/с; давление, под которым находится вода, $p=16$ МПа; температура воды на входе в трубку $t_{ж1}=300°$ С; температура наружной поверхности трубки на расстоянии $l=600$ мм от входа $t_{с.н}=350°$ С.

При расчете принять удельное электрическое сопротивление и коэффициент теплопроводности стали постоянными и равными соответственно: $\rho=0{,}85$ Ом$\cdot$мм^2/м, $\lambda=19{,}8$ Вт/(м$\cdot$°С).

Ответ

$$\alpha_{оп} = 48\,500 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}.$$

5-50. Определить ошибку в расчете α по опытным данным в условиях задачи 5-49, если а) не учитывать перепад температур по толщине стенки опытной трубки и б) если коэффициент теплопроводности материала трубки завышен на 10%, т. е. принято $\lambda=21{,}8$ Вт/(м$\cdot$°С).

Сравнить полученное из опыта значение $\alpha_{оп}$ с результатами расчета по формуле (5-7) $\alpha_р$.

Ответ

а) $\alpha=30\,000$ Вт/(м$^2\cdot$°С); ошибка равна 38%.

б) $\alpha=45\,600$ Вт/(м$^2\cdot$°С); ошибка равна 6%.

$\alpha_р=50\,300$ Вт/(м$^2\cdot$°С); расхождение на 3,7%.

5-51. По каналу квадратного сечения, сторона которого $a=10$ мм и длина $l=1600$ мм, протекает вода со скоростью $w=4$ м/с. Вычислить коэффициент теплоотдачи от стенки канала к воде, если средняя по длине температура воды $t_ж=40°$ С, а температура внутренней поверхности канала $t_с=90°$ С.

Ответ

$$\alpha = 20\,300 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}.$$

Решение

При средней температуре $t_ж=40°$ С физические свойства воды равны соответственно: $\nu_ж=0{,}659\cdot10^{-6}$ м^2/с; $\lambda_ж=0{,}634$ Вт/(м$\cdot$°С); $Pr_ж=4{,}3$.

При $t_с=90°$ С $Pr_с=1{,}95$.

Эквивалентный диаметр канала

$$d_э = \frac{4f}{u} = \frac{4a^2}{4a} = a = 0{,}01 \text{ м},$$

где f — площадь поперечного сечения канала, м^2; u — периметр канала, м.

Число Рейнольдса

$$Re_ж = \frac{wd_э}{\nu_ж} = \frac{4\cdot0{,}01}{0{,}659\cdot10^{-6}} = 6{,}07\cdot10^4 > 10^4.$$

Режим движения турбулентный.

Для жидкостей с числами $Pr \geqslant 0{,}7$ теплоотдача при турбулентном течении в каналах некруглого сечения может быть приближенно рассчитана по формуле (5-7) с введением в качестве определяющего размера эквивалентного диаметра. Следовательно,

$$Nu_ж = 0{,}021\, Re_ж^{0,8}\, Pr_ж^{0,43} \left(\frac{Pr_ж}{Pr_с}\right)^{0,25} =$$

$$= 0{,}021\,(6{,}07\cdot10^4)^{0,8}\,(4{,}3)^{0,43} \left(\frac{4{,}3}{1{,}95}\right)^{0,25} = 320$$

и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \mathrm{Nu}_ж \frac{\lambda_ж}{d_э} = 320 \frac{0,634}{0,01} = 20\,300 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

5-52. Как изменятся коэффициент теплоотдачи и количество теплоты, передаваемой на 1 м канала, в условиях задачи 5-51, если каналы квадратного сечения заменить: а) щелевым каналом с соотношением сторон 1 : 25, б) каналом с сечением равностороннего треугольника? При этом площадь поперечного сечения канала и скорость движения воды оставить неизменными.

Ответ

а) Коэффициент теплоотдачи увеличится примерно на 20%. Количество теплоты, передаваемой на 1 м канала, увеличится в 3,16 раза.

б) Коэффициент теплоотдачи увеличится на 2,5%, а количество передаваемой теплоты — на 17%.

5-53. В теплообменнике типа «труба в трубе» (рис. 5-8) во внешнем кольцевом канале движется вода со скоростью w=3 м/с. Средняя по длине канала температура воды $t_ж$=40° С.

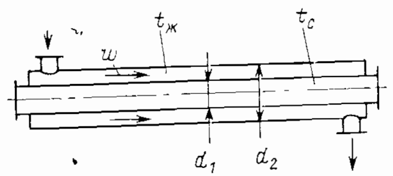


Рис. 5-8. К задаче 5-53.

Определить средний по длине коэффициент теплоотдачи и тепловую мощность теплообменника, если температура внешней поверхности внутренней трубы t_c=70° С. Наружный и внутренний диаметры кольцевого канала равны соответственно: d_2=26 мм и d_1=20 мм; длина канала l=1,4 м.

Ответ

$$\alpha = 7600 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}; \quad Q = 20 \text{ кВт}.$$

Решение

При $t_ж$=40° С для воды $\nu_ж$=0,659·10⁻⁶ м²/с. Эквивалентный диаметр кольцевого канала

$$d_э = \frac{4f}{u} = d_2 - d_1 = 26 - 20 = 6 \text{ мм}$$

и

$$\mathrm{Re}_ж = \frac{wd_э}{\nu_ж} = \frac{3\cdot 6\cdot 10^{-3}}{0,659\cdot 10^{-6}} = 27\,300 > 10^4.$$

Средний коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности стенки при турбулентном режиме течения капельных жидкостей и газов в каналах кольцевого сечения может быть рассчитан по следующей формуле [4]:

$$\mathrm{Nu}_ж = 0,017\,\mathrm{Re}_ж^{0,8}\,\mathrm{Pr}_ж^{0,4}\left(\frac{\mathrm{Pr}_ж}{\mathrm{Pr}_c}\right)^{0,25}\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0,18}, \qquad (5\text{-}12)$$

где индексы «ж» и «с» означают, что физические свойства жидкости выбираются соответственно по среднеарифметической температуре $t_ж$ и температуре стенки t_c за определяющий размер принят эквивалентный диаметр $d_э = d_2 - d_1$ (d_1 и d_2 — внутренний и внешний диаметры кольцевого канала).

Формула (5-12) справедлива при $d_2/d_1 = 1,2 \div 14$; $l/d_э = 50 \div 460$ и $\mathrm{Pr}_ж = 0,7 \div 100$.

В рассматриваемом случае

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{26}{20} = 1,3; \quad \frac{l}{d_э} = \frac{2}{6\cdot 10^{-3}} = 333$$

и расчет проводим по формуле (5-12).

При $t_ж$=40° С $\mathrm{Pr}_ж$=4,31, $\lambda_ж$=0,635 Вт/(м·°С);
при t_c=70° С Pr_c=2,55;

$$\mathrm{Nu}_ж = 0,017\,(2,73\cdot 10^4)^{0,8}\,(4,31)^{0,4}\left(\frac{4,31}{2,55}\right)^{0,25}\left(\frac{26}{20}\right)^{0,18} = 72;$$

$$\alpha = \mathrm{Nu}_ж \frac{\lambda_ж}{d_э} = 72\,\frac{0,635}{6\cdot 10^{-3}} = 7600 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$Q = \alpha\,(t_c - t_ж)\,\pi d l = 7600\,(70 - 40)\,3,14\cdot 2\cdot 10^{-2}\cdot 1,4 = 20 \text{ кВт}.$$

5-54. Как изменятся значение коэффициента теплоотдачи и тепловая мощность теплообменника в условиях задачи 5-53, если наружный диаметр кольцевого канала d_2=32 мм, т. е. ширина канала увеличится в 2 раза, при условии, что а) скорость движения воды и все другие условия останутся без изменений; б) расход воды и все другие условия сохранятся без изменений.

Ответ

а) $\alpha_а = 6900 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}$;

$\alpha_а/\alpha = 0,91; \quad Q = 18,2 \text{ кВт}$.

б) $\alpha_б = 3580 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}$;

$\alpha_б/\alpha = 0,47; \quad Q = 9,4 \text{ кВт}$.

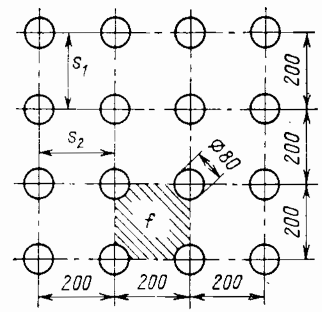


Рис. 5-9. К задаче 5-55.

5-55. Котельный пучок омывается продольным потоком дымовых газов. Трубы пучка внешним диаметром d=80 мм и длиной l=3 м расположены в коридорном порядке с шагом s_1=200 мм и s_2=200 мм (рис. 5-9). Средняя температура газов $t_ж$=750° С; средняя температура наружной поверхности труб t_c=250° С и средняя скорость движения газов w=6 м/с. Объемный состав газов (относительные парциальные давления) $\overline{P}_{CO_2} = 13$; $\overline{P}_{H_2O} = 11$; $\overline{P}_{N_2} = 76$.

Определить коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к поверхности труб пучка.

Ответ

$$\alpha = 13 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Решение

Эквивалентный диаметр пучка труб

$$d_э = \frac{4f}{u} = \frac{4\left(s_1 s_2 - \frac{\pi d^2}{4}\right)}{\pi d} = 4\frac{s_1 s_2}{\pi d} - d.$$

Следовательно,

$$d_э = 4\frac{0,2\cdot 0,2}{3,14\cdot 0,08} - 0,08 = 0,557 \text{ м}.$$

При $t_ж = 750°$ С физические свойства дымовых газов данного состава соответственно равны:

$$\nu_ж = 122\cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_ж = 8,71\cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot°\text{C)}; \quad \Pr_ж = 0,6;$$

$$\mathrm{Re}_ж = \frac{w d_э}{\nu_ж} = \frac{6\cdot 0,557}{122\cdot 10^{-6}} = 2,74\cdot 10^4 > 10^4.$$

При турбулентном режиме течения газа в трубах, каналах и при продольном обтекании трубных пучков теплоотдача может быть подсчитана по формуле (5-7), но при этом поправка на изменение физических свойств с температурой $(\Pr_ж/\Pr_c)^{0,25}$ несправедлива.

Для газов влияние изменения физических свойств на теплоотдачу можно учесть введением температурного фактора [8]:

$$\Theta = \frac{T_c}{T_ж} = \frac{t_c + 273}{t_ж + 273};$$

$$\left.\begin{aligned} &\text{при охлаждении и } 0,5 \leqslant \Theta \leqslant 1 \\ &\mathrm{Nu} = \mathrm{Nu}_ж (1,27 - 0,27\Theta); \\ &\text{при нагревании и } 1 \leqslant \Theta \leqslant 3,5 \\ &\mathrm{Nu} = \mathrm{Nu}_ж\, \Theta^{-0,55}, \end{aligned}\right\} \qquad (5\text{-}13)$$

где $\mathrm{Nu}_ж$ — число Нуссельта при постоянных физических свойствах:

$$\mathrm{Nu}_ж = 0,021\, \mathrm{Re}_ж^{0,8} \Pr_ж^{0,43} \varepsilon_l.$$

В рассматриваемом случае

$$\frac{l}{d_э} = \frac{3}{0,557} = 5,4,$$

и по таблице к формуле (5-7) находим $\varepsilon_l = 1,24$, следовательно,

$$\mathrm{Nu}_ж = 0,021\,(2,74\cdot 10^4)^{0,8}\, 0,6^{0,43}\cdot 1,24 = 73,3;$$

$$\Theta = \frac{250 + 273}{750 + 273} = 0,51;$$

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{Nu}_ж (1,27 - 0,27\Theta) = 73,3\,(1,27 - 0,27\cdot 0,51) = 83$$

и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \mathrm{Nu}\frac{\lambda_ж}{d_э} = 83\frac{0,0871}{0,557} = 13 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}.$$

5-56. Как изменится коэффициент теплоотдачи конвекцией в условиях задачи 5-55, если шаг s_1 увеличить в 2 и 4 раза? Шаг s_2 и все остальные условия сохраняются без изменений.

Ответ

$$\alpha_{2s1} = 11,3 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}; \quad \alpha_{4s1} = 9,9 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}.$$

5-57. Как изменится коэффициент теплоотдачи конвекцией в условиях задачи 5-55, если диаметр труб уменьшить в 2 раза? Все остальные условия сохранить без изменения.

Ответ

$$\alpha' = 11,3 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}.$$

5-58. По трубе внутренним диаметром $d = 46$ мм движется воздух с высокой скоростью. Расход воздуха $G = 0,2$ кг/с.

Термодинамическая температура воздуха на входе в трубу $t_1 = 1200°$ С. Температура стенки трубы $t_c = 350°$ С. Давление воздуха на входе $p_1 = 750$ мм рт. ст. и на выходе $p_2 = 510$ мм рт. ст.

Какой длины должна быть труба, для того чтобы термодинамическая температура на выходе t_2 равнялась 750° С? Определить также значения числа Маха на входе в трубу и на выходе из нее.

Ответ

$$l = 2,5 \text{ м}; \quad M_1 = 0,66; \quad M_2 = 0,81.$$

Решение

Давление воздуха на входе и на выходе из трубы

$$p_1 = 750\cdot 13,6\cdot 9,81 = 1\cdot 10^5 \text{ Па}; \quad p_2 = 510\cdot 13,6\cdot 9,81 = 6,8\cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Плотность воздуха на входе в трубу

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{1\cdot 10^5}{287,4\,(1200 + 273)} = 0,236 \text{ кг/м}^3,$$

на выходе

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{6,8\cdot 10^4}{287,4\,(750 + 273)} = 0,231 \text{ кг/м}^3,$$

где для воздуха $R = 287,4$ Дж/(кг·°С).

Скорость воздуха на входе

$$w_1 = \frac{4G}{\rho_1 \pi d^2} = \frac{4\cdot 0,2}{0,236\cdot 3,14\cdot (4,6\cdot 10^{-2})^2} = 520 \text{ м/с},$$

на выходе

$$w_2 = w_1\frac{\rho_1}{\rho_2} = 510\frac{0,236}{0,231} = 510 \text{ м/с}.$$

Скорость звука и значения числа Маха на входе

$$a_1 = \sqrt{kRT_1} \approx 20,1\sqrt{T_1} = 20,1\sqrt{1473} = 770 \text{ м/с};$$

$$M_1 = \frac{w_1}{a_1} = \frac{510}{770} \approx 0,66,$$

на выходе

$$a_2 = 20,1\sqrt{T_2} = 20,1\sqrt{1023} = 642 \text{ м/с};$$

$$M_2 = \frac{w_2}{a_2} = \frac{520}{642} \approx 0,81.$$

Температура торможения:
на входе

$$\vartheta_1 = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_{p1}} = 1473 + \frac{510^2}{2\cdot 1210} = 1473 + 107 = 1580 \text{ К},$$

где при $t_1 = 1200°$ С $c_{p1} = 1,21$ кДж/(кг·°С);
на выходе

$$\vartheta_2 = T_2 + \frac{w_2^2}{2c_{p2}} = 1023 + \frac{520^2}{2\cdot 1145} = 1023 + 118 = 1141 \text{ К},$$

где при $t_2 = 750°$ С $c_{p2} = 1,145$ кДж/(кг·°С).

Среднелогарифмическая разность температур торможения

$$\Delta\vartheta_л = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{2,31 \lg \frac{\vartheta_1 - T_c}{\vartheta_2 - T_c}} = \frac{1580 - 1141}{2,31 \lg \frac{1580 - 623}{1141 - 623}} = 717° \text{ С}.$$

Среднеарифметическая температура воздуха

$$\overline{T} = 0,5(T_1 + T_2) = 0,5\cdot(1473 + 1023) = 1250 \text{ К}$$

или

$$\bar{t} = 1250 - 273 = 977° \text{ С}.$$

Коэффициент теплоотдачи в рассматриваемых условиях может быть приближенно рассчитан по формуле (5-13), где в качестве определяющей температуры принимается $\bar{t}$, а коэффициент теплоотдачи отнесен к разности температур $\Delta\vartheta_л$. При $\bar{t} = 977°$ С $\lambda_ж = 7,97 \times 10^{-2}$ Вт/(м·°С); $\mu_ж = 48,5\cdot 10^{-6}$ Па·с; $c_{pж} = 1,182$ кДж/(кг·°С); $\Pr_ж = 0,719$;

$$\mathrm{Re}_ж = \frac{4G}{\pi d\mu_ж} = \frac{4\cdot 0,2}{3,14\cdot 4,6\cdot 10^{-2}\cdot 48,5\cdot 10^{-6}} = 1,14\cdot 10^5.$$

Предполагая, что отношение $l/d > 50$, найдем:

$$\mathrm{Nu}_ж = 0,021\,\mathrm{Re}_ж^{0,8}\,\Pr_ж^{0,43} = 0,021\,(1,14\cdot 10^5)^{0,8}\,(0,719)^{0,43} = 204.$$

Поправка на температурный фактор по формуле (5-13) при охлаждении газа

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{Nu}_ж\,(1,27 - 0,27\Theta),$$

где

$$\Theta = \frac{T_c}{\overline{T}} = \frac{623}{1250} \approx 0,5.$$

Таким образом,

$$\mathrm{Nu} = 204\,(1,27 - 0,27\cdot 0,5) = 204\cdot 1,13 = 231;$$

$$\alpha = \mathrm{Nu}\frac{\lambda_ж}{d} = 231\,\frac{7,97\cdot 10^{-2}}{4,6\cdot 10^{-2}} = 400 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Плотность теплового потока

$$q = \alpha\Delta\vartheta_л = 400\cdot 717 = 2,87\cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2.$$

Количество передаваемой теплоты

$$Q = Gc_{pж}(\vartheta_1 - \vartheta_2) = 0,2\cdot 1185\,(1580 - 1141) = 1,04\cdot 10^5 \text{ Вт}.$$

Площадь поверхности теплообмена

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{1,04\cdot 10^5}{2,87\cdot 10^5} = 0,362 \text{ м}^2.$$

Искомая длина трубы

$$l = \frac{F}{\pi d} = \frac{0,362}{3,14\cdot 4,6\cdot 10^{-2}} = 2,5 \text{ м}.$$

5-59. По трубе диаметром $d = 14$ мм и длиной $l = 900$ мм течет ртуть со скоростью $w = 2,5$ м/с. Средняя температура ртути $t_ж = 250°$ С.

Определить коэффициент теплоотдачи от ртути к стенке трубы, плотность теплового потока и количество теплоты, передаваемой в единицу времени, при условии, что средняя температура стенки $t_c = 220°$ С.

Ответ

$$\alpha = 24\,000 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)};\quad q = 7,2\cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2;\quad Q = 28,4 \text{ кВт}.$$

Решение

При средней температуре ртути $t_ж = 250°$ С физические свойства соответственно равны:

$$\nu_ж = 7,55\cdot 10^{-8} \text{ м}^2\text{/с};\quad \lambda_ж = 11 \text{ Вт/(м}\cdot°\text{С)};\quad \Pr_ж = 1,24\cdot 10^{-2}.$$

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_ж = \frac{wd}{\nu_ж} = \frac{2,5\cdot 14\cdot 10^{-3}}{7,55\cdot 10^{-8}} = 4,63\cdot 10^5 > 10^4.$$

Режим течения турбулентный.

При турбулентном течении чистых жидких металлов в трубах коэффициент теплоотдачи может быть вычислен по следующей формуле [16] *:

$$\mathrm{Nu}_ж = 5 + 0,025\,\mathrm{Pe}_ж^{0,8}. \qquad \textbf{(5-14)}$$

* В случае загрязненных жидких металлов и при наличии дополнительного контактного сопротивления значение коэффициента теплоотдачи снижается и может быть вычислено по формуле $\mathrm{Nu}_ж = 4,5 + 0,014\,\mathrm{Pe}_ж^{0,8}$.

В рассматриваемом случае

$$\mathrm{Pe_ж} = \mathrm{Re_ж}\,\mathrm{Pr_ж} = 4{,}63\cdot10^5\cdot1{,}24\cdot10^{-2} = 5750;$$

$$\mathrm{Nu_ж} = 5 + 0{,}025\,(5750)^{0{,}8} = 30{,}5;$$

$$\alpha = \mathrm{Nu_ж}\frac{\lambda_ж}{d} = 30{,}5\,\frac{11}{14\cdot10^{-3}} = 24\,000\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Плотность теплового потока

$$q = \alpha\,(t_ж - t_c) = 2{,}4\cdot10^4\,(250 - 220) = 7{,}2\cdot10^5\ \text{Вт/м}^2.$$

Тепловой поток

$$Q = q\pi dl = 7{,}2\cdot10^5\cdot3{,}14\cdot14\cdot10^{-3}\cdot0{,}9 = 28{,}4\ \text{кВт}.$$

5-60. В контуре атомной энергетической установки поверхность нагрева теплообменного устройства выполнена из труб диаметром $d=12$ мм и длиной $l=2400$ мм. Внутри труб протекает натрий со средней температурой $t_ж=400°$ С и средней скоростью $w=2{,}5$ м/с.

Определить коэффициент теплоотдачи от натрия к стенке трубы.

Ответ

$$\alpha = 46\,400\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

5-61. Определить значение коэффициента теплоотдачи в условиях задачи 5-60, если по трубам теплообменного устройства вместо натрия будет циркулировать литий или сплав 25% Na+75% K.

Ответ

$$\alpha_{\mathrm{Li}} = 47\,400\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$\alpha_{\mathrm{Na+K}} = 23\,600\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

5-62. В экспериментальной установке для определения теплоотдачи жидких металлов по трубке диаметром $d=12$ мм и длиной $l=1$ м течет висмут. Трубка обогревается электрическим нагревателем; плотность теплового потока на стенке постоянна по длине трубки и равна $q_c=6\cdot10^5$ Вт/м².

Определить температуру стенки на выходе из трубки, если температура висмута на входе $t_{ж1}=300°$ С и его расход $G=2{,}2$ кг/с.

Ответ

$$t_{c2} = 396°\ \text{C}.$$

Решение

При постоянной плотности теплового потока на стенке температура висмута на выходе из трубки определяется из уравнения

$$t_{ж2} = t_{ж1} + \frac{q_c\,\pi dl}{Gc_{pж}}.$$

Теплоемкость висмута мало зависит от температуры; при $t_{ж1}=300°$ С $c_{pж1}=151$ Дж/(кг·°С).

Подставив известные значения величин, найдем:

$$t_{ж2} = 300 + \frac{6\cdot10^5\cdot3{,}14\cdot1{,}2\cdot10^{-2}\cdot1{,}0}{2{,}2\cdot151} = 300 + 68 = 368°\ \text{C}.$$

При $t_{ж2}=368°$ С физические свойства висмута соответственно равны:

$$\mu_{ж2} = 15\cdot10^{-4}\ \text{Па·с};\quad \lambda_{ж2} = 14\ \text{Вт/(м·°C)};\quad c_{pж2} = 151\ \text{Дж/(кг·°C)};$$

$$\mathrm{Pr}_{ж2} = 1{,}62\cdot10^{-2}.$$

Число Рейнольдса на выходе из трубы

$$\mathrm{Re}_{ж2} = \frac{4G}{\pi d\mu_{ж2}} = \frac{4\cdot2{,}2}{3{,}14\cdot1{,}2\cdot10^{-2}\cdot15\cdot10^{-4}} = 1{,}56\cdot10^5 > 10^4;$$

течение турбулентное, и расчет коэффициента теплоотдачи на выходе из трубы ведем по формуле (5-14):

$$\mathrm{Pe}_{ж2} = \mathrm{Re}_{ж2}\,\mathrm{Pr}_{ж2} = 1{,}56\cdot10^5\cdot1{,}62\cdot10^{-2} = 2530;$$

$$\mathrm{Nu}_{ж2} = 5 + 0{,}025\,(2{,}53\cdot10^3)^{0{,}8} = 18{,}2;$$

$$\alpha_2 = \mathrm{Nu}_{ж2}\frac{\lambda_{ж2}}{d} = 18{,}2\,\frac{14}{12\cdot10^{-3}} = 21\,200\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Температура стенки на выходе

$$t_{c2} = t_{ж2} + \frac{q_c}{\alpha_2} = 368 + \frac{6\cdot10^5}{2{,}12\cdot10^4} = 368 + 28{,}3 = 396{,}3\ {}^\circ\text{C}.$$

5-63. По трубке внутренним диаметром $d=10$ мм и длиной $l=1$ м течет натрий. Трубка обогревается электрическим нагревателем; плотность теплового потока постоянна по длине и составляет $q_c=1\cdot10^6$ Вт/м². Температура натрия на входе в трубку $t_{ж1}=300°$ С.

Какой необходимо обеспечить расход натрия, чтобы температура стенки трубки на выходе t_c не превышала 400° С?

Ответ

$$G \geqslant 0{,}3\ \text{кг/с}.$$

5-64. Сравнить значения чисел Нуссельта и коэффициентов теплоотдачи при турбулентном течении воды, воздуха и натрия в круглой трубе в диапазоне чисел Рейнольдса от 10^4 до 10^6.

Сравнение провести при течении в трубе диаметром 20 мм; для воды при температуре $t_ж=20°$ С; для воздуха при атмосферном давлении и $t_ж=100°$ С; для натрия при $t_ж=350°$ С.

Ответ

Результаты расчета приведены в таблице и на рис. 5-10.

	Nu			α, Вт/(м²·°С)		
Re	10^4	10^5	10^6	10^4	10^5	10^6
Вода	77,3	487	3070	2310	14 600	91 800
Воздух	28,4	179	1130	91,3	575	3 630
Натрий	5,66	9,16	31,3	19 000	30 800	105 000

5-65. По горизонтальному стальному трубопроводу диаметром $d_1/d_2=50/57$ мм движется вода со скоростью $w=0{,}15$ м/с. Средняя температура воды $t_{ж1}=100°$ С.

Трубопровод изолирован асбестом, наружный диаметр изоляции $d_3=89$ мм (рис. 5-11).

Определить потери теплоты с 1 м трубопровода q_l, Вт/м, если температура спокойного воздуха, окружающего трубопровод, $t_{ж2}=20°$ С. Определить также температуру поверхностей трубопровода и изоляции $t_{с1}$, $t_{с2}$ и $t_{с3}$.

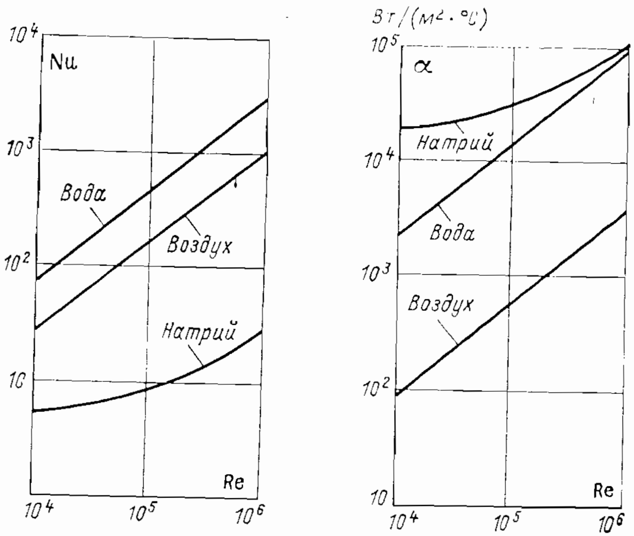


Рис. 5-10. К задаче 5-64.

Ответ

$$q_l = 66 \text{ Вт/м};\quad t_{с1} \approx t_{с2} \approx 99{,}7°\text{ С};\quad t_{с3} = 59{,}3°\text{ С}.$$

Решение

Определяем коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней поверхности трубы. При $t_{ж1}=100°$ С $\nu_{ж1}=0{,}295\cdot10^{-6}$ м²/с; $\lambda_{ж1}=0{,}683$ Вт/(м·°С), $\mathrm{Pr}_{ж1}=1{,}75$;

$$\mathrm{Re}_{ж1}=\frac{wd_1}{\nu_{ж1}}=\frac{0{,}15\cdot5\cdot10^{-2}}{0{,}295\cdot10^{-6}}=2{,}54\cdot10^4.$$

Режим движения турбулентный. Расчет производим по формуле (5-7).

Учитывая, что коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней поверхности трубы будет значительно больше коэффициента теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к воздуху, и принимая во внимание наличие изоляции, можно приближенно принять $t_{с1}\approx t_{ж1}$ и, следовательно, $\mathrm{Pr}_{с1}\approx\mathrm{Pr}_{ж1}$, тогда:

$$\mathrm{Nu}_{ж1}=0{,}021\,\mathrm{Re}_ж^{0,8}\,\mathrm{Pr}_ж^{0,43}=0{,}021\,(2{,}54\cdot10^4)^{0,8}\cdot1{,}75^{0,43}=90$$

и

$$\alpha_1=\mathrm{Nu}_{ж1}\frac{\lambda_{ж1}}{d_1}=90\,\frac{0{,}683}{5\cdot10^{-2}}=1230\text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Теплоотдача от внешней поверхности изоляции к воздуху осуществляется за счет естественной конвекции. Так как коэффициент теплоотдачи в этом случае зависит от разности температур $\Delta t=t_{с3}-t_{ж2}$, а температура $t_{с3}$ неизвестна, то расчет ведем методом последовательных приближений.

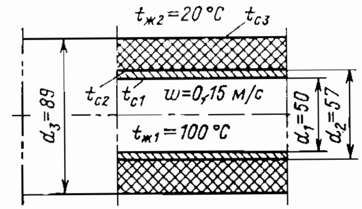


Рис. 5-11. К задаче 5-65.

Учитывая, что $\alpha_1\gg\alpha_2$, задаемся в первом приближении $t_{с3}=65°$ С.

Коэффициент теплоотдачи определяем по формуле (7-1) для горизонтальной трубы:

$$\mathrm{Nu}_ж=0{,}5\,(\mathrm{Gr\,Pr})_ж^{0,25}.$$

При $t_{ж2}=20°$ С

$$\beta_{ж2}=\frac{1}{273+t_{ж2}}=\frac{1}{293}\,\text{К}^{-1};$$

$$\nu_{ж2}=15{,}06\cdot10^{-6}\text{ м}^2\text{/с};\quad \lambda_{ж2}=2{,}59\cdot10^{-2}\text{ Вт/(м}\cdot°\text{С)};\quad \mathrm{Pr}_{ж2}=0{,}703;$$

$$(\mathrm{Gr\,Pr})_{ж2}=g\beta_{ж2}\frac{(t_{с3}-t_{ж2})\,d^3}{\nu_{ж2}^2}\,\mathrm{Pr}_{ж2}=$$

$$=\frac{9{,}81\,(65-20)(8{,}9\cdot10^{-2})^3}{293\,(15{,}06\cdot10^{-6})^2}\cdot0{,}703=3{,}3\cdot10^6;$$

$$\mathrm{Nu}_{ж2}=0{,}5\cdot(3{,}3\cdot10^6)^{0,25}=21{,}2;$$

$$\alpha_2=\mathrm{Nu}_{ж2}\frac{\lambda_{ж2}}{d_3}=21{,}2\,\frac{2{,}59\cdot10^{-2}}{8{,}9\cdot10^{-2}}=6{,}17\text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Коэффициент теплопередачи (первое приближение)

$$k_l=\frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1 d_1}+\dfrac{1}{2\lambda_1}\ln\dfrac{d_2}{d_1}+\dfrac{1}{2\lambda_2}\ln\dfrac{d_3}{d_2}+\dfrac{1}{\alpha_2 d_3}}=$$

$$=\frac{1}{\dfrac{1}{1230\cdot5\cdot10^{-2}}+\dfrac{2{,}3}{2\cdot46}\lg\dfrac{57}{50}+\dfrac{2{,}3}{2\cdot0{,}116}\lg\dfrac{89}{57}+\dfrac{1}{6{,}17\cdot8{,}9\cdot10^{-2}}}=$$

$$=0{,}266\text{ Вт/(м}\cdot°\text{С)},$$

где для стали $\lambda_1=46$ Вт/(м·°С) и для асбеста $\lambda_2=0{,}116$ Вт/(м·°С).

При $k_l=0{,}266$ Вт/(м·°С) тепловой поток на 1 м трубы составит:

$$q_l = k_l \pi (t_{ж1} - t_{ж2}) = 0{,}266 \cdot 3{,}14\,(100 - 20) = 67 \text{ Вт/м},$$

тогда температура t_{c3} в первом приближении будет:

$$t_{c3} = t_{ж2} + \frac{q_l}{\pi}\frac{1}{\alpha_2 d_3} = 20 + \frac{67}{3{,}14 \cdot 6{,}17 \cdot 8{,}9 \cdot 10^{-2}} = 58{,}9° \text{ С}.$$

Для второго приближения примем $t_{c3}=59°$ С, тогда

$$(\mathrm{Gr\,Pr})_{ж2} = 2{,}86 \cdot 10^6; \quad \mathrm{Nu}_{ж2} = 20{,}6; \quad \alpha_2 = 6{,}0 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Подставив в формулу для k_l это значение α_2, получим:

$$k_l = 0{,}263.$$

Так как во втором приближении значение k_l практически совпало с ранее полученным значением, дальнейших пересчетов делать нет необходимости.

Находим тепловой поток и температуры поверхностей:

$$q_l = 0{,}263 \cdot 3{,}14 \cdot 80 = 66 \text{ Вт/м};$$

$$t_{c3} = t_{ж2} + \frac{q_l}{\pi}\frac{1}{\alpha_3 d_3} = 20 + \frac{66}{3{,}14 \cdot 6 \cdot 8{,}9 \cdot 10^{-2}} = 59{,}3° \text{ С};$$

$$t_{c2} = t_{c3} + \frac{q_l}{\pi}\frac{1}{2\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2} = 59{,}3 +$$

$$+ \frac{66}{3{,}14 \cdot 2 \cdot 0{,}116}\, 2{,}3 \lg \frac{89}{57} \approx 99{,}7° \text{ С};$$

$$t_{c1} = t_{c2} + \frac{q_l}{\pi}\frac{1}{2\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1} =$$

$$= 99{,}7 + \frac{66}{3{,}14 \cdot 2 \cdot 46}\, 2{,}3 \lg \frac{57}{50} \approx 99{,}73° \text{ С}.$$

5-66. Как изменятся тепловые потери q_l, Вт/м, и температура внешней поверхности изоляции t_{c3} в условиях задачи 5-65, если толщину слоя изоляции увеличить в 2 раза, а все остальные условия сохранить без изменений?

Ответ

$q_l=51{,}5$ Вт/м. Тепловые потери уменьшатся примерно на 22%; t_{c3} будет равно 46,8° С, т. е. температура внешней поверхности изоляции снизится примерно на 12,5° С.

5-67. По трубе диаметром $d=12$ мм движется вода при сверхкритическом давлении $p=24$ МПа. Расход воды $G=0{,}15$ кг/с. Среднемассовая температура воды в сечении x на расстоянии $x>15d$ от входа в обогреваемый участок трубы $t_{жx}=380°$ С.

Определить местный коэффициент теплоотдачи α_x и местное значение плотности теплового потока на стенке q_{cx} в рассматриваемом сечении трубы, если известно, что местная температура стенки в этом сечении $t_{cx}=390°$ С.

При расчете считать, что теплообмен происходит в условиях нормального режима, т. е. $q/\rho w < (q/\rho w)_{кр}$ и $\mathrm{Gr/Re^2}<0{,}6$, следовательно, нет местного ухудшения теплоотдачи (см. задачу 5-70) и естественная конвекция не оказывает существенного влияния на теплообмен.

Сравнить значение α_x со значением коэффициента теплоотдачи α_0, подсчитанное при постоянных физических свойствах по формуле, справедливой для области, удаленной от критической ($p \ll p_к$).

Ответ

$$\alpha_x = 3{,}3 \cdot 10^4 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}; \quad q_{cx} = 3{,}3 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2; \quad \alpha_x/\alpha_0 \approx 0{,}7.$$

Решение

При турбулентном течении в трубах воды сверхкритического давления в условиях нагревания теплоотдача может быть рассчитана по следующей формуле [5]:

$$\mathrm{Nu}_ж = \mathrm{Nu}_0 \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pж}}\right)^{0,4} \left(\frac{\rho_c}{\rho_ж}\right)^m, \qquad (5\text{-}15)$$

где Nu_0 — число Нуссельта при постоянных физических свойствах, подсчитанное по формуле (5-8):

$$\mathrm{Nu}_0 = \frac{\frac{\xi}{8}\,\mathrm{Re}_ж\,\mathrm{Pr}_ж}{12{,}7\sqrt{\frac{\xi}{8}}\left(\mathrm{Pr}_ж^{2/3} - 1\right) + 1{,}07};$$

здесь $\xi = (1{,}82 \lg \mathrm{Re} - 1{,}64)^{-2}$ — коэффициент сопротивления трения; $\bar{c}_p = \dfrac{i_c - i_ж}{t_c - t_ж}$ — среднее интегральное значение теплоемкости в интервале температур от $t_ж$ до t_c; i_c, $i_ж$ — энтальпия жидкости соответственно при t_c и $t_ж$;

$$m = 0{,}35 - 0{,}05\frac{p}{p_к};$$

$p_к=22{,}12$ МПа — критическое давление воды.

Для воды формула (5-15) справедлива при

$$x/d \geqslant 15; \; 1{,}03 \leqslant p/p_к \leqslant 1{,}4; \; 0{,}6 \leqslant T_ж/T_m \leqslant 1{,}2;$$
$$0{,}6 \leqslant T_c/T_m \leqslant 1{,}2,$$

когда естественная конвекция не оказывает существенного влияния на теплообмен, что соответствует условию $\mathrm{Gr/Re^2}<0{,}6$ и при так называемых нормальных режимах теплообмена.

Здесь $T_ж$ и T_c — температуры жидкости и стенки, К; T_m — псевдокритическая температура, К, т. е. температура, при которой теплоемкость имеет максимум при данном давлении.

В условиях, когда $T_ж < T_m < T_c$, формула (5-15) справедлива при $q_c/\rho w < (q_c/\rho w)_{кр}$, где $(q_c/\rho w)_{кр}$ — критическое отношение плотности теплового потока к массовой скорости, при превышении которого может возникнуть местное ухудшение теплоотдачи [21].

В рассматриваемых условиях при $p=24$ МПа псевдокритическая температура $t_m=380{,}7°$ С; при $t_ж=380°$ С физические свойства воды соответственно равны:

$v_ж = 2{,}59\cdot10^{-3}$ м³/кг; $i_ж = 2028$ кДж/кг; $c_{pж} = 63{,}38$ кДж/(кг·°С);

$\lambda_ж = 0{,}269$ Вт/(м·°С); $\mu_ж = 4{,}68\cdot10^{-5}$ Па·с; $\mathrm{Pr}_ж = 11{,}9$.

При $t_{сx} = 390°$ С $v_с = 5{,}619\cdot10^{-3}$ м³/кг; $i_с = 2505$ кДж/кг.

Местное число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_ж = \frac{4G}{\pi d\mu_ж} = \frac{4\cdot0{,}15}{\pi\cdot12\cdot10^{-3}\cdot4{,}68\cdot10^{-5}} = 3{,}4\cdot10^5;$$

режим течения турбулентный.

Относительные значения температур жидкости и стенки

$$\frac{T_ж}{T_m} = \frac{380+273}{380{,}7+273} = \frac{653}{653{,}7} \approx 0{,}999;$$

$$\frac{T_с}{T_m} = \frac{663}{653{,}7} = 1{,}03;$$

таким образом, $T_ж < T_m < T_с$. Учитывая, что в условиях задачи оговорено, что $q_с/\rho w < (q_с/\rho w)_{кр}$ и $\mathrm{Gr}/\mathrm{Re}^2 < 0{,}6$, расчет проводим по формуле (5-15).

Вначале определяем Nu_{0x} и α_{0x} по (5-8):

$$\xi = [1{,}82\lg(3{,}4\cdot10^5) - 1{,}64]^{-2} = 1{,}41\cdot10^{-2};$$

$$\frac{\xi}{8} = 1{,}76\cdot10^{-3}; \quad \sqrt{\frac{\xi}{8}} = 4{,}2\cdot10^{-2};$$

$$\mathrm{Nu}_{0x} = \frac{1{,}76\cdot10^{-3}\cdot3{,}4\cdot10^5\cdot11{,}9}{12{,}7\cdot4{,}2\cdot10^{-2}(11{,}9^{2/3}-1)+1{,}07} = 2155;$$

$$\alpha_{0x} = \mathrm{Nu}_{0x}\frac{\lambda_ж}{d} = 2155\,\frac{0{,}269}{12\cdot10^{-3}} = 4{,}83\cdot10^4\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Определяем множитель в формуле (5-15), учитывающий влияние изменения физических свойств воды по сечению потока:

$$\varphi = \left(\frac{\bar c_p}{c_{pж}}\right)^{0{,}4}\left(\frac{\rho_с}{\rho_ж}\right)^m;$$

$$\bar c_p = \frac{i_с - i_ж}{t_с - t_ж} = \frac{2505-2028}{390-380} = 47{,}7\ \text{кДж/(кг}\cdot°\text{С)};$$

$$\frac{\bar c_p}{c_{pж}} = \frac{47{,}7}{68{,}4} = 0{,}70;$$

$$\frac{\rho_с}{\rho_ж} = \frac{v_ж}{v_с} = \frac{2{,}596\cdot10^{-3}}{5{,}619\cdot10^{-3}} = 0{,}461;$$

$$m = 0{,}35 - 0{,}05\frac{p}{p_к} = 0{,}35 - 0{,}05\,\frac{24}{22{,}12} = 0{,}296;$$

$$\varphi = (0{,}7)^{0{,}4}(0{,}461)^{0{,}296} = 0{,}69.$$

Местные число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи равны:

$$\mathrm{Nu}_{жx} = \mathrm{Nu}_{0x}\,\varphi = 2155\cdot0{,}69 = 1485;$$

$$\alpha_x = \mathrm{Nu}_{жx}\frac{\lambda_ж}{d} = 1485\,\frac{0{,}269}{12\cdot10^{-3}} = 3{,}33\cdot10^4\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Местная плотность теплового потока

$$q_{сx} = \alpha_x(t_{сx} - t_{жx}) = 3{,}33\cdot10^4(390-380) = 3{,}33\cdot10^5\ \text{Вт/м}^2.$$

Отношение коэффициентов теплоотдачи

$$\frac{\alpha_x}{\alpha_0} = 0{,}69.$$

5-68. Определить местный коэффициент теплоотдачи и местное значение плотности теплового потока при течении воды сверхкритического давления по трубе, рассмотренной в задаче 5-67, если местная температура стенки в рассматриваемом сечении $t_{сx} = 420°$ С, а все остальные условия остаются, как в задаче 5-67. Сравнить результаты расчета с ответом к задаче 5-67.

Ответ

$\alpha_x = 2{,}05\cdot10^4$ Вт/(м²·°С); $q_{сx} = 8{,}15\cdot10^5$ Вт/м²; $\alpha_x/\alpha_0 \approx 0{,}43$. Увеличение температурного напора приводит к снижению коэффициента теплоотдачи, но плотность теплового потока на стенке все же возрастает.

5-69. Определить местный коэффициент теплоотдачи и местное значение плотности теплового потока при течении воды сверхкритического давления по трубе при тех же условиях, что в задаче 5-67, но если вода находится под давлением $p = 30$ МПа.

Расчет выполнить при том же расходе воды $G = 0{,}15$ кг/с и при температурах жидкости и стенки $t_ж = 400°$ С и $t_с = 440°$ С, т. е. примерно при тех же отношениях $T_ж/T_m$ и $T_с/T_m$, что в задаче 5-68. Результаты расчета сравнить с ответом к задаче 5-68.

Ответ

$\alpha_x = 1{,}9\cdot10^4$ Вт/(м²·°С), $q_{сx} = 7{,}6\cdot10^5$ Вт/м², $\alpha_0 = 3\cdot10^4$ Вт/(м²×°С). Таким образом, при примерно одинаковых числах $\mathrm{Re}_ж$, $T_ж/T_m$ и $T_с/T_m$ при $p = 24$ МПа ($p/p_к \approx 1{,}08$) $\alpha_x/\alpha_0 \approx 0{,}43$, при $p = 30$ МПа ($p/p_к \approx 1{,}36$) $\alpha_x/\alpha_0 \approx 0{,}64$.

5-70. В теплообменном аппарате необходимо нагревать $G = 1{,}0$ кг/с воды при давлении $p = 24$ МПа от температуры $t_{ж1} = 375°$ С до $t_{ж2} = 390°$ С. Вода движется параллельно снизу вверх по $n = 20$ вертикально расположенным трубкам диаметром $d = 10$ мм и длиной $l = 2{,}5$ м. Нагрев предполагается осуществлять в условиях постоянной плотности теплового потока на стенке $q_с = \mathrm{const}$.

Определить необходимое значение $q_с$, Вт/м², и проверить, не может ли при этом значении $q_с$ наступить местное ухудшение теплоотдачи в каком-либо сечении по длине трубок.

При расчете считать, что естественная конвекция не оказывает существенного влияния на теплообмен.

Ответ

$q_с = 4\cdot10^5$ Вт/м². Ухудшенного режима теплообмена не будет, так как $q_с < q_{кр} \approx 5{,}7\cdot10^5$ Вт/м².

Решение

При $p = 24$ МПа и температурах $t_{ж1} = 375°$ С и $t_{ж2} = 390°$ С энтальпии воды на входе и выходе равны соответственно:

$$i_{ж1} = 1875 \text{ кДж/кг}; \quad i_{ж2} = 2505 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta i = i_{ж2} - i_{ж1} = (2505 - 1875) \cdot 10^3 = 630 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Необходимый тепловой поток на одну трубку

$$Q = \frac{G}{n} \Delta i = \frac{1,0}{20} 630 \cdot 10^3 = 3,15 \cdot 10^4 \text{ Вт}.$$

Необходимая плотность теплового потока

$$q_c = \frac{Q}{\pi d l} = \frac{3,15 \cdot 10^4}{\pi \cdot 1 \cdot 10^{-2} \cdot 2,5} = 4 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2.$$

Режимы ухудшенного теплообмена могут возникнуть при $t_ж < t_m < t_c$ и если отношение $q_c/\rho w$ превышает некоторое критическое значение $(q_c/\rho w)_{кр}$. Значение $(q_c/\rho w)_{кр}$ можно приближенно оценить по следующей формуле [21]:

$$\left(\frac{q_c}{\rho w}\right)_{кр} \approx 0,034 \left(\frac{c_p}{\beta}\right)_{t_m} \sqrt{\frac{\xi}{8}}, \tag{5-16}$$

где $(c_p/\beta)_{t_m}$ определяется при температуре t_m.

Формула (5-16) справедлива для случая подъемного течения в вертикальных трубах [1].

При $p = 24$ МПа $t_m = 380,7°$ С, и так как по условиям задачи $t_{ж1} < t_m$, а $t_{ж2} > t_m$, то на некотором участке по длине трубок $t_ж < t_m < t_c$. Поэтому необходимо по (5-16) проверить, не превышает ли q_c критического значения.

Максимальное значение теплоемкости при данном давлении c_{pm} и β_m достаточно точно определить с помощью таблиц (см. приложение) трудно. Поэтому, учитывая, что

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t},$$

удобно отношение c_p/β записать как

$$\frac{c_p}{\beta} = -\rho \frac{c_p \partial t}{\partial \rho} = -\rho \frac{\partial i}{\partial \rho} \approx -\rho \frac{\Delta i}{\Delta \rho}.$$

Из таблиц, учитывая, что $\rho = \frac{1}{v}$, находим:

при $t_m = 380,7°$ С $\rho_m = 344$ кг/м³;
при $t = 380,7 - 1 = 379,7°$ С $\rho = 395,6$ кг/м³; $i = 2012,4$ кДж/кг;
при $t = 380,7 + 1 = 381,7°$ С $\rho = 286,8$ кг/м³; $i = 2201,3$ кДж/кг.

$$\Delta i = (2201,3 - 2012,4) \approx 189 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta \rho = 286,8 - 395,6 = -108,8 \text{ кг/м}^3;$$

$$\left(\frac{c_p}{\beta}\right)_{t_m} \approx -\left(\rho \frac{\Delta i}{\Delta \rho}\right)_{t_m} = 344 \frac{189}{108,8} = 598 \text{ кДж/кг}.$$

[1] Более подробные сведения о пределах применимости формулы (5-16) можно найти в [21].

Для расчета коэффициента сопротивления трения ξ определяем с некоторым запасом наибольшее значение числа Рейнольдса, т. е. $Re_ж$ на выходе из трубок. При $t_{ж2} = 390°$ С $\mu_ж = 324 \cdot 10^{-5}$ Па·с и

$$Re_ж = \frac{4G_1}{\pi d \mu_ж} = \frac{4 \cdot 0,05}{\pi \cdot 1 \cdot 10^{-2} \cdot 3,24 \cdot 10^{-5}} = 1,97 \cdot 10^5,$$

где расход воды через одну трубку

$$G_1 = \frac{G}{n} = \frac{1,0}{20} = 0,05 \text{ кг/с};$$

$$\xi = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2} = [1,82 \lg (1,97 \cdot 10^5) - 1,64]^{-2} = 1,57 \cdot 10^{-2};$$

$$\sqrt{\frac{\xi}{8}} = \sqrt{\frac{1,57 \cdot 10^{-2}}{8}} = 4,43 \cdot 10^{-2}.$$

Подставляя найденные значения в (5-16), находим:

$$\left(\frac{q_c}{\rho w}\right)_{кр} \approx 0,034 \cdot 5,98 \cdot 10^5 \cdot 4,43 \cdot 10^{-2} = 900 \text{ Дж/кг}.$$

Массовая скорость

$$\rho w = \frac{4G_1}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 1 \cdot 10^{-4}} = 637 \text{ кг/(м}^2\text{·с)}.$$

Критическая плотность теплового потока

$$q_{c.кр} \approx 900 \cdot 637 \approx 5,7 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2.$$

Так как $q_c < q_{c.кр}$, то местного ухудшения теплообмена не будет.

5-71. Определить необходимое значение плотности теплового потока q_c, Вт/м², и проверить, не может ли при этом значении q_c возникнуть местное ухудшение теплоотдачи в теплообменнике, рассмотренном в задаче 5-70, если расход воды и диаметр труб увеличить соответственно до $G = 2$ кг/с и $d = 16$ мм. Длину труб и температуры воды на входе и выходе оставить без изменений.

Ответ

$$q_c = 5 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2; \quad q_{c.кр} \approx 4,4 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2.$$

Так как $q_c > q_{c.кр}$, то могут возникнуть режим ухудшенной теплоотдачи и опасное местное повышение температуры стенки.

5-72. Определить (приближенно) значение $q_c/\rho w$, ниже которого на участках обогреваемой трубы не будет возникать местное ухудшение теплоотдачи. Расчет провести для случая подъемного течения воды при давлениях $p = 24$ МПа и $p = 30$ МПа в диапазоне чисел Рейнольдса от $3 \cdot 10^4$ до $3 \cdot 10^5$.

Ответ

При $Re = 3 \cdot 10^4$ и $Re = 3 \cdot 10^5$ и $p = 24$ МПа соответственно $(q_c/\rho w)_{кр} \approx 1100$ и $(q_c/\rho w)_{кр} \approx 865$ Дж/кг; при $p = 30$ МПа соответственно $(q_c/\rho w)_{кр} \approx 1300$ и $(q_c/\rho w)_{кр} \approx 1000$ Дж/кг.

5-73. По вертикально расположенной трубке диаметром $d = 14$ мм снизу вверх течет вода при давлении $p = 24$ МПа. Расход воды $G = 0,2$ кг/с. Вода нагревается в условиях постоянной плотности теплового потока на стенке $q_c = 7 \cdot 10^5$ Вт/м².

Определить температуру стенки $t_{сх}$ в сечении трубки, расположенном на расстоянии $x > 15\,d$ от входа в обогреваемый участок трубки, если известно, что средняя массовая температура воды в этом сечении $t_{жх} = 370°$ С.

Ответ

$$t_{сх} = 408° \text{ С}.$$

Решение

При давлении $p = 24$ МПа и $t_{жх} = 370°$ С

$$\mu_{жх} = 6{,}34 \cdot 10^{-5} \text{ Па·с}$$

и число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_{жх} = \frac{4G}{\pi d \mu_{жх}} = \frac{4 \cdot 0{,}2}{\pi \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot 6{,}34 \cdot 10^{-5}} = 2{,}87 \cdot 10^5.$$

Режим движения турбулентный, и так как $p > p_к$, то теплоотдачу можно рассчитать по формуле (5-15):

$$\mathrm{Nu}_{жх} = \mathrm{Nu}_0 \left(\frac{\overline{c_p}}{c_{pж}}\right)^{0,4} \left(\frac{\rho_с}{\rho_ж}\right)^m.$$

Но так как для определения числа Нуссельта по (5-15) нужно знать температуру стенки, которая в данном случае является искомой величиной, необходимо решать это уравнение совместно с выражением

$$\alpha_x = \frac{q_{сх}}{t_{сх} - t_{жх}}. \qquad \text{(а)}$$

Расчет можно проводить методом последовательных приближений или графически. Проведем расчет графическим методом.

Задаемся рядом значений $t_{сх} = 390$, 400, 410 и 420° С. Для каждого из этих значений $t_{сх}$ определяем значения коэффициента теплоотдачи по формулам (5-15) и (а).

Пусть $t_{сх} = 390°$ С. При $p = 24$ МПа и $t_{сх} = 390°$ С $v_с = 5{,}619 \times 10^{-3}$ м³/кг; $i_с = 2505$ кДж/кг. При $t_{жх} = 370°$ С $v_ж = 1{,}89 \cdot 10^{-3}$ м³/кг; $i_ж = 1805$ кДж/кг; $\lambda_ж = 0{,}396$ Вт/(м·°С); $c_{pж} = 11{,}8$ кДж/кг; $\mathrm{Pr}_ж = 1{,}89$.

Коэффициент сопротивления трения

$$\xi = (1{,}82 \lg \mathrm{Re} - 1{,}64)^{-2} = [1{,}82 \lg (2{,}87 \cdot 10^5) - 1{,}64]^{-2} = 1{,}46 \cdot 10^{-2}.$$

Число Nu_0 по формуле (5-8) равно:

$$\mathrm{Nu}_0 = \frac{\frac{\xi}{8} \mathrm{Re}_ж \mathrm{Pr}_ж}{12{,}7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left(\mathrm{Pr}_ж^{2/3} - 1\right) + 1{,}07} = \frac{\frac{1{,}46 \cdot 10^{-2}}{8} 2{,}87 \cdot 10^5 \cdot 1{,}89}{12{,}7 \sqrt{\frac{1{,}46 \cdot 10^{-2}}{8}} (1{,}89^{2/3} - 1) + 1{,}07} = 733.$$

Среднеинтегральное значение теплоемкости

$$\overline{c_p} = \frac{i_с - i_ж}{t_с - t_ж} = \frac{2505 - 1805}{390 - 370} = 35 \text{ кДж/(кг·° С)},$$

$$\frac{\overline{c_p}}{c_{pж}} = \frac{35}{11{,}8} = 2{,}97.$$

Относительное значение температур жидкости и стенки при $p = 24$ МПа $t_m = 380{,}7°$ С и

$$\frac{T_ж}{T_m} = \frac{370 + 273}{380{,}7 + 273} = \frac{643}{653{,}7} = 0{,}984 \qquad \frac{T_с}{T_m} = \frac{663}{653{,}7} \approx 1{,}013.$$

Отношение плотностей

$$\frac{\rho_с}{\rho_ж} = \frac{v_ж}{v_с} = \frac{1{,}89}{5{,}62} = 0{,}336;$$

$$m = 0{,}35 - 0{,}05 \frac{p}{p_к} = 0{,}35 - 0{,}05 \frac{24}{22{,}12} = 0{,}296.$$

Число Нуссельта по формуле (5-15)

$$\mathrm{Nu}_x = 733\,(2{,}97)^{0,4}\,(0{,}336)^{0,296} = 733 \cdot 1{,}12 = 820.$$

Коэффициент теплоотдачи при $t_с = 390°$ С по формуле (5-15)

$$\alpha_x = \mathrm{Nu}_x \frac{\lambda_ж}{d} = 820 \frac{0{,}369}{14 \cdot 10^{-3}} = 2{,}32 \cdot 10^4 \text{ Вт/(м}^2\text{·° С)}.$$

Коэффициент теплоотдачи при $t_с = 390°$ С по формуле (а)

$$\alpha'_x = \frac{q_{сх}}{t_{сх} - t_{жх}} = \frac{7 \cdot 10^5}{390 - 370} = 3{,}5 \cdot 10^4 \text{ Вт/(м}^2\text{·° С)}.$$

Результаты аналогичных расчетов для $t_{сх} = 400$, 410 и 420° С приведены в следующей таблице:

$t_с$, °С	$i_с$, кДж/кг	$v_с$, м³/кг	$\overline{c_p}/c_{pж}$	$\rho_с/\rho_ж$	Nu_x	$\alpha_x \cdot 10^{-4}$, Вт/(м²·°С)	$\alpha'_x \cdot 10^{-4}$, Вт/(м²·°С)
390	2505	5,619	2,97	0,336	820	2,32	3,50
400	2642	6,738	2,37	0,280	714	2,02	2,33
410	2735	7,544	1,98	0,250	641	1,81	1,75
420	2808	8,205	1,70	0,230	587	1,66	1,40

По результатам расчетов строим график зависимостей α_x и α'_x от $t_{сх}$ (рис. 5-12). По точке пересечения этих двух зависимостей находим искомое значение $t_{сх} = 408{,}5°$ С.

Псевдокритическая температура при $p = 24$ МПа $t_m = 380{,}7°$ С. Так как по результату расчета $t_ж < t_m < t_с$, то необходимо проверить, не превышает ли заданная плотность теплового потока критического значения.

По формуле (5-16), используя решение к задаче 5-70, имеем для воды при $p=24$ МПа:

$$\left(\frac{c_p}{\beta}\right)_{t_m} = 5{,}98\cdot 10^5 \text{ Дж/кг},$$

откуда

$$\left(\frac{q}{\rho w}\right)_{\text{кр}} \approx 0{,}034\left(\frac{c_p}{\beta}\right)_{t_m}\sqrt{\frac{\xi}{8}} = 0{,}034\cdot 5{,}98\cdot 10^5\sqrt{\frac{\xi}{8}} \approx$$

$$\approx 2\cdot 10^4\sqrt{\frac{\xi}{8}}.$$

В рассматриваемом случае $\text{Re}_\text{ж}=2{,}87\cdot 10^5$;

$$\sqrt{\xi/8} = 4{,}27\cdot 10^{-2}, \qquad \rho w = \frac{4G}{\pi d^2} = \frac{4\cdot 0{,}2}{\pi\cdot 1{,}4^2\cdot 10^{-4}} = 1300$$

и

$$q_{\text{кр}} \approx 2{,}10^4\cdot 4{,}27\cdot 10^{-2}\cdot 1{,}3\cdot 10^3 \approx 1{,}1\cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2.$$

Следовательно, $q_c=7\cdot 10^5 < q_{\text{кр}}$, местного ухудшения теплоотдачи не будет и использованная формула (5-15) справедлива.

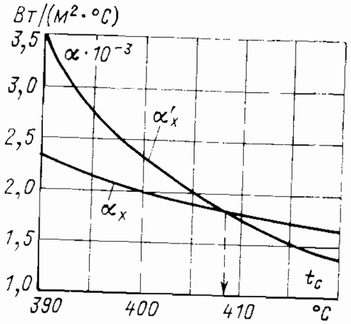


Рис. 5-12. К задаче 5-73.

5-74. По трубке диаметром $d=4$ мм движется двуокись углерода при давлении $p=10$ МПа и нагревается при примерно постоянной плотности теплового потока на стенке. В сечениях x на расстоянии $x>20\,d$ от входа в обогреваемый участок трубы местные число Рейнольдса, среднемассовая температура жидкости и температура стенки равны соответственно: $\text{Re}_\text{ж}=2\cdot 10^5$, $t_{\text{ж}x}=22°$ С, $t_{\text{с}x}=227°$ С.

Определить отношение местного числа Нуссельта к числу Нуссельта для случая постоянных физических свойств жидкости $\text{Nu}_\text{ж}/\text{Nu}_0$ и значение местного коэффициента теплоотдачи в рассматриваемом сечении α_x, Вт/(м²·°С). При расчете считать, что естественная конвекция не оказывает существенного влияния на теплообмен.

Ответ

$$\text{Nu}_\text{ж}/\text{Nu}_0 \approx 0{,}49; \quad \alpha_x = 7100 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

Решение

Критическое давление двуокиси углерода $p_\text{к}=7{,}39$ МПа, следовательно, процесс теплообмена осуществляется при $p>p_\text{к}$.

При турбулентном течении в трубах двуокиси углерода сверхкритического давления в условиях нагревания теплоотдача может быть рассчитана по следующей формуле [5, 6]:

$$\text{Nu}_\text{ж} = \text{Nu}_0\left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p\text{ж}}}\right)^n\left(\frac{\rho_c}{\rho_\text{ж}}\right)^m \varepsilon_x, \tag{5-17}$$

где число Нуссельта при постоянных физических свойствах Nu_0, отношение теплоемкостей $\bar{c}_p/c_{p\text{ж}}$, отношение плотностей $\rho_c/\rho_\text{ж}$ и показатель степени m определяются так же, как в формуле (5-15); n — показатель степени, зависящий от относительных температур стенки и жидкости T_c/T_m и $T_\text{ж}/T_m$, здесь T_m — псевдокритическая температура, К.

$$\text{При } \frac{T_\text{с}}{T_m}\leqslant 1 \text{ или } \frac{T_\text{ж}}{T_m}\geqslant 1{,}2 \quad n=0{,}4;$$

$$\text{при } 1\leqslant\frac{T_\text{с}}{T_m}\leqslant 2{,}6 \text{ и } \frac{T_\text{ж}}{T_m}\leqslant 1 \quad n=n_1=0{,}22+0{,}18\frac{T_\text{с}}{T_m};$$

$$\text{при } 1\leqslant\frac{T_\text{с}}{T_m}\leqslant 2{,}6 \text{ и } 1\leqslant\frac{T_\text{ж}}{T_m}\leqslant 1{,}2$$

$$n=n_1+(5n_1-2)\left(1-\frac{T_\text{ж}}{T_m}\right).$$

Значения n в зависимости от отношений абсолютных температур приведены также в следующей таблице:

$T_\text{ж}/T_m$	$T_\text{с}/T_m$ = 1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
1	0,4	0,436	0,472	0,508	0,544	0,580	0,616	0,652	0,688
1,04	0,4	0,429	0,458	0,486	0,515	0,544	0,573	0,602	0,630
1,08	0,4	0,423	0,443	0,465	0,486	0,508	0,530	0,551	0,573
1,12	0,4	0,414	0,423	0,443	0,458	0,472	0,486	0,501	0,515
1,16	0,4	0,407	0,414	0,422	0,429	0,436	0,443	0,450	0,458
1,20	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4

ε_x — поправка на начальный участок. Если перед обогреваемым участком имеется участок гидродинамической стабилизации, то [6]

$$\varepsilon_x = 0{,}86+0{,}54\left(\frac{d}{x}\right)^{0{,}4}.$$

Эта формула справедлива при $2\leqslant x/d\leqslant 20$. При $x/d\geqslant 20$ $\varepsilon_x=1$.

Формула (5-17) справедлива для двуокиси углерода при $1{,}06\leqslant p/p_\text{к}\leqslant 5{,}25$; $0{,}9\leqslant T_\text{ж}/T_m\leqslant 1{,}2$ и $0{,}9\leqslant T_\text{с}/T_m\leqslant 2{,}6$, когда естественная конвекция не оказывает существенного влияния на теплообмен, что соответствует условию $\text{Gr}/\text{Re}^2<0{,}6$*.

В рассматриваемых условиях при $p=10$ МПа псевдокритическая температура $t_m=45°$ С; при $t_{\text{ж}x}=22°$ С ($T_{\text{ж}x}=295$ К) физические свойства двуокиси углерода соответственно равны:

$$\rho_\text{ж}=842{,}9 \text{ кг/м}^3; \quad c_{p\text{ж}}=2{,}7 \text{ кДж/(кг·°С)};$$

$$i_\text{ж}=550 \text{ кДж/кг}; \quad \lambda_\text{ж}=0{,}0977 \text{ Вт/(м·°С)}; \quad \text{Pr}_\text{ж}=2{,}21.$$

* Более подробные сведения о пределах применимости формулы (5-17) можно найти в [5].

При $t_{сх}=227°$ С ($T_{сх}=500$К) $i_с=965,8$ кДж/кг;

$$\rho_с=113,1 \text{ кг/м}^3.$$

Расчет проводим по формуле (5-17). Вначале определяем Nu_0 по (5-8):

$$\xi=(1,82\lg Re-1,64)^{-2}=[1,82\lg(2\cdot10^5)-1,64]^{-2}=1,56\cdot10^{-2};$$

$$\xi/8=1,95\cdot10^{-3};\quad \sqrt{\xi/8}=4,41\cdot10^{-2};$$

$$Nu_0=\frac{\frac{\xi}{8}Re_ж Pr_ж}{12,7\sqrt{\frac{\xi}{8}}\left(Pr_ж^{2/3}-1\right)+1,07}=$$

$$=\frac{1,95\cdot10^{-3}\cdot2\cdot10^5\cdot2,21}{12,7\cdot4,41\cdot10^{-2}(2,21^{2/3}-1)+1,07}=590.$$

Определяем множитель в формуле (5-17), учитывающий влияние изменения физических свойств двуокиси углерода по сечению потока:

$$\varphi=\left(\frac{\bar c_p}{c_{pж}}\right)^n\left(\frac{\rho_с}{\rho_ж}\right)^m;$$

$$\bar c_p=\frac{i_с-i_ж}{t_с-t_ж}=\frac{965,8-550}{227-22}=2,03 \text{ кДж/(кг}\cdot°\text{С)};$$

$$\frac{\bar c_p}{c_{pж}}=\frac{2,03}{2,7}=0,753;$$

$$\frac{T_ж}{T_m}=\frac{22+273}{45+273}=\frac{295}{318}=0,928;\quad \frac{T_с}{T_m}=\frac{500}{318}=1,57.$$

Так как $T_ж/T_m<1$ и $1<T_с/T_m<2,6$, то

$$n=0,22+0,18\frac{T_с}{T_m}=0,22+0,18\cdot1,57\approx0,5;$$

$$\frac{\rho_с}{\rho_ж}=\frac{113,1}{842,9}=0,134;$$

$$m=0,35-0,05\frac{p}{p_к}=0,35-0,05\frac{10}{7,39}=0,282;$$

$$\varphi=(0,735)^{0,5}(0,134)^{0,282}=0,494.$$

По условиям задачи $x>20d$ и, следовательно, $\varepsilon_x=1$. Местные число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи

$$Nu_{жx}=Nu_0\varphi=590\cdot0,494=291;$$

$$\alpha_x=Nu_{жx}\frac{\lambda_ж}{d}=291\frac{9,77\cdot10^{-2}}{4\cdot10^{-3}}=7100 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

5-75. Определить отношение местного числа Нуссельта к числу Нуссельта для случая постоянных физических свойств $Nu_{жx}/Nu_0$ и значение местного коэффициента теплоотдачи α_x при тех же условиях, что в задаче 5-74, но если среднемассовая температура двуокиси углерода равна соответственно $t_{жx}=43°$ С и $t_{жx}=67°$ С.

Ответ

При $t_{жx}=43°$ С $\alpha_x=4610$ Вт/(м²·°С); $Nu_ж/Nu_0=0,319$; при $t_{жx}=67°$ С $\alpha_x=3570$ Вт/(м²·°С); $Nu_ж/Nu_0=0,61$. Изменение $Nu_{жx}/Nu_0$ и α_x в зависимости от $T_ж/T_m$ при постоянных значениях $Re_ж$ и $t_с$ по результатам задач 5-74 и 5-75 показано на рис. 5-13.

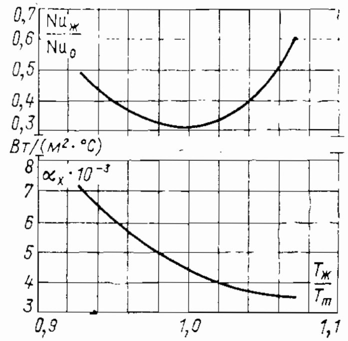


Рис. 5-13. К задаче 5-75.

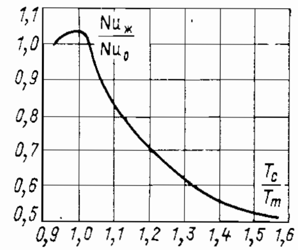


Рис. 5-14. К задаче 5-76.

5-76. Найти зависимость отношения местного числа Нуссельта к числу Нуссельта для случая постоянных физических свойств $Nu_ж/Nu_0$ от относительной температуры стенки $T_с/T_m$ при турбулентном течении двуокиси углерода в круглой трубе.

Расчет выполнить для давления $p=10$ МПа, сечения трубы, удаленного от входа, среднемассовой температуры двуокиси углерода $t_ж=17°$ С и температур стенки $t_с=27$, 44, 67, 127 и 227° С.

Ответ

Результаты расчета приведены ниже и на рис. 5-14:

$t_с$, °С	27	44	67	127	227
$T_с/T_m$ . . .	0,944	0,997	1,07	1,26	1,57
$Nu_ж/Nu_0$ . . .	1,005	1,035	0,874	0,646	0,511

5-77. Определить значение коэффициента теплоотдачи и температуру стенки при течении воздуха по односторонне обогреваемому кольцевому каналу. Внешний и внутренний диаметры канала равны соответственно: $d_2=40$ мм и $d_1=8$ мм. В рассматриваемом сечении, расположенном за участком тепловой стабилизации ($x>l_{к.т}$), средняя массовая температура и скорость движения воздуха $t_ж=100°$ С и $w=55$ м/с.

Расчет выполнить для двух случаев: а) при подводе теплоты к воздуху только через внутреннюю стенку канала ($q_{с2}=0$) и б) при подводе теплоты только через внешнюю стенку канала ($q_{с1}=0$).

В обоих случаях принять плотность теплового потока на соответствующей стенке $q_c = 1{,}5 \cdot 10^4$ Вт/м².

Ответ

а) $\alpha_{1,1} = 141$ Вт/(м²·°С); $t_{c1} = 206°$ С;

б) $\alpha_{2,1} = 121$ Вт/(м²·°С); $t_{c2} = 224°$ С.

Решение

Физические свойства воздуха при $t_ж = 100°$ С:

$\nu_ж = 23{,}13 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_ж = 3{,}21 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°С); $Pr_ж = 0{,}688$.

Эквивалентный диаметр кольцевого канала

$$d_э = d_2 - d_1 = 40 - 8 = 32 \text{ мм}.$$

Число Рейнольдса

$$Re_ж = \frac{wd_э}{\nu_ж} = \frac{55 \cdot 32 \cdot 10^{-3}}{23{,}13 \cdot 10^{-6}} = 7{,}6 \cdot 10^4;$$

режим течения турбулентный.

При турбулентном течении воздуха в односторонне обогреваемых кольцевых каналах [22] в условиях тепловой стабилизации ($x > l_{н.т}$), постоянной плотности теплового потока на стенке ($q_c = \text{const}$) и обогреве только внутренней поверхности $q_{c2} = 0$

$$Nu_{1,1} = Nu_{тр}\, 0{,}86 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-0{,}16} \xi, \qquad (5\text{-}18)^*$$

где $Nu_{1,1} = \alpha_{1,1} d_э / \lambda_ж$ — число Нуссельта на внутренней поверхности при одностороннем обогреве;

$$\alpha_{1,1} = \frac{q_{c1}}{t_{c1} - t_ж};$$

$Nu_{тр}$ — число Нуссельта при течении воздуха в круглой трубе, подсчитанное по $d_э$.

При $d_1/d_2 < 0{,}2$

$$\xi = 1 + 7{,}5 \left(\frac{d_2/d_1 - 5}{Re_ж}\right)^{0{,}6}.$$

При $d_1/d_2 \geqslant 0{,}2$ $\xi = 1$.

Формула (5-18) справедлива при $0{,}07 \leqslant d_1/d_2 \leqslant 1$.

При обогреве только внешней поверхности $q_{c1} = 0$

$$Nu_{2,1} = Nu_{тр} \left[1 - 0{,}14 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{0{,}6}\right], \qquad (5\text{-}19)$$

где $Nu_{2,1} = \dfrac{\alpha_{2,1} d_э}{\lambda_ж}$ — число Нуссельта на внешней поверхности при одностороннем обогреве;

$$\alpha_{2,1} = \frac{q_{c2}}{t_{c2} - t_ж}.$$

* Формула (5-18) для воздуха дает примерно такие же результаты, как и (5-12).

Формула (5-19) справедлива при $0 \leqslant d_1/d_2 \leqslant 1$. Формулы (5-18) и (5-19) справедливы при $10^4 \leqslant Re_ж \leqslant 3 \cdot 10^5$ и $Pr_ж \approx 0{,}7$.

При $d_1/d_2 = 1$ эти формулы дают значение числа Нуссельта при одностороннем обогреве плоского (щелевого) канала:

$$Nu_{1,1} = Nu_{2,1} = 0{,}86\, Nu_{тр}.$$

В рассматриваемом случае число $Nu_{тр}$ рассчитываем по формуле (5-7) с поправкой по (5-13):

$$Nu_{тр} = 0{,}021 Re_ж^{0{,}8} Pr_ж^{0{,}43} \Theta_c^{-0{,}55}.$$

Принимая в первом приближении, что поправка на температурный фактор $\Theta_c^{-0{,}55} = (T_c/T_ж)^{-0{,}55} = 1$, имеем:

$$Nu_{тр} = 0{,}021 \cdot (7{,}6 \cdot 10^4)^{0{,}8} (0{,}688)^{0{,}43} = 145.$$

а) $q_{c1} = 1{,}5 \cdot 10^4$ Вт/м², $q_{c2} = 0$;

$$Nu_{1,1} = Nu_{тр}\, 0{,}86 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-0{,}16} \xi = 145 \cdot 0{,}86 \left(\frac{8}{40}\right)^{-0{,}16} \cdot 1 = 162,$$

где

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{8}{40} = 0{,}2 \text{ и } \xi = 1;$$

$$\alpha_{1,1} = Nu_{1,1} \frac{\lambda_ж}{d_э} = 162 \frac{3{,}21 \cdot 10^{-2}}{32 \cdot 10^{-3}} = 163 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{С)};$$

$$t_{c1} = t_ж + \frac{q_{c1}}{\alpha_{1,1}} = 100 + \frac{1{,}5 \cdot 10^4}{163} = 192° \text{ С}.$$

Определив в первом приближении t_{c1}, вносим поправку на температурный фактор:

$$\Theta_{c1} = \frac{T_{c1}}{T_ж} = \frac{192 + 273}{100 + 273} = 1{,}25;$$

$$\Theta_{c1}^{-0{,}55} = (1{,}25)^{-0{,}55} = 0{,}885;$$

$$Nu_{тр} = 0{,}885 \cdot 145 = 128$$

и соответственно

$$\alpha_{1,1} = 0{,}885 \cdot 163 = 144 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{С)};$$

$$t_{c1} = 100 + \frac{1{,}5 \cdot 10^4}{144} = 204° \text{ С}.$$

Дальнейшие уточнения методом последовательных приближений дают окончательно $\alpha_{1,1} = 141$ Вт/(м²·°С) и $t_{c1} = 206°$ С.

б) $q_{c2} = 1{,}5 \cdot 10^4$ Вт/м², $q_{c1} = 0$;

значение $Nu_{тр} = 145$ остается без изменения и

$$Nu_{2,1} = Nu_{тр} \left[1 - 0{,}14 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{0{,}6}\right] = 145 \left[1 - 0{,}14 (0{,}2)^{0{,}6}\right] = 140.$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{2,1}$ и температура стенки t_{c2} в первом приближении

$$\alpha_{2,1} = \mathrm{Nu}_{2,1}\frac{\lambda_ж}{d_э} = 140\frac{3,21\cdot 10^{-2}}{32\cdot 10^{-3}} = 141 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$t_{c2} = t_ж + \frac{q_{c2}}{\alpha_{2,1}} = 100 + \frac{1,5\cdot 10^4}{141} \approx 206^\circ \text{C};$$

поправка на температурный фактор

$$\Theta_{c2} = \frac{T_{c2}}{T_ж} = \frac{206+273}{373} = 1,28;$$

$$\Theta_{c2}^{-0,55} = (1,28)^{-0,55} = 0,875;$$

$$\alpha_{2,1} = 0,875\cdot 141 = 123 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$t_{c2} = 100 + \frac{1,5\cdot 10^4}{123} = 222^\circ \text{C}$$

и дальнейшие пересчеты дают окончательно $\alpha_{2,1}=121$ Вт/(м$^2\cdot{}^\circ$C), $t_{c2}=224^\circ$ C.

5-78. По кольцевому каналу внутренним диаметром $d_1=5,4$ мм и внешним диаметром $d_2=60$ мм движется воздух. Расход воздуха $G=0,12$ кг/с, а его среднемассовая температура в рассматриваемом сечении $t_ж=80^\circ$ C.

Определить температуру внутренней стенки канала t_{c1}, если подвод теплоты осуществляется только через эту поверхность и плотность теплового потока $q_{c1}=2\cdot 10^4$ Вт/м^2.

Ответ

$$t_{c1} = 262^\circ \text{C}.$$

5-79. По кольцевому каналу внутренним диаметром $d=12$ мм и внешним $d_2=30$ мм движется воздух с расходом $G=5\cdot 10^{-2}$ кг/с. Воздух нагревается за счет подвода теплоты только через внутреннюю поверхность канала, и постоянная по длине плотность теплового потока $q_{c1}=2\cdot 10^4$ Вт/м^2. Температура воздуха на входе в обогреваемый участок $t_ж=20^\circ$ C.

Определить значение коэффициента теплоотдачи и температуру на внутренней стенке канала α_x и t_{cx} на расстоянии $x_1=90$ мм и $x_2=720$ мм от входа в обогреваемый участок. Расчет выполнить без учета влияния на теплоотдачу температурного фактора.

Ответ

$$x_1 = 90 \text{ мм},\ \alpha_{x1} = 275 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)},\ t_{cx1} = 94^\circ \text{C};$$

$$x_2 = 720 \text{ мм},\ \alpha_{x2} = 223 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)},\ t_{cx2} = 120^\circ \text{C}.$$

Решение

Изменение среднемассовой температуры воздуха по длине канала определяем из уравнения теплового баланса

$$t_{жx} = t_{ж1} + \frac{q_{c1}\pi d_1}{Gc_{pж}}x = 20 + \frac{2\cdot 10^4\cdot 3,14\cdot 12\cdot 10^{-3}}{5\cdot 10^{-2}\cdot 1,01\cdot 10^3}x = 20+14,9\,x,$$

где в интервале температур

$$t_ж = 20 \div 140^\circ \text{C}\quad c_{pж} \approx 1,01\cdot 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

При $x_1=90$ мм $t_{жx1}=20+14,9\cdot 90\cdot 10^{-3}\approx 21,3^\circ$ C и при этой температуре физические свойства воздуха следующие:

$$\mu_{x1} = 18,2\cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с};\quad \lambda_{x1} = 2,60\cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)};\quad \mathrm{Pr}_{x1} = 0,703.$$

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_x = \frac{w_x d_э}{\nu_x} = \frac{Gd_э}{f\mu_x},$$

где $d_э=d_2-d_1=30-12=18$ мм и отношение эквивалентного диаметра к сечению канала

$$\frac{d_э}{f} = \frac{4(d_2-d_1)}{\pi\left(d_2^2-d_1^2\right)} = \frac{4}{\pi(d_2+d_1)} = \frac{4}{3,14(30+12)\cdot 10^{-3}} = 30,4 \text{ 1/м},$$

следовательно,

$$\mathrm{Re}_x = \frac{30,4\cdot 5\cdot 10^{-2}}{\mu_x} = \frac{1,52}{\mu_x};$$

при $x_1=90$ мм

$$\mathrm{Re}_{x1} = \frac{1,52}{18,2\cdot 10^{-6}} = 8,35\cdot 10^4.$$

При турбулентном течении воздуха в односторонне обогреваемом кольцевом канале длина участка тепловой стабилизации может быть определена из соотношения [22]

$$\frac{l_{н.т}}{d_э} = 15\left(1+1,2\frac{d_1}{d_2}\right), \tag{5-20}$$

а значение числа Нуссельта при $1\leqslant x/d_э\leqslant l_{н.т}/d_э$ по формуле

$$\frac{\mathrm{Nu}_{1,1}}{\mathrm{Nu}_{1,1\infty}} = \frac{\mathrm{Nu}_{2,1}}{\mathrm{Nu}_{2,1\infty}} = 0,86 + 0,54\left[\left(1+1,2\frac{d_1}{d_2}\right)\times\right.$$

$$\left.\times\left(\frac{x}{d_э}\right)^{-0,4} - 0,188\frac{d_1}{d_2}\right]. \tag{5-21}$$

Формула (5-21) справедлива для $\mathrm{Nu}_{1,1}$ при $0,14\leqslant d_1/d_2\leqslant 1$, а для $\mathrm{Nu}_{2,1}$ при $0\leqslant d_1/d_2\leqslant 1$.

Здесь $\mathrm{Nu}_{1,1\infty}$ и $\mathrm{Nu}_{2,1\infty}$ — значения предельных чисел Нуссельта при $x>l_{н.т}$, определяемых по формулам (5-18) и (5-19).

В рассматриваемом случае $d_1/d_2=12/30=0,4$;

$$\frac{l_{н.т}}{d_э} = 15(1+1,2\cdot 0,4) = 22,2$$

и

$$\frac{x_1}{d_э} = \frac{90}{18} = 5 < \frac{l_{н.т}}{d_э};$$

$$\frac{x_2}{d_э} = \frac{720}{18} = 40 > \frac{l_{н.т}}{d_э}.$$

Поэтому для сечения x_1 необходимо после расчета $\mathrm{Nu}_{1,1\infty}$ по (5-18) определить $\mathrm{Nu}_{1,1}$ по (5-21). Для сечения x_2 поправку на начальный участок вводить не нужно.

Число Нуссельта при течении воздуха в круглой трубе определяем по формуле (5-7) без поправки на температурный фактор:

$$\mathrm{Nu}_{\text{тр}1} = 0{,}021\ \mathrm{Re}_{x1}^{0,8}\,\mathrm{Pr}_{x1}^{0,43} = 0{,}021\cdot(8{,}35\cdot10^4)^{0,8}(0{,}703)^{0,43} = 153.$$

Число Нуссельта при течении воздуха в односторонне обогреваемом кольцевом канале при $x > l_{\text{н.т}}$ по формуле (5-18):

$$\mathrm{Nu}_{1,1\infty} = \mathrm{Nu}_{\text{тр}}\,0{,}86\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-0,16}\xi;$$

так как $d_1/d_2 = 0{,}4 > 0{,}2$, то $\xi = 1$ и поправочный множитель $0{,}86\,(d_1/d_2)^{-0,16} = 0{,}86\,(0{,}4)^{-0,16} \approx 1$, т. е. в данном частном случае

$$\mathrm{Nu}_{1,1\infty} = \mathrm{Nu}_{\text{тр}} = 153.$$

Так как $x_1 < l_{\text{н.т}}$, то по формуле (5-21)

$$\frac{\mathrm{Nu}_{x1}}{\mathrm{Nu}_{1,1\infty}} = 0{,}86 + 0{,}54\left[(1 + 1{,}2\cdot0{,}4)\left(\frac{x}{d_э}\right)^{-0,4} - 0{,}188\cdot0{,}4\right] =$$

$$= 0{,}819 + 0{,}798\,(x/d_э)^{-0,4} \text{ и при } x/d_э = 5;$$

$$\frac{\mathrm{Nu}_{x1}}{\mathrm{Nu}_{1,1\infty}} = 0{,}819 + 0{,}798\cdot5^{-0,4} = 1{,}24;$$

$$\mathrm{Nu}_{x1} = 1{,}24\cdot153 = 190.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{x1} = \mathrm{Nu}_{x1}\frac{\lambda_{x1}}{d_э} = 190\,\frac{2{,}6\cdot10^{-2}}{18\cdot10^{-3}} = 275\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Температура стенки на расстоянии $x_1 = 90$ мм от входа

$$t_{cx1} = t_{жx1} + \frac{q_{c1}}{\alpha_{x1}} = 21{,}3 + \frac{2\cdot10^4}{275} = 94{,}1^\circ\,\text{C}.$$

Температуру стенки при $x_2 = 720$ мм определяем аналогичным образом, но так как $x_2/d_э = 40 > l_{\text{н.т}}/d_э$, поправку по формуле (5-21) не вводим, тогда

$$t_{жx2} = 20 + 14{,}9\,x_2 = 20 + 14{,}9\cdot720\cdot10^{-3} = 30{,}7^\circ\,\text{C}.$$

При $t_{жx2} = 30{,}7^\circ$ С $\mu_{x2} = 18{,}7\cdot10^{-6}$ Па·с; $\lambda_{x2} = 2{,}68\cdot10^{-2}$ Вт/(м$\times$ $\times{}^\circ$ С); $\mathrm{Pr}_{x2} = 0{,}701$;

$$\mathrm{Re}_{x2} = \frac{1{,}52}{\mu_{x2}} = 8{,}12\cdot10^4;$$

$\mathrm{Nu}_{\text{тр}} = 0{,}021\,(8{,}12\cdot10^4)^{0,8}(0{,}701)^{0,43} = 150$ и, так как при $d_1/d_2 = 0{,}4$ $\mathrm{Nu}_{1,1} \approx \mathrm{Nu}_{\text{тр}}$, то $\mathrm{Nu}_{x2} = \mathrm{Nu}_{1,1} = 150$;

$$\alpha_{x2} = \mathrm{Nu}_{x2}\frac{\lambda_{x2}}{d_э} = 150\,\frac{2{,}68\cdot10^{-2}}{18\cdot10^{-3}} = 223\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$t_{cx2} = t_{жx2} + \frac{q_{c1}}{\alpha_{x2}} = 30{,}7 + \frac{2\cdot10^4}{223} = 120{,}4^\circ\,\text{C}.$$

5-80. Определить значение коэффициента теплоотдачи и температуру на внутренней стенке кольцевого канала α_x и t_{cx} в условиях, приведенных в задаче 5-79, на расстояниях $x = 45$, 180, 360 и 1500 мм от входа в обогреваемый участок. Построить график изменения α_x, t_{cx} и температуры воздуха $t_{жx}$ по длине канала. Для построения графика использовать значения величин, полученных в задаче 5-79.

Ответ

Результаты расчета с учетом данных, полученных в задаче 5-79, приведены на рис. 5-15 и в следующей таблице:

x, мм	45	90	180	360	720	1500
$x/d_э$	2,5	5	10	20	40	83,3
α_x, Вт/(м²·°С)	310	275	252	235	223	222
t_{cx}, °С	85	94	102	111	120	132
$t_{жx}$, °С	20,7	21,3	22,7	25,4	30,7	42,4

5-81. Определить температуры внутренней и внешней стенок t_{c1} и t_{c2} на расстоянии $x = 1400$ мм от входа в несимметрично обогреваемый кольцевой канал. Внутренний и внешний диаметры канала $d_1 = 6$ мм, $d_2 = 20$ мм. По каналу движется вода в количестве $G = 0{,}3$ кг/с. Температура воды на входе в канал $t_{ж1} = 125^\circ$ С. Постоянные по длине плотности теплового потока на внутренней и внешней стенках канала соответственно равны: $q_{c1} = 1\cdot10^5$ Вт/м² и $q_{c2} = 2\cdot10^5$ Вт/м².

Ответ

$$t_{c1} = 148^\circ\,\text{C};\quad t_{c2} = 165^\circ\,\text{C}.$$

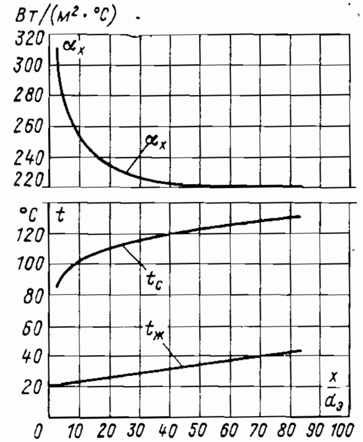


Рис. 5-15. К задаче 5-80.

Решение

Из уравнения теплового баланса находим среднемассовую температуру воды в расчетном сечении:

$$Gc_{pж}(t_ж - t_{ж1}) = q_{c1}\,\pi d_1\,x + q_{c2}\,\pi d_2\,x,$$

откуда

$$t_ж = t_{ж1} + \frac{(q_{c1}\,d_1 + q_{c2}\,d_2)\,\pi x}{Gc_{pж}} =$$

$$= 125 + \frac{(1\cdot10^5\cdot6\cdot10^{-3} + 2\cdot10^5\cdot20\cdot10^{-3})\,\pi\cdot1{,}4}{0{,}3\cdot4{,}27\cdot10^3} \approx 141^\circ\,\text{C},$$

где в интервале от 125 до 141° С $c_{pж} = 4{,}27\cdot10^3$ Дж/(кг·° С).

Физические свойства воды при $t_ж = 141^\circ$ С: $\rho_ж = 925$ кг/м³; $\lambda_ж = 0{,}685$ Вт/(м·°С); $\nu_ж = 0{,}216\cdot10^{-6}$ м²/с; $\mathrm{Pr}_ж = 1{,}25$.

Площадь проходного сечения и эквивалентный диаметр канала

$$f=\frac{\pi}{4}\left(d_2^2-d_1^2\right)=\frac{\pi}{4}\left(20^2-6^2\right)\cdot 10^{-6}=2,86\cdot 10^{-4}\ \text{м}^2;$$

$$d_э=d_2-d_1=20-6=14\ \text{мм}.$$

Скорость движения воды и число Рейнольдса

$$w=\frac{G}{\rho_ж f}=\frac{0,3}{925\cdot 2,86\cdot 10^{-4}}=1,13\ \text{м/с};$$

$$\mathrm{Re}_ж=\frac{wd_э}{\nu_ж}=\frac{1,13\cdot 14\cdot 10^{-3}}{0,216\cdot 10^{-6}}=7,33\cdot 10^4.$$

При течении жидкости в несимметрично обогреваемых кольцевых каналах в условиях тепловой стабилизации и постоянных плотностях тепловых потоков числа Нуссельта на соответствующих поверхностях могут быть определены по следующим формулам [22]:

$$\mathrm{Nu}_1=\frac{\mathrm{Nu}_{1,1}}{1+\dfrac{q_{c2}}{q_{c1}}\Theta_{а.с1}\mathrm{Nu}_{1,1}};\qquad(5\text{-}22)$$

$$\mathrm{Nu}_2=\frac{\mathrm{Nu}_{2,1}}{1+\dfrac{q_{c1}}{q_{c2}}\Theta_{а.с2}\mathrm{Nu}_{2,1}},\qquad(5\text{-}23)$$

где $\mathrm{Nu}_{1,1}$ и $\mathrm{Nu}_{2,1}$ — числа Нуссельта при одностороннем обогреве соответственно внутренней и внешней поверхностей; $\Theta_{а.с1}$ и $\Theta_{а.с2}$ — безразмерные адиабатические температуры (при $q_{c1}=0$ и $q_{c2}=0$).

Для капельных жидкостей и газов при $0,5\leqslant \mathrm{Pr}\leqslant 100$

$$\frac{\mathrm{Nu}_{1,1}}{\mathrm{Nu}_{тр}}=(1-\varphi)\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^n\xi;\qquad(5\text{-}24)$$

$$\frac{\mathrm{Nu}_{2,1}}{\mathrm{Nu}_{тр}}=1-0,14\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{0,6},\qquad(5\text{-}25)$$

где

$$\varphi=\frac{0,255}{1+1,1\,\mathrm{Pr}^{0,9}};\quad n=-0,16\,\mathrm{Pr}^{-0,15};$$

$$\Theta_{а.с1}=22\left[0,27\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2-1\right]\mathrm{Re}^{-0,87}\,\mathrm{Pr}^{-1,05};\qquad(5\text{-}26)$$

$$\Theta_{а.с2}=\Theta_{а.с1}\frac{d_1}{d_2};\qquad(5\text{-}27)$$

$\mathrm{Nu}_{тр}$ — число Нуссельта для случая течения жидкости в круглой трубе, подсчитанное по $d_э$.

Формулы (5-24) и (5-25) справедливы при

$$10^4\leqslant \mathrm{Re}\leqslant 10^6 \text{ и } 0,1\leqslant d_1/d_2\leqslant 1.$$

В рассматриваемом случае значение числа $\mathrm{Nu}_{тр}$ определяем по формуле (5-7):

$$\mathrm{Nu}_{тр}=0,021\,\mathrm{Re}_ж^{0,8}\,\mathrm{Pr}_ж^{0,43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_ж}{\mathrm{Pr}_c}\right)^{0,25}=$$

$$=0,021\left(7,33\cdot 10^4\right)^{0,8}(1,25)^{0,43}=179,$$

где в первом приближении принято $(\mathrm{Pr}_ж/\mathrm{Pr}_c)^{0,25}=1$.

Число Нуссельта при обогреве только внутренней поверхности по формуле (5-24):

$$\varphi=\frac{0,255}{1+1,1\,(1,25)^{0,9}}=0,109;$$

$$n=-0,16\,(1,25)^{-0,15}=-0,154;$$

$$\frac{d_1}{d_2}=\frac{6}{20}=0,3;$$

$$\frac{\mathrm{Nu}_{1,1}}{\mathrm{Nu}_{тр}}=(1-0,109)\,(0,3)^{-0,154}=1,07;$$

$$\mathrm{Nu}_{1,1}=179\cdot 1,07=192.$$

Число Нуссельта при $q_{c2}/q_{c1}=2$ определяем по формуле (5-22), для чего вначале рассчитываем значение $\Theta_{а.с1}$ по (5-26):

$$\Theta_{а.с1}=22\left[0,27\,(0,3)^2-1\right]\left(7,33\cdot 10^4\right)^{-0,87}\cdot(1,25)^{-1,05}=-1\cdot 10^{-3};$$

$$\mathrm{Nu}_1=\frac{192}{1-2\cdot 1\cdot 10^{-3}\cdot 192}=312.$$

Коэффициент теплоотдачи и температура на внутренней поверхности канала

$$\alpha_1=\mathrm{Nu}_1\frac{\lambda_ж}{d_э}=312\frac{0,685}{14\cdot 10^{-3}}=1,53\cdot 10^4\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$t_{c1}=t_ж+\frac{q_{c1}}{\alpha_1}=141+\frac{1\cdot 10^5}{1,53\cdot 10^4}=147,5^\circ\,\text{C}.$$

В связи с тем что разница $t_ж-t_c$ мала, отношение $(\mathrm{Pr}_ж/\mathrm{Pr}_c)^{0,25}\approx 1$, как и было принято при расчете $\mathrm{Nu}_{тр}$.

Число Нуссельта при обогреве только внешней поверхности по формуле (5-25)

$$\frac{\mathrm{Nu}_{2,1}}{\mathrm{Nu}_{тр}}=1-0,14\,(0,3)^{0,6}=0,932;$$

$$\mathrm{Nu}_{2,1}=0,932\cdot 179=167.$$

Безразмерная адиабатическая температура по формуле (5-27)

$$\Theta_{а.с2}=\Theta_{а.с1}\frac{d_1}{d_2}=-1\cdot 10^{-3}\cdot 0,3=-0,3\cdot 10^{-3}.$$

Число Нуссельта по формуле (5-23)

$$Nu_2 = \frac{167}{1-0,5\cdot 0,3\cdot 10^{-3}\cdot 167} = 171.$$

Коэффициент теплоотдачи и температура на внешней поверхности канала

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_ж}{d_э} = 171 \frac{0,685}{14\cdot 10^{-3}} = 8,35\cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$t_{c2} = t_ж + \frac{q_{c2}}{\alpha_2} = 141 + \frac{2\cdot 10^5}{8,35\cdot 10^3} = 165^\circ \text{C}.$$

5-82. Определить температуры внутренней и внешней стенок t_{c1} и t_{c2} кольцевого канала при тех же условиях, что и в задаче 5-81, но если $t_{ж1}=120^\circ$ С, $q_{c1}=2\cdot 10^5$ и $q_{c2}=1\cdot 10^5$ Вт/м^2.

Ответ

$$t_{c1} = 160^\circ \text{C};\ t_{c2} = 152^\circ \text{C}.$$

5-83. По щелевому каналу активной зоны атомного реактора течет натрий. Ширина канала $b=3$ мм. Скорость движения натрия $w=3$м/с. Средняя массовая температура натрия в рассматриваемом сечении канала $t_ж=400^\circ$ С.

Определить температуры на внутренних поверхностях канала t_{c1} и t_{c2}, если плотность теплового потока на одной из них $q_{c1}=7\times\times 10^5$ Вт/м^2, а на другой $q_{c2}=0$.

Ответ

$$t_{c1} = 412^\circ \text{C};\ t_{c2} = t_{a.c2} = 395^\circ \text{C}.$$

Решение

Физические свойства натрия при $t_ж=400^\circ$ С:

$$\lambda_ж = 63,9 \text{ Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)};\ \nu_ж = 33\cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с};\ Pr_ж = 5,6\cdot 10^{-3}.$$

Эквивалентный диаметр канала

$$d_э = 2b = 2\cdot 3 = 6 \text{ мм}.$$

Число Рейнольдса

$$Re_ж = \frac{wd_э}{\nu_ж} = \frac{3\cdot 6\cdot 10^{-3}}{33\cdot 10^{-8}} = 5,45\cdot 10^4.$$

При турбулентном течении жидких металлов в кольцевых и щелевых каналах значения чисел Нуссельта и адиабатических температур стенок при одностороннем обогреве можно приближенно определить по следующим формулам:

$$\frac{Nu_{1,1}}{Nu_{тр}} = 0,57\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-0,4} + 0,18\frac{d_1}{d_2}; \quad (5\text{-}28)$$

$$\frac{Nu_{2,1}}{Nu_{тр}} = 1 - 0,25\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{0,3}, \quad (5\text{-}29)$$

где по формуле (5-14) $Nu_{тр}=5+0,025Pe^{0,8}$ — число Нуссельта для течения жидких металлов в круглых трубах, подсчитанное по эквивалентному диаметру;

$$\Theta_{a.c1} Nu_{1,1} = \frac{1}{a + b Pe^{0,8}}, \quad (5\text{-}30)$$

где $a = 2,2(d_1/d_2)^{0,5}$ и $b = 4,5\cdot 10^{-5}(d_1/d_2)^{0,12}$;

$$\Theta_{a.c2} = \Theta_{a.c1}\frac{d_1}{d_2},$$

где

$$\Theta_{a.c1} = \frac{(t_{a.c1} - t_ж)\lambda_ж}{q_{c2} d_э} \text{ и } \Theta_{a.c2} = \frac{(t_{a.c2} - t_ж)\lambda_ж}{q_{c1} d_э}.$$

Для случая течения в плоском (щелевом) канале ($d_2/d_1=1$) из (5-28) и (5-29) получаем:

$$Nu_{1,1} = Nu_{2,1} = 0,75\, Nu_{тр}.$$

В рассматриваемом случае

$$Pe_ж = Re_ж Pr_ж = 5,45\cdot 10^4\cdot 5,6\cdot 10^{-3} = 305;$$

$$Nu_{тр} = 5 + 0,025(305)^{0,8} = 7,4.$$

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи при одностороннем обогреве канала

$$Nu_{1,1} = 0,75\cdot 7,4 = 5,55;$$

$$\alpha_{1,1} = Nu_{1,1}\frac{\lambda_ж}{d_э} = 5,55\frac{63,9}{6\cdot 10^3} = 5,9\cdot 10^4 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Температура стенки на обогреваемой стороне канала

$$t_{c1} = t_ж + \frac{q_{c1}}{\alpha_1} = 400 + \frac{7\cdot 10^5}{5,9\cdot 10^4} \approx 412^\circ \text{C}.$$

Так как $q_{c2}=0$, то $t_{c2}=t_{a.c2}$. Для случая плоского канала $\Theta_{a.c2}=\Theta_{a.c1}$, $Nu_{1,2}=Nu_{2,1}$ и по формуле (5-30)

$$\Theta_{a.c2} Nu_{2,1} = -\frac{1}{a + b Pe^{0,8}};$$

$$a = 2,2;\ b = 4,5\cdot 10^{-4} \text{ и}$$

$$\Theta_{a.c2} Nu_{2,1} = \frac{1}{2,2 + 4,5\cdot 10^{-4}(305)^{0,8}} = -0,445;$$

$$Nu_{2,1} = Nu_{1,1} = 5,55;$$

$$\Theta_{a.c2} = \frac{-0,445}{5,55} = -0,08.$$

Температура стенки на необогреваемой стороне канала

$$t_{c2} = t_{a.c2} = t_ж + \Theta_{a.c2} \frac{q_{ci}\, d_э}{\lambda_ж} =$$

$$= 400 - 0{,}08\,\frac{7\cdot 10^5 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{63{,}9} = 400 - 5{,}25 \approx 395^\circ\,C.$$

Таким образом, $t_{c2} < t_ж$, хотя $q_{c2}=0$. Это объясняется тем, что хотя температура стенки меньше среднемассовой температуры жидкости, градиент температуры жидкости на стенке равен нулю (рис. 5-16, *в*).

5-84. Определить температуры стенок t_{c1} и t_{c2} при течении натрия по щелевому каналу в тех же условиях, что в задаче 5-83, если а) плотность теплового потока $q_{c2}=3q_{c1}=2{,}1\cdot 10^6$ Вт/м² и б) $q_{c2}=q_{c1}=7\cdot 10^5$ Вт/м².

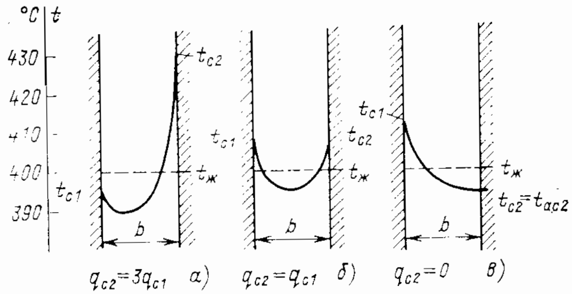


Рис. 5-16. К задаче 5-84.

Указание. Для расчета использовать формулы (5-22) и (5-23).

Ответ

а) $t_{c1}=396^\circ$ С; $t_{c2}=430^\circ$ С.

б) $t_{c1}=t_{c2}=407^\circ$ С.

Характер изменения температуры натрия по сечению канала для условий, рассмотренных в задачах 5-83 и 5-84, показан на рис. 5-16.

5-85. Определить распределение температуры воды по длине внешнего и внутреннего каналов в тепловыделяющем элементе с двумя ходами теплоносителя (типа «трубки Филда», рис. 5-17). Вода поступает сверху во внешний кольцевой канал, движется вниз, проходит поворот и движется вверх по внутреннему кольцевому каналу до выхода из трубки.

Выполнить расчет для следующих условий: длина каждого хода $l=2{,}5$ м; температура воды на входе $\vartheta_0=120^\circ$ С; расход воды $G=0{,}22$ кг/с; тепловой поток на единицу длины центрального тепловыделяющего стержня $q_l=3\cdot 10^4$ Вт/м; температура внешней поверхности внешнего канала постоянна по длине и равна $T=116^\circ$ С; коэффициент теплопередачи через разделяющую каналы стенку $k_1=350$ Вт/(м·°С); коэффициент теплоотдачи к внешней стенке (или от внешней стенки) $\alpha_2=450$ Вт/(м·°С); k_1 и α_2 постоянны по длине и их значения отнесены к единице длины. Теплоемкость воды принять постоянной: $c_p=4{,}3\cdot 10^3$ Дж/(кг·°С).

В результате расчета определить температуру воды в конце первого хода ϑ_l и на выходе из второго хода t_0, а также координату x_m и значение ϑ_m максимальной температуры воды в первом ходе.

Ответ

$$\vartheta_l = t_l = 130^\circ\,С;\ t_0 = 182^\circ\,С;\ x_m = 1{,}54\ м;\ \vartheta_m = 134^\circ\,С.$$

Распределение температуры по длине первого и второго ходов показано на рис. 5-17.

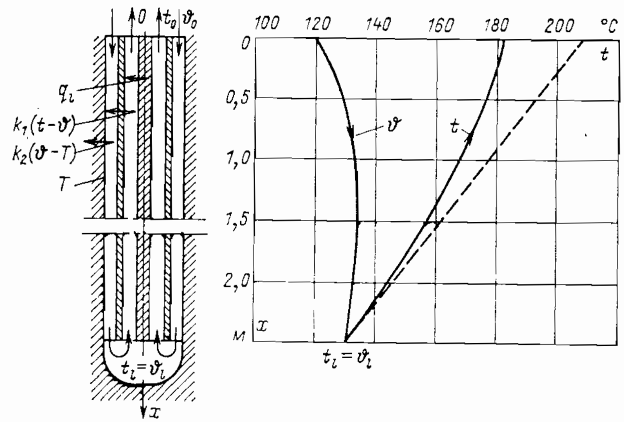


Рис. 5-17. К задаче 5-85.

Решение

Распределение температуры теплоносителя по длине внешнего кольцевого канала в заданных условиях определяется следующим уравнением:

$$\vartheta = A_1 e^{\varepsilon_1 x} + A_2 e^{\varepsilon_2 x} + T + \frac{q_l}{k_2}, \tag{5-31}$$

где ϑ — температура теплоносителя во внешнем канале; x — координата, отсчитанная от входа во внешний канал;

$$A_1 = \frac{C_1\,\varepsilon_1\, e^{\varepsilon_2 l} - \dfrac{q_l}{W}}{\varepsilon_1 e^{\varepsilon_2 l} - \varepsilon_2\, e^{\varepsilon_1 l}};$$

$$A_2 = -\frac{C_1\,\varepsilon_2\, e^{\varepsilon_1 l} - \dfrac{q_l}{W}}{\varepsilon_1 e^{\varepsilon_2 l} - \varepsilon_2 e^{\varepsilon_1 l}};$$

$$C_1 = \vartheta_0 - T - \frac{q_l}{k_2};$$

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{1}{2W}\left(-k_2 \pm \sqrt{k_2^2 + 4k_1 k_2}\right);$$

$W = Gc_p$ Вт/°С; k_1 и k_2 — постоянные по длине коэффициенты теплопередачи, отнесенные к единице длины, Вт/(м·°С). В рассматриваемом частном случае задано $k_2 = \alpha_2$ и T — температура поверхности теплообмена.

При $x = l$ формула (5-31) дает значение температуры в конце первого хода, которая, естественно, равна температуре в начале второго хода $\vartheta_l = t_l$.

Определяем значения величин, входящих в (5-31):

$$W = Gc_p = 0{,}22 \cdot 4{,}3 \cdot 10^3 = 947 \text{ Вт/°С};$$

$$\frac{q_l}{k_2} = \frac{q_l}{\alpha_2} = \frac{3 \cdot 10^4}{450} = 66{,}7 \text{ °С};$$

$$\frac{q_l}{W} = \frac{3 \cdot 10^4}{947} = 31{,}7° \text{ С/м};$$

$$C_1 = \vartheta_0 - T - \frac{q_l}{k_2} = 120 - 116 - 66{,}7 = -62{,}7° \text{ С};$$

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{2W}\left(-k_2 + \sqrt{k_2^2 + 4k_1 k_2}\right) =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 947}\left(-450 + 10^2\sqrt{4{,}5^2 + 4 \cdot 3{,}5 \cdot 4{,}5}\right) = 0{,}244 \text{ 1/м};$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2W}\left(-k_2 - \sqrt{k_2^2 + 4k_1 k_2}\right) = -0{,}72 \text{ 1/м};$$

$$e^{\varepsilon_2 l} = e^{0{,}72 \cdot 2{,}5} = 0{,}165;$$

$$e^{\varepsilon_1 l} = e^{0{,}244 \cdot 2{,}5} = 1{,}84;$$

$$A_1 = \frac{-62{,}7 \cdot 0{,}244 \cdot 0{,}165 - 31{,}7}{0{,}244 \cdot 0{,}165 + 0{,}72 \cdot 1{,}84} = \frac{-34{,}22}{1{,}365} = -25{,}1° \text{ С};$$

$$A_2 = -\frac{62{,}7 \cdot 0{,}72 \cdot 1{,}84 - 31{,}7}{1{,}365} = -37{,}6° \text{ С}.$$

Температура воды в конце первого хода при $x = l$

$$\vartheta_l = t_l = A_1 e^{\varepsilon_1 l} + A_2 e^{\varepsilon_2 l} + T + \frac{q_l}{k_2} =$$

$$= -25{,}1 \cdot 1{,}84 - 37{,}6 \cdot 0{,}165 + 116 + 66{,}7 = 130{,}2° \text{ С}.$$

Распределение температуры теплоносителя по длине внутреннего канала в заданных условиях определяется следующим уравнением:

$$t = B_1 e^{\varepsilon_1 x} + B_2 e^{\varepsilon_2 x} + T + \frac{q_l}{k_1} + \frac{q_l}{k_2}, \tag{5-32}$$

где

$$B_1 = -\frac{C_2 \varepsilon_2 + \frac{q_l}{W}}{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) e^{\varepsilon_1 l}}; \quad B_2 = \frac{C_2 \varepsilon_1 + \frac{q_l}{W}}{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) e^{\varepsilon_2 l}};$$

$$C_2 = t_l - T - \frac{q_l}{k_1} - \frac{q_l}{k_2}.$$

Определяем значение величин, входящих в (5-32):

$$\frac{q_l}{k_1} = \frac{3 \cdot 10^4}{350} = 85{,}7° \text{ С};$$

$$C_2 = 130{,}2 - 116 - 85{,}7 - 66{,}7 = -138{,}2° \text{ С};$$

$$B_1 = -\frac{138{,}2 \cdot 0{,}72 + 31{,}7}{(0{,}244 + 0{,}72)\, 1{,}84} = -74° \text{ С};$$

$$B_2 = \frac{-138{,}2 \cdot 0{,}244 + 31{,}7}{(0{,}244 + 0{,}72)\, 0{,}165} = -12{,}6° \text{ С}.$$

Температура воды на выходе по (5-32) при $x = 0$:

$$t_0 = B_1 + B_2 + T + \frac{q_l}{k_1} + \frac{q_l}{k_2} = -74 - 12{,}6 + 116 +$$

$$+ 85{,}7 + 66{,}7 = 181{,}8° \text{ С}.$$

Координата максимальной температуры воды в первом ходе определяется формулой

$$x_m = \frac{1}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} \ln\left(-\frac{A_2 \varepsilon_2}{A_1 \varepsilon_1}\right). \tag{5-33}$$

Подставляя в (5-33) значения соответствующих величин, получаем:

$$x_m = \frac{1}{0{,}244 + 0{,}72} \ln\left(-\frac{37{,}6 \cdot 0{,}72}{-25{,}1 \cdot 0{,}244}\right) = \frac{1}{0{,}964} \ln(4{,}43) = 1{,}54 \text{ м}.$$

Максимальную температуру воды в первом ходе определяем по (5-31) при $x = x_m$:

$$\vartheta_m = A_1 e^{\varepsilon_1 x_m} + A_2 e^{\varepsilon_2 x_m} + T + \frac{q_l}{k_2} = -25{,}1 e^{0{,}244 \cdot 1{,}54} -$$

$$-37{,}6\, e^{-0{,}72 \cdot 1{,}54} + 116 + 66{,}7 = -36{,}5 - 12{,}4 + 182{,}7 = 133{,}8° \text{ С}.$$

Распределение температуры воды по длине первого и второго ходов показано на рис. 5-17. Штриховой линией показано линейное распределение температуры во внутреннем канале для случая отсутствия отвода теплоты во внешний канал: $t' = t_l + q_l x/w$.

5-86. Определить распределение температуры воды по длине кольцевых каналов в тепловыделяющем элементе с двумя ходами теплоносителя, рассмотренном в задаче 5-85, если длину каналов увеличить с 2,5 до 3 м. Все остальные условия оставить без изменений. Сравнить результат расчета с ответом к задаче 5-85.

Ответ

$\vartheta_l = 133°$ C; $t_0 = 190°$ C; $x_m = 1{,}77$ м; $\vartheta_m = 138°$ C. Увеличение длины и, следовательно, подводимой к воде теплоты на 20% приводит к росту температуры на выходе t_0 на 8° C, что соответствует увеличению воспринятой водой теплоты только на 13%. Это объясняется увеличением отвода теплоты от воды во внешнем канале.

5-87. Определить распределение температуры воды по длине каналов тепловыделяющего элемента с двумя ходами теплоносителя, рассмотренного в задаче 5-85, если при том же расходе воды $G = 0{,}22$ кг/с за счет изменения площади проходного сечения внутреннего канала коэффициент теплопередачи k_1 увеличился до значения $k_1 = 600$ Вт/(м·°C). Все остальные условия оставить без изменений. Сравнить результат расчета с ответом к задаче 5-85.

Ответ

$\vartheta_l = 137°$ C; $t_0 = 175°$ C; $x_m = 1{,}57$ м; $\vartheta_m = 141{,}5°$ C. Увеличение коэффициента теплопередачи через разделяющую каналы стенку приводит к более интенсивному нагреву воды во внешнем канале и соответственно к большим потерям теплоты. Поэтому температура на выходе t_0 ниже, чем при условиях, рассмотренных в задаче 5-85.

5-88. Определить распределение температур теплоносителя и стенки по длине канала активной зоны атомного реактора. Тепловыделяющий элемент имеет форму цилиндра с внешним диаметром $d = 15$ мм и длиной $l = 2{,}5$ м, выполненного из урана [$\lambda = 31$ Вт/(м×°C)]. Поверхность твэла покрыта плотно прилегающей оболочкой из нержавеющей стали [$\lambda_c = 21$ Вт/(м·°C)] толщиной $\delta = 0{,}5$ мм.

Объемную плотность тепловыделения в уране q_v принять постоянной по сечению и изменяющейся по длине по косинусоидальному закону (реактор без торцевых отражателей). Если начало координат расположить в середине по длине твэла, то при $x = 0$ $q_{v0} = 2{,}2 \times 10^8$ Вт/м³.

Твэл охлаждается натрием. Расход натрия $G = 0{,}6$ кг/с, а его температура на входе в канал $t_{ж1} = 250°$ C. Коэффициент теплоотдачи от поверхности оболочки к натрию $\alpha = 1 \cdot 10^5$ Вт/(м²·°C).

В результате расчета определить температуру натрия в середине по длине канала ($x = 0$) и на выходе из канала ($x = l/2$); температуры на внешней и внутренней поверхностях оболочки и на оси твэла при $x = 0$ (t_{c0}; $t_{c1,0}$; $t_{оси,0}$); координаты и значения максимальных температур t_{cm}; $t_{c1,m}$ и $t_{оси,m}$.

Ответ

$$t_{ж0} = 290° \text{C};\; t_{ж2} = 330° \text{C};$$

$$t_{c0} = 298° \text{C};\; x_{cm} = 1{,}1 \text{ м};\; t_{cm} = 331° \text{C};$$

$$t_{c1,0} = 316° \text{C};\; x_{c1,m} = 0{,}79 \text{ м};\; t_{c1,m} = 338° \text{C};$$

$$t_{оси,0} = 416° \text{C};\; x_{оси,m} = 0{,}245 \text{ м};\; t_{оси,m} = 422° \text{C}.$$

Решение

При косинусоидальном распределении тепловыделений изменение температуры теплоносителя по длине канала определяется уравнением

$$t_ж - t_{ж1} = \frac{q_0 l}{\pi G c_p}\left(\sin\frac{\pi x}{l} + 1\right), \tag{5-34}$$

где координата x отсчитывается от середины по длине канала; q_0 — тепловыделение на единицу длины при $x = 0$, Вт/м.

Температура натрия на выходе ($x = l/2$)

$$t_{ж2} - t_{ж1} = \frac{2}{\pi}\frac{q_0 l}{G c_p},$$

где $q_0 = q_v \frac{\pi d_1^2}{4} = 2{,}2 \cdot 10^8 \frac{\pi \cdot 15^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 3{,}9 \cdot 10^4$ Вт/м.

Теплоемкость натрия в интервале температур от $t_{ж1} = 250°$ C до 300° C $c_p = 1{,}29 \cdot 10^3$ Дж/(кг·°C) и

$$t_{ж2} - t_{ж1} = \frac{2 \cdot 3{,}9 \cdot 10^4 \cdot 2{,}5}{\pi \cdot 0{,}6 \cdot 1{,}29 \cdot 10^3} = 80° \text{C},$$

откуда

$$t_{ж2} = t_{ж1} + 80 = 250 + 80 = 330° \text{C}.$$

Температура натрия в середине по длине ($x = 0$)

$$t_{ж0} = t_{ж1} + \frac{q_0 l}{\pi G c_p} = t_{ж1} + \frac{t_{ж2} - t_{ж1}}{2} = 250 + \frac{80}{2} = 290° \text{C}.$$

Разность между температурой на оси твэла и температурой натрия при $x_0 = 0$

$$t_{оси,0} - t_{ж0} = \frac{q_0}{\pi}\left(\frac{1}{4\lambda} + \frac{1}{2\lambda_c}\ln\frac{d_1 + 2\delta}{d_1} + \frac{1}{\alpha(d_1 + 2\delta)}\right) =$$

$$= \frac{3{,}9 \cdot 10^4}{\pi}\left(\frac{1}{4 \cdot 31} + \frac{1}{2{,}21}\ln\frac{15 + 2 \cdot 0{,}5}{15} + \frac{1}{1 \cdot 10^5 (15 + 2 \cdot 0{,}5) \cdot 10^{-3}}\right) =$$

$$= 100 + 18{,}4 + 7{,}8 = 126{,}2° \text{C}.$$

Таким образом,

$$\Delta t_{c0} = t_{c0} - t_{ж0} = 7{,}8° \text{C};$$

$$\Delta t_{c1,0} = t_{c1,0} - t_{ж0} = 26{,}2° \text{C};$$

$$\Delta t_{оси,0} = t_{оси,0} - t_{ж0} = 126{,}2° \text{C}.$$

Температуры на внешней и внутренней поверхностях оболочки и на оси твэла при $x = 0$:

$$t_{c0} = t_{ж0} + \Delta t_{c0} = 290 + 7{,}8 \approx 298° \text{C};$$

$$t_{c1,0} = t_{ж0} + \Delta t_{c1,0} = 290 + 26{,}2 \approx 316° \text{C};$$

$$t_{оси,0} = t_{ж0} + \Delta t_{оси,0} = 290 + 126{,}2 \approx 416° \text{C}.$$

Значение максимальной температуры на поверхности теплообмена определяется формулой

$$\frac{t_{cm}-t_{ж1}}{t_{ж2}-t_{ж1}}=\frac{1}{2}+\sqrt{\frac{1}{4}+\left(\frac{\Delta t_{c0}}{t_{ж2}-t_{ж1}}\right)^2}. \qquad (5\text{-}35)$$

Подставляя в эту формулу значения Δt_{c0} и $t_{ж2}-t_{ж1}$, получаем:

$$\frac{t_{cm}-t_{ж1}}{t_{ж2}-t_{ж1}}=\frac{1}{2}+\sqrt{\frac{1}{4}+\left(\frac{7,8}{80}\right)^2}=1,01,$$

откуда

$$t_{cm}=t_{ж1}+1,01\,(t_{ж2}-t_{ж1})=250+1,01\cdot 80\approx 331^\circ\,\text{C}.$$

Координата максимальной температуры поверхности теплообмена определяется формулой

$$x_{cm}=\frac{l}{\pi}\,\mathrm{arctg}\left(\frac{t_{ж2}-t_{ж1}}{2\Delta t_{c,0}}\right); \qquad (5\text{-}36)$$

$$x_{cm}=\frac{2,5}{\pi}\,\mathrm{arctg}\left(\frac{80}{2\cdot 7,8}\right)=1,1\ \text{м}.$$

Значения и координаты максимальных температур на оси и на внутренней поверхности оболочки определяем по формулам (5-35) и (5-36), заменяя в них величину Δt_{c0} соответственно на $\Delta t_{оси\,0}$ и $\Delta t_{c1,0}$:

$$\frac{t_{оси,m}-t_{ж1}}{t_{ж2}-t_{ж1}}=\frac{1}{2}+\sqrt{\frac{1}{4}+\left(\frac{\Delta t_{оси,0}}{t_{ж2}-t_{ж1}}\right)^2}=$$

$$=0,5+\sqrt{0,25+\left(\frac{126,2}{80}\right)^2}=2,15;$$

$$t_{оси,m}=250+2,15\cdot 80=422^\circ\,\text{C};$$

$$\frac{t_{c1,m}-t_{ж1}}{t_{ж2}-t_{ж1}}=\frac{1}{2}+\sqrt{\frac{1}{4}+\left(\frac{\Delta t_{c1,0}}{t_{ж2}-t_{ж1}}\right)^2}=$$

$$=0,5+\sqrt{0,25+\left(\frac{26,2}{80}\right)^2}=1,1;$$

$$t_{c1,m}=250+1,1\cdot 80=338^\circ\,\text{C};$$

$$x_{оси,m}=\frac{l}{\pi}\,\mathrm{arctg}\left(\frac{t_{ж2}-t_{ж1}}{2\Delta t_{оси,0}}\right)=\frac{2,5}{\pi}\,\mathrm{arctg}\left(\frac{80}{2\cdot 126,2}\right)=0,245\ \text{м};$$

$$x_{c1,m}=\frac{2,5}{\pi}\,\mathrm{arctg}\left(\frac{80}{2\cdot 26,2}\right)=0,632\ \text{м}.$$

5-89. Определить распределение температур теплоносителя и стенки по длине твэла, рассмотренного в задаче 5-88, если теплоносителем является вода.

Расход воды $G=0,6$ кг/с, а ее температура на входе в канал $t_{ж1}=180^\circ$ С. Коэффициент теплоотдачи от поверхности оболочки к воде $\alpha=2,5\cdot 10^4$ Вт/(м²·°С). Все остальные условия остаются такими же, как в задаче 5-88.

В результате расчета определить значения тех же величин, что были рассчитаны в задаче 5-88.

Ответ

$$t_{ж0}=191,6^\circ\text{C};\quad t_{ж2}=203^\circ\text{C};$$

$$t_{c0}=223^\circ\text{C};\quad x_{cm}=0,263\ \text{м};\quad t_{cm}=225^\circ\text{C};$$

$$t_{c1,0}=241^\circ\text{C};\quad x_{c1,m}=0,183\ \text{м};\quad t_{c1,m}=243^\circ\text{C};$$

$$t_{оси0}=341^\circ\text{C};\quad x_{оси,m}=0,0615\ \text{м};\quad t_{оси,m}=341^\circ\text{C}.$$

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ ЦИЛИНДРА И ПУЧКА ТРУБ

6-1. Медный шинопровод круглого сечения диаметром $d=15$ мм охлаждается поперечным потоком сухого воздуха (рис. 6-1). Скорость и температура набегающего потока воздуха равны соответственно: $w=1$ м/с; $t_ж=20^\circ$ С.

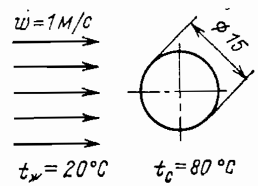


Рис. 6-1. К задаче 6-1.

Вычислить коэффициент теплоотдачи от поверхности шинопровода к воздуху и допустимую силу тока в шинопроводе при условии, что температура его поверхности не должна превышать $t_c=80^\circ$ С. Удельное электрическое сопротивление меди $\rho=0,0175$ Ом·мм²/м.

Ответ

$$\alpha=23,8\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};\quad I=825\ \text{А}.$$

Решение

При температуре $t_ж=20^\circ$ С физические свойства воздуха следующие: $\nu_ж=15,06\cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_ж=2,59\cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°С).

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_ж=\frac{wd}{\nu_ж}=\frac{1\cdot 0,015}{15,06\cdot 10^{-6}}=995.$$

Расчет теплоотдачи при поперечном обтекании одиночного цилиндра воздухом можно производить по следующим формулам [3]:

$$
\left.
\begin{aligned}
&\text{при } 10 \leqslant \mathrm{Re}_{ж} \leqslant 1\cdot 10^3 \\
&\qquad \mathrm{Nu}_{ж} = 0,44\,\mathrm{Re}_{ж}^{0,5}; \\
&\text{при } 1\cdot 10^3 \leqslant \mathrm{Re}_{ж} \leqslant 2\cdot 10^5 \\
&\qquad \mathrm{Nu}_{ж} = 0,22\,\mathrm{Re}_{ж}^{0,6},
\end{aligned}
\right\}
\qquad (6\text{-}1)
$$

где за определяющий размер принимается диаметр цилиндра, а за определяющую температуру — температура набегающего потока воздуха $t_ж$.

В рассматриваемом случае

$$\mathrm{Nu}_{ж} = 0,44\,(995)^{0,5} = 13,8,$$

следовательно, коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \mathrm{Nu}_{ж}\frac{\lambda_ж}{d} = 13,8\,\frac{2,59\cdot 10^{-2}}{1,5\cdot 10^{-2}} = 23,8\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Допустимую силу тока определяем из уравнения баланса энергии

$$\alpha\,(t_c - t_ж)\,\pi d l = I^2 R,$$

где

$$R = \frac{\rho l}{\frac{\pi d^2}{4}},$$

откуда выражение для силы тока имеет вид:

$$I = 10^3 \pi d\sqrt{\frac{\alpha\Delta t d}{4\rho}}.$$

Подставляя известные значения величин, получаем:

$$I = 10^3\cdot 3,14\cdot 1,5\cdot 10^{-2}\sqrt{\frac{23,8\,(80-20)\cdot 1,5\cdot 10^{-2}}{4\cdot 0,0175}} = 825\ \text{А}.$$

6-2. Как изменятся коэффициент теплоотдачи от поверхности шинопровода и допустимая сила тока, если скорость набегающего потока воздуха уменьшится в 2 раза, а все другие условия останутся теми же, что в задаче 6-1?

Ответ

$\alpha = 16,9$ Вт/(м²·°C); $I = 692$ А, т. е. коэффициент теплоотдачи уменьшится в $\sqrt{2} \approx 1,4$ раза, а допустимая сила тока в $\sqrt[4]{2} \approx$ $\approx 1,2$ раза.

6-3. Как изменятся коэффициент теплоотдачи от поверхности шинопровода и допустимая сила тока, если диаметр шинопровода уменьшить в 2 раза, а все другие условия оставить теми же, что и в задаче 6-1.

Ответ

$$\alpha = 34\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};\ I = 348\ \text{А}.$$

6-4. Водяной калориметр, имеющий форму трубки с наружным диаметром $d = 15$ мм, помещен в поперечный поток воздуха. Воздух имеет скорость $w = 2$ м/с, направленную под углом 90° к оси калориметра, и среднюю температуру $t_ж = 20°$ C. При стационарном тепловом режиме на внешней поверхности калориметра устанавливается постоянная средняя температура $t_c = 80°$ C.

Вычислить коэффициент теплоотдачи от трубки к воздуху и тепловой поток на единицу длины калориметра.

Ответ

$$\alpha = 36,3\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};\ q_l = 102\ \text{Вт/м}.$$

Решение

Физические свойства воздуха при температуре $t_ж = 20°$ C: $\nu_ж = 15,06\cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_ж = 2,59\cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°C).

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_ж = \frac{wd}{\nu_ж} = \frac{2\cdot 15\cdot 10^{-3}}{15,06\cdot 10^{-6}} = 1990.$$

Так как $1\cdot 10^3 < \mathrm{Re} < 2\cdot 10^5$, то согласно (6-1)

$$\mathrm{Nu}_ж = 0,22\,\mathrm{Re}_ж^{0,6},$$

тогда

$$\mathrm{Nu}_ж = 0,22\,(1,99\cdot 10^3)^{0,6} = 21,$$

и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \mathrm{Nu}_ж\frac{\lambda_ж}{d} = \frac{21\cdot 2,59\cdot 10^{-2}}{1,5\cdot 10^{-2}} = 36,3\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Тепловой поток на единицу длины

$$q_l = \alpha\,(t_c - t_ж)\,\pi d = 36,3\,(80-20)\times 3,14\cdot 1,5\cdot 10^{-2} = 102\ \text{Вт/м}.$$

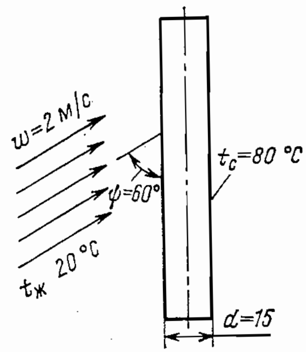


Рис. 6-2. К задаче 6-6.

6-5. Как изменится коэффициент теплоотдачи в условиях задачи 6-4, если скорость воздуха увеличить в 2 и 4 раза?

Ответ

Коэффициент теплоотдачи увеличится соответственно в 1,51 и 2,3 раза.

6-6. Как изменится коэффициент теплоотдачи в условиях задачи 6-4, если воздух омывает трубку под углом атаки $\psi = 60°$ (рис. 6-2), а все другие условия останутся без изменений?

Ответ

$$\alpha_{\psi=60°} = 33,7\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Решение

При обтекании одиночного цилиндра под углом атаки, не равным 90°,

$$\alpha_\psi = \varepsilon_\psi\,\alpha, \qquad (6\text{-}2)$$

где α_ψ и α — коэффициенты теплоотдачи при данном угле атаки и при угле атаки 90°; ε_ψ — поправка на угол атаки ψ, значения которой в зависимости от величины угла ψ даны ниже:

$\psi°$	90	80	70	60	50	40	30
ε_ψ . . .	1	1	0,99	0,93	0,87	0,76	0,66

В рассматриваемом случае при $\psi=60°$ $\varepsilon_\psi=0{,}93$ и, следовательно:

$$\alpha_{\psi=60°}=0{,}93\cdot 36{,}3=33{,}7\ \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot°\text{C}).$$

6-7. Цилиндрическая трубка диаметром $d=20$ мм охлаждается поперечным потоком воды. Скорость потока $w=1$ м/с.

Средняя температура воды $t_ж=10°$ С и температура поверхности трубки $t_с=50°$ С.

Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности трубки к охлаждающей воде.

Ответ

$$\alpha=7050\ \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot°\text{C}).$$

Решение

При температуре воды $t_ж=10°$ С

$$\nu_ж=1{,}3\cdot 10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с}.$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_ж=\frac{wd}{\nu_ж}=\frac{1\cdot 0{,}02}{1{,}3\cdot 10^{-6}}=1{,}54\cdot 10^4.$$

Расчет теплоотдачи при поперечном обтекании одиночного цилиндра капельной жидкостью можно производить по следующим формулам [4]:

$$\left.\begin{aligned}&\text{при } 8<\text{Re}_ж<1\cdot 10^3\\ &\text{Nu}_ж=0{,}50\,\text{Re}_ж^{0,5}\,\text{Pr}_ж^{0,38}\left(\frac{\text{Pr}_ж}{\text{Pr}_с}\right)^{0,25};\\ &\text{при } 1\cdot 10^3<\text{Re}_ж<2\cdot 10^5\\ &\text{Nu}_ж=0{,}25\,\text{Re}_ж^{0,6}\,\text{Pr}_ж^{0,38}\left(\frac{\text{Pr}_ж}{\text{Pr}_с}\right)^{0,25},\end{aligned}\right\}\qquad(6\text{-}3)$$

где за определяющий размер берется диаметр цилиндра, а индексы «ж» и «с» означают, что соответствующие физические свойства выбираются по температуре набегающего потока жидкости $t_ж$ и температуре жидкости у стенки $t_с$. В рассматриваемом случае $1\cdot 10^3<\text{Re}_ж<2\cdot 10^5$; расчет производим по второй формуле.

При $t_ж=10°$ С $\nu_ж=1{,}3\cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_ж=0{,}574$ Вт/(м·°С); $\text{Pr}_ж=9{,}5$.

При температуре $t_с=50°$ С $\text{Pr}_с=3{,}55$, следовательно,

$$\text{Nu}_ж=0{,}25\,(1{,}54\cdot 10^4)^{0,6}(9{,}5)^{0,38}\left(\frac{9{,}5}{3{,}55}\right)^{0,25}=246,$$

и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha=\text{Nu}_ж\frac{\lambda_ж}{d}=246\frac{0{,}574}{0{,}02}=7050\ \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot°\text{C}).$$

6-8. Сравнить коэффициенты теплоотдачи от стенки трубы к воздуху:

а) при движении воздуха внутри длинной трубы внутренним диаметром $d_в=50$ мм;

б) при внешнем поперечном обтекании одиночной трубы наружным диаметром $d_н=50$ мм.

Сравнение произвести для скоростей $w=5$; 10; 20 и 50 м/с. Среднюю температуру воздуха во всех случаях принять равной $t_ж=50°$ С.

Ответ

Результаты расчета приведены ниже:

w, м/с	5	10	20	50
$\alpha_н/\alpha_в$	1,8	1,56	1,36	1,14

6-9. Труба с внешним диаметром $d=25$ мм охлаждается поперечным потоком трансформаторного масла. Скорость движения и средняя температура масла равны соответственно: $w=1$ м/с и $t_ж=20°$ С.

Определить, какую температуру поверхности трубы необходимо поддерживать, чтобы плотность теплового потока составляла $q=4{,}5\cdot 10^4$ Вт/м², и каково при этом будет значение коэффициента теплоотдачи.

Ответ

$$t_с=70°\ \text{C};\ \alpha=925\ \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot°\text{C}).$$

Решение

Определяем режим движения трансформаторного масла. При $t_ж=20°$ С $\nu_ж=22{,}5\cdot 10^{-6}$ м²/с;

$$\text{Re}_ж=\frac{wd}{\nu_ж}=\frac{1\cdot 2{,}5\cdot 10^{-2}}{22{,}5\cdot 10^{-6}}=1{,}11\cdot 10^3.$$

Так как число Рейнольдса находится в пределах $1\cdot 10^3\leqslant\text{Re}_ж\leqslant 2\times 10^5$, то по формуле (6-3) имеем:

$$\text{Nu}_ж=0{,}25\,\text{Re}_ж^{0,6}\,\text{Pr}_ж^{0,38}\left(\frac{\text{Pr}_ж}{\text{Pr}_с}\right)^{0,25}.$$

В формулу входит число Прандтля для масла, взятое при температуре стенки. Поэтому задачу приходится решать либо методом последовательных приближений, либо графическим методом. Используем последний.

Зададимся тремя значениями температуры стенки: $t_{с1}=40°$ С; $t_{с2}=60°$ С и $t_{с3}=80°$ С, вычислим плотности теплового потока при этих температурах и построим график $q=f(t_с)$.

Задавшись $t_{с1}=40°$ С, по указанной выше формуле рассчитаем коэффициент теплоотдачи.

При $t_ж=20°$ С $\nu_ж=22{,}5\cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_ж=0{,}1106$ Вт/(м·°С); $\text{Pr}_ж=298$.

При температуре $t_{c1}=40°$ С $\Pr_{c1}=146$;

$$\mathrm{Nu_1} = 0,25\,(1,11\cdot 10^3)^{0,6}(298)^{0,38}\left(\frac{298}{146}\right)^{0,25} = 175;$$

$$\alpha_1 = \mathrm{Nu_1}\frac{\lambda_ж}{d} = 175\frac{0,1106}{0,025} = 775\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}.$$

Плотность теплового потока при $t_{c1}=40°$ С

$$q_1 = \alpha_1\,\Delta t_1 = 775\,(40 - 20) = 15\,500\ \text{Вт/м}^2.$$

При температуре $t_{c2}=60°$ С значение коэффициента теплоотдачи будет отличаться от α_1 только в связи с изменением $\Pr_c$, поэтому

$$\alpha_2 = \alpha_1\left(\frac{\Pr_{c1}}{\Pr_{c2}}\right)^{0,25} \text{ и } q_2 = q_1\left(\frac{\Pr_{c1}}{\Pr_{c2}}\right)^{0,25}\frac{t_{c2}-t_ж}{t_{c1}-t_ж}.$$

При $t_{c2}=60°$ С $\Pr_{c2}=87,8$ и

$$q_2 = 1,55\cdot 10^4\left(\frac{146}{87,8}\right)^{0,25}\frac{60-20}{40-20} = 3,51\cdot 10^4\ \text{Вт/м}^2.$$

При $t_{c3}=80°$ С $\Pr_{c3}=59,3$ и

$$q_3 = 1,55\cdot 10^4\left(\frac{146}{59,3}\right)^{0,25} = \frac{80-20}{40-20} = 5,78\cdot 10^4\ \text{Вт/м}^2.$$

По вычисленным значениям q строим график $q=f(t_c)$ (рис. 6-3).

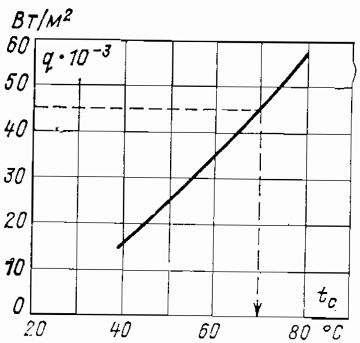


Рис. 6-3. К задаче 6-9.

По графику находим, что при заданном значении $q=4,5\times\times 10^4$ Вт/м² температура стенки $t_c=70°$ С.

При найденной температуре $t_c=70°$ С вычисляем коэффициент теплоотдачи.

При $t_c=70°$ С $\Pr_c=71,3$, тогда

$$\mathrm{Nu_ж} = \mathrm{Nu_1}\left(\frac{\Pr_{c1}}{\Pr_c}\right)^{0,25} = 175\left(\frac{146}{71,3}\right)^{0,25} = 209$$

и

$$\alpha = \mathrm{Nu_ж}\frac{\lambda_ж}{d} = 209\cdot\frac{0,1106}{0,025} = 925\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}.$$

6-10. Охлаждение трубы поперечным потоком трансформаторного масла осуществляется при тех же условиях, что и в задаче 6-9. Однако по условиям охлаждения необходимо, чтобы плотность теплового потока на поверхности трубки не превышала $3,5\cdot 10^4$ Вт/м².

Какая при этом должна быть температура поверхности трубы и какое значение будет иметь коэффициент теплоотдачи?

Ответ

$$t_c = 62°\,\text{С};\ \alpha = 890\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}.$$

6-11. Определить отношение коэффициентов теплоотдачи при поперечном обтекании одиночного цилиндра капельной жидкостью в условиях нагревания ($\alpha_н$) и охлаждения ($\alpha_{ох}$) жидкости.

Сравнение произвести при одинаковых скоростях, средних температурах жидкости и одинаковых температурных напорах.

Ответ

$$\frac{\alpha_н}{\alpha_{ох}} = \left(\frac{\Pr_{c.ох}}{\Pr_{c.н}}\right)^{0,25}.$$

6-12. Сравнить значение коэффициентов теплоотдачи при поперечном обтекании трубки диаметром $d=8$ мм водой и маслом марки МС.

Сравнение произвести при одинаковых скоростях и средних температурах жидкостей, равных соответственно $w=2$ м/с и $t_ж=70°$ С, и при температуре поверхности трубки $t_c=90°$ С.

Определить также, как изменятся значения коэффициентов теплоотдачи для воды и масла, если при тех же средней температуре жидкости и температурном напоре будет производиться охлаждение жидкости ($t_ж=70°$ С и $t_c=50°$ С).

Ответ

Жидкость	α, Вт/(м²·°С)	
	Нагревание	Охлаждение
Вода	17 900	15 500
Масло	2070	1370

6-13. Определить средний коэффициент теплоотдачи конвекцией от поперечного потока дымовых газов следующего объемного состава:

$$\bar{p}_{H_2O} = 0,11;\ \bar{p}_{CO_2} = 0,13 \text{ и } \bar{p}_{N_2} = 0,76$$

к стенкам труб котельного пучка. Трубы диаметром $d=80$ мм расположены в шахматном порядке. Поперечный и продольный шаги труб равны соответственно: $s_1=2,5d$; $s_2=2d$. Средняя скорость потока газов в узком сечении пучка $w=10$ м/с.

По направлению потока газа пучок состоит из четырех рядов труб с одинаковой поверхностью (рис. 6-4).

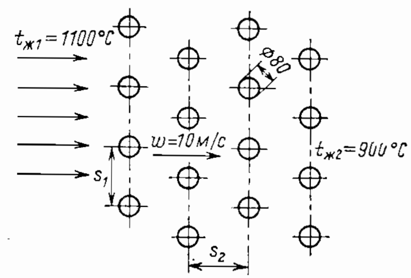


Рис. 6-4. К задаче 6-13.

Температура газа перед пучком $t_{ж1}=1100°$ С, за пучком $t_{ж2}=900°$ С. Загрязнение поверхности труб не учитывать.

Ответ

$$\bar{\alpha} = 62 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Решение

Расчет теплоотдачи при поперечном обтекании газами пучков труб с чистой поверхностью можно производить по следующей формуле [4]:

$$\text{Nu}_ж = C\,\text{Re}_ж^n\,\text{Pr}_ж^{0,33}\,\varepsilon_s, \qquad (6\text{-}4)$$

где при коридорном расположении труб $C=0,26$, $n=0,65$; при шахматном расположении труб $C=0,41$, $n=0,60$; за определяющий размер принят диаметр трубы, за определяющую температуру — средняя температура жидкости $t_ж=0,5(t_{ж1}+t_{ж2})$, за определяющую скорость — средняя скорость в самом узком сечении пучка; ε_s — поправочный коэффициент, учитывающий влияние относительных шагов:

для коридорного пучка труб $\varepsilon_s=(s_2/d)^{-0,15}$;

для шахматного пучка труб:

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

при $s_1/s_2\geqslant 2$ $\varepsilon_s=1,12$.

Формула справедлива при $10^3\leqslant\text{Re}_ж\leqslant 10^5$.

Подсчитанный по формуле (6-4) коэффициент теплоотдачи соответствует значению его для третьего и всех последующих рядов труб в пучке.

Коэффициент теплоотдачи первого ряда пучка труб α_1 определяется как $\alpha_1=0,6\alpha_3$.

Для труб второго ряда в коридорных пучках $\alpha_2=0,9\alpha_3$, в шахматных пучках $\alpha_2=0,7\alpha_3$.

В рассматриваемом случае определяющая температура

$$t_ж = 0,5\,(t_{ж1}+t_{ж2}) = 0,5\,(1100+900) = 1000°\text{ С}.$$

При этой температуре физические свойства дымовых газов данного состава следующие:

$$\nu_ж = 174,3\cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с};\ \lambda_ж = 0,109\text{ Вт/(м}\cdot°\text{С)};\ \text{Pr}_ж = 0,58.$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_ж = \frac{wd}{\nu_ж} = \frac{10\cdot 8\cdot 10^{-2}}{174,3\cdot 10^{-6}} = 4,59\cdot 10^3.$$

Так как $10^3<\text{Re}_ж<10^5$, то формула (6-4) применима и для шахматного пучка $C=0,41$; $n=0,6$.

Отношение $s_1/s_2=2,5/2=1,25$, и поправочный коэффициент

$$\varepsilon_s = (1,25)^{1/6} = 1,04.$$

Число

$$\text{Nu}_ж = 0,41\,(4,59\cdot 10^3)^{0,6}\,(0,58)^{0,33}\cdot 1,04 = 55.$$

Коэффициент теплоотдачи для третьего ряда

$$\alpha_3 = \text{Nu}_ж\frac{\lambda_ж}{d} = 55\frac{0,109}{8\cdot 10^{-2}} = 75\text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

При одинаковой поверхности рядов средний коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{4}\sum_{i=1}^{4}\alpha_i = \frac{1}{4}\,(0,6\,\alpha_3+0,7\,\alpha_3+2\alpha_3) =$$

$$= \frac{3,3}{4}\cdot 75 = 62\text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

6-14. Как изменится среднее значение коэффициента теплоотдачи в пучке, если в условиях задачи 6-13 число рядов по ходу газов увеличить в 2, 3, 4 и 5 раз, а все другие данные оставить неизменными?

Ответ

При $n\geqslant 3$ $\bar{\alpha}=\alpha_3\left(1-\dfrac{0,7}{n}\right)$;

при $n=8$ $\bar{\alpha}=68,5$ Вт/(м²·°С);

при $n=12$ $\bar{\alpha}=70,5$ Вт/(м²·°С);

при $n=16$ $\bar{\alpha}=71,8$ Вт/(м²·°С);

при $n=20$ $\bar{\alpha}=72,4$ Вт/(м²·°С).

6-15. Воздухоподогреватель представляет собой шахматный пучок труб, который обтекается поперечным потоком воздуха. Диаметр труб $d=50$ мм. Поперечный шаг $s_1=100$ мм, продольный шаг $s_2=200$ мм. Средние температуры потока воздуха и наружной поверхности труб в пучке равны соответственно: $t_ж=100°$ С и $t_c=200°$ С.

Построить зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости движения воздуха в узком сечении пучка. Интервал скоростей взять в пределах от 5 до 20 м/с. Число рядов по ходу газов $n>20$ и влиянием на среднюю теплоотдачу первых двух рядов можно пренебречь.

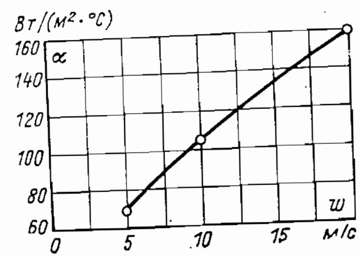


Рис. 6-5. К задаче 6-15.

Ответ

Результаты расчета представлены на рис. 6-5 и ниже:

w, м/с	5	10	20
α, Вт/(м²·°С)	69	105	159

6-16. Сравнить коэффициенты теплоотдачи для третьего ряда труб по ходу воздуха для двух воздухоподогревателей, конструктивно выполненных в виде трубных пучков с шахматным расположением труб. Оба пучка обтекаются поперечными потоками воздуха с одинаковой скоростью $w=10$ м/с и средней температурой потока $t_ж=100°$ С. Диаметры труб в пучках соответственно равны: $d_1=50$ мм и $d_2=25$ мм. Сравнение провести при одинаковом для обоих воздухоподогревателей отношении шагов s_1/s_2.

Ответ

$$\alpha_2 = 2^{0,4}\,\alpha_1 \approx 1,32\,\alpha_1.$$

6-17. Сравнить коэффициент теплоотдачи третьего ряда труб воздушных подогревателей, рассмотренных в задаче 6-16, при условии, что шахматное расположение труб в них заменено коридорным.

Сравнение провести: а) при одинаковых для обоих подогревателей относительных шагах s_1/d и s_2/d; б) при одинаковых значениях поперечного и продольного шагов s_1 и s_2.

Ответ

$$\text{а) } \alpha_2 = 2^{0,35}\,\alpha_1 \approx 1,27\,\alpha_1;$$

$$\text{б) } \alpha_2 = 2^{0,2}\,\alpha_1 \approx 1,15\,\alpha_1.$$

6-18. В теплообменнике шахматный пучок труб обтекается поперечным потоком трансформаторного масла. Внешний диаметр труб в пучке $d=20$ мм. Поперечный шаг $s_1=2,5d$, продольный шаг $s_2=1,5d$. Средняя скорость в узком сечении пучка и средняя температура масла соответственно равны: $w=0,6$ м/с и $t_ж=40°$ С.

Найти коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к маслу для третьего ряда труб пучка при условии, что температура поверхности труб $t_c=90°$ С.

Вычисления произвести для двух случаев:

а) поток обтекает трубы под углом атаки $\psi=90°$;

б) поток обтекает трубы под углом атаки $\psi=60°$.

Ответ

$$\alpha_{\psi=90°} = 1130 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)};\ \alpha_{\psi=60°} = 1060 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

Решение

Расчет теплоотдачи при поперечном обтекании пучков труб капельной жидкостью можно производить по формуле (6-4) с введением поправки на изменение физических свойств жидкости по сечению потока в виде отношения $(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}$ [4], тогда

$$Nu_ж = C\,Re_ж^n\,Pr_ж^{0,33}\left(\frac{Pr_ж}{Pr_c}\right)^{0,25}\varepsilon_s, \tag{6-5}$$

где Pr_c — число Pr для жидкости при температуре стенки, а остальные величины, так же как и предел применимости, те же, что и для формулы (6-4).

В рассматриваемом случае при $t_ж=40°$ С $\nu_ж=10,3\cdot10^{-6}$ м²/с; $\lambda_ж=0,109$ Вт/(м·°С); $Pr_ж=146$; при $t_c=90°$ С $Pr_c=50,5$.

Число Рейнольдса

$$Re_ж = \frac{wd}{\nu_ж} = \frac{0,6\cdot0,02}{10,3\cdot10^{-6}}\,1165 > 10^3,$$

и формула (6-5) применима.

Так как $s_1/s_2=2,5/1,5=1,66<2$, то

$$\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6} = (1,66)^{1/6} = 1,08,$$

тогда для третьего ряда шахматного пучка

$$Nu_ж = 0,41\,Re_ж^{0,6}\,Pr_ж^{0,33}\left(\frac{Pr_ж}{Pr_c}\right)^{0,25}\varepsilon_s =$$

$$= 0,41\,(1165)^{0,6}\,(146)^{0,33}\left(\frac{146}{50,5}\right)^{0,25}1,08 = 208.$$

Коэффициент теплоотдачи при $\psi=90°$

$$\alpha = Nu_ж\frac{\lambda_ж}{d} = 208\,\frac{0,109}{0,02} = 1130 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

При обтекании пучков труб под углом атаки ψ, не равным 90°,

$$\alpha_\psi = \varepsilon_\psi\,\alpha,$$

где ε_ψ — поправка на угол атаки, значения которой в зависимости от ψ приведены ниже:

$\varphi°$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_ψ	1,0	1,0	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

В рассматриваемом случае при $\psi=60°$ $\varepsilon_\psi=0,94$ и

$$\alpha_{\psi=60°} = 0,94\cdot1130 = 1060 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

6-19. Как изменится коэффициент теплоотдачи для третьего ряда труб в условиях задачи 6-18, если пучок труб будет обтекаться поперечным потоком воды, а все остальные условия останутся без изменений ($d=20$ мм; $w=0,6$ м/с; $t_ж=40°$ С; $t_c=90°$ С)?

Сравнение произвести при тех же углах атаки, т. е. при $\psi=90$ и 60°.

Ответ

$$\alpha_{\psi=90°} = 9950 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)};\ \alpha_{\psi=60°} = 9350 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

6-20. Как изменится коэффициент теплоотдачи третьего ряда труб при поперечном обтекании шахматного пучка трансформаторным маслом и водой в условиях задач 6-18 и 6-19, если вместо нагревания будет происходить охлаждение жидкости при том же температурном напоре, что и в задаче 6-18, т. е. при средней температуре потока $t_ж=90°$ С и средней температуре стенки $t_c=40°$ С? Остальные величины останутся без изменений ($d=20$ мм; $w=0,6$ м/с). Сравнение произвести для угла атаки $\psi=90°$.

Ответ

При охлаждении трансформаторного масла $\alpha=921$ Вт/(м²·°С), т. е. коэффициент теплоотдачи уменьшится примерно на 18%. При охлаждении воды $\alpha=8400$ Вт/(м²·°С), т. е. уменьшится примерно на 15%.

6-21. Сравнить значения коэффициентов теплоотдачи при поперечном обтекании третьего ряда коридорного пучка труб ($\alpha_к$) и одиночной трубы ($\alpha_{тр}$) при изменении числа $Re_ж$ от $1\cdot10^3$ до $1\cdot10^5$.

Сравнение произвести при числе $Pr=1$ для труб одного диаметра при одинаковых температурах жидкости и поверхностей труб. Поправочный коэффициент ε_s принять равным 1.

Ответ

$Re_ж$	$1\cdot10^3$	$1\cdot10^4$	$1\cdot10^5$
$\alpha_к/\alpha_{тр}$	1,32	1,48	1,67

6-22. Трубчатый воздухоподогреватель предполагается выполнить из труб диаметром $d=38$ мм, расположенных в коридорном порядке с поперечным и продольным шагами $s_1=s_2=2{,}5d$. Число труб в одном ряду поперек потока выбрано $m=8$, число рядов $n=5$ (рис. 6-6).

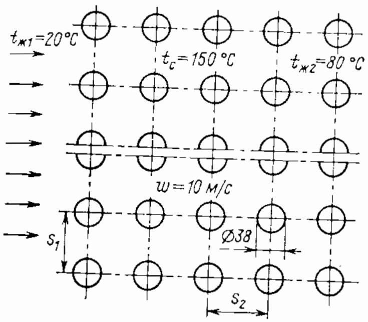


Рис. 6-6. К задаче 6-22.

Температуры воздуха, поступающего в подогреватель, $t_{ж1}=20°$ С и на выходе из подогревателя $t_{ж2}=80°$ С. Температура наружной поверхности труб задана и равна $t_c=150°$ С.

Какой длины должны быть трубы, чтобы при скорости воздуха в узком сечении пучка $w=10$ м/с количество теплоты, передаваемой воздуху, составило $Q=125$ кВт.

Ответ

$$l=3 \text{ м}.$$

Решение

Средняя температура воздуха

$$t_ж=0{,}5\,(t_{ж1}+t_{ж2})=0{,}5\,(20+80)=50°\,С.$$

При $t_ж=50°$ С $\nu_ж=17{,}95\cdot10^{-6}$ м²/с; $\lambda_ж=2{,}83\cdot10^{-2}$ Вт/(м·°С) и

$$Re_ж=\frac{wd}{\nu_ж}=\frac{10\cdot3{,}8\cdot10^{-2}}{17{,}95\cdot10^{-6}}=2{,}12\cdot10^4.$$

При $10^3\leqslant Re_ж\leqslant10^5$ по формуле (6-4) для труб третьего ряда коридорного пучка

$$Nu_ж=0{,}26\,Re_ж^{0,65}\,Pr_ж^{0,33}\,\varepsilon_s.$$

Для воздуха $Pr_ж\approx0{,}70$, и формула принимает вид:

$$Nu_ж=0{,}23\,Re_ж^{0,65}\,\varepsilon_s,$$

где $\varepsilon_s=(s_2/d)^{-0,15}=(2{,}5)^{-0,15}=0{,}87$.

Подставляя найденные значения, получаем:

$$Nu_ж=0{,}23\,(2{,}12\cdot10^4)^{0,65}\,0{,}87=130.$$

Коэффициент теплоотдачи для третьего ряда

$$\alpha_3=Nu_ж\frac{\lambda_ж}{d}=130\,\frac{2{,}83\cdot10^{-2}}{3{,}8\cdot10^{-2}}=96{,}8 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Средний коэффициент теплоотдачи коридорного пучка при $n\geqslant3$

$$\bar\alpha=\alpha_3\left(1-\frac{0{,}5}{n}\right)=96{,}8\left(1-\frac{0{,}5}{5}\right)=87{,}2 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Плотность теплового потока и требуемая площадь поверхности нагрева равны:

$$q=\bar\alpha\,(t_c-t_ж)=87{,}2\,(150-50)=8720 \text{ Вт/м}^2$$

и

$$F=\frac{Q}{q}=\frac{125\cdot10^3}{8{,}72\cdot10^3}=14{,}3 \text{ м}^2.$$

Необходимая длина труб

$$l=\frac{F}{\pi dmn}=\frac{14{,}3}{3{,}14\cdot0{,}038\cdot8\cdot5}=3 \text{ м}.$$

6-23. Какой длины необходимо будет выполнить трубы в условиях задачи 6-22, если коридорное расположение будет заменено шахматным и скорость в узком сечении пучка будет увеличена до 14 м/с? Все остальные условия оставить без изменений.

Ответ

$$l=2{,}3 \text{ м}.$$

6-24. В теплообменнике шахматный пучок труб обтекается поперечным потоком натрия. Внешний диаметр труб $d=20$ мм. Средняя скорость набегающего потока и средняя температура натрия соответственно равны: $w=1$ м/с, $t_ж=250°$ С.

Определить средний коэффициент теплоотдачи от труб к натрию и среднее значение плотности теплового потока на поверхности труб при условии, что средняя температура наружной поверхности труб $t_c=256°$ С.

Ответ

$$\alpha=1{,}34\cdot10^5 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)};\quad q=8\cdot10^5 \text{ Вт/м}^2.$$

Решение

Расчет среднего коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании шахматных и коридорных пучков труб натрием можно производить по следующей формуле [16]:

$$Nu_ж=2\,Re_ж^{0,5}, \tag{6-6}$$

где за определяющий размер принимается диаметр трубы. Формула (6-6) справедлива при $100\leqslant Pe_ж\leqslant1000$.

В рассматриваемом случае при $t_ж=250°$ С физические свойства натрия соответственно равны:

$$\nu_ж=45\cdot10^{-8} \text{ м}^2/\text{с};\ \lambda_ж=76{,}1 \text{ Вт/(м}\cdot°\text{С)};\ Pr=0{,}69\cdot10^{-2}.$$

Числа Рейнольдса и Пекле соответственно равны:

$$Re_ж=\frac{wd}{\nu_ж}=\frac{1\cdot20\cdot10^{-3}}{45\cdot10^{-8}}=4{,}44\cdot10^4;$$

$$Pe_ж=Re_ж\,Pr_ж=4{,}44\cdot10^4\cdot0{,}69\cdot10^{-2}=306.$$

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи

$$\mathrm{Nu}_{ж} = 2\,(306)^{0,5} = 35;$$

$$\alpha = \mathrm{Nu}_{ж}\frac{\lambda_{ж}}{d} = 35\,\frac{76,1}{20\cdot 10^{-3}} = 1,34\cdot 10^{5}\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

Отсюда

$$q = \alpha\,(t_{с} - t_{ж}) = 1,34\cdot 10^{5}\,(256 - 250) = 8\cdot 10^{5}\ \text{Вт/м}^2.$$

6-25. Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к натрию в теплообменнике, рассмотренном в задаче 6-24, если скорость набегающего потока и средняя температура натрия соответственно равны: $w=0,8$ м/с; $t_{ж}=300^\circ$ С. Найти также количество теплоты, воспринимаемой натрием, если средняя температура поверхности труб $t_{с}=305^\circ$ С и пучок состоит из $n=56$ труб длиной $l=1$ м.

Ответ

$$\alpha = 1,14\cdot 10^{5}\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)};\ Q = 2\cdot 10^{3}\ \text{кВт}.$$

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ СВОБОДНОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ

7-1. Вычислить потери теплоты в единицу времени с 1 м² поверхности горизонтального теплообменника, корпус которого имеет цилиндрическую форму и охлаждается свободным потоком воздуха. Наружный диаметр корпуса теплообменника $d=400$ мм, температура поверхности $t_{с}=200^\circ$ С и температура воздуха в помещении $t_{ж}=30^\circ$ С (рис. 7-1).

Ответ

$$\alpha = 5,9\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)};\ q = 1000\ \text{Вт/м}^2.$$

Решение

Плотность теплового потока на наружной поверхности теплообменника $q=\alpha\,(t_{с}-t_{ж})$ Вт/м².

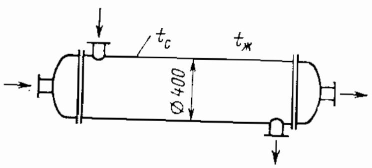


Рис. 7-1. К задаче 7-1.

При заданных значениях температур на поверхности стенки и окружающей среды вдали от стенки решение задачи сводится к определению коэффициента теплоотдачи.

Зависимость для вычисления среднего коэффициента теплоотдачи при свободном движении жидкости имеет вид [4]:

$$\mathrm{Nu}_{ж} = C\,(\mathrm{GrPr})^{n}_{ж}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{с}}\right)^{0,25}, \qquad (7\text{-}1)^{*}$$

* В формуле (7-1) поправка $(\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{с})^{0,25}$ применяется при вычислении теплоотдачи для капельных жидкостей.

где постоянные C и n зависят от режима свободного движения и условий обтекания поверхности. Они являются функциями GrPr и определяются из следующей таблицы:

$(\mathrm{Gr\,Pr})_{ж}$	C	n	Условия движения
$1\cdot 10^{3}\div 1\cdot 10^{9}$	0,75	0,25	Вдоль вертикальной стенки
$\geqslant 6\cdot 10^{10}$	0,15	1/3	
$1\cdot 10^{3}\div 1\cdot 10^{9}$	0,50	0,25	На горизонтальной трубе

Во формуле (7-1) индексы «ж» и «с» означают, что физические свойства жидкости выбираются соответственно при температуре жидкости $t_{ж}$ вдали от поверхности теплообмена и температуре стенки $t_{с}$. При движении вдоль вертикальной стенки за определяющий размер принимается высота поверхности теплообмена, а для горизонтального цилиндра — его наружный диаметр.

В рассматриваемом случае определяющая температура $t_{ж}=30^\circ$ С. При этой температуре для воздуха

$$\nu_{ж} = 16,0\cdot 10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с};\ \lambda_{ж} = 2,67\cdot 10^{-2}\ \text{Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{С)};$$

$$\beta_{ж} = \frac{1}{t_{ж}+273} = \frac{1}{303}\ \text{К}^{-1};\ \mathrm{Pr}_{ж} = 0,701.$$

Вычисляем значение комплекса:

$$(\mathrm{GrPr})_{ж} = \frac{g\beta_{ж}\,\Delta t d^{3}}{\nu^{2}_{ж}}\,\mathrm{Pr}_{ж} = \frac{9,81\cdot(200-30)\cdot 0,4^{3}}{303\,(16\cdot 10^{-6})^{2}}\,0,701 = 9,75\cdot 10^{8}.$$

Из таблицы находим, что при вычисленном значении комплекса $(\mathrm{GrPr})_{ж}$ постоянные в расчетном уравнении $C=0,5$ и $n=0,25$.

Число Нуссельта

$$\mathrm{Nu}_{ж} = 0,50\,(9,75\cdot 10^{8})^{0,25} = 88,2,$$

откуда

$$\alpha = \mathrm{Nu}_{ж}\frac{\lambda_{ж}}{d} = 88,2\,\frac{2,67\cdot 10^{-2}}{0,4} = 5,9\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

Потери теплоты в единицу времени с единицы поверхности теплообменника

$$q = 5,9\,(200 - 30) = 1000\ \text{Вт/м}^2.$$

7-2. В целях уменьшения тепловых потерь в условиях задачи 7-1 корпус теплообменника покрыт слоем тепловой изоляции.

Найти тепловые потери q, Вт/м², с поверхности теплообменника, если после наложения слоя тепловой изоляции толщиной 50 мм температура на внешней поверхности изоляции установилась $t_{с}=50^\circ$ С, а температура в помещении осталась прежней, т. е. $t_{ж}=30^\circ$ С.

Ответ

$$q = 65 \text{ Вт/м}^2.$$

7-3. В котельной проложены два горизонтальных паропровода диаметрами $d_1 = 50$ мм и $d_2 = 150$ мм. Оба паропровода имеют одинаковую температуру поверхности $t_с = 450°$ С. Температура окружающего воздуха $t_ж = 50°$ С. Паропроводы проложены друг от друга на расстоянии, исключающем взаимное тепловое влияние.

Найти отношения коэффициентов теплоотдачи α_1/α_2 и потерь теплоты с 1 м q_{l1}/q_{l2} паропроводов.

Ответ

$$\alpha_1/\alpha_2 = 1{,}315;\ q_{l1}/q_{l2} = 0{,}438.$$

7-4. Решить задачу 7-3 при условии, что после покрытия паропроводов тепловой изоляцией на наружных поверхностях установилась температура $t_с = 70°$ С. Наружный диаметр изоляции первого паропровода $d_1 = 100$ мм и второго $d_2 = 350$ мм. Температура окружающего воздуха остается, как и в задаче 7-3, $t_ж = 50°$ С.

Ответ

$$\alpha_1/\alpha_2 = 1{,}37;\ q_{l1}/q_{l2} = 0{,}382.$$

7-5. Определить коэффициент теплоотдачи от вертикальной плиты высотой $H = 2$ м к окружающему спокойному воздуху, если известно, что температура поверхности плиты $t_с = 100°$ С, температура окружающего воздуха вдали от поверхности $t_ж = 20°$ С.

Ответ

$$\alpha = 7{,}92 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

Решение

Теплоотдачу при естественной конвекции у поверхности вертикальной плиты можно определить по формуле (7-1):

$$\text{Nu}_ж = C\,(\text{GrPr})_ж^n \left(\frac{\text{Pr}_ж}{\text{Pr}_с}\right)^{0,25},$$

где за определяющий размер принимается высота плиты H.

При $t_ж = 20°$ С физические свойства воздуха следующие:

$$\lambda_ж = 2{,}59\cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{С)};\ \nu_ж = 15{,}06\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

$$\text{Pr}_ж = 0{,}703;\ \beta_ж = \frac{1}{t_ж + 273} = \frac{1}{293}\ \text{К}^{-1}.$$

При этих условиях значение комплекса

$$(\text{GrPr})_ж = g\beta_ж \frac{\Delta t H^3}{\nu_ж^2}\text{Pr}_ж = 9{,}81\,\frac{1}{293}\,\frac{80\cdot 2^3\cdot 10^{12}}{(15{,}06)^2}\,0{,}703 = 6{,}64\cdot 10^{10}.$$

При полученном значении $(\text{GrPr})_ж$ по таблице к формуле (7-1) находим $C = 0{,}15$; $n = 1{,}3$, тогда

$$\text{Nu}_ж = 0{,}15\,(6{,}64\cdot 10^{10})^{1/3} = 610;$$

$$\alpha = \text{Nu}_ж \frac{\lambda_ж}{H} = 610\,\frac{2{,}59\cdot 10^{-2}}{2} = 7{,}92 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

7-6. Как изменится коэффициент теплоотдачи от вертикальной плиты к окружающему воздуху в условиях задачи 7-5, если высоту плиты увеличить в 2 раза, а все другие условия оставить без изменений.

Ответ

$$\alpha_2/\alpha_1 = 1.$$

7-7. Электропроводящая шина прямоугольного сечения 100×3 мм, расположенная на ребре, охлаждается свободным потоком воздуха с температурой 25° С. В условиях длительной нагрузки температура шины не должна превышать 70° С.

Вычислить коэффициент теплоотдачи α на поверхности шины и допустимую силу тока в шине для указанных условий. Удельное электросопротивление материала шины $\rho = 0{,}13$ Ом·мм²/м.

Ответ

$$\alpha = 9{,}84 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)};\ I = 450 \text{ А}.$$

7-8. Как изменятся коэффициент теплоотдачи и допустимая сила тока, если температура шины должна оставаться, как в задаче 7-7, $t_с = 70°$ С, а эксплуатация системы электропередачи ведется в зимних условиях и среднюю температуру окружающего воздуха можно принять равной $t_ж = -10°$ С?

Ответ

$$\alpha = 10{,}8 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)};\ I = 719 \text{ А}.$$

7-9. Определить допустимую силу тока для нихромовой проволоки диаметром 0,5 мм из условия, что ее температура не будет превышать 300° С. Сопротивление 1 м проволоки при $t_с = 300°$ С $R = 6$ Ом/м. Температура среды, окружающей проволоку, $t_ж = 20°$ С.

Расчет произвести для двух случаев:

а) проволока находится в спокойном воздухе;

б) проволока находится в спокойной воде под давлением, при котором температура насыщения превышает 300° С.

Рекомендации к решению задачи. Обычно для проволок небольшого диаметра ($d = 0{,}2 \div 1$ мм) комплекс GrPr мал по значению, и сохраняется пленочный или переходный режим течения. В случае значений $\text{GrPr} < 5\cdot 10^2$ для расчета можно рекомендовать формулу [4]

$$\overline{\text{Nu}}_г = 1{,}18\,(\text{GrPr})_г^{1/8}. \qquad \textbf{(7-2)}$$

При пользовании формулой (7-2) за определяющую температуру принимают $t_г = 0{,}5(t_с + t_ж)$ и определяющий геометрический размер — диаметр проволоки d.

Ответ

а) $I_1 = 2{,}42$ А; $\alpha_1 = 80$ Вт/(м²·°С);

б) $I_2 = 23{,}5$ А; $\alpha_2 = 7570$ Вт/(м²·°С).

7-10. Определить коэффициент теплоотдачи от горизонтальной плиты, обращенной теплоотдающей поверхностью кверху, с размерами $a\times b = 2\times 3$ м², к окружающему спокойному воздуху, если известно, что температура поверхности плиты $t_с = 100°$ С и температура окружающего воздуха вдали от плиты $t_ж = 20°$ С.

Ответ

$$\alpha = 10{,}3 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

Решение

Теплоотдачу горизонтальных плит можно приближенно рассчитывать по формуле (7-1). Тогда за определяющий размер берется меньшая сторона плиты. При этом если теплоотдающая поверхность обращена кверху, то полученное из формулы значение коэффициента теплоотдачи увеличивается на 30%; если книзу — уменьшается на 30% [13].

В рассматриваемом случае $t_ж=20°$ С, при этой температуре для воздуха $\nu_ж=15{,}06\cdot10^{-6}$ м²/с:

$$\lambda_ж = 2{,}59\cdot10^{-2}\ \text{Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)};\ \Pr_ж = 0{,}703.$$

Определяющим размером будет меньшая сторона плиты, т. е. $a=2$ м, тогда комплекс

$$(\mathrm{GrPr})_ж = g\beta_ж \frac{\Delta t a^3}{\nu_ж^2}\Pr_ж = 9{,}81\,\frac{80\cdot2^3\cdot0{,}703}{293\,(15{,}06\cdot10^{-6})^2} = 6{,}64\cdot10^{10}.$$

По полученному значению (GrPr) из таблицы к формуле (7-1) находим: $C=0{,}15$ и $n=1/3$, тогда

$$\mathrm{Nu}_ж = 0{,}15\,(6{,}64\cdot10^{10})^{1/3} = 610,$$

откуда

$$\alpha' = \mathrm{Nu}_ж\frac{\lambda_ж}{a} = 610\,\frac{2{,}59\cdot10^{-2}}{2} = 7{,}9\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}$$

и

$$\alpha = 1{,}3\,\alpha' = 1{,}3\cdot7{,}9 = 10{,}3\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

7-11. Как изменится коэффициент теплоотдачи в условиях задачи 7-10, если плиту расположить теплоотдающей поверхностью книзу, а все другие условия оставить без изменений?

Ответ

$$\alpha_2 = 5{,}5\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};\ \alpha/\alpha_2 = 1{,}88.$$

7-12. В масляном баке температура масла марки МС поддерживается постоянной с помощью горизонтальных обогревающих труб диаметром $d=20$ мм.

Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к маслу, если температура масла $t_ж=60°$ С, а температура поверхности труб $t_c=90°$ С. Расстояние между трубами относительно велико, и расчет теплоотдачи можно производить как для одиночного цилиндра.

Ответ

$$\alpha = 96{,}2\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

7-13. Определить коэффициент теплоотдачи в условиях задачи 7-12, если при той же температуре масла и том же температурном напоре тепловой поток направлен от масла к стенкам труб, при этом $t_ж=60°$ С и $t_c=30°$ С.

Ответ

$$\alpha = 47{,}2\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)},$$

т. е. коэффициент теплоотдачи примерно в 2 раза меньше, чем в условиях нагревания.

7-14. Определить эквивалентный коэффициент теплопроводности и плотность теплового потока q, Вт/м², через вертикальную щель толщиной $\delta=20$ мм, заполненную воздухом. Температура горячей поверхности $t_{c1}=200°$ С и холодной $t_{c2}=80°$ С (рис. 7-2).

Ответ

$$\lambda_э = 7{,}5\cdot10^{-2}\ \text{Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)};\ q = 448\ \text{Вт/м}^2.$$

Решение

Эквивалентный коэффициент теплопроводности может быть вычислен по формуле [4]

$$\lambda_э = \lambda\varepsilon_к, \qquad (7\text{-}3)$$

где λ — действительный коэффициент теплопроводности жидкости; $\varepsilon_к$ — коэффициент конвекции, являющийся функцией GrPr, может быть приближенно вычислен по формуле

$$\varepsilon_к = 0{,}18\,(\mathrm{Gr\,Pr})_{с.г}^{0{,}25}. \qquad (7\text{-}4)$$

Здесь все физические параметры выбираются при определяющей температуре $t_{с.г}=0{,}5(t_{c1}+t_{c2})$.

За определяющий размер принимается ширина щели δ, за расчетную разность температур — величина $\Delta t=t_{c1}-t_{c2}$.

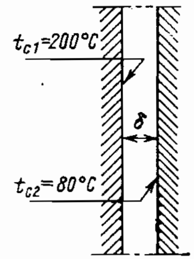


Рис. 7-2. К задаче 7-14.

В рассматриваемом случае $t_{с.г}=0{,}5(200+80)=140°$ С. При этой температуре $\nu_{с.г}=27{,}8\cdot10^{-6}$ м²/с;

$$\lambda_{с.г} = 0{,}0349\ \text{Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)};\quad \Pr_{с.г} = 0{,}684;$$

$$\beta_{с.г} = \frac{1}{t_{с.г}+273} = \frac{1}{413}\ \text{К}^{-1}.$$

Вычисляем произведение

$$(\mathrm{Gr\,Pr})_{с.г} = g\beta_{с.г}\frac{(t_{c1}-t_{c2})\,\delta^3}{\nu^2}\Pr_{с.г} =$$

$$= 9{,}81\,\frac{120\cdot(2\cdot10^{-2})^3}{413\cdot(27{,}8\cdot10^{-6})^2}\,0{,}684 = 2{,}02\cdot10^4.$$

Коэффициент конвекции

$$\varepsilon_к = 0{,}18\,(2{,}02\cdot10^4)^{0{,}25} = 2{,}14,$$

тогда

$$\lambda_э = 3{,}49\cdot10^{-2}\cdot2{,}14 = 7{,}47\cdot10^{-2}\ \text{Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Плотность теплового потока через воздушную прослойку

$$q = \frac{\lambda_э}{\delta}(t_{c1}-t_{c2}) = \frac{7{,}47\cdot10^{-2}}{0{,}02}\,120 = 448\ \text{Вт/м}^2.$$

7-15. Как изменятся эквивалентный коэффициент теплопроводности и плотность теплового потока в условиях задачи 7-14, если щель между плоскими стенками заполнить водой под давлением, а все другие условия оставить без изменений?

Ответ

$$\lambda_э = 15{,}5\ \text{Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)};\qquad q = 92\,600\ \text{Вт/м}^2.$$

7-16. Как изменится эквивалентный коэффициент теплопроводности, если толщину щели уменьшить в 2 раза, а все другие условия оставить такими, как в задаче 7-14.

Ответ

$\lambda_э$ уменьшится в 1,68 раза.

7-17. В контуре для изучения гидродинамики и теплоотдачи жидкометаллических теплоносителей металл в заборном баке нагревается при помощи горизонтального электрического нагревателя, имеющего форму цилиндра диаметром 50 мм.

Вычислить коэффициент теплоотдачи от поверхности нагревателя к металлу для случая, когда контур заполнен натрием с температурой $t_ж=200°$ C, а температура поверхности нагревателя $t_c=400°$ C.

Ответ

$$\alpha = 15\,750\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Решение

Теплоотдача при свободном движении жидких металлов может быть вычислена по формуле [4]

$$\text{Nu}_г = C\,\text{Gr}_г^n\,\text{Pr}_г^{0,4}. \tag{7-5}$$

В этом уравнении C и n находятся в зависимости от значений числа Грасгофа:

$$\text{при } \text{Gr}_г = 10^2 \div 10^9\quad C = 0{,}52 \text{ и } n = 0{,}25;$$

$$\text{при } \text{Gr}_г = 10^9 \div 10^{13}\quad C = 0{,}106 \text{ и } n = 0{,}33.$$

Физические свойства выбираются при температуре $t_г=0{,}5(t_c+t_ж)$.

Для рассматриваемого случая $t_г=0{,}5(200+400)=300°$ C. При этой температуре физические свойства натрия имеют следующие значения:

$$\nu_г = 39{,}4\cdot10^{-8}\ \text{м}^2/\text{с};\qquad \lambda_г = 71\ \text{Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$\text{Pr}_г = 0{,}63\cdot10^{-2};$$

$$\beta_г \approx \frac{\rho_ж-\rho_c}{\rho_ж(t_c-t_ж)} = \frac{903-854}{903\,(400-200)} = 2{,}71\cdot10^{-4}\ K^{-1};$$

$$\text{Gr}_г = g\beta_г\frac{\Delta t d^3}{\nu_г^2} = 9{,}81\cdot2{,}71\cdot10^{-4}\,\frac{200\,(5\cdot10^{-2})^3}{(39{,}4\cdot10^{-8})^2} = 4{,}28\cdot10^8.$$

При этом значении числа Грасгофа

$$C = 0{,}52 \text{ и } n = 0{,}25;$$

тогда

$$\text{Nu}_г = 0{,}52\,(4{,}28\cdot10^8)^{0,25}\,(6{,}3\cdot10^{-3})^{0,4} = 11{,}1,$$

откуда

$$\alpha = \text{Nu}_г\frac{\lambda_г}{d} = 11{,}1\,\frac{71}{5\cdot10^{-2}} = 15\,750\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

7-18. Как изменится коэффициент теплоотдачи от поверхности нагревателя к теплоносителю, если в задаче 7-17 контур заполнить:

а) литием Li;

б) сплавом (эвтектика) 25% Na+75% K.

Температуры теплоносителей и поверхности нагревателя остаются как в задаче 7-17.

Ответ

$$\text{а) } \alpha = 10\,500\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$\text{б) } \alpha = 6370\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА

8-1. На поверхности вертикальной трубы высотой $H=3$ м происходит пленочная конденсация сухого насыщенного водяного пара. Давление пара $p=2{,}5\cdot10^5$ Па. Температура поверхности трубы $t_c=123°$ C.

Определить толщину пленки конденсата δ_x и значение местного коэффициента теплоотдачи α_x в зависимости от расстояния x от верхнего конца трубы. Расчет произвести для расстояний x, равных 0,1; 0,2; 0,4; 0,6; 1,0; 1,5; 2,0 и 3 м.

Построить график изменений δ_x и α_x по высоте трубы.

При расчете считать режим течения пленки конденсата ламинарным по всей высоте трубы. Расчет выполнить по приближенным формулам Нуссельта.

Ответ

Результаты расчета приведены на рис. 8-1 и в следующей таблице:

x, м	0,1	0,2	0,4	0,6	1,0	1,5	2,0	3,0
δ_x, мм	0,060	0,0715	0,0845	0,094	0,107	0,118	0,127	0,140
α_x, Вт/(м²×°C)	11 430	9620	8150	7320	6530	5880	5410	4900

Решение

При пленочной конденсации чистого сухого насыщенного пара и ламинарном течении пленки толщина пленки и местный коэффициент теплоотдачи могут быть приближенно определены по формулам Нуссельта [4]:

толщина пленки

$$\delta_x = \sqrt[4]{\frac{4\lambda\mu x\Delta t}{\rho^2 gr}}; \tag{8-1}$$

местный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_x = \frac{\lambda}{\delta_x}, \tag{8-2}$$

где λ, μ и ρ — коэффициент теплопроводности, динамический коэффициент вязкости и плотность конденсата, которые выбираются при средней температуре конденсата $t_г=0,5(t_s+t_c)$; r — теплота парообразования при температуре насыщения t_s; $\Delta t=t_s-t_c$ — температурный напор.

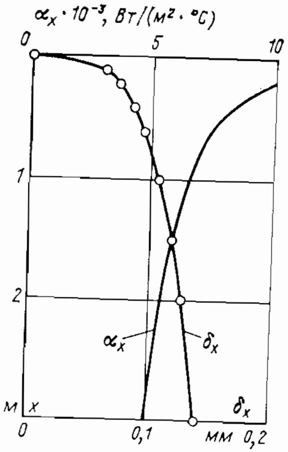


Рис. 8-1. К задаче 8-1.

В рассматриваемой задаче при $p=2,5\cdot10^5$ Па температура насыщения $t_s\approx127°$ С и теплота парообразования $r=2182$ кДж/кг, следовательно,

$$\Delta t = 127 - 123 = 4°\,С;$$

$$t_г = 0,5\,(127 + 123) = 125°\,С.$$

При этой температуре физические свойства воды следующие:

$$\lambda = 0,686\ Вт/(м\cdot°С);$$

$$\mu = 227\cdot10^{-6}\ Па\cdot с;\qquad \rho = 939\ кг/м^3.$$

Толщина пленки конденсата на расстоянии $x=0,1$ м от верхнего конца трубы

$$\delta_{x=0,1} = \sqrt[4]{\frac{4\cdot0,686\cdot227\cdot10^{-6}\cdot0,1\cdot4}{939^2\cdot2182\cdot10^3\cdot9,81}} = 0,6\cdot10^{-4}\ м,$$

или $\delta_{x=0,1}=0,06$ мм.

Местный коэффициент теплоотдачи на расстоянии $x=0,1$ м

$$\alpha_{x=0,1} = \frac{\lambda}{\delta_{x=0,1}} = \frac{0,686}{0,6\cdot10^{-4}} = 11\,430\ Вт/(м^2\cdot°С).$$

Толщина пленки конденсата будет изменяться по высоте прямо пропорционально, а коэффициент теплоотдачи — обратно пропорционально корню четвертой степени из расстояния от верхнего конца трубки. Таким образом,

$$\delta_{x=0,2} = \delta_{x=0,1}\sqrt[4]{2} = 0,06\cdot1,19 = 0,0715\ мм;$$

$$\alpha_{x=0,2} = \frac{\lambda}{\delta_{x=0,2}} = \frac{0,686}{0,715\cdot10^{-4}} = 9620\ Вт/(м^2\cdot°С).$$

Для других значений x, δ_x и α_x вычисляются аналогичным образом. Результаты расчетов приведены в ответе к настоящей задаче и на рис. 8-1.

8-2. Как изменятся толщина пленки конденсата и значение местного коэффициента теплоотдачи в условиях задачи 8-1, если при неизменном давлении ($p=2,5\cdot10^5$ Па) температурный напор Δt примет значения, равные 2, 4, 6, 8 и 10° С?

Расчет произвести для расстояния $x=2$ м. Построить графики зависимостей $\delta_x=f_1(\Delta t)$ и $\alpha_x=f_2(\Delta t)$.

Примечание. В рассматриваемых условиях средняя температура пленки конденсата $t_г$ изменяется мало и изменением физических свойств конденсата с изменением Δt можно пренебречь.

Ответ

Результаты расчетов приведены на рис. 8-2 и таблице:

Δt, °С	2	4	6	8	10
δ_x, мм	0,108	0,127	0,141	0,151	0,160
α_x, Вт/(м²·°С)	6360	5410	4870	4540	4300

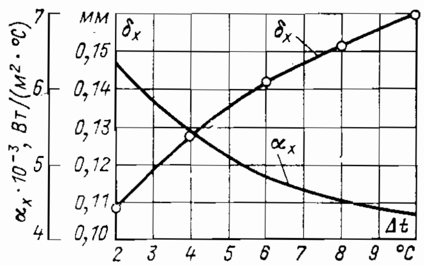


Рис. 8-2. К задаче 8-2.

8-3. На поверхности вертикальной трубы высотой $H=2$ м происходит пленочная конденсация сухого насыщенного водяного пара. Давление пара $p=4$ кПа. Температура поверхности трубы $t_c=25°$ С.

Определить значения местного коэффициента теплоотдачи на расстояниях x, равных 0,1 и 2 м от верхнего конца трубы. При расчете считать течение пленки конденсата ламинарным по всей высоте трубы.

Результаты расчета сравнить с ответом к задаче 8-1.

Ответ

$$\alpha_{x=0,1} = 7460\ Вт/(м^2\cdot°С);\qquad \alpha_{x=2} = 3530\ Вт/(м^2\cdot°С).$$

Сравнение этих значений с ответом к задаче 8-1 показывает, что при $p=4\cdot10^3$ Па коэффициент теплоотдачи примерно в 1,5 раза меньше, чем при $p=2,5\cdot10^5$ Па. Уменьшение α происходит в основном за счет увеличения вязкости конденсата.

8-4. На наружной поверхности горизонтальной трубы диаметром $d=20$ мм и длиной $l=2$ м конденсируется сухой насыщенный водяной пар при давлении $p=1\cdot10^5$ Па. Температура поверхности трубы $t_c=94,5°$ С.

Определить средний коэффициент теплоотдачи от пара к трубе и количество пара G, кг/ч, которое конденсируется на поверхности трубы.

Ответ

$$\alpha = 15\,600\ Вт/(м^2\cdot°С);\qquad G = 15,9\ кг/ч.$$

Решение

При пленочной конденсации сухого насыщенного пара на горизонтальных трубах средний по периметру коэффициент теплоотдачи можно определить по следующей формуле [10]:

$$\mathrm{Re} = 3{,}25 Z^{0,75}, \tag{8-3}$$

где

$$\mathrm{Re} = \alpha \Delta t \pi R \frac{4}{r\rho\nu};$$

$$Z = \Delta t \pi R \left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{1/3} \frac{\lambda}{r\rho\nu}$$

— приведенная длина трубы; $\Delta t = t_s - t_c$ — температурный напор; R — радиус трубы; λ, ν и ρ — коэффициент теплопроводности, кинематический коэффициент вязкости и плотность конденсата при температуре насыщения t_s; r — теплота парообразования при t_s.

Формула справедлива при $d < 20(\sigma/\rho g)^{0,5}$ (σ — коэффициент поверхностного натяжения) и ламинарном течении пленки конденсата, что определяется условием $Z < 3900$. Для встречающихся на практике случаев эти два условия обычно выполняются.

Формулу (8-3) можно записать следующим образом:

$$\alpha = 3{,}25 \frac{A^{0,75}}{B} \frac{1}{(\Delta t \pi R)^{0,25}}, \tag{8-4}$$

где

$$A = \left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{1,3} \frac{\lambda}{r\rho\nu}, \quad 1/(\text{м}\cdot{}^\circ\text{C});$$

$$B = \frac{4}{r\rho\nu}, \ \text{м/Вт}.$$

Значения комплексов A и B зависят только от рода жидкости и температуры насыщения. Для воды значения этих комплексов в зависимости от t_s приведены в табл. 8-1.

В рассматриваемой задаче при $p = 1\cdot10^5$ Па $t_s = 99{,}6^\circ$ С и по табл. 8-4 находим:

$$A = 51{,}2 \ \ 1/(\text{м}\cdot{}^\circ\text{C}); \quad B = 6{,}25\cdot10^{-3} \ \text{м/Вт}.$$

Температурный напор

$$\Delta t = t_s - t_c = 99{,}6 - 94{,}5 = 5{,}1^\circ\,\text{C}.$$

Подставив найденные значения в формулу (8-4), получим:

$$\alpha = 3{,}25 \frac{(51{,}2)^{0,75}}{6{,}25\cdot10^{-3}} \cdot \frac{1}{(3{,}14\cdot0{,}01\cdot5{,}1)^{0,25}} = 15\,600 \ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Из уравнения теплового баланса находим количество конденсирующего пара:

$$Gr = \alpha \Delta t F,$$

где $F = \pi d l$, м² — площадь поверхности трубы.

Таблица 8-1

Значения A и B в формулах (8-4) и (8-5) для воды

t_s, °С	A, 1/(м·°С)	$B\cdot10^3$, м/Вт	t_s, °С	A, 1/(м·°С)	$B\cdot10^3$, м/Вт
20	5,16	1,62	170	136	12,04
30	7,88	2,06	180	150	12,90
40	11,4	2,54	190	167	14,02
50	15,6	3,06	200	182	15,05
60	20,9	3,62	210	197	16,08
70	27,1	4,22	220	218	17,63
80	34,5	4,88	230	227	18,40
90	42,7	5,57	240	246	19,78
100	51,5	6,28	250	264	21,32
110	60,7	6,95	260	278	22,70
120	70,3	7,65	270	296	24,42
130	82,0	8,47	280	312	26,31
140	94,0	9,29	290	336	28,72
150	107	10,15	300	354	31,21
160	122	11,09			

При $t_s = 99{,}6^\circ$ С теплота парообразования $r = 2258$ кДж/кг, следовательно,

$$G = \pi d l \frac{\alpha \Delta t}{r} = 3{,}14\cdot0{,}02\cdot2 \frac{15600\cdot5{,}1}{2258\cdot10^3} = 4{,}43\cdot10^{-3} \ \text{кг/с},$$

или $G = 4{,}43\cdot10^{-3}\cdot3600 = 15{,}9$ кг/ч.

8-5. Решить задачу 8-4 при условии, что давление пара $p = 2\times10^5$ Па, а все остальные данные остались без изменений. Результаты расчета сравнить с ответом к задаче 8-4.

Ответ

$$\alpha = 10\,800 \ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}; \quad G = 57 \ \text{кг/ч}.$$

8-6. Определить количество сухого насыщенного водяного пара G, кг/ч, которое конденсируется на поверхности горизонтальной трубы диаметром $d = 16$ мм и длиной $l = 1{,}5$ м, если давление пара $p = 1{,}2$ МПа, а температура поверхности трубы $t_c = 180^\circ$ С.

Ответ

$$G = 99 \ \text{кг/ч}.$$

8-7. Как изменится коэффициент теплоотдачи при конденсации сухого насыщенного водяного пара на поверхности горизонтальной трубы, если давление пара возрастет от $0{,}04\cdot10^5$ до $4\cdot10^5$ Па, а температурный напор $\Delta t = t_s - t_c$ останется без изменения?

Ответ

Коэффициент теплоотдачи увеличится в 1,43 раза.

8-8. Как изменятся коэффициент теплоотдачи и количество сухого насыщенного водяного пара, конденсирующегося в единицу времени на поверхности горизонтальной трубы, если диаметр трубы увеличить в 4 раза, а давление пара, температурный напор и длину трубы сохранить без изменений?

Ответ

Коэффициент теплоотдачи уменьшится в $\sqrt{2}=1{,}41$ раза; количество пара, конденсирующегося в единицу времени, увеличится в $2^{3/2}=2{,}84$ раза.

8-9. Какую температуру стенки t_c необходимо обеспечить, чтобы при пленочной конденсации сухого насыщенного водяного пара на поверхности горизонтальной трубы диаметром $d=16$ мм и длиной $l=2{,}4$ м конденсировалось $G=6{,}5\cdot10^{-3}$ кг/с пара. Давление пара $p=5\cdot10^5$ Па.

Определить также значение коэффициента теплоотдачи в этих условиях.

Ответ

$$t_c=145^\circ\ \text{C};\quad \alpha=16\,600\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Решение

Из уравнения теплового баланса имеем:

$$\alpha=\frac{Gr}{\Delta t\,2\pi Rl},\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

С другой стороны, коэффициент теплоотдачи согласно формуле (8-4)

$$\alpha=3{,}25\,\frac{A^{0,75}}{B}\,\frac{1}{(\pi R\Delta t)^{0,25}}.$$

Приравняв правые части этих двух уравнений, получим выражение для температурного напора:

$$\Delta t^{0,75}=\frac{Gr}{6{,}5\,(\pi R)^{0,75}\,l}\,\frac{B}{A^{0,75}}.$$

В рассматриваемой задаче при $p=5\cdot10^5$ Па температура насыщения $t_s=151{,}8^\circ$ C. При этой температуре $r=2109$ кДж/кг, и по табл. 8-1 $A=109{,}7$ 1/(м·°C); $B=10{,}3\cdot10^{-3}$ м/Вт, следовательно,

$$\Delta t^{0,75}=\frac{6{,}5\cdot10^{-3}\cdot2109\cdot10^3}{6{,}5\,(3{,}14\cdot8\cdot10^{-3})^{0,75}\cdot2{,}4}\,\frac{10{,}3\cdot10^{-3}}{(109{,}7)^{0,75}}=4{,}22,$$

откуда температурный напор

$$\Delta t=(4{,}22)^{4/3}=6{,}8^\circ\ \text{C}$$

и необходимая температура стенки

$$t_c=t_s-\Delta t=151{,}8-6{,}8=145^\circ\ \text{C}.$$

Значение коэффициента теплоотдачи находим по формуле (8-4):

$$\alpha=3{,}25\,\frac{(109{,}7)^{0,75}}{10{,}3\cdot10^{-3}}\,\frac{1}{(3{,}14\cdot8\cdot10^{-3}\cdot6{,}8)^{0,25}}=16\,600\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

8-10. Какой температурный напор $\Delta t=t_s-t_c$ необходимо обеспечить, чтобы при пленочной конденсации сухого насыщенного водяного пара на поверхности горизонтальной трубы диаметром $d=34$ мм плотность теплового потока была $q=5{,}8\cdot10^4$ Вт/м². Давление пара $p=1\cdot10^5$ Па.

Определить также значение коэффициента теплоотдачи в этих условиях.

Ответ

$$\Delta t=4^\circ\ \text{C};\quad \alpha=14\,500\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

8-11. На поверхности горизонтальной латунной трубки диаметром $d_2/d_1=20/18$ мм конденсируется сухой насыщенный водяной пар с давлением $p=2{,}4\cdot10^5$ Па. Внутри трубки протекает охлаждающая вода. Расход и средняя температура воды равны соответственно: $G_1=400$ кг/ч; $t_{ж1}=40^\circ$ C.

Определить количество пара, конденсирующегося за 1 ч на 1 м поверхности трубки G_2 кг/(м·ч).

Ответ

$$G_2=20{,}8\ \text{кг/(м}\cdot\text{ч)}.$$

Решение

Так как значения коэффициентов теплоотдачи со стороны пара и воды зависят от температур соответствующих поверхностей трубки, а эти температуры нам неизвестны, то расчет можно провести либо методом последовательных приближений, задаваясь соответствующими температурами, либо графоаналитическим методом. Решим задачу графоаналитическим методом.

Определим значения двух тепловых потоков, отнесенных к 1 м трубки, от внутренней поверхности трубки к воде (q_{l1}, Вт/м) — проходящего через стенку трубки (q_{lc}, Вт/м) и передаваемого от конденсирующего пара к поверхности трубки (q_{l2}, Вт/м), — в зависимости от соответствующих температурных напоров $\Delta t_1=t_{c1}-t_{ж1}$; $\Delta t_c=t_{c2}-t_{c1}$ и $\Delta t_{c2}=t_s-t_{c2}$.

Для определения $q_{l1}=f_1(\Delta t_1)$ зададимся тремя значениями Δt_1: 65, 70 и 75° C. Тогда $t_{c1}=\Delta t_1+t_{ж1}$ будет равно 105, 110 и 115° C.

При температуре охлаждающей воды $t_{ж1}=40^\circ$ C $\mu_{ж1}=653\times10^{-6}$ Па·с; $\lambda_{ж1}=0{,}635$ Вт/(м·°C); $\Pr_{ж1}=4{,}31$, число Рейнольдса

$$\text{Re}_{ж1}=\frac{4G_1}{\pi d_1\,\mu_{ж1}}=\frac{4\cdot400}{3{,}14\cdot18\cdot10^{-3}\cdot3600\cdot653\cdot10^{-6}}=1{,}2\cdot10^4.$$

Режим течения охлаждающей воды турбулентный, и коэффициент теплоотдачи определяем по формуле (5-7):

$$\text{Nu}_{ж1}=0{,}021\text{Re}_{ж1}^{0,8}\Pr_{ж1}^{0,43}\left(\frac{\Pr_{ж1}}{\Pr_c}\right)^{0,25}=$$

$$=0{,}021\,(1{,}2\cdot10^4)^{0,8}(4{,}31)^{0,43}\left(\frac{\Pr_{ж1}}{\Pr_c}\right)^{0,25}=73\left(\frac{\Pr_{ж1}}{\Pr_c}\right)^{0,25},$$

отсюда при $t_{c1}=105^\circ$ C ($\Pr_{c1}=1{,}67$) находим:

$$\text{Nu}_{ж1}=73\left(\frac{4{,}31}{1{,}67}\right)^{0,25}=92{,}5.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1=\text{Nu}_{ж1}\frac{\lambda_{ж1}}{d_1}=92{,}5\,\frac{0{,}635}{18\cdot10^{-3}}=3260\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$q_{l1}=\alpha_1\,\Delta t_1\,\pi d_1=3260\cdot65\cdot3{,}14\cdot18\cdot10^{-3}=12\,000\ \text{Вт/м}.$$

При $t_{c1}=110°$ C получим соответственно:

$$Nu_{ж1}=93,5; \quad \alpha_1=3300\ Вт/(м^2\cdot°C); \quad q_{l1}=13\,000\ Вт/м.$$

При $t_{c1}=115°$ C $Nu_{ж1}=94,8$; $\alpha_1=3340$ Вт/(м²·°C); $q_{l1}=$ $=14\,200$ Вт/м.

Соответствующая зависимость $q_{l1}=f(\Delta t_1)$ показана на графике рис. 8-3.

Так как коэффициент теплопроводности латуни $\lambda_c\approx110$ Вт/(м×°C) можно в условиях данной задачи принять не зависящим от температуры, то функция $q_{lc}=f(\Delta t_c)$ будет линейной:

$$q_{lc}=(t_c-t_{c1})\frac{2\pi\lambda}{2,3\lg\dfrac{d_2}{d_1}}.$$

При $\Delta t_c=t_{c2}-t_{c1}=2°$ C

$$q_{lc}=2\frac{2\cdot3,14\cdot110}{2,3\lg\dfrac{20}{18}}=13\,000\ Вт/м.$$

Зависимость $q_{lc}=f(\Delta t_c)$ также приведена на рис. 8-3.

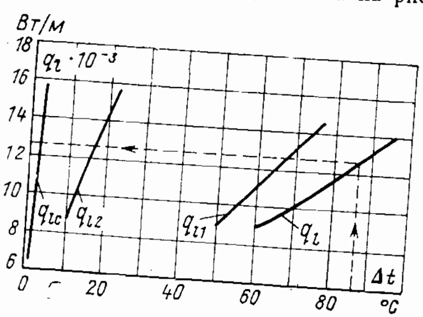


Рис. 8-3. К задаче 8-11.

Зависимость $q_{l2}=f(\Delta t_{c2})$ находим, исходя из формулы для коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке трубки (8-4):

$$\alpha_2=3,25\frac{A^{0,75}}{B}\frac{1}{(\pi R_2\Delta t_2)^{0,25}},$$

тогда тепловой поток на 1 м

$$q_{l2}=\alpha_2\pi d_2\Delta t_2=3,25\frac{A^{0,75}}{B}\frac{2\pi R_2\Delta t_2}{(\pi R_2\Delta t_2)^{0,25}}$$

и

$$q_{l2}=6,5\frac{(\pi AR_2\Delta t_2)^{0,75}}{B}.$$

При $p=2,4\cdot10^5$ Па $t_s=126,1°$ C и по табл. 8-1 $A=77,4$ 1/(м·°C); $B=8,15\cdot10^{-3}$ м/Вт, следовательно,

$$q_{l2}=6,5\frac{(3,14\cdot77,4\cdot10^{-2})^{0,75}}{8,15\cdot10^{-3}}\Delta t_2^{0,75}=1540\Delta t_2^{0,75}.$$

Задавшись $\Delta t_2=10$, 15 и 20° C, получим соответственно $q_{l2}=$ $=8650$, 11 700 и 14 600 Вт/м. Зависимость $q_{l2}=f(\Delta t_2)$ также нанесена на график (рис. 8-3).

Для нахождения зависимости теплового потока от суммарного температурного напора $\Delta t=t_s-t_{ж1}$ просуммируем три найденные зависимости. Результирующая кривая $q_l=f(t_s-t_{ж1})$ на рис. 8-3 выделена более жирной линией.

Отложив по оси абсцисс заданное значение общего температурного напора $\Delta t=t_s-t_{ж1}=126,1-40=86,1°$ C и проведя вертикаль до пересечения с кривой $q_l=f(t_s-t_{ж1})$, на оси ординат находим искомое значение теплового потока (рис. 8-3): $q_l=12\,600$ Вт/м.

При $t_s=126,1°$ C теплота парообразования $r=2185$ кДж/кг и, следовательно, расход конденсата

$$G_1=\frac{q_l}{r}=\frac{1,26\cdot10^4}{2185\cdot10^3}\cdot3600=20,8\ кг/(м\cdot ч).$$

8-12. Определить значение коэффициента теплоотдачи α_2, Вт/(м²·°C) от конденсирующегося водяного пара к наружной поверхности горизонтальной латунной трубки диаметром $d_2/d_1=18/16$ мм, температуры наружной и внутренней поверхностей стенки трубки t_{c2} и t_{c1} и количество пара G_2, кг/(м·ч), конденсирующегося на наружной поверхности трубки.

Пар сухой насыщенный под давлением $p=700$ кПа. Внутри трубки со скоростью $w=1,0$ м/с протекает охлаждающая вода, имеющая среднюю температуру $t_{ж1}=30°$ C.

Ответ

$$\alpha_2=7600\ Вт/(м^2\cdot°C); \quad t_{c2}\approx110°\ C; \quad t_{c1}\approx106°\ C;$$

$$G_2=41\ кг/(м\cdot ч).$$

8-13. Как изменится количество конденсирующегося пара G_2, кг/(м·ч), в условиях задачи 8-12, если скорость охлаждающей воды увеличить в 2 раза (с $w=1$ м/с до $w=2$ м/с), а все остальные условия оставить без изменений?

Ответ

Количество конденсирующегося пара увеличится примерно на 10%;

$$G_2=45\ кг/(м\cdot ч).$$

8-14. На наружной поверхности вертикальной трубы диаметром $d=20$ мм и высотой $H=2$ м конденсируется сухой насыщенный водяной пар при давлении $p=1\cdot10^5$ Па (рис. 8-4). Температура поверхности трубы $t_c=94,5°$ C.

Определить средний по высоте коэффициент теплоотдачи от пара к трубе и количество пара G, кг/ч, которое конденсируется на поверхности трубы.

Сравнить результаты расчета с ответом к задаче 8-4, где рассматривается теплообмен в тех же условиях для горизонтальной трубы.

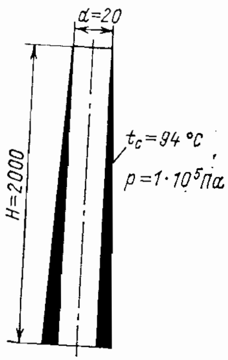
Ответ

$$\alpha = 7840 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}; \quad G = 8 \text{ кг/ч}.$$

При тех же условиях, но при горизонтальном расположении трубы (задача 8-4) $\alpha = 15\,600$ Вт/(м$^2\cdot$°C); $G = 15{,}9$ кг/ч.

Решение

При пленочной конденсации сухого насыщенного пара и ламинарном режиме течения пленки конденсата на вертикальных поверхностях и трубах средний по длине коэффициент теплоотдачи можно определить по следующей формуле [10]:



$$\text{Re} = 3{,}8Z^{0{,}78}, \qquad (8\text{-}5)$$

где

$$\text{Re} = \alpha\Delta t H \frac{4}{r\rho\nu};$$

$$Z = \Delta t H \left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{1/3} \frac{\lambda}{r\rho\nu}$$

— приведенная длина трубы; H — высота вертикальной поверхности или трубы.

Рис. 8-4. К задаче 8-14.

Остальные обозначения те же, что и в формуле (8-3).

Формула справедлива при ламинарном течении пленки конденсата, т. е. при

$$\text{Re} < 1600$$

и соответственно

$$Z < 2300.$$

Значения комплексов физических свойств, входящих в выражения для Re и Z,

$$\frac{4}{r\rho\nu} = B$$

и

$$\left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda}{r\rho\nu} = A$$

для случая конденсации водяного пара в зависимости от t_s приведены в табл. 8-1.

В рассматриваемой задаче при $p = 1\cdot10^5$ Па $t_s = 99{,}6$° С; по табл. 8-1 находим:

$$A = 51{,}2 \ 1/(\text{м}\cdot{}^\circ\text{C}); \quad B = 6{,}25\cdot10^{-3} \text{ м/Вт};$$

температурный напор

$$\Delta t = t_s - t_c = 99{,}6 - 94{,}5 = 5{,}1^\circ \text{ C};$$

приведенная длина трубы

$$Z = \Delta t H A = 5{,}1\cdot2\cdot51{,}2 = 522 < 2300.$$

Следовательно, режим течения конденсата по всей высоте трубы ламинарный, и расчет теплоотдачи можно вести по формуле (8-5). Число

$$\text{Re} = 3\cdot8Z^{0{,}78} = 3{,}8\,(522)^{0{,}78} = 500.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\text{Re}}{\Delta t H B} = \frac{500}{5{,}1\cdot2\cdot6{,}25\cdot10^{-3}} = 7840 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

При $t_s = 99{,}6$ теплота парообразования $r = 2258$ кДж/кг и количество пара, которое конденсируется на поверхности трубы,

$$G = \pi d H \frac{\alpha\Delta t}{r} = 3{,}14\cdot2\cdot10^{-2}\cdot2\,\frac{7840\cdot5{,}1}{2258\cdot10^3} = 2{,}22\cdot10^{-3} \text{ кг/с},$$

или

$$G = 2{,}22\cdot10^{-3}\cdot3600 = 8 \text{ кг/ч}.$$

Сравнение полученных значений α и G с ответом к задаче 8-4 показывает, что коэффициент теплоотдачи и количество конденсирующегося пара будут примерно в 2 раза меньше, чем при горизонтальном расположении трубы.

8-15. На горизонтальной трубе диаметром $d = 16$ мм и длиной $l = 1{,}2$ м происходит пленочная конденсация сухого насыщенного водяного пара при давлении $p = 3$ МПа. Температура поверхности трубы $t_c = 227$° С.

Как изменится средний коэффициент теплоотдачи от пара к трубе, если трубу расположить вертикально, а все другие условия оставить без изменения?

Ответ

$$\alpha_{\text{верт}} \approx 0{,}55\alpha_{\text{гор}}.$$

8-16. Определить количество конденсатоотводных дисков n, которые необходимо расположить на вертикальной трубе, в условиях задачи 8-15, чтобы коэффициент теплоотдачи при вертикальном расположении был равен коэффициенту теплоотдачи для горизонтальной трубы ($\alpha_{\text{верт}} = \alpha_{\text{гор}}$).

Ответ

$$n = 15 \text{ шт}.$$

8-17. Пароводяной теплообменник выполнен из $n = 218$ вертикально расположенных труб диаметром $d = 16$ мм и высотой $H = 1{,}5$ м.

Трубы изнутри охлаждаются водой, так что средняя температура их наружной поверхности $t_c = 173$° С. Сухой насыщенный водяной пар под давлением $p = 1$ МПа конденсируется на наружной поверхности труб.

Определить коэффициент теплоотдачи от пара к поверхности труб и количество теплоты Q, кВт, передаваемое воде в теплообменнике.

Ответ

$$\alpha = 8800 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}; \quad Q = 1 \text{ МВт}.$$

8-18. Определить критическую высоту труб $H_{кр}$, при которой в условиях задачи 8-17 на их нижнем конце будет происходить переход ламинарного течения конденсатной пленки в турбулентное.

Ответ

$$H_{кр} = 2{,}2 \text{ м}.$$

Решение

Переход ламинарного течения конденсатной пленки в турбулентное происходит при критическом значении приведенной длины

$$Z_{кр} = (H\Delta t)_{кр} A = 2300.$$

По условиям задачи 8-17 $p=1$ МПа; $t_c=173°$ С. При заданном давлении $t_s=179{,}9°$ С и $\Delta t = 179{,}9-173=6{,}9°$ С. По табл. 8-1 при $t_s = 179{,}9°$ С находим:

$$A = 149{,}9 \quad 1/(\text{м}\cdot°\text{С});$$

тогда

$$H_{кр} = \frac{Z_{кр}}{A\Delta t} = \frac{2300}{149{,}9\cdot 6{,}9} = 2{,}22 \text{ м}.$$

8-19. Определить, до какого значения температурного напора в условиях задачи 8-17 ламинарное течение пленки конденсата сохранится по всей высоте трубы.

Ответ

$$\Delta t \leqslant 10{,}2° \text{ С}.$$

8-20. В вертикальном пароводяном теплообменнике охлаждающая вода, протекающая по трубам, должна отводить $Q=350$ кВт теплоты.

Сухой насыщенный водяной пар под давлением $p=1{,}5$ МПа конденсируется на наружной поверхности труб.

Определить необходимый температурный напор, если теплообменник выполнен из $n=50$ труб диаметром $d=22$ мм и высотой $H=1{,}5$ м.

Ответ

$$\Delta t = 8° \text{ С}.$$

Указание. Так как по условиям задачи температурный напор неизвестен, то нельзя непосредственно определить приведенную длину труб Z и установить режим течения пленки конденсата на наружной поверхности труб теплообменника. В связи с этим следует произвести предварительный расчет, предполагая, что режим течения конденсата ламинарный по всей высоте труб. После нахождения значения Δt необходимо проверить режим течения конденсата.

При ламинарном режиме течения пленки конденсата по формуле (8-5)

$$\text{Re} = 3{,}8\,(H\Delta t A)^{0,78};$$

$$\text{Re} = \alpha H \Delta t B.$$

Учитывая, что $\alpha\Delta t = Q/F$, где $F=\pi d H n$, м², получаем следующее выражение для температурного напора:

$$\Delta t = \left(\frac{QB}{3{,}8\pi d n}\right)^{1/0,78} \frac{1}{AH}.$$

8-21. На наружной поверхности вертикальной трубы конденсируется сухой насыщенный водяной пар. Режим течения пленки конденсата по всей высоте трубы ламинарный.

Определить зависимости плотности теплового потока q, Вт/м², и теплового потока Q, Вт, от высоты трубы.

Ответ

$$q \approx H^{-0,22}; \quad Q \approx H^{0,78}.$$

8-22. На вертикальной трубе водоподогревателя конденсируется сухой насыщенный водяной пар. Давление пара $p=8{,}6$ МПа. Температура наружной поверхности трубы $t_c=287°$ С. Высота трубы

$$H = 1{,}8 \text{ м}.$$

Определить средний коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубы.

Ответ

$$\alpha = 8100 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot°\text{С}).$$

Решение

При $p=8{,}6$ МПа $t_s=300°$ С; по табл. 8-1 находим: $A=354$ 1/(м$\times$$\times$°С); $B=31{,}21\cdot10^{-3}$ м/Вт.

Температурный напор $\Delta t = t_s - t_c = 300-287=13°$ С, следовательно, приведенная длина трубы

$$Z = \Delta t\, HA = 13\cdot1{,}8\cdot354 = 8380 > 2300.$$

Так как значение приведенной длины больше критического, то режим течения пленки конденсата в нижней части трубы турбулентный.

При пленочной конденсации сухого насыщенного пара и смешанном режиме течения пленки конденсата средний по длине коэффициент теплоотдачи можно определить по следующей формуле [10]:

$$\text{Re} = \left[253 + 0{,}069\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c}\right)^{0,25} \text{Pr}^{0,5}(Z-2300)\right]^{4/3}, \qquad (8\text{-}6)$$

где Pr и Pr_c — числа Прандтля для конденсата соответственно при температурах t_s и t_c. Остальные обозначения те же, что в формуле (8-5).

Формула (8-6) справедлива при $Z \geqslant 2300$.

В рассматриваемой задаче при $t_s=300°$ С $\text{Pr}=0{,}97$; при $t_c=287°$ С $\text{Pr}_c=0{,}921$. По формуле (8-6) имеем:

$$\text{Re} = \left[253 + 0{,}069\left(\frac{0{,}97}{0{,}921}\right)^{0,25}\cdot 0{,}97^{0,5}(8380-2300)\right]^{4/3} = 5930.$$

Учитывая, что $\text{Re} = \alpha\Delta t H B$, находим:

$$\alpha = \frac{\text{Re}}{\Delta t H B} = \frac{5930}{13\cdot1{,}8\cdot31{,}21\cdot10^{-3}} = 8100 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot°\text{С}).$$

8-23. В вертикальном водоподогревателе нагреваемая вода движется по трубам, на наружной поверхности которых конденсируется сухой насыщенный водяной пар под давлением $p=5{,}6$ МПа. Температура наружной поверхности труб $t_c=260°$ С.

Определить количество теплоты Q, кВт, передаваемое воде, если водоподогреватель выполнен из $n=112$ труб наружным диаметром $d=16$ мм и высотой $H=2$ м.

Ответ

$$Q = 1 \text{ МВт}.$$

8-24. Определить изменение среднего коэффициента теплоотдачи по высоте вертикальной трубы при конденсации на ней сухого насыщенного водяного пара.

Давление пара $p=6$ МПа, температура поверхности трубы $t_c=265°$ С.

Расчет произвести для значений высоты H, равных 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3 и 4 м, и построить график зависимости $\alpha=f(H)$.

Ответ

Результаты расчета приведены ниже, а также на графике рис. 8-5:

H, м	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,25
α, Вт/(м²·°С)	11 000	9440	8600	8150	7880	7780
H, м	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0
α, Вт/(м²·°С)	7760	7800	7840	8000	8200	8630

8-25. Определить изменение количества теплоты Q, кВт, передаваемое от пара к стенке вертикальной трубы, в зависимости от ее высоты в условиях задачи 8-24, если диаметр трубы $d=22$ мм.

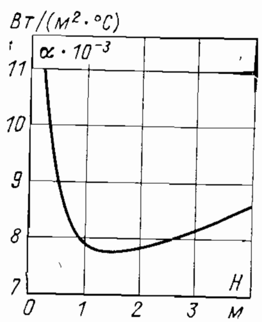


Рис. 8-5. К задаче 8-24.

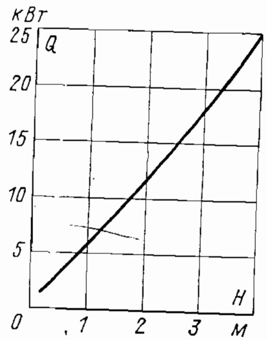


Рис. 8-6. К задаче 8-25.

Ответ

Результаты расчета приведены ниже, а также на графике рис. 8-6:

H, м	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,25
Q, кВт	1,61	2,76	3,76	4,76	5,76	7,10
H, м	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0
Q, кВт	8,53	10,0	11,4	14,6	17,9	25,2

8-26. Определить коэффициент теплоотдачи от пара к трубке верхнего ряда горизонтального трубного пучка конденсата паровой турбины. Трубка имеет наружный диаметр $d=18$ мм и температуру поверхности $t_c=22°$ С.

На поверхности трубки конденсируется сухой насыщенный водяной пар под давлением $p=5$ кПа, движущийся сверху вниз со скоростью $w_п=20$ м/с (рис. 8-7).

Сравнить полученный результат со значением коэффициента теплоотдачи для неподвижного пара.

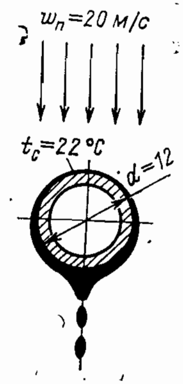


Рис. 8-7. К задаче 8-26.

Ответ

$$\alpha = 13\,700 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}; \quad \alpha/\alpha_н = 1,34.$$

Решение

Коэффициент теплоотдачи при конденсации сухого насыщенного водяного пара на горизонтальных трубах при $w_п^2\rho''<1$ можно рассчитывать без учета влияния скорости движения пара на теплоотдачу, т. е. по формуле (8-4).

При значениях $w_п^2\rho''>1$ необходимо учитывать влияние скорости движения пара на теплоотдачу. В последнем случае коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по следующей формуле [26]:

$$\frac{\alpha}{\alpha_н} = 28,3\Pi^{0,08}\,\mathrm{Nu}_н^{-0,58}, \tag{8-7}$$

где $\alpha_н$ — значение коэффициента теплоотдачи для неподвижного пара, подсчитанное по формуле (8-4):

$$\mathrm{Nu}_н = \frac{\alpha_н d}{\lambda};$$

$$\Pi = \frac{w_п^2 \rho'' \alpha_н}{g\rho'\lambda}.$$

Здесь $w_п$ — скорость набегающего потока пара; ρ'' — плотность пара при температуре t_s; ρ' и λ — плотность и коэффициент теплопроводности конденсата при температуре t_s.

Формула (8-7) применима при давлениях пара от 5 до 100 кПа, температурных напорах $\Delta t=t_s-t_c$ от 2 до 20° С и $\Pi\leqslant 800$.

В рассматриваемом случае при $p=5$ кПа $t_s=32,9°$ С. При этой температуре $\rho''=0,0354$ кг/м³; $\rho'=995$ кг/м³; $\lambda=0,623$ Вт/(м·°С) и $w_п^2\rho''=20^2\cdot 0,0354=14,2$ кг/(м·с²). Так как $w_п^2\rho''>1$, то расчет ведем по формуле (8-7).

Коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного пара определяем по формуле (8-4).

При $t_s=32,9°$ С по табл. 8-1 находим: $A=8,9$ 1/(м·°С); $B=2,20\cdot10^{-3}$ м/Вт; температурный напор $\Delta t=t_s-t_c=32,9-22=10,9°$ С и коэффициент теплоотдачи неподвижного пара

$$\alpha_н = 3,25\,\frac{A^{0,75}}{B}\,\frac{1}{(\pi R \Delta t)^{0,25}} = 3,25\,\frac{(8,9)^{0,75}}{2,2\cdot 10^{-3}} \times$$

$$\times \frac{1}{(3,14\cdot 9\cdot 10^{-3}\cdot 10,9)^{0,25}} = 10\,200 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

Числа $\mathrm{Nu}_н$ и П:

$$\mathrm{Nu}_н = \frac{\alpha_н d}{\lambda} = \frac{1,02\cdot 10^4\cdot 18\cdot 10^{-3}}{0,623} = 295;$$

$$П = \frac{w_п^2 \rho'' \alpha_н}{g\rho'\lambda} = \frac{20^2\cdot 0,0354\cdot 1,02\cdot 10^4}{9,81\cdot 995\cdot 0,623} = 23,7.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\frac{\alpha}{\alpha_н} = 28,3\,П^{0,08}\,\mathrm{Nu}_н^{-0,58} = 28,3\,(23,7)^{0,08}\,(295)^{-0,58} = 1,34;$$

$$\alpha = 10\,200\cdot 1,34 = 13\,700 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

8-27. Как изменится коэффициент теплоотдачи от пара к трубке конденсатора в условиях задачи 8-26 при изменении скорости движения пара от 10 до 40 м/с? Построить график зависимости α от $w_п$.

Ответ

При $p=\text{const}$ $\alpha \approx w_п^{0,16}$ и, следовательно, коэффициент теплоотдачи возрастает на 25%. Результаты расчета представлены на рис. 8-8.

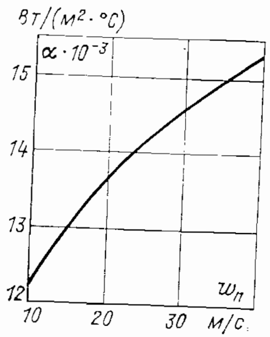


Рис. 8-8. К задаче 8-27.

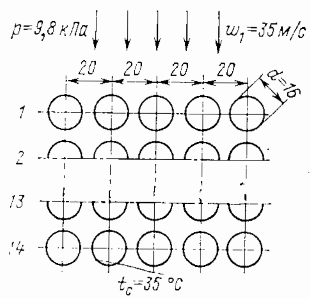


Рис. 8-9. К задаче 8-29.

8-28. Как изменится коэффициент теплоотдачи от пара к трубке конденсатора в условиях задачи 8-26 при изменении давления пара от $0,05\cdot 10^5$ до $0,5\cdot 10^5$ Па, если температурный напор ($\Delta t = 10,9$° С) и все другие данные останутся без изменений?

Ответ

Значение коэффициента теплоотдачи увеличится на 37% и при $p=0,5\cdot 10^5$Па $\alpha = 18\,000$ Вт/(м²·°С).

8-29. Определить средний коэффициент теплоотдачи от пара к трубам конденсатора, выполненного в виде горизонтального коридорного трубного пучка, состоящего из $n=14$ рядов труб по высоте.

Наружный диаметр труб $d=16$ мм. Шаг труб по горизонтали $s=1,25d$ (рис. 8-9). Поверхность теплообмена всех рядов труб в пучке одинакова.

На поверхности труб конденсируется сухой насыщенный водяной пар под давлением $p=9,8$ кПа, движущийся сверху вниз. Скорость потока пара перед верхним рядом труб $w_1=35$ м/с. Температура поверхности всех трубок $t_c=35$° С.

При расчете принять давление пара и температурный напор неизменными по высоте пучка.

Ответ

$$\alpha = 13\,700 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

Решение

При конденсации водяного пара на горизонтальных трубных пучках, обтекаемых сверху вниз чистым водяным паром, значения коэффициентов теплоотдачи по рядам труб можно определить по следующей приближенной методике [26]:

1. Производится последовательный расчет количества пара ΔG_n, конденсирующегося на трубках каждого ряда, расхода пара G_n и коэффициента теплоотдачи α'_n по рядам. При этом

$$\Delta G_n = \frac{\alpha'_n F_n \Delta t}{r},$$

$$G_{n+1} = G_n - \Delta G_n,$$

где согласно формуле (8-7)

$$\frac{\alpha'_n}{\alpha_1} = \left(\frac{w_n}{w_1}\right)^{0,16}; \qquad (8\text{-}8)$$

F_n — площадь поверхности теплообмена рассматриваемого ряда труб; w_1 и w_n — скорости потока пара перед первым и n-м рядами.

2. Определяются поправки на влияние стекания конденсата по формуле

$$\varepsilon_n = \left(\frac{\sum\limits_{i=1}^{n} \Delta G_i}{\Delta G_n}\right)^{-0,07}, \qquad (8\text{-}9)$$

где $\sum\limits_{i=1}^{n} \Delta G_i$ — суммарное количество конденсата, стекающего по n-й трубе; ΔG_n — количество конденсата, образующегося на n-й трубе ($i=n$).

3. Значение коэффициента теплоотдачи для n-го ряда с учетом влияния скорости пара и стекания конденсата определяется как

$$\alpha_n = \alpha'_n \varepsilon_n. \qquad (8\text{-}10)$$

В рассматриваемой задаче сначала определяем коэффициент теплоотдачи для неподвижного пара.

Расчет ведем по формуле (8-4).

При $p=9{,}8$ кПа $t_s=45{,}5^\circ$ C;

по табл. 8-1 находим:

$$A=13{,}7\ \ 1/(\text{м}\cdot{}^\circ\text{C});\qquad B=2{,}83\cdot10^{-3}\ \text{м/Вт}.$$

Температурный напор $\Delta t=t_s-t_c=45{,}5-35=10{,}5^\circ$ C;

$$\alpha_{\text{н}}=3{,}25\,\frac{A^{0,75}}{B}\,\frac{1}{(\pi R\Delta t)^{0,25}}=3{,}25\,\frac{(13{,}7)^{0,75}}{2{,}83\cdot10^{-3}}\times$$

$$\times\frac{1}{(3{,}14\cdot0{,}008\cdot10{,}5)^{0,25}}=11\,300\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Расчет коэффициента теплоотдачи для первого ряда пучка с учетом влияния скорости пара ведем по формуле (8-7).

При $t_s=45{,}5^\circ$ C $\rho''=0{,}0668$ кг/м³; $\rho'=991$ кг/м³; $\lambda=0{,}645$ Вт/(м×°C); $r=2393$ кДж/кг.

$$\text{Nu}_{\text{н}}=\frac{\alpha_{\text{н}}d}{\lambda}=\frac{1{,}13\cdot10^4\cdot1{,}6\cdot10^2}{0{,}645}=281;$$

$$\Pi=\frac{w_1^2\rho''\alpha_{\text{н}}}{g\rho'\lambda}=\frac{35^2\cdot0{,}0668\cdot1{,}13\cdot10^4}{9{,}81\cdot991\cdot0{,}645}=147;$$

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_{\text{н}}}=28{,}3\Pi^{0,08}\,\text{Nu}_{\text{н}}^{-0,58}=28{,}3\,(147)^{0,08}\,(281)^{-0,58}=1{,}6,$$

откуда

$$\alpha_1=1{,}6\alpha_{\text{н}}=1{,}6\cdot11\,300=18\,100\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Количество пара, конденсирующегося на 1 м трубки первого ряда,

$$\Delta G_1=\frac{\alpha_1\,\Delta t\,\pi d}{r}=\frac{1{,}81\cdot10^4\cdot10{,}5\cdot3{,}14\cdot1{,}6\cdot10^{-2}}{2393\cdot10^3}=$$

$$=3{,}98\cdot10^{-3}\ \text{кг/(м}\cdot\text{с)},$$

или

$$\Delta G_1=3{,}98\cdot10^{-3}\cdot3600=14{,}3\ \text{кг/(м}\cdot\text{ч)}.$$

Расход пара на 1 м трубки первого ряда $G_1=w_1\rho''s\cdot3600=35\cdot0{,}0668\cdot1{,}25\cdot0{,}016\cdot3600=168$ кг/(м·ч).

Расход пара, на 1 м трубки второго ряда,

$$G_2=G_1-\Delta G_1=168-14{,}3=153{,}7\ \text{кг/(м}\cdot\text{ч)}.$$

Так как по условиям задачи геометрические характеристики всех рядов труб одинаковы, то

$$\frac{w_2}{w_1}=\frac{G_2}{G_1}=\frac{153{,}7}{168}=0{,}915\ \text{и}\ w_2=0{,}915\cdot35=32\ \text{м/с}.$$

Согласно формуле (8-8)

$$\frac{\alpha_2'}{\alpha_1}=\left(\frac{w_2}{w_1}\right)^{0,16}=(0{,}915)^{0,16}\approx0{,}985,$$

и так как p, Δt, r и d постоянны по всем рядам, то

$$\Delta G_2=\Delta G_1\frac{\alpha_2'}{\alpha_1}=14{,}3\cdot0{,}985=14{,}1\ \text{кг/(м}\cdot\text{ч)}.$$

Аналогичным образом рассчитываются значения ΔG_i, w_i и α_i'/α_1 по рядам. Результаты расчета приведены в следующей ниже таблице.

№ ряда	G, кг/(м·ч)	w, м/с	α_n'/α_1	ΔG, кг/(м·ч)	ε	α Вт/(м²·°C)
1	168	35	1,00	14,3	1,0	18 100
2	153,7	32	0,985	14,1	0,954	17 000
3	139,6	29	0,970	13,9	0,927	16 300
4	125,7	26,1	0,953	13,6	0,910	15 700
5	112,1	23,4	0,936	13,4	0,893	15 100
6	98,7	20,6	0,918	13,1	0,880	14 500
7	85,6	17,8	0,900	12,9	0,870	14 150
8	72,7	15,1	0,875	12,5	0,861	13 550
9	60,2	12,5	0,850	12,1	0,853	13 100
10	48,1	10,0	0,820	11,7	0,845	12 500
11	36,4	7,60	0,785	11,2	0,837	11 850
12	25,2	5,25	0,738	10,5	0,830	11 050
13	14,7	3,06	0,680	9,7	0,822	10 100
14	5,0	1,04	0,625	5,0	0,814	9200

В значения коэффициентов теплоотдачи вносим поправку на уменьшение их за счет стекания конденсата:

$$\varepsilon_2=\left(\frac{\Delta G_1+\Delta G_2}{\Delta G_2}\right)^{-0,07}=\left(\frac{14{,}3+14{,}1}{14{,}1}\right)^{-0,07}=0{,}954;$$

$$\alpha_2=\alpha_2'\varepsilon_2=\alpha_1\frac{\alpha_2'}{\alpha_1}\varepsilon_2=18\,100\cdot0{,}985\cdot0{,}954=17\,000\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$\varepsilon_3=\left(\frac{\Delta G_1+\Delta G_2+\Delta G_3}{\Delta G_3}\right)^{-0,07}=\left(\frac{14{,}3+14{,}1+13{,}9}{13{,}9}\right)^{-0,07}=0{,}927$$

и

$$\alpha_3=18\,100\cdot0{,}97\cdot0{,}927=16\,300\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Результаты последовательного расчета коэффициентов теплоотдачи по рядам приведены в таблице на стр. 173.

Средний коэффициент теплоотдачи для всего трубного пучка

$$\bar\alpha=\frac{1}{F}\sum_{i=1}^{n}\alpha_i F_i,$$

где F_i — площадь поверхности теплообмена отдельных рядов труб; F — общая площадь поверхности теплообмена. Так как по условиям задачи поверхности теплообмена всех рядов одинаковы, то

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} \alpha_i .$$

Просуммировав значения α_i, приведенные в последнем столбце таблицы, и разделив эту сумму на число рядов $n=14$, найдем:

$$\bar{\alpha} = 13\,700 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

8-30. Определить значение коэффициента теплоотдачи для трубы пятого (считая сверху) ряда конденсатора, рассмотренного в задаче 8-29, если скорость пара перед верхним рядом труб уменьшилась в 2 раза, а все остальные условия сохранены без изменений. Определить также количество пара, конденсирующегося на 1 м этой трубы, ΔG, кг/(м·ч).

Сравнить результаты расчета с данными, полученными в задаче 8-29.

Ответ

При $w_1 = 35$ м/с $\quad \alpha_5 = 15\,100$ Вт/(м²·°С) и $\Delta G_5 = 13{,}4$ кг/(м·ч).

При $w_1 = 17{,}5$ м/с $\quad \alpha_5 = 12\,450$ Вт/(м²·°С) и $\Delta G_5 = 11{,}1$ кг/(м·ч).

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ КИПЕНИИ ЖИДКОСТИ

9-1. Определить коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубки испарителя к кипящей воде, если тепловая нагрузка поверхности нагрева $q=2\cdot10^5$ Вт/м², режим кипения пузырьковый и вода находится под давлением $p=2\cdot10^5$ Па.

Ответ

$$\alpha = 18\,400 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Решение

При пузырьковом кипении жидкости в большом объеме коэффициент теплоотдачи может быть подсчитан по формуле [11]:

при $\mathrm{Re}_* \geqslant 10^{-2}$

$$\mathrm{Nu}_* = 0{,}125 \mathrm{Re}_*^{0,65} \mathrm{Pr}^{1/3}; \qquad (9\text{-}1а)$$

при $\mathrm{Re}_* \leqslant 10^{-2}$

$$\mathrm{Nu}_* = 0{,}0625 \mathrm{Re}_*^{0,5} \mathrm{Pr}^{1/3}, \qquad (9\text{-}1б)$$

где

$$\mathrm{Re}_* = \frac{q l_*}{r\rho'' \nu};$$

$$\mathrm{Nu}_* = \frac{\alpha l_*}{\lambda};$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a};$$

$$l_* = \frac{c_p \rho' \sigma T_s}{(r\rho'')^2}, \text{ м};$$

ν, c_p, r, λ, a и σ — кинематический коэффициент вязкости, теплоемкость, теплота парообразования, коэффициенты теплопроводности, температуропроводности и поверхностного натяжения жидкости при температуре насыщения t_s; ρ' и ρ'' — плотности жидкости и пара при температуре t_s; T_s — температура насыщения, К.

Формулы (9-1а) и (9-1б) справедливы при $0{,}86 \leqslant \mathrm{Pr} \leqslant 7{,}6$; $10^{-5} \leqslant \mathrm{Re}_* \leqslant 10^4$ и давлении от $45\cdot10^2$ до $175\cdot10^5$ Па.

Для воды значения l_* и $l_*/r\rho''\nu$ в зависимости от температуры приведены в табл. 9-1.

В рассматриваемом случае при $p=2\cdot10^5$ Па температура насыщения $t_s=120{,}2$° С; $\lambda=0{,}686$ Вт/(м·°С); $\mathrm{Pr}=1{,}47$. По табл. 9-1 находим:

$$l_* = 14{,}08\cdot10^{-6} \text{ м и } l_*/r\rho''\nu = 22{,}56\cdot10^{-6} \text{ м}^2/\text{Вт}.$$

Число

$$\mathrm{Re}_* = \frac{q l_*}{r\rho''\nu} = 2\cdot10^5\cdot22{,}56\cdot10^{-6} = 4{,}51.$$

Так как $\mathrm{Re}_* > 10^{-2}$, то расчет ведем по формуле (9-1а). Подставив значения Re_* и Pr в эту формулу, найдем:

$$\mathrm{Nu}_* = 0{,}125\,(4{,}51)^{0,65}\,(1{,}47)^{1/3} = 0{,}378.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \mathrm{Nu}_* \frac{\lambda}{l_*} = 0{,}378 \frac{0{,}686}{14{,}08\cdot10^{-6}} = 18\,400 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

9-2. Решить задачу 9-1 при условии, что вода находится под давлением p, равным 1; 2,5 и 5 МПа. Определить также разность температур между поверхностью нагрева и кипящей водой $\Delta t = t_c - t_s$ при этих давлениях.

Ответ

При $p=1$ МПа $\alpha=22\,600$ Вт/(м²·°С) и $\Delta t \approx 8{,}9$° С;
при $p=2{,}5$ МПа $\alpha=27\,400$ Вт/(м²·°С) и $\Delta t \approx 7{,}3$° С;
при $p=5$ МПа $\alpha=40\,000$ Вт/(м²·°С) и $\Delta t \approx 5$° С.

9-3. Определить коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубки испарителя, рассмотренного в задаче 9-1, при условии, что тепловая нагрузка $q=3\cdot10^5$ и $4\cdot10^5$ Вт/м², а остальные условия сохранены без изменений.

Ответ

При $q=3\cdot10^5$ Вт/м² $\alpha=24\,200$ Вт/(м²·°С);
при $q=4\cdot10^5$ Вт/м² $\alpha=29\,000$ Вт/(м²·°С).

9-4. Вывести формулы для теплоотдачи при пузырьковом кипении в большом объеме, в которых число Nu_* являлось бы функцией температурного напора.

Указание. Для получения указанных зависимостей следует в формулах (9-1а) и (9-1б) произвести замену q на $\alpha\Delta t$. Например, записав формулу (9-1б) в виде

$$\frac{\alpha l_*}{\lambda} = 0{,}0625 \left(\frac{q l_*}{r\rho''\nu}\right)^{0,5} \mathrm{Pr}^{1/3}$$

Таблица 9-1

Значения l_*, $\dfrac{l_*}{r\rho''\nu}$ и $\dfrac{\lambda}{r\rho''\nu}$ в формулах (9-1а) и (9-1б), (9-2а) и (9-2б)

t_s, °C	$l_*\cdot10^6$, м	$\dfrac{l_*}{r\rho''\nu}\cdot10^6$, м²/Вт	$\dfrac{\lambda}{r\rho''\nu}\times10^2$, 1/°C	t_s, °C	$l_*\cdot10^6$, м	$\dfrac{l_*}{r\rho''\nu}\times10^6$, м²/Вт	$\dfrac{\lambda}{r\rho''\nu}\times10^2$, 1/°C
30	16 450	276 870	1040	190	0,450	0,216	32,2
40	5 950	73 345	782	200	0,296	0,123	27,5
50	2 305	20 894	587				
60	960	6543	450	210	0,200	0,0718	23,5
70	423	2201	347	220	0,136	0,0426	20,2
80	197	798	273	230	0,0938	0,0254	17,3
90	96,0	304	216	240	0,0646	0,0155	15,1
100	48,7	122,4	172	250	0,0451	0,00989	13,6
110	25,9	51,8	138	260	0,0318	0,00593	11,4
120	14,2	22,8	110	270	0,0224	0,00373	9,80
130	8,05	10,7	96,0	280	0,0158	0,00243	8,80
140	4,70	5,13	75,0	290	0,0114	0,00153	7,47
150	2,82	2,58	60,5	300	0,00800	0,000911	6,16
160	1,73	1,33	52,6	310	0,00565	0,000609	5,64
170	1,08	0,710	44,5	320	0,00398	0,000388	4,93
180	0,715	0,396	37,5	330	0,00278	0,000249	4,34
				340	0,00192	0,000158	3,77
				350	0,00126	0,0000989	3,36

и использовав равенство $q=\alpha\Delta t$, получим:

$$\frac{\alpha l_*}{\lambda}=0{,}0625\left(\frac{\alpha\Delta t l_*}{r\rho''\nu}\right)^{0,5}\mathrm{Pr}^{1/3},$$

откуда

$$\frac{\alpha l_*}{\lambda}=(0{,}0625)^2\left(\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\right)\mathrm{Pr}^{2/3}.$$

Следовательно, формула (9-1б) примет вид:

$$\mathrm{Nu}_*=3{,}91\cdot10^{-3}\left(\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\right)\mathrm{Pr}^{2/3}.$$

Аналогичным образом можно преобразовать формулу (9-1а) и найти пределы применимости этих формул.

Ответ

При $\dfrac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\mathrm{Pr}^{1/3}\geqslant 1{,}6$

$$\mathrm{Nu}_*=2{,}63\cdot10^{-3}\left(\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\right)^{1,86}\mathrm{Pr}^{0,952}; \qquad (9\text{-}2а)$$

при $\dfrac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\mathrm{Pr}^{1/3}\leqslant 1{,}6$

$$\mathrm{Nu}_*=3{,}91\cdot10^{-3}\left(\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\right)\mathrm{Pr}^{2/3}. \qquad (9\text{-}2б)$$

Формулы (9-2а) и (9-2б) применимы в тех же пределах чисел Pr, Re_* и давлений, что и (9-1а) и (9-1б), и при условии

$$0{,}05\leqslant\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\mathrm{Pr}^{1/3}\leqslant 200.$$

Для воды значения комплекса $\lambda/r\rho''\nu$ 1/°C в зависимости от температуры приведены в табл. 9-1.

9-5. Определить тепловую нагрузку поверхности нагрева парогенератора при пузырьковом кипении воды в большом объеме, если вода находится под давлением $p=6{,}2\cdot10^5$ Па, а температура поверхности нагрева $t_c=175$° С.

Ответ

$$q=790\ \text{кВт/м}^2.$$

Решение

При $p=6{,}2\cdot10^5$ Па $t_s=160$° С; $\mathrm{Pr}=1{,}1$; $\lambda=0{,}683$ Вт/(м·°С); по табл. 9-1 находим:

$$\lambda/r\rho''\nu=0{,}526\ 1/°\text{С};\qquad l_*=1{,}73\cdot10^{-6}\ \text{м}.$$

Температурный напор $\Delta t=t_c-t_s=175-160=15$° С, тогда

$$\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}=0{,}526\cdot15=7{,}9$$

и

$$\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\mathrm{Pr}^{1/3}=7{,}9\,(1{,}1)^{1/3}=8{,}15.$$

Так как

$$\frac{\lambda \Delta t}{r\rho''\nu} \Pr^{1/3} > 1,6,$$

то расчет ведем по формуле (9-2а):

$$\mathrm{Nu}_* = 2,63 \cdot 10^{-3} (7,9)^{1,86} (1,1)^{0,952} = 0,134.$$

Коэффициент теплоотдачи и тепловая нагрузка:

$$\alpha = \mathrm{Nu}_* \frac{\lambda}{l_*} = 0,134 \frac{0,683}{1,73 \cdot 10^{-6}} = 52\,800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}$$

и

$$q = \alpha \Delta t = 52\,800 \cdot 15 = 7,9 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2.$$

9-6. Определить коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубы котла к кипящей воде, находящейся под давлением $p = 4,7$ МПа, при температурах поверхности трубы t_c, равных 265, 270, 275° С. Определить также плотности теплового потока в этих условиях.

Ответ

При $t_c = 265°$ С $\alpha = 38\,400$ Вт/(м$^2 \cdot$°С); $q = 192$ кВт/м^2;
при $t_c = 270°$ С $\alpha = 76\,800$ Вт/(м$^2 \cdot$°С); $q = 768$ кВт/м^2;
при $t_c = 275°$ С $\alpha = 123\,000$ Вт/(м$^2 \cdot$°С); $q = 1850$ кВт/м^2.

9-7. Определить критическую тепловую нагрузку при кипении воды в большом объеме под давлением $p = 1 \cdot 10^5$ Па.

Ответ

$$q_{кр} = 1,4 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2.$$

Решение

Критическая тепловая нагрузка при кипении жидкости в большом объеме может быть подсчитана по формуле [11]

$$\mathrm{Re}_{*кр} = 68 \mathrm{Ar}_*^{4/9} \Pr^{-1/3}, \tag{9-3}$$

где

$$\mathrm{Re}_{*кр} = \frac{q_{кр} l_*}{r\rho''\nu};$$

$$\mathrm{Ar}_* = g \frac{l_*^3}{\nu^2} \frac{\rho' - \rho''}{\rho'}.$$

Обозначения всех величин те же, что и в формулах (9-1а), (9-1б) и (9-2а) и (9-2б). Формула применима при $0,86 \leqslant \Pr \leqslant 13,1$ и давлениях $1 \cdot 10^5 \leqslant p \leqslant 185 \cdot 10^5$ Па.

В рассматриваемом случае

при $p = 1 \cdot 10^5$ Па $t_s = 99,6°$ С; $\nu = 0,296 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; $\Pr = 1,76$; $\rho' = 960$ кг/м^3; $\rho'' = 0,59$ кг/м^3.

По табл. 9-1 находим:

$$l_* = 50,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}; \quad \frac{l_*}{r\rho''\nu} = 130 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{Вт},$$

Число Архимеда

$$\mathrm{Ar}_* = g \frac{l_*^3}{\nu^2} \frac{\rho' - \rho''}{\rho'} = 9,81 \frac{(5,06 \cdot 10^{-5})^3}{(2,96 \cdot 10^{-3})^2} \frac{960 - 0,59}{960} = 14,4.$$

По формуле (9-3) находим:

$$\mathrm{Re}_{*кр} = 68 \mathrm{Ar}_*^{4/9} \Pr^{-1/3} = 68 (14,4)^{4/9} (1,76)^{-1/3} = 184$$

и

$$q_{кр} = \mathrm{Re}_{*кр} \frac{r\rho''\nu}{l_*} = 184 \frac{1}{130 \cdot 10^{-6}} = 1,41 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2.$$

9-8. Определить критическую тепловую нагрузку при кипении воды в большом объеме, если вода находится под давлением $p = 7,5$ и 15 МПа. Сравнить результаты расчета с ответом к задаче 9-7.

Ответ

При $p = 1 \cdot 10^5$ Па $q_{кр} = 1,4 \cdot 10^6$ Вт/м^2; при $p = 75 \cdot 10^5$ Па $q_{кр} = 4,1 \cdot 10^6$ Вт/м^2; при $p = 150 \cdot 10^5$ Па $q_{кр} = 3 \cdot 10^6$ Вт/м^2.

9-9. Вычислить (приближенно) наибольшее значение коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении воды в большом объеме, если давления воды равны соответственно $1 \cdot 10^5$ и $75 \cdot 10^5$ Па.

Определить также температуры поверхности нагрева, при которых для указанных давлений наступает пленочный режим кипения.

Примечание. При определении критического температурного напора $\Delta t_{кр} = (t_c - t_s)_{кр}$ можно воспользоваться ответами к задачам 9-7 и 9-8. Значение $\alpha_{кр}$ можно оценить по формулам (9-1а) и (9-1б).

Ответ

При $p = 1 \cdot 10^5$ Па $\alpha_{кр} \approx 60\,000$ Вт/(м$^2 \cdot$°С); $\Delta t_{кр} \approx 23°$ С и $t_c \approx \approx 123°$ С.

При $p = 75 \cdot 10^5$ Па $\alpha_{кр} \approx 2,4 \cdot 10^5$ Вт/(м$^2 \cdot$°С); $\Delta t_{кр} \approx 17°$ С и $t_c \approx \approx 307°$ С.

9-10. На поверхности трубы с наружным диаметром $d = 38$ мм и длиной $l = 0,5$ м кипит вода под давлением $p = 4,9 \cdot 10^5$ Па. Труба с внутренней стороны обогревается электронагревателем. Мощность, затрачиваемая на обогрев, $W = 7$ кВт.

Определить температуру наружной поверхности трубы.

Ответ

$$t_c = 159° \text{ C}.$$

9-11. Определить необходимую площадь поверхности нагрева котла производительностью $G = 4$ т/ч пара при давлении $p = 15,7 \cdot 10^5$ Па. Предполагаемый температурный напор

$$\Delta t = t_c - t_s = 10° \text{ C}.$$

Ответ

$$F = 6 \text{ м}^2.$$

9-12. Какой температурный напор необходимо обеспечить в условиях задачи 9-11, для того чтобы увеличить производительность котла в 2,5 раза при той же площади поверхности нагрева $F = 6$ м^2.

Ответ

$\Delta t = 13,8°$ С. Увеличение температурного напора с 10 до 13,8° С приводит к возрастанию паропроизводительности с 4 до 10 т/ч.

9-13. На наружной поверхности трубы кипит вода под давлением $p=3,3$ МПа. Плотность теплового потока на поверхности трубы $q=1,75\cdot10^5$ Вт/м².

Определить температуру поверхности трубы: а) если поверхность чистая; б) если поверхность трубы покрыта оксидной пленкой, термическое сопротивление которой $R=7,75°$ С·м²/Вт. При расчете принять, что за счет шероховатости оксидной пленки коэффициент теплоотдачи на ее поверхности возрастает в 2,5 раза по сравнению с кипением на чистой поверхности [8].

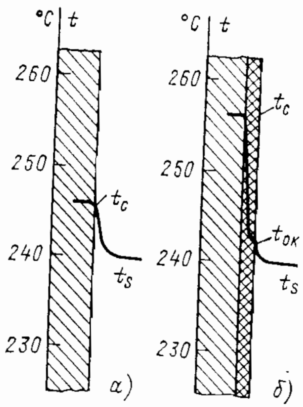


Рис. 9-1. К задаче 9-13.

Ответ

При кипении на чистой поверхности $t_c=245°$ С. При наличии оксидной пленки $t_c\approx255°$ С. Соответствующие распределения температур показаны на рис. 9-1.

Решение

а) Если поверхность трубы чистая, то разность температур между стенкой и кипящей жидкостью $t_c-t_s\approx q/\alpha$ и коэффициент теплоотдачи, входящий в это соотношение, определяем по формуле (9-1а) или (9-1б).

При $p=3,3$ МПа $t_s=239,2°$ С; $l_*=0,0699\cdot10^{-6}$ м; $l_*/r\rho''\nu=0,0163\times10^{-6}$ м²/Вт; $\lambda=0,629$ Вт/(м·°С); $\mathrm{Pr}=0,87$.

Число

$$\mathrm{Re}_*=\frac{ql_*}{r\rho''\nu}=1,75\cdot10^5\cdot0,0163\cdot10^{-6}=2,86\cdot10^{-3}.$$

Так как $\mathrm{Re}_*<10^{-2}$, то число Nu_* определяем по (9-1б):

$$\mathrm{Nu}_*=0,0625\mathrm{Re}_*^{0,5}\,\mathrm{Pr}^{1/3}=0,0625\,(2,86\cdot10^{-3})^{0,5}\,(0,87)^{1/3}=3,19\cdot10^{-3}.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha=\mathrm{Nu}_*\frac{\lambda}{l_*}=3,19\cdot10^{-3}\,\frac{0,629}{0,0669\cdot10^{-6}}=3\cdot10^4\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}$$

и искомый температурный напор

$$t_c-t_s=\frac{q}{\alpha}=\frac{1,75\cdot10^5}{3\cdot10^4}=5,83°\,\text{С},$$

откуда

$$t_c=5,83+239,2\approx245°\,\text{С}.$$

б) С учетом дополнительного термического сопротивления оксидной пленки $t_c-t_s=q/k$, где, приближенно принимая как для плоской стенки

$$k\approx\frac{1}{\dfrac{1}{\alpha'}+R}$$

и используя условия задачи

$$\alpha'=2,5\alpha=2,5\cdot3,10^4=7,5\cdot10^4\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{С)},\ \text{получаем:}$$

$$k=\frac{1}{\dfrac{1}{7,5\cdot10^4}+7,75\cdot10^{-5}}=1,1\cdot10^4\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{С)};$$

$$t_c-t_s=\frac{q}{k}=\frac{1,75\cdot10^5}{1,1\cdot10^4}=15,9°\,\text{С};$$

$$t_c=15,9+239,2\approx255°\,\text{С}.$$

9-14. Решить задачу 9-13 при условии, что плотность теплового потока на поверхности трубы увеличилась в 2 раза ($q=3,5\times10^5$ Вт/м²), а все остальные данные остались без изменения.

Ответ

При кипении на чистой поверхности температурный напор увеличится в $\sqrt{2}$ раз и $t_c\approx247,4°$ С.

При наличии оксидной пленки $t_c\approx270°$ С.

9-15. В трубе внутренним диаметром $d=18$ мм движется кипящая вода со скоростью $w=1$ м/с. Вода находится под давлением $p=8\cdot10^5$ Па.

Определить значение коэффициента теплоотдачи от стенки к кипящей воде, если температура внутренней поверхности трубы $t_c=173°$ С.

Ответ

$$\alpha=\alpha_w=8040\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Решение

При вынужденном движении кипящей жидкости в трубах в условиях, когда жидкость нагрева до температуры насыщения, коэффициент теплоотдачи может быть подсчитан по следующим формулам [11]:

при $\dfrac{\alpha_к}{\alpha_w}<0,5$

$$\alpha=\alpha_w; \tag{9-4а}$$

при $\dfrac{\alpha_к}{\alpha_w}\geqslant2$

$$\alpha=\alpha_к; \tag{9-4б}$$

при $0,5\leqslant\dfrac{\alpha_к}{\alpha_w}\leqslant2$

$$\frac{\alpha}{\alpha_w}=\frac{4\alpha_w+\alpha_к}{5\alpha_w-\alpha_к}, \tag{9-4в}$$

где α — коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении кипящей жидкости в трубах; $\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении в большом объеме, определяемый формулами (9-1а) и (9-1б) или (9-2а) и (9-2б); α_w — коэффициент теплоотдачи при турбулентном движении однофазной жидкости в трубах, определяемый формулой (5-7).

Формулы (9-4а)—(9-4в) справедливы для воды при давлениях от $1\cdot10^5$ до $86\cdot10^5$ Па, скоростях от 0,2 до 6,7 м/с и при объемном паросодержании $\beta<70\%$.

Определяем значение коэффициента теплоотдачи при движении однофазной жидкости α_w. При $p=8\cdot10^5$ Па $t_s=170{,}4°$ С; $\nu_ж=0{,}181\cdot10^{-6}$ м²/с; $\lambda_ж=0{,}679$ Вт/(м·°С); $Pr_ж=1{,}05$.

При $t_c=173°$ С $Pr_c=1{,}04$. Число

$$Re_ж=\frac{wd}{\nu_ж}=\frac{1\cdot18\cdot10^{-3}}{0{,}181\cdot10^{-6}}=99\,400.$$

По формуле (5-7) находим:

$$Nu_ж=0{,}021Re_ж^{0,8}Pr_ж^{0,43}\left(Pr_ж/Pr_c\right)^{0,25}=$$

$$=0{,}021\,(9{,}94\cdot10^4)^{0,8}(1{,}05)^{0,43}\left(\frac{1{,}05}{1{,}04}\right)^{0,25}=213;$$

следовательно, коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_w=Nu_ж\frac{\lambda_ж}{d}=213\frac{0{,}679}{18\cdot10^{-3}}=8040\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Определяем значение коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении в большом объеме $\alpha_к$.

При $t_s=170{,}4°$ С по табл. 9-1 находим:

$$l_*=1{,}07\cdot10^{-6}\ \text{м};$$

$$\frac{\lambda}{r\rho''\nu}=44{,}2\cdot10^{-2}\ 1/°\text{С};$$

$$\Delta t=t_c-t_s=173-170{,}4=2{,}6°\ \text{С};$$

$$\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}=44{,}2\cdot10^{-2}\cdot2{,}6=1{,}15;$$

$$\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}Pr^{1/3}=1{,}15\cdot(1{,}05)^{1/3}=1{,}17<1{,}6.$$

Расчет ведем по формуле (9-2б):

$$Nu_*=3{,}91\cdot10^{-3}\left(\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\right)Pr^{2/3}=3{,}91\cdot10^{-3}\cdot1{,}15\,(1{,}05)^{2/3}=$$

$$=4{,}67\cdot10^{-3}.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_к=Nu_*\frac{\lambda}{l_*}=4{,}67\cdot10^{-3}\frac{0{,}679}{1{,}07\cdot10^{-6}}=2960\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Определяем отношение коэффициентов теплоотдачи $\alpha_к/\alpha_w$:

$$\frac{\alpha_к}{\alpha_w}=\frac{2960}{8040}=0{,}368.$$

Так как $\alpha_к/\alpha_w<0{,}5$, то по (9-4а) интенсивность теплообмена определяется целиком вынужденным движением и $\alpha=\alpha_w=8040$ Вт/(м²·°С).

9-16. Определить значение коэффициента теплоотдачи при движении кипящей воды в трубе в условиях задачи 9-15, если температуры внутренней поверхности стенки трубы равны соответственно $t_c=175$ и 180° С.

Ответ

При $t_c=175°$ С $\alpha=9150$ Вт/(м²·°С);

при $t_c=180°$ С $\alpha=25\,200$ Вт/(м²·°С).

Решение

а) $t_c=175°$ С. При различных температурах стенки коэффициент теплоотдачи при движении однофазной жидкости изменяется только за счет различного изменения свойств жидкости по сечению потока, что учитывается поправкой $(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}$. При $t_c=175°$ С $Pr_c=1{,}03$ и, так же как в условиях задачи 9-15, $(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}\approx1$. Из решения задачи 9-15 имеем:

$$\alpha_w=8040\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Определяем значение коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении в большом объеме:

$$\Delta t=t_c-t_s=175-170{,}4=4{,}6°\ \text{С};$$

$$\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}=4{,}6\cdot44{,}2\cdot10^{-2}=2{,}03.$$

Так как $\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}>1{,}6$, расчет ведем по формуле (9-2а):

$$Nu_*=2{,}63\cdot10^{-3}\left(\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\right)^{1,86}Pr^{0,952}=$$

$$=2{,}63\cdot10^{-3}\,(2{,}03)^{1,86}\,(1{,}05)^{0,952}=1{,}017\cdot10^{-2};$$

$$\alpha_к=Nu_*\frac{\lambda}{l_*}=1{,}017\cdot10^{-2}\frac{0{,}679}{1{,}07\cdot10^{-6}}=6450\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Отношение

$$\frac{\alpha_к}{\alpha_w}=\frac{6450}{8040}=0{,}8.$$

Так как $0{,}5<\alpha_к/\alpha_w<2$, то согласно (9-4в) интенсивность теплообмена определяется как вынужденным движением жидкости, так и процессом кипения и

$$\frac{\alpha}{\alpha_w}=\frac{4\alpha_w+\alpha_к}{5\alpha_w-\alpha_к}=\frac{4+0{,}8}{5-0{,}8}=1{,}14;$$

следовательно, $\alpha=1{,}14\ \alpha_w=1{,}14\cdot8040=9150$ Вт/(м²·°С).

б) При $t_c=180°$ С $Pr_c=1{,}00$ и, так же как в случае «а», можно принять:

$$\alpha_w=8040\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Определяем значение коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении в большом объеме

$$\Delta t=t_c-t_s=180-170{,}4=9{,}6°\ \text{С}$$

и, так же как в случае «а»,

$$\frac{\lambda \Delta t}{r\rho'' \nu} \Pr^{1/3} \geq 1{,}6,$$

поэтому

$$\alpha_к = \alpha_{к,а} \left(\frac{\Delta t_б}{\Delta t_а} \right)^{1,86} = 6450 \left(\frac{9{,}6}{4{,}6} \right)^{1,86} = 25\,200 \ Вт/(м^2 \cdot {}^\circ С).$$

Отношение

$$\frac{\alpha_к}{\alpha_w} = \frac{25\,200}{8040} \approx 3{,}14 > 2.$$

Согласно (9-4б) интенсивность теплообмена в этом случае определяется целиком процессом кипения и

$$\alpha = \alpha_к = 25\,200 \ Вт/(м^2 \cdot {}^\circ С).$$

9-17. В трубе внутренним диаметром d=38 мм движется кипящая вода со скоростью w=1 м/с. Вода находится под давлением p=2,8 МПа.

Определить тепловую нагрузку q, Вт/м², и коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде, если температура внутренней поверхности трубы $t_с$=236,9° С.

Ответ

$$q = 2 \cdot 10^5 \ Вт/м^2; \quad \alpha = \alpha_к = 2{,}9 \cdot 10^4 \ Вт/(м^2 \cdot {}^\circ С).$$

9-18. Определить температуру $t_с$ внутренней поверхности трубы, по которой движется кипящая вода, если тепловая нагрузка поверхности q=4,5·10⁵ Вт/м², скорость и давление воды w=4 м/с и p=1,57 МПа и внутренний диаметр трубы d=12 мм.

Ответ

$$\Delta t = 10^\circ С; \quad t_с = 210{,}4^\circ С.$$

9-19. Определить коэффициент теплоотдачи и температуру внутренней поверхности трубы при кипении воды в трубе диаметром d=38 мм, если плотность теплового потока $q=2 \cdot 10^5$ Вт/м², скорость и давление воды w=1 м/с, p=2,8 МПа.

Ответ

$$\alpha = 29\,000 \ Вт/(м^2 \cdot {}^\circ С); \quad t_с = 237^\circ С.$$

9-20. Как изменится коэффициент теплоотдачи при кипении воды в трубе диаметром d=20 мм при повышении тепловой нагрузки поверхности нагрева от $q=5 \cdot 10^4$ до $q=1 \cdot 10^5$ Вт/м², если скорость движения воды w=5 м/с и давление $p=2 \cdot 10^5$ Па.

Ответ

Коэффициент теплоотдачи не изменится. В обоих случаях α=25 600 Вт/(м²·°С).

9-21. Определить значение плотности теплового потока, при котором в условиях задачи 9-20 процесс кипения жидкости начнет оказывать влияние на интенсивность теплообмена.

Ответ

$$q = 1{,}15 \cdot 10^5 \ Вт/м^2.$$

9-22. Как изменится коэффициент теплоотдачи при кипении воды в трубе диаметром d=38 мм при повышении скорости движения воды от w=0,3 м/с до w=3 м/с, если тепловая нагрузка поверхности нагрева $q=2{,}5 \cdot 10^5$ Вт/м² и давление воды p=7,5 МПа.

Ответ

Коэффициент теплоотдачи не изменится. В обоих случаях α=60 000 Вт/(м²·°С).

9-23. Определить скорость движения воды, при которой в условиях задачи 9-22 вынужденное движение начнет оказывать влияние на интенсивность теплообмена.

Ответ

$$w = 6 \ м/с.$$

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ МЕЖДУ ТВЕРДЫМИ ТЕЛАМИ, РАЗДЕЛЕННЫМИ ПРОЗРАЧНОЙ СРЕДОЙ

10-1. Определить излучательную способность поверхности Солнца, если известно, что ее температура равна 5700° С и условия излучения близки к излучению абсолютно черного тела. Вычислить также длину волны, при которой будет наблюдаться максимум спектральной интенсивности излучения и общее количество лучистой энергии, испускаемой Солнцем в единицу времени, если диаметр Солнца можно принять равным 1,391·10⁹ м.

Ответ

$$E_0 = 72{,}2 \cdot 10^6 \ Вт/м^2; \quad \lambda_{макс} = 0{,}485 \ мкм;$$
$$Q = 4{,}38 \cdot 10^{26} \ Вт.$$

10-2. Поверхность стального изделия имеет температуру $t_с$=727° С и степень черноты $\varepsilon_с$=0,7. Излучающую поверхность можно считать серой.

Вычислить плотность собственного излучения поверхности изделия и длину волны, которой будет соответствовать максимальное значение спектральной интенсивности излучения.

Ответ

$$E = 3{,}97 \cdot 10^4 \ Вт/м^2; \quad \lambda_{макс} = 2{,}898 \ мкм.$$

10-3. Найти максимальные значения спектральной интенсивности излучения для условий задач 10-1 и 10-2.

Ответ

$$J_{0\lambda макс} = 9{,}94 \cdot 10^{13} \ Вт/м^3; \quad J_{\lambda макс} = 9{,}15 \cdot 10^9 \ Вт/м^3.$$

10-4. Определить, какую долю излучения, падающего от абсолютно черного источника, будет отражать поверхность полированного алюминия при температуре t=250° С, если известно, что при этой температуре излучательная способность поверхности E=170 Вт/м². Температура источника черного излучения равна температуре поверхности алюминия.

Ответ

$$R = 0{,}96.$$

10-5. Температура поверхности тела, которое можно считать серым, равна 827° С. При этой температуре максимальное значение спектральной интенсивности излучения

$$J_{\lambda \text{макс}} = 1{,}37\cdot 10^{10}\ \text{Вт/м}^2.$$

Определить степень черноты тела и длину волны, при которой наблюдается максимум спектральной интенсивности излучения.

Ответ

$$\varepsilon = 0{,}65; \quad \lambda_{\text{макс}} = 2{,}634\ \text{мкм}.$$

10-6. Прибор для измерения высоких температур — оптический пирометр — основан на сравнении яркости исследуемого тела с яркостью нити накаливания. Прибор проградуирован по излучению абсолютно черного источника, и поэтому он измеряет температуру, которую имело бы абсолютно черное тело при той же яркости излучения, какой обладает исследуемое тело. В пирометре используется красный светофильтр ($\lambda = 0{,}65$ мкм).

Какова истинная температура тела, если пирометр зарегистрировал температуру 1400° С, а степень черноты тела при $\lambda = 0{,}65$ мкм равна 0,6?

Ответ

$$t = 1467°\,\text{С}.$$

Решение

Яркость исследуемого тела

$$B_\lambda = \frac{J_\lambda}{\pi} = \frac{1}{\pi}\,\frac{\varepsilon_\lambda c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1},$$

где T — абсолютная температура исследуемого тела.

Яркость абсолютно черного тела

$$B_{0\lambda} = \frac{J_{0\lambda}}{\pi} = \frac{1}{\pi}\,\frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T_0} - 1},$$

где T_0 — абсолютная температура черного тела, при $B_\lambda = B_{0\lambda}$ это температура, которую показывает пирометр.

Так как в нашем случае $c_2/\lambda T_0 = 13{,}2$, то $e^{c_2/\lambda T0}$ значительно больше единицы. Поэтому в формулах в знаменателе единицей можно пренебречь по сравнению с $e^{c_2/\lambda T}$.

Из условия $B_\lambda = B_{0\lambda}$ получим:

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{T_0} - \frac{\lambda}{c_2}\ln\frac{1}{\varepsilon_\lambda},$$

откуда

$$T = \frac{1}{\dfrac{1}{T_0} - \dfrac{\lambda}{c_2}\ln\dfrac{1}{\varepsilon_\lambda}} = \frac{1}{\dfrac{1}{1673} - \dfrac{0{,}65\cdot 10^{-6}}{1{,}439\cdot 10^{-2}}\cdot 2{,}31\ \lg\dfrac{1}{0{,}6}} = 1740\ \text{К}.$$

Температура тела

$$t = 1740 - 273 = 1467°\,\text{С}.$$

10-7. Оптический пирометр с красным светофильтром (см. задачу 10-6) зарегистрировал температуру $t_0 = 1600°$ С.

Найти степень черноты исследуемого тела при $\lambda = 0{,}65$ мкм, если известно, что его истинная температура $t = 1700°$ С.

Ответ

$$\varepsilon_\lambda = 0{,}55.$$

10-8. Температура тела измеряется двумя оптическими пирометрами с разными светофильтрами. В первом пирометре установлен красный светофильтр ($\lambda_1 = 0{,}65$ мкм), во втором — зеленый ($\lambda_2 = 0{,}50$ мкм). Температуры, показываемые пирометрами, соответственно равны: $t_{01} = 1400°$ С и $t_{02} = 1420°$ С.

Найти истинную температуру тела и его степень черноты, считая тело серым.

Ответ

$$t = 1492°\,\text{С}; \quad \varepsilon = 0{,}71.$$

Решение

Используя формулы, полученные в решении задачи 10-6, можно записать:

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{T_{01}} - \frac{1}{T} &= \frac{\lambda_1}{c_2}\ln\frac{1}{\varepsilon_{\lambda 1}}; \\ \frac{1}{T_{02}} - \frac{1}{T} &= \frac{\lambda_2}{c_2}\ln\frac{1}{\varepsilon_{\lambda 2}}. \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

Для серого тела $\varepsilon_{\lambda 1} = \varepsilon_{\lambda 2} = \varepsilon$. Из системы (1) получим выражение для T и ε:

$$T = \frac{\dfrac{\lambda_1}{\lambda_2} - 1}{\dfrac{\lambda_1}{\lambda_2}\,\dfrac{1}{T_{02}} - \dfrac{1}{T_{01}}}; \tag{2}$$

$$\ln\varepsilon = \frac{c_2\,(T_{01} - T_{02})}{T_{01}\,T_{02}\,(\lambda_1 - \lambda_2)}. \tag{3}$$

Подставив в (2) и (3) заданные значения величин, найдем:

$$T = 1765К; \quad t = 1492°\,\text{С}; \quad \varepsilon = 0{,}71.$$

10-9. Найти соотношение между относительными излучательными способностями в полусферу и в нормальном направлении для поверхности окисленной меди при 130° С, если известно, что:

а) в пределах угла $0 < \varphi < 60°$ излучение окисленной меди подчиняется закону Ламберта, причем в этом интервале степень черноты направленного излучения $\varepsilon_\varphi = 0{,}8$;

б) в пределах угла $60° < \varphi < 90°$ поглощается 67% всего падающего в этих направлениях излучения от абсолютно черного источника, имеющего ту же температуру, что и поверхность окисленной меди.

Примечание. φ — угол между произвольным направлением и нормалью к поверхности.

Ответ

$$\varepsilon/\varepsilon_{\varphi=0} = 0,96.$$

Решение

Относительная излучательная способность в полусферу (степень черноты) по определению

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0}.$$

Излучательную способность в полусферу для окисленной меди можно выразить через интенсивность излучения:

$$E = \int\limits_{(2\pi)} J_\varphi\, d\omega = \int\limits_{(\omega_1)} J_\varphi\, d\omega + \int\limits_{(2\pi-\omega_1)} J_\varphi\, d\omega,$$

где ω_1 — телесный угол, в котором степень черноты направленного излучения постоянна.

Учитывая, что $J_\varphi = \varepsilon_\varphi J_{0\varphi}$ и $J_{0\varphi} = B_0 \cos\varphi$ (B_0 — яркость излучения абсолютно черного тела), первый интеграл можно выразить следующим образом:

$$\int\limits_{(\omega_1)} J_\varphi\, d\omega = \varepsilon_\varphi B_0 \int\limits_{(\omega_1)} \cos\varphi\, d\omega.$$

Второй интеграл по закону Кирхгофа равен:

$$\int\limits_{(2\pi-\omega_1)} J_\varphi\, d\omega = A' \int\limits_{(2\pi-\omega_1)} J_{0\varphi}\, d\omega = A' B_0 \int\limits_{(2\pi-\omega_1)} \cos\varphi\, d\omega,$$

где A' — поглощательная способность, относящаяся ко всему падающему в телесном угле $2\pi-\omega_1$ черному излучению.

Так как $d\omega = \sin\varphi d\varphi d\vartheta$, то

$$E = \varepsilon_\varphi B_0 \int\limits_0^{2\pi} d\vartheta \int\limits_0^{\frac{\pi}{3}} \sin\varphi\cos\varphi\, d\varphi = A' B_0 \int\limits_0^{2\pi} d\vartheta \int\limits_{\frac{\pi}{3}}^{\frac{\pi}{2}} \sin\varphi\cos\varphi\, d\varphi =$$

$$= \varepsilon_\varphi B_0 \frac{3}{4}\pi + A' B_0 \frac{1}{4}\pi.$$

По закону Ламберта $E_0 = B_0\pi$. Окончательно получим:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_\varphi B_0 \frac{3}{4}\pi + A' B_0 \frac{1}{4}\pi}{B_0\pi} = \varepsilon_\varphi \frac{3}{4} + A' \frac{1}{4} = 0,8\frac{3}{4} +$$

$$+ 0,67\frac{1}{4} = 0,7675.$$

Относительная излучательная способность в нормальном направлении $\varepsilon_{\varphi=0} = \varepsilon_\varphi = 0,8$. Искомое отношение:

$$\varepsilon/\varepsilon_{\varphi=0} = 0,7675/0,8 = 0,96.$$

10-10. Поверхность, покрытая слоем ламповой сажи, излучает в направлении нормали в единице телесного угла лучистую энергию $J_{\varphi=0} = 1,87\cdot 10^3$ Вт/(м²·ср). Поглощательная способность сажи для черного излучения равна 0,96. Определить температуру этой поверхности, полагая, что для ламповой сажи справедлив закон Ламберта.

Ответ

$$t = 300^\circ\,\mathrm{C}$$

10-11. Определить плотность солнечного лучистого потока, падающего на плоскость, нормальную к лучам Солнца и расположенную за пределами атмосферы Земли. Известно, что излучение Солнца близко к излучению абсолютно черного тела с температурой $t_0 = 5700^\circ$ С. Диаметр Солнца $D = 1,391\cdot 10^6$ км, расстояние от Земли до Солнца $l = 149,5\cdot 10^6$ км.

Ответ

$$E_{\text{пад}} = 1550\ \text{Вт/м}^2.$$

Решение

Плотность падающего солнечного лучистого потока определяется по формуле

$$E_{\text{пад}} = B d\omega,$$

где B — яркость солнечного излучения; $d\omega$ — телесный угол, под которым единичная площадка «видит» Солнце.

Яркость солнечного излучения

$$B = \frac{E_0}{\pi} = \frac{C_0\left(\frac{T_0}{100}\right)^4}{\pi}.$$

Телесный угол

$$d\omega = \frac{\pi\frac{D^2}{4}}{l^2}.$$

С учетом этих соотношений

$$E_{\text{пад}} = \frac{C_0\left(\frac{T_0}{100}\right)^4 \pi D^2}{\pi 4 l^2} = \frac{5,67\,(59,73)^4\, 1,391^2}{4\cdot 149,4^2} = 1550\ \text{Вт/м}^2.$$

10-12. Искусственный спутник облетает Землю, находясь на ее дневной стороне. Спутник имеет форму шара. Поглощательная способность поверхности спутника для падающего солнечного излучения A, а ее степень черноты ε.

Определить температуру поверхности спутника.

Принять, что внутри спутника источники теплоты отсутствуют, а температура поверхности всюду одинакова. Отраженное от Земли солнечное излучение и собственное излучение Земли не учитывать.

Ответ

$$T = 288\sqrt[4]{\frac{A}{\varepsilon}},\ \text{К};$$

$$t = 288\sqrt[4]{\frac{A}{\varepsilon}} - 273^\circ\,\text{C}.$$

Решение

При установившемся состоянии количество лучистой энергии, поглощенной спутником, и количество энергии, излучаемой спутником в пространство, равны, т. е.

$$AE_{\text{пад}}F_N = \varepsilon C_0 F\left(\frac{T}{100}\right)^4,$$

где F_N — проекция облучаемой поверхности спутника на плоскость, нормальную к падающему излучению; F — площадь поверхности спутника. Для шара

$$\frac{F_N}{F} = \frac{\pi d^2}{4\pi d^2} = \frac{1}{4}.$$

Плотность падающего лучистого потока $E_{\text{пад}} = 1550$ Вт/м² (см. задачу 10-11). Окончательно температура спутника

$$T = 100\sqrt[4]{\frac{AE_{\text{пад}}F_N}{\varepsilon C_0 F}} = 100\sqrt[4]{\frac{A\cdot 1550}{\varepsilon\cdot 5{,}67\cdot 4}} = 288\sqrt[4]{\frac{A}{\varepsilon}}.$$

10-13. Решить задачу 10-12, приняв, что поверхность выполнена из металла, для которого $A = 0{,}2$ и $\varepsilon = 0{,}1$.

Ответ

$$t = 70^\circ\,\text{C}.$$

10-14. Найти температуру поверхности спутника в условиях задачи 10-12, предположив, что эта поверхность абсолютно серая.

Ответ

$$t = 15^\circ\,\text{C}.$$

10-15. Найти, каким должно быть отношение поглощательной способности поверхности спутника для падающего солнечного излучения к степени черноты в условиях задачи 10-12, чтобы температура поверхности была равна 30° С.

Ответ

$$A/\varepsilon = 1{,}225.$$

10-16. Космический корабль, стартовавший с Земли, направляется к Венере. Расстояние от Венеры до Солнца $108{,}1\cdot 10^6$ км, а от Земли до Солнца $149{,}5\cdot 10^6$ км. Температура поверхности корабля вблизи Земли равна t_1, °С.

Как изменится температура поверхности космического корабля, когда он станет приближаться к Венере, если считать, что степень черноты поверхности при изменении температуры корабля не изменяется?

Ответ

$$t_2 = (1{,}18t_1 + 48)^\circ\,\text{C}.$$

Решение

Температуры поверхности корабля вблизи Земли и вблизи Венеры определяются из уравнений:

$$\varepsilon C_0 F\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 = AE_{\text{пад1}}F_N;$$

$$\varepsilon C_0 F\left(\frac{T_2}{100}\right)^4 = AE_{\text{пад2}}F_N,$$

откуда

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^4 = \frac{E_{\text{пад2}}}{E_{\text{пад1}}} = \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2.$$

Следовательно,

$$\frac{T_2}{T_1} = \sqrt{\frac{149{,}5}{108{,}1}} = 1{,}18;$$

$$t_2 + 273 = (t_1 + 273)\,1{,}18;$$

$$t_2 = (1{,}18t_1 + 48),\ ^\circ\text{C}.$$

10-17. Обмуровка топочной камеры парового котла выполнена из шамотного кирпича, а внешняя обшивка — из листовой стали. Расстояние между обшивкой и кирпичной кладкой равно 30 мм, и можно считать его малым по сравнению с размерами стен топки.

Вычислить потери теплоты в окружающую среду с единицы поверхности в единицу времени в условиях стационарного режима за счет лучистого теплообмена между поверхностями обмуровки и обшивки. Температура внешней поверхности обмуровки $t_1 = 127^\circ$ С, а температура стальной обшивки $t_2 = 50^\circ$ С. Степень черноты шамота $\varepsilon_{\text{ш}} = 0{,}8$ и листовой стали $\varepsilon_{\text{с}} = 0{,}6$.

Ответ

$$E_{\text{р1}} = q_{1,2} = 435\ \text{Вт/м}^2.$$

Решение

Обшивку и кирпичную кладку можно рассматривать как две безграничные плоскопараллельные поверхности, разделенные прозрачной средой. Для такой системы тел результирующее излучение вычисляется по формуле

$$E_{\text{р1}} = q_{1,2} = \varepsilon_{\text{пр}}C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right], \tag{10-1}$$

где приведенная степень черноты

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \frac{1}{\dfrac{1}{0{,}8} + \dfrac{1}{0{,}6} - 1} = 0{,}522.$$

Тогда

$$E_{\text{р1}} = 0{,}522\cdot 5{,}67\left[\left(\frac{127+237}{100}\right)^4 - \left(\frac{50+237}{100}\right)^4\right] = 435\ \text{Вт/м}^2.$$

10-18. Вычислить значения собственного, эффективного, отраженного и падающего излучений для поверхностей шамотной кладки и стальной обшивки в условиях задачи 10-17.

Ответ

$$E_{\text{соб}1} = 1161 \text{ Вт/м}^2, \quad E_{\text{соб}2} = 370 \text{ Вт/м}^2;$$
$$E_{\text{эф}1} = 1342 \text{ Вт/м}^2, \quad E_{\text{эф}2} = 907 \text{ Вт/м}^2;$$
$$E_{\text{отр}1} = 181 \text{ Вт/м}^2, \quad E_{\text{отр}2} = 537 \text{ Вт/м}^2;$$
$$E_{\text{пад}1} = 907 \text{ Вт/м}^2, \quad E_{\text{пад}2} = 1342 \text{ Вт/м}^2.$$

Решение

Собственное излучение вычислим на основании закона Стефана — Больцмана:

$$E_{\text{соб}} = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4.$$

Для шамотной стенки

$$E_{\text{соб}1} = 0{,}8 \cdot 5{,}67 \left(\frac{127+237}{100}\right)^4 = 1161 \text{ Вт/м}^2;$$

для стальной обшивки

$$E_{\text{соб}2} = 0{,}6 \cdot 5{,}67 \left(\frac{50+273}{100}\right)^4 = 370 \text{ Вт/м}^2.$$

Эффективное излучение

$$E_{\text{эф}} = \frac{1}{A}\left[E_{\text{соб}} - (1-A)E_{\text{р}}\right].$$

На основании стационарного процесса $E_{\text{р}1} = E_{\text{р}2}$. Из решения задачи 10-17 $E_{\text{р}1} = 435$ Вт/м². Тогда

$$E_{\text{эф}1} = \frac{E_{\text{соб}1}}{\varepsilon_1} - \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)E_{\text{р}1} = \frac{1161}{0{,}8} - \left(\frac{1}{0{,}8} - 1\right)435 = 1340 \text{ Вт/м}^2;$$

$$E_{\text{эф}2} = \frac{E_{\text{соб}2}}{\varepsilon_2} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)E_{\text{р}1} = \frac{370}{0{,}6} + \left(\frac{1}{0{,}6} - 1\right)435 = 907 \text{ Вт/м}^2.$$

Для рассматриваемой системы

$$E_{\text{пад}1} = E_{\text{эф}2} = 907 \text{ Вт/м}^2;$$
$$E_{\text{пад}2} = E_{\text{эф}1} = 1342 \text{ Вт/м}^2.$$

Отраженное излучение

$$E_{\text{отр}} = (1-A)E_{\text{пад}}.$$

Подставляя соответствующие значения, получаем:

$$E_{\text{отр}1} = (1-A_1)E_{\text{пад}1} = (1-0{,}8)\,907 = 181 \text{ Вт/м}^2;$$
$$E_{\text{отр}2} = (1-A_2)E_{\text{пад}2} = (1-0{,}6)\,1340 = 537 \text{ Вт/м}^2.$$

10-19. Как изменятся тепловые потери $q_{\text{л}}$, Вт/м², в окружающую среду и эффективный лучистый поток $E_{\text{эф}1}$, Вт/м², если между обмуровкой и обшивкой топочной камеры, рассмотренной в задаче 10-17, установить стальной экран, имеющий степень черноты $\varepsilon_{\text{эк}} = 0{,}6$?

Ответ

$$E_{\text{р}1} = q_{\text{л}1} = 196 \text{ Вт/м}^2;$$
$$E_{\text{эф}1} = 1400 \text{ Вт/м}^2.$$

Решение

При наличии n защитных экранов от теплового излучения в общем случае тепловой поток, Вт/м²

$$q_{\text{л}} = \frac{C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{A_1} + 2\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{A_{\text{эк}i}} + \frac{1}{A_2} - (n+1)}. \tag{10-2}$$

При наличии одного экрана ($n=1$)

$$q_{\text{л}} = \frac{C_0\left[\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} + 2\left(\frac{1}{A_{\text{эк}}} - 1\right)}.$$

Подставив сюда данные из условий задачи и приняв $A = \varepsilon$, получим:

$$q_{\text{л}} = \frac{5{,}67\left(\frac{127+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{50+273}{100}\right)^4}{\frac{1}{0{,}8} + \frac{1}{0{,}6} + 2\left(\frac{1}{0{,}6} - 1\right)} = 196 \text{ Вт/м}^2.$$

Эффективное излучение найдется из условия $q_{\text{л}1} = E_{\text{р}1}$ (по условию задачи):

$$E_{\text{эф}1} = \frac{1}{A_1}\left[E_{\text{соб}} - (1-A_1)E_{\text{р}1}\right] = \frac{1161}{0{,}8} - \left(\frac{1}{0{,}8} - 1\right)\cdot 196 = 1400 \text{ Вт/м}^2.$$

10-20. Какой должна быть степень черноты экрана для того, чтобы при наличии одного защитного экрана между обмуровкой и стальной обшивкой тепловые потери в окружающую среду за счет излучения не превышали 60 Вт/м²? Все другие условия сохраняются, как в задаче 10-17.

Ответ

$$\varepsilon_{\text{эк}} = 0{,}143.$$

10-21. Нагрев стальной болванки осуществляется в муфельной электрической печи с температурой ее стенок $t_2 = 1000°$ С. Степень черноты поверхности стальной болванки $\varepsilon_1 = 0{,}8$ (средняя за период нагрева) и степень черноты шамотной стенки муфельной печи $\varepsilon_2 = 0{,}8$. Площадь поверхности печи, участвующей в лучистом теплообмене, F_2 существенно превышает площадь поверхности болванки F_1, т. е. $F_1 \ll F_2$.

Вычислить значение плотности лучистого потока в зависимости от температуры болванки в процессе ее нагрева и построить график этой зависимости.

Вычисления произвести для следующих температур:

$$t_i = 20,\ 100,\ 300,\ 500 \text{ и } 700°\mathrm{C}.$$

Ответ

t_1, °C	20	100	300	500	700
$q_л$, кВт/м² . .	118,8	118,2	114,2	102,9	78,5

График зависимости $q_л = f(t_1)$ представлен на рис. 10-1.

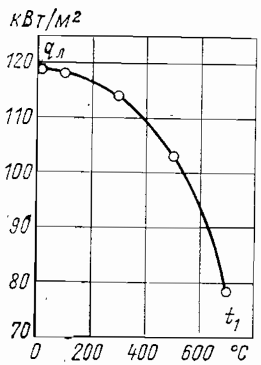


Рис. 10-1. К задаче 10-21.

Решение

Для замкнутой системы, состоящей из двух тел, одно из которых (с площадью поверхности F_1) находится в полости другого (с площадью поверхности F_2), значение плотности лучистого потока для первого тела определяется по формуле

$$q_л = \frac{C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)}. \quad (10\text{-}3)$$

Для нашего случая, когда $F_1/F_2 = 0$, получим:

$$q_л = \varepsilon_1 C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]. \quad (10\text{-}4)$$

Подставив значения ε_1, C_0 и T_1 в формулу (10-4), получим выражение для абсолютной величины плотности лучистого потока в виде

$$q_л = 0{,}8\cdot 5{,}67\left[\left(\frac{1273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_1}{100}\right)^4\right] = 4{,}536\left[26\,260 - \left(\frac{T_1}{100}\right)^4\right].$$

Результаты дальнейших вычислений приведены в ответе к задаче.

10-22. Вычислить плотность лучистого потока от стенок муфельной печи к поверхности стальной болванки в условиях, рассмотренных в задаче 10-21, если соотношение поверхностей, участвующих в лучистом теплообмене, равно $F_1/F_2 = 1/5$.

Ответ

t_1, °C	20	100	300	500	700
$q_л$, кВт/м² . .	114,2	113,6	109,8	98,9	75,5

10-23. Степень черноты вольфрамовой проволоки определена при температуре 2000° C и равна $\varepsilon = 0{,}3$.

Определить, каким был коэффициент теплоотдачи при этой температуре на поверхности проволоки за счет излучения, если поверхность ограждения имела температуру 20° C. Поверхность проволоки мала по сравнению с поверхностью ограждения.

Ответ

$$\alpha_л = 230\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}.$$

10-24. Цилиндрический сосуд для хранения жидкого кислорода выполнен с двойными стенками, покрытыми слоем серебра, коэффициент поглощения которого $A_1 = A_2 = 0{,}02$. На наружной поверхности внутренней стенки температура $t_1 = -183°$ C, а на внутренней поверхности наружной стенки температура $t_2 = 20°$ C. Расстояние между стенками мало и поверхность F_1 можно считать равной поверхности F_2.

Вычислить тепловой поток, проникающий в сосуд через стенки путем лучистого теплообмена, если теплоотдающая поверхность $F = 0{,}157$ м².

Ответ

$$Q_л = 0{,}66\ \text{Вт}.$$

10-25. Температура поверхности выходного коллектора пароперегревателя высокого давления $t_c = 500°$ C.

Вычислить тепловые потери с 1 м неизолированного коллектора путем лучистого теплообмена, если наружный диаметр коллектора $d = 275$ мм, коэффициент поглощения $A_c = 0{,}8$, а температура ограждений $t_2 = 30°$ C.

Ответ

$$q_{лl} = 13{,}7\ \text{кВт/м}.$$

10-26. Вычислить тепловые потери с единицы длины коллектора, рассмотренного в задаче 10-25, при условии, что его поверхность окружена стальным экраном диаметром $d_{эк} = 325$ мм с коэффициентом поглощения $A_{эк} = 0{,}7$. Передача теплоты между поверхностью экрана и внешним ограждением происходит как за счет излучения, так и за счет свободной конвекции. Передачу теплоты между поверхностями коллектора и экрана за счет конвекции и теплопроводности можно не учитывать.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией на поверхности экрана $\alpha = 29$ Вт/(м²·°C). Сравнить полученные результаты с ответом задачи 10-25.

Ответ

$$q_{лl}^{эк} = 8{,}75\ \text{кВт/м}; \quad q_{лl}/q_{лl}^{эк} = 1{,}565.$$

Решение

Температуру экрана найдем из уравнения баланса энергии

$$\frac{\pi d C_0\left[\left(\frac{T_c}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{эк}}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{A_c} + \frac{F_c}{F_{эк}}\left(\frac{1}{A_{эк}} - 1\right)} = \pi d_{эк} A_{эк} C_0\left[\left(\frac{T_{эк}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] +$$

$$+ \pi d_{эк}\alpha(t_{эк} - t_2).$$

Приведенный коэффициент поглощения для системы коллектор — экран

$$A_{\text{пр}} = \frac{1}{\dfrac{1}{A_{\text{с}}} + \dfrac{F_{\text{с}}}{F_{\text{эк}}}\left(\dfrac{1}{A_{\text{эк}}} - 1\right)} = \frac{1}{\dfrac{1}{0,8} + \dfrac{0,275}{0,325}\left(\dfrac{1}{0,7} - 1\right)} = 0,62.$$

Подставим известные значения величин в уравнение баланса энергии:

$$0,275 \cdot 0,62 \cdot 5,67\left[\left(\frac{773}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{эк}}}{100}\right)^4\right] = 0,325 \cdot 0,7 \cdot 5,67\left[\left(\frac{T_{\text{эк}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{303}{100}\right)^4\right] + 0,325 \cdot 29\,(t_{\text{эк}} - 30),$$

откуда

$$3842,4 = 2,26\left(\frac{T_{\text{эк}}}{100}\right)^4 + 9,42 t_{\text{эк}}.$$

Такие уравнения удобнее всего решать графически. Обозначим $3842,4 - 9,42 t_{\text{эк}} = Y_1$ и

$$2,26\left(\frac{T_{\text{эк}}}{100}\right)^4 = Y_2.$$

Произведем вычисления для температур экрана $t_{\text{эк}} = 100$, 200, 300° С.

Результаты вычислений сведены в таблицу:

Y	$t_{\text{эк}}$, °С 100	200	300
$Y_1 = 3842,4 - 9,42\ t_{\text{эк}}$	2905,6	1963	1020
$Y_2 = 2,26\left(\frac{T_{\text{эк}}}{100}\right)^4$	437	1129	2436

и представлены на графике рис. 10-2. По графику находим: $t_{\text{эк}} = 240$° С.

Лучистый поток с единицы длины коллектора

$$q_{лl}^{\text{эк}} = \pi d A_{\text{пр}} C_0\left[\left(\frac{T_{\text{с}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{эк}}}{100}\right)^4\right] = 3,14 \cdot 0,275 \cdot 0,62 \cdot 5,67 \times \left[\left(\frac{773}{100}\right)^4 - \left(\frac{513}{100}\right)^4\right] = 8,75\ \text{кВт/м}.$$

Сравним потери оголенного коллектора и коллектора, окруженного экраном:

$$\frac{q_{лl}}{q_{лl}^{\text{эк}}} = \frac{13,7}{8,75} = 1,565.$$

С установкой экрана потери уменьшились более чем в 1,5 раза.

10-27. Как изменятся тепловые потери с 1 м коллектора за счет лучеиспускания, если стальной экран в условиях задачи 10-26 заменить экраном из алюминиевой фольги того же диаметра с коэффициентом поглощения $A_{\text{эк}} = 0,05$? Все другие условия те же, что и в задаче 10-26. Полученные результаты сравнить с потерями оголенного коллектора пароперегревателя (задача 10-25).

Ответ

$$q_{лl}^{\text{эк}} = 0,975\ \text{кВт/м}; \quad q_{лl}/q_{лl}^{\text{эк}} = 14,1.$$

10-28. Паропровод наружным диаметром $d = 200$ мм расположен в большом помещении с температурой воздуха $t_{\text{ж}} = 30$° С. Температура поверхности паропровода $t_{\text{с1}} = 400$° С. Определить тепловые потери с единицы длины паропровода за счет излучения и конвекции.

Степень черноты поверхности паропровода $\varepsilon = 0,8$. Температуру стен помещения можно принять равной температуре воздуха, т. е. $t_{\text{с2}} = 30$° С.

Найти также соответствующие тепловые потери при температуре паропровода 200° С.

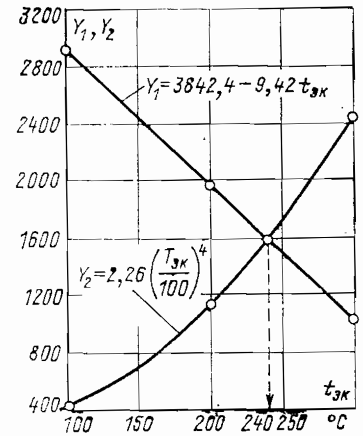


Рис. 10-2. К задаче 10-26.

Ответ

При $t_{\text{с1}} = 400$° С

$$q_l^{\text{изл}} = 5600\ \text{Вт/м}; \quad q_l^{\text{конв}} = 1970\ \text{Вт/м};$$

$$q_l^{\text{изл}}/q_l^{\text{конв}} = 2,84.$$

При $t_{\text{с1}} = 200$° С $\quad q_l^{\text{изл}} = 1185$ Вт/м; $\quad q_l^{\text{конв}} = 750$ Вт/м;

$$q_l^{\text{изл}}/q_l^{\text{конв}} = 1,58.$$

Решение

Тепловые потери излучением

$$q_l^{\text{изл}} = \varepsilon C_0 \pi d\left[\left(\frac{T_{\text{с1}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{с2}}}{100}\right)^4\right].$$

При $t_{\text{с1}} = 400$° С

$$q_l^{\text{изл}} = 0,8 \cdot 5,67 \cdot 3,14 \cdot 0,2\,(6,73^4 - 3,03^4) = 5,6 \cdot 10^3\ \text{Вт/м}.$$

При $t_{\text{с1}} = 200$° С

$$q_l^{\text{изл}} = 2,85\,(4,73^4 - 3,03^4) = 1,185 \cdot 10^3\ \text{Вт/м}.$$

Для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией воспользуемся формулой (7-1) для случая горизонтальной трубы:

$$\mathrm{Nu}_{ж}=0{,}50\,(\mathrm{Gr\,Pr})_{ж}^{1/4}.$$

В первом случае

$$(\mathrm{GrPr})_{ж}=\frac{g\beta_{ж}\,\Delta t d^3}{\nu_{ж}^2}\,\mathrm{Pr}_{ж}=\frac{9{,}81\cdot 370\cdot 8\cdot 10^{-3}}{303\cdot 2{,}56\cdot 10^{-10}}=2{,}62\cdot 10^8.$$

Во втором случае

$$(\mathrm{GrPr})_{ж}=2{,}62\cdot 10^8\,\frac{170}{370}=1{,}2\cdot 10^8.$$

Числа Нуссельта и коэффициенты теплоотдачи

$$\mathrm{Nu}_{ж}=0{,}50\,(2{,}62\cdot 10^8)^{1/4}=63{,}5;$$

$$\mathrm{Nu}_{ж2}=0{,}50\cdot(1{,}2\cdot 10^8)^{1/4}=52{,}3;$$

$$\alpha_1=\mathrm{Nu}_{ж1}\,\frac{\lambda_{ж}}{d}=63{,}5\;\frac{2{,}68\cdot 10^{-2}}{0{,}2}=8{,}5\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)};$$

$$\alpha_2=7{,}0\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}.$$

Тепловые потери конвекцией:

при $t_{с1}=400^\circ$ С

$$q_l^{\text{конв}}=\alpha_1\,\pi d\,(t_{с}-t_{ж})=8{,}5\cdot 3{,}14\cdot 0{,}2\cdot 370=1970\ \text{Вт/м};$$

при $t_{с1}=200^\circ$ С

$$q_l^{\text{конв}}=7{,}0\cdot 3{,}14\cdot 0{,}2\cdot 170=750\ \text{Вт/м}.$$

10-29. Температура воздуха в помещении измеряется ртутным термометром. Термометр показывает 27° С. Температура стен помещения равна 25° С.

Оценить ошибку в показаниях термометра, которая возникает за счет лучистого теплообмена между термометром и стенами помещения, и действительную температуру воздуха, приняв степень черноты стекла равной 0,94, а коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности термометра 5 Вт/(м²·°С).

Ответ

Ошибка равна 3° С; $t_{ж}=30^\circ$ С.

10-30. Температуры двух пластин, помещенных в вакуум, равны 127 и 327° С. Степень черноты пластин одинакова и равна 0,8. Между пластинами, которые расположены параллельно друг другу, установлен экран, имеющий степень черноты 0,05.

Вычислить плотность теплового потока, проходящего через экран, и температуру экрана.

Ответ

$$q=146\ \text{Вт/м}^2;\quad t=254^\circ\ \text{С}.$$

10-31. Найти число экранов, которые необходимо поместить между двумя плоскопараллельными поверхностями, чтобы результирующий лучистый поток от одной поверхности к другой уменьшился в 79 раз.

Принять, что температуры поверхностей после установки экранов не изменяются.

Степень черноты экранов 0,05, а степень черноты поверхностей 0,8.

Ответ

3 экрана.

10-32. Нагревательную печь с целью уменьшения тепловых потерь окружили стальным экраном. Размеры печи велики по сравнению с расстоянием между ее наружной поверхностью и экраном.

В результате измерений было получено, что температура наружной поверхности кладки печи равна 107° С, а температура стального экрана 57° С.

Найти плотность результирующего лучистого потока от поверхности кладки к экрану, приняв степень черноты кладки и экрана равными соответственно 0,85 и 0,75.

Ответ

$$q_{л}=342\ \text{Вт/м}^2.$$

10-33. Какова должна быть степень черноты защитного экрана коллектора пароперегревателя, чтобы тепловые потери с поверхности этого коллектора за счет излучения не превышали 580 Вт/м² и температура на поверхности экрана не превышала 70° С? Диаметр защитного экрана равен 325 мм, коэффициент теплоотдачи за счет конвекции с внешней поверхности экрана $\alpha=11{,}6$ Вт/(м²·°С) и температура окружающей среды и ограждений $t_2=30^\circ$ С.

Ответ

$$\varepsilon_{эк}=0{,}34.$$

10-34. В опытной установке для определения степени черноты тел для поддержания постоянной температуры $t_1=800^\circ$ С вольфрамовой проволоки диаметром $d=3$ мм и длиной $l=200$ мм затрачивалась электрическая мощность 20 Вт. Поверхность вакуумной камеры, в которую помещена проволока, велика по сравнению с поверхностью проволоки. В процессе испытаний температура поверхности стенок вакуумной камеры поддерживалась постоянной и равной $t_2=20^\circ$ С.

Определить степень черноты вольфрамовой проволоки при температуре 800° С.

Ответ

$$\varepsilon_1=0{,}132.$$

10-35. Вычислить степень черноты вольфрамовой проволоки при температурах 1000, 1500 и 2000° С, если для поддержания указанных температур проволоки затрачивались электрические мощности соответственно 45, 234 и 834 Вт. Все другие условия принять теми же, что и в задаче 10-34.

Построить график зависимости степени черноты от температуры.

Ответ

$$\varepsilon_1'=0{,}16;\quad \varepsilon_1''=0{,}22;\quad \varepsilon_1'''=0{,}29.$$

Зависимость $\varepsilon_1=f(t)$ представлена на рис. 10-3.

10-36. В канале, по которому движется горячий газ, температура газа измеряется при помощи термопары (рис. 10-4). При установившемся тепловом режиме показания термопары $t_1=300^\circ$ С, а температура стенки $t_2=200^\circ$ С.

Вычислить ошибку в измерении температуры газа, которая получается за счет лучистого теплообмена между корольком термопары и стенкой канала, и истинную температуру газа. Степень черноты королька термопары принять $\varepsilon_1=0{,}8$, а коэффициент теплоотдачи от газа к поверхности королька $\alpha=58$ Вт/(м$^2\cdot$°С).

Ответ

Ошибка равна 45,5° С; $t_ж=345{,}5$° С.

Решение

Составим уравнение теплового баланса ~~для~~ королька термопары. Термопара отдает теплоту за счет излучения

$$Q=F_1\varepsilon_1C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]$$

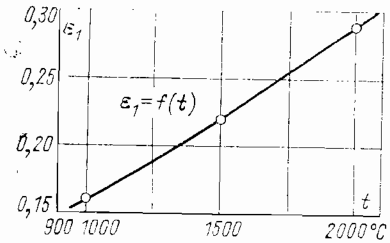


Рис. 10-3. К задаче 10-35.

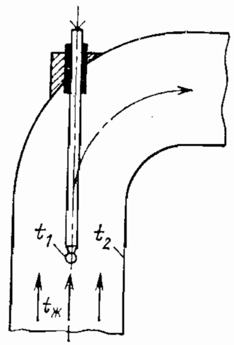


Рис. 10-4. К задаче 10-36.

и получает теплоту за счет конвекции

$$Q=F_1\alpha\,(t_ж-t_1).$$

При установившемся режиме

$$\alpha\,(t_ж-t_1)=\varepsilon_1C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right].$$

Подставив в это уравнение известные значения величин, получим:

$$t_ж-t_1=\frac{0{,}8\cdot5{,}67}{58}\left[\left(\frac{300+273}{100}\right)^4-\left(\frac{200+273}{100}\right)^4\right]=45{,}5^\circ\text{ С}.$$

Истинная температура газа

$$t_ж=300+45{,}5=345{,}5^\circ\text{ С}.$$

10-37. Какова будет ошибка измерения температуры газового потока, если за счет тщательной внешней изоляции газопровода температура его внутренних стенок стала $t_2=250$° С. Все другие условия те же, что и в задаче 10-36.

Ответ

Ошибка равна 23,5° С; $t_ж=323{,}5$° С.

10-38. В газопроводе диаметром $D=500$ мм температура горячего газа измерялась термометром сопротивления диаметром $d_1=5$ мм, окруженным цилиндрическим экраном диаметром $d_2=10$ мм

(рис. 10-5). Показания термометра сопротивления $t_1=300$° С; температура внутренней поверхности стенки газопровода $t_2=200$° С и степень черноты поверхности термометра сопротивления и экрана $\varepsilon_1=\varepsilon_{эк}=0{,}8$.

Вычислить ошибку в измерении и истинную температуру газа, если коэффициент теплоотдачи к поверхности термометра сопротивления и к поверхности экрана $\alpha=58$ Вт/(м$^2\cdot$°С). Полученные результаты сравнить с ответом к задаче 10-36.

Ответ

$t_ж=309$° С; ошибка измерения уменьшилась примерно в 5 раз и составляет 9° С.

Решение

Составим уравнение теплового баланса:

а) для термометра сопротивления

$$\alpha\pi d_1(t_ж-t_1)=$$

$$=\frac{\pi d_1C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{эк}}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{d_1}{d_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_{эк}}-1\right)};\qquad(а)$$

б) для экрана

$$\alpha\pi d_1(t_ж-t_1)+2\alpha\pi d_2\,(t_ж-t_{эк})=$$

$$=\pi d_2\varepsilon_{эк}C_0\left[\left(\frac{T_{эк}}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right].\qquad(б)$$

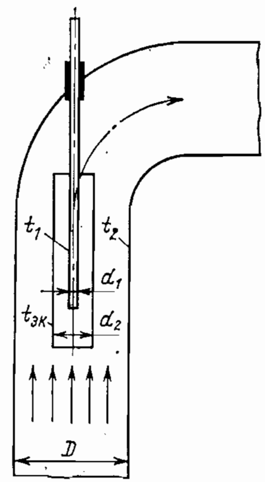


Рис. 10-5. К задаче 10-38.

В последнем уравнении учтено, что поверхность экрана мала по сравнению с окружающей его поверхностью газопровода, поскольку $d_2\ll D$.

Из уравнений (а) и (б) находим:

$$t_ж=\frac{C_0}{\alpha}\,\frac{\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{эк}}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{d_1}{d_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_{эк}}-1\right)}+t_1$$

и

$$t_ж=\frac{2\alpha d_2t_{эк}+\alpha d_1t_1+d_2\varepsilon_{эк}C_0\left(\frac{T_{эк}}{100}\right)^4-d_2\varepsilon_{эк}C_0\left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{2d_2\alpha+\alpha d_1}.$$

Подставив известные значения величин в последние уравнения, получим:

$$t_ж = 377 - 0,071\left(\frac{T_{эк}}{100}\right)^4$$

и

$$t_ж = 44,3 + 0,0314\left(\frac{T_{эк}}{100}\right)^4 + 0,8t_{эк}.$$

Вычисленные значения $t_ж = f_1(t_{эк})$ и $t_ж = f_2(t_{эк})$ для различных значений температуры экрана представлены на рис. 10-6 и сведены в следующую таблицу:

$t_ж$	$t_{эк}$, °C			
	240	260	280	300
$t_ж = f_1(t_{эк})$	327,6	323,6	315,1	305,8
$t_ж = f_2(t_{эк})$	258,0	275,8	295,6	315,4

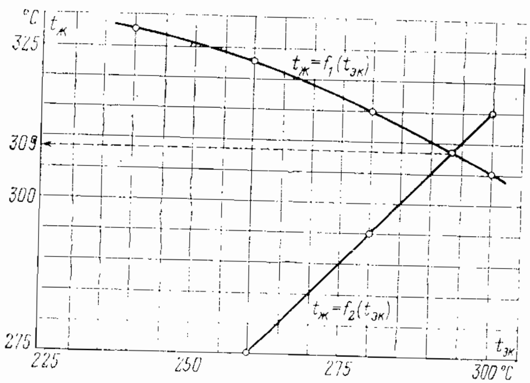


Рис. 10-6. К задаче 10-38.

Из графика (рис. 10-6) находим, что истинная температура газа $t_ж = 309°$ C.

Ошибка в измерении температуры газа 309—300 = 9° C. Сравнивая этот результат с ответом к задаче 10-36, видим, что в тех же условиях, но при наличии одного экрана ошибка в измерении температуры газа уменьшилась в 5 раз.

10-39. Вычислить угловой коэффициент и тепловой поток при лучистом теплообмене между двумя параллельными полосами, расстояние между которыми $h = 3$ м. Ширина полос одинакова $a_1 = a_2 = 2$ м, а длина велика по сравнению с шириной полос (рис. 10-7). Степень черноты полос $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,8$, а температуры их поверхности $t_1 = 500°$ C и $t_2 = 200°$ C.

Ответ

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \varphi_{2,1} = 0,3; \quad Q_л = 9050 \text{ Вт/м}.$$

Решение

Для двух параллельных полос одинаковой ширины угловые коэффициенты $\bar{\varphi}_{1,2} = \bar{\varphi}_{2,1}$ и находятся из уравнения [4]:

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \sqrt{1 + \left(\frac{h}{a}\right)^2} - \frac{h}{a}.$$

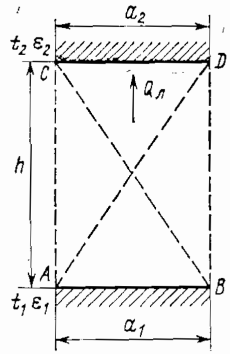


Рис. 10-7. К задаче 10-39.

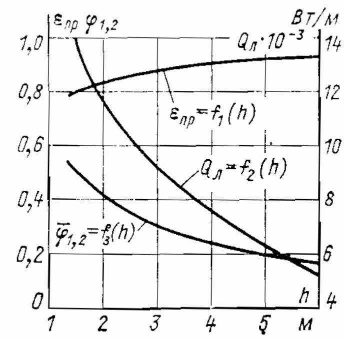


Рис. 10-8. К задаче 10-40.

Подставляя численные значения величин, получаем:

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \sqrt{1 + \left(\frac{3}{2}\right)^2} - \frac{3}{2} = 0,3.$$

Тепловой поток, отнесенный к единице длины полосы, определяем из уравнения [4]:

$$Q_л = \varepsilon_{пр} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \bar{H},$$

где

$$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{1 + \bar{\varphi}_{1,2}\left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right) + \bar{\varphi}_{2,1}\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,3\left(\frac{1}{0,8} - 1\right)} = 0,87;$$

H — взаимная поверхность лучистого обмена на 1 м полосы;

$$\bar{H}_1 = \bar{H}_2 = \bar{\varphi}_{1,2} F_1 = 0,3 \cdot 2 \cdot 1 = 0,6 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Тогда

$$Q_л = 0,87\cdot 5,67\left[\left(\frac{500+273}{100}\right)^4-\left(\frac{200+273}{100}\right)^4\right]0,6 = 9050 \text{ Вт/м}.$$

10-40. Как изменятся угловой коэффициент, приведенная степень черноты и тепловой поток, если полосы, рассмотренные в задаче 10-39, установить на расстоянии $h_1=1,5$ м и $h_2=6$ м?

Построить графическую зависимость $\bar{\varphi}_{1,2}$, $\varepsilon_{пр}$ и $Q_л$ от расстояния между полосами.

Ответ

При $h_1 = 1,5$ м $\bar{\varphi}_{1,2} = 0,5$ м; $\varepsilon_{пр} = 0,8$; $Q_л = 13,9$ кВт/м;

при $h_2 = 6$ м $\bar{\varphi}_{1,2} = 0,16$ м; $\varepsilon_{пр} = 0,926$; $Q_л = 5,15$ кВт/м.

Зависимость соответствующих величин от h представлена на рис. 10-8.

10-41. Определить угловые коэффициенты и взаимные поверхности лучистого обмена между стенками канала, имеющего в поперечном сечении форму равностороннего треугольника со сторонами $a=b=c=2$ м.

Ответ

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \bar{\varphi}_{2,1} = \bar{\varphi}_{2,3} = \bar{\varphi}_{3,2} = \bar{\varphi}_{1,3} = \bar{\varphi}_{3,1} = \frac{1}{2};$$

$$\bar{H}_{1,2} = \bar{H}_{2,1} = \bar{H}_{2,3} = \bar{H}_{3,2} = \bar{H}_{1,3} = \bar{H}_{3,1} = 1 \text{ м}^2/\text{м}.$$

10-42. Определить угловые коэффициенты и взаимные поверхности лучистого обмена между стенками канала, имеющего в поперечном сечении форму равнобедренного треугольника со сторонами:

а) $b = c = 2a$;

б) $b = c = 3a$.

В обоих случаях $a=2$ м.

Ответ

а) $\bar{\varphi}_{ab} = \bar{\varphi}_{ac} = \dfrac{1}{2}$;

$\bar{\varphi}_{ba} = \bar{\varphi}_{ca} = \dfrac{1}{4}$;

$\bar{\varphi}_{bc} = \bar{\varphi}_{cb} = \dfrac{3}{4}$;

$\bar{H}_{ab} = \bar{H}_{ba} = \bar{H}_{ac} = \bar{H}_{ca} = 1 \text{ м}^2/\text{м}$; $\bar{H}_{bc} = \bar{H}_{cd} = 3 \text{ м}^2/\text{м}$.

б) $\bar{\varphi}_{ab} = \bar{\varphi}_{ac} = \dfrac{1}{2}$; $\bar{\varphi}_{ba} = \bar{\varphi}_{ca} = \dfrac{1}{6}$; $\bar{\varphi}_{bc} = \bar{\varphi}_{cb} = \dfrac{5}{6}$;

$$\bar{H}_{ab} = \bar{H}_{ba} = \bar{H}_{ac} = \bar{H}_{ca} = 1 \text{ м}^2/\text{м};$$

$$\bar{H}_{bc} = \bar{H}_{cd} = 5 \text{ м}^2/\text{м}.$$

10-43. Вычислить значение лучистого потока между двумя черными дисками, расположенными друг против друга в параллельных плоскостях. Температура первого диска $t_1=500°$ С и второго $t_2=200°$ С. Диски одинаковых размеров $d_1=d_2=200$ мм и расстояние между ними $h=400$ мм.

Ответ

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \bar{\varphi}_{2,1} = 0,055; \quad Q_л = 30 \text{ Вт}.$$

Решение

Угловой коэффициент лучистого обмена для системы тел, указанной в условиях задачи, вычисляется по уравнению [24]

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 1 + 2\left(\frac{h}{d}\right)^2 - 2\frac{h}{d}\sqrt{1+\left(\frac{h}{d}\right)^2}.$$

Подставив численные значения величин, получим:

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 1 + 2\left(\frac{400}{200}\right)^2 - 2\,\frac{400}{200}\sqrt{1+\left(\frac{400}{200}\right)^2} = 0,055.$$

Поскольку диски одинаковых размеров, то и $\bar{\varphi}_{1,2}=\bar{\varphi}_{2,1}$.

Взаимная поверхность теплообмена найдется как

$$\bar{H}_{1,2} = \bar{\varphi}_{1,2}\,F_1 = 0,055\cdot 0,785\,(0,2)^2 = 1,73\cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Лучистый поток от первого диска ко второму

$$Q_л = C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]\bar{H}_{1,2} =$$

$$= 5,67\left[\left(\frac{500+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{200+273}{100}\right)^4\right]\cdot 1,73\cdot 10^{-3} = 30 \text{ Вт}.$$

10-44. Как изменятся угловые коэффициенты и лучистые потоки между дисками, рассмотренными в задаче 10-43, если расстояние между ними сократить соответственно в 2 и 4 раза?

Построить графическую зависимость углового коэффициента и лучистого потока от расстояния между дисками.

Ответ

а) $\bar{\varphi}_{1,2} = 0,17$; $Q_л = 92,6$ Вт;

б) $\bar{\varphi}_{1,2} = 0,382$; $Q_л = 208,0$ Вт.

10-45. Вычислить средние угловые коэффициенты $\bar{\varphi}_{1,2}$ и $\bar{\varphi}_{2,1}$ и результирующий лучистый поток для случая: когда диаметр диска, имеющего меньшую температуру, увеличен в 2 раза, а все другие условия остались такими же, как в задаче 10-43.

Ответ

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 0,194; \quad \bar{\varphi}_{2,1} = 0,0484; \quad Q_{л1,2} = 105,9 \text{ Вт}.$$

Решение

Для рассматриваемого случая, когда $d_1<d_2$, средний угловой коэффициент вычисляется по формуле [24]:

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \frac{1}{d_1^2}\left[\sqrt{\left(\frac{d_1+d_2}{2}\right)^2 + h^2} - \sqrt{\left(\frac{d_2-d_1}{2}\right)^2 + h^2}\right].$$

Подставляя численные значения величин, получаем:

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \frac{1}{0,2^2}\left[\sqrt{\left(\frac{0,2+0,4}{2}\right)^2 + 0,4^2} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{\left(\frac{0,4-0,2}{2}\right)^2 + 0,4^2}\right] = 0,1935;$$

$$\varphi_{2,1} = \bar{\varphi}_{1,2}\frac{F_1}{F_2} = 0,1935\frac{d_1^2}{d_2^2} = 0,0484.$$

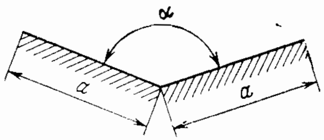


Рис. 10-9. К задаче 10-46.

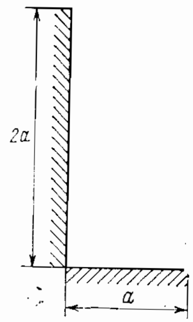


Рис. 10-10. К задаче 10-47.

Взаимная поверхность лучистого теплообмена

$$\bar{H}_{1,2} = \bar{\varphi}_{2,1}\, F_1 = 0,1935 \cdot 0,785 \cdot 0,2^2 = 0,00608 \text{ м}^2.$$

Результирующий лучистый поток:

$$Q_{\text{л}1,2} = C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]\bar{H}_{1,2} =$$

$$= 5,67\left[\left(\frac{500+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{200+273}{100}\right)^4\right] 0,00608 = 105,9 \text{ Вт}.$$

10-46. Две длинные полосы одинаковой ширины образуют в сечении угол α (рис. 10-9).

Найти угловой коэффициент излучения с одной полосы на другую.

Ответ

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 1 - \sin\frac{\alpha}{2}.$$

10-47. Две длинные полосы образуют в сечении прямой угол (рис. 10-10). Ширина одной полосы в 2 раза больше другой.

Найти угловой коэффициент излучения с меньшей полосы на большую.

Ответ

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 0,38.$$

10-48. Вычислить коэффициент облучения круглого диска радиусом r_0 элементарной площадкой dF_1, нормаль к которой совпадает с нормалью к диску в его центре. Расстояние между элементарной площадкой и диском равно h. Для решения воспользуемся методом соотношения проекций (графоаналитическим методом).

Ответ

$$\varphi_{1,2} = \frac{r_0^2}{r_0^2 + h^2}.$$

10-49. Стены топочной камеры парового котла покрыты одним рядом экранных труб диаметром $d = 100$ мм с шагом $s = 120$ мм (рис. 10-11).

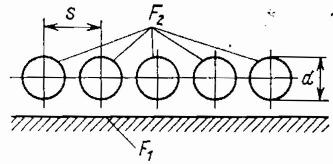


Рис. 10-11. К задаче 10-49.

Размеры поверхности стен и длина экранных труб достаточно велики, и расстояние между стенкой и трубами не будет иметь значения для лучистого обмена.

Вычислить средние угловые коэффициенты $\bar{\varphi}_{1,2}$ и $\bar{\varphi}_{2,1}$ и взаимные поверхности лучистого теплообмена для такой системы тел.

Ответ

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 0,934; \quad \bar{\varphi}_{2,1} = 0,357;$$

$$\bar{H}_{1,2} = \bar{H}_{2,1} = 0,112 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Решение

Для указанной системы тел угловой коэффициент лучистого обмена вычисляется по формуле [4]

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{s}\right)^2} + \frac{d}{s}\operatorname{arctg}\sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1}.$$

Подставив известные из условий задачи значения величин, получим:

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{100}{120}\right)^2} + \frac{100}{120}\operatorname{arctg}\sqrt{\left(\frac{120}{100}\right)^2 - 1} = 0,934;$$

$\bar{\varphi}_{2,1}$ находим из условий взаимности:

$$\bar{\varphi}_{2,1} F_2 = \bar{\varphi}_{1,2} F_1,$$

откуда

$$\bar{\varphi}_{2,1} = \bar{\varphi}_{1,2}\frac{F_1}{F_2} = 0,934\frac{s}{\pi d} = 0,357.$$

Взаимные поверхности теплообмена

$$\overline{H}_{1,2} = \overline{H}_{2,1} = \overline{\varphi}_{1,2} F_1 = 0,934\cdot 0,12 = 0,112\ \text{м}^2/\text{м}.$$

10-50. Как изменятся средние угловые коэффициенты и взаимные поверхности теплообмена, если расстояния между осями экранных труб, рассмотренных в задаче 10-49, увеличить в 2 и 3 раза, а все другие условия оставить без изменений?

Построить зависимость угловых коэффициентов и взаимных поверхностей лучистого обмена от расстояния между трубами; при этом использовать и результаты вычислений в задаче 10-49.

Ответ

а) $\overline{\varphi}_{1,2} = 0,566$; $\overline{\varphi}_{2,1} = 0,432$; $\overline{H}_{1,2} = \overline{H}_{2,1} = 0,1358\ \text{м}^2/\text{м}$;

б) $\overline{\varphi}_{1,2} = 0,401$; $\overline{\varphi}_{2,1} = 0,460$; $\overline{H}_{1,2} = \overline{H}_{2,1} = 0,1445\ \text{м}^2/\text{м}$.

10-51. Стены топочной камеры покрыты двумя рядами экранных труб, имеющих внешний диаметр $d=80$ мм. Трубы в обоих рядах

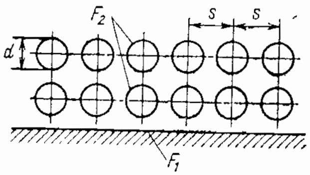


Рис. 10-12. К задаче 10-51.

расположены с одинаковым шагом (в плоскости, параллельной стене), равным $s=400$ мм (рис. 10-12).

Вычислить средний угловой коэффициент лучистого обмена между поверхностью топочной камеры и экранными трубами.

Ответ

$$\overline{\varphi}'_{1,2} = 0,502.$$

Решение

Угловой коэффициент лучистого обмена между стенкой и одним рядом труб вычисляется по формуле [24]

$$\overline{\varphi}_{1,2} = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{s}\right)^2} + \frac{d}{s}\operatorname{arctg}\sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1} =$$

$$= 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{80}{400}\right)^2} + \frac{80}{400}\operatorname{arctg}\sqrt{\left(\frac{400}{80}\right)^2 - 1} = 0,294.$$

Для многорядных пучков труб

$$\overline{\varphi}'_{1,2} = 1 - \left(1 - \overline{\varphi}_{1,2}\right)^n = 1 - (1 - 0,294)^2 = 0,502,$$

где n — число рядов, в нашем случае $n=2$.

10-52. Вычислить угловые коэффициенты лучистого обмена между плоской поверхностью и пучком труб, если число рядов труб в направлении, нормальном к поверхности стены, равно соответственно $n=3$, 4, 5 и 6, а все другие условия те же, что в задаче 10-51.

Построить графическую зависимость углового коэффициента лучистого обмена $\overline{\varphi}'_{1,2}$ от числа рядов n. При построении использовать результаты вычислений в задаче 10-51.

Ответ

$$n = 3,\quad \overline{\varphi}'_{1,2} = 0,6485;$$

$$n = 4,\quad \overline{\varphi}'_{1,2} = 0,752;$$

$$n = 5,\quad \overline{\varphi}'_{1,2} = 0,825;$$

$$n = 6,\quad \overline{\varphi}'_{1,2} = 0,8754.$$

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ В ПОГЛОЩАЮЩЕЙ СРЕДЕ

11-1. Определить коэффициент ослабления луча слоем двуокиси углерода толщиной 30 мм, если известно, что после прохождения этого слоя спектральная интенсивность луча уменьшилась на 90%.

Ответ

$$\chi_\lambda = 76,7\ 1/\text{м}.$$

Решение

Коэффициент ослабления луча в поглощающей среде χ_λ можно найти из закона Бугера:

$$J_{\lambda,x} = J_{\lambda,x=0}\, e^{-\chi_\lambda x}, \tag{11-1}$$

откуда

$$\chi_\lambda = -\frac{1}{x}\ln\frac{J_{\lambda,x}}{J_{\lambda,x=0}}. \tag{11-2}$$

Из условий задачи имеем:

$$\frac{J_{\lambda,x}}{J_{\lambda,x=0}} = 0,1.$$

Подставив численные значения величин из условий задачи в уравнение (11-2), получим:

$$\chi_\lambda = -\frac{1}{3\cdot 10^{-2}}\,2,3\lg 0,1 = 76,7\ 1/\text{м}.$$

11-2. Поглощательная способность слоя газа толщиной l_1 при парциальном давлении p_1 равна $A_{\lambda 1}$.

Определить поглощательную способность газа при одновременном изменении толщины слоя и парциального давления до величин соответственно l_2 и p_2. Считать, что для данного газа справедлив закон Бугера, а температура газа в обоих случаях одна и та же.

Ответ

$$A_{\lambda 2} = 1 - (1 - A_{\lambda 1})^{\frac{p_2 l_2}{p_1 l_1}}.$$

Решение

По закону Бугера поглощательная способность газа, находящегося при неизменной температуре, является функцией величины pl:

$$A_\lambda = 1 - e^{-k(pl)}.$$

Запишем последнее равенство применительно к условиям задачи:

$$A_{\lambda 1} = 1 - e^{-k(p_1 l_1)};$$

$$A_{\lambda 2} = 1 - e^{-k(p_2 l_2)}.$$

Исключая k из уравнений, получаем:

$$A_{\lambda 2} = 1 - (1 - A_{\lambda 1})^{\frac{p_2 l_2}{p_1 l_1}}.$$

11-3. В закрытой с обеих сторон трубе диаметром 200 мм и длиной 1 м находится смесь сухого воздуха и двуокиси углерода. Полное давление и температура смеси равны соответственно 98,1 кПа и 800° С. Парциальное давление двуокиси углерода равно 9 кПа.

Найти степень черноты находящейся в трубе смеси газов.

Ответ

$$\varepsilon = 0{,}06.$$

11-4. В нагревательной печи температура газов по всему объему постоянна и равна 1200° С. Объем печи $V = 12$ м³, и полная поверхность ограждения $F = 28$ м².

Общее давление продуктов сгорания $p = 98{,}1$ кПа, парциальное давление водяных паров $p_{H_2O} = 8$ кПа и углекислоты $p_{CO_2} = 12$ кПа.

Вычислить степень черноты излучающей газовой смеси и собственное излучение продуктов сгорания.

Ответ

$$\varepsilon_г = 0{,}215; \quad E_{соб.г} = 57\,400 \text{ Вт/м}^2.$$

Решение

Средняя длина пути луча для газового слоя в объеме печи вычисляется по формуле [28]:

$$l = 3{,}6\frac{V}{F} = 3{,}6\frac{12}{28} = 1{,}54 \text{ м}.$$

Произведение парциального давления двуокиси углерода и водяных паров на длину пути луча равны:

$$p_{CO_2} l = 1{,}2\cdot 10^4\cdot 1{,}54 = 1{,}85\cdot 10^4 \text{ м}\cdot\text{Па} = 18{,}9 \text{ см}\cdot\text{кгс/см}^2;$$

$$p_{H_2O} l = 0{,}8\cdot 10^4\cdot 1{,}54 = 1{,}23\cdot 10^4 \text{ м}\cdot\text{Па} = 12{,}5 \text{ см}\cdot\text{кгс/см}^2.$$

Степень черноты CO_2 и H_2O при температуре газов $t_2 = 1200$° С найдем по графикам рис. 11-1 и 11-2 [29]:

$$\varepsilon_{CO_2} = 0{,}11;$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0{,}10.$$

Степень черноты газовой смеси

$$\varepsilon_г = \varepsilon_{CO_2} + \beta\varepsilon_{H_2O}.$$

Из графиков рис. 11-3 находим поправку $\beta = 1{,}05$, тогда $\varepsilon_г = 0{,}11 + 1{,}05\cdot 0{,}10 = 0{,}215$.

Собственное излучение продуктов сгорания

$$E_{соб.г} = \varepsilon_г C_0\left(\frac{T_г}{100}\right)^4 = 0{,}215\cdot 5{,}67\left(\frac{1473}{100}\right)^4 = 57\,400 \text{ Вт/м}^2.$$

11-5. Вычислить степень черноты и собственное излучение смеси, если средняя температура газов снизилась до 1000° С, а все другие условия оставались теми же, что и в задаче 11-4.

Ответ

$$\varepsilon_г = 0{,}256; \quad E_{соб.г} = 38\,200 \text{ Вт/м}^2.$$

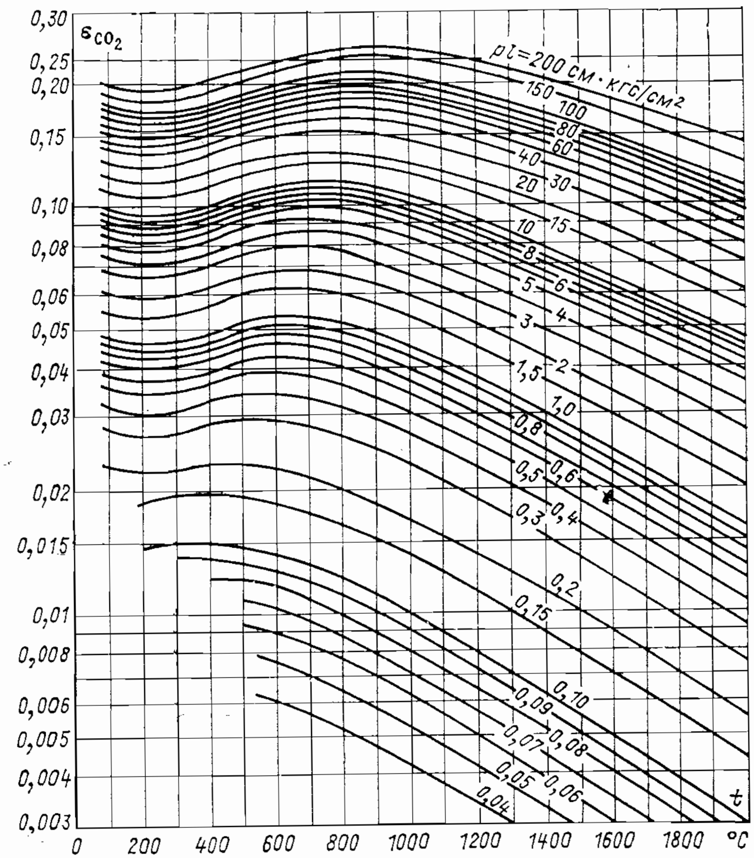


Рис. 11-1. Степень черноты двуокиси углерода $\varepsilon_{CO_2} = f_1(t, pl)$ [29].

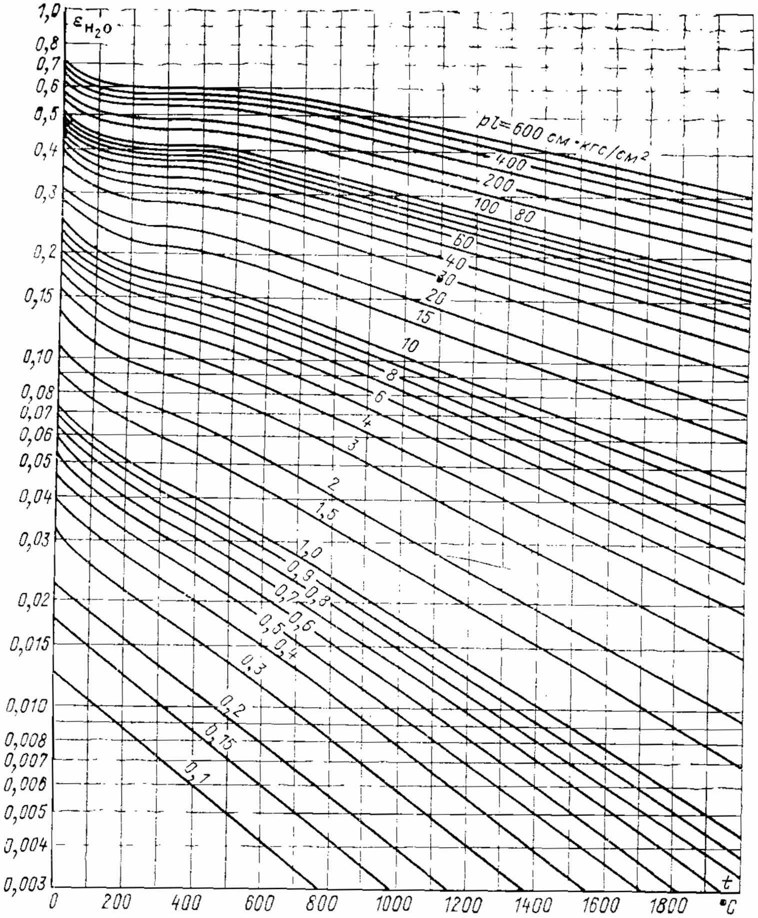


Рис. 11-2. Степень черноты водяного пара $\varepsilon_{H_2O} = f_2(t,\ pl)$ [29].

11-6. Вычислить степень черноты и собственное излучение газовой смеси, если парциальное давление двуокиси углерода $p_{CO_2} = 1 \cdot 10^4$ Па, водяных паров $p_{H_2O} = 1 \cdot 10^4$ Па, а все другие условия те же, что в задаче 11-4.

Ответ

$$\varepsilon_г = 0,220; \quad E_{соб.г} = 58\,700 \text{ Вт/м}^2.$$

11-7. Определить коэффициент теплоотдачи излучением от потока газа к поверхности труб пароперегревателя парового котла, если температура газа на входе $t_{г1} = 1100°$ С и на выходе из пароперегревателя $t_{г2} = 800°$С. Принять температуру всей поверхности теплообмена постоянной и равной $t_c = 500°$С и степень черноты поверхности $\varepsilon_c = 0,8$. Трубы расположены в шахматном порядке (рис. 11-4) с шагами по фронту $s_1 = 2d$ и глубине $s_2 = 2d$; внешний диаметр труб $d = 38$ мм. Газ содержит 10% CO_2 и 4% H_2O. Общее давление газа $p = 98,1$ кПа.

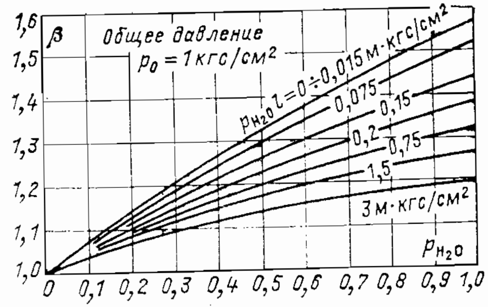


Рис. 11-3. Поправочный коэффициент β на парциальное давление для водяного пара [29].

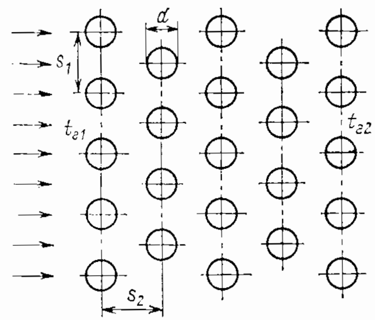


Рис. 11-4. К задаче 11-7.

Ответ

$$\alpha_л = 11,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot °\text{С)}.$$

Решение

Средняя длина пути луча в межтрубном пространстве определяется по формуле [28]:

$$l = 1,08d\left(\frac{s_1 s_2}{d^2} - 0,785\right) = 1,08 \cdot 0,038\,(2 \cdot 2 - 0,785) = 0,132 \text{ м}.$$

Произведения парциального давления двуокиси углерода и водяных паров на среднюю длину пути луча равны:

$$p_{CO_2} l = 0,1 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,132 = 0,129 \cdot 10^4 \text{ м} \cdot \text{Па} = 1,32 \text{ см} \cdot \text{кгс/см}^2;$$

$$p_{H_2O} l = 0,04 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,132 = 0,0518 \cdot 10^4 \text{ м} \cdot \text{Па} = 0,528 \text{ см} \cdot \text{кгс/см}^2.$$

Средняя температура газов

$$t_г = \frac{1}{2}(t_{г1} + t_{г2}) = \frac{1}{2}(1100 + 800) = 950°\text{С}.$$

При средней температуре газов по графикам на рис. 11-1 и 11-2 находим степени черноты CO_2 и H_2O:

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,05;$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,0105.$$

По графику на рис. 11-3 находим поправку β и вычисляем степень черноты газов при средней температуре газов

$$\varepsilon_г = \varepsilon_{CO_2} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0,05 + 1,05 \cdot 0,0105 = 0,061.$$

Поглощательная способность газов при температуре поверхности труб

$$A_г = \varepsilon_{CO_2}\left(\frac{T_г}{T_с}\right)^{0,65} + \beta\varepsilon_{H_2O} =$$

$$= 0,056\left(\frac{950+273}{500+273}\right)^{0,65} + 1,05 \cdot 0,021 = 0,0975,$$

где ε_{CO_2} и ε_{H_2O} берутся по тем же графикам (рис. 11-1 и 11-2) при температуре стенки.

Тепловая нагрузка поверхности труб за счет излучения

$$q_л = \frac{1}{2}(\varepsilon_с + 1) C_0 \left[\varepsilon_г \left(\frac{T_г}{100}\right)^4 - A_г \left(\frac{T_с}{100}\right)^4\right]. \quad (11\text{-}3)$$

В данном случае

$$q_л = \frac{1}{2}(0,8+1) \cdot 5,67 \left[0,061\left(\frac{950+273}{100}\right)^4 - \right.$$

$$\left. - 0,0975\left(\frac{500+273}{100}\right)^4\right] = 5180 \text{ Вт/м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_л = \frac{q_л}{t_г - t_с} = \frac{5180}{950 - 500} = 11,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{С)}.$$

11-8. Решить задачу 11-7 при условии, что расстояние между осями труб по фронту и в глубину увеличено в 2 раза, т. е. $s_1 = s_2 = 4d$, а все остальные исходные данные остались без изменений.

Ответ

$$\alpha_л = 25,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{С)}.$$

11-9. Решить задачу 11-7 при условии, что в результате изменения режима работы топки парциальное давление водяных паров увеличилось в 3 раза, а все другие исходные данные остались без изменений.

Ответ

$$\alpha_л = 15,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{С)}.$$

11-10. Пучок из большого числа длинных труб наружным диаметром $d = 60$ мм обтекается продуктами сгорания, содержащими 12% двуокиси углерода и 7% водяного пара. Температура продуктов сгорания равна 1200° С, а общее давление 98,1 кПа.

Трубы расположены в шахматном порядке с одинаковыми поперечными и продольными шагами, равными $s_1 = s_2 = 2d$.

Определить собственное излучение продуктов сгорания, приходящееся на 1 м² поверхности труб.

Ответ

$$q_{соб.г} = 2,03 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2.$$

11-11. Вычислить, какую долю составит теплообмен излучением в общем процессе передачи теплоты от дымовых газов к трубам котельного пучка, рассмотренного в задаче 6-13, при условии, если шаги между трубами по фронту и в глубину $s_1 = s_2 = 3d$ ($d_н = 80$ мм), средняя температура газов в пучке $t_г = 1000°$ С, температура поверхности труб $t_с = 400°$ С и степень черноты $\varepsilon_с = 0,8$. Дымовые газы содержат 11% H_2O и 13% CO_2. Давление газов 98,1 кПа. Конвективную составляющую $\alpha_к$ взять из ответа к задаче 6-13 (изменением $\alpha_к$ за счет другого значения s_1/s_2 пренебречь).

Ответ

$$\alpha_л = 0,385\alpha_0.$$

11-12. Вычислить плотность теплового потока, обусловленного лучеиспусканием от дымовых газов к поверхности цилиндрического газохода диаметром $d = 500$ мм. Газы содержат 10% CO_2 и 5% H_2O. Общее давление газов 98,1 кПа. Температура газов на входе в газоход $t_{г1} = 800°$ С и на выходе $t_{г2} = 600°$ С; средняя температура поверхности газохода $t_с = 400°$ С и степень черноты поверхности $\varepsilon_с = 0,85$.

Ответ

$$q_л = 4630 \text{ Вт/м}^2.$$

Решение

Средняя длина пути луча

$$l = 0,9\frac{4V}{F} = 0,9\frac{4\frac{\pi d^2}{4}L}{\pi d L} = 0,9d = 0,45 \text{ м}.$$

В расчетной практике степень черноты газов определяется в отличие от задачи 11-7 и по средней геометрической температуре газов. Этот метод применяется при больших изменениях температуры в газоходе.

Средняя геометрическая температура в газоходе

$$\overline{T}_г = \sqrt[4]{(T_{г1})^2 (T_{г2})^2} = \sqrt[4]{(800+273)^2 (600+273)^2} = 967 \text{ К};$$

$$\overline{t}_г = \overline{T}_г - 273 = 694°\text{С}.$$

Произведения парциальных давлений CO_2 и H_2O на среднюю длину пути луча равны:

$$p_{CO_2} l = 0,1 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,45 = 0,442 \cdot 10^4 \text{ м} \cdot \text{Па} = 4,5 \text{ см} \cdot \text{кгс/см}^2;$$

$$p_{H_2O} l = 0,05 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,45 = 0,221 \cdot 10^4 \text{ м} \cdot \text{Па} = 2,25 \text{ см} \cdot \text{кгс/см}^2.$$

При средней температуре газов $\overline{t}_г = 694°$ С по рис. 11-1—11-3 находим:

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,09; \quad \varepsilon_{H_2O} = 0,05 \text{ и } \beta = 1,06.$$

Степень черноты газов при средней температуре газов

$$\varepsilon_г = \varepsilon_{CO_2} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0{,}09 + 1{,}06 \cdot 0{,}05 = 0{,}143.$$

При температуре стенки $t_c = 400°$ С по тем же графикам находим:

$$\varepsilon_{CO_2} = 0{,}08 \quad и \quad \varepsilon_{H_2O} = 0{,}07.$$

Поглощательная способность газов при температуре стенки найдется как

$$A_г = \varepsilon_{CO_2}\left(\frac{\overline{T}_г}{T_c}\right)^{0,65} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0{,}08\left(\frac{967}{673}\right)^{0,65} + 1{,}06 \cdot 0{,}07 = 0{,}175.$$

Удельный тепловой поток на стенки газохода за счет излучения газов

$$q_л = \frac{1}{2}(\varepsilon_c + 1)\, C_0 \left[\varepsilon_г \left(\frac{\overline{T}_г}{100}\right)^4 - A_г \left(\frac{T_c}{100}\right)^4\right] =$$

$$= \frac{1}{2}(0{,}85 + 1) \cdot 5{,}67\,(0{,}143 \cdot 9{,}7^4 - 0{,}175 \cdot 6{,}73^4) = 4630 \text{ Вт/м}^2.$$

11-13. Решить задачу 11-12 при условии, что канал газохода в поперечном сечении имеет форму прямоугольника со сторонами $a = 0{,}5$ м и $b = 1$ м. Все другие исходные данные сохранить без изменений.

Ответ

$$q_л = 5420 \text{ Вт/м}^2.$$

11-14. Решить задачу 11-12 при условии, что парциальное давление водяных паров увеличилось в 2 раза, а все другие данные остались без изменений.

Ответ

$$q_л = 5930 \text{ Вт/м}^2.$$

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

12-1. Масло марки МС поступает в маслоохладитель с температурой $t'_{ж1} = 70°$ С и охлаждается до температуры $t''_{ж1} = 30°$ С. Температура охлаждающей воды на входе $t'_{ж2} = 20°$ С.

Определить температуру воды на выходе из маслоохладителя, если расходы масла и воды равны соответственно $G_1 = 1 \cdot 10^4$ кг/ч и $G_2 = 2{,}04 \cdot 10^4$ кг/ч. Потерями теплоты в окружающую среду пренебречь.

Ответ

$$t''_{ж2} = 30° \text{ С}.$$

12-2. До какой температуры будет нагреваться вода в маслоохладителе, если расходы масла и воды будут одинаковыми: $G_1 = G_2$, а температуры $t'_{ж1}$, $t''_{ж1}$ и $t'_{ж2}$ такими же, как в задаче 12-1?

Ответ

$$t''_{ж2} = 40{,}4 °\text{С}.$$

12-3. Определить значения средних логарифмических температурных напоров между теплоносителями в условиях задач 12-1 и 12-2, если теплоносители движутся по схеме противотока.

Ответ

$$\Delta t_л = 21{,}7 \text{ °С и } \Delta t_л = 18{,}1 \text{°С}.$$

12-4. В воздухоподогревателе воздух нагревается от температуры $t'_{ж2} = 20°$ С до $t''_{ж2} = 210°$ С, а горячие газы охлаждаются от температуры $t'_{ж1} = 410°$ С до $t''_{ж1} = 250°$ С.

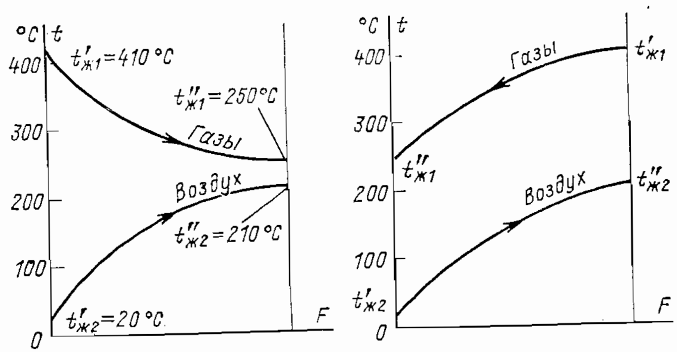


Рис. 12-1. К задаче 12-4.

Определить средний логарифмический температурный напор между воздухом и газом для случаев движения их по прямоточной и противоточной схемам (рис. 12-1).

Ответ

$$\Delta t_{прям} = 154 \text{ °С}; \quad \Delta t_{прот} = 215 \text{ °С}.$$

12-5. Определить среднелогарифмический температурный напор для условий задачи 12-4, если воздух и газ движутся по схеме «перекрестный ток» и поток каждого теплоносителя хорошо перемешивается. Сравнить результат с ответом к задаче 12-4.

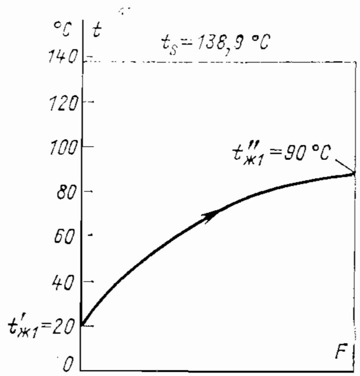
Ответ

$$\Delta t_{перекр} = 184 \text{ °С}; \quad \Delta t_{прот} > \Delta t_{перекр} > \Delta t_{прям}.$$

Указание. Среднелогарифмический температурный напор при перекрестном токе теплоносителей

$$\Delta t_{перекр} = \Delta t_{прот}\, \varepsilon_{перекр}, \tag{12-1}$$

где $\Delta t_{прот}$ — среднелогарифмический температурный напор при противотоке; $\varepsilon_{перекр}$ — поправочный коэффициент, определяемый по графику (см. рис. П-3) в зависимости от величин P и R:



$$P=\frac{\delta t_{ж2}}{\Delta t'}=\frac{t''_{ж2}-t'_{ж2}}{t'_{ж1}-t'_{ж2}};$$

$$R=\frac{\delta t_{ж1}}{\delta t_{ж2}}=\frac{t'_{ж1}-t''_{ж1}}{t''_{ж2}-t'_{ж2}}.$$

Рис. 12-2. К задаче 12-6.

12-6. В трубчатом пароводяном теплообменнике сухой насыщенный водяной пар с давлением $p=3{,}5\cdot10^5$ Па конденсируется на внешней поверхности труб. Вода, движущаяся по трубам, нагревается от $t'_{ж1}=20°$ C до $t''_{ж1}=90°$ C.

Определить среднелогарифмический температурный напор в этом теплообменнике (рис. 12-2).

Ответ

$$\Delta t_л=78{,}9\,°C.$$

12-7. Определить расход пара в пароводяном теплообменнике, рассмотренном в задаче 12-6, если расход воды составляет $G_1=8$ т/ч. Считать, что переохлаждение конденсата отсутствует.

Ответ

$$G_2=1090 \text{ кг/ч}.$$

12-8. Как изменятся среднелогарифмический температурный напор и расход пара для условий задач 12-6 и 12-7, если давление пара повысить до $p=7\cdot10^5$ Па?

Ответ

$$p=3{,}5\cdot10^5 \text{ Па};\ \Delta t_л=78{,}9\,°C;\ G_2=1090 \text{ кг/ч};$$

$$p=7\cdot10^5 \text{ Па};\ \Delta t_л=106\,°C;\ G_2=1130 \text{ кг/ч}.$$

12-9. Определить площадь поверхности нагрева водяного экономайзера, в котором теплоносители движутся по противоточной схеме, если известны следующие величины: температура газов на входе $t'_{ж1}=420°$ C; расход газов $G_1=220$ т/ч; теплоемкость газов $c_{p1}=1{,}045$ кДж/(кг·°C); температура воды на входе $t'_{ж2}=105°$ C; расход воды $G_2=120$ т/ч; количество передаваемой теплоты $Q=13{,}5$ МВт; коэффициент теплопередачи от газов к воде $k=79$ Вт/(м²·°C).

Ответ

$$F=1100 \text{ м}^2.$$

12-10. Определить площадь поверхности нагрева водяного экономайзера, рассмотренного в задаче 12-9, если теплоносители движутся по прямоточной схеме. Сравнить полученный результат с ответом к задаче 12-9.

Ответ

$$F=1930 \text{ м}^2;\ F_{прот}/F_{прям}=0{,}57.$$

12-11. В противоточный водо-водяной теплообменник, имеющий площадь поверхности нагрева $F=2$ м², греющая вода поступает с температурой $t'_{ж1}=85°$ C; ее расход $G_1=2000$ кг/ч. Расход нагреваемой воды $G_2=1500$ кг/ч и ее температура на входе в теплообменник $t'_{ж2}=25°$ C.

Определить количество передаваемой теплоты и конечные температуры теплоносителей, если известно, что коэффициент теплопередачи от нагретой воды к холодной $k=1400$ Вт/(м²·°C).

Ответ

$$Q=69{,}8 \text{ кВт};\ t''_{ж1}=55\,°C;\ t'_{ж2}=65\,°C.$$

12-12. Определить площадь поверхности нагрева и число секций водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе» (рис. 12-3).

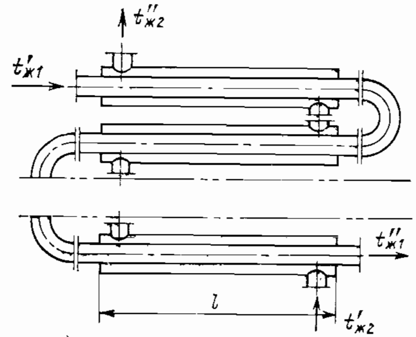


Рис. 12-3. К задаче 12-12.

Греющая вода движется по внутренней стальной трубе [$\lambda_c=45$ Вт/(м·°C)] диаметром $d_2/d_1=35/32$ мм и имеет температуру на входе $t'_{ж1}=95°$ C. Расход греющей воды $G_1=2130$ кг/ч.

Нагреваемая вода движется противотоком по кольцевому каналу между трубами и нагревается от $t'_{ж2}=15°$ C до $t''_{ж2}=45°$ C. Внутренний диаметр внешней трубы $D=48$ мм. Расход нагреваемой воды $G_2=3200$ кг/ч. Длина одной секции теплообменника $l=1{,}9$ м.

Потерями теплоты через внешнюю поверхность теплообменника пренебречь.

Ответ

$$F=1{,}33 \text{ м}^2;\ n=7.$$

Решение

Теплоемкость воды $c_p \approx 4{,}19$ кДж/(кг·°С).

Количество передаваемой теплоты

$$Q = G_2 c_{p2}\left(t''_{ж2} - t'_{ж2}\right) = \frac{3200}{3600}\,4{,}19\,(45-15) = 111 \text{ кВт}.$$

Температура греющей воды на выходе

$$t''_{ж1} = t'_{ж1} - \frac{Q}{G_1 c_{p1}} = 95 - \frac{111\cdot 3600}{2130\cdot 4{,}19} = 50\ °\text{С}.$$

Находим среднеарифметические значения температур теплоносителей и значения физических свойств воды при этих температурах:

$$t_{ж1} = 0{,}5\left(t'_{ж1} + t''_{ж1}\right) = 0{,}5\,(95+50) = 72{,}5\ °\text{С};$$

$$\rho_{ж1} = 976 \text{ кг/м}^3;\ \nu_{ж1} = 0{,}403\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\lambda_{ж1} = 0{,}670 \text{ Вт/(м·°С)};\ \Pr_{ж1} = 2{,}47;$$

$$t_{ж2} = 0{,}5\left(t'_{ж2} + t''_{ж2}\right) = 0{,}5\,(15+45) = 30\ °\text{С};$$

$$\rho_{ж2} = 996 \text{ кг/м}^3;\quad \nu_{ж2} = 0{,}805\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\lambda_{ж2} = 0{,}618 \text{ Вт/(м·°С)};\ \Pr_{ж2} = 5{,}42.$$

Скорости движения теплоносителей

$$w_1 = \frac{4G_1}{\rho_{ж1}\pi d_1^2\,3600} = \frac{4\cdot 2130}{976\cdot 3{,}14\,(3{,}2\cdot 10^{-2})^2\cdot 3600} = 0{,}755 \text{ м/с};$$

$$w_2 = \frac{4G_2}{\rho_{ж2}\pi\left(D^2 - d_2^2\right)3600} = \frac{4\cdot 3200}{996\cdot 3{,}14\,(4{,}8^2 - 3{,}5^2)\,10^{-4}\cdot 3600} = 1{,}06 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса для потока греющей воды

$$\text{Re}_{ж1} = \frac{w_1 d_1}{\nu_{ж1}} = \frac{0{,}755\cdot 3{,}2\cdot 10^{-2}}{0{,}403\cdot 10^{-6}} = 6\cdot 10^4 .$$

Режим течения греющей воды турбулентный, и расчет числа Нуссельта и коэффициента теплоотдачи ведем по формуле (5-7).

Число Нуссельта

$$\text{Nu}_{ж1} = 0{,}021\,\text{Re}_{ж1}^{0,8}\,\Pr_{ж1}^{0,43}\left(\frac{\Pr_{ж1}}{\Pr_{с1}}\right)^{0,25}.$$

Так как температура стенки неизвестна, то в первом приближении задаемся значением

$$t_{с1} \approx 0{,}5\,(t_{ж1} + t_{ж2}) = 0{,}5\,(72{,}5+30) = 51{,}2\ °\text{С}.$$

При этой температуре $\Pr_{с1} = 3{,}5$; тогда

$$\text{Nu}_{ж1} = 0{,}021\,(6\cdot 10^4)^{0,8}\,(2{,}47)^{0,43}\left(\frac{2{,}47}{3{,}5}\right)^{0,25} = 188.$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубы

$$\alpha_1 = \text{Nu}_{ж1}\frac{\lambda_{ж1}}{d_1} = 188\,\frac{0{,}670}{3{,}2\cdot 10^{-2}} = 3940 \text{ Вт/(м}^2\text{·°С)}.$$

Число Рейнольдса для потока нагреваемой воды

$$\text{Re}_{ж2} = \frac{w_2 d_э}{\nu_{ж2}} = \frac{1{,}06\cdot 1{,}3\cdot 10^{-2}}{0{,}805\cdot 10^{-6}} = 1{,}71\cdot 10^4,$$

где эквивалентный диаметр для кольцевого канала

$$d_э = D - d_2 = 48 - 35 = 13 \text{ мм}.$$

Режим течения нагреваемой воды турбулентный, и расчет числа Нуссельта и коэффициента теплоотдачи ведем по формуле (5-12) для теплоотдачи при турбулентном течении в каналах кольцевого сечения:

$$\text{Nu}_{ж2} = 0{,}017\text{Re}_{ж2}^{0,8}\,\Pr_{ж2}^{0,4}\left(\frac{\Pr_{ж2}}{\Pr_{с2}}\right)^{0,25}\left(\frac{D}{d_2}\right)^{0,18}.$$

Приняв в первом приближении $t_{с2} \approx t_{с1}$ и, следовательно, $\Pr_{с2} \approx \Pr_{с1} \approx 3{,}5$, получим:

$$\text{Nu}_{ж2} = 0{,}017\,(1{,}71\cdot 10^4)^{0,8}\,(5{,}42)^{0,4}\left(\frac{5{,}42}{3{,}5}\right)^{0,25}\left(\frac{48}{35}\right)^{0,18} = 95.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой воде

$$\alpha_2 = \text{Nu}_{ж2}\frac{\lambda_{ж2}}{d_э} = 95\,\frac{0{,}618}{1{,}3\cdot 10^{-2}} = 4500 \text{ Вт/(м}^2\text{·°С)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta_с}{\lambda_с} + \dfrac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\dfrac{1}{3940} + \dfrac{1{,}5\cdot 10^{-3}}{45} + \dfrac{1}{4500}} = 1970 \text{ Вт/(м}^2\text{·°С)}.$$

Так как в рассматриваемом случае $\dfrac{t'_{ж1} - t''_{ж2}}{t''_{ж1} - t'_{ж2}} = \dfrac{50}{35} < 1{,}5$, то с достаточной точностью можно вести расчет по среднеарифметической разности температур:

$$\Delta t_а = t_{ж1} - t_{ж2} = 72{,}5 - 30 = 42{,}5°\text{С}.$$

Плотность теплового потока

$$q = k\Delta t_а = 1970\cdot 42{,}5 = 8{,}37\cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2.$$

Площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{111}{83{,}7} = 1{,}33 \text{ м}^2.$$

Число секций

$$n = \frac{F}{\pi d_1 l} = \frac{1{,}33}{\pi \cdot 3{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}9} \approx 7.$$

Температуры поверхностей стенок трубы

$$t_{c1} = t_{ж1} - \frac{q}{\alpha_1} = 72{,}5 - \frac{83\,700}{3940} = 51{,}3\ °\text{C};$$

$$t_{c2} = t_{ж2} + \frac{q}{\alpha_2} = 30 + \frac{83\,700}{4500} = 48{,}6\ °\text{C}.$$

При этих температурах $Pr_{c1}=3{,}47$ и $Pr_{c2}=3{,}65$ и поправки на изменение физических свойств жидкости по сечению потока имеют следующие значения:

$$\left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_{c1}}\right)^{0,25} = \left(\frac{2{,}47}{3{,}47}\right)^{0,25} = 0{,}915 \text{ (в расчете было принято 0,92)};$$

$$\left(\frac{Pr_{ж2}}{Pr_{c2}}\right)^{0,25} = \left(\frac{5{,}42}{3{,}65}\right)^{0,25} = 1{,}10 \text{ (в расчете было принято 1,12)}.$$

Совпадение достаточно точное; можно принять, что $F=1{,}33$ м² и $n=7$.

12-13. В секционном теплообменнике типа «труба в трубе» горячее трансформаторное масло охлаждается водой.

Трансформаторное масло движется по внутренней латунной трубе диаметром $d_2/d_1=14/12$ мм со скоростью $w=4$ м/с. Температура масла на входе в теплообменник $t'_{ж1}=100°$ С. Вода движется по кольцевому зазору противотоком по отношению к маслу со скоростью $w_2=2{,}5$ м/с, ее температура на входе $t'_{ж2}=20°$ С. Внутренний диаметр внешней трубы $d_3=22$ мм.

Определить общую длину теплообменной поверхности, при которой температура масла на выходе будет $t''_{ж1}=60°$ С.

Потерями теплоты через внешнюю поверхность теплообменника пренебречь.

Ответ

$$l = 11{,}6 \text{ м}.$$

12-14. В трубчатом двухходовом воздухоподогревателе парового котла (рис. 12-4) воздух в количестве $G_2=21{,}5$ кг/с должен нагреваться от $t'_{ж2}=30°$ С до $t''_{ж2}=260°$ С.

Определить необходимую площадь поверхности нагрева, высоту труб в одном ходе l_1 и количество труб, расположенных поперек и вдоль потока воздуха.

Дымовые газы (13% CO_2, 11% H_2O) в количестве $G_1=19{,}6$ кг/с движутся внутри стальных труб ($\lambda_c=46{,}5$ Вт/(м·°С) диаметром $d_2/d_1=53/50$ мм со средней скоростью $w_1=14$ м/с. Температура газов на входе в воздухоподогреватель $t'_{ж1}=380°$ С.

Воздух движется поперек трубного пучка со средней скоростью в узком сечении пучка $w_2=8$ м/с. Трубы расположены в шахматном порядке с шагом $s_1=s_2=1{,}3d_2$.

Ответ

Площадь поверхности нагрева $F=1830$ м²; высота труб в одном ходе $l_1=5{,}4$ м; количество труб поперек потока $n_1=38$; количество труб вдоль потока $n_2=29$.

Решение

Среднеарифметическая температура воздуха

$$t_{ж2} = 0{,}5\left(t'_{ж2} + t''_{ж2}\right) = 0{,}5\,(30 + 260) = 145°\text{C}.$$

При этой температуре физические свойства воздуха равны соответственно: $\rho_{ж2}=0{,}844$ кг/м³; $c_{pж2}=1{,}01$ кДж/(кг·°С); $\lambda_{ж2}=3{,}52\cdot10^{-2}$ Вт/(м×°С); $\nu_{ж2}=28{,}3\cdot10^{-6}$ м²/с; $Pr_{ж2}=0{,}684$.

Количество передаваемой теплоты

$$Q = G_2 c_{pж2}\left(t''_{ж2} - t'_{ж2}\right) = 21{,}5 \cdot 1{,}01 \times$$

$$\times (260 - 30) = 5000 \text{ кВт}.$$

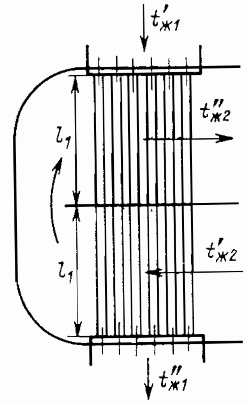


Рис. 12-4. К задаче 12-14.

Определим температуру газов на выходе из воздухоподогревателя.

В первом приближении принимаем среднюю температуру газов в воздухоподогревателе $t_{ж1}=300°$ С. При этой температуре $c_{pж1}\approx1{,}12$ кДж/(кг·°С) и

$$t''_{ж1} = t'_{ж1} - \frac{Q}{G_1 c_{pж1}} = 380 - \frac{5000}{19{,}6 \cdot 1{,}12} = 152°\text{C},$$

тогда

$$t_{ж1} = 0{,}5\left(t'_{ж1} + t''_{ж1}\right) = 0{,}5\,(380 + 152) = 266°\text{C}.$$

При этой температуре $c_{pж1}=1{,}11$ кДж/(кг·°С) и в результате второго приближения

$$t''_{ж1} = 150°\text{ C и } t_{ж1} = 265°\text{C}.$$

При температуре $t_{ж1}=265°$ С физические свойства дымовых газов заданного состава равны соответственно:

$$\rho_{ж1} = 0{,}622 \text{ кг/м}^3;\ c_{pж1} = 1{,}11 \text{ кДж/(кг·°С)};$$

$$\lambda_{ж1} = 0{,}0454 \text{ Вт/(м·°С)};\ \nu_{ж1} = 41{,}2\cdot10^{-6} \text{ м}^2\text{/с};$$

$$Pr_{ж1} = 0{,}66.$$

Число Рейнольдса для потока газов

$$Re_{ж1} = \frac{w_1 d_1}{\nu_{ж1}} = \frac{14 \cdot 0{,}05}{41{,}2 \cdot 10^{-6}} = 17\,000.$$

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам труб по формуле (5-7):

$$\mathrm{Nu}_{ж1} = 0,021\,\mathrm{Re}_{ж1}^{0,8}\,\mathrm{Pr}_{ж1}^{0,43} = 0,021\,(1,7\cdot 10^4)^{0,8}\,(0,66)^{0,43} = 43,5;$$

$$\alpha_1 = \mathrm{Nu}_{ж1}\frac{\lambda_{ж1}}{d_1} = 43,5\,\frac{0,0454}{0,05} = 39,5\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Число Рейнольдса для потока воздуха

$$\mathrm{Re}_{ж2} = \frac{w_2 d_2}{\nu_{ж2}} = \frac{8\cdot 0,053}{28,3\cdot 10^{-6}} = 15\,000.$$

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи от стенок труб к воздуху при поперечном потоке по формуле (6-4):

$$\mathrm{Nu}_{ж2} = 0,41\,\mathrm{Re}_{ж2}^{0,6}\,\mathrm{Pr}_{ж2}^{0,33}\,\varepsilon_s = 0,41\,(1,5\cdot 10^4)^{0,6}\,(0,684)^{0,33} = 115,$$

где при шахматном расположении труб и $s_1/s_2 < 2$ $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6}$, и так как $s_1 = s_2$, то $\varepsilon_s = 1$;

$$\alpha_2 = \mathrm{Nu}_{ж2}\frac{\lambda_{ж2}}{d_2} = 115\,\frac{0,0352}{0,053} = 76,2\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta_c}{\lambda_c} + \dfrac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\dfrac{1}{39,5} + \dfrac{1,5\cdot 10^{-3}}{46,5} + \dfrac{1}{76,2}} = 26\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Так как

$$\frac{t'_{ж1} - t''_{ж2}}{t''_{ж1} - t'_{ж2}} = \frac{380 - 150}{260 - 30} = 1,$$

то средний температурный напор

$$\Delta t_{л.прот} \approx \Delta t_a = t_{ж1} - t_{ж2} = 265 - 145 = 120^\circ\text{C}.$$

По графику для рассматриваемой схемы движения теплоносителей (см. рис. П-4 приложения) находим:

при

$$P = \frac{t''_{ж2} - t'_{ж2}}{t'_{ж1} - t'_{ж2}} = \frac{260 - 30}{380 - 30} = 0,658$$

и

$$R = \frac{t'_{ж1} - t''_{ж1}}{t''_{ж2} - t'_{ж2}} = \frac{380 - 150}{260 - 30} = 1,0$$

$$\varepsilon = 0,88;$$

следовательно,

$$\Delta t = \varepsilon\Delta t_{прот} = 0,88\cdot 120 = 105,5^\circ\text{C}.$$

Площадь поверхности нагрева воздухоподогревателя

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{5\cdot 10^6}{26\cdot 105,5} = 1830\ \text{м}^2.$$

Общее число труб

$$n = \frac{4G_1}{\rho_{ж1}\,\pi d_1^2 w_1} = \frac{4\cdot 19,6}{0,622\cdot 3,14(5\cdot 10^{-2})^2\,14} = 1080.$$

Высота труб в одном ходе

$$l_1 = \frac{F}{2\pi d_1 n} =$$

$$= \frac{1830}{2\cdot 3,14\cdot 0,05\cdot 1080} = 5,4\ \text{м}.$$

Площадь живого сечения для прохода воздуха

$$f = \frac{G_2}{\rho_{ж2}\,w_2} = \frac{21,5}{0,844\cdot 8} = 3,2\ \text{м}^2.$$

Число труб, расположенных поперек потока,

$$n_1 = \frac{f}{l_1(s_1 - d_2)} =$$

$$= \frac{3,2}{5,4\,(1,3\cdot 0,053 - 0,053)} \approx 38.$$

Число труб, расположенных вдоль потока,

$$n_2 = \frac{n}{n_1} = \frac{1080}{38} \approx 29.$$

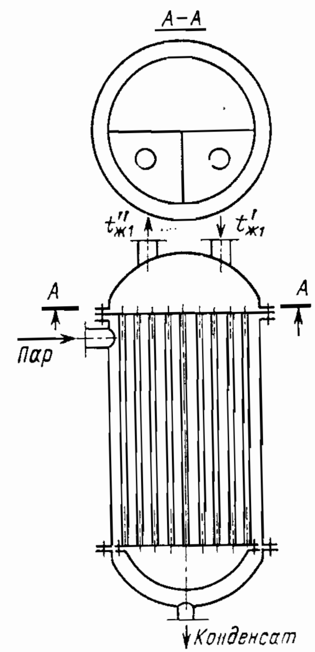


Рис. 12-5. К задаче 12-15.

12-15. Выполнить тепловой расчет и определить основные размеры вертикального четырехходового пароводяного трубчатого теплообменника, предназначенного для нагрева $G_1 = 30$ т/ч воды от $t'_{ж1} = 20^\circ$ C до $t''_{ж1} = 95^\circ$ C.

Вода движется внутри латунных трубок [$\lambda = 104,5$ Вт/(м·°C)] диаметром $d_2/d_1 = 14/12$ мм со скоростью $w = 1,5$ м/с. Греющим теплоносителем служит сухой насыщенный водяной пар с давлением $p = 127,5$ кПа, который конденсируется на внешней поверхности трубок.

При расчете тепловые потери в окружающую среду принять равными 2% количества подводимой теплоты. Схема теплообменника представлена на рис. 12-5.

Ответ

Расход пара $G_2=4310$ кг/ч; поверхность нагрева $F=20$ м²; количество трубок $n=200$; высота трубок $H=2{,}5$ м.

Решение

Количество передаваемой теплоты

$$Q=G_1\,c_{p1}\left(t''_{ж1}-t'_{ж1}\right)=\frac{3\cdot10^4}{3600}\,4{,}187\,(95-20)=2620\ \text{кВт}.$$

Найдем расход пара G_2. При $p=127{,}5$ кПа $t_s=106{,}6°$ С; $i''=2685$ кДж/кг; $i'=447$ кДж/кг;

$$G_2=\frac{Q}{0{,}98\,(i''-i')}=\frac{2620\cdot10^3}{0{,}98\,(2685-447)}=1{,}2\ \text{кг/с}.$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи к внешней поверхности трубки при конденсации пара необходимо знать температуру внешней поверхности стенки t_{c2} и высоту трубки H. Так как значения этих величин неизвестны, то расчет проводим методом последовательных приближений. Определяем среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta t_л=\frac{t''_{ж1}-t'_{ж1}}{\ln\dfrac{t_s-t'_{ж1}}{t_s-t''_{ж1}}}=\frac{95-20}{2{,}3\lg\dfrac{106{,}6-20}{106{,}6-95}}=37{,}4°\text{C};$$

в первом приближении задаемся

$$t_{c2}\approx t_s-\frac{\Delta t_л}{2}=106{,}6-\frac{37{,}4}{2}\approx 88°\text{C};$$

Кроме того, задаемся высотой трубок $H=2$ м.

Приведенная длина трубки:

$$Z=\Delta t_2\,HA.$$

При $t_s=106{,}6°$ С по табл. 8-1 находим: $A=57{,}6$ 1/(м·°С) и $B=6{,}71\cdot10^{-3}$ м/Вт. Тогда

$$Z=(t_s-t_{c2})\,HA=(106{,}6-88)\,2\cdot57{,}6=2140<2300.$$

Течение пленки конденсата ламинарное по всей высоте трубок; расчет ведем по формуле (8-5)

$$\text{Re}=3{,}8\,Z^{0{,}78}=3{,}8\,(2140)^{0{,}78}=1520;$$

$$\alpha_2=\frac{\text{Re}}{\Delta t_2\,HB}=\frac{1520}{18{,}6\cdot2\cdot6{,}71\cdot10^{-3}}=6080\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи к воде.

Среднеарифметическая температура воды

$$t_{ж1}=0{,}5\left(t'_{ж1}+t''_{ж1}\right)=0{,}5\,(20+95)=57{,}5°\text{C};$$

при этой температуре

$$\nu_{ж1}=0{,}498\cdot10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с};\ \lambda_{ж1}=0{,}665\ \text{Вт/(м}\cdot°\text{C)};$$

$$\rho_{ж1}=984\ \text{кг/м}^3\ \text{и}\ \text{Pr}_{ж1}=3{,}12;$$

$$\text{Re}_{ж1}=\frac{wd_1}{\nu_1}=\frac{1{,}5\cdot1{,}2\cdot10^{-2}}{0{,}498\cdot10^{-6}}=3{,}62\cdot10^4.$$

Течение воды турбулентное; расчет ведем по формуле (5-7).

Перепад температур по толщине стенки оцениваем примерно в 1° С, тогда $t_{c1}\approx t_{c2}-1=87°$ С и $\text{Pr}_{c1}\approx2{,}03$;

$$\text{Nu}_{ж1}=0{,}021\,\text{Re}_{ж1}^{0{,}8}\,\text{Pr}_{ж1}^{0{,}43}\left(\text{Pr}_{ж1}/\text{Pr}_{c1}\right)^{0{,}25}=$$

$$=0{,}021\,(3{,}62\cdot10^4)^{0{,}8}\,(3{,}12)^{0{,}43}\left(\frac{3{,}12}{2{,}03}\right)^{0{,}25}=165;$$

$$\alpha_1=\text{Nu}_{ж1}\frac{\lambda_{ж1}}{d_1}=165\,\frac{0{,}655}{1{,}2\cdot10^{-2}}=9000\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k=\frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1}+\dfrac{\delta}{\lambda}+\dfrac{1}{\alpha_2}}=\frac{1}{\dfrac{1}{9000}+\dfrac{1\cdot10^{-3}}{104{,}5}+\dfrac{1}{6080}}=3630\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}.$$

Средняя плотность теплового потока

$$q=k\Delta t_л=3630\cdot37{,}4\cdot10^{-3}=135{,}8\ \text{кВт/м}^2.$$

Площадь поверхности нагрева в первом приближении

$$F=\frac{Q}{q}=\frac{2620}{135{,}8}=19{,}3\ \text{м}^2.$$

Число трубок в одном ходе

$$m=\frac{4G_1}{\rho_{ж1}\,w\pi d_1^2}=\frac{4\cdot8{,}34}{984\cdot1{,}5\cdot3{,}14\,(1{,}2\cdot10^{-2})^2}=50.$$

Число ходов 4 и всего трубок $n=4\cdot50=200$.

Высота трубок в первом приближении

$$H=\frac{F}{\pi d_{ср}n}=\frac{19{,}3}{3{,}14\cdot1{,}3\cdot10^{-2}\cdot200}=2{,}37\ \text{м}.$$

Температура стенок трубок

$$t_{c2}=t_s-\frac{q}{\alpha_2}=106{,}6-\frac{135{,}8\cdot10^3}{6080}=84{,}3°\text{C};$$

$$t_{c1}=t_{c2}-\frac{q}{\lambda}\,\delta=84{,}3-\frac{135{,}8\cdot10^3}{104{,}5}\,1\cdot10^{-3}\approx83°\text{C}.$$

Так как полученные значения величин H, t_{c2} и t_{c1} не совпадают с принятыми, производим повторный расчет, принимая $H=2{,}4$ м; $t_{c2}=84{,}3°$ С и $t_{c1}=83°$ С. В результате повторного расчета получаем: $\alpha_1=8950$ Вт/(м²·°С); $\alpha_2=6030$ Вт/(м²·°С); $k=3490$ Вт/(м²·°С); $q=130$ кВт/м²; $F=20$ м²; высота трубок во втором приближении $H=2{,}45$ м.

Температура поверхностей стенок трубок во втором приближении: $t_{c2}=85°$ С и $t_{c1}=83{,}8°$ С. Совпадение полученных значений с ранее принятыми лежит в пределах точности расчета, и, таким образом, окончательно принимаем $F=20$ м² и $H=2{,}5$ м.

12-16. Выполнить тепловой расчет пароводяного теплообменника, рассмотренного в задаче 12-15, если давление греющего пара повышено до $p=226$ кПа, а все другие условия остались без изменений.

Ответ

$$G_2=1{,}22\ \text{кг/с};\ F=12{,}1\ \text{м}^2;$$

$$H=1{,}5\ \text{м}.$$

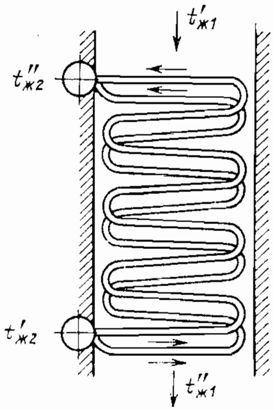


Рис. 12-6. К задаче 12-17.

12-17. Определить площадь поверхности нагрева и длину отдельных секций (змеевиков) змеевикового экономайзера парового котла, предназначенного для подогрева питательной воды в количестве $G_2=230$ т/ч от $t'_{ж2}=160°$ С до $t''_{ж2}=300°$ С (рис. 12-6).

Вода движется снизу вверх по стальным трубам [$\lambda_c=22$ Вт/(м×°С)] диаметром $d_1/d_2=44/51$ мм со средней скоростью $w_2=0{,}6$ м/с.

Дымовые газы (13% CO_2, 11% H_2O) движутся сверху вниз в межтрубном пространстве со средней скоростью в узком сечении трубного пучка $w_1=13$ м/с. Расход газов $G_1=500$ т/ч. Температура газов на входе в экономайзер $t'_{ж1}=800°$ С. Трубы расположены в шахматном порядке с шагом поперек потока газов $s_1=2{,}1d$ и вдоль потока $s_2=2d$.

Ответ

Площадь поверхности нагрева $F=1065$ м²; число змеевиков $n=86$; длина змеевиков $l_1=77{,}5$ м.

Решение

Среднеарифметическая температура воды

$$t_{ж2}=0{,}5\left(t'_{ж2}+t''_{ж2}\right)=0{,}5\,(160+300)=230°\text{C}.$$

При этой температуре физические свойства воды равны соответственно:

$$\rho_{ж2}=827\ \text{кг/м}^3;\ c_{pж2}=4{,}68\ \text{кДж/(кг·°С)};$$

$$\lambda_{ж2}=0{,}637\ \text{Вт/(м·°С)};\ \nu_{ж2}=0{,}145\cdot10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с};$$

$$\text{Pr}_{ж2}=0{,}88.$$

Количество передаваемой теплоты

$$Q=G_2c_{pж2}\left(t''_{ж2}-t'_{ж2}\right)=\frac{230\cdot10^3}{3600}4{,}68\,(300-160)=4{,}2\cdot10^4\ \text{кВт}.$$

Число Рейнольдса для потока воды

$$\text{Re}_{ж2}=\frac{w_2d_1}{\nu_{ж2}}=\frac{0{,}6\cdot4{,}4\cdot10^{-2}}{0{,}145\cdot10^{-6}}=1{,}82\cdot10^5.$$

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи для воды определяем по формуле (5-7), в который, учитывая, что коэффициент теплоотдачи со стороны воды намного больше коэффициента теплоотдачи со стороны газов и, следовательно, температура стенки трубы близка к температуре воды, полагаем $(\text{Pr}_{ж2}/\text{Pr}_{c2})^{0{,}25}\approx1$:

$$\text{Nu}_{ж2}=0{,}021\,\text{Re}_{ж2}^{0{,}8}\text{Pr}_{ж2}^{0{,}43}=0{,}021\,(1{,}82\cdot10^5)^{0{,}8}(0{,}88)^{0{,}43}=314;$$

$$\alpha_2=\text{Nu}_{ж2}\frac{\lambda_{ж2}}{d_1}=314\frac{0{,}637}{4{,}4\cdot10^{-2}}=4550\ \text{Вт/(м}^2\text{·°С)}.$$

Для определения температуры газов на выходе из экономайзера примем в первом приближении теплоемкость газа $c_{pж1}\approx1{,}25$ кДж/(кг·°С). Тогда

$$t''_{ж1}=t'_{ж1}-\frac{Q}{G_1c_{pж1}}=800-\frac{4{,}2\cdot10^4}{500\cdot10^3\cdot1{,}25}=558°\text{C}$$

и

$$t_{ж1}=0{,}5\left(t'_{ж1}+t''_{ж1}\right)=0{,}5\,(800+558)=679°\text{C}.$$

При этой температуре $c_{pж1}=1{,}234$ кДж/(кг·°С) и в результате второго приближения

$$t''_{ж1}=554°\text{C и } t_{ж1}=677°\text{C}.$$

При температуре $t_{ж1}=677°$ С физические свойства дымовых газов данного состава равны соответственно:

$$\rho_{ж1}=0{,}373\ \text{кг/м}^3;\ \lambda_{ж1}=0{,}0808\ \text{Вт/(м·°С)};$$

$$\nu_{ж1}=108\cdot10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с};\ \text{Pr}_{ж1}=0{,}61.$$

Число Рейнольдса для потока газов

$$\text{Re}_{ж1}=\frac{w_1d_2}{\nu_{ж1}}=\frac{13\cdot5{,}1\cdot10^{-2}}{108\cdot10^{-6}}=6130.$$

Найдем число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенкам труб.

В связи с тем, что число рядов труб вдоль потока неизвестно, расчет ведем для третьего ряда труб. При шахматном расположении для чистых труб по формуле (6-4)

$$\text{Nu}_{ж1}=0{,}41\,\text{Re}_{ж1}^{0{,}6}\text{Pr}_{ж1}^{0{,}33}\varepsilon_s=0{,}41\,(6130)^{0{,}6}(0{,}61)^{0{,}33}=64{,}3,$$

где, так как $s_1/s_2=1{,}05$, $\varepsilon_s \approx 1$;

$$\alpha_1' = \mathrm{Nu}_{ж1}\frac{\lambda_{ж1}}{d_2} = 64{,}3\frac{8{,}08\cdot 10^{-2}}{5{,}1\cdot 10^{-2}} = 102 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

В промышленных условиях вследствие загрязнения котельных поверхностей нагрева интенсивность теплообмена снижается. Для учета этого полагаем [13]:

$$\alpha_1 = 0{,}8\alpha_1' = 0{,}8\cdot 102 = 81{,}6 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи излучением от потока газов к стенкам труб. Средняя длина пути луча

$$l = 1{,}08 d_2\left(\frac{s_1 s_2}{d_2^2} - 0{,}785\right) = 1{,}08\cdot 0{,}051\,(2\cdot 2{,}1 - 0{,}785) = 0{,}188 \text{ м}.$$

Произведение среднего пути луча на парциальное давление двуокиси углерода и водяных паров

$$p_{CO_2} l = 0{,}13\cdot 0{,}188 = 0{,}0245 \text{ м}\cdot\text{кгс/см}^2;$$

$$p_{H_2O} l = 0{,}11\cdot 0{,}188 = 0{,}0207 \text{ м}\cdot\text{кгс/см}^2.$$

Степень черноты дымовых газов при средней температуре газов ($t_{ж1}=677^\circ$ C) находим по графикам на рис. 11-1—11-3:

$$\varepsilon_г = \varepsilon_{CO_2} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0{,}072 + 1{,}08\cdot 0{,}042 = 0{,}017.$$

Учитывая, что $\alpha_1 \ll \alpha_2$, принимаем $t_{c1} \approx t_{ж2}+20 \approx 250^\circ$ C. При этой температуре с помощью тех же графиков находим поглощательную способность газов при температуре поверхности труб:

$$A_г = \varepsilon_{CO_2}\left(\frac{T_{ж1}}{T_{c1}}\right)^{0{,}65} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0{,}064\left(\frac{677+273}{250+273}\right)^{0{,}65} + $$
$$+ 1{,}08\cdot 0{,}07 = 0{,}17.$$

Эффективная степень черноты оболочки

$$\varepsilon_{c1}' = 0{,}5\,(\varepsilon_{c1}+1) = 0{,}5\,(0{,}8+1) = 0{,}9\cdot$$

Плотность теплового потока, обусловленная излучением,

$$q_л = \varepsilon_{c1}' C_0\left[\varepsilon_г\left(\frac{T_{ж1}}{100}\right)^4 - A_г\left(\frac{T_{c1}}{100}\right)^4\right] =$$
$$= 0{,}9\cdot 5{,}7\left[0{,}117\left(\frac{677+273}{100}\right)^4 - 0{,}17\left(\frac{250+273}{100}\right)^4\right] =$$
$$= 4230 \text{ Вт/м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи, обусловленный излучением,

$$\alpha_л = \frac{q_л}{t_{ж1}-t_{c1}} = \frac{4230}{677-250} = 9{,}9 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенкам труб

$$\alpha_0 = \alpha_1 + \alpha_л = 81{,}6 + 9{,}9 = 91{,}5 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_0}+\dfrac{\delta_c}{\lambda_c}+\dfrac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\dfrac{1}{91{,}5}+\dfrac{3{,}5\cdot 10^{-3}}{22}+\dfrac{1}{4550}} = 88{,}3 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Находим средний температурный напор, приближенно принимая схему движений теплоносителей за противоточную:

$$\frac{t_{ж1}'-t_{ж2}''}{t_{ж1}''-t_{ж2}'} = \frac{800-300}{554-160} = 1{,}27 < 1{,}5.$$

При этом

$$\Delta t_л \approx \Delta t_а = t_{ж1} - t_{ж2} = 677 - 230 = 447^\circ\text{C}.$$

Площадь поверхности нагрева экономайзера

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_л} = \frac{4{,}2\cdot 10^4}{88{,}3\cdot 447}10^3 = 1070 \text{ м}^2.$$

Число параллельно включенных змеевиков

$$n = \frac{4G_2}{\rho_{ж2}\pi d_1^2 w_1 3600} = \frac{4\cdot 230\cdot 10^3}{827\cdot 3{,}14\cdot(4{,}4\cdot 10^{-2})^2\cdot 0{,}6\cdot 3600} \approx 86.$$

Длина отдельной секции (змеевика)

$$l_1 = \frac{F}{\pi d_2 n} = \frac{1070}{3{,}14\cdot 5{,}1\cdot 10^{-2}\cdot 86} = 77{,}5 \text{ м}.$$

12-18. Выполнить тепловой расчет и определить число и длину змеевиков пароперегревателя парового котла производительностью $G_2=230$ т/ч пара при давлении $p=9{,}8$ МПа и температуре перегрева $t_{ж2}''=510^\circ$ C (рис. 12-7).

В пароперегреватель поступает сухой насыщенный водяной пар. Пар движется по стальным трубам диаметром $d_2/d_1=32/28$ мм [$\lambda_c=22$ Вт/(м·°C)] со средней скоростью $w_2=17$ м/с.

Дымовые газы (13% CO_2, 11% H_2O) в количестве $G_1=500$ т/ч движутся поперек трубного пучка. Температура газов на входе $t_{ж1}'=1100^\circ$ C. Средняя скорость газов в узком сечении пучка $w_1=14$ м/с. Трубы расположены в коридорном порядке с шагом поперек потока $s_1=2{,}3d_2$ и вдоль потока $s_2=3d_2$.

При расчете изменением давления пара по длине пароперегревателя пренебречь.

Ответ

Площадь поверхности нагрева $F=764$ м²; число змеевиков $n=168$; длина каждого змеевика $l_1=45{,}2$ м.

Решение

При $p=9{,}8$ МПа температура насыщения $t_s=t_{ж2}'=309{,}5^\circ$ C. При этой температуре энтальпия пара [2] $i_2'=2728$ кДж/кг. На выходе из пароперегревателя при $t_{ж2}''=510^\circ$ C $i_2''=3401$ кДж/кг, следовательно, количество воспринимаемой паром теплоты

$$Q = G_2\left(i_2''-i_2'\right) = \frac{230\cdot 10^3}{3600}(3401-2728) = 4{,}3\cdot 10^4 \text{ кВт}.$$

Среднеарифметическая температура пара

$$t_{ж2} = 0,5\left(t'_{ж2} + t''_{ж2}\right) = 0,5\,(309,5 + 510) \approx 410°\mathrm{C}.$$

При этой температуре физические свойства пара равны соответственно [25]: $\rho_{ж2}=36,5$ кг/м³; $\lambda_{ж2}=0,0708$ Вт/(м·°С); $\nu_{ж2}=0,704\times10^{-6}$ м²/с; $\mathrm{Pr}_{ж2}=1,09$.

Число Рейнольдса для потока пара

$$\mathrm{Re}_{ж2} = \frac{w_2\,d_1}{\nu_{ж2}} = \frac{17\cdot2,8\cdot10^{-2}}{0,704\cdot10^{-6}} = 6,77\cdot10^5.$$

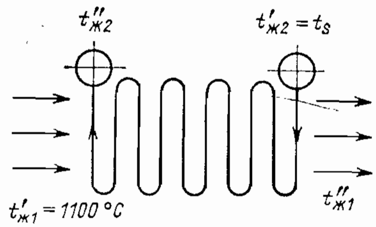


Рис. 12-7. К задаче 12-18.

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи от стенки к пару:

$$\mathrm{Nu}_{ж2} = 0,021\,\mathrm{Re}_{ж2}^{0,8}\,\mathrm{Pr}_{ж2}^{0,43} = 0,021\,(6,77\cdot10^5)^{0,8}\,(1,09)^{0,43} = 1000;$$

$$\alpha_2 = \mathrm{Nu}_{ж2}\,\frac{\lambda_{ж2}}{d_1} = 1000\,\frac{0,0708}{0,028} = 2530\ \mathrm{Вт/(м^2\cdot°C)}.$$

Принимая в первом приближении теплоемкость газа $c_{pж1}=1,31$ кДж/(кг·°С), находим температуру газов на выходе из пароперегревателя

$$t''_{ж1} = t'_{ж1} - \frac{Q}{G_1 c_{pж1}} = 1100 - \frac{4,3\cdot10^4\cdot3600}{500\cdot10^3\cdot1,31} = 863°\mathrm{C};$$

тогда $t_{ж1}=0,5\,(t'_{ж1}+t''_{ж1})=0,5\,(1100+863)\approx982°$ С.

При этой температуре $c_{pж1}=1,303$ кДж/(кг·°С) и второго приближения делать не нужно.

При температуре $t_{ж1}=982°$ С физические свойства дымовых газов заданного состава равны соответственно:

$$\rho_{ж1} = 0,28\ \mathrm{кг/м^3};\ \lambda_{ж1} = 0,1075\ \mathrm{Вт/(м\cdot°C)};$$

$$\nu_{ж1} = 170\cdot10^{-6}\ \mathrm{м^2/с};\ \mathrm{Pr}_{ж1} = 0,58.$$

Число Рейнольдса для потока газов

$$\mathrm{Re}_{ж1} = \frac{w_1\,d_2}{\nu_{ж1}} = \frac{14\cdot3,2\cdot10^{-2}}{170\cdot10^{-6}} = 2640.$$

Найдем число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи конвекций от газов к стенкам труб.

В связи с тем, что число рядов труб вдоль потока неизвестно, расчет ведем для третьего ряда труб. При коридорном расположении для чистых труб по формуле (6-4)

$$\mathrm{Nu}_{ж1} = 0,26\,\mathrm{Re}_{ж1}^{0,65}\,\mathrm{Pr}_{ж1}^{0,33}\,\varepsilon_s,$$

где

$$\varepsilon_s = \left(\frac{s_2}{d_2}\right)^{-0,15} = (3)^{-0,15} = 0,85$$

и

$$\mathrm{Nu}_{ж1} = 0,26\,(2640)^{0,65}\,(0,58)^{0,33}\,0,85 = 31;$$

$$\alpha'_1 = \mathrm{Nu}_{ж1}\,\frac{\lambda_{ж1}}{d_2} = 31\,\frac{0,1075}{0,032} = 104\ \mathrm{Вт/(м^2\cdot°C)}.$$

Учитываем результат загрязнения поверхности нагрева некоторым снижением коэффициента теплоотдачи [13]:

$$\alpha_1 = 0,8\,\alpha'_1 = 0,8\cdot104 = 83\ \mathrm{Вт/(м^2\cdot°C)}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи излучением от потока газов к стенкам труб.

Средняя длина пути луча

$$l = 1,08\,d_2\left(\frac{s_1 s_2}{d_2^2} - 0,785\right) = 1,08\cdot0,032\,(2,3\cdot3 - 0,785) = 0,212\ \mathrm{м}.$$

Произведение средней длины пути луча на парциальные давления двуокиси углерода и водяных паров:

$$p_{CO_2}\,l = 0,13\cdot0,212 = 0,0276\ \mathrm{м\cdot кгс/см^2};$$

$$p_{H_2O}\,l = 0,11\cdot0,212 = 0,0233\ \mathrm{м\cdot кгс/см^2}.$$

Степень черноты дымовых газов при средней температуре газов $t_{ж1}=982°$ С находим по графикам на рис. 11-1—11-3:

$$\varepsilon_г = \varepsilon_{CO_2} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0,066 + 1,08\cdot0,037 = 0,106.$$

Для расчета поглощательной способности газов при температуре поверхности труб принимаем $t_c\approx t_{ж2}+40=450°$ С. При этой температуре с помощью тех же графиков находим:

$$A_г = \varepsilon_{CO_2}\left(\frac{T_{ж1}}{T_c}\right)^{0,65} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0,068\left(\frac{1255}{733}\right)^{0,65} + 1,08\cdot0,067 = 0,169.$$

Эффективная степень черноты оболочки

$$\varepsilon'_c = 0,5\,(\varepsilon_c + 1) = 0,5\,(0,8 + 1) = 0,9.$$

Плотность теплового потока, обусловленная излучением,

$$q_л = \varepsilon'_c\,C_0\left[\varepsilon_г\left(\frac{T_{ж1}}{100}\right)^4 - A_г\left(\frac{T_c}{100}\right)^4\right] =$$

$$= 0,9\cdot5,7\left[0,106\left(\frac{1255}{100}\right)^4 - 0,169\left(\frac{733}{100}\right)^4\right] = 1,1\cdot10^4\ \mathrm{Вт/м^2}.$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_л$, обусловленный излучением,

$$\alpha_л = \frac{q_л}{t_{ж1} - t_c} = \frac{1,1\cdot 10^4}{982-450} = 20,7 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенкам труб

$$\alpha_0 = \alpha_л + \alpha_1 = 20,7 + 83 = 103,7 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{103,7} + \frac{2\cdot 10^{-3}}{22} + \frac{1}{2530}} = 98,5 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Средний температурный напор определяем в расчете на противоточную схему. Учитывая, что

$$\frac{t'_{ж1} - t''_{ж2}}{t''_{ж1} - t'_{ж2}} = \frac{1100-510}{863-309,5} \approx 1,07 < 1,5,$$

можно принять:

$$\Delta t_л \approx \Delta t_a = t_{ж1} - t_{ж2} = 982 - 410 = 572^\circ\text{C}.$$

Температура наружной поверхности труб

$$t_{c1} = t_{ж1} + \frac{k\Delta t}{\alpha_0} = 982 - \frac{98,5\cdot 572}{103,7} = 440^\circ\text{C}.$$

При расчете лучистого теплообмена было принято $t_c = 450^\circ$ С. Для расчета α_0 такое совпадение достаточно точно и пересчета делать не нужно.

Площадь поверхности нагрева пароперегревателя

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_л} = \frac{4,3\cdot 10^7}{98,5\cdot 572} = 764 \text{ м}^2.$$

Число змеевиков

$$n = \frac{4G_2}{\rho_{ж2}\pi d_1^2 w_2\cdot 3600} = \frac{4\cdot 230\cdot 10^3}{36,5\cdot 3,14(2,8\cdot 10^{-2})^2 17\cdot 3600} = 168.$$

Длина каждого змеевика

$$l_1 = \frac{F}{\pi d_2 n} = \frac{764}{3,14\cdot 3,2\cdot 10^{-2}\cdot 168} = 45,2 \text{ м}.$$

12-19. Двуокись углерода при давлении $p = 10$ МПа в количестве $G = 0,02$ кг/с поступает в круглую трубку диаметром $d = 4$ мм, проходит участок гидродинамической стабилизации и с температурой $t_{ж1} = 30^\circ$ С поступает в обогреваемый участок трубки, где нагревается при постоянной плотности теплового потока на стенке $q_c = 8\times 10^5$ Вт/м².

Найти распределение температуры по длине трубки. Расчет выполнить для относительных расстояний от входа в трубку x/d = 2, 4, 10, 20, 30, 38, 50, 60 и 75.

Ответ

Результаты расчета приведены в следующей таблице:

x/d	2	4	10	20	30	38	50	60	75
$t_{жx}$, °C	31,2	32,4	35,6	39,9	43,0	45,1	48,2	51,6	59,0
α_x, Вт/(м²·°C)	4510	4000	3500	3150	3050	3200	3340	3360	3190
t_{cx}, °C	208	232	264	294	305	295	288	290	310

Изменение по длине трубки температуры стенки среднемассовой температуры двуокиси углерода и некоторых других характерных величин приведено на рис. 12-8 и 12-9.

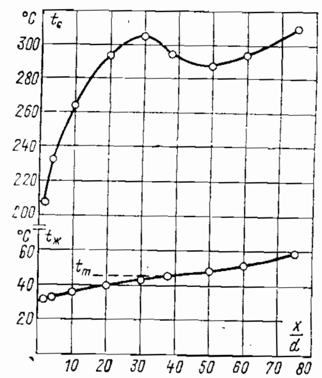


Рис. 12-8. К задаче 12-19.

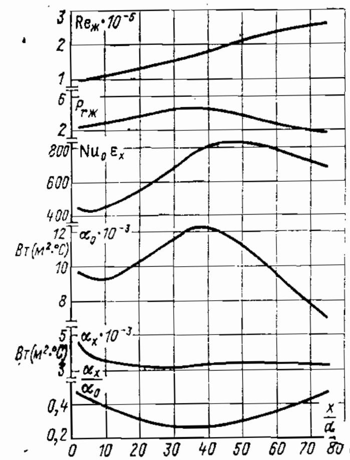


Рис. 12-9. К задаче 12-19.

Решение

Критическое давление двуокиси углерода $p_к = 7,39$ МПа. Следовательно, рассматриваемый процесс теплообмена протекает в сверхкритической области параметров состояния. Так как в этой области теплоемкость жидкости существенно изменяется с температурой, то изменение среднемассовой температуры двуокиси углерода по длине трубки определяем по изменению ее энтальпии. При q_c = const энтальпия жидкости изменяется по длине трубки линейно и

$$i_{жx} = i_{ж1} + \frac{q_c \pi d}{G} x.$$

При $t_{ж1} = 30^\circ$ С и соответственно $T_{ж1} = 303$ К $i_{ж1} = 537,4$ кДж/кг;

$$i_{жx} = 573,4 + \frac{8\cdot 10^5 \pi\cdot 4\cdot 10^{-3}}{2\cdot 10^{-2}} x = 573,4 + 502x \text{ кДж/кг}.$$

При $x/d=2$ $x=2\cdot 4\cdot 10^{-3}=8\cdot 10^{-3}$ м и $i_{жx}=573{,}4+502\cdot 8\cdot 10^{-3}=577{,}4$ кДж/кг.

По таблицам находим температуру двуокиси углерода, соответствующую этому значению энтальпии: $T_{жx}=304{,}2$ К, или $t_{жx}=31{,}2°$ С. Аналогичным образом для других значений x/d находим:

x/d	2	4	10	20	30	38	50	60	75
$T_{жx}$, К	304,2	305,4	308,6	312,9	316,0	318,1	321,2	324,6	332,0
$t_{жx}$, °С	31,2	32,4	35,6	39,9	43,0	45,1	48,2	51,6	59,0

Псевдокритическая температура двуокиси углерода при $p=10$ МПа $t_m\approx 45°$ С. Поэтому вблизи сечения $x/d=38$, где $t_{жx}=45{,}1°$ С, теплоемкость $c_{pж}$ и число $\mathrm{Pr}_ж$ имеют максимум, а другие физические свойства изменяются наиболее резко.

Местное число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_x=\frac{4G}{\pi d\,\mu_{жx}}=\frac{4\cdot 2\cdot 10^{-2}}{\pi\cdot 4\cdot 10^{-3}\,\mu_{жx}}=\frac{6{,}37}{\mu_{жx}}.$$

Проведем расчет искомой температуры стенки для сечения $x/d=2$.

При $x/d=2$ $T_{жx}=304{,}2$ К и физические свойства двуокиси углерода соответственно равны: $\mu_{жx}=6{,}55\cdot 10^{-5}$ Па·с; $\rho_{жx}=761{,}1$ кг/м³; $i_{жx}=577{,}4$ кДж/кг; $c_{pжx}=3{,}37$ кДж/(кг·°С); $\lambda_{жx}=8{,}74\cdot 10^{-2}$ Вт/(м$\times$°С); $\mathrm{Pr}_{жx}=2{,}52$;

$$\mathrm{Re}_x=\frac{6{,}37}{6{,}55\cdot 10^{-5}}=9{,}72\cdot 10^4;$$

режим движения турбулентный, и расчет теплоотдачи проводим по формуле (5-17):

$$\mathrm{Nu}_ж=\mathrm{Nu}_0\left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pж}}\right)^n\left(\frac{\rho_c}{\rho_ж}\right)^m\varepsilon_x,$$

где Nu_0, $\bar{c}_p$, n, m и ε_x определяются по зависимостям, приведенным в гл. 5 к формулам (5-15) и (5-17).

Число Нуссельта для случая стабилизированного теплообмена и постоянных физических свойствах при $p\ll p_к$

$$\mathrm{Nu}_0=\frac{\frac{\xi}{8}\mathrm{Re}_ж\,\mathrm{Pr}_ж}{12{,}7\sqrt{\frac{\xi}{8}}\left(\mathrm{Pr}_ж^{2/3}-1\right)+1{,}07};$$

$$\xi=(1{,}82\lg\mathrm{Re}_ж-1{,}64)^{-2}=[1{,}82\lg(9{,}72\cdot 10^4)-1{,}64]^{-2}=$$

$$=1{,}81\cdot 10^{-2};$$

$$\xi/8=2{,}26\cdot 10^{-3};$$

$$\sqrt{\xi/8}=4{,}76\cdot 10^{-2};$$

$$\mathrm{Nu}_0=\frac{2{,}26\cdot 10^{-3}\cdot 9{,}72\cdot 10^4\cdot 2{,}52}{12{,}7\cdot 4{,}76\cdot 10^{-2}(2{,}52^{2/3}-1)+1{,}07}=348.$$

Поправка на начальный участок

$$\varepsilon_x=0{,}86+0{,}54\left(\frac{d}{x}\right)^{0{,}4}=0{,}86+0{,}54\left(\frac{1}{2}\right)^{0{,}4}=1{,}27;$$

$$\mathrm{Nu}_0\,\varepsilon_x=348\cdot 1{,}27=442;$$

$$\alpha_0=\mathrm{Nu}_0\,\varepsilon_x\frac{\lambda_{жx}}{d}=442\frac{8{,}74\cdot 10^{-2}}{4\cdot 10^{-3}}=9650\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}.$$

Для определения температуры стенки нужно знать местный коэффициент теплоотдачи, значение которого согласно формуле (5-17) зависит от искомой температуры стенки. Поэтому расчет проводим методом последовательных приближений, решая совместно (5-17) и выражение

$$t_{cx}=t_{жx}+\frac{q_{cx}}{\alpha_x}. \qquad (а)$$

Учитывая, что влияние на теплообмен изменения физических свойств двуокиси углерода по сечению потока, которое в (5-17) выражается множителем

$$\varphi=\left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pж}}\right)^n\left(\frac{\rho_c}{\rho_ж}\right)^m,$$

в рассматриваемых условиях существенно снижает интенсивность теплоотдачи, задаемся в первом приближении $\varphi=0{,}5$, тогда

$$\mathrm{Nu}_x=\mathrm{Nu}_0\,\varepsilon_x\,\varphi=442\cdot 0{,}5=221;$$

$$\alpha_x=\mathrm{Nu}_x\frac{\lambda_{жx}}{d}=221\frac{8{,}74\cdot 10^{-2}}{4\cdot 10^{-3}}=4820\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}$$

и температура стенки в первом приближении по (а)

$$t_{cx}=31{,}2+\frac{8\cdot 10^5}{4820}=31{,}2+166\approx 197\text{°С}.$$

При $t_{cx}=197°$ С, $T_{cx}=470$ К $\rho_c=124{,}2$ кг/м³; $i_c=930{,}3$ кДж/кг. Находим значение φ во втором приближении.

$$\bar{c}_p=\frac{i_c-i_{жx}}{t_{cx}-t_{жx}}=\frac{930{,}3-577{,}4}{197-3{,}2}=2{,}13\ \text{кДж/(кг}\cdot\text{°С)};$$

$$\frac{\bar{c}_p}{c_{pж}}=\frac{2{,}13}{3{,}37}=0{,}632.$$

Псевдокритическая температура $T_m=318$ К и в рассматриваемом сечении

$$\frac{T_ж}{T_m}<1,\ \text{а}\ \frac{T_c}{T_m}=\frac{470}{318}=1{,}48.$$

Показатель степени n определяем по формуле

$$n = 0,22 + 0,18\frac{T_с}{T_m} = 0,22 + 0,18 \cdot 1,48 = 0,486.$$

$$\frac{\rho_с}{\rho_ж} = \frac{124,2}{761,1} = 0,163;$$

$$m = 0,35 - 0,05\frac{p}{p_к} = 0,35 - 0,05\frac{10}{7,39} = 0,282;$$

$$\varphi = (0,632)^{0,486}(0,163)^{0,282} = 0,48.$$

Число Nu_x, α_x и температура стенки во втором приближении:

$$Nu_x = 442 \cdot 0,48 = 212;$$

$$\alpha_x = \alpha_0\varphi = 9650 \cdot 0,48 = 4640 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$t_{сx} = 31,2 + \frac{8 \cdot 10^5}{4640} = 31,2 + 172,4 \approx 204^\circ\text{C}.$$

Если для третьего приближения задаться температурой $t_{сx} = 204^\circ$ С, то α_x несколько уменьшится и $t_{сx}$ повысится. Поэтому задаемся значением $t_{сx}$ несколько выше полученного: $t_{сx} = 208^\circ$ С.

При $t_{сx} = 208^\circ$ С ($T_{сx} = 481$ К) $\rho_с = 120,2$ кг/м³; $i_с = 943,3$ кДж/кг и в результате третьего приближения $\bar{c}_p = 2,07$ кДж/(кг·°С); $\bar{c}_p/c_{pж} = 0,613$; $T_с/T_m = 1,51$; $n = 0,493$; $\rho_с/\rho_{жx} = 0,158$; $m = 0,282$ и

$$\varphi = (0,613)^{0,493}(0,158)^{0,282} = 0,468;$$

$$Nu_x = 442 \cdot 0,468 = 207;$$

$$\alpha_x = 9650 \cdot 0,468 = 4520 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$t_{сx} = 31,2 + \frac{8 \cdot 10^5}{4520} = 208,2^\circ\text{C}.$$

Совпадение полученного значения $t_{сx}$ с принятым достаточно хорошее, и дальнейших уточнений делать не нужно. Таким образом, при $x/d = 2$ $t_{сx} = 208^\circ$ С.

Второй расчет проведем для сечения $x/d = 50$.

При $x/d = 50$ $t_{жx} = 48,2^\circ$ С, $T_{жx} = 321,2$ К и физические свойства двуокиси углерода равны соответственно:

$$\mu_{жx} = 3,07 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}; \ \rho_{жx} = 422,1 \text{ кг/м}^3; \ i_{жx} = 673,8 \text{ кДж/кг};$$

$$c_{pжx} = 6,98 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}; \ \lambda_{жx} = 5,42 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}; \ Pr_{жx} = 3,96.$$

Местное число Рейнольдса

$$Re_x = \frac{6,37}{\mu_{жx}} = \frac{6,37}{3,07 \cdot 10^{-5}} = 2,08 \cdot 10^5.$$

Коэффициент сопротивления трения ξ, число Nu_0 и α_0:

$$\xi = [1,82 \lg(2,08 \cdot 10^5) - 1,64]^{-2} = 1,55 \cdot 10^{-2};$$

$$\xi/8 = 1,94 \cdot 10^{-3}; \ \sqrt{\xi/8} = 4,4 \cdot 10^{-2};$$

$$Nu_0 = \frac{1,94 \cdot 10^{-3} \cdot 2,08 \cdot 10^5 \cdot 3,96}{12,7 \cdot 4,4 \cdot 10^{-2}(3,96^{2/3} - 1) + 1,07} = 835.$$

Так как $x/d > 20$, то $\varepsilon_x = 1$ и

$$\alpha_0 = Nu_0\frac{\lambda_{жx}}{d} = 835\frac{5,42 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-3}} = 11\,300 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Учитывая, что в сечении, более удаленном от входа, $t_{сx}$ будет выше, чем при $x/d = 2$, и, следовательно, влияние переменных свойств на теплообмен приводит к более сильному снижению теплоотдачи, задаемся в первом приближении $\varphi = 0,3$, тогда

$$Nu_x = Nu_0\varphi = 835 \cdot 0,3 = 250,5;$$

$$\alpha_x = \alpha_0\varphi = 11\,300 \cdot 0,3 = 3390 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$t_{сx} = t_{жx} + \frac{q_с}{\alpha_x} = 48,2 + \frac{8 \cdot 10^5}{3390} \approx 284^\circ\text{C}.$$

При $t_{сx} = 284^\circ$ С ($T_{сx} = 557$ К) $\rho_с = 98,5$ кг/м³; $i_с = 1032$ кДж/кг. Значение множителя φ во втором приближении

$$\bar{c}_p = \frac{i_с - i_{жx}}{t_{сx} - t_{жx}} = \frac{1032 - 673,8}{284 - 48,2} = 1,52 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$\frac{\bar{c}_p}{c_{pж}} = \frac{1,52}{6,98} = 0,218;$$

$$\frac{T_ж}{T_m} = \frac{321,2}{318} \approx 1,01; \quad \frac{T_с}{T_m} = \frac{557}{318} = 1,75.$$

Так как $1 < \frac{T_ж}{T_m} < 1,2$ и $1 < \frac{T_с}{T_m} < 2,6$, то по формуле (5-17)

$n = n_1 + (5n_1 - 2)\left(1 - \frac{T_ж}{T_m}\right)$, где $n_1 = 0,22 + 0,18\frac{T_с}{T_m} = 0,22 + 0,18 \cdot 1,75 = 0,536$ и

$$n = 0,536 + (5 \cdot 0,536 - 2)(1 - 1,01) = 0,53;$$

$\frac{\rho_с}{\rho_ж} = \frac{98,5}{422,1} = 0,233$. Как и ранее, при $p = 1 \cdot 10^7$ Па $m = 0,282$ и

$$\varphi = \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pж}}\right)^n \left(\frac{\rho_с}{\rho_ж}\right)^m = (0,218)^{0,53}(0,233)^{0,282} = 0,297.$$

Число Nu_x, α_x и $t_{сx}$ во втором приближении

$$Nu_x = Nu_0\varphi = 835 \cdot 0,297 = 248;$$

$$\alpha_x = \alpha_0\varphi = 11\,300 \cdot 0,297 = 3350 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$t_{сx} = 48,2 + \frac{8 \cdot 10^5}{3350} = 48,2 + 239 = 287,2^\circ\text{C}.$$

Так как полученное значение $t_{сx}$ отличается от принятого, то необходимо продолжить расчет. В третьем приближении принимаем $t_{сx} = 287^\circ$ С и повторяем расчет. При $t_{сx} = 287^\circ$ С $T_{сx} = 560$ К, $\rho_с =$

Расчетная величина	x/d = 2	4	10	20	30	38	50	60	75
$i_ж$, кДж/кг	577,4	581,4	593,5	613,6	633,6	649,8	673,8	693,9	724,0
$T_ж$, К	304,2	305,4	308,6	312,9	316,0	318,1	321,2	324,6	332,0
$t_ж$, °С	31,2	32,4	35,6	39,9	43,0	45,1	48,2	51,6	59,0
$\mu_ж\cdot 10^5$, Па·с	6,55	6,34	5,77	4,88	4,13	3,63	3,07	2,74	2,44
$\rho_ж$, кг/м³	761,1	747,8	707,3	634,9	561	501,2	422,1	364,2	296,9
$c_{рж}$, кДж/(кг·°С)	3,37	3,53	4,08	5,51	7,28	8,04	6,98	5,19	3,21
$\lambda_ж\cdot 10^2$, Вт/(м·°С)	8,74	8,59	8,17	7,48	6,81	6,23	5,42	4,78	4,05
$\mathrm{Pr}_ж$	2,52	2,60	2,88	3,59	4,42	4,68	3,96	2,98	1,94
$\mathrm{Re}_ж\cdot 10^{-5}$	0,972	1,01	1,105	1,30	1,54	1,76	2,08	2,32	2,61
$\mathrm{Nu}_0\varepsilon_x$	442	428	448	546	677	787	835	795	685
φ	0,468	0,435	0,382	0,308	0,265	0,260	0,295	0,353	0,460
Nu_x	207	186,5	171	168,5	179,5	205	247	281	315
α_x, Вт/(м²·°С)	4510	4000	3500	3150	3050	3200	3340	3360	3190
t_{cx}, °С	208	232	264	294	305	295	288	290	310

$=97{,}9$ кг/м³; $i_c=1035{,}6$ кДж/кг; $\bar{c}_p=1{,}515$ кДж/(кг·°С); $\bar{c}_p/c_{рж}=0{,}217$; $T_c/T_m=1{,}76$; $n=0{,}53$; $\rho_c/\rho_ж=0{,}232$ и

$$\varphi=(0{,}217)^{0{,}53}\,(0{,}232)^{0{,}282}=0{,}295;$$

$$\mathrm{Nu}_x=835\cdot 0{,}295=247;$$

$$\alpha_x=11\,300\cdot 0{,}295=3340\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С)};$$

$$t_{cx}=48{,}2+\frac{8\cdot 10^5}{3340}=48{,}2+239{,}5=287{,}7^\circ\text{С}.$$

Совпадение полученного значения t_{cx} с принятым достаточно точное и можно принять, что при $x/d=50$ $t_{cx}=288$° С.

Расчет температур стенки в остальных сечениях трубки проводим аналогичным образом. Результаты расчетов приведены в таблице на стр. 240 и на рис. 12-8 и 12-9.

12-20. По круглой трубке с диаметром $d=4$ мм движется двуокись углерода. Давление двуокиси углерода $p=10$ МПа и ее расход $G=0{,}03$ кг/с. В обогреваемый участок трубки двуокись углерода поступает с температурой $t_{ж1}=10$° С и нагревается при постоянной плотности теплового потока на стенке $q_c=1{,}3\times10^6$ Вт/м². Перед обогреваемым участком имеется необогреваемый участок гидродинамической стабилизации.

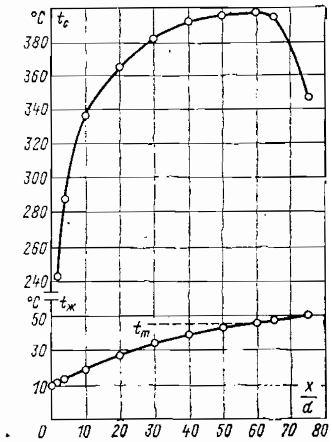


Рис. 12-10. К задаче 12-20.

Найти распределение температуры по длине трубки. Расчет выполнить для относительных расстояний от входа в трубку $x/d=2$, 4, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 65 и 75.

Ответ

Результаты расчета приведены в следующей ниже таблице и на рис. 12-10.

Расчетная величина	x/d = 2	4	10	20	30
$t_ж$, °С	11,8	13,6	18,9	26,9	33,5
α_x/α_0	0,504	0,462	0,419	0,363	0,332
α_x, Вт/(м²·° С)	5630	4730	4080	3840	3730
t_c, °С	243	288	337	365	382

Продолжение табл.

Расчетная величина	x/d				
	40	50	60	65	75
$t_ж$, °C	38,7	42,4	45,2	46,6	49,7
α_x/α_0	0,276	0,230	0,212	0,223	0,29
α_x, Вт/(м²·°C)	3670	3680	3680	3730	4360
t_c, °C	393	396	398	395	347

12-21. Определить распределение температуры в поперечном сечении тепловыделяющего элемента, имеющего форму полого цилиндра с внутренним диаметром $d_1=14$ мм и наружным диаметром $d_2=28$ мм, выполненного из урана [$\lambda=31$ Вт/(м·°C)]. Обе поверхности твэла покрыты плотно прилегающими оболочками из нержавеющей стали [$\lambda_{об}=21$ Вт/(м·°C)] толщиной $\delta=0{,}5$ мм. Объемную плотность тепловыделения в уране принять равномерной по сечению и равной $q_v=2\cdot10^8$ Вт/м³.

Твэл охлаждается водой, которая движется по внутреннему каналу круглого сечения и внешнему кольцевому каналу. Внешний диаметр кольцевого канала $d_3=34$ мм. Среднемассовая температура и расход воды во внутреннем канале $t_{ж1}=180$° C, $G_1=0{,}18$ кг/с и во внешнем канале $t_{ж2}=200$° C, $G_2=0{,}30$ кг/с.

При расчете принять, что через внешнюю поверхность кольцевого канала теплообмена нет, т. е. $q_3=0$.

Ответ

Максимальная температура $t_0=307$° C; температуры на поверхностях урана: $t_1=268$° C, $t_2=265$° C. Перепады температур в оболочках $t_1-t_{c1}=20$° C, $t_2-t_{c2}=15$° C.

Решение

Определим коэффициент теплоотдачи от поверхности оболочки к воде во внутреннем канале.

Физические свойства воды при $t_{ж1}=180$° C: $\rho_{ж1}=886{,}9$ кг/м³; $\lambda_{ж1}=0{,}674$ Вт/(м·°C); $\nu_{ж1}=0{,}173\cdot10^{-6}$ м²/с; $\mathrm{Pr}_{ж1}=1{,}0$.

Площадь поперечного сечения внутреннего канала

$$f_1=\pi(r_1-\delta)^2=\pi(6{,}5\cdot10^{-3})^2=132{,}5\cdot10^{-6}\ \text{м}^2,$$

где

$$r_1-\delta=\frac{d_1}{2}-\delta=\frac{14\cdot10^{-3}}{2}-0{,}5\cdot10^{-3}=6{,}5\cdot10^{-3}\ \text{м}.$$

Скорость движения воды

$$w_1=\frac{G_1}{f_1\rho_{ж1}}=\frac{0{,}18}{132{,}5\cdot10^{-6}\cdot886{,}9}=1{,}535\ \text{м/с}.$$

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_{ж1}=\frac{w_1(d_1-2\delta)}{\nu_{ж1}}=\frac{1{,}535\,(14-2\cdot0{,}5)\,10^{-3}}{0{,}173\cdot10^{-6}}=1{,}15\cdot10^5.$$

Число Нуссельта определяем по формуле (5-7):

$$\mathrm{Nu}_{ж1}=0{,}021\mathrm{Re}_{ж1}^{0,8}\mathrm{Pr}_{ж1}^{0,43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж1}}{\mathrm{Pr}_{c1}}\right)^{0,25}=0{,}021\,(1{,}15\cdot10^5)^{0,8}\cdot1{,}0=236,$$

где в первом приближении принято, что поправка на изменение физических свойств по сечению потока $(\mathrm{Pr}_{ж1}/\mathrm{Pr}_{c1})^{0,25}\approx1$;

$$\alpha_1=\mathrm{Nu}_{ж1}\frac{\lambda_{ж1}}{(d_1-2\delta)}=236\,\frac{0{,}674}{13\cdot10^{-3}}=1{,}22\cdot10^4\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Определим коэффициент теплоотдачи от поверхности оболочки к воде во внешнем кольцевом канале.

При $t_{ж2}=200$° C $\rho_{ж2}=863$ кг/м³; $\lambda_{ж2}=0{,}663$ Вт/(м·°C);

$$\nu_{ж2}=0{,}158\cdot10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с};\quad \mathrm{Pr}_{ж2}=0{,}93;$$

$$f_2=\pi\left[r_3^2-\left(r_2+\delta\right)^2\right]=\pi\,(17^2-14{,}5^2)\,10^{-6}=248\cdot10^{-6}\ \text{м}^2;$$

$$w_2=\frac{G_2}{f_2\,\rho_{ж2}}=\frac{0{,}3}{248\cdot10^{-6}\cdot863}=1{,}4\ \text{м/с};$$

$$\mathrm{Re}_{ж2}=\frac{w_2\,d_э}{\nu_{ж2}}=\frac{1{,}4\cdot5\cdot10^{-3}}{0{,}158\cdot10^{-6}}=4{,}42\cdot10^4,$$

где

$$d_э=\frac{4f_2}{\pi\,[d_3+(d_2+2\delta)]}=d_3-(d_2+2\delta)=34-29=5\cdot10^{-3}\ \text{м}.$$

Так как теплота подводится только с внутренней поверхности кольцевого канала, то число Нуссельта определяем по формуле (5-24) для случая одностороннего обогрева:

$$\mathrm{Nu}_{1,1}=\mathrm{Nu}_{тр}\,(1-\varphi)\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^n\xi,$$

где, заменяя обозначения в соответствии с рассматриваемой задачей, получаем

$$\mathrm{Nu}_{1,1}=\mathrm{Nu}_{ж2};\quad \mathrm{Nu}_{тр}=\mathrm{Nu}_{2тр};$$

$$\frac{d_1}{d_2}=\frac{d_2+2\delta}{d_3}=\frac{28+1}{34}=0{,}853;$$

$$\varphi=\frac{0{,}255}{1+1{,}1\mathrm{Pr}_{ж2}^{0,9}}=\frac{0{,}255}{1+1{,}1\cdot1{,}0}=0{,}121;$$

$$n=-0{,}16\mathrm{Pr}_{ж2}^{-0,15}=-0{,}16,$$

и так как $(d_2+2\delta)/d_3>0{,}2$, то $\xi=1$.

Число Нуссельта в кольцевом канале, подсчитанное по формуле (5-7) для круглой трубы,

$$\mathrm{Nu}_{2тр}=0{,}021\mathrm{Pe}_{ж2}^{0,8}\mathrm{Pr}_{ж2}^{0,43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж2}}{\mathrm{Pr}_{c2}}\right)^{0,25}=0{,}021\cdot(4{,}42\cdot10^4)^{0,8}\times$$
$$\times\,(0{,}93)^{0,43}=102,$$

где в первом приближении принято $(Pr_{ж2}/Pr_{c2})^{0,25}=1$;

$$Nu_{ж2}=102\,(1-0,121)\,(0,853)^{-0,16}=92;$$

$$\alpha_2=Nu_{ж2}\frac{\lambda_{ж2}}{d_э}=92\,\frac{0,663}{5\cdot10^{-3}}=1,22\cdot10^4 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Эффективные коэффициенты теплоотдачи, учитывающие термические сопротивления оболочек,

$$\frac{1}{\alpha_{эф1}}=\frac{d_1}{\alpha_1(d_1-2\delta)}+\frac{d_1}{2\lambda_{об}}\ln\frac{d_1}{d_1-2\delta}=$$

$$=\frac{14\cdot10^{-3}}{1,22\cdot10^4\cdot13\cdot10^{-3}}+\frac{14\cdot10^{-3}}{2\cdot21}\ln\frac{14}{13}=11,24\cdot10^{-5};$$

$$\alpha_{эф1}=8880 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$\frac{1}{\alpha_{эф2}}=\frac{d_2}{\alpha_2(d_2+2\delta)}+\frac{d_2}{2\delta_{об}}\ln\frac{d_2+2\delta}{d_2}=$$

$$=\frac{28\cdot10^{-3}}{12,2\cdot10^3\cdot29\cdot10^{-3}}+\frac{28\cdot10^{-3}}{2\cdot21}\ln\frac{29}{28}=10,35\cdot10^{-5};$$

$$\alpha_{эф2}=9680 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Радиус нейтрального сечения

$$r_0^2=\frac{(t_{ж2}-t_{ж1})+\dfrac{q_v}{2}\left[\dfrac{r_1}{\alpha_{эф1}}+\dfrac{r_2}{\alpha_{эф2}}+\dfrac{1}{2\lambda}\left(r_2^2-r_1^2\right)\right]}{\dfrac{q_v}{2}\left(\dfrac{1}{\alpha_{эф1}r_1}+\dfrac{1}{\alpha_{эф2}r_2}+\dfrac{1}{\lambda}\ln\dfrac{r_2}{r_1}\right)}=$$

$$=\frac{(200-180)+\dfrac{2\cdot10^3}{2}\left[\dfrac{7\cdot10^{-3}}{8880}+\dfrac{14\cdot10^{-3}}{9680}+\dfrac{1}{2\cdot31}(14^2-7^2)\cdot10^{-6}\right]}{\dfrac{2\cdot10^8}{2}\left(\dfrac{1}{8880\cdot7\cdot10^{-3}}+\dfrac{1}{9680\cdot14\cdot10^{-3}}+\dfrac{1}{31}\ln\dfrac{14}{7}\right)}=$$

$$=105\cdot10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$r_0=10,25 \text{ мм}.$$

Плотность теплового потока на внутренней поверхности урана и на внутренней поверхности оболочки

$$q_1=\frac{q_v r_1}{2}\left(\frac{r_0^2}{r_1^2}-1\right)=\frac{2\cdot10^8\cdot7\cdot10^{-3}}{2}\left(\frac{105}{7^2}-1\right)=$$

$$=7,98\cdot10^5 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_{c1}=q_1\frac{d_1}{d_1-2\delta}=7,98\cdot10^5\,\frac{14}{13}=8,60\cdot10^5 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура на внутренней поверхности оболочки

$$t_{c1}=t_{ж1}+\frac{q_{c1}}{\alpha_1}=180+\frac{8,6\cdot10^5}{1,22\cdot10^4}=180+70,5\approx251^\circ\text{C}.$$

Плотность теплового потока q_2 и q_{c2} и температура t_{c2} на внешней поверхности твэла

$$q_2=\frac{q_v r_2}{2}\left(1-\frac{r_0^2}{r_2^2}\right)=\frac{2\cdot10^8\cdot14\cdot10^{-3}}{2}\left(1-\frac{105}{14^2}\right)=6,5\cdot10^5 \text{ Вт/м};$$

$$q_{c2}=q_2\frac{d_2}{d_2+2\delta}=6,5\cdot10^5\,\frac{28}{29}=6,28\cdot10^5 \text{ Вт/м}^2;$$

$$t_{c2}=t_{ж2}+\frac{q_{c2}}{\alpha_2}=200+\frac{6,28\cdot10^5}{1,22\cdot10^4}=200+51,4\approx251^\circ\text{C}.$$

По найденным значениям t_{c1} и t_{c2} можно уточнить поправки на изменение физических свойств по сечению потока в формулах для расчета коэффициентов теплоотдачи. При $t_{c1}=251^\circ$ C $Pr_{c1}=0,86$, при $t_{c2}=254^\circ$ C $Pr_{c2}=0,865$, тогда

$$\left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_{c1}}\right)^{0,25}=\left(\frac{1}{0,86}\right)^{0,25}=1,04;$$

$$\left(\frac{Pr_{ж2}}{Pr_{c1}}\right)^{0,25}=\left(\frac{0,93}{0,86}\right)^{0,25}=1,02.$$

Хотя поправки невелики, они все же сказываются на распределении температуры. После пересчета с учетом этих поправок получаем:

$$\alpha_1=1,27\cdot10^4 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};\quad \alpha_{эф1}=9170 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$Nu_{2тр}=104;\quad \alpha_2=1,245\cdot10^4 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};\quad \alpha_{эф2}=9850 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$r_0=10,26 \text{ мм};$$

$$q_1=8,04\cdot10^5 \text{ Вт/м}^2;\quad q_{c1}=8,65\cdot10^5 \text{ Вт/м}^2;\quad t_{c1}=248^\circ\text{C};$$

$$q_2=6,48\cdot10^5 \text{ Вт/м}^2;\quad q_{c2}=6,25\cdot10^5 \text{ Вт/м}^2;\quad t_{c2}=250^\circ\text{C}.$$

Так как температуры изменились незначительно, то дальнейших пересчетов делать не нужно.

Температуры на внутренней и внешней поверхностях урана

$$q_{l1}=q_1\pi d_1=8,04\cdot10^5\cdot\pi\cdot14\cdot10^{-3}=3,53\cdot10^4 \text{ Вт/м};$$

$$t_1=t_{c1}+\frac{q_{l1}}{2\pi\lambda_{об}}\ln\frac{d_1}{d_1-2\delta}=248+\frac{3,53\cdot10^4}{2\cdot\pi\cdot21}\ln\frac{14}{13}=$$

$$=248+20=268^\circ\text{C};$$

$$t_2=t_{c2}+\frac{q_2 d_2}{2\lambda_{об}}\ln\frac{d_2+2\delta}{d_2}=250+$$

$$+\frac{6,48\cdot10^5\cdot28\cdot10^{-3}}{2\cdot21}\ln\frac{29}{28}=250+14,9\approx265^\circ\text{C}.$$

Максимальная температура в твэле

$$t_0 = t_1 + \frac{q_v}{4\lambda}\left[2r_0^2 \ln\frac{r_0}{r_1} - \left(r_0^2 - r_1^2\right)\right] = 268 + \frac{2\cdot 10^8}{4\cdot 31}\Big[2\,(10{,}26)^2 \times$$

$$\times \ln\frac{10{,}26}{7} - (10{,}26^2 - 7^2)\Big]\,10^{-6} = 268 + 39{,}2 \approx 307°\text{C}.$$

12-22. Определить распределение температур в поперечном сечении твэла, рассмотренного в задаче 12-21, если расход воды во внутреннем канале уменьшился в 2 раза, т. е. $G_1 = 0{,}09$ кг/с, а все остальные условия остались без изменений.

Ответ

Максимальная температура $t_0 = 327°$ С. Температуры на поверхностях урана $t_1 = 298°$ С, $t_2 = 274°$ С. Перепады температур в оболочках $t_1 - t_{c1} = 16°$ С, $t_2 - t_{c2} = 17°$ С. Таким образом, за счет уменьшения коэффициента теплоотдачи на внутренней стенке общий уровень температур увеличился, при этом температура t_1 возросла на 30° С, а температура t_2 на 9° С.

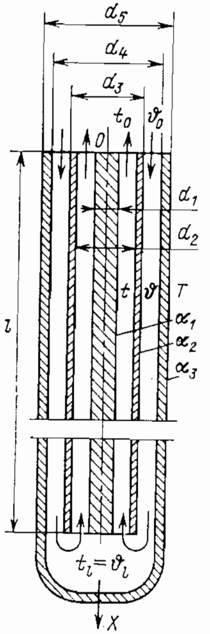


Рис. 12-11. К задаче 12-23.

12-23. Определить распределение температуры воды по длине внешнего и внутреннего каналов в тепловыделяющем элементе с двумя ходами теплоносителя (типа «трубки Филда»). Вода поступает сверху на внешний кольцевой канал, движется вниз, проходит поворот и движется вверх по внутреннему кольцевому каналу до выхода из трубки.

Основные размеры твэла (рис. 12-11): длина каждого хода $l = 2{,}7$ м; диаметры внутреннего кольцевого канала $d_1 = 14$ мм, $d_2 = 20$ мм; диаметры внешнего кольцевого канала $d_3 = 22$ мм, $d_4 = 28$ мм; внешний диаметр твэла $d_5 = 34$ мм.

Расчет выполнить для следующих условий: плотность теплового потока на поверхности центрального тепловыделяющего стержня $q_c = 8\cdot 10^5$ Вт/м²; скорость движения воды во внутреннем кольцевом канале $w_1 = 2$ м/с; температура воды на входе во внешний канал $\vartheta_0 = 90°$ С; температура воды, омывающей внешний канал снаружи, T постоянна по длине и равна 86° С; коэффициент теплопроводности материала стенок $\lambda = 21$ Вт/(м·°С).

Коэффициент теплоотдачи и коэффициенты теплопередачи принять постоянными по длине и при их определении использовать физические свойства воды при средней по длине температуре воды в данном канале.

Коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон внешней стенки твэла принять одинаковыми $\alpha_3 = \alpha_2$. Теплоемкость воды принять постоянной и $c_p = 4{,}25\cdot 10^3$ Дж/(кг·°С).

В результате расчета определить температуру воды в конце первого хода ϑ_l и на выходе из второго хода t_0, а также координату x_m и значение ϑ_m максимальной температуры воды в первом ходе.

Ответ

$$\vartheta_l = 103°\text{C}; \quad t_0 = 156°\text{C}; \quad x_m = 2\text{м}; \quad \vartheta_m = 104°\text{C}.$$

Решение

Для расчета коэффициента теплоотдачи во внутреннем канале α_1 необходимо в первом приближении задаться средней в этом канале температурой воды $\bar{t}$. Это можно сделать на основе следующего приближенного расчета.

Площадь проходного сечения и эквивалентный диаметр внутреннего канала

$$f_1 = \frac{\pi}{4}\left(d_2^2 - d_1^2\right) = \frac{\pi}{4}\,(20^2 - 14^2)\,10^{-6} = 1{,}6\cdot 10^{-4}\ \text{м}^2;$$

$$d_{э1} = d_2 - d_1 = 20 - 14 = 6\ \text{мм}.$$

Расход воды

$$G = \rho_1 f_1 w_1 \approx 965\cdot 1{,}6\cdot 10^{-4}\cdot 2 \approx 0{,}31\ \text{кг/с},$$

где $\rho_1 \approx 965$ кг/м³ при температуре на входе $\vartheta_0 = 90°$ С.

Тогда при отсутствии тепловых потерь температура воды на выходе

$$t_0 \approx \vartheta_0 + \frac{q_c \pi d_1 l}{Gc_p} = 90 + \frac{8\cdot 10^5 \pi\cdot 14\cdot 10^{-3}\cdot 2{,}7}{0{,}31\cdot 4{,}25\cdot 10^3} = 160°\text{C}.$$

Учитывая отвод теплоты от внешнего канала, можно приближенно принять $t_0 \approx 150°$ С и $\bar{t} \approx 0{,}5\,(90 + 150) = 120°$ С. Таким образом, в первом приближении принимаем $\bar{t} = 120°$ С. При этой температуре физические свойства воды: $\rho_1 = 943$ кг/м³; $\nu_1 = 0{,}252\cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_1 = 0{,}686$ Вт/(м·°С); $\Pr_1 = 1{,}47$.

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_{э1}}{\nu_1} = \frac{2{,}6\cdot 10^{-3}}{0{,}252\cdot 10^{-6}} = 4{,}76\cdot 10^4.$$

Учитывая, что расчет выполняется при ряде упрощающих предпосылок, число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи определяем по формуле (5-7) для круглых труб с введением эквивалентного диаметра. Кроме того, с небольшой погрешностью принимаем поправку $(\Pr_ж/\Pr_c)^{0{,}25} = 1$. Тогда

$$\text{Nu}_1 = 0{,}021\text{Re}_1^{0{,}8}\Pr_1^{0{,}43} = 0{,}021\,(4{,}76\cdot 10^4)^{0{,}8}\,(1{,}47)^{0{,}43} = 136;$$

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1\frac{\lambda_1}{d_{э1}} = 136\,\frac{0{,}686}{6\cdot 10^{-3}} = 1{,}55\cdot 10^4\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}.$$

Расход воды

$$G = \rho_1 f_1 w_1 = 943\cdot 1{,}6\cdot 10^{-4}\cdot 2 = 0{,}302\ \text{кг/с}.$$

Для внешнего канала принимаем в первом приближении $\bar{\vartheta} = \vartheta_0 = 90°$ С. При этой температуре $\rho_2 = 965$ кг/м²; $\nu_2 = 0{,}326 \times 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_2 = 0{,}680$ Вт/(м·°С); $\Pr_2 = 1{,}95$.

Площадь проходного сечения и эквивалентный диаметр внешнего канала

$$f_2=\frac{\pi}{4}\left(d_4^2-d_3^2\right)=\frac{\pi}{4}(28^2-22^2)10^{-6}=2,35\cdot10^{-4}\ \text{м}^2;$$

$$d_{э2}=d_4-d_3=28-22=6\ \text{мм}.$$

Скорость движения воды и число Рейнольдса во внешнем канале

$$w_2=\frac{G}{\rho_2 f_2}=\frac{0,302}{965\cdot2,35\cdot10^{-4}}=1,33\ \text{м/с};$$

$$\mathrm{Re}_2=\frac{w_2 d_{э2}}{\nu_2}=\frac{1,33\cdot6\cdot10^{-3}}{0,326\cdot10^{-6}}=2,44\cdot10^4.$$

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи

$$\mathrm{Nu}_2=0,021\,(2,44\cdot10^4)^{0,8}\,(1,95)^{0,43}=90;$$

$$\alpha_2=\mathrm{Nu}_2\frac{\lambda_2}{d_{э2}}=90\,\frac{0,68}{6\cdot10^{-3}}=1,02\cdot10^4\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплоотдачи от внешней стенки твэла, по условию задачи, $\alpha_3=\alpha_2=1,02\cdot10^4$ Вт/(м²·°С).

Коэффициент теплоотдачи через стенки, разделяющие кольцевые каналы k_1, и через внешнюю стенку k_2:

$$k_1=\frac{\pi}{\dfrac{1}{\alpha_1 d_2}+\dfrac{1}{2\lambda}\ln\dfrac{d_3}{d_2}+\dfrac{1}{\alpha_2 d_3}}=$$

$$=\frac{3,14}{\dfrac{1}{1,55\cdot10^4\cdot2\cdot10^{-2}}+\dfrac{2,3}{2\cdot21}\lg\dfrac{22}{20}+\dfrac{1}{1,02\cdot10^4\cdot2,2\cdot10^{-2}}}=$$

$$=317\ \text{Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$k_2=\frac{\pi}{\dfrac{1}{\alpha_2 d_4}+\dfrac{1}{2\lambda}\ln\dfrac{d_5}{d_4}+\dfrac{1}{\alpha_3 d_5}}=$$

$$=\frac{3,14}{\dfrac{1}{1,02\cdot10^4\cdot2,8\cdot10^{-2}}+\dfrac{2,3}{2\cdot21}\lg\dfrac{34}{28}+\dfrac{1}{1,02\cdot10^4\cdot3,4\cdot10^{-2}}}=$$

$$=285\ \text{Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Принимая согласно условиям задачи $k_1=\text{const}$ и $k_2=\text{const}$, расчет распределения температуры воды по длине каналов проводим по формулам (5-31) — (5-33).

Тепловой поток на единицу длины центрального тепловыделяющего стержня

$$q_l=q_c\,\pi d_1=8\cdot10^5\cdot3,14\cdot14\cdot10^{-3}=3,51\cdot10^4\ \text{Вт/м}.$$

Определяем значения величин, входящих в (5-31):

$$W=Gc_p=0,302\cdot4,25\cdot10^3=1280\ \text{Вт/}{}^\circ\text{C};$$

$$\frac{q_l}{k_2}=\frac{3,51\cdot10^4}{285}=123^\circ\text{C};\qquad \frac{q_l}{W}=\frac{3,15\cdot10^4}{1280}=27,4^\circ\text{C/м};$$

$$C_1=\vartheta_0-T-\frac{q_l}{k_2}=90-86-123=-119^\circ\text{C};$$

$$\varepsilon_1=\frac{1}{2W}\left(-k_2+\sqrt{k_2^2+4k_1k_2}\right)=$$

$$=\frac{1}{2\cdot1280}\left(-285+10^2\sqrt{2,85^2+4\cdot3,17\cdot2,85}\right)=$$

$$=\frac{1}{2560}(-285+665)=0,148;$$

$$\varepsilon_2=\frac{1}{2W}\left(-k_2-\sqrt{k_2^2+4k_1k_2}\right)=\frac{1}{2560}(-285-665)=-0,371;$$

$$e^{\varepsilon_2 l}=e^{-0,371\cdot2,7}=0,368;$$

$$e^{\varepsilon_1 l}=e^{0,148\cdot2,7}=1,49;$$

$$A_1=\frac{C_1\varepsilon_1 e^{\varepsilon_2 l}-\dfrac{q_l}{W}}{\varepsilon_1 e^{\varepsilon_2 l}-\varepsilon_2 e^{\varepsilon_1 l}}=\frac{-119\cdot0,148\cdot0,368-27,4}{0,148\cdot0,368+0,371\cdot1,49}=-55,8^\circ\text{C};$$

$$A_2=-\frac{C_1\varepsilon_2 e^{\varepsilon_1 l}-\dfrac{q_l}{W}}{\varepsilon_1 e^{\varepsilon_2 l}-\varepsilon_2 e^{\varepsilon_1 l}}=\frac{-119\cdot0,371\cdot1,49-27,4}{0,6075}=-63^\circ\text{C}.$$

Температура воды в конце первого хода по (5-31)

$$\vartheta_l=t_l=A_1e^{\varepsilon_1 l}+A_2e^{\varepsilon_2 l}+T+\frac{q_l}{k_2}=-55,8\cdot1,49-63\cdot0,368+$$

$$+86+123=102,5^\circ\text{C}.$$

Координата максимальной температуры воды в первом ходе по (5-33)

$$x_m=\frac{1}{\varepsilon_1-\varepsilon_2}\ln\left(-\frac{A_2\varepsilon_2}{A_1\varepsilon_1}\right)=\frac{1}{0,148+0,371}\ln\left(\frac{63\cdot0,371}{55,8\cdot0,148}\right)=$$

$$=2,01\ \text{м}.$$

Максимальная температура воды в первом ходе по (5-31) при $x=x_m$

$$\vartheta_m=A_1e^{\varepsilon_1 x_m}+A_2e^{\varepsilon_2 x_m}+T+\frac{q_l}{k_2}=-55,8e^{0,148\cdot2,01}-$$

$$-63\,e^{-0,371\cdot2,01}+86+123=103,7^\circ\text{C}.$$

Распределение температуры воды по длине внутреннего канала описывается уравнением (5-32)

$$t = B_1 e^{\varepsilon_1 x} + B_2 e^{\varepsilon_2 x} + T + \frac{q_l}{k_1} + \frac{q_l}{k_2}.$$

$$\frac{q_l}{k_1} = \frac{3{,}51\cdot 10^4}{317} = 111°\text{C};$$

$$C_2 = t_l - T - \frac{q_l}{k_1} - \frac{q_l}{k_2} = 102{,}5 - 86 - 111 - 123 = -217{,}5°\text{C};$$

$$B_1 = -\frac{C_2\varepsilon_2 + \dfrac{q_l}{W}}{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)\, e^{\varepsilon_1 l}} = -\frac{217{,}5\cdot 0{,}371 + 27{,}4}{(0{,}148 + 0{,}371)\, 1{,}49} = -140°\text{C};$$

$$B_2 = \frac{C_2\varepsilon_1 + \dfrac{q_l}{W}}{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)\, e^{\varepsilon_2 l}} = \frac{-217{,}5\cdot 0{,}148 + 27{,}4}{(0{,}148 + 0{,}371)\, 0{,}368} = -25{,}1°\text{C}.$$

Температура воды на выходе по (5-32) при $x=0$

$$t_0 = B_1 + B_2 + T + \frac{q_l}{k_1} + \frac{q_l}{k_2} = -140 - 25{,}1 + 86 + 111 + 123 = 154{,}9°\text{C}.$$

Уточняем значения физических свойств воды, принятые для расчета коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2. Учитывая характер распределения температуры воды по длине внешнего канала, ее среднее значение можно оценить следующим образом:

$$\bar{\vartheta} \approx 0{,}5\,[0{,}5\,(\vartheta_0 + \vartheta_m) + 0{,}5\,(\vartheta_m + \vartheta_l)] \approx$$
$$\approx 0{,}5\,[0{,}5\,(90 + 103{,}7) + 0{,}5\,(103{,}7 + 102{,}5)] \approx 100°\text{C}.$$

В проведенном расчете было принято $\bar{\vartheta} = 90°$ С. Среднюю по длине температуру воды во внутреннем канале с учетом нелинейности ее изменения можно оценить как $\bar{t} \approx 135°$ С; было принято $\bar{t} = 120°$ С.

При $t = 135°$C $\quad \rho_1 = 930$ кг/м³; $\quad \lambda_1 = 0{,}685$ Вт/(м·°C);
$\nu_1 = 0{,}225\cdot 10^{-6}$ м²/с; $\quad Pr_1 = 1{,}31$.

При $\bar{\vartheta} = 100°$C $\quad \rho_2 = 958$ кг/м³; $\quad \lambda_2 = 0{,}683$ Вт/(м·°C);
$\nu_2 = 0{,}295\cdot 10^{-6}$ м²/с; $\quad Pr_2 = 1{,}75$.

Повторный расчет по уточненным значениям физических свойств дает следующие результаты:

$G = 0{,}298$ кг/с; $\quad w_2 = 1{,}32$ м/с;

$\alpha_1 = 1{,}61\cdot 10^4$ Вт/(м²·°C); $\quad \alpha_2 = 1{,}06\cdot 10^4$ Вт/(м²·°C);

$k_1 = 326$ Вт/(м·°C) $\quad k_2 = 291$ Вт/(м·°C);

$\vartheta_l = 103{,}2°$C; $\quad x_m = 2$ м; $\quad \vartheta_m = 104{,}3°$C; $\quad t_0 = 156{,}3°$C.

Совпадение с первым расчетом достаточно хорошее и дальнейших пересчетов делать не нужно.

12-24. Определить распределение температуры воды по длине кольцевых каналов в тепловыделяющем элементе с двумя ходами теплоносителя, рассмотренного в задаче 12-23, если скорость движения воды во внутреннем канале увеличить в 2 раза: с 2 до 4 м/с. Теплоемкость воды принять постоянной и $c_p = 4{,}23\cdot 10^3$ Дж/(кг·°C). Все остальные условия оставить без изменений.

Ответ

$\vartheta_l = 95°$C; $\quad x_m = 2{,}1$ м; $\quad \vartheta_m = 96°$C; $\quad t_0 = 124°$C.

12-25. Определить распределение температур теплоносителя и стенки по длине канала активной зоны атомного реактора. Тепловыделяющий элемент (рис. 12-12) имеет форму цилиндра с внешним диаметром $d_1 = 21$ мм и длиной $l = 2{,}8$ м, выполненного из урана [$\lambda = 31$ Вт/(м·°C)]. Поверхность твэла покрыта плотно прилегающей оболочкой из нержавеющей стали [$\lambda_c = 21$ Вт/(м·°C)] толщиной $\delta = 0{,}5$ мм.

Объемную плотность тепловыделения в уране q_v принять постоянной по сечению и изменяющейся по длине по косинусоидальному закону (реактор без торцевых отражателей) Если начало координат расположить в середине по длине твэла, то при $x=0$ $q_{v0} = 4{,}9 \times 10^7$ Вт/м³.

Твэл охлаждается двуокисью углерода, которая движется по кольцевому каналу внешним диаметром $d_2 = 30$ мм. Давление и расход двуокиси углерода $p = 2$ МПа, $G = 0{,}25$ кг/с, а ее температура на входе в канал $t_{ж1} = 150°$ С. Теплообменом через внешнюю стенку кольцевого канала пренебречь.

При расчете принять коэффициент теплоотдачи от поверхности оболочки к теплоносителю постоянным по длине, и его значение определить приближенно по формуле для теплоотдачи в круглых трубах и без поправки на температурный фактор.

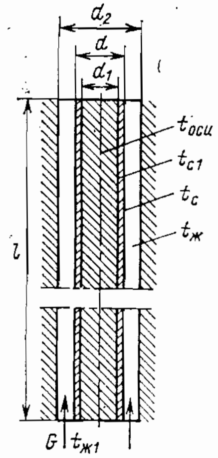


Рис. 12-12. К задаче 12-25.

В результате расчета определить температуру двуокиси углерода $t_ж$, температуры на внешней и внутренней поверхностях оболочки $t_с$ и $t_{с1}$ и на оси твэла $t_{оси}$ на расстояниях от входа: 0,5; 1,0; 1,4; 1,8 и 2,3 м ($x = -0{,}9$; $-0{,}4$; 0,0; 0,4; 0,9 м), а также координаты и значения максимальных температур $t_{с,m}$, $t_{с1,m}$ и $t_{оси,m}$.

Физические свойства двуокиси углерода при $p = 2$ МПа и $t = 150 \div 300°$ С [25] приводятся в следующей таблице:

t, °C	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·°C)	$\mu\cdot 10^6$, Па·с	$\lambda\cdot 10^4$, Вт/(м·°C)	Pr
150	26,3	1,00	20,0	260	0,768
200	23,2	1,02	22,5	278	0,825
250	20,8	1,04	24,6	307	0,832
300	17,9	1,07	26,5	341	0,832

Ответ

Координаты и значения максимальных температур:

$$x_{c,m}=0,309\ \text{м};\quad t_{c,m}=384°\text{C};$$
$$x_{c1,m}=0,298\ \text{м};\quad t_{c1,m}=390°\text{C};$$
$$x_{оси,m}=0,240\ \text{м};\quad t_{оси,m}=431°\text{C}.$$

Распределение температур по длине канала приведено в следующей ниже таблице и на рис. 12-13.

x	$-1,4$	$-0,9$	$-0,4$	0	0,4	0,9	1,4
$t_ж$, °C	150	159	183,5	209	234,5	260	268
t_c, °C	—	246,5	331,5	373	382,5	347	—
t_{c1}, °C	—	249,5	336,5	379	387,5	350	—
$t_{осн}$, °C	—	272,5	375,5	422,5	426,5	373	—

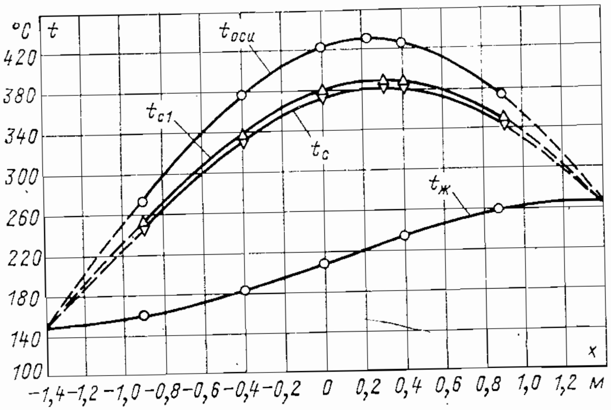


Рис. 12-13. К задаче 12-25.

Решение

Тепловыделение на единицу длины в середине по длине канала ($x=0$)

$$q_0=q_{v0}\frac{\pi d_1^2}{4}=4,9\cdot10^7\,\frac{3,14\cdot21^2}{4}\,10^{-6}=1,7\cdot10^4\ \text{Вт/м}.$$

Температура двуокиси углерода на выходе из канала по формуле (5-34) при $x=l/2$

$$t_{ж2}-t_{ж1}=\frac{2}{\pi}\,\frac{q_0 l}{Gc_p}=\frac{2}{\pi}\,\frac{1,7\cdot10^4\cdot2,8}{0,25\cdot1,02\cdot10^3}=118°\text{C},$$

где в интервале температур 150—250° C $c_p=1,02\cdot10^3$ Дж/(кг·° C):

$$t_{ж2}=t_{ж1}+118=150+118=268°\text{C}.$$

Температура двуокиси углерода при $x=0$

$$t_{ж,0}=t_{ж1}+\frac{q_0 l}{\pi Gc_p}=0,5\,(t_{ж1}+t_{ж2})=209°\text{C}.$$

Физические свойства двуокиси углерода при $p=2$ МПа и $t_{ж,0}=209°$ C; $c_{pж}=1,02\cdot10^3$ Дж/(кг·°C); $\rho_ж=22,7$ кг/м³; $\mu_ж=22,8\times10^{-6}$ Па·с; $\lambda_ж=2,83\cdot10^2$ Вт/(м·°C); $\text{Pr}_ж=0,826$.

Эквивалентный диаметр кольцевого канала

$$d_э=d_2-d=30-22=8\ \text{мм};\ \text{где}\ d=d_1+2\delta=21+2\cdot0,5=22\ \text{мм}.$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_ж=\frac{wd_э}{\nu_ж}=\frac{Gd_э}{\rho_ж f\nu_ж}=\frac{4G}{\pi\,(d_2+d)\,\mu_ж},$$

где $f=\pi(d_2^2-d^2)/4$ — площадь проходного сечения канала.

Подставляя в выражение для числа $\text{Re}_ж$ известные значения величин, получаем:

$$\text{Re}_ж=\frac{4\cdot0,25}{\pi\,(30+22)\,10^{-3}\cdot22,8\cdot10^{-6}}=2,69\cdot10^5.$$

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи определяем приближенно по формуле (5-7)

$$\text{Nu}_ж=0,021\text{Re}_ж^{0,8}\,\text{Pr}_ж^{0,43}=0,021\,(2,69\cdot10^5)^{0,8}\,(0,826)^{0,43}=424;$$

$$\alpha=\text{Nu}_ж\,\frac{\lambda_ж}{d_э}=424\,\frac{2,83\cdot10^{-2}}{8\cdot10^{-3}}=1500\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{C)}.$$

Разность между температурой на оси твэла и двуокиси углерода при $x=0$

$$\Delta t_{оси,0}=t_{оси,0}-t_{ж,0}=\frac{q_0}{\pi}\left(\frac{1}{4\lambda}+\frac{1}{2\lambda_c}\ln\frac{d}{d_1}+\frac{1}{\alpha d}\right)=$$
$$=\frac{1,7\cdot10^4}{\pi}\left(\frac{1}{4\cdot31}+\frac{1}{2\cdot21}\ln\frac{22}{21}+\frac{1}{1,5\cdot10^3\cdot22\cdot10^{-3}}\right)=$$
$$=43,6+5,9+164=213,5°\text{C}.$$

Таким образом,

$$\Delta t_{c,0}=t_{c,0}-t_{ж,0}=164°\text{C};$$
$$\Delta t_{c1,0}=t_{c1,0}-t_{ж,0}=169,9°\text{C};$$
$$\Delta t_{оси,0}=t_{оси,0}-t_{ж,0}=213,5°\text{C}.$$

Температура на внешней и внутренней поверхностях оболочки и на оси твэла при $x=0$:

$$t_{c,0}=t_{ж,0}+\Delta t_{c,0}=209+164=373°\text{C};$$
$$t_{c1,0}=t_{ж,0}+\Delta t_{c1,0}=209+169,9°=378,9°\text{C};$$
$$t_{оси,0}=t_{ж,0}+\Delta t_{оси,0}=209+213,5=422,5°\text{C}.$$

Значение максимальной температуры на поверхности теплообмена $t_{c,m}$ определяем по формуле (5-35):

$$\frac{t_{c,m}-t_{ж1}}{t_{ж2}-t_{ж1}}=\frac{1}{2}+\sqrt{\frac{1}{4}+\left(\frac{\Delta t_{c,0}}{t_{ж2}-t_{ж1}}\right)^2}$$

или

$$t_{c,m}=t_{ж,0}+\sqrt{\left(\frac{t_{ж2}-t_{ж1}}{2}\right)^2+\Delta t_{c,0}^2}=209+$$

$$+\sqrt{\left(\frac{118}{2}\right)^2+\Delta t_{c,0}^2}=209+\sqrt{3481+\Delta t_{c,0}^2}; \qquad (а)$$

$$t_{c,m}=209+\sqrt{3481+164^2}=383°C.$$

Координату максимальной температуры поверхности теплообмена $x_{c,m}$ определяем по формуле (5-36):

$$x_{c,m}=\frac{l}{\pi}\operatorname{arctg}\left(\frac{t_{ж2}-t_{ж1}}{2\Delta t_{c,0}}\right)=\frac{2,8}{\pi}\operatorname{arctg}\left(\frac{59}{\Delta t_{c,0}}\right); \qquad (б)$$

$$x_{c,m}=0,89\operatorname{arctg}\left(\frac{59}{164}\right)=0,308 \text{ м}.$$

Значения и координаты максимальных температур на внутренней поверхности оболочки и на оси определяем по выражениям (а) и (б), заменяя в них величину $\Delta t_{c,0}$ соответственно на $\Delta t_{c1,0}$ и $\Delta t_{оси,0}$:

$$t_{c1,m}=209+\sqrt{3481+\Delta t_{c1,0}^2}=209+\sqrt{3481+169,9^2}=389°C;$$

$$x_{c1,m}=0,89\operatorname{arctg}\left(\frac{59}{\Delta t_{c1,0}}\right)=0,89\operatorname{arctg}\left(\frac{59}{169,9}\right)=0,298 \text{ м};$$

$$t_{оси,m}=209+\sqrt{3481+213,5^2}=431°C;$$

$$x_{оси,m}=0,89\operatorname{arctg}\left(\frac{59}{213,5}\right)=0,240 \text{ м}.$$

Значения температуры двуокиси углерода $t_ж$ при различных x находим по формуле (5-34):

$$t_ж=t_{ж1}+\frac{q_0 l}{\pi G c_p}\left(\sin\frac{\pi x}{l}+1\right)=t_{ж1}+$$

$$+\frac{t_{ж2}-t_{ж1}}{2}\left(\sin\frac{\pi x}{l}+1\right)=150+59[\sin(1,122x)+1].$$

Подставляя значения x, находим:

$x=-1,4$; $t_ж=t_{ж1}=150°C$; $x=-0,9$, $t_ж=159°C$;

$x=-0,4$, $t_ж=183,4°C$; $x=0$, $t_ж=209°C$;

$x=0,9$, $t_ж=259,7°C$; $x=1,4$, $t_ж=268°C$.

Значения температуры поверхности теплообмена t_c при различных x находим по формуле

$$t_c=t_ж+\Delta t_{c,0}\cos\frac{\pi x}{l}. \qquad (12\text{-}2)$$

При $x=-0,9$

$$t_c=159+164\cos(-1,122\cdot 0,9)=246,3°C.$$

Аналогичным образом определяем t_c при значениях $x=-0,4$; 0; 0,4 и 0,9 м.

Значения температур на внутренней поверхности оболочки и на оси твэла в зависимости от x определяем по (12-2), заменяя величину $\Delta t_{c,0}$ соответственно на $\Delta t_{c1,0}$ и $\Delta t_{оси,0}$.

При $x=-0,9$

$$t_{c1}=t_ж+\Delta t_{c1,0}\cos\frac{\pi x}{l}=159+169,9\cos(-1,01)=249,3°C;$$

$$t_{оси}=t_ж+\Delta t_{оси,0}\cos\frac{\pi x}{l}=159+213,5\cos(-1,01)=272,5°C.$$

Аналогичным образом определяем t_{c1} и $t_{оси}$ при других значениях x.

Результаты расчетов приведены в ответе к задаче. Изменение по длине канала $t_ж$, t_c, t_{c1} и $t_{оси}$ показано на рис. 12-13.

12-26. Определить распределение температур теплоносителя и стенки по длине твэла, рассмотренного в задаче 12-25, если теплоносителем является натрий.

Максимальная объемная плотность тепловыделения в уране $q_{v0}=1,2\cdot 10^8$ Вт/м³. Расход натрия $G=0,66$ кг/с, а его температура на входе в канал $t_{ж1}=300°$ С. Все остальные условия остаются такими же, как в задаче 12-25.

В результате расчета определить значения тех же величин, что были рассчитаны в задаче 12-25.

Ответ

Координаты и значения максимальных температур:

$$x_{c,m}=1,21 \text{ м}; \quad t_{c,m}=389°C;$$

$$x_{c1,m}=0,955 \text{ м}; \quad t_{c1,m}=349,1°C;$$

$$x_{оси,m}=0,289 \text{ м}; \quad t_{оси,m}=482,5°C.$$

Распределение температур по длине канала приведено в следующей таблице:

x, м	−1,4	−0,9	−0,4	0	0,4	0,9	1,4
$t_ж$, °C	300	306,7	325	344	363	381,3	388
t_c, °C	—	311,8	333,6	353,6	371,6	386	—
t_{c1}, °C	—	319,5	346,7	368,1	384,7	394	—
$t_{оси}$, °C	—	376,2	436,8	475	474,8	450,8	—

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1

Международная система единиц (СИ)

Величина	Единица измерения	Обозначение единиц
	Основные единицы	
Длина	метр	м
Масса	килограмм	кг
Время	секунда	с
Сила электрического тока	ампер	А
Термодинамическая температура Кельвина	кельвин	К*
Количество вещества	моль	моль
Сила света	кандела	кд
	Некоторые производные единицы	
Площадь	квадратный метр	$м^2$
Объем	кубический метр	$м^3$
Скорость	метр в секунду	м/с
Ускорение	метр на секунду в квадрате	$м/с^2$
Плотность	килограмм на кубический метр	$кг/м^3$
Сила	ньютон	Н; $(кг \cdot м/с^2)$
Давление	паскаль	Па; $(Н/м^2)$
Динамическая вязкость	паскаль-секунда	Па·с; $(Н \cdot с/м^2)$
Кинематическая вязкость	квадратный метр на секунду	$м^2/с$
Работа, энергия, количество теплоты	джоуль	Дж; (Н·м)
Мощность, тепловой поток	ватт	Вт; (Дж/с)
Удельная теплоемкость	джоуль на килограмм-кельвин	Дж/(кг·К)*
Теплота фазового превращения, энтальпия	джоуль на килограмм	Дж/кг
Плотность теплового потока	ватт на квадратный метр	$Вт/м^2$
Коэффициент теплопроводности	ватт на метр-кельвин	Вт/(м·К)*
Коэффициент теплоотдачи, теплопередачи	ватт на квадратный метр-кельвин	$Вт/(м^2 \cdot К)$*
Коэффициент излучения	ватт на квадратный метр-кельвин в четвертой степени	$Вт/(м \cdot К^4)$

* Наравне с термодинамической температурой Кельвина (К) допускается к применению международная практическая температура Цельсия (°С).

Таблица 2

Соотношения между единицами измерения системы МКГСС и международной системы единиц (СИ)

Энергия	1 ккал=4,187 кДж
Сила	1 кгс=9,81 Н
Удельный вес	$1\ кгс/м^3=9,81\ Н/м^3$
Плотность	$1\ кгс \cdot с^2/м^4=9,81\ кг/м^3$
Давление	$1\ кгс/см^2=0,981 \cdot 10^5$ Па
Коэффициент динамической вязкости	$1\ кгс \cdot с/м^2=9,81$ Па·с

Теплоемкость	1 ккал/(кгс·°С)=4,187 кДж/(кг·°С)
Энтальпия, теплота фазового превращения	1 ккал/кгс=4,187 кДж/кг
Тепловой поток	1 ккал/ч=1,163 Вт
Плотность теплового потока	$1\ ккал/(м^2 \cdot ч)=1,163\ Вт/м^2$
Объемная плотность теплового потока	$1\ ккал/(м^3 \cdot ч)=1,163\ Вт/м^3$
Коэффициент теплопроводности	1 ккал/(м·ч·°С)=1,163 Вт/(м·°С)
Коэффициент теплоотдачи теплопередачи	$1\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot °С)=1,163\ Вт/(м^2 \cdot °С)$
Коэффициент излучения	$1\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot К^4)=1,163\ Вт/(м^2 \cdot К^4)$

Таблица 3

Плотность ρ, коэффициент теплопроводности λ и теплоемкость c строительных, теплоизоляционных и других материалов [24]

Материалы	ρ, $кг/м^3$	t*, °С	λ, Вт/(м·°С)	c, кДж/(кг·°С)
Альфоль при толщине воздушных слоев 10 мм	—	—	$0,0302+0,85 \cdot 10^{-4}\,t$	—
Асбест распушенный:				
3-й сорт	340	—	$0,087+0,24 \cdot 10^{-3}\,t$	0,816
6-й сорт	650	—	$0,11+0,19 \cdot 10^{-3}\,t$	0,816
Асбестовый картон	900	—	$0,16—0,17 \cdot 10^{-3}\,t$	0,816
Асбестовый шнур	800	—	$0,13—0,15 \cdot 10^{-3}\,t$	0,816
Асбошифер:				
с высоким содержанием асбеста	1800	20	0,17—0,35	—
с 10—50% асбеста (сухой)	1800	20	0,64—0,52	—
Асфальт	2120	0—30	0,60—0,74	1,67
Бетон с каменным щебнем	2000	0	1,28	0,84
То же сухой	1600	0	0,84	—
Железобетон набивной	2200	0	1,55	0,84
Шлакобетон	1500	0	0,70	0,80
Бумага обыкновенная	—	20	0,14	1,51
Вата хлопчатобумажная	80	30	0,042	—
Гипс (формованный сухой)	1250	20	0,43	0,8—0,92
Глина	2000—1600	20	0,9—0,7	0,84
Глина огнеупорная	1845	450	1,04	1,09
Гравий	1840	20	0,36	—
Дельта-древесина	—	35—70	0,21	—
Дерево:				
дуб поперек волокон	825	0—15	0,20—0,21	2,39
дуб вдоль волокон	819	12—50	0,35—0,43	2,39
сосна поперек волокон	546	0—50	0,14—0,16	2,72
сосна вдоль волокон	—	20—25	0,35—0,72	2,72
Каменный уголь:				
газовый	1420	20—100	3,6—4,0	—
обыкновенный твердый	1200—1350	20	0,24—0,27	—
Каменноугольная пыль	730	30—150	0,12—0,13	—
Картон	—	20	0,14—0,35	1,51
Кембрик (лакированный)	—	38	0,157	—
Кирпич:				
красный машинной формовки	1800	0	0,77	0,88
красный ручной формовки	1700	0	0,70	0,88
силикатный	1900	0	0,81	0,84

Материалы	ρ, кг/м³	t*, °C	λ, Вт/(м·°C)	c, кДж/(кг·°C)
Кладка из красного кирпича:				
на холодном растворе	1700	0	0,81	0,88
на теплом растворе	1600	0	0,67	0,84
Кладка из силикатного кирпича:				
на холодном растворе	1900	0	0,87	0,84
на теплом растворе	1700	0	0,76	0,80
Кладка бутовая из камня средней плотности	2000	0	1,28	0,88
Карболит черный	1150	50	0,231	—
Кожа	—	20	0,14—0,16	—
Кокс порошкообразный	449	100	0,191	1,21
Котельная накипь:				
богатая гипсом	2000—2700	100	0,7—2,3	—
богатая известью	1000—2500	100	0,15—2,3	—
богатая силикатом	300—1200	100	0,08—0,23	—
Кварц кристаллический:				
поперек оси	—	0	0,72	—
вдоль оси	—	0	1,94	—
Ламповая сажа	165	40	0,07—0,12	—
Лед	917	0	2,2	2,26
Лед	928	—100	3,5	1,17
Льняная ткань	—	—	0,088	—
Магнезия в форме сегментов для изоляции труб	266	50—200	0,073—0,084	—
Мел	2000	50	0,9	0,88
Миканит	—	20	0,21—0,41	—
Мрамор	2800	0	3,5	0,92
Парафин	920	20	0,27	—
Песок речной мелкий (сухой)	1520	0—160	0,30—0,38	0,80
Песок речной мелкий (влажный)	1650	20	1,13	2,09
Прессшпан	—	20—50	0,26—0,22	—
Плексиглас	—	20	0,184	—
Пробковые плиты сухие	148—198	80	0,042—0,053	1,76
Пробковая мелочь, величина куска 4—5 мм	85	0,60	0,044—0,058	1,76
Резина:				
твердая обыкновенная	1200	0—100	0,157—0,160	1,38
мягкая	—	20	0,13—0,16	1,38
Сахарный песок	1600	0	0,58	1,26
Сера ромбическая	—	21	0,28	0,762
Сланец	—	94	1,49	—
Слюда (поперек слоев)	2600—3200	20	0,49—0,58	—
Снег:				
свежевыпавший	200	—	0,10	2,09
уплотненный	400	—	0,46	2,09
Стекло:				
зеркальное	2550	0—100	0,78—0,88	0,779
обыкновенное	2500	20	0,74	0,67
термометрическое	2590	20	0,96	—
пирекс	—	0	1,04	—
то же	—	400	1,55	—
кварцевое	—	400	1,76	—
то же	—	800	2,40	—
то же	—	1200	3,05	—
Стеклянная вата	154—206	88	0,051—0,059	—

Материалы	ρ, кг/м³	t*, °C	λ, Вт/(м·°C)	c, кДж/(кг·°C)
Текстолит	1300—1400	20	0,23—0,34	1,46—1,51
Фарфор	2400	95	1,04	1,09
То же	2400	1055	1,96	1,09
Фибра красная	1290	20—100	0,46—0,50	—
Фибролит	360—440	80	0,073—0,128	—
Целлулоид	1400	30	0,21	—
Шелк	100	0—93	0,043—0,06	—
Эбонит	1200	20	0,157—0,17	—
Шлак:				
котельный	1000	0	0,29	0,75
доменный гранулированный	500	0	0,15	0,75
Штукатурка:				
известковая	1600	0	0,70	0,84
цементно-песчаная	1800	0	1,2	0,84
Фанера клееная	600	0	0,15	2,51
Древесный уголь кусковой	190	80	0,074	—

* Температура, для которой даны свойства.

Таблица 4

Плотность ρ, коэффициент теплопроводности λ, теплоемкость c и максимальная рабочая температура t для основных огнеупорных изделий [24]

Наименование огнеупора	$\rho \cdot 10^{-3}$, кг/м³	λ, Вт/(м·°C)	c, кДж/(кг·°C)	t, °C
Шамотный кирпич	1,8—1,9	0,84+0,0006 t	0,88+0,00230 t	1350—1450
Пеношамот	0,95	0,28+0,00023 t	—	1350
Пеношамот	0,6	0,10+0,000145 t	—	1300
Кирпич:				
динасовый	0,9—1,95	0,9+0,0007 t	0,8+0,00025 t	1700
магнезитовый	2,6—2,8	4,65—0,0017 t	1,05+0,0003 t	1650—1700
хромомагнезитовый	2,75—2,85	1,86—1,98 (0—600°C)	—	1700
хромитовый	3,0—3,1	1,3+0,00041 t	0,8+0,0003 t	1650—1700
Изделия:				
силлиманитовые (муллитовые)	2,2—2,4	1,69—0,00023 t	0,8+0,00025 t	1650
корундовые (алундовые)	2,3—2,6	2,09+0,0019 t	0,80+0,0004 t	1600—1700
циркониевые	3,3	1,30+0,00064 t	0,54+0,00012 t	1750—1800
карборундовые (карбофракс)	2,3—2,6	21—0,010 t	0,96+0,000146 t	1400—1500
угольные	1,35—1,6	23+0,035 t (до 1000°C)	0,8	2000
графитовые	1,6	163—0,041 t	0,8	2000

17*

Таблица 5

Плотность ρ, коэффициент теплопроводности конструкции λ и предельная температура применения t основных изоляционных материалов и изделий [24]

Наименование материала или изделия	ρ, кг/м³ в порошке	ρ, кг/м³ в мастичной конструкции	λ, Вт/(м·°C)	t, °C
Изоляционные материалы				
Асбест пушеный 6-го сорта	800	—	0,130+0,00019 t	700
Асбозонолит	350	500—550	0,143+0,00019 t	700
Асбозурит	450	700	0,1622+0,000169 t	200—300
Асбослюда	400—500	580—650	0,120+0,000148 t	600
Асботермит	400—430	550—570	0,109+0,000145 t	500—550
Диатомит молотый	400—500	—	0,091+0,00028 t	800
Зонолит (вермикулит)	150—250	—	0,072+0,00262 t	900—1100
Минеральная вата	180—250	—	0,046—0,058 при 50°C	500
Новоасбозурит	400—450	580—650	0,144+0,00014 t	250
Ньювель	180—200	405—465	0,87+0,000064 t	325—370
Совелит	230—250	440—520	0,0901+0,000087 t	400—450
Торфяная крошка	200—350	—	0,06—0,08	100
Ферригипс (паста феррон)	—	400—550	0,07—0,08	650
Шлаковая вата (сорт 0)	170—200	—	0,06+0,000145 t	750
Изоляционные изделия				
Вермикулитовые плиты	—	350—380	0,081+0,00015 t	700—750
Вулканитовые плиты	—	400	0,080+0,00021 t	550—600
Войлок строительный	—	300	0,05 при 0°C	90
Диатомовый кирпич	—	500—600	0,113+0,00023 t	850
Диатомовые скорлупы и сегменты	—	500—600	0,113+0,00023 t	850
Изделия «новоизоль»	—	400—450	0,073+0,00028 t	400
Камышитовые плиты	—	260—360	0,10 при 0°C	100
Минеральный войлок	—	250—300	0,058—0,076 при 50°C	—
Пенобетонные блоки	—	400—500	0,099—0,122 при 50°C	300
Пенодиатомовый кирпич	—	230—430	0,07—0,09 при 70°C	600—800
Пеностекло (газостекло)	—	290—450	0,124—0,160 при 70°C	600—800
Плиты «оргизоль»	—	280—350	0,078+0,00012 t	600
Пробковые плиты	—	250	0,07 при 0°C	120
Совелитовые плиты	—	400—450	0,079+0,00019 t	450—500
Соломитовые маты	—	260—360	0,10 при 0°C	100
Торфоплиты	—	170—250	0,046+0,00014 t	100—120
Шлаковая и минеральная пробка	—	270—350	0,064—0,081 при 50°C	150

Таблица 6

Коэффициенты теплопроводности сталей λ, Вт/(м·°C), в зависимости от температуры [24 и 25]

Наименование и марка стали	Температура, °C: 100	200	300	400	500	600	700	800	900
Углеродистая 15	54,4	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	—	—	—
Углеродистая 30	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	29,3	—	—	—
Хромомолибденовая Х10С2М (ЭИ107)	18,4	—	21,7	—	—	24,6	25,5	—	—
Хромоникельвольфрамовая 4Х14НВ2М (ЭИ69)	15,5	16,9	19,2	20,2	21,2	22,0	—	—	—
Хромоникелевая 1Х18Н9Т (ЭЯ1Т)*	16,0	17,6	19,2	20,8	22,3	23,8	25,5	27,6	—
Хромоникелевая Х25Н20С2 (ЭИ283)	14,6	—	—	—	21,6	23,5	25,1	27,1	28,8
Хромистая нержавеющая:									
1Х13 ($Ж_1$)	24,0	23,6	23,3	23,3	23,7	24,4	—	—	—
2Х13 ($Ж_2$)	24,3	25,8	26,3	26,4	26,6	26,4	26,2	26,7	27,6
3Х13 ($Ж_3$)	25,1	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	24,6	—	—
4Х13 ($Ж_4$)	28,0	29,1	29,3	29,2	28,8	28,4	28,0	—	—
Х17 ($Ж_{17}$)	24,4	—	—	—	—	—	—	—	—
Х28 ($Ж_{27}$)	20,9	21,7	22,7	23,4	24,3	25,0	—	—	—

* Значения λ для различных образцов стали 1Х18Н9Т изменяются в пределах ±20%. Здесь приведены средние значения λ.

Таблица 7

Коэффициент теплопроводности λ, Вт/(м·°C), металлов и сплавов в зависимости от температуры [24]

Наименование металла или сплава	Температура, °C: 0	20	100	200	300	400	500	600
Алюминий	202	—	206	229	272	319	371	422
Алюминиевые сплавы:								
92% Al, 8% Mg	102	106	123	148	—	—	—	—
80% Al, 20% Si	158	160	169	174	—	—	—	—
Дюралюминий: 94—96% Al, 3—5% Cu, 0,5% Mg	159	165	181	194	—	—	—	—
Латунь:								
90% Cu, 10% Zn	102	—	117	134	149	166	180	195
70% Cu, 30% Zn	106	—	109	110	114	116	120	121
67% Cu, 33% Zn	100	—	107	113	121	128	135	151
60% Cu, 40% Zn	106	—	120	137	152	169	186	200
Медь (99,9%)	393	—	385	378	371	365	359	354

Наименование металла или сплава	Температура, °C							
	0	20	100	200	300	400	500	600
Монель-металл:								
29% Cu, 67% Ni, 2% Fe	—	22,1	24,4	27,6	30	34	—	—
Нейзильбер:								
62% Cu, 15% Ni, 22% Zn	—	25,0	31	40	45	49	—	—
Нихром:								
90% Ni, 10% Cr	17,1	17,4	19,0	20,9	22,8	24,6	—	—
80% Ni, 20% Cr	12,2	13,6	13,8	15,6	17,2	19,0	—	22,6
Нихром железистый:								
61% Ni, 15% Cr, 20% Fe, 4% Mn	—	11,6	11,9	12,2	12,4	12,7	—	13,1
61% Ni, 16% Cr, 23% Fe	11,9	12,1	13,2	14,6	16,0	17,4	—	—
Сталь мягкая	63	—	57	52	46	42	36	31

Таблица 8

Коэффициенты теплопроводности сплавов [24]

Сплав	t, °C	λ, Вт/(м·°C)
Алюминиевая бронза: 95% Cu, 5% Al	20	82
Бронза:		
90% Cu, 10% Sn	20	42
75% Cu, 25% Sn	20	26
88% Cu, 10% Sn, 2% Zn	20	48
Бронза фосфористая:		
92,8% Cu, 5% Sn, 0,15% P, 2% Zn	20	79
91,7% Cu, 8% Sn, 0,3% P	20	45
87,2% Cu, 12,4% Sn, 0,4% P	20	36
Инвар: 35% Ni, 65% Fe	20	11,0
Константан:		
60% Cu, 40% Ni	20	22,7
60% Cu, 40% Ni	100	25,6
Манганин:		
84% Cu, 4% Ni, 12% Mn	20	21,3
84% Cu, 4% Ni, 12% Mn	100	26,4
Магниевые сплавы:		
92% Mg, 8% Al	20—200	62—79
88% Mg, 10% Al, 2% Si	20—200	58—76
92% Mg, 8% Cu	20—200	126—132
Медные сплавы:		
70% Cu, 30% Mn	20	13
90% Cu, 10% Ni	20—100	58—76
80% Cu, 20% Ni	20—100	34—41
40% Cu, 60% Ni	20—100	22—26
Металл Розе: 50% Bi, 25% Pb, 25% Sn	20	16
Металл Вуда: 48% Bi, 26% Pb, 13% Sn, 13% Cd	20	13
Никелевые сплавы:		
70% Ni, 28% Cu, 2% Fe	20	35
62% Ni, 12% Cu, 26% Fe	20	13,5
Никелевое серебро	0	29,3
То же	100	37
Платиноиридий: 90% Pt, 10% Ir	0—100	30,9—31
Электрон: 93% Mg, 4% Zn, 0,5% Cu	20	116
Платинородий: 90% Pt, 10% Rh	0—100	30—30,6

Таблица 9

Физические свойства сухого воздуха (B=760 мм рт. ст.≈≈1,01·10^5 Па) [13]

t, °C	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·°C)	$\lambda\cdot10^2$, Вт/(м·°C)	$a\cdot10^6$, м²/с	$\mu\cdot10^6$, Па·с	$\nu\cdot10^6$, м²/с	Pr
—50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
—40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
—30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
—20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
—10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Таблица 10

Температура кипения воды в зависимости от давления [2]

$p\cdot10^{-5}$, Па	t_s, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	t_s, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	t_s, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	t_s, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	t_s, °C
1	99,64	13	191,60	25	223,93	44	256,05	68	283,85
2	120,23	14	195,04	26	226,03	46	258,75	70	285,80
3	133,54	15	198,28	27	228,06	48	261,37	72	287,71
4	143,62	16	201,36	28	230,04	50	263,91	74	289,58
5	151,84	17	204,30	29	231,96	52	266,38	76	291,41
6	158,84	18	207,10	30	233,83	54	268,77	78	293,22
7	164,96	19	209,78	32	237,44	56	271,10	80	294,98
8	170,42	20	212,37	34	240,88	58	273,36	82	296,71
9	175,35	21	214,84	36	244,16	60	275,56	84	298,40
10	179,88	22	217,24	38	247,31	62	277,71	86	300,07
11	184,05	23	219,55	40	250,33	64	279,80	88	301,71
12	187,95	24	221,77	42	253,24	66	281,85	90	303,32

Продолжение табл. 1

$p\cdot10^{-5}$, Па	t_s, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	t_s, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	t_s, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	t_s, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	t_s, °C
92	304,90	120	324,63	148	341,04	176	355,11	204	367,37
94	306,45	122	325,90	150	342,11	178	356,04	206	368,18
96	307,98	124	327,15	152	343,18	180	356,96	208	368,99
98	309,49	126	328,39	154	344,23	182	357,87	210	369,79
100	310,96	128	329,61	156	345,27	184	358,78	212	370,58
102	312,42	130	330,81	158	346,30	186	359,67	214	371,4
104	313,86	132	332,00	160	347,32	188	360,56	216	372,2
106	315,28	134	333,18	162	348,33	190	361,44	218	372,9
108	316,67	136	334,34	164	349,32	192	362,31	220	373,7
110	318,04	138	335,49	166	350,31	194	363,17	Критическое состояние	
112	319,39	140	336,63	168	351,29	196	364,02		
114	320,73	142	337,75	170	352,26	198	364,87	221,29	374,15
116	322,05	144	338,86	172	353,21	200	365,71		
118	323,35	146	339,96	174	354,17	202	366,54		

Таблица 11

Физические свойства воды на линии насыщения [2 и 13]

t, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	ρ, кг/м³	i, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·°C)	$\lambda\cdot10^2$, Вт/(м·°C)	$a\cdot10^8$, м²/с	$\mu\cdot10^6$, Па·с	$\nu\cdot10^6$, м²/с	$\beta\cdot10^4$, К⁻¹	$\sigma\cdot10^4$, Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0,00	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	−0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	+0,70	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	114,8	0,141	16,8	285,5	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,1	237,4	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79

Таблица 12

Физические свойства водяного пара на линии насыщения [2 и 13]

t, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	ρ'', кг/м³	i'', кДж/кг	r, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·°C)	$\lambda\cdot10^2$, Вт/(м·°C)	$a\cdot10^6$, м²/с	$\mu\cdot10^6$, Па·с	$\nu\cdot10^6$, м²/с	Pr
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801,1	1715,8	4,158	4,512	0,544	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796,5	1661,4	4,468	4,803	0,453	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	5,106	0,378	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2779,7	1542,9	5,234	5,489	0,317	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749,2	1404,3	6,280	6,268	0,216	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727,4	1325,2	7,118	6,838	0,176	21,97	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700,2	1238,1	8,206	7,513	0,141	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,9	1139,7	9,881	8,257	0,108	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2621,9	1027,1	12,35	9,304	0,0811	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564,5	893,1	16,24	10,70	0,0580	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2481,2	719,7	23,03	12,79	0,0386	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2330,9	438,4	56,52	17,10	0,0150	33,75	0,166	11,10

Таблица 13

Физические свойства воды при давлении $p=240\cdot10^5$ Па* [23]

t, °C	$v\cdot10^3$, м³/кг	i, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·°C)	$\lambda\cdot10^3$, Вт/(м·°C)	$\mu\cdot10^7$, Па·с	Pr
350	1,611	1630	7,16	471	750	1,14
351	1,620	1637	7,25	468	746	1,16
352	1,629	1645	7,34	465	741	1,17
353	1,639	1652	7,44	462	736	1,18
354	1,648	1660	7,55	459	731	1,19
355	1,658	1667	7,67	456	726	1,21
356	1,669	1675	7,79	453	721	1,24
357	1,680	1683	7,93	450	716	1,26
358	1,691	1691	8,07	447	711	1,28
359	1,703	1699	8,23	443	705	1,31
360	1,716	1707	8,42	440	700	1,34
361	1,729	1715	8,60	436	694	1,37
362	1,742	1724	8,81	433	688	1,40
363	1,757	1733	9,04	429	682	1,44
364	1,772	1743	9,30	425	676	1,48

t, °C	$v\cdot10^3$, м³/кг	i, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·°C)	$\lambda\cdot10^3$, Вт/(м·°C)	$\mu\cdot10^7$, Па·с	Pr
365	1,788	1752	9,58	421	670	1,52
366	1,805	1762	9,91	416	663	1,58
367	1,824	1772	10,28	412	656	1,64
368	1,844	1782	10,71	407	649	1,71
369	1,865	1793	11,20	402	642	1,79
370	1,889	1805	11,79	396	634	1,89
371	1,915	1817	12,79	390	625	2,00
372	1,944	1830	13,33	383	616	2,14
373	1,976	1844	14,37	376	606	2,32
374	2,014	1859	15,72	367	596	2,55
375	2,057	1875	17,44	358	576	2,80
376	2,109	1894	19,84	346	564	3,23
377	2,174	1915	23,40	332	549	3,87
378	2,259	1942	29,26	314	532	4,96
379	2,389	1976	40,71	293	509	7,07
380	2,596	2028	68,38	269	468	11,90
381	3,068	2125	119,36	242	426	21,01
382	3,698	2234	86,59	219	383	15,14
383	4,134	2302	56,17	204	363	9,90
384	4,458	2349	41,57	194	351	7,52
385	4,718	2386	33,38	187	343	6,12
386	4,940	2416	28,17	181	338	5,26
387	5,136	2443	24,56	176	333	4,65
388	5,311	2466	21,89	172	329	4,19
389	5,471	2486	19,84	168	326	3,85
390	5,619	2505	18,21	165	324	3,58
391	5,758	2523	16,87	162	322	3,35
392	5,888	2539	15,76	160	320	3,15
393	6,011	2554	14,81	157	318	3,00
394	6,128	2569	14,00	155	317	2,86
395	6,240	2582	13,29	153	316	2,74
396	6,347	2595	12,66	151	314	2,63
397	6,450	2608	12,11	149	313	2,54
398	6,550	2620	11,62	148	312	2,45
399	6,646	2631	11,17	146	312	2,39
400	6,738	2642	10,76	144	311	2,31
401	6,828	2653	10,40	143	310	2,26
402	6,916	2663	10,06	142	310	2,20
403	7,001	2673	9,75	140	309	2,15
404	7,084	2682	9,46	139	308	2,10
405	7,165	2692	9,20	138	308	2,06
406	7,244	2701	8,95	136	308	2,02
407	7,322	2710	8,72	135	307	1,98
408	7,397	2718	8,50	134	307	1,94
409	7,471	2727	8,30	133	306	1,91
410	7,544	2735	8,12	132	306	1,88
411	7,615	2743	7,94	131	306	1,85
412	7,685	2751	7,77	130	306	1,83
413	7,754	2758	7,61	129	306	1,80
414	7,821	2766	7,46	128	305	1,78
415	7,888	2773	7,32	127	305	1,75
416	7,953	2781	7,19	126	305	1,73
417	8,017	2787	7,06	126	305	1,72
418	8,081	2795	6,94	125	305	1,70
419	8,143	2802	6,82	124	305	1,68
420	8,205	2808	6,71	123	305	1,66
422	8,326	2821	6,50	122	304	1,63
424	8,443	2834	6,31	120	304	1,60
426	8,558	2847	6,14	119	304	1,58
428	8,670	2859	5,98	117	304	1,55

t, °C	$v\cdot10^3$, м³/кг	i, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·°C)	$\lambda\cdot10^3$, Вт/(м·°C)	$\mu\cdot10^7$, Па·с	Pr
430	8,779	2871	5,83	116	304	1,53
432	8,886	2882	5,69	115	305	1,51
434	8,991	2893	5,56	113	305	1,49
436	9,094	2904	5,44	112	305	1,48
438	9,195	2915	5,32	111	305	1,47
440	9,294	2926	5,22	110	305	1,45
442	9,392	2936	5,12	109	306	1,43
444	9,488	2946	5,02	108	306	1,42
446	9,582	2956	4,93	108	306	1,40
448	9,675	2966	4,85	107	307	1,39
450	9,766	2976	4,77	106	307	1,37
452	9,857	2985	4,70	106	307	1,36
454	9,946	2994	4,62	106	308	1,35
456	10,03	3004	4,56	105	308	1,34
458	10,12	3013	4,49	105	308	1,32
460	10,21	3022	4,43	104	309	1,31
465	10,41	3043	4,23	103	310	1,29
470	10,62	3064	4,16	103	311	1,26
475	10,82	3085	4,05	102	312	1,24
480	11,01	3105	3,95	102	314	1,22
485	11,20	3125	3,85	101	315	1,20
490	11,38	3144	3,77	101	316	1,18
495	11,56	3162	3,69	101	318	1,16
500	11,74	3181	3,62	101	319	1,15

* $p_к=221{,}2\cdot10^5$ Па; $t_к=374{,}1$° С. При $p=240\cdot10^5$ Па $t_m=380{,}7$° С.

Таблица 14

Физические свойства воды при давлении $p=300\cdot10^5$ Па* [23]

t, °C	$v\cdot10^3$, м³/кг	i, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·°C)	$\lambda\cdot10^3$, Вт/(м·°C)	$\mu\cdot10^7$, Па·с	Pr
350	1,554	1611	6,44	494	778	1,01
352	1,568	1624	6,54	489	770	1,03
354	1,582	1637	6,64	484	762	1,05
356	1,597	1651	6,76	478	754	1,06
358	1,612	1664	6,88	473	746	1,08
360	1,629	1679	7,02	467	737	1,11
362	1,646	1693	7,17	462	729	1,13
364	1,665	1707	7,34	456	720	1,16
366	1,684	1722	7,53	450	711	1,19
368	1,705	1737	7,75	444	701	1,22
370	1,727	1753	7,99	437	692	1,26
372	1,751	1769	8,26	430	682	1,31
374	1,777	1786	8,59	423	671	1,36
376	1,806	1804	8,95	415	654	1,41
378	1,837	1822	9,39	407	643	1,48
380	1,872	1841	9,90	398	632	1,57
381	1,891	1851	10,19	393	626	1,62
382	1,911	1862	10,51	388	620	1,68
383	1,932	1872	10,86	383	614	1,74
384	1,955	1884	11,25	378	608	1,81

t, °C	$v\cdot10^3$, м³/кг	i, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·°C)	$\lambda\cdot10^3$, Вт/(м·°C)	$\mu\cdot10^7$, Па·с	Pr
385	1,980	1895	11,67	372	601	1,89
386	2,006	1907	12,14	366	594	1,97
387	2,034	1919	12,66	359	587	2,07
388	2,065	1932	13,23	352	580	2,18
389	2,098	1946	13,87	345	572	2,30
390	2,135	1960	14,59	338	563	2,43
391	2,175	1975	15,40	330	555	2,59
392	2,219	1991	16,30	322	546	2,76
393	2,268	2008	17,32	315	536	2,95
394	2,322	2026	18,46	307	526	3,17
395	2,383	2045	19,68	299	516	3,40
396	2,450	2065	20,90	291	505	3,62
397	2,526	2086	22,24	284	494	3,88
398	2,610	2109	23,55	276	483	4,12
399	2,703	2133	24,79	269	471	4,34
400	2,804	2159	25,71	262	460	4,52
401	2,914	2185	26,48	255	448	4,66
402	3,031	2212	26,69	248	438	4,70
403	3,152	2238	26,43	242	428	4,67
404	3,276	2264	25,79	236	418	4,58
405	3,400	2290	24,89	230	410	4,43
406	3,523	2314	23,84	225	403	4,29
407	3,644	2337	22,74	220	396	4,10
408	3,762	2360	21,63	215	390	3,92
409	3,876	2381	20,56	211	385	3,76
410	3,986	2401	19,54	206	380	3,60
411	4,094	2420	18,58	202	376	3,45
412	4,198	2438	17,70	199	372	3,31
413	4,298	2455	16,88	196	368	3,18
414	4,395	2472	16,12	192	365	3,06
415	4,489	2487	15,43	190	363	2,95
416	4,580	2503	14,79	187	360	2,85
417	4,669	2517	14,20	184	358	2,76
418	4,755	2531	13,66	182	356	2,67
419	4,838	2544	13,16	179	354	2,60
420	4,920	2557	12,69	177	352	2,52
422	5,076	2582	11,86	173	349	2,39
424	5,225	2605	11,15	169	346	2,28
426	5,367	2626	10,52	166	344	2,18
428	5,503	2647	9,98	163	342	2,10
430	5,634	2666	9,49	160	340	2,02
432	5,759	2685	9,06	157	338	1,95
434	5,880	2703	8,67	154	337	1,89
436	5,998	2720	8,33	152	336	1,84
438	6,111	2736	8,01	150	335	1,79
440	6,222	2752	7,73	148	334	1,75
442	6,329	2767	7,47	146	333	1,71
444	6,433	2782	7,23	144	333	1,67
446	6,535	2796	7,01	142	332	1,64
448	6,634	2810	6,81	140	332	1,61
450	6,731	2823	6,62	139	331	1,58
452	6,826	2836	6,45	137	331	1,56
454	6,918	2849	6,29	136	331	1,53
456	7,009	2861	6,14	134	330	1,51
458	7,098	2874	6,00	133	330	1,49
460	7,185	2885	5,87	131	330	1,48
462	7,271	2897	5,74	130	330	1,46
464	7,355	2908	5,63	129	330	1,44
466	7,438	2920	5,52	127	330	1,43
468	7,520	2930	5,42	126	330	1,42

t, °C	$v\cdot10^3$, м³/кг	i, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·°C)	$\lambda\cdot10^3$, Вт/(м·°C)	$\mu\cdot10^7$, Па·с	Pr
470	7,600	2941	5,32	125	330	1,40
475	7,795	2967	5,10	122	330	1,38
480	7,983	2992	4,90	121	331	1,34
485	8,165	3016	4,73	119	331	1,32
490	8,342	3040	4,58	118	332	1,29
495	8,514	3062	4,44	117	333	1,26
500	8,681	3084	4,32	116	334	1,24

* $p_к=221{,}2\cdot10^5$ Па; $t_к=374{,}1$° C. При $p=300\cdot10^5$ Па $t_m=401{,}6$° C.

Таблица 15

Физические свойства двуокиси углерода при давлении $p=100\cdot10^5$ Па* [1]

T, K	ρ, кг/м³	i, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·°C)	$\lambda\cdot10^2$, Вт/(м·°C)	$a\cdot10^8$, м²/с	$\mu\cdot10^5$, Па·с	$\beta\cdot10^4$, К⁻¹	Pr
275	964,6	502,0	2,20	11,9	5,59	11,1	52,9	2,06
280	938,1	513,1	2,28	11,3	5,31	10,3	58,4	2,07
285	909,6	524,8	2,38	10,8	5,01	9,52	65,6	2,09
290	878,2	537,0	2,51	10,3	4,67	8,76	75,4	2,14
295	843,0	550,0	2,70	9,77	4,30	8,00	89,4	2,21
300	802,1	564,1	2,99	9,23	3,85	7,23	111	2,34
301	793,0	567,1	3,06	9,11	3,75	7,07	117	2,38
302	783,6	570,2	3,15	9,00	3,65	6,91	123	2,42
303	773,7	573,4	3,24	8,88	3,55	6,75	131	2,46
304	763,3	576,7	3,35	8,76	3,43	6,58	139	2,51
305	752,4	580,1	3,47	8,64	3,31	6,41	149	2,57
306	740,9	583,7	3,61	8,52	3,19	6,24	160	2,64
307	728,7	587,3	3,76	8,39	3,06	6,06	173	2,72
308	715,7	591,2	3,95	8,26	2,92	5,88	188	2,81
309	701,8	595,3	4,17	8,12	2,77	5,69	206	2,92
310	686,7	599,5	4,23	7,97	2,62	5,50	228	3,05
311	670,4	604,1	4,74	7,81	2,46	5,29	254	3,21
312	652,5	609,0	5,11	7,65	2,29	5,08	286	3,39
313	632,9	614,4	5,55	7,47	2,12	4,86	326	3,61
314	611,2	620,2	6,08	7,27	1,96	4,63	373	3,87
315	587,2	626,6	6,68	7,05	1,80	4,38	428	4,15
316	561,0	633,5	7,28	6,81	1,67	4,13	487	4,42
317	532,9	641,1	7,79	6,54	1,58	3,89	538	4,63
318	504,0	649,0	8,05	6,26	1,54	3,65	571	4,69
319	475,9	657,1	7,98	5,98	1,57	3,44	575	4,57
320	449,7	664,9	7,63	5,71	1,66	3,25	553	4,35
321	426,2	672,2	7,10	5,46	1,80	3,10	516	4,03
322	405,7	679,1	6,52	5,24	1,98	2,97	472	3,70
323	387,9	685,3	5,96	5,04	2,18	2,87	429	3,39
324	372,3	691,0	5,46	4,87	2,40	2,78	389	3,12
325	358,8	696,2	5,01	4,72	2,62	2,71	354	2,88
326	346,8	701,1	4,63	4,59	2,86	2,66	324	2,68
327	336,3	705,5	4,30	4,47	3,09	2,61	297	2,51
328	326,8	709,7	4,02	4,37	3,33	2,56	275	2,36
329	318,3	713,6	3,77	4,28	3,56	2,53	255	2,23

T, К	ρ, кг/м³	i, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·°С)	$\lambda\cdot10^2$, Вт/(м·°С)	$a\cdot10^8$, м²/с	$\mu\cdot10^5$, Па·с	$\beta\cdot10^3$, К$^{-1}$	Pr
330*	310,5	717,2	3,56	4,19	3,80	2,50	238	2,12
331	303,4	720,7	3,37	4,12	4,03	2,47	223	2,02
332	296,9	724,0	3,21	4,05	4,25	2,44	210	1,94
333	290,9	727,1	3,07	3,99	4,47	2,42	198	1,86
334	285,4	730,1	2,94	3,94	4,70	2,40	188	1,79
335	280,2	733,0	2,82	3,88	4,91	2,39	179	1,73
336	275,4	735,8	2,72	3,84	5,12	2,37	170	1,68
337	270,8	738,4	2,63	3,79	5,33	2,36	163	1,63
338	266,5	741,0	2,54	3,75	5,54	2,34	156	1,59
339	262,5	743,5	2,47	3,71	5,74	2,33	150	1,55
340	258,7	746,0	2,40	3,68	5,94	2,32	144	1,51
341	255,1	748,3	2,33	3,65	6,13	2,31	139	1,48
342	251,6	750,6	2,27	3,62	6,33	2,30	134	1,45
343	248,3	752,9	2,22	3,59	6,51	2,30	128	1,42
344	245,2	755,1	2,17	3,56	6,70	2,29	125	1,39
345	242,2	757,2	2,12	3,54	6,90	2,28	121	1,37
346	239,3	759,3	2,08	3,51	7,07	2,28	118	1,35
347	236,6	761,4	2,04	3,49	7,25	2,27	114	1,33
348	233,9	763,4	2,00	3,47	7,43	2,27	111	1,31
349	231,4	765,3	1,96	3,45	7,60	2,26	108	1,29
350	228,9	767,3	1,93	3,43	7,77	2,26	105	1,27
352	224,3	771,1	1,87	3,40	8,11	2,25	100	1,24
354	219,9	774,8	1,82	3,37	8,44	2,25	95,5	1,21
356	215,9	778,4	1,77	3,35	8,76	2,24	91,3	1,19
358	212,0	781,9	1,73	3,32	9,08	2,24	87,6	1,16
360	208,4	785,3	1,69	3,30	9,39	2,24	84,2	1,14
370	193,0	801,4	1,54	3,23	10,9	2,24	71,0	1,07
380	180,6	816,2	1,44	3,20	12,3	2,25	61,8	1,02
390	170,4	830,3	1,38	3,19	13,6	2,27	55,0	0,979
400	161,7	843,8	1,33	3,20	14,9	2,29	49,7	0,950
450	131,7	906,6	1,21	3,39	21,3	2,44	34,6	0,871
500	113,1	965,8	1,17	3,69	27,9	2,62	27,2	0,830
550	99,9	1024	1,16	4,04	34,5	2,80	22,7	0,803
600	89,9	1082	1,16	4,40	42,2	2,97	19,6	0,784
650	82,0	1140	1,17	4,77	49,8	3,15	17,4	0,770
700	75,5	1199	1,18	5,14	57,8	3,31	15,7	0,760
750	70,0	1258	1,19	5,51	66,0	3,47	14,3	0,752
800	65,4	1318	1,21	5,87	74,5	3,63	13,2	0,746

* $p_к = 73{,}9\cdot10^5$ Па; $T_к = 304$ К. При $p = 100\cdot10^5$ Па $T_m \approx 318$ К.

Таблица 16

Физические свойства дымовых газов ($B = 760$ мм рт. ст. $\approx 1{,}01\cdot10^5$ Па; $\bar{p}_{CO_2} = 0{,}13$; $\bar{p}_{H_2O} = 0{,}11$; $\bar{p}_{N_2} = 0{,}76$) [13]

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·°С)	$\lambda\cdot10^2$, Вт/(м·°С)	$a\cdot10^6$, м²/с	$\mu\cdot10^6$, Па·с	$\nu\cdot10^6$, м²/с	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·°С)	$\lambda\cdot10^2$, Вт/(м·°С)	$a\cdot10^6$, м²/с	$\mu\cdot10^6$, Па·с	$\upsilon\cdot10^6$, м²/с	Pr
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Таблица 17

Физические свойства трансформаторного масла в зависимости от температуры [24]

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·°С)	λ, Вт/(м·°С)	$\mu\cdot10^4$, Па·с	$\nu\cdot10^6$, м²/с	$a\cdot10^8$, м²/с	$\beta\cdot10^4$, К$^{-1}$	Pr
0,0	892,5	1,549	0,1123	629,8	70,5	8,14	6,80	866
10	886,4	1,620	0,1115	335,5	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	198,2	22,5	7,56	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1008	128,5	14,7	7,28	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	89,4	10,3	7,03	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	65,3	7,58	6,80	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	49,5	5,78	6,58	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	38,6	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	30,8	3,66	6,17	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	25,4	3,03	6,00	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	21,3	2,56	5,83	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	18,1	2,20	5,67	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	15,7	1,92	5,50	7,40	34,9

Таблица 18

Физические свойства масла МС-20 в зависимости от температуры [24]

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·°С)	λ, Вт/(м·°С)	$\mu\cdot10^4$, Па·с	$\nu\cdot10^6$, м²/с	$a\cdot10^8$, м²/с	$\beta\cdot10^4$, К$^{-1}$	Pr
−10	990,3	1,951	0,136	—	—	7,75	6,24	—
0	903,6	1,980	0,135	—	—	7,58	6,24	—
+10	897,9	2,010	0,135	—	—	7,44	6,31	—
20	892,3	2,043	0,134	10 026	1125	7,30	6,35	15 400
30	886,6	2,072	0,132	4 670	526	7,19	6,38	7 310
40	881,0	2,106	0,131	2 433	276	7,08	6,42	3 890
50	875,3	2,135	0,130	1 334	153	7,00	6,46	2 180
60	869,6	2,165	0,129	798,5	91,9	6,86	6,51	1 340
70	864,0	2,198	0,128	498,3	58,4	6,75	6,55	865
80	858,3	2,227	0,127	336,5	39,2	6,67	6,60	588
90	852,7	2,261	0,126	234,4	27,5	6,56	6,64	420
100	847,0	2,290	0,126	171,7	20,3	6,44	6,69	315
110	841,3	2,320	0,124	132,4	15,7	6,36	6,73	247
120	835,7	2,353	0,123	101,0	12,1	6,25	6,77	193
130	830,0	2,382	0,122	79,76	9,61	6,17	6,82	156
140	824,4	2,420	0,121	61,80	7,50	6,08	6,87	123
150	818,7	2,445	0,120	53,17	6,50	6,00	6,92	108

Таблица 19

Физические свойства масла МК в зависимости от температуры [24]

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·°С)	λ, Вт/(м·°С)	$\mu\cdot10^4$, Па·с	$\nu\cdot10^6$, м²/с	$a\cdot10^8$, м²/с	$\beta\cdot10^4$, К⁻¹	Pr
10	911,0	1,645	0,1510	35 414	3883	9,94	8,56	39 000
20	903,0	1,712	0,1485	18 560	1514	9,58	8,64	15 800
30	894,5	1,758	0,1461	6 180	691,2	9,28	8,71	7 450
40	887,5	1,804	0,1437	3 031	342,0	8,97	8,79	3 810
50	879,0	1,851	0,1413	1 638	186,2	8,69	8,86	2 140
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	8,39	8,95	1 320
70	864,0	1,943	0,1363	603,3	69,3	8,14	9,03	858
80	856,0	1,989	0,1340	399,3	46,6	7,89	9,12	591
90	848,2	2,035	0,1314	273,7	32,3	7,61	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	7,33	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	7,11	9,37	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	6,92	9,46	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	6,69	9,54	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,70	6,53	9,65	133,3
150	801,6	2,311	0,1168	56,90	7,10	6,25	9,73	113,5

Таблица 20

Физические свойства ртути и некоторых расплавленных металлов [9]

Металл	t, °С	ρ, кг/м³	λ, Вт/(м·°С)	c_p, кДж/(кг·°С)	$a\cdot10^6$, м²/с	$\nu\cdot10^8$, м²/с	Pr·10²
Ртуть Hg	20	13 550	7,90	0,1390	4,36	11,4	2,72
$t_{пл}$ = −38,9° С; $t_{кип}$=	100	13 350	8,95	0,1373	4,89	9,4	1,92
=357° С; $r_{пл}$ =	150	13 230	9,65	0,1373	5,30	8,6	1,62
=11,72 кДж/кг;	200	13 120	10,3	0,1373	5,72	8,0	1,40
$r_{ис}$ = 291,8 кДж/кг	300	12 880	11,7	0,1373	6,64	7,1	1,07
Олово Sn	250	6 980	34,1	0,255	19,2	27,0	1,41
$t_{пл}$ = 231,9° С, $t_{кип}$=	300	6 940	33,7	0,255	19,0	24,0	1,26
=2270° С; $r_{пл}$=	400	6 865	33,1	0,255	18,9	20,0	1,06
=58,2 кДж/кг;	500	6 790	32,6	0,255	18,8	17,3	0,92
$r_{ис}$ = 3015 кДж/кг							
Висмут Bi	300	10 030	13,0	0,151	8,61	17,1	1,98
$t_{пл}$ = 271° С; $t_{кип}$=	400	9 910	14,4	0,151	9,72	14,2	1,46
=1477° С; $r_{пл}$=	500	9 785	15,8	0,151	10,8	12,2	1,13
=50,2 кДж/кг;	600	9 660	17,2	0,151	11,9	10,8	0,91
$r_{ис}$ = 855,4 кДж/кг							
Литий Li	200	515	37,2	4,187	17,2	111,0	6,43
$t_{пл}$ = 179° С; $t_{кип}$=	300	505	39,0	4,187	18,3	92,7	5,03
=1317°С; $r_{пл}$=	400	495	41,9	4,187	20,3	81,7	4,04
=661,5 кДж/кг;	500	484	45,3	4,187	22,3	73,4	3,28
$r_{ис}$ = 19595 кДж/кг							

Металл	t, °С	ρ, кг/м³	λ, Вт/(м·°С)	c_p, кДж/(кг·°С)	$a\cdot10^6$, м²/с	$\nu\cdot10^8$, м²/с	Pr·10²
Сплав 56,5% Bi+	150	10 550	9,8	0,146	6,39	28,9	4,50
+43,5% Pb; $t_{пл}$=	200	10 490	10,3	0,146	6,67	24,3	3,64
=123,5° С; $t_{кип}$=	300	10 360	11,4	0,146	7,50	18,7	2,50
=1670° С	400	10 240	12,6	0,146	8,33	15,7	1,87
	500	10 120	14,0	0,146	9,44	13,6	1,44
Сплав 25% Na+	100	852	23,2	1,143	23,9	60,7	2,51
+75% K	200	828	24,5	1,072	27,6	45,2	1,64
$t_{пл}$ = −11° С; $t_{кип}$=	300	808	25,8	1,038	31,0	36,6	1,18
=784 °С	400	778	27,1	1,005	34,7	30,8	0,89
	500	753	28,4	0,967	39,0	26,7	0,69
	600	729	29,6	0,934	43,6	23,7	0,54
	700	704	30,9	0,900	48,8	21,4	0,44
Натрий Na	150	916	84,9	1,356	68,3	59,4	0,87
$t_{пл}$ = 97,8° С; $t_{кип}$=	200	903	81,4	1,327	67,8	50,6	0,75
=883° С; $r_{пл}$=	300	878	70,9	1,281	63,0	39,4	0,63
=113,26 кДж/кг;	400	854	63,9	1,273	58,9	33,0	0,56
$r_{ис}$ = 4208 кДж/кг	500	829	57,0	1,273	54,2	28,9	0,53

Таблица 21

Степень черноты полного излучения различных материалов [24]

Материал и характер поверхности	t, °С	ε
Металлы		
Алюминий:		
полированный	225—575	0,039—0,057
шероховатый	26	0,055
окисленный при 600°С	200—600	0,11—0,19
Вольфрам	230—2230	0,053—0,31
Вольфрамовая нить	3300	0,39
Железо:		
электролитное, тщательно полированное	175—225	0,052—0,064
сварочное, тщательно полированное	40—250	0,28
полированное	425—1020	0,144—0,377
свежеобработанное наждаком	20	0,242
литое необработанное	925—1115	0,87—0,95
Стальное литье полированное	770—1040	0,52—0,56
Сталь:		
листовая шлифованная	940—1100	0,52—0,61
окисленная при 600°С	200—600	0,79
окисленная, шероховатая	40—370	0,94—0,97
Чугун:		
полированный	200	0,21
обточенный	830—990	0,60—0,70
окисленный при 600°С	200—600	0,64—0,78
шероховатый, сильно окисленный	40—250	0,96
Золото, тщательно полированное	225—625	0,018—0,035

Материал и характер поверхности	t, °C	ε
Латунь:		
тщательно полированная, состав (по массе) 73,2% Cu, 26,7% Zn	245—355	0,028—0,031
прокатная с естественной поверхностью	22	0,06
тусклая	50—350	0,22
окисленная при нагреве до 600°C	200—600	0,61—0,59
Медь:		
тщательно полированная электролитная	80	0,018
полированная	115	0,023
продолжительно нагревавшаяся, покрытая толстым слоем окиси	25	0,78
окисленная при нагреве до 600°C	200—600	0,57—0,55
Платина чистая полированная	225—625	0,054—0,105
Платиновые:		
лента	925—1115	0,12—0,17
нить	25—1230	0,036—0,192
проволока	225—1375	0,073—0,182
Хром	38—538	0,08—0,26
Огнеупорные, строительные, термоизоляционные и другие материалы		
Асбестовый картон	24	0,96
Огнеупорные материалы:		
слабо излучающие	500—1000	0,65—0,75
сильно излучающие	500—1000	0,80—0,90
Динасовый кирпич шероховатый:		
неглазурованный	1000	0,8
глазурованный	1100	0,85
Шамотный кирпич глазурованный	1100	0,75
Красный кирпич шероховатый	20	0,93
Фарфор глазурованный	22	0,92
Штукатурка шероховатая известковая	10—90	0,91
Ламповая сажа, слой 0,075 мм и более	40—370	0,95

Таблица 22

Формулы для вычисления коэффициентов облученности и взаимных поверхностей в типичных случаях теплообмена излучением [24]

№ п/п.	Форма и взаимное расположение поверхностей	Коэффициент облученности и взаимные поверхности
1	Две поверхности, образующие замкнутую систему. Одна поверхность находится внутри другой. Меньшая поверхность не имеет вогнутостей	$\varphi_{12}=1$; $\varphi_{21}=\dfrac{F_1}{F_2}$; $H=F_1$. $F_1<F_2$; F_1 и F_2 представляют собой длинные цилиндрические поверхности с параллельными образующими
2	Две параллельные стенки, размеры которых велики по сравнению с расстоянием между ними	$\varphi_{12}=\varphi_{21}$; $H=F_1=F_2$. H — взаимная поверхность; F_1 и F_2 — поверхности стенок

№ п/п.	Форма и взаимное расположение поверхностей	Коэффициенты облученности и взаимные поверхности
3	Две параллельные стенки и выпуклое тело между ними	F_1 и F_2 — размеры поверхности параллельных стенок; F_3 — размеры поверхности выпуклого тела, находящегося между параллельными стенками; $\varphi_{12}=\varphi_{21}=1$; $\varphi_{23}=\varphi_{13}=0$; $\varphi_{31}=\varphi_{32}=\dfrac{1}{2}$; $H_{31}=H_{32}=\dfrac{1}{2}F_3$
4	Три поверхности, образующие замкнутую систему	F_1, F_2 и F_3 представляют собой длинные цилиндрические поверхности с параллельными образующими. Схему при этом следует рассматривать как поперечное сечение поверхностей, а F_1, F_2 и F_3 относить к 1 м длины системы; $\varphi_{12}=\dfrac{1}{2}\left(1+\dfrac{F_2-F_3}{F_1}\right)$; $H_{12}=\dfrac{1}{2}(F_1+F_2-F_3)$
5	Четыре поверхности, образующие замкнутую систему	Поверхности F_3 и F_4 соединены поверхностями F_1 и F_2 и образуют четырехугольник с криволинейными сторонами. F_1, F_2, F_3 и F_4 представляют собой длинные цилиндрические поверхности с параллельными образующими. Схему при этом следует рассматривать как поперечное сечение поверхностей, а F_1, F_2, F_3 и F_4 относить к 1 м длины системы; $H_{12}=\dfrac{1}{2}(D_1+D_2-F_3-F_4)$; $H_{13}=\dfrac{1}{2}(F_1+F_3-D_1)$; $H_{14}=\dfrac{1}{2}(F_1+F_4-D_2)$; D_1 и D_2 — диагонали четырехугольника. Поверхности F_1 и F_2 расположены друг напротив друга
6	Две параллельные полосы бесконечной длины и конечной ширины	$H=\sqrt{\dfrac{1}{4}(a_2+a_1)^2+h^2}-\sqrt{\dfrac{1}{4}(a_2-a_1)^2+h^2}$, здесь a_1 и a_2 — ширина полос ($a_2>a_1$), расстояние между полосами h и H — на 1 м длины полосы
7	Два параллельных круга с центрами на одной общей нормали к их плоскостям	$H=\dfrac{\pi}{4}\left[\sqrt{\left(\dfrac{d_2+d_1}{2}\right)^2+h^2}-\sqrt{\left(\dfrac{d_2-d_1}{2}\right)^2+h^2}\right]^2$; при $d_1=d_2$ $H=\dfrac{\pi}{4}\left(\sqrt{d^2+h^2}-h\right)^2$, здесь d_1 и d_2 — диаметры дисков, h — расстояние между ними
8	Два одинаковых прямоугольника, расположенных в параллельных плоскостях друг против друга	«a» и «b» — размеры сторон прямоугольников, «h» — расстояние между ними: $\varphi_{12}=\dfrac{2}{\pi}\left[\dfrac{1}{a}\sqrt{a^2+h^2}\,\mathrm{arctg}\,\dfrac{b}{\sqrt{a^2+h^2}}+\right.$

№ п/п.	Форма и взаимное расположение поверхностей	Коэффициенты облученности и взаимные поверхности
		$+\frac{1}{b}\sqrt{b^2+h^2}\,\mathrm{arctg}\,\frac{a}{\sqrt{b^2+h^2}}-$ $-\frac{h}{a}\,\mathrm{arctg}\left(\frac{b}{h}\right)-\frac{h}{b}\,\mathrm{arctg}\left(\frac{a}{h}\right)+$ $+\frac{h^2}{2ab}\ln\frac{(a^2+h^2)(b^2+h^2)}{(a^2+b^2+h^2)h^2}\Big]$. Если $a=b$ (т. е. для квадратов), то $\varphi_{12}=\frac{2}{\pi}\Big[\frac{2}{a}\sqrt{(a^2+h^2)}\,\mathrm{arctg}\,\frac{a}{\sqrt{a^2+h^2}}-$ $-2\,\frac{h}{a}\,\mathrm{arctg}\left(\frac{a}{h}\right)+$ $+\frac{1}{2}\left(\frac{h}{a}\right)^2\ln\frac{(a^2+h^2)^2}{h^2(2a^2+h^2)}\Big]$
9	Два взаимно перпендикулярных прямоугольника, имеющих общую грань	a — ширина общей грани; b — высота первого прямоугольника; c — высота второго прямоугольника; угол между прямоугольниками равен $\pi/2$; $\varphi_{12}=\frac{1}{\pi}\Big[\mathrm{arctg}\,\frac{a}{b}+\frac{c}{b}\,\mathrm{arctg}\,\frac{a}{c}-$ $-\sqrt{\left(\frac{c}{a}\right)^2-1}\,\mathrm{arctg}\,\frac{a}{\sqrt{b^2+c^2}}+$ $+\frac{c^2}{4ab}\ln\frac{(a^2+b^2+c^2)c^2}{(a^2+c^2)(b^2+c^2)}+$ $+\frac{b}{4a}\ln\frac{(a^2+b^2+c^2)b^2}{(a^2+b^2)(b^2+c^2)}-$ $-\frac{a}{4b}\ln\frac{(a^2+b^2+c^2)a^2}{(a^2+b^2)(a^2+c^2)}\Big]$
10	Два параллельных цилиндра одинакового диаметра	d — диаметр цилиндров; s — расстояние между осями первого и второго цилиндров; $\varphi_{12}=\frac{1}{\pi}\Big(\arcsin\frac{d}{s}+$ $+\sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2-1}-\frac{s}{d}\Big)$; $H=\sqrt{s^2-d^2}+d\arcsin\frac{d}{s}-s$, здесь H — на один м длины цилиндров
11	Неограниченная плоскость и однорядный пучок труб	d — диаметр труб; s — расстояние между осями труб. Неограниченная плоскость — первое тело, параллельный плоскости ряд труб — второе; $\varphi'_{12}=1-\sqrt{1-\left(\frac{d}{s}\right)^2}+$ $+\frac{d}{s}\,\mathrm{arctg}\sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2-1}$;

№ п/п.	Форма и взаимное расположение поверхностей	Коэффициенты облученности и взаимные поверхности
		$\varphi'_{21}=\frac{1}{\pi}\Big[\frac{s}{d}-\sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2-1}+$ $+\mathrm{arctg}\sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2-1}\Big]$; $H=\varphi'_{12}S=\varphi'_{21}\pi d$, здесь H отнесено к одной трубе и 1 м длины трубы
12	Неограниченная плоскость 1 и n-рядный пучок 2	d — диаметр труб; s — расстояние между осями труб; трубы расположены в коридорном порядке; $\bar{\varphi}_{12}=1-\left(1-\varphi'_{12}\right)^n$; $H=\bar{\varphi}_{12}s$; φ'_{12} — коэффициент облучения поверхности на однородный пучок (см. п. 11); n — число рядов в пучке
13	Замкнутая поверхность, состоящая из поверхностей 1 и 2, через которые подводится и отводится теплота, и отражающей поверхности R, не проводящей теплоты	Тела 1, 2 и R представляют собой длинные цилиндрические поверхности с параллельными образующими. Схему при этом следует рассматривать как поперечное сечение цилиндрических поверхностей 1, 2 и R и относить к 1 м длины системы; $\bar{\varphi}_{12}=\varphi_{12}+\frac{1}{\frac{1}{\varphi_{1R}}+\frac{F_1}{F_2}\frac{1}{\varphi_{2R}}}$; $\bar{H}=F_1\bar{\varphi}_{12}$, φ_{12}, φ_{1R}, φ_{2R} подсчитываются для соответствующих случаев по предыдущим формулам
14	Неограниченная излучающая плоскость F_1 и одно- или двухрядный пучок труб F_2 при наличии отражающей поверхности R, расположенной за пучком	d — диаметр труб и s — расстояние между осями труб в пучке; $\bar{\varphi}_{12}=\varphi_{12}(2-\varphi_{12})$; $\bar{H}=F_1\bar{\varphi}_{12}=F_2\varphi_{21}$. Для однорядного пучка φ_{12} вычисляется по формуле п. 11 $\left(\varphi_{12}=\varphi'_{12}\right)$; для двухрядного — по формуле п. 12 ($n=2$)
15	Поверхности F_1 и F_2, через которые подводится и отводится теплота, не имеют выгнутостей, и замыкающая их отражающая поверхность R	$\bar{\varphi}_{12}=\frac{F_2-F_1\varphi_{12}^2}{F_1+F_2-2F_1\varphi_{12}}$; $\bar{H}=F_1\bar{\varphi}_{12}$
16	Поверхности F_1 и F_2, через которые подводится и отводится теплота, равны и параллельны (диски, квадраты, прямоугольники и т. п.), и замыкающая их отражающая поверхность R	$\bar{\varphi}_{12}=\frac{1+\varphi_{12}}{2}$; $\bar{H}=F_1\bar{\varphi}_{12}$

Таблица 23

Функции Бесселя первого рода нулевого и первого порядка $J_0(x)$ и $J_1(x)$

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
0,0	1,0000	0,0000	5,5	−0,0068	−0,3414
0,1	0,9975	0,0499	5,6	0,0270	−0,3343
0,2	0,9900	0,0995	5,7	0,0599	−0,3241
0,3	0,9776	0,1483	5,8	0,0917	−0,3110
0,4	0,9604	0,1960	5,9	0,1220	−0,2951
0,5	0,9385	0,2423	6,0	0,1506	−0,2767
0,6	0,9120	0,2867	6,1	0,1773	−0,2559
0,7	0,8812	0,3290	6,2	0,2017	−0,2329
0,8	0,8463	0,3688	6,3	0,2238	−0,2081
0,9	0,8075	0,4059	6,4	0,2433	−0,1816
1,0	0,7652	0,4400	6,5	0,2601	−0,1538
1,1	0,7196	0,4709	6,6	0,2740	−0,1250
1,2	0,6711	0,4983	6,7	0,2851	−0,0953
1,3	0,6201	0,5220	6,8	0,2931	−0,0652
1,4	0,5669	0,5419	6,9	0,2981	−0,0349
1,5	0,5118	0,5579	7,0	0,3001	−0,0047
1,6	0,4554	0,5699	7,1	0,2991	0,0252
1,7	0,3980	0,5778	7,2	0,2951	0,0543
1,8	0,3400	0,5815	7,3	0,2882	0,0826
1,9	0,2818	0,5812	7,4	0,2786	0,1096
2,0	0,2239	0,5767	7,5	0,2663	0,1352
2,1	0,1666	0,5683	7,6	0,2516	0,1592
2,2	0,1104	0,5560	7,7	0,2346	0,1813
2,3	0,0555	0,5399	7,8	0,2154	0,2014
2,4	0,0025	0,5202	7,9	0,1944	0,2192
2,5	−0,0484	0,4971	8,0	0,1716	0,2346
2,6	−0,0968	0,4708	8,1	0,1475	0,2476
2,7	−0,1424	0,4416	8,2	0,1220	0,2580
2,8	−0,1850	0,4097	8,3	0,0960	0,2657
2,9	−0,2243	0,3754	8,4	0,0692	0,2708
3,0	−0,2600	0,3391	8,5	0,0419	0,2731
3,1	−0,2921	0,3009	8,6	0,0146	0,2728
3,2	−0,3202	0,2613	8,7	−0,0125	0,2697
3,3	−0,3443	0,2207	8,8	−0,0392	0,2641
3,4	−0,3643	0,1792	8,9	−0,0652	0,2559
3,5	−0,3801	0,1374	9,0	−0,0903	0,2453
3,6	−0,3918	0,0955	9,1	−0,1142	0,2324
3,7	−0,3992	0,0538	9,2	−0,1368	0,2174
3,8	−0,4026	0,0128	9,3	−0,1577	0,2004
3,9	−0,4018	−0,0272	9,4	−0,1768	0,1816
4,0	−0,3971	−0,0660	9,5	−0,1939	0,1613
4,1	−0,3887	−0,1033	9,6	−0,2090	0,1395
4,2	−0,3766	−0,1386	9,7	−0,2218	0,1116
4,3	−0,3610	−0,1719	9,8	−0,2323	0,0928
4,4	−0,3423	−0,2028	9,9	−0,2403	0,0684
4,5	−0,3205	−0,2311	10,0	−0,2459	0,0435
4,6	−0,2961	−0,2666	10,1	−0,2490	0,0184
4,7	−0,2693	−0,2791	10,2	−0,2496	−0,0066
4,8	−0,2404	−0,2985	10,3	−0,2477	−0,0313
4,9	−0,2097	−0,3147	10,4	−0,2434	−0,0555
5,0	−0,1776	−0,3276	10,5	−0,2366	−0,0788
5,1	−0,1443	−0,3371	10,6	−0,2276	−0,1012
5,2	−0,1103	−0,3432	10,7	−0,2164	−0,1224
5,3	−0,0758	−0,3460	10,8	−0,2032	−0,1422
5,4	−0,0412	−0,3453	10,9	−0,1881	−0,1604

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
11,0	−0,1712	−0,1768	13,0	0,2069	−0,0703
11,1	−0,1528	−0,1913	13,1	0,2129	−0,0488
11,2	−0,1330	−0,2038	13,2	0,2167	−0,0271
11,3	−0,1121	−0,2143	13,3	0,2183	−0,0052
11,4	−0,0902	−0,2224	13,4	0,2177	0,016
11,5	−0,0677	−0,2284	13,5	0,2150	0,0380
11,6	−0,0446	−0,2320	13,6	0,2101	0,0590
11,7	−0,0213	−0,2333	13,7	0,2032	0,0791
11,8	0,0020	−0,2323	13,8	0,1943	0,0984
11,9	0,0250	−0,2290	13,9	0,1836	0,1165
12,0	0,0477	−0,2234	14,0	0,1711	0,1334
12,1	0,0697	−0,2158	14,1	0,1570	0,1488
12,2	0,0908	−0,2060	14,2	0,1414	0,1626
12,3	0,1108	−0,1943	14,3	0,1245	0,1747
12,4	0,1296	−0,1807	14,4	0,1065	0,1850
12,5	0,1469	−0,1655	14,5	0,0875	0,1934
12,6	0,1626	−0,1487	14,6	0,0679	0,1989
12,7	0,1766	−0,1307	14,7	0,0476	0,2043
12,8	0,1887	−0,1114	14,8	0,0271	0,2066
12,9	0,1988	−0,0912	14,9	0,0064	0,2069
			15,0	−0,0142	0,2051

Таблица 24

Модифицированные функции Бесселя первого рода нулевого и первого порядка $I_0(x)$ и $I_1(x)$

x	$I_0(x)$	$I_1(x)$	x	$I_0(x)$	$I_1(x)$
0,0	1,0000	0,0000	2,2	2,629	1,914
0,1	1,0025	0,0501	2,3	2,830	2,098
0,2	1,0100	0,1005	2,4	3,049	2,298
0,3	1,0226	0,1517	2,5	3,290	2,517
0,4	1,0404	0,2040	2,6	3,553	2,755
0,5	1,0635	0,2579	2,7	3,842	3,016
0,6	1,0920	0,3137	2,8	4,157	3,301
0,7	1,1263	0,3719	2,9	4,503	3,613
0,8	1,1665	0,4329	3,0	4,881	3,953
0,9	1,2130	0,4971	3,1	5,294	4,326
1,0	1,2661	0,5652	3,2	5,747	4,734
1,1	1,3262	0,6375	3,3	6,243	5,181
1,2	1,3937	0,7174	3,4	6,785	5,670
1,3	1,4693	0,7973	3,5	7,378	6,206
1,4	1,5534	0,8861	3,6	8,028	6,793
1,5	1,6467	0,9817	3,7	8,739	7,436
1,6	1,7500	1,0848	3,8	9,517	8,140
1,7	1,8640	1,1963	3,9	10,369	8,913
1,8	1,9896	1,3172	4,0	11,30	9,76
1,9	2,1277	1,4482	4,1	12,32	10,69
2,0	2,280	1,591	4,2	13,44	11,71
2,1	2,446	1,746	4,3	14,67	12,82

Продолжение табл. 24

x	$I_0(x)$	$I_1(x)$	x	$I_0(x)$	$I_1(x)$
4,4	16,01	14,05	5,1	29,79	26,68
4,5	17,48	15,39	5,2	32,58	29,25
4,6	19,09	16,86	5,3	35,65	32,08
4,7	20,86	18,48	5,4	39,01	35,18
4,8	22,79	20,25	5,5	42,70	38,59
4,9	24,91	22,20	5,6	46,74	42,33
5,0	27,24	24,34	5,7	51,17	46,44
			5,8	56,04	50,95
			5,9	61,38	55,90

Таблица 25

Модифицированные функции Бесселя второго рода нулевого и первого порядка $K_0(x)$ и $K_1(x)$

x	$K_0(x)$	$K_1(x)$	x	$K_0(x)$	$K_1(x)$
0,0	∞	∞	2,2	0,089	0,108
0,1	2,447	9,854	2,3	0,078	0,0942
0,2	1,753	4,776	2,4	0,071	0,0832
0,3	1,373	3,056	2,5	0,062	0,0739
0,4	1,115	2,184	2,6	0,055	0,0660
0,5	0,924	1,656	2,7	0,049	0,0581
0,6	0,775	1,303	2,8	0,044	0,0503
0,7	0,661	1,050	2,9	0,039	0,0456
0,8	0,565	0,862	3,0	0,0347	0,0402
0,9	0,487	0,717	3,1	0,0314	0,0361
1,0	0,421	0,602	3,2	0,0283	0,0314
1,1	0,366	0,509	3,3	0,0251	0,0283
1,2	0,318	0,435	3,4	0,0220	0,0251
1,3	0,278	0,372	3,5	0,0196	0,0222
1,4	0,244	0,320	3,6	0,0173	0,0204
1,5	0,214	0,278	3,7	0,0157	0,0173
1,6	0,188	0,241	3,8	0,0141	0,0157
1,7	0,165	0,209	3,9	0,0126	0,0141
1,8	0,146	0,183	4,0	0,0112	0,0125
1,9	0,129	0,160	4,5	0,0064	0,00708
2,0	0,114	0,140	5,0	0,0037	0,00404
2,1	0,100	0,122			

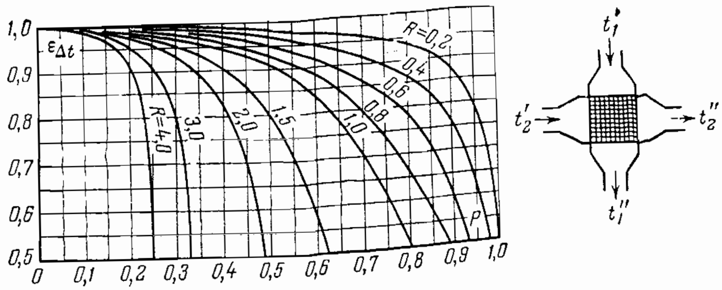


Рис. П-1.

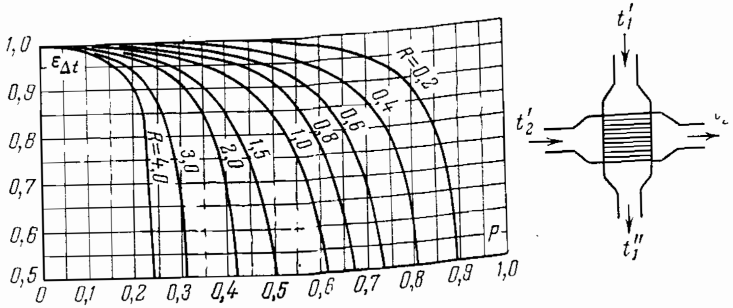


Рис. П-2.

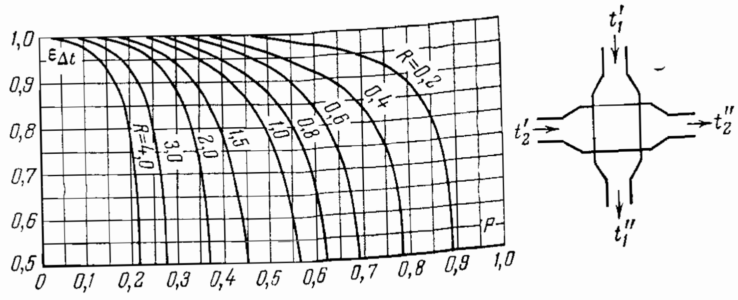


Рис. П-3.

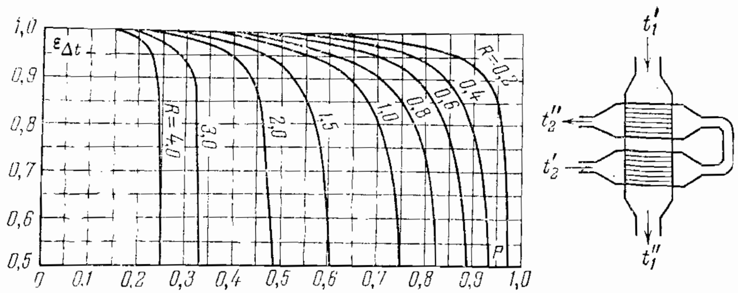


Рис. П-4.

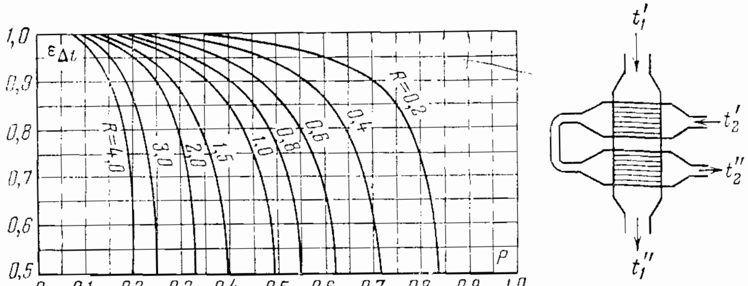


Рис. П-5.

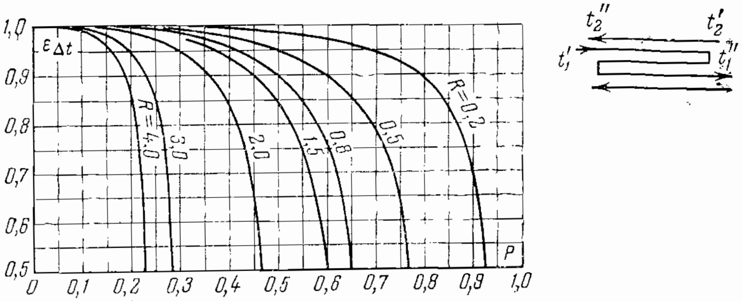


Рис. П-6.

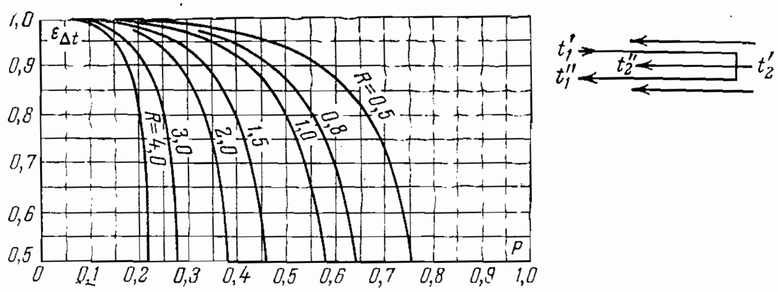


Рис. П-7.

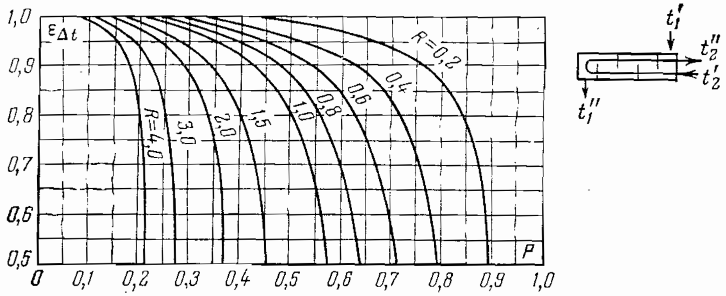


Рис. П-8.

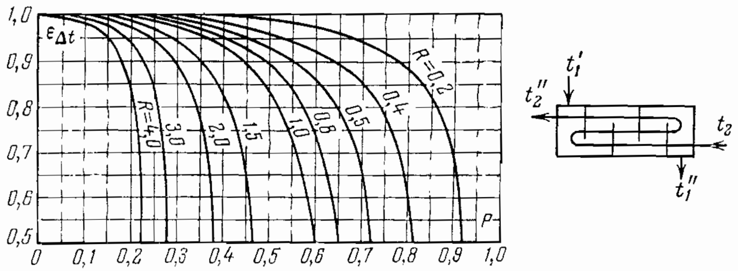


Рис. П-9

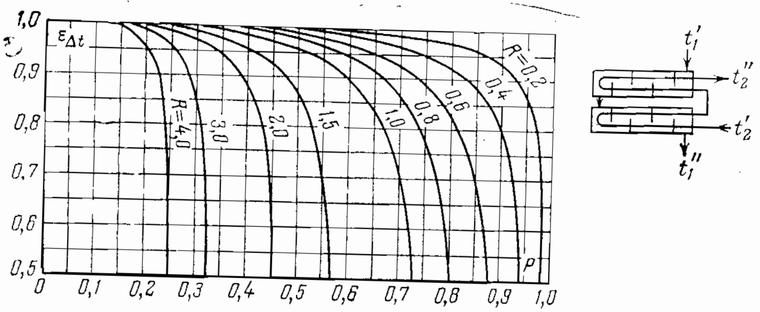


Рис. П-10.

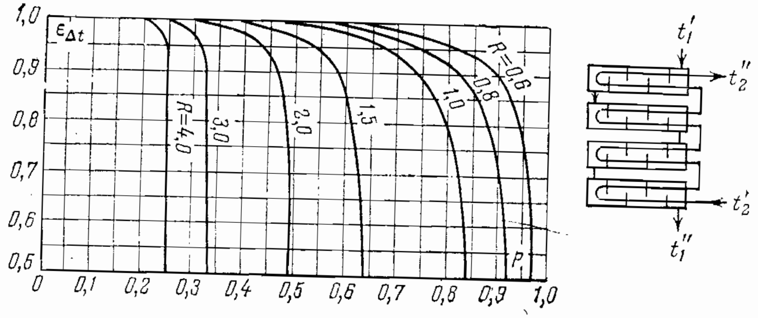


Рис. П-11.

Список литературы

1. **Алтунин В. В., Гадецкий О. Г., Сахабетдинов М. А.** Уравнение состояния и термодинамические свойства жидкой и газообразной двуокиси углерода. — Теплоэнергетика, 1971, № 3, с. 81—83.

Вязкость жидкой и газообразной двуокиси углерода при температурах 220—1300 К и давлениях до 1200 бар. — Теплоэнергетика, 1972, № 8, с. 85—88.

Теплопроводность жидкой и газообразной двуокиси углерода в интервале температур 220—1300 К при давлениях до 1200 бар. — Теплоэнергетика, 1973, № 5, с. 85—88.

2. **Вукалович М. П.** Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. Изд. 7-е. М.: Госэнергоиздат, 1963.

3. **Жукаускас А. А.** Теплоотдача при поперечном омывании цилиндра. — В кн.: Теплопередача и тепловое моделирование. М.: АН СССР, 1959, с. 201—212.

4. **Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомол А. С.** Теплопередача. Изд. 2-е. М.: Энергия, 1969.

5. **Краснощеков Е. А., Протопопов В. С.** Экспериментальное исследование теплообмена двуокиси углерода в сверхкритической области при больших температурных напорах. — Теплофизика высоких температур, т. 4, 1966, № 3, с. 389—398. Обобщенная зависимость для расчета теплоотдачи к двуокиси углерода при сверхкритическом давлении. Теплофизика высоких температур, т. 9, 1971, № 6, с. 1314.

6. **Теплообмен** на начальном участке круглой обогреваемой трубы при турбулентном течении двуокиси углерода сверхкритического давления / Краснощеков Е. А., Протопопов В. С., Силин В. А., Парховник И. А. — Доклады научно-технической конференции. Подсекция теплофизическая, ч. II. М.: МЭИ, 1969, с. 24—31.

7. **Кутателадзе С. С., Леонтьев А. И.** Турбулентный пограничный слой сжимаемого газа. Новосибирск: Изд-во Сиб. отд. АН СССР, 1962.

8. **Кутателадзе С. С.** Основы теории теплообмена. М.: Машгиз, 1962.

9. **Жидкометаллические** теплоносители / Кутателадзе С. С., Боришанский В. М., Новиков И. И., Федынский О. С. — М.: Атомиздат. 1958.

10. **Лабунцов Д. А.** Теплоотдача при пленочной конденсации чистых паров на вертикальных поверхностях и горизонтальных трубах. — Теплоэнергетика, 1957, № 7, с. 72—80.

11. **Лабунцов Д. А.** Обобщенные зависимости для теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкостей. — Теплоэнергетика, 1960, № 5, с. 76—81. Обобщенные зависимости для критических тепловых нагрузок при кипении жидкостей в условиях свободного движения. — Теплоэнергетика, 1960, № 7, с. 76—80.

12. **Лойцянский Л. Г.** Механика жидкости и газа. М.: Гостехиздат, 1957.
13. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973.
14. **Теплоотдача** расплавленных металлов / Михеев М. А., Баум В. А., Воскресенский К. Д., Федынский О.С. — В кн.: Реакторостроение и теория реакторов. М.: АН СССР, 1955, с. 139—150.
15. **Петухов Б. С.** Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М.: Энергия, 1967.
16. **Петухов Б. С., Генин Л. Г., Ковалев С. А.** Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Атомиздат, 1974.
17. **Петухов Б. С., Детлаф А. А., Кириллов В. В.** Экспериментальное исследование местной теплоотдачи пластины в дозвуковом турбулентном потоке воздуха. — ЖТФ, 1954, т. XXIV, вып. 10, с. 1761—1772.
18. **Петухов Б. С., Кириллов В. В.** К вопросу о теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубах. — Теплоэнергетика, 1958, № 4, с. 63—68.
19. **Петухов Б. С., Краснощеков Е. А.** Гидравлическое сопротивление при вязкостном неизотермическом движении жидкости в трубах. — ЖТФ, т. XXVIII, вып. 6, 1958, с. 1207 — 1214.
20. **Петухов Б. С., Мучник Г. Ф.** К вопросу о гидравлическом сопротивлении при турбулентном неизотермическом движении жидкости в трубах. — ЖТФ, т. XXVII, вып. 5, 1957, с. 1095—1099.
21. **Петухов Б. С., Протопопов В. С., Силин В. А.** Экспериментальное исследование режимов ухудшенного теплообмена при турбулентном течении двуокиси углерода сверхкритического давления — Теплофизика высоких температур, № 2, т. 10, 1972, с. 347—353.
22. **Петухов Б. С., Ройзен Л. И.** Теплоотдача при турбулентном течении газа в трубах кольцевого сечения. — Известия АН СССР. Энергетика и транспорт, 1967, № 1, с. 103—112.
23. **Ривкин С. Л.** Теплофизические свойства воды в критической области. М.: Изд-во стандартов, 1970.
24. **Теплотехнический** справочник. Т. 1. М.: Госэнергоиздат, 1957, с. 262—319.
25. **Теплофизические** свойства веществ (справочник). М.: Госэнергоиздат, 1956.
26. **Фукс С. Н.** Теплоотдача при конденсации движущегося пара в горизонтальном трубном пучке. — Теплоэнергетика, 1957, № 1, с. 35—38.
27. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1969.
28. **Шорин С. Н.** Теплопередача. М.: Высшая школа, 1964.
29. **Якоб М.** Вопросы теплопередачи. М.: Изд-во иностр. лит., 1960.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Аб—2