

РАСЧЕТЫ
ПО ТЕПЛООБМЕНУ

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
1. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ	3
1.1. Общие сведения, понятия и определения	3
1.2. Стационарная теплопроводность	5
1.2.1. Теплопроводность через плоскую стенку...	7
1.2.2. Пример расчета (задача №1)	8
1.2.3. Теплопроводность через цилиндрическую стенку	9
1.2.4. Пример расчета (задача № 2)	14
1.3. Нестационарная теплопроводность	15
1.3.1. Решение дифференциального уравнения теплопроводности Фурье для неограниченного цилиндра при граничных условиях III рода	18
1.3.2. Пример расчета (задача № 3)	20
2. ИЗЛУЧЕНИЕ	24
2.1. Основные понятия и определения	24
2.2. Потери теплоты излучением через открытые окна и отверстия	25
2.3. Пример расчета (задача № 4)	26
3. КОНВЕКЦИЯ	28
3.1. Общие сведения о конвекции	29
3.2. Конвективный теплообмен при вынужденном движении среды в каналах	31
3.2.1. Частные критериальные уравнения	31
3.2.2. Пример расчета (задача № 5)	32
3.3. Конвективный теплообмен при поперечном обтекании пучка труб	33
3.3.1. Частные критериальные уравнения для пучков труб	34
3.3.2. Пример расчета (задача № 6)	36
Приложения	

ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина "Теплофизика" согласно Государственному образовательному стандарту высшего образования всех специальностей металлургического профиля относится к группе естественно-научных и изучается студентами всех уровней образования.

Без понимания основ тепло-массопереноса невозможно познать высокотемпературные металлургические технологии получения и обработки металлов, сплавов и изделий из них.

Достижение высоких технико-экономических показателей работающих агрегатов возможно на базе глубокого изучения законов переноса тепловой энергии в твердых, жидких и газообразных средах.

Учебное пособие по курсу "Теплофизика" преследует цель закрепить теоретические знания студентов по разделам теплопроводность, излучение и конвекция и приобрести навыки практических расчетов по теплообмену.

В приложении учебного пособия приведены исходные данные задач, включаемых в домашнее задание, выдаваемое каждому студенту, изучающему данный теоретический курс.

Исходные данные задач представлены в множестве вариантов, так что каждый студент должен выполнить свой индивидуальный вариант задания.

Решение задач позволяет студентам также познакомиться с основной и справочной литературой.

1. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

1.1. Общие сведения, понятия и определения

Теплопроводность - это перенос тепловой энергии, который обусловлен движением микроструктурных элементов тела, зависящим от местной температуры.

Механизмы передачи теплоты в газах, жидкостях и твердых телах различны, в силу чего интенсивность теплопереноса внутри этих тел будет разная при прочих равных условиях, например, при одинаковых температурах.

Передача теплоты теплопроводностью в газах обусловлена переносом кинетической энергии при молекулярном движении, вследствие чего постепенно выравнивается температура в неравномерно нагретом объеме. Обладающие большей кинетической энергией молекулы из более нагретых частей объема газа в результате соударения с менее "нагретыми" молекулами передают им часть своей энергии. В результате "холодные" молекулы начинают двигаться быстрее, что равносильно их нагреву.

Молекулы жидкости совершают беспорядочные колебания вокруг центра равновесия.

Если температура какой-то части жидкости повышается, то амплитуда колебаний молекул в этом объеме увеличивается. Эти колебания будут передаваться рядом расположенным молекулам, и, следовательно, теплопроводность в жидкостях будет осуществляться, от слоя к слою за счет упругих колебаний.

Строго говоря, теплопроводность в газах и жидкостях в "чистом" виде возможна лишь в том случае, когда объем вещества имеет размеры, ненамного превосходящие свободный пробег молекулы в газах или амплитуду колебания молекул в жидкостях, например, в ламинарном (пограничном) слое. Однако внутри неравномерно нагретых газов и жидкостей имеет место движение макрообъемов этих веществ, что приводит, наряду с теплопроводностью, к переносу теплоты конвекцией, превосходящему теплопроводность во много раз.

В чистом виде теплопроводность можно наблюдать только в твердых телах. Более того, в непрозрачной твердой среде теплопроводность является единственным способом теплопереноса. Если в такой среде возникает градиент температуры, то теплота переносится от горячей части тела к холодной. В твердых телах, исключая металлы, передача теплоты

теплопроводностью осуществляется посредством упругих волн. В металлах теплопроводность осуществляется за счет движения свободных электронов, поток которых можно уподобить потоку одноатомного идеального газа.

Процесс переноса теплоты теплопроводностью зависит от пространственно-временного распределения температуры в теле, иначе - от **температурного поля**, которое в общем случае является нестационарным и может быть выражено функцией

$$t = f(x, y, z, \tau) \quad (1.1)$$

где: x, y, z - координаты точки, имеющей температуру t ;

τ - продолжительность процесса.

Температурное поле может быть и стационарным. При этом температура во всех точках тела остается неизменной с течением времени. Такое температурное поле в общем виде может быть выражено функцией

$$t = f(x, y, z). \quad (1.2)$$

Температурное поле тела в зависимости от числа координат может быть одно-, двух- и трехмерным и описываться соответствующими функциями: $t = f(x, \tau)$; $t = f(x, y, \tau)$ и $t = f(x, y, z, \tau)$.

1.2. Стационарная теплопроводность

В стационарных процессах теплопроводности температура в любой точке твердого тела не зависит от времени, иначе $\partial t / \partial \tau = 0$.

В условиях стационарного теплового состояния плоского тела тепловой поток описывается **законом Фурье**:

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dx} F(x), \quad (1.3)$$

где Q - const для любой координаты x ;

dt/dx – градиент температуры;

$F(x)$ - поверхность тела, соответствующая координате x ;

λ - коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом теплопроводности.

Аналогичное уравнение можно записать для цилиндрического тела, заменив координату x на r ,

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dx} F(r), \quad (1.4)$$

Важной теплофизической характеристикой является **коэффициент теплопроводности λ , Вт/(мК)**, показывающий количество теплоты, проходящей через единицу поверхности в единицу времени при единичном градиенте температуры. Коэффициент теплопроводности зависит от вида среды, структуры вещества, температуры и т.д. Наибольшая теплопроводность наблюдается у металлов и сплавов, наименьшая - у газов. Коэффициент теплопроводности неметаллических твердых тел во многом зависит от их плотности, которая, в свою очередь, зависит от пористости. Увеличение пористости вызывает уменьшение плотности и, как следствие, снижение коэффициента теплопроводности.

Интенсивность процесса стационарной теплопроводности оценивают с помощью **плотности теплового потока**. В случае плоской стенки, когда внутренняя и наружная ее поверхности равны, плотность теплового потока равна, Вт/м²

$$q = \frac{Q}{F} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x}. \quad (1.5)$$

В случае цилиндрической стенки ее поверхность по мере удаления от оси увеличивается, а плотность теплового потока уменьшается. Поэтому для оценки интенсивности теплопроводности через цилиндрическую стенку используют понятие плотности теплового потока на погонный метр, Вт/м

$$q_l = \frac{Q}{l} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial r} 2\pi r, \quad (1.6)$$

где, l - длина, r - радиус цилиндрической стенки, м.

1.2.1. Теплопроводность через плоскую стенку

Как отмечалось ранее, при стационарном тепловом состоянии стенки тепловой поток через нее постоянный. Поэтому, проинтегрировав уравнение (1.5), приняв при этом $\lambda = \text{const}$, получим для однослойной стенки следующее выражение, Вт/м²:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{S/\lambda}, \quad (1.7)$$

где t_1 и t_2 - температура соответственно на внутренней и наружной поверхностях стенки, °С;

S - толщина стенки, м.

Если плоская стенка имеет n слоев, то плотность теплового потока через нее можно выразить следующим образом, Вт/м²:

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n S_i / \lambda_i}, \quad (1.8)$$

В этом случае каждый слой имеет свои толщину S_i и коэффициент теплопроводности λ_i . Отношение S/λ называют **термическим сопротивлением** слоя.

Для определения теплового потока, проходящего через стенку при стационарном тепловом состоянии, необходимо его плотность q умножить на поверхность плоской стенки, т.е.

$$Q = q \cdot F. \quad (1.9)$$

1.2.2. Пример расчета (задача № 1)

Определить тепловой поток Q Вт, проходящий через плоскую двухслойную стенку, имеющую поверхность $F = 12 \text{ м}^2$, а также найти температуру на границе слоев, если известно, что стенка состоит из слоя шамота толщиной $S_1 = 0,46 \text{ м}$ и слоя тепловой изоляции толщиной $S_2 = 0,25 \text{ м}$; коэффициенты теплопроводности слоев соответственно $\lambda_1 = 0,84 \text{ Вт/(м*К)}$ и $\lambda_2 = 0,28 \text{ Вт/(м*К)}$; температура внутренней поверхности стенки $t_1 = 1395^\circ\text{C}$, температура наружной поверхности $t_3 = 80^\circ\text{C}$. Как изменится величина теплового потока, если слой тепловой изоляции будет убран, а температура на наружной поверхности стенки увеличится до значения $t_2 = 90^\circ\text{C}$.

Решение

Определяем плотность теплового потока через двухслойную стенку по формуле (1.8)

$$q = \frac{t_1 - t_3}{S_1/\lambda_1 + S_2/\lambda_2} = \frac{1395 - 80}{0.46/0.84 + 0.25/0.28} = 913 \text{ Вт/м}^2.$$

Тепловой поток по формуле (1.9)

$$Q = q \cdot F = 913 \cdot 12 = 10956 \text{ Вт.}$$

Найдем температуру на границе слоев, помня, что тепловой поток через каждый слой есть величина постоянная, т.е.

$$q = \frac{t_1 - t_2}{S_1/\lambda_1} = \frac{t_2 - t_3}{S_2/\lambda_2}.$$

Из приведенного выше выражения вытекает, что

$$t_2 = t_1 - q \cdot \frac{S_1}{\lambda_1} = 1395 - 913 \cdot \frac{0.46}{0.84} = 985 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Если убрать слой тепловой изоляции, то стенка из двухслойной превратится в однослойную, и ее тепловое сопротивление уменьшится, а следовательно, возрастет тепловой поток.

Найдем плотность теплового потока при той же температуре $t_1 = 1395^\circ\text{C}$, но при температуре на наружной поверхности $t_2 = 90^\circ\text{C}$.

$$q = \frac{t_1 - t_2}{S_1/\lambda_1} = \frac{1395 - 90}{0.46/0.84} = 2401 \text{ Вт/м}^2.$$

Тогда тепловой поток, проходящий через стенку, составит

$$Q = q \cdot F = 2401 \cdot 12 = 28812 \text{ Вт}.$$

Как видно из примера, теплоизоляционный слой снижает тепловой поток в 2,6 раза.

Распределение температуры по толщине двухслойной стенки показано на рис.1.1.

1.2.3. Теплопроводность через цилиндрическую стенку

Многие промышленные печи имеют цилиндрическую форму, например, барабанные вращающиеся, печи кипящего слоя, тигельные печи для плавки цветных металлов, муфельные печи твердосплавной промышленности и др. Причем их поперечные размеры могут изменяться в достаточно широких пределах.

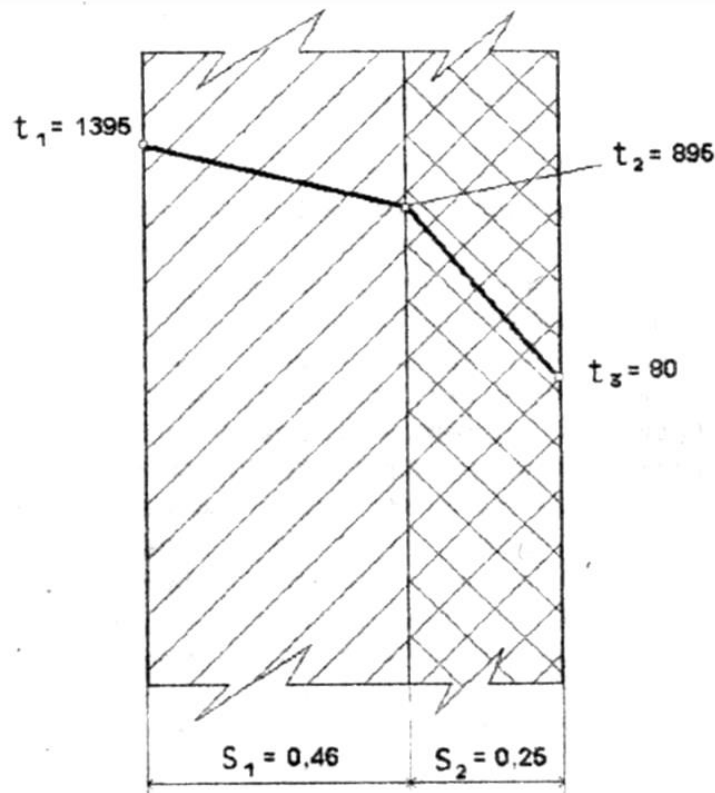


Рис. 1.1 Распределение температур по толщине плоской стенки

Необходимо помнить, что в тех случаях, когда толщина стенки $(r_2 - r_1)$ по сравнению со средним диаметром цилиндрического кольца футеровки $d_{cp} = (2r_1 + 2r_2)/2 = (r_1 + r_2)$ очень мала $(r_2 - r_1)/(r_2 + r_1) \leq 0,003$, то влиянием кривизны стенки можно пренебречь и расчет потерь теплоты производить по формулам для плоской стенки, что приводит к ошибке, не превышающей 2...3%. При уменьшении диаметра печи величина погрешности будет все время увеличиваться, что, естественно, скажется на точности расчетов.

Рассмотрим в качестве примера корпус электрической муфельной печи (муфель и электронагреватели на схеме не показаны), имеющий футеровку, состоящую из двух слоев, помещенных в металлический кожух толщиной 10 мм (рис.1.2). Отсюда $r_2 = 390 + 10 = 400$ мм, а $r_1 = 200$ мм. Тогда $(400 - 200)/(400 + 200) = 0,33$, т.е. более чем на порядок выше критического значения. Следовательно, в данном случае использование расчетных формул для плоской стенки невозможно.

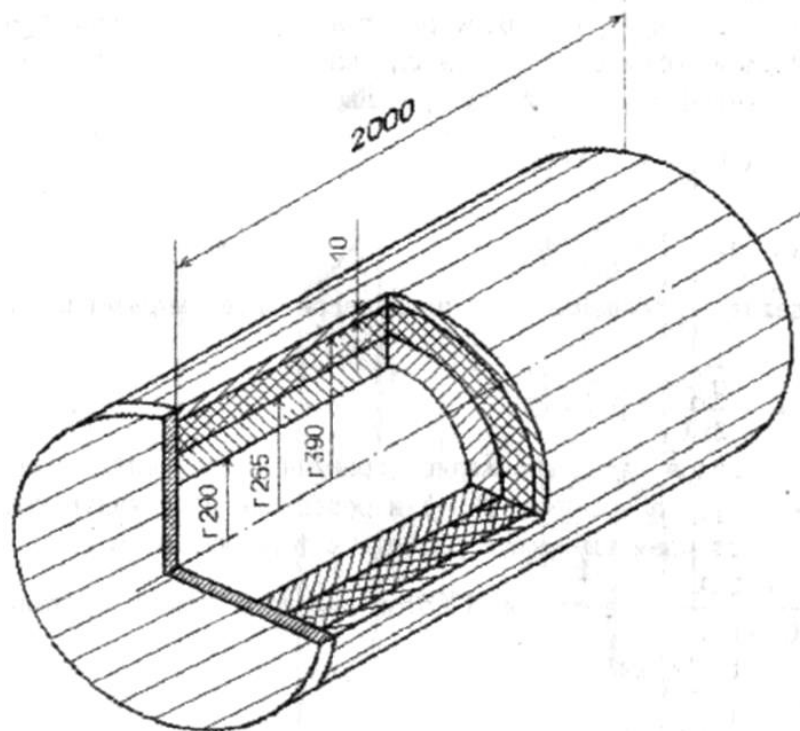


Рис. 1.2 Футеровка муфельной электрической печи

При выводе соответствующих формул для цилиндрических стенок приходится учитывать, что по мере удаления от оси размеры цилиндрической поверхности увеличиваются и, соответственно, плотность теплового потока q будет уменьшаться, т.е. последняя является величиной переменной, зависящей от радиуса цилиндра. Поэтому при выводе формул, позволяющих рассчитать тепловые потери через цилиндрические стенки, используют понятие погонной плотности теплового потока, т.е. теплового потока, приходящегося на единицу длины стенки, Вт/м

$$q_{\text{пог}} = Q/l. \quad (1.10)$$

Рассмотрим однослойную цилиндрическую стенку длиной l с внутренним радиусом r_1 и наружным r_2 (рис.1.3). Внутренняя и наружная поверхности имеют температуры соответственно t_1 и t_2 , причем $t_1 > t_2$. Выделим на некотором расстоянии r от оси цилиндра элементарный слой толщиной dr .

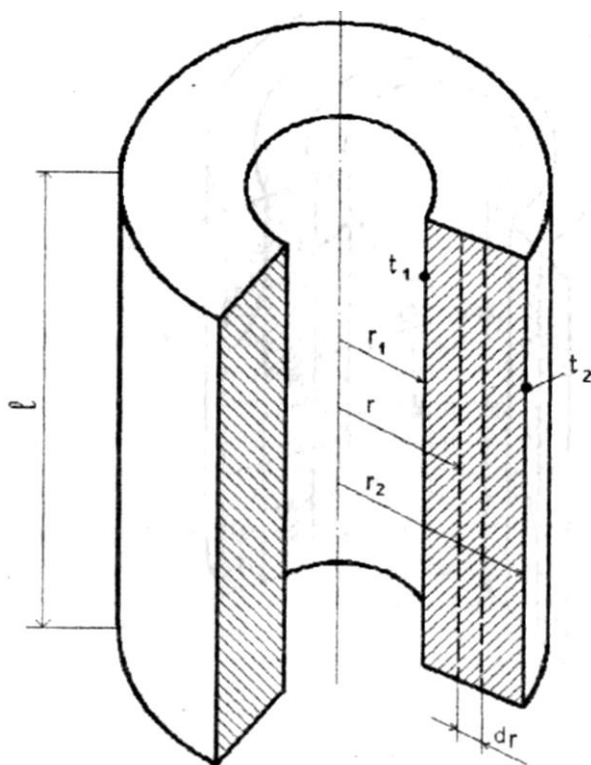


Рис. 1.3. Однослойная цилиндрическая стенка

Согласно закону Фурье количество теплоты, проходящей через этот слой, равно

$$Q = -\lambda \cdot F \frac{dt}{dr} = -\lambda \cdot 2\pi r \cdot l \frac{dt}{dr}. \quad (1.11)$$

Тогда

$$q_l = -\lambda \frac{dt}{dr} 2\pi r. \quad (1.12)$$

Разделив переменные и проинтегрировав выражение (1.12), получим

$$t = -\frac{q_{\text{пог}}}{2\pi\lambda} \ln r + C.$$

Подставляя в это выражение граничные значения переменных (при $r = r_1$ $t = t_1$, а при $r = r_2$ $t = t_2$) и определяя постоянную интегрирования C , получаем следующую расчетную формулу, Вт/м:

$$q_l = \frac{(t_1 - t_2)2\pi\lambda}{\ln(r_1/r_2)},$$

а тепловой поток для всей стенки составит, Вт

$$Q = \frac{(t_1 - t_2)2\pi l}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (1.13)$$

В случае многослойной цилиндрической стенки, выполненной из различных материалов и состоящей, например, из трех слоев (рис. 1.4), используя найденную величину $q_{\text{пог}}$ можно легко вывести формулу для расчета тепловых потерь трехслойной цилиндрической стенкой при стационарном тепловом состоянии, Вт

$$Q = \frac{(t_1 - t_2)2\pi l}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{r_4}{r_3}}, \quad (1.14)$$

где $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ - коэффициенты теплопроводности материалов, из которых выполнены соответствующие слои.

В общем случае для цилиндрической стенки, выполненной из n слоев, формула (1.14) примет вид, Вт:

$$Q = \frac{(t_1 - t_{n+1})2\pi\lambda}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}}. \quad (1.15)$$

Температуру между слоями, число которых равно n , можно рассчитывать по формуле

$$t_{i+1} = t_i - \frac{q_l}{2\pi} \left(\frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i} \right). \quad (1.16)$$

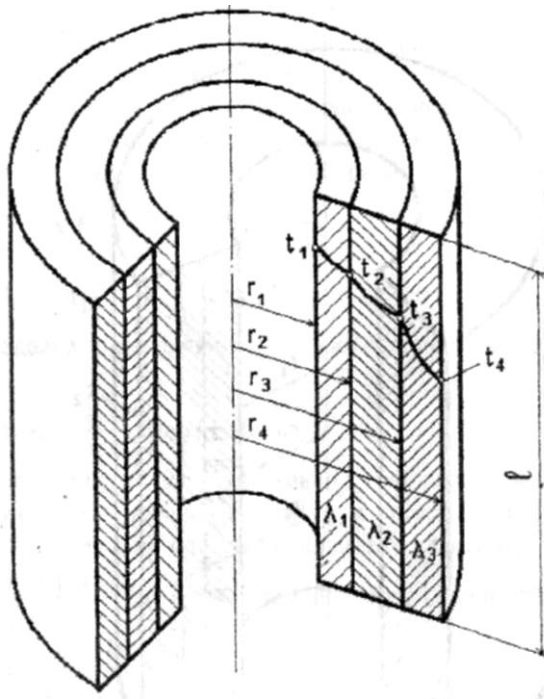


Рис. 1.4. Многослойная цилиндрическая стенка

1.2.4. Пример расчета (задача № 2)

Для цилиндрической стенки, имеющей три слоя футеровки (рис.1.4), необходимо рассчитать:

- погонную плотность теплового потока;
- количество теплоты, которое теряется через всю цилиндрическую стенку длиной l ;
- значения температур на границе слоев.

В рассматриваемом примере температура внутренней поверхности t_1 равна 1100°C , а температура наружной поверхности $t_4 = 70^\circ\text{C}$. Радиусы, характеризующие расположение слоев футеровки относительно оси цилиндра, равны соответственно $r_1 = 1,58 \text{ м}$; $r_2 = 1,81 \text{ м}$; $r_3 = 1,93 \text{ м}$; $r_4 = 2,0 \text{ м}$. Коэффициенты теплопроводности материалов, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$, из

которых выполнены слои футеровки, равны: $\lambda_1 = 1,06$; $\lambda_2 = 0,86$; $\lambda_3 = 0,20$.
Длина печи $l = 3,11$ м.

Решение

Сначала рассчитаем погонную плотность теплового потока

$$q_l = \frac{(t_1 - t_4)2\pi}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{r_4}{r_3}} = \frac{(1100 - 70)2 \cdot 3,14}{\frac{1}{1,06} \ln \frac{1,81}{1,58} + \frac{1}{0,86} \ln \frac{1,93}{1,81} + \frac{1}{0,2} \ln \frac{2,0}{1,93}} =$$

$$= 16982 \text{ Вт/м}^2$$

Затем определим потери теплоты через всю цилиндрическую стенку

$$Q = q_l \cdot l = 16982 \cdot 3,11 = 52814 \text{ Вт.}$$

Температура между первым и вторым слоем составит

$$t_2 = t_1 - \frac{q_l \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi \cdot \lambda_1} = 1100 - \frac{16982 \cdot \ln \frac{1,81}{1,58}}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,06} = 752^\circ\text{C},$$

а между вторым и третьим слоем

$$t_3 = t_2 - \frac{q_l \cdot \ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi \cdot \lambda_2} = 752 - \frac{16982 \cdot \ln \frac{1,93}{1,81}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,86} = 550^\circ\text{C}.$$

1.3. Нестационарная теплопроводность

Нагрев или охлаждение любого твердого тела сопровождается изменением его температурного поля в течение времени воздействия на тело

теплового потока. Это явление носит название ***нестационарной теплопроводности***.

Решение инженерных задач нестационарной теплопроводности связано с определением температурного поля тела при заданном времени воздействия теплового потока или нахождением времени тепловой обработки тела при достижении температурные полем заданного по технологии значения.

Указанные задачи решают с помощью дифференциального уравнения теплопроводности Фурье, вид которого зависит от формы тела и применяемой системы координат.

Для тела типа параллелепипеда дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье в системе прямоугольных координат записывают следующим образом:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \quad (1.17)$$

Для тела типа неограниченного цилиндра дифференциальное уравнение теплопроводности в системе цилиндрических координат записывают так:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \right). \quad (1.18)$$

Для шарообразного тела и цилиндрической системы координат уравнение теплопроводности имеет вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \right). \quad (1.19)$$

Решение приведенных уравнений может осуществляться только при конкретизации математического описания связи между временными и пространственными изменениями температуры в любой точке тела.

Такая конкретизация происходит при введении так называемых **краевых условий**, когда к основному дифференциальному уравнению теплопроводности присоединяют дополнительные условия, включающие форму и размеры тела, его теплофизические характеристики (коэффициент теплопроводности, удельную теплоемкость, плотность), а также уравнения, описывающие начальное температурное поле тела в момент воздействия на него тепловым потоком и граничные условия.

Последние отображают условия теплового взаимодействия поверхности тела с окружающей средой.

Для решения дифференциального уравнения теплопроводности Фурье используют граничные условия I, II, III и IV рода.

Граничные условия I рода устанавливают связь между распределением температуры на поверхности тела и временем.

$$t_{нов} = f(x, y, z, \tau). \quad (1.20)$$

Граничные условия II рода задают распределение плотности теплового потока на поверхности тела как функцию координат и времени.

$$q_{нов} = f(x, y, z, \tau). \quad (1.21)$$

Граничные условия III рода устанавливают зависимость плотности теплового потока вследствие теплопроводности тела от температуры поверхности тела и окружающей среды

$$q_{нов} = \alpha_{\Sigma}(t_{cp} - t_{нов}), \quad (1.22)$$

где α_{Σ} - суммарный коэффициент теплообмена между средой и поверхностью тела;
 t_{cp} - температура среды;

$t_{\text{пов}}$ - температура поверхности тела.

Граничные условия IV рода соответствуют условиям теплообмена соприкасающихся твердых тел, когда температуры и плотности теплового потока на границе соприкосновения равны между собой, т.е.

$$t_{\text{пов1}} = t_{\text{пов2}}; \lambda_1 \left(\frac{\partial t_1}{\partial n} \right)_{\text{пов}} = \lambda_2 \left(\frac{\partial t_2}{\partial n} \right)_{\text{пов}}$$

Наибольшее распространение при решении инженерных задач, связанных с теплообменом в рабочем пространстве печей, получили граничные условия III рода.

Ниже приводится решение дифференциального уравнения при граничных условиях III рода для неограниченного цилиндра.

1.3.1. Решение дифференциального уравнения теплопроводности Фурье для неограниченного цилиндра при граничных условиях III рода

Нагреваемое (охлаждаемое) тело может быть принято как неограниченный цилиндр, если его длина превосходит диаметр минимум в 3,5 раза.

Совместное решение уравнений (1.18), (1.22) и уравнения начальных условий, при которых исходное поле температур тела равномерное и постоянное по всему его сечению, позволяет создать универсальное решение дифференциального уравнения теплопроводности в критериальной форме

$$\left. \begin{aligned} \theta_{\text{п}} &= P_{\text{ц}} \cdot \exp(-\mu_{\text{ц}}^2 \cdot Fo) \\ \theta_{\text{м}} &= M_{\text{ц}} \cdot \exp(-\mu_{\text{ц}}^2 \cdot Fo) \\ \theta_{\text{с}} &= N_{\text{ц}} \cdot \exp(-\mu_{\text{ц}}^2 \cdot Fo) \end{aligned} \right\}, \quad (1.23)$$

где $\theta_{\text{п}}$, $\theta_{\text{м}}$, $\theta_{\text{с}}$ – безразмерные (относительные) разности температур

поверхности, массы и центра (оси) тела;

$$\theta_{\Pi} = (t_{\text{ср}} - t_{\Pi}) / (t_{\text{ср}} - t_{\text{нач}}),$$

$$\theta_{\text{м}} = (t_{\text{ср}} - t_{\text{м}}) / (t_{\text{ср}} - t_{\text{нач}}),$$

$$\theta_{\text{с}} = (t_{\text{ср}} - t_{\text{с}}) / (t_{\text{ср}} - t_{\text{нач}});$$

Fo – число (критерий) Фурье ($Fo = a \cdot \tau / R^2$), связывающее время τ ,

размер тела R и его коэффициент температуропроводности $a = \frac{\lambda_{\Sigma}}{c_{\text{м}}} \cdot \rho_{\text{м}}$.

Коэффициенты P_{Π} , M_{Π} , N_{Π} , μ_{Π}^2 являются функциями числа БиО ($Bi = \alpha_{\Sigma} \cdot R / \lambda_{\text{м}}$) и находятся по таблицам (см. табл. 1.1).

Ниже дан пример расчета времени нагрева и температурного поля неограниченного цилиндра с использованием решения дифференциального уравнения Фурье при граничных условиях III рода.

Таблица 1.1

Коэффициенты для расчета времени нагрева (охлаждения) и температурного поля неограниченного цилиндра при граничных условиях III рода

Bi	μ^2	P_{Π}	M_{Π}	N_{Π}
0,00	0,000	1,000	1,000	1,000
0,01	0,020	0,997	1,000	1,002
0,10	0,195	0,975	1,000	1,025
0,20	0,381	0,951	0,999	1,048
0,30	0,557	0,927	0,998	1,071
0,40	0,725	0,904	0,997	1,093
0,50	0,885	0,881	0,995	1,114
0,60	1,037	0,859	0,993	1,134
0,70	1,182	0,837	0,992	1,154
0,80	1,320	0,816	0,989	1,172
0,90	1,452	0,796	0,987	1,190
1,00	1,577	0,776	0,984	1,207
1,50	2,123	0,686	0,970	1,281
2,00	2,558	0,610	0,953	1,338
3,00	3,199	0,492	0,923	1,419
4,00	3,641	0,407	0,895	1,470
5,00	3,959	0,345	0,872	1,503
10,00	4,750	0,191	0,804	1,568
15,00	5,066	0,130	0,772	1,585
20,00	5,235	0,099	0,754	1,592
30,00	5,411	0,066	0,736	1,596
40,00	5,501	0,050	0,724	1,599
50,00	5,557	0,040	0,718	1,600

1.3.2. Пример расчета (задача № 3)

Определить время нагрева τ до заданной температуры поверхности $t_{\text{пов}}$, а также температуру на оси неограниченного цилиндра t_c в момент окончания нагрева.

В печь, температура которой $t_{\text{печ}} = 1420^\circ\text{C}$ все время поддерживается постоянной, помещают длинный стальной цилиндр диаметром $d = 0,110$ м. В момент загрузки в печь температура металла была равномерна по всему сечению и составляла $t_{\text{нач}} = 20^\circ\text{C}$. Физические свойства стали приняты постоянными, не изменяющимися с температурой: коэффициент теплопроводности $\lambda_m = 42$ Вт/(м*К), теплоемкость $c_m = 712$ Дж/(кг*К) и плотность $\rho_m = 7860$ кг/м³.

Коэффициент теплоотдачи (теплообмена) от печи к поверхности цилиндра принят также постоянным и равным $\alpha_\Sigma = 525$ Вт/(м²*К). Металл нагревают в печи до момента достижения температуры поверхности $t_{\text{пов}} = 1200^\circ\text{C}$.

Решение

1. Определяем относительную разность температур для поверхности цилиндра в конце нагрева

$$\Theta_{\text{п}} = \frac{t_{\text{печ}} - t_{\text{пов}}}{t_{\text{печ}} - t_{\text{нач}}} = \frac{1420 - 1200}{1420 - 20} = 0,157.$$

2. Находим число теплового подобия Bi

$$Bi = \frac{\alpha_\Sigma \cdot R}{\lambda_m} = \frac{525 \cdot 0,11}{42 \cdot 2} = 0,6875.$$

3. Коэффициент температуропроводности стали

$$a = \frac{\lambda_m}{c_m \cdot \rho_m} = \frac{42}{712 \cdot 7860} = 7,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

4. Пользуясь табл. 1.1, находим интерполяцией коэффициенты $P_{\text{ц}}$, $N_{\text{ц}}$ и $\mu_{\text{ц}}^2$.

Для значения $Bi = 0,60$ коэффициент $P_{\text{ц}}$ составляет $P_{\text{ц}} = 0,859$, а для $Bi = 0,70$ он равен $P_{\text{ц}} = 0,837$.

Искомой величиной $P_{\text{ц}}$ для значения $Bi = 0,6875$ будет

$$P_{\text{ц}} = 0,859 - (0,859 - 0,837) \cdot (0,6875 - 0,60) / (0,70 - 0,60) = 0,840$$

Остальные искомые коэффициенты:

$$N_{\text{ц}} = 1,134 - (1,134 - 1,154) \cdot \frac{0,6875 - 0,60}{0,70 - 0,60} = 1,1515,$$

$$\mu_{\text{ц}}^2 = 1,037 - (1,037 - 1,182) \cdot \frac{0,6875 - 0,60}{0,70 - 0,60} = 1,1639.$$

5. Решая уравнение (1.23) относительно Fo , из которого определяем время τ , получаем

$$\tau = \frac{R^2}{a \cdot \mu_{\text{ц}}^2} \ln \frac{P_{\text{ц}}}{\Theta_{\text{п}}} = \frac{d^2}{4a \cdot \mu_{\text{ц}}^2} \ln \frac{P_{\text{ц}}}{\Theta_{\text{п}}} = \frac{0,11^2}{4 \cdot 7,5 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1639} \ln \frac{0,84}{0,157} = 581 \text{ с.}$$

6. Число подобия Фурье составит

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{R^2} = \frac{4a\tau}{d^2} = \frac{4 \cdot 7,5 \cdot 10^{-6} \cdot 581}{0,11^2} = 1,44.$$

7. По формуле (1.23) определяем относительную разность температур для оси цилиндра в конце нагрева

$$\theta_c = N_{\text{ц}} \cdot \exp(-\mu_{\text{ц}}^2 \cdot Fo) = 1,1515 \cdot e^{(-1,1639 \cdot 1,44)} = 0,215.$$

8. Искомая температура на оси цилиндра в конце нагрева

$$t_c = t_{\text{печ}} - \theta_c(t_{\text{печ}} - t_{\text{нач}}) = 1420 - 0,215(1420 - 20) = 1119 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Эту же задачу можно решить, используя специальные графики, построенные на основе решения уравнений (1.23).

Для этой цели необходимо воспользоваться рис.1.5 и 1.6.

Решение задачи № 3 с использованием рис.1.5 и 1.6

Порядок решения задачи в этом случае следующий. Сначала находят, как и в предыдущем случае, относительную разность температур для поверхности цилиндра в конце нагрева $\theta_{\text{п}} = 0,157$, число подобия Био $Bi = 0,6875$ и температуропроводность стали $a_{\text{м}} = 7,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Затем по рис.1.5 при известных $\theta_{\text{п}}$ и Bi определяют число подобия Фурье $Fo = a\tau/R^2 = 1,45$ и рассчитывают время нагрева

$$\tau = \frac{Fo \cdot d^2}{4a} = \frac{1,45 \cdot 0,11^2}{4 \cdot 7,5 \cdot 10^{-6}} = 685 \text{ с}.$$

При известных числах подобия $Fo = 1,45$ и $Bi = 0,6875$ по рис.1.6 находят относительную разность температур для оси цилиндра $\theta_c = 0,22$, а затем искомую температуру оси цилиндра

$$t_c = t_{\text{печ}} - \theta_c(t_{\text{печ}} - t_{\text{нач}}) = 1420 - 0,22(1420 - 20) = 1112 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Результаты, полученные при решении графическим методом, незначительно (менее 1%) отличаются от аналитических решений, что можно отнести на счет погрешности графического метода.

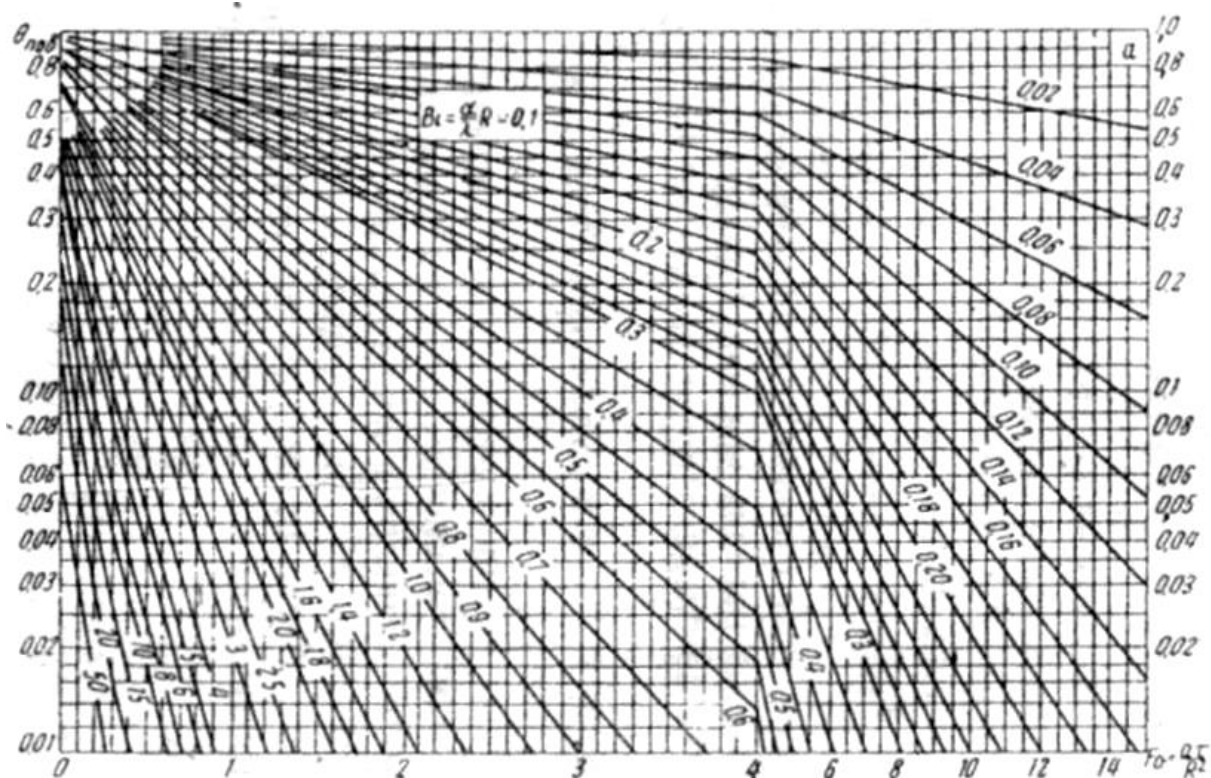


Рис. 1.5. Номограмма для расчета нагрева (охлаждения) поверхности цилиндра

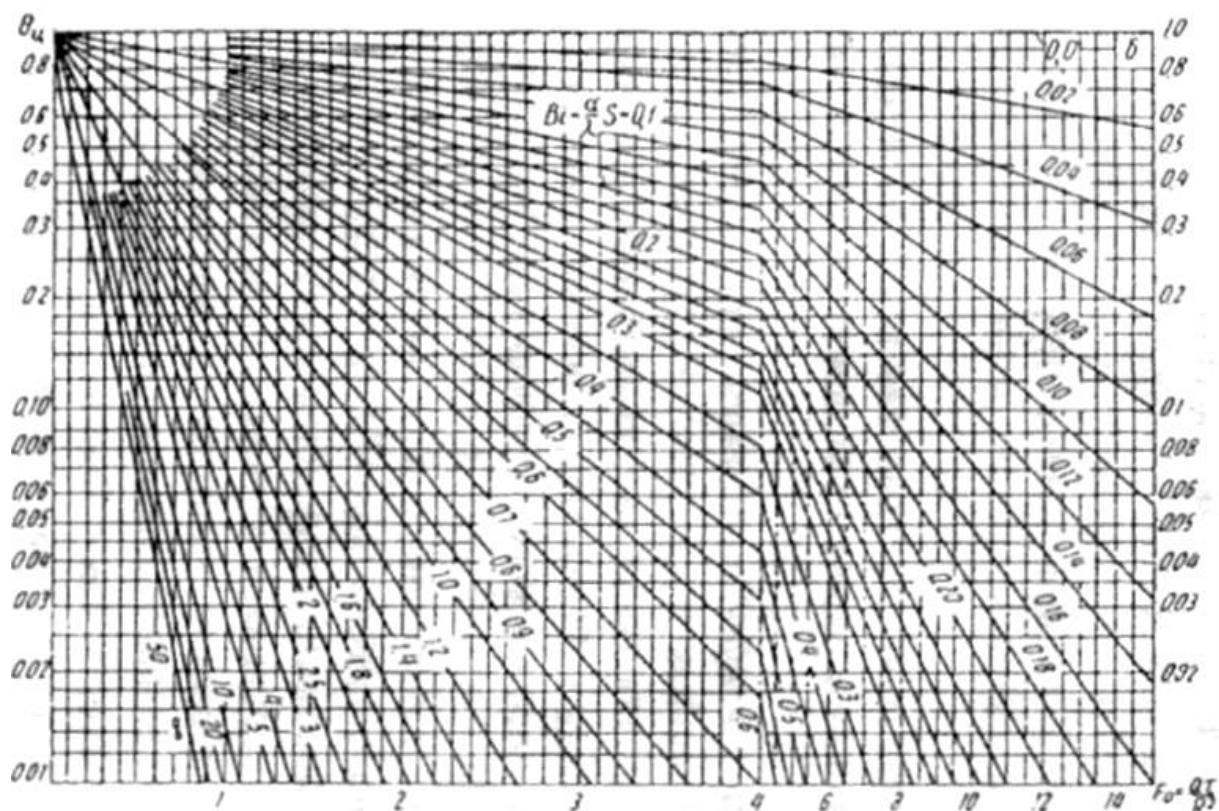


Рис. 1.6. Номограмма для расчета нагрева (охлаждения) оси цилиндра

2. ИЗЛУЧЕНИЕ

2.1. Основные понятия и определения

Тепловое излучение - это особый вид переноса тепловой энергии, осуществляемый электромагнитными волнами, который возможен не только в однородной изотропной среде, но и в вакууме. Законы теплового излучения тождественны законам оптики и электромагнетизма. Теория представляет лучистый перенос теплоты как поток, имеющий как волновой, так и квантовый характер распространения.

В соответствии **закону Стефана - Больцмана** количество теплоты, Дж, излучаемой нагретым телом, пропорционально четвертой степени абсолютной температуры этого тела

$$Q = C \cdot (T/100)^4 \cdot F \cdot \tau, \quad (2.1)$$

где C - коэффициент излучения, Вт/(м²*К);

F – площадь излучающей поверхности, м²;

τ - время, с.

Теплообмен в рабочем пространстве печей происходит, в основном, за счет излучения и может составлять от 50 до 100 % от общей передачи теплоты.

Поток теплоты, испускаемый телом или средой, называют **собственным** потоком излучения $Q_{\text{соб}}$

Поток теплоты, попавший на рассматриваемую поверхность со стороны других тел, называют **падающим** $Q_{\text{пад}}$. Часть этого потока, отраженную телом, - **отраженным** $Q_{\text{отр}}$, а часть потока, поглощенную телом, - **поглощенным** потоком $Q_{\text{погл}}$.

Сумма потоков собственного и отраженного излучения получила название **эффективного** потока $Q_{\text{эф}} = Q_{\text{соб}} + Q_{\text{отр}}$.

Результат теплообмена излучением между двумя телами характеризуется потоком, оставшимся в теле, называемым *резльтирующим* или *сальдо* потоком и равным разности падающего и эффективного или поглощенного и собственного потоков излучения: .

$$Q_s = Q_{рез} = Q_{пад} - Q_{эф} = Q_{погл} - Q_{соб}$$

Тела, полностью поглощающие падающий на их поверхность тепловой поток, называют *абсолютно черными*, а тела, полностью отражающие этот поток, - *абсолютно белыми*.

Все реальные твердые тела могут частично поглощать и частично отражать поток излучения, падающий на их поверхность.

Газовые среды могут сами излучать теплоту (при наличии в их составе трех и более атомных газов), могут частично поглощать и пропускать поток теплоты.

Расчеты теплообмена излучением должны учитывать как диффузность (распространение по всем направлениям), так и направленность (в определенном телесном угле)излучения.

В данном пособии в качестве примера приводится материал по тепловому излучению через отверстия в стенах рабочего пространства печей, которые всегда имеются при эксплуатации тепловых агрегатов .

2.2. Потери теплоты излучением через открытые окна и отверстия

При составлении тепловых балансов печей необходимо учитывать все потери теплоты, в число которых входят и потери излучением через открытые рабочие окна и технологические отверстия, расположенные в кладке печи.

Эти потери можно определить, если представить отверстие в кладке печи по отношению к окружающему пространству как абсолютно черное тело.

Такое предположение закономерно, поскольку вероятность отражения теплового потока от окружающей среды близка к нулю.

Можно рассматривать в данном случае теплообмен излучением между двумя телами (печным пространством и окружающей средой), разделенными лучепрозрачной средой (воздухом). При этом каждое из тел характеризуется постоянной температурой: печи – $T_{печ}$ и окружающей среды (воздуха) – $T_в$.

В этом случае расчетная формула имеет вид

$$Q_{л} = C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{печ}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_в}{100} \right)^4 \right] \cdot F \cdot \Phi \cdot \tau. \quad (2.2)$$

Ввиду малых значений $T_в$, этой температурой можно пренебречь, тогда формула (2.2) будет иметь вид

$$Q_{л} = C_0 \cdot \left(\frac{T_{печ}}{100} \right)^4 \cdot F \cdot \Phi \cdot \tau. \quad (2.3)$$

где C_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела,
 $C_0 = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$T_{печ}$ – абсолютная температура печи, К;

τ – время открытия отверстия, с;

Φ – коэффициент диафрагмирования.

Коэффициент диафрагмирования показывает, какая часть лучистой энергии рабочего пространства, идущая через отверстие, выходит наружу. Оставшаяся часть этой энергии поглощается и отражается поверхностью кладки, ограничивающей это отверстие. Таким образом, в зависимости от геометрии отверстия (высоты, ширины, глубины и формы) коэффициент диафрагмирования может изменяться в пределах $\Phi = 0 \dots 1$.

2.3. Пример расчета (задача № 4)

Определить потери теплоты излучением через открытое окно, расположенное в стенке печи, температура которой $t_{печ} = 900^\circ\text{C}$. Окно

имеет размеры: ширина $B = 1,4$ м и высота $H = 1,2$ м. Толщина стенки $S = 0,46$ м. Окно открывают на время $\tau = 720$ с.

Решение

1. Площадь излучающего отверстия составляет

$$F = B \cdot H = 1,4 \cdot 1,2 = 1,68 \text{ м}^2.$$

2. Геометрические характеристики печного окна:

$$\text{отношение } H/S = 1,2/0,46 = 2,61;$$

$$\text{отношение } B/H = 1,4/1,2 = 1,17.$$

3. Для определения коэффициента диафрагмирования найдем по рис.2.1 угловой коэффициент φ при лучистом теплообмене между одинаковыми параллельными плоскими противоположащими поверхностями при известных отношениях $H/S = 2,61$ и $B/H = 1,17$:

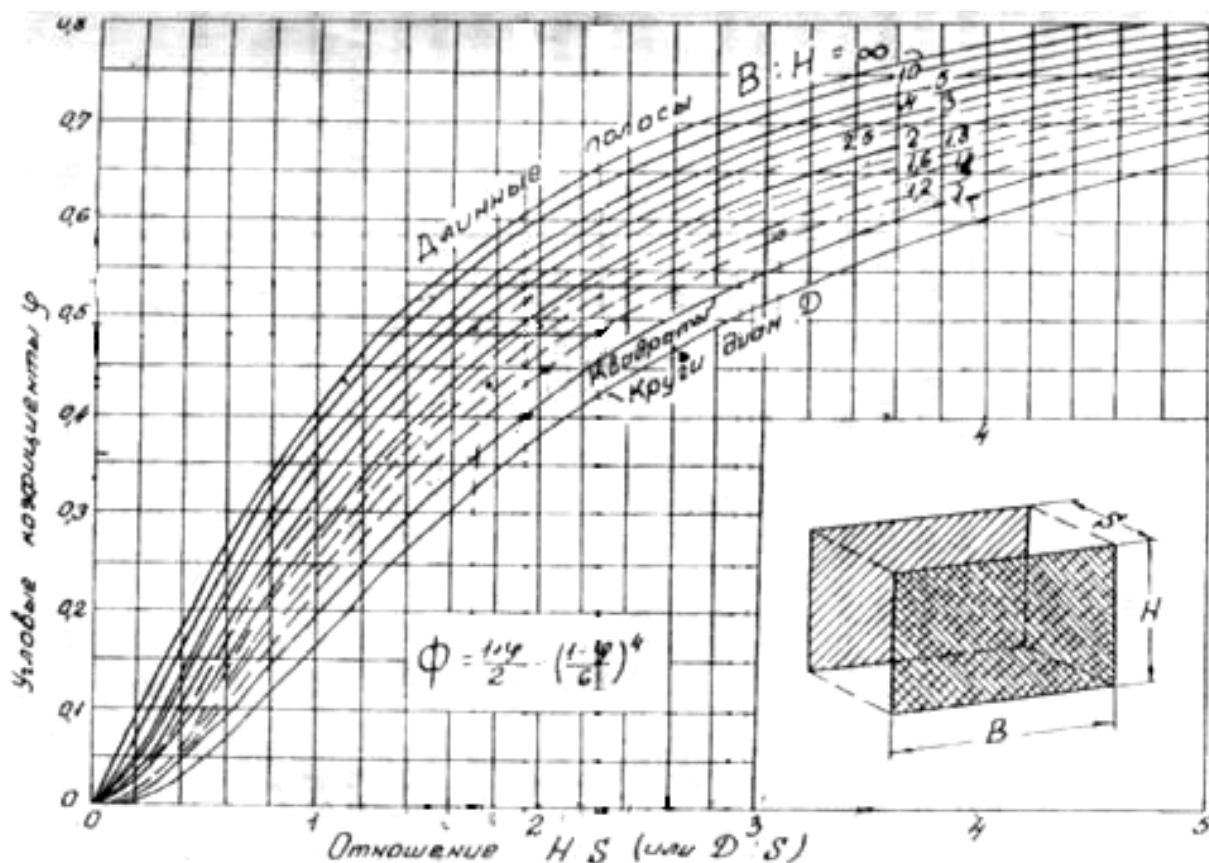
$$\varphi = 0,525.$$

4. Рассчитаем коэффициент диафрагмирования по формуле, приведенной на поле рис.2.1:

$$\Phi = \frac{1+\varphi}{2} - \left(\frac{1-\varphi}{6}\right)^4 = \frac{1+0,525}{2} - \left(\frac{1-0,525}{6}\right)^4 = 0,763 - 0,00004 = 0,7626.$$

5. Потери теплоты излучением через открытое рабочее окно печи по формуле (2.3) составят

$$\begin{aligned} Q_{\text{л}} &= C_0 \cdot \left(\frac{T_{\text{печ}}}{100}\right)^4 \cdot F \cdot \Phi \cdot \tau = 5,7 \cdot \left(\frac{900+273}{100}\right)^4 \cdot 1,68 \cdot 0,7626 \cdot 720 = \\ &= 99594000 \text{ Дж или } 99594 \text{ кДж.} \end{aligned}$$



При передаче теплоты естественной конвекцией движущей силой среды является разность плотностей этой среды, вызванная разностью температур как в самой среде, так и между средой и поверхностью. Вследствие этого возникают так называемые подъемные (Архимедовы) силы.

Типичным примером такой конвекции является теплоотдача от наружных поверхностей печных стенок промышленных печей к окружающей воздушной среде.

Передача теплоты при вынужденной конвекции происходит в условиях, когда среда движется относительно поверхности под воздействием внешних сил, создаваемых побудителями движения (вентиляторами, компрессорами, насосами и т.д.).

Понятно, что при вынужденном движении скорости среды выше, чем при естественном движении, и поэтому в первом случае, как правило, может быть передано больше теплоты, чем во втором.

Вынужденная конвекция наблюдается при движении греющих газов в рабочем пространстве печей, в дымоотводящих каналах, в теплообменных аппаратах, а также при движении нагретых газа и воздуха по трубопроводам.

Независимо от вида конвекции тепловой поток, Вт, можно выразить простым уравнением, определяемым законом Ньютона:

$$Q_k = \alpha_k (t_g - t_n) \cdot F, \quad (3.1)$$

где α_k - коэффициент конвективного теплообмена, Вт/(м²-К);

t_g - температура газовой среды, °С;

t_n - температура поверхности, °С;

F - тепловоспринимающая поверхность, м².

В случае, если передача теплоты осуществляется от поверхности, имеющей более высокую температуру, к среде, имеющей более низкую температуру, в формуле (3.1) температуры t_g и t_n меняют местами.

В уравнении (3.1) наиболее сложно рассчитать коэффициент конвективного теплообмена, поскольку он зависит от многих факторов, определяющих процесс движения и теплообмена.

Как правило, α_k определяют экспериментально и на этой базе выводят эмпирические зависимости, связывающие коэффициент теплообмена с другими параметрами процесса движения и теплообмена. Большое значение в экспериментальных исследованиях по определению коэффициентов конвективного теплообмена имеет геометрическое оформление исследуемой системы.

Изменение геометрии системы приводит к изменению характера движения газовой среды и к нарушению установленных зависимостей. Вот почему не может быть выведено общих формул для определения коэффициентов конвективного теплообмена.

Наиболее часто встречающиеся в практике эксплуатации промышленных печей геометрические системы связаны с теплообменом в каналах и трубопроводах, а также с теплообменом при внешнем обтекании средой тел различной формы (пластины, цилиндра, шара, группы тел различной геометрии).

Для каждого конкретного случая выведены свои соотношения между α_k и параметрами процессов движения и теплообмена, которые облечены в обобщенную критериальную форму для данной системы.

Для вынужденного турбулентного движения среды основными критериями теплообмена являются числа подобия Нуссельта Nu и Прандтля Pr , а критерием движения - число подобия Рейнольдса Re .

Эти числа подобия могут быть выражены следующим образом:

$$Nu = \frac{\alpha_k \cdot L}{\lambda_\Gamma}; Pr_\Gamma = \frac{v_\Gamma}{a_\Gamma}; Re = \frac{w_\Gamma \cdot L}{v_\Gamma},$$

где L - размер тела, м;

λ_Γ - коэффициент теплопроводности газовой среды Вт/(м*К);

ν_{Γ} - коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$;

a_{Γ} - коэффициент температуропроводности газовой среды, $\text{м}^2/\text{с}$;

w_{Γ} - скорость газовой среды, $\text{м}/\text{с}$.

Указанные числа подобия входят в критериальные уравнения, описывающие конвективный теплообмен в той или иной геометрической системе.

Ниже приводятся данные по конвективному теплообмену при вынужденном движении среды в каналах и при внешнем обтекании пучка труб.

3.2. Конвективный теплообмен при вынужденном движении среды в каналах

Как уже отмечалось, такие геометрические системы встречаются при движении дымовых газов по каналам при удалении их из рабочего пространства печей, а также при движении нагретых газообразных топлив и воздуха по трубопроводам.

3.2.1. Частные критериальные уравнения

Здесь будут рассмотрены критериальные уравнения для вынужденного турбулентного течения среды, т.е. когда число Re превышает значение 2320, характеризующее переход от ламинарного течения к турбулентному.

По данным М. А. Михеева, при развитом турбулентном режиме ($Re > 10^4$) расчетное уравнение конвективного теплообмена в критериальной форме имеет вид

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (3.2)$$

где Pr - число Прандтля при температуре газовой среды;

$Pr_{ст}$ - число Прандтля при температуре стенки.

3.2.2. Пример расчета (задача № 5)

Определить коэффициент конвективного теплообмена и плотность теплового потока при движении воздуха со скоростью $W_B = 10$ м/с при нормальных условиях и температуре $t_B = 400^\circ\text{C}$ по каналу, имеющему размеры поперечного сечения $1,5 \times 1,5$ м и температуру $t_{ст} = 800^\circ\text{C}$.

Для осуществления расчета необходимо иметь физические параметры воздуха, которые приведены в табл.3.1.

Таблица 3.1

Физические параметры сухого воздуха

$t, ^\circ\text{C}$	0	100	200	400	600	800	900	1000
$\nu, \text{ м}^2/\text{с} \cdot 10^{-6}$	13,3	23,1	34,8	63,0	96,8	134,8	155,1	177,1
$\lambda, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) \cdot 10^{-2}$	2,44	3,21	3,93	5,21	6,22	7,18	7,63	8,07
Pr	0,71	0,69	0,68	0,68	0,70	0,71	0,72	0,72

Решение

Прежде всего, определим режим течения среды, рассчитав число Рейнольдса, для чего найдем действительную скорость воздуха в канале:

$$W_{Bt} = W_{B0} \cdot (1 + \beta t_B) = 10 \cdot \left(1 + \frac{400}{273}\right) = 24,65 \text{ м/с},$$

$$Re = W_{Bt} \cdot L / \nu_{Bt} = 24,65 \cdot 1,5 / (63,02 \cdot 10^{-6}) = 586718.$$

Значение числа Рейнольдса подтверждает, что в данном случае режим течения воздуха - развитый турбулентный.

Используя формулу (3.2) и данные табл.3.1, найдем число Нуссельта

$$\begin{aligned} Nu &= 0,021 \cdot 586718^{0,8} \cdot 0,68^{0,43} \cdot \left(\frac{0,68}{0,71}\right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 41185,4 \cdot 0,847 \cdot 0,989 = 724. \end{aligned}$$

При определяющем размере канала $L = 1,5$ м и коэффициенте теплопроводности воздуха при температуре 400°C $\lambda = 5,21 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м*К) (см. табл. 3.1) определим коэффициент конвективного теплообмена в данной системе:

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda_{\text{в}}}{L} = 724 \cdot 5,21 \cdot 10^{-2} / 1,5 = 25,15 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Плотность конвективного теплового потока, передаваемого стенкой воздуху, составит

$$Q_{\text{к}} = \alpha \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}) = 25,15 \cdot (800 - 400) = 10060 \text{ Вт/м}^2.$$

3.3. Конвективный теплообмен при поперечном обтекании пучка труб

Подобные геометрические системы широко используются при эксплуатации теплообменных аппаратов и в котлоагрегатах.

При натекании потока на одиночную трубу коэффициент теплоотдачи по ее периметру распределяется крайне неравномерно и его максимальное значение может отличаться от минимального в 4-5 раз.

При наличии пучка труб процесс теплоотдачи еще сильнее усложняется. Пучки труб можно расположить по-разному. Наиболее часто

встречаются коридорное и шахматное размещение труб в пучке. В первом случае трубы в каждом ряду располагаются строго друг за другом с определенным интервалом между осями. Во втором случае параллельные ряды труб сдвинуты относительно друг друга на половину расстояния между осями труб в каждом ряду.

Различная геометрия пучков вызывает различную степень турбулизации потока газов, идущих между трубами. Ниже приводятся данные М.А.Михеева по расчету конвективного теплообмена для пучков труб различной геометрии.

3.3.1. Частные критериальные уравнения для пучков труб

Экспериментальные исследования конвективного теплообмена в пучках труб позволили на основе обобщения данных вывести критериальные уравнения для различных геометрических систем в зависимости от режима течения потока между трубами: при коридорном расположении труб в пучке

$$Nu = 0,23 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \cdot (Pr/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (3.3)$$

при шахматном расположении труб в пучке

$$Nu = 0,41 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot (Pr/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (3.4)$$

В этих формулах в качестве определяющей температуры принята средняя температура потока, в качестве определяющей скорости - скорость в самом узком сечении ряда, в качестве определяющего размера - диаметр трубки. При такой обработке данных исследований теплоотдача практически не зависит от относительного расстояния между трубами, как по ширине, так и по глубине пучка. Приведенные формулы справедливы для любых

жидкостей и газов в широком диапазоне чисел Рейнольдса ($Re = 2 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^5$).

Для воздуха формулы (3.3) и (3.4) могут быть упрощены: при коридорном расположении труб в пучке

$$Nu = 0,21 \cdot Re^{0,65}; \quad (3.5)$$

при шахматном расположении труб в пучке

$$Nu = 0,37 \cdot Re^{0,6}. \quad (3.6)$$

Приведенные формулы позволяют определять средние значения коэффициентов теплоотдачи при натекании потока под углом 90° к осям труб, расположенных в пучке. Если поток натекает под некоторым углом φ к оси трубы, то необходимо вводить поправочный коэффициент ε_φ , значения которого приведены в табл.3.2.

Таблица 3.2

Значение ε_φ для пучков круглых труб

φ°	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_φ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

При этом расчетная формула для α_φ , Вт/(м²*К), имеет вид

$$\alpha_\varphi = \alpha_{90} \cdot \varepsilon_\varphi. \quad (3.7)$$

3.3.2 Пример расчета (задача № 6)

Определить коэффициент конвективного теплообмена при поперечном обтекании потоком воздуха шахматного и коридорного пучка

труб. Средняя действительная скорость потока составляет $W = 2$ м/с, температура потока $t_B = 150$ °С, диаметр трубы $d = 0,057$ м.

Решение

Используя данные табл. 3.1., рассчитаем число Re для потока:

$$Re = W \cdot d / \nu = 2 \cdot 0,057 / (28,99 \cdot 10^{-6}) = 3932.$$

Для коридорного пучка труб по формуле (3.5):

$$Nu = 0,21 \cdot Re^{0,65} = 0,21 \cdot 3932^{0,65} = 45,6,$$

откуда коэффициент теплоотдачи конвекцией составит

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / d = 45,6 \cdot 3,57 \cdot 10^{-2} / 0,057 = 28,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для шахматного пучка труб по формуле (3.6)

$$Nu = 0,37 \cdot Re^{0,6} = 0,37 \cdot 3932^{0,6} = 53,1.$$

Тогда коэффициент теплоотдачи составит

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / d = 53,1 \cdot 3,57 \cdot 10^{-2} / 0,057 = 33,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Из расчета видно, что в данных условиях коэффициент теплоотдачи конвекцией при обтекании потоком шахматного пучка труб на 16% больше, чем при обтекании коридорного пучка.

Если же тот же самый поток направить под углом 40° к оси шахматного пучка труб, то коэффициент теплоотдачи по формуле (3.7) и с учетом данных табл. 3.2 составит

$$\alpha_\varphi = 33,2 \cdot 0,78 = 25,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

т.е. на 22% ниже, чем при угле атаки 90° .

Задача № 1

№	F	S ₁	S ₂	λ ₁	λ ₂	t ₁	t ₂
1	12,0	0,46	0,25	0,84	0,28	1400	15
2	11,0	0,345	0,25	1,16	0,28	1400	20
3	10,2	0,23	0,25	0,90	0,28	1350	15
4	9,6	0,115	0,25	0,95	0,28	1350	20
5	8,4	0,23	0,115	1,0	0,28	1300	15
6	7,5	0,345	0,115	1,05	0,28	1300	20
7	6,8	0,46	0,115	1,2	0,28	1250	15
8	7,2	0,345	0,115	1,17	0,28	1250	20
9	7,8	0,23	0,115	1,2	0,33	1200	15
10	8,5	0,115	0,115	1,16	0,33	1200	20
11	8,75	0,23	0,065	1,0	0,33	1150	15
12	9,5	0,345	0,065	0,9	0,33	1150	20
13	10,2	0,46	0,065	0,78	0,33	1180	20
14	11,3	0,345	0,13	1,1	0,36	1220	20
15	11,5	0,23	0,13	1,1	0,31	1240	20
16	12,8	0,115	0,13	1,1	0,29	1260	15
17	10,3	0,23	0,195	1,17	0,29	1280	15
18	9,1	0,345	0,195	1,17	0,31	1300	20
19	7,4	0,46	0,195	1,3	0,33	1320	20
20	6,75	0,345	0,115	1,3	0,36	1340	15
21	8,0	0,46	0,065	1,17	0,28	1100	15
22	9,0	0,345	0,065	1,17	0,28	1100	15
23	11,0	0,23	0,065	1,17	0,28	1150	20
24	6,0	0,23	0,065	0,9	0,3	800	20
25	7,0	0,23	0,125	0,9	0,3	800	20
26	5,0	0,23	0,25	0,9	0,3	900	20
27	9,0	0,345	0,065	1,0	0,3	900	20
28	8,0	0,345	0,125	1,0	0,3	1000	20
29	9,0	0,345	0,25	1,0	0,3	1000	20
30	5,0	0,46	0,065	1,1	0,3	1100	15

Приложение 2

Задача № 2

№	l	r_1	r_2	r_3	r_4	λ_1	λ_2	λ_3	t_1	t_4
1	4,2	1,67	1,90	1,97	2,00	2,00	0,84	0,18	1000	90
2	3,6	0,90	1,005	1,135	1,20	1,67	1,06	0,38	850	50
3	3,0	1,50	1,74	1,84	1,90	1,73	0,90	0,11	900	65
4	3,25	1,20	1,40	1,53	1,60	1,80	0,98	0,23	950	77
5	3,9	0,95	1,10	1,225	1,30	1,79	1,00	0,16	990	89
6	3,2	1,40	1,61	1,735	1,80	1,90	0,85	0,28	855	63
7	3,65	1,00	1,225	1,35	1,40	1,72	0,97	0,32	915	80
8	3,95	1,15	1,33	1,43	1,50	1,85	1,01	0,24	860	71
9	3,35	1,31	1,53	1,64	1,70	1,78	0,91	0,17	960	52
10	3,8	1,70	1,83	1,90	1,95	1,92	1,04	0,33	865	75
11	3,75	0,80	1,06	1,185	1,25	1,71	0,93	0,25	910	59
12	3,15	1,20	1,35	1,58	1,65	1,84	0,88	0,30	885	68
13	4,0	0,95	1,15	1,275	1,35	1,77	0,95	0,12	905	83
14	3,1	1,48	1,70	1,79	1,85	1,94	1,00	0,34	970	66
15	3,45	1,10	1,30	1,38	1,45	1,70	0,92	0,27	870	87
16	3,7	1,20	1,39	1,50	1,55	1,83	1,05	0,22	895	55
17	3,85	1,42	1,60	1,71	1,75	1,96	0,96	0,35	920	73
18	3,4	1,30	1,53	1,65	1,78	1,76	0,87	0,13	975	70
19	3,55	1,50	1,70	1,80	1,91	1,82	0,99	0,26	980	85
20	3,05	1,05	1,245	1,40	1,54	1,69	0,93	0,31	880	58
21	3,3	1,20	1,40	1,52	1,67	1,75	1,02	0,36	925	88
22	3,5	1,30	1,50	1,73	1,83	1,98	0,89	0,14	930	77
23	3,8	1,50	1,73	1,85	1,98	1,81	1,03	0,29	875	60
24	4,1	1,15	1,35	1,47	1,59	1,74	0,94	0,37	940	82
25	4,25	1,43	1,54	1,77	1,88	1,68	0,86	0,15	890	63

Приложение 3

Задача №3

№	t _{печ}	d	t _{нач}	λ	C	ρ	σ_{Σ}	t _{пов}
1	1420	0,11	20	42,0	712	7860	525	1200
2	1400	0,13	15	40,7	705	7860	500	1200
3	1380	0,15	20	39,5	695	7850	485	1200
4	1360	0,17	15	38,4	690	7850	465	1200
5	1340	0,19	20	37,2	690	7840	465	1220
6	1320	0,20	15	36,0	695	7840	442	1220
7	1300	0,18	20	35,0	700	7830	425	1220
8	1280	0,16	15	33,7	700	7830	405	1220
9	1260	0,14	20	32,6	705	7820	384	1150
10	1240	0,12	15	35,0	705	7820	378	1150
11	1220	0,10	20	37,2	708	7810	360	1150
12	1200	0,11	15	39,5	708	7810	350	1150
13	1250	0,13	15	42,0	700	7800	396	1180
14	1300	0,15	15	44,2	695	7800	430	1180
15	1350	0,17	20	43,0	690	7810	465	1200
16	1400	0,19	20	40,7	705	7820	500	1200
17	1350	0,20	10	38,4	695	7830	465	1250
18	1300	0,18	10	36,0	700	7840	384	1250
19	1250	0,16	15	37,2	695	7850	372	1175
20	1220	0,14	20	42,0	700	7860	350	1100
21	1400	0,12	15	44,2	690	7860	435	1250
22	1350	0,12	20	42,0	695	7860	420	1250
23	1300	0,12	15	39,5	700	7850	372	1150
24	1100	0,14	15	30	690	7840	240	1040
25	1100	0,20	15	28	690	7820	220	1000
26	1100	0,18	15	28	690	7820	225	1050
27	1300	0,16	15	30	690	7840	240	1150
28	1300	0,14	20	31	690	7840	250	1200
29	1400	0,12	20	30	710	7840	300	1250
30	1400	0,10	15	32	710	7840	320	1200

Задача № 4

№	t _{печ}	B	H	S	τ
1	900	1,4	1,2	0,46	720
2	1000	1,2	1,2	0,46	720
3	1100	1,2	1,0	0,46	900
4	1200	1,0	1,0	0,345	900
5	1300	1,0	1,0	0,345	1080
6	1400	1,2	1,0	0,345	1080
7	1500	1,2	1,2	0,345	1250
8	1350	1,2	0,9	0,345	1250
9	1250	1,2	0,7	0,345	1440
10	1150	1,2	0,6	0,345	1620
11	1050	0,9	0,9	0,23	1800
12	950	0,9	0,8	0,345	1440
13	860	0,9	0,7	0,23	1080
14	750	0,9	0,6	0,345	720
15	800	0,9	0,5	0,23	540
16	900	0,8	0,8	0,345	720
17	1000	0,8	0,8	0,23	720
18	1100	0,8	0,8	0,46	720
19	1200	0,8	0,6	0,345	720
20	1300	0,8	0,4	0,345	720
21	1000	1,3	0,9	0,345	1080
22	950	1,2	0,8	0,345	720
23	900	1,0	1,0	0,46	720
24	1000	0,75	0,5	0,345	1025
25	1000	1,0	1,0	0,23	1020
26	1000	1,2	1,2	0,46	1015
27	900	0,9	0,6	0,345	1030
28	900	0,9	0,5	0,23	1030
29	900	0,9	0,7	0,46	1030
30	850	0,75	0,5	0,345	2140

Задача № 5

№	W_в	t_в	L	t_{ст}
1	2	30	1,5	400
2	3	50	1,4	500
3	4	70	1,3	600
4	5	90	1,2	700
5	6	100	1,0	800
6	7	120	0,9	300
7	8	140	0,8	400
8	9	160	0,7	500
9	10	180	0,6	600
10	2	200	0,5	700
11	3	220	1,5	800
12	4	240	1,4	900
13	5	260	1,3	1000
14	6	280	1,2	400
15	7	300	1,1	700
16	8	50	1,0	200
17	9	60	0,9	250
18	10	70	0,8	300
19	2	80	0,7	400
20	3	90	0,6	500
21	4	100	0,5	600
22	5	150	1,5	700
23	6	170	1,4	800
24	7	190	1,3	900
25	8	210	1,2	1000
26	9	230	1,1	500
27	10	250	1,0	600
28	2	270	0,9	700
29	3	290	0,8	800
30	4	310	0,7	900

Задача № 6

№	W _B	t _B	d	φ
1	1,0	30	0,04	10
2	1,5	40	0,045	20
3	2,0	50	0,050	30
4	2,5	60	0,055	40
5	3,0	70	0,060	50
6	3,5	80	0,065	60
7	4,0	90	0,070	70
8	4,5	100	0,075	80
9	5,0	110	0,080	15
10	1,1	120	0,085	25
11	1,2	130	0,090	35
12	1,3	140	0,100	45
13	1,4	150	0,030	55
14	1,6	160	0,040	65
15	1,8	170	0,050	75
16	1,9	180	0,060	85
17	2,1	190	0,070	10
18	2,2	200	0,080	20
19	2,4	210	0,090	30
20	2,6	220	0,095	40
21	2,8	230	0,100	50
22	2,9	240	0,045	60
23	3,2	250	0,055	70
24	3,4	260	0,065	15
25	3,6	270	0,075	25
26	3,8	280	0,085	35
27	3,9	290	0,095	45
28	4,2	300	0,100	55
29	4,6	30	0,040	65
30	4,8	40	0,050	10