Бендерский политехнический филиал
ГОУ «ПГУ ИМ. Т.Г. ШЕВЧЕНКО»

Кафедра «Теплоснабжение и вентиляция»

«ТЕПЛОМАССООБМЕН»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению лабораторно-практических работ

Бендеры, 2010

ББК 31.3
Л 81

Составитель:
Лохвинская Т.И. преподаватель спец. дисциплин кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» Бендерский политехнический филиал ПГУ им. Т. Г. Шевченко

Рецензенты:
Трофимов Иван Федорович – директор Муниципального Унитарного предприятия «Бендерытеплоэнерго»

Иванова Светлана Сергеевна – зав. кафедрой «Теплогазоснабжение и вентиляция», ст. преподаватель БПФ ПГУ им. Т.Г. Шевченко

Данные методические указания составлены в соответствии с рабочей программой дисциплины «Тепломассообмен» и предназначены для студентов ВПО дневного и заочного отделения специальности 270109 «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Дисциплина «Тепломассообмен» является одним из теоретических фундаментов теплотехники. На базе этой дисциплины осуществляются расчеты и проектирование компрессоров, теплообменников и других тепловых двигателей. В курсе теплотехники изучаются методы получения и преобразования теплоты, а также принципы действия и конструктивные особенности теплоэнергетических установок.

При изучении указанной дисциплины важное место занимает приобретение практических навыков: расчета задач стационарной теплопроводности и некоторых процессов нестандартной теплопроводности; расчета основных процессов конвективного теплообмена с использованием теории подобия и теории пограничного слоя; расчета теплообмена излучением; в решении задач теплообмена при фазовых изменениях.

Данные методические указания помогут студентам в приобретении перечисленных навыков.

Задачей этого указания является подготовка студентов к выполнению практического задания по исследованию характеристик работы теплоэнергетического оборудования.

Рекомендовано
к кафедральному изданию НМС
ПГУ им. Т.Г. Шевченко

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 4

Тема № 2. Стационарная теплопроводность.
Лабораторная работа № 1 4

Тема № 3. Нестационарная теплопроводность.
Лабораторная работа № 2 8

Тема № 6. Основные процессы конвективного теплообмена.
Лабораторная работа № 3 13

Тема № 6. Основные процессы конвективного теплообмена.
Лабораторная работа № 4 17

Тема № 6. Основные процессы конвективного теплообмена.
Лабораторная работа № 5 20

Тема № 6: Основные процессы конвективного теплообмена.
Лабораторная работа № 6 25

Тема № 9: Теплообмен излучением.
Лабораторная работа № 7 30

Тема № 10: Теплообменные аппараты.
Лабораторная работа № 8 37

Литература 46

Введение.

Курс дисциплины «Тепломассообмен» является базовой дисциплиной для будущих инженеров теплотехнической специальности. В результате изучения теплопередачи студенты должны овладеть не только теорией, но и методами расчета основных процессов теплообмена.

Для закрепления теоретических знаний дисциплины предусмотрен перечень лабораторно-практических занятий по расчетам сложного теплообмена.

В результате изучения дисциплины «Тепломассообмен» студенты должны овладеть не только теорией, но и методами расчета основных процессов теплообмена. Изложение данного методического указания представлено в виде отдельных теоретических вопросов теплопередачи, сопровождающихся расчетными формулами.

Тема № 2. Стационарная теплопроводность.

Лабораторная работа № 1.

Наименование: Определение теплопроводности методом дополнительной стенки.

Цель работы: Приобретение навыков в расчете коэффициента теплопроводности и действительного распределения температуры однородной плоской стенки.

Ход работы:

1. Формулировка закона Фурье.

2. Вывод формулы плотности теплового потока на основании закона Фурье.

3. Уравнение температурной кривой однородной плоской стенки.

4. Лабораторные методы определения теплопроводности.

5. Определение плотности теплового потока через плоскую шамотную стенку толщиной $\delta = 0{,}5$ м и действительного распределения температуры по толщине стенки, если на наружных поверхностях температура соответственно:

t_1 = 1000˚C, t_2 = 0˚C. Коэффициент теплопроводности шамота зависит от температуры и определяется

$$\lambda = 1{,}0*(1+ 0{,}001*t), \frac{Вт}{м*^{\circ}C}$$

6. Построение графика зависимости распределения температур по толщине стенки шамота.

Методические указания:

1. Изучая процесс теплопроводности в твердых телах, Фурье экспериментально установил, что количество переданной теплоты пропорционально падению температуры, времени и площади сечения, перпендикулярного направлению распространения теплоты.

$$\vec{q} = -\lambda grad t \qquad (1.1)$$

Это уравнение (1) является математическим выражением основного закона теплопроводности – закона Фурье.

2. В применении закона Фурье для однородной плоской стенки толщиной δ в случае одномерного температурного поля на расстоянии x, выделяется внутри стенки слой толщиной dx, ограниченный двумя изометрическими поверхностями. Для этого случая

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \qquad (1.2)$$

или

$$dt = -\frac{q}{\lambda} dx \qquad (1.3)$$

Плотность теплового потока q при стационарном тепловом режиме постоянна в каждом сечении, поэтому:

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + c \qquad (1.4)$$

Постоянная интегрирования *c* определяется из граничных условий, а именно:

При $x=0$ $t=t_1=c$

При $x=\delta$ $t=t_2$

Подставляем эти значения в уравнение (4), имеем:

$$t_2 = -\frac{q}{\lambda}\delta + t_1 \qquad (1.5)$$

Из уравнения (5) определяем значение плотности теплового потока:

$$q = -\frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2) \qquad (1.6)$$

3. В уравнение (4) подставляем найденные значения *c* и плотности теплового потока, получим уравнение температурной кривой:

$$t_x = t_1 - \frac{(t_1 - t_2)}{\delta} x \qquad (1.7)$$

При постоянном значении коэффициента теплопроводности температура однородной стенки изменяется по линейному закону.

4. Лабораторные методы определения теплопроводности материалов основаны на стационарном режиме (метод плиты, метод трубы, метод шара). Сущность этих методов заключается в следующем:

4.1. Измеряют тепловой поток Q

4.2. Температурный напор Δt

4.3.1. По формуле для плиты

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \Delta t * S * r \qquad (1.8)$$

S – площадь поверхности

r – время

4.3.2. По формуле для трубы

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln\frac{d_2}{d_1}} \Delta t \qquad (1.9)$$

l – длина цилиндрической стенки (трубы)

d_1,d_2 – внутренний, наружный диаметры

4.3.3. По формуле для шара

$$Q = \pi\lambda \frac{d_1 d_2}{\delta} \Delta t \qquad (1.10)$$

определяют величину коэффициента теплопроводности.

Для измерения плотности теплового потока пользуются дополнительной стенкой (тепломер Шмидта) с известной теплопроводностью. Эту стенку накладывают на основную и, зная температуру на поверхности дополнительной стенки, вычисляют по формулам плотность теплового потока q. Это же значение q принимают и для основной стенки, поскольку термическое

сопротивление дополнительной стенки должно быть минимальным по сравнению с сопротивлением основной стенки.

5. Определение плотности теплового потока.

5.1. Вычисляем среднюю температуру стенки $t_{ср}$

$$t_{ср} = \frac{t_1 + t_2}{2} \tag{1.11}$$

5.2. Определяем среднее значение коэффициента теплопроводности $\lambda_{ср}$

$$\lambda_{ср} = 1{,}0(1 + 0{,}001 t_{ср}) \tag{1.12}$$

5.3. Определяем неизвестное значение плотности теплового потока.

$$q = \frac{\lambda_{ср}}{\delta} \Delta t \tag{1.13}$$

5.4. Определяем распределение температуры в стенке, когда коэффициент теплопроводности не зависит от температуры:

$$t_x = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\delta} x \tag{1.14}$$

6. В масштабе строим график зависимости распределения температур по толщине стенки заполняя таблицу 1 распределения температуры t_x в стенке, ˚С

Таблица 1.

	x, м				
t, ˚С	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5

Контрольные вопросы:

1. Определение, единицы измерения тепловой проводимости материала.

2. Вывод формулы температурного напора для трехслойной плоской стенки.

3. Определение, единицы измерения термического сопротивления материала.

4. Условия однозначности для стационарного теплового режима.

5. Зависимость коэффициента теплопроводимости от температуры материала.

Тема № 3. Нестационарная теплопроводность.

Лабораторная работа № 2.

Наименование: Определение температуропроводности методом регулярного режима.

Цель работы: Приобретение навыков в расчете коэффициента температуропроводности, определение зависимости коэффициента теплопроводности и температуропроводности.

Ход работы:

1. Характеристика коэффициента теплопроводности материалов.

1.1. Расчетная формула.

1.2. Зависимость λ от температуры.

1.3. Коэффициент теплопроводности газов.

1.4. λ капельных жидкостей.

1.5. λ строительных материалов и теплоизоляционных материалов.

1.6. λ металлов.

2. Характеристика коэффициента температуропроводности.

3. Определение температуропроводности методом регулярного режима.

4. Дымовые газы выводятся из цеха через трубу из красного кирпича, при этом t внутренней стенки трубы 350˚С, наружной 20˚С. Коэффициент теплопроводности стенки зависит от t, λ_oºС кирпича 0,77 $\frac{Вт}{м*К}$, плотность красного кирпича ρ = 1800 $\frac{кг}{м^3}$, теплопроводность C_p= 0,879 $\frac{Кдж}{кг*К}$. Вывести графическую зависимость коэффициента теплопроводности от температуры и зависимость коэффициента температуропроводности от теплопроводности для красного кирпича.

Методические указания:

1. Коэффициент пропорциональности λ в законе Фурье называется коэффициентом теплопроводности, имеющим размерность $\frac{\text{Вт}}{\text{м}*^{\circ}\text{С}}$. Он является физическим свойством и характеризует его способность проводить теплоту:

$$\lambda = -\frac{|\vec{q}|}{gradt}$$

1.1. Значение коэффициента теплопроводности представляет собой количество теплоты, которое проходит в единицу времени через единицу площади изотермической поверхности при температурном градиенте равном единице. Для различных веществ коэффициент λ различен и в общем случае зависит от температуры, структуры материала, плотности, влажности, давления. Поэтому для ответственных расчетов значение коэффициента теплопроводности определяется путем специального изучения применяемого материала.

1.2. Так как при распространении теплоты температура в различных частях тела различна, то в первую очередь важно знать зависимость λ от t. Для большого числа материалов эта зависимость линейна.

$$\lambda_t = \lambda_{0^{\circ}\text{c}}(1 + \beta t),\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}*^{\circ}\text{С}}$$

Где λ_o°С - коэффициент теплопроводности материала при t = 0˚С

β – температурный коэффициент, представляющий собой приращение λ материала при повышении его температуры на 1˚С. Для строительных материалов β = 0,0025

1.3. Коэффициент теплопроводности газов лежит в пределах 0,005 – 0,5 $\frac{\text{Вт}}{\text{м}*^{\circ}\text{С}}$. С повышением температуры коэффициент теплопроводности λ возрастает, от давления практически не зависит, за исключением очень высоких (>2*10^8Па) и очень низких (<2*10^3Па) давлений. Для смеси газов коэффициент теплопроводности при отсутствии табличных данных определяется опытным путем.

1.4. Коэффициент теплопроводности капельных жидкостей лежит в пределах

0,08 – 0,7 $\frac{Вт}{м*^{\circ}C}$. С повышением температуры для большинства жидкостей убывает, за исключением воды и глицерина.

1.5. λ строительных и теплоизоляционных материалов лежит в пределах 0,02 – 3,0 $\frac{Вт}{м*^{\circ}C}$. С повышением температуры он возрастает. Как правило, для материалов с большой плотностью λ имеет более высокие значения. Он зависит также от структуры материала, его пористости, влажности. Для влажного материала λ может быть значительно выше, чем для сухого. Материалы с низким значением коэффициента теплопроводности (меньше 0,2) обычно применяются для тепловой изоляции и называются теплоизоляционными.

1.6. Коэффициент теплопроводности металлов лежит в пределах 20 – 400 $\frac{Вт}{м*^{\circ}C}$. Самым теплопроводным металлом является серебро (λ ~ 410), чистая медь (λ ~ 395), золото (λ ~ 300), алюминий (λ ~ 210). Для большинства металлов с повышением температуры λ убывает. Он также убывает при наличии разного рода примесей.

2. Для характеристики материала важно его свойство выравнивать температуру в направлении изотермических поверхностей. Эта характеристика определяется из комплекса его физических свойств и называется коэффициентом температуропроводности α

$$\alpha = \frac{\lambda}{c_p \rho}, \frac{м^2}{^{\circ}C} \qquad (2.1)$$

C_p – теплоемкость материала, $\frac{Дж}{кг*^{\circ}C}$

ρ – плотность, $\frac{кг}{м^3}$

α характеризует скорость выравнивания температуры в неравномерно прогретом теле.

3. Коэффициент температуропроводности для однородных тел можно выразить через коэффициент формы и температуры охлаждения.

$$\alpha = Km \qquad (2.2)$$

K – коэффициент формы зависит от геометрических свойств – формы и размера тела. Для тел простой формы K аналитически определены:

Для шара:

$$K = (\frac{R}{\pi})^2 \quad (2.3)$$

Для цилиндра длинной l:

$$K = \frac{1}{(\frac{2,405}{R})^2 + (\frac{\pi}{l})^2} \quad (2.4)$$

Для параллелепипеда со сторонами l_1, l_2, l_3:

$$K = \frac{1}{(\frac{\pi}{l_1})^2 + (\frac{\pi}{l_2})^2 + (\frac{\pi}{l_3})^2} \quad (2.5)$$

m – температура охлаждения однородного тела, при конечных значениях коэффициента теплопередачи α, прямо пропорционален коэффициенту теплоотдачи α и внешней поверхности тела F и обратно пропорционален полной теплоемкости.

$$C_v = c\rho V \quad (2.6)$$

$$m = \Psi = \frac{\alpha F}{C_v} \quad (2.7)$$

При известном значении коэффициента формы K соотношение (1) является основой для экспериментального определения коэффициента температуропроводности α материалов. Для тел сложной формы на основе соотношения (1) может быть определен коэффициент формы K опытным путем. Для этого из материала с известным коэффициентом температуропроводности изготавливается модель, геометрически подобная реальному объекту сложной формы; экспериментальным путем для модели определяется темп охлаждения m в условиях высокой интенсивности теплоотдачи α=>∞ и из соотношения (1) определяется $K_{мод}$. Тогда коэффициент формы объекта равен

$$K = \frac{1}{n^2} K_{мод} \quad (2.8)$$

где n – отношение линейных размеров модели и объекта.

4.1. Зависимость коэффициента теплопроводности красного кирпича от температуры:

$$\lambda_t = \lambda_{0^\circ C}(1 + \beta t) \ \frac{Вт}{м * ^\circ C} \quad (2.9)$$

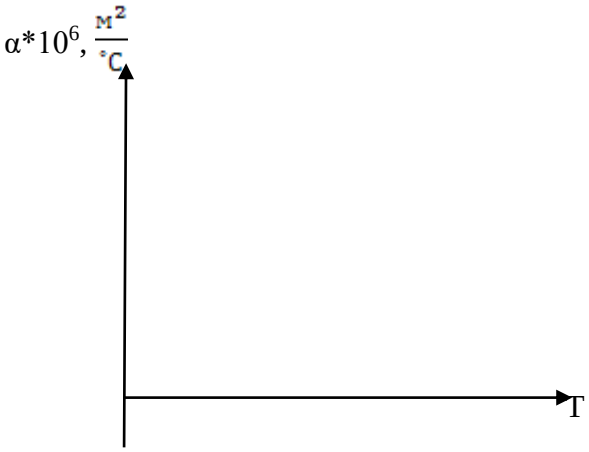
Где λ_o°C = 0,77 ; β = 0,0025; t = 20 ÷ 350˚C

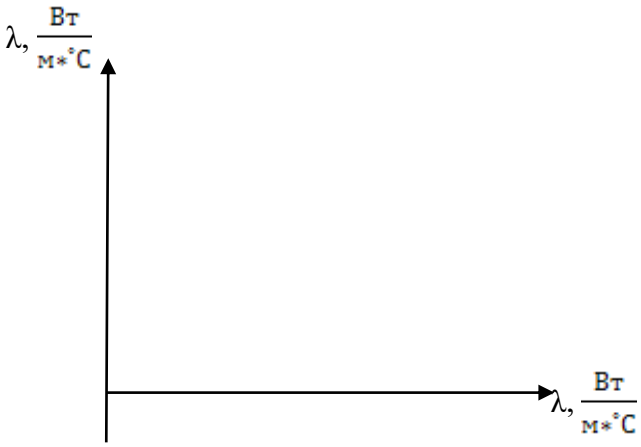
4.2. Вычерчивается графическая зависимость коэффициента теплопроводности красного кирпича от t.

4.3. Определение коэффициента температуропроводности красного кирпича:

$$\alpha = \frac{\lambda_t}{c_p \rho}, \frac{м^2}{^\circ C} \qquad (2.10)$$

4.4. Вычерчивается графическая зависимость коэффициентов теплопроводности и температуропроводности.





4.5. Заполняется Таблица 1 “Зависимость коэффициента теплопроводности красного кирпича от температуры”

Таблица 1

t, ˚C	20	50	100	150	200	300	350
λ_t; $\frac{Вт}{м*^\circ C}$							
$\alpha*10^6$; $\frac{м^2}{^\circ C}$							

Контрольные вопросы:

1. Определение теплопроводности, единицы измерения.
2. Формула определения коэффициента температуропроводности, единицы измерения.
3. Краткая характеристика теплопроводности металлов.

4. Связь физических свойств материалов и λ.
5. Связь влажности материала и λ.

Тема № 6. Основные процессы конвективного теплообмена.

Лабораторная работа №3.

Наименование: Теплоотдача при продольном обтекании пластины.

Цель работы: Приобретение навыков в определении коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции.

Ход работы:

1. Причины возникновения свободной конвекции.

2. Гидродинамические условия развития процесса.

3. Общая зависимость между критериями подобия.

4. Продольный поток воздуха омывает тонкую горизонтально расположенную пластинку длинной l_0 = 2м, и шириной b = 1,2м. Температура набегающего потока равна $T_ж$ = 283˚К. Температура поверхности пластины поддерживается постоянной и равной

T_c = 353˚К. Определить средний коэффициент теплоотдачи и количество теплоты, отводимое с обеих поверхностей пластины к воздуху при следующих числах

Грасгофа $C_г$ = 430; $C_{г2}$ = 286*10^3; $C_{г3}$ = 3,06*10^9. Определить режим течения жидкости.

Методические указания:

1. Причиной возникновения свободной конвекции является неустойчивое распределение плотностей в жидкости, обусловленное неравномерностью ее нагрева. При этом температурный напор определяет разность плотностей и величину подъемной силы, а размер поверхности – зону распространения процесса.

На Рис.1 показана типовая картина свободного движения нагретого воздуха вдоль вертикальной стенки и изменение при этом коэффициента теплоотдачи. На нижней части стенки при малых температурных напорах –

ламинарный характер движения; с повышением температурного напора движение принимает своеобразную «локонообразную» форму, затем эта переходная форма сменяется вполне развитым турбулентным движением, которое сохраняется уже на всем протяжении стенки. В соответствии с изменением режима движения изменяется и коэффициент теплоотдачи.

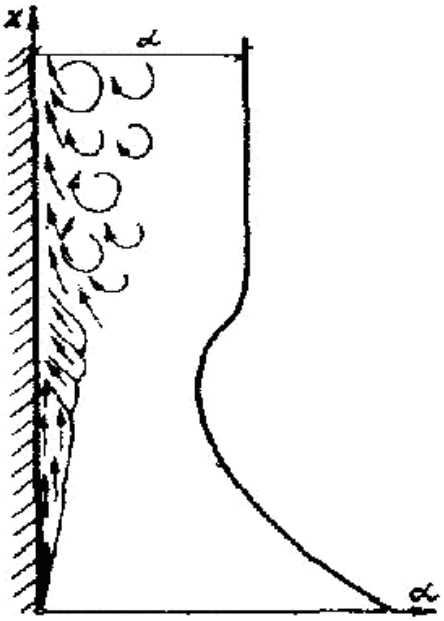


Рис. 1

2. При продольном течении жидкости вдоль плоской поверхности происходит образование динамического пограничного слоя, в пределах которого вследствие сил вязкого трения скорость изменяется от значения скорости невозмущенного потока ω_0 на внешней границе слоя до нуля на самой поверхности пластины. По мере движения потока вдоль поверхности толщина пограничного слоя постепенно возрастает; тормозящее воздействие стенки распространяется на все более дальние слои жидкости. На небольших расстояниях от передней кромки пластины пограничный слой весьма тонкий и течение жидкости в нем носит струйный ламинарный характер. Далее, на некотором расстоянии $X_{кр}$ в пограничном слое начинают возникать вихри и течение принимает турбулентный характер.

Вихри обеспечивают интенсивное перемешивание жидкости в пограничном слое, однако в непосредственной близости жидкости от поверхности они затухают, и здесь сохраняется очень вязкий тонкий подслой. Описанная картина развития процесса показана на рис.2. Толщина пограничного слоя δ зависит от расстояния от передней кромки пластины, скорости потока ω_0 и кинематического коэффициента вязкости υ.

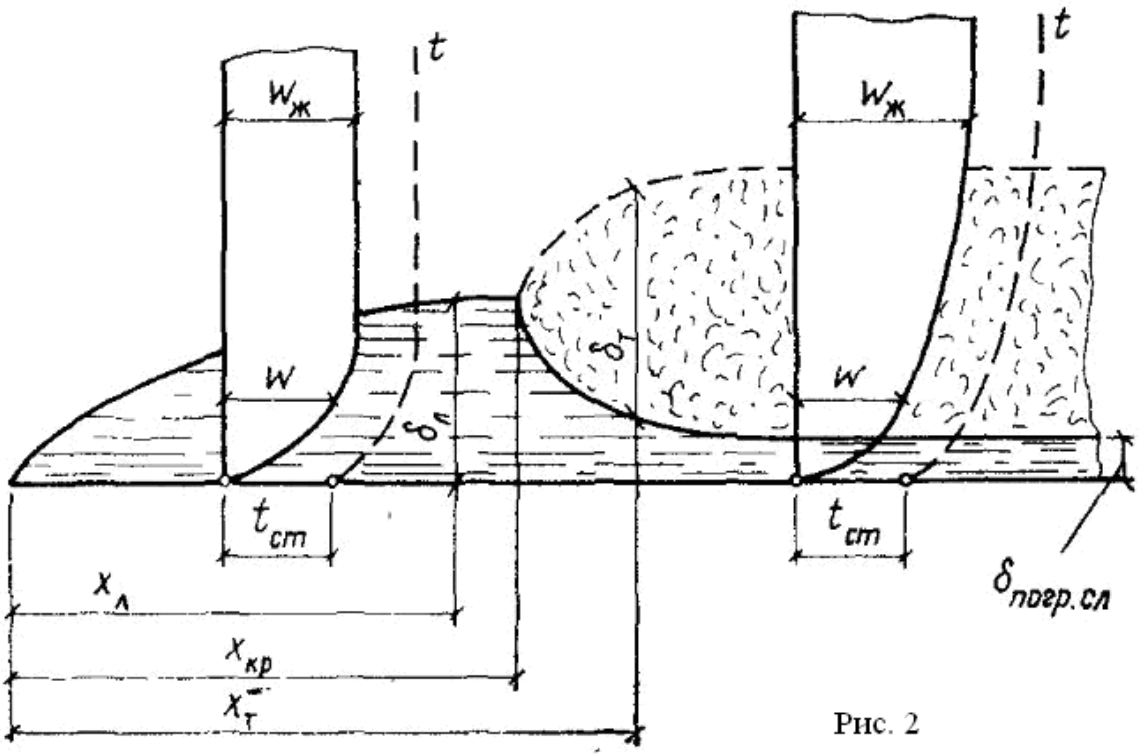


Рис. 2

3. Результаты многочисленных опытных исследований показали, что при свободной конвекции в неограниченном пространстве решающее значение имеют те стороны процесса, которые обусловлены физическими свойствами среды и действующим температурным напором. Это значит, что критерий Nu представлен в функции от критериев Gr и Pr.

$$Nu = C*(Gr*Pr)^n \qquad (3.1)$$

Числовые значения констант C и n определяются с помощью логарифмических координат и представлены в таблице 1

Таблица 1 «Значения C и n в зависимости от GrPr.

Величина произведения GrPr	C	n
$10^{-3} \div 5*10^2$	1,18	0,125
$5*10^2 \div 2*10^7$	0,54	0,25
$2*10^7 \div 10^{13}$	0,135	0,33

Применяя уравнение (1) следует иметь ввиду:

1) уравнение справедливо для жидкостей, у которых Pr≥0,7;

2) Все физические константы, входящие в состав критериев, отнесены к температуре t_m, которая представляет собой среднюю арифметическую между температурами поверхности тела и жидкости.

3) В качестве определяющего размера в критериях применяется для труб – диаметр; для плит – высота.

4) При расчете теплоотдачи горизонтальных плит за определяющий размер берется не высота, а меньшая сторона плиты. При этом, если теплоотдающая поверхность обращена кверху, значение коэффициента теплоотдачи, полученное из формулы, увеличивается на 30%.

5) Три значения показателя степени n = 0,125; 0,25 и 0,33 соответствуют трем режимам движения теплоносителя : ламинарному (n = 0,125), локонообразному (n = 0,25) и турбулентному (n = 0,33).

4.1. С помощью таблиц теплофизических свойств воздуха [Л1 стр. 433] определяем при помощи метода интерполяции λ и число Pr при определяющей температуре, которая представляет собой среднюю арифметическую температуру поверхности пластины и воздуха.

$$t_{ср} = \frac{t_ж + t_{ст}}{2} \ ^\circ C \qquad (3.2)$$

4.2. Вычисляем значение числовых констант C и n по величинам произведения Cr*Pr

Cr_1*Pr; Cr_2*Pr; Cr_3*Pr

Согласно полученным значениям произведения Cr*Pr определяем постоянные C и n

[Л1].

4.3. Исходя из полученных значений произведения Cr*Pr и значения показателя степени n определяем режим течения воздуха [Л1].

4.4. Для каждого режима течения рассчитываем значения числа Nu по уравнению подобия:

$$Nu=C*(Gr*Pr)^n \qquad (3.3)$$

4.5. Рассчитываем средний коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{Nu*\lambda}{l_0}; \ \frac{Вт}{м^2 К} \qquad (3.4)$$

4.6. Количество теплоты, передаваемой воздуху с обеих сторон пластины:

$$Q=2\alpha*(T_с-T_ж)*F, \ Вт \qquad (3.5)$$

Контрольные вопросы:

1. Какими факторами определяется режим течения жидкости.
2. Причина возникновения свободной конвекции.
3. От чего зависит толщина пограничного слоя при обтекании пластины.
4. Чем определяется величина констант C и n в уравнении подобия $Nu=C(Gr*Pr)^n$
5. Механизм определения теплофизических свойств среды.

Тема №6. Основные процессы конвективного теплообмена.

Лабораторная работа №4.

Наименование: Теплоотдача при поперечном обтекании пучка труб.

Цель работы: Приобретение навыков в расчете коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании труб.

Ход работы:

1. Схема расположения труб в шахматном и коридорном пучках.

2. Характер поперечного движения жидкости в пучках из круглых труб при их расположении в коридорном и шахматном порядке.

3. Уравнения подобия при конвективном теплообмене при поперечном обтекании жидкостью пучка труб при их расположении в коридорном и шахматном порядке.

4. Определить средний коэффициент теплоотдачи в поперечном потоке воды для трубки d=20мм, если температура воды $t_ж$=20˚С, температура стенки t_c=40˚С, скорость ω=0,5 м/с.

Методические указания:

1. Расчет конвективного теплообмена в пучках (пакетах) труб при их поперечном вынужденном обтекании жидкостью представляет собой сложную задачу, поскольку на характер движения жидкости и омывание трубок дополнительно оказывает влияние взаимное расположение труб в пучке. На

практике чаще всего встречаются два типа пакетов труб: с коридорным (рис.а) и шахматным (рис.б) расположением.

При этом характеристиками пучка принято считать:

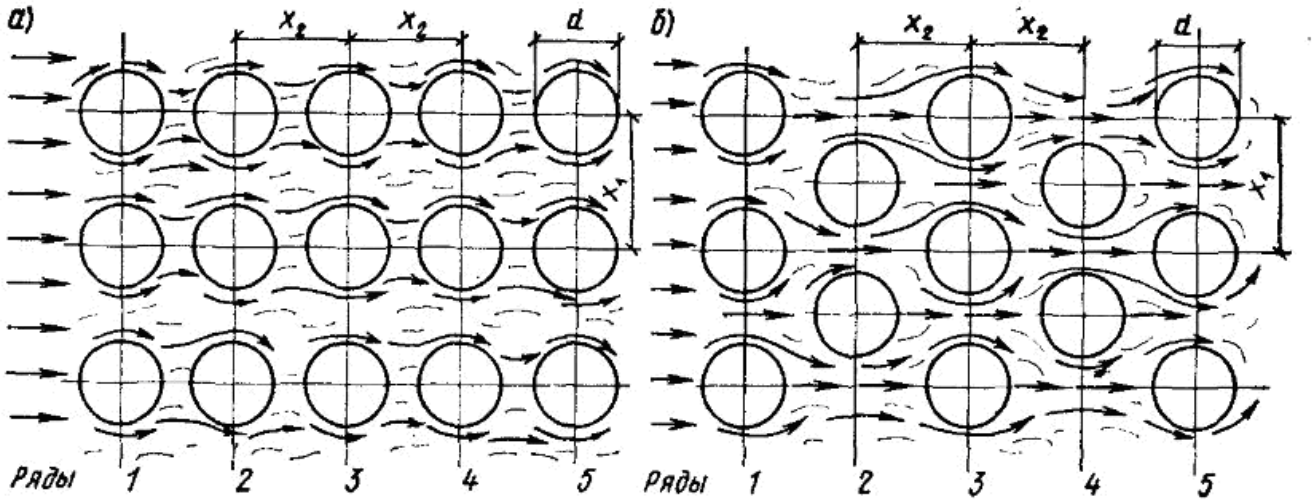
Диаметр труб d

Расстояние между их осями

По ширине X1 пучка,

По глубине X_2 пучка.

Величины X_1 и X_2 обычно задаются отношениями X_1/d и X_2/d.



Характер движения жидкости в пучках из круглых труб при коридорном (а) и шахматном (б) их расположении

2. Характер поперечного движения жидкости в пространствах между трубами при коридорном (рис.а) и шахматном (рис.б) расположении.

В шахматных пучках условия омывания труб во всех рядах близки к условиям омывания единичного цилиндра: в лобовой точке набегающий поток распределяется на 2 части и плавно обтекает переднюю часть периметра трубы. Отрыв потока и образование вихревой зоны охватывает кормовую часть трубы. Для коридорного пучка этого не наблюдается. В нем только трубы первого ряда имеют одинаковый характер омывания с одиночным цилиндром, а трубы всех последующих рядов находятся в вихревой зоне труб, расположенных в предыдущих рядах. Максимум теплоотдачи получается не в лобовой точке (как у пучка труб шахматного расположения), а примерно на расстоянии 40÷50% от нее в местах удара струй. За счет увеличения турбулентности потока при

прохождении через пучок наибольшая теплоотдача наблюдается у труб, начиная с третьего ряда. После третьего ряда турбулентность потока стабилизируется в соответствии с характером пучка, при этом из-за лучшего перемешивания части жидкости абсолютное значение коэффициента теплоотдачи при шахматном расположении труб выше, чем при коридорном. Нужно иметь ввиду, что при выборе пучка необходимо учитывать его габаритность, гидравлические сопротивления и засоряемость.

3. На основании обобщенных опытных данных, проведенными русскими учеными, М.А. Михеев дает следующие расчетные формулы теплоотдачи пучков труб:

При коридорном расположении: $Nu=0{,}23Re^{0{,}66}Pr^{0{,}33}(\frac{Pr}{Pr_{ст}})^{0{,}25}$;

При шахматном расположении: $Nu=0{,}41Re^{0{,}60}Pr^{0{,}33}(\frac{Pr}{Pr_{ст}})^{0{,}25}$.

Определяющим размером в этих формулах принят диаметр труб d, определяющей температурой – средняя температура жидкости, определяющей скоростью – скорость в самом узком сечении ряда.

Эти формулы справедливы для любых жидкостей при $Re=2*10^2 \div 2*10^5$, любых расстояний между трубами по ширине и глубине пучка и позволяют находить среднее значение α для труб третьего и всех последующих рядов пучка.

Для газов (в частности, воздуха) формулы для расчета имеют вид:

-при коридорном расположении $Nu=0{,}21Re^{0{,}65}$

-при шахматном расположении $Nu=0{,}37Re^{0{,}60}$

Ход выполнения задачи:

4.1. Определить теплофизические свойства воды при определяющей температуре $t_ж$ и при определяющей температуре t_c.

Таблица 1 «Теплофизические свойства воды»

t °C	$\lambda_ж$, $\frac{Вт}{м*°C}$	$\upsilon_ж*10^{-6}$, $м^2/с$	$Pr_ж$	Pr_c
$t_ж$				-
t_c	-	-	-	

4.2. Определить число подобия $Re_{dж}$

$$Re_{dж} = \frac{\varpi d}{\nu_ж} \quad (4.1)$$

4.3. Определить определяемое число Nu

$$\overline{Nu_{dж}} = 0{,}23 Re^{0{,}66} Pr_ж^{0{,}33} \left(\frac{Pr_ж}{Pr_c}\right)^{0{,}25} \quad (4.2)$$

4.4. Средний коэффициент теплоотдачи в поперечном потоке воды

$$\bar{\alpha} = \overline{Nu_{dж}} \frac{\lambda_ж}{d} \quad \frac{Вт}{м^2 * °C} \quad (4.3)$$

Контрольные вопросы:

1. Как располагаются трубы в шахматном пучке.
2. Характеристики пучка труб.
3. Характер поперечного движения жидкости в коридорном пучке труб.
4. Расположение труб в коридорном пучке.
5. Уравнение подобия при поперечном обтекании шахматного пучка труб.

Тема №6: Основные процессы конвективного теплообмена.

Лабораторная работа №5.

Наименование: теплопередача при течении жидкости в трубе.

Цель работы: приобретение навыков определения теплофизических свойств, теплоносителей по определяющей температуре; расчет коэффициента теплоотдачи.

Ход работы:

1. Режимы движения жидкости (теплоносителя).

2. Схема распределения скоростей по сечению трубы при двух режимах движения жидкости.

3. Значение числа Рейнольдса при изменении режимов течения жидкости.

4. Вывести численное значение критической скорости движения воды в трубе диаметром 15мм при следующих условиях: $Re_{кр} = 2300$; $t_ж = 10°C$

5. Уравнение подобия при теплоотдаче жидкости в условиях ламинарного режима течения.

6. Уравнение подобия при теплоотдаче воздуха в условиях турбулентного режима течения.

7. Определения среднего значения коэффициента теплоотдачи и количества передаваемой теплоты при течении воды в горизонтальной трубе диаметром d = 3мм и длиной l = 0,5м, если скорость воды ω=0,3м/с, средняя по длине трубы температура

воды $t_ж$= 60°С, средняя температура стенки $t_с$=20°С.

8. По трубе d = 60мм и длиной l = 2,1м протекает воздух со скоростью ω = 5м/с. Определить значение среднего коэффициента теплоотдачи, если средняя температура воздуха $t_ж$ = 100°С

Методические указания:

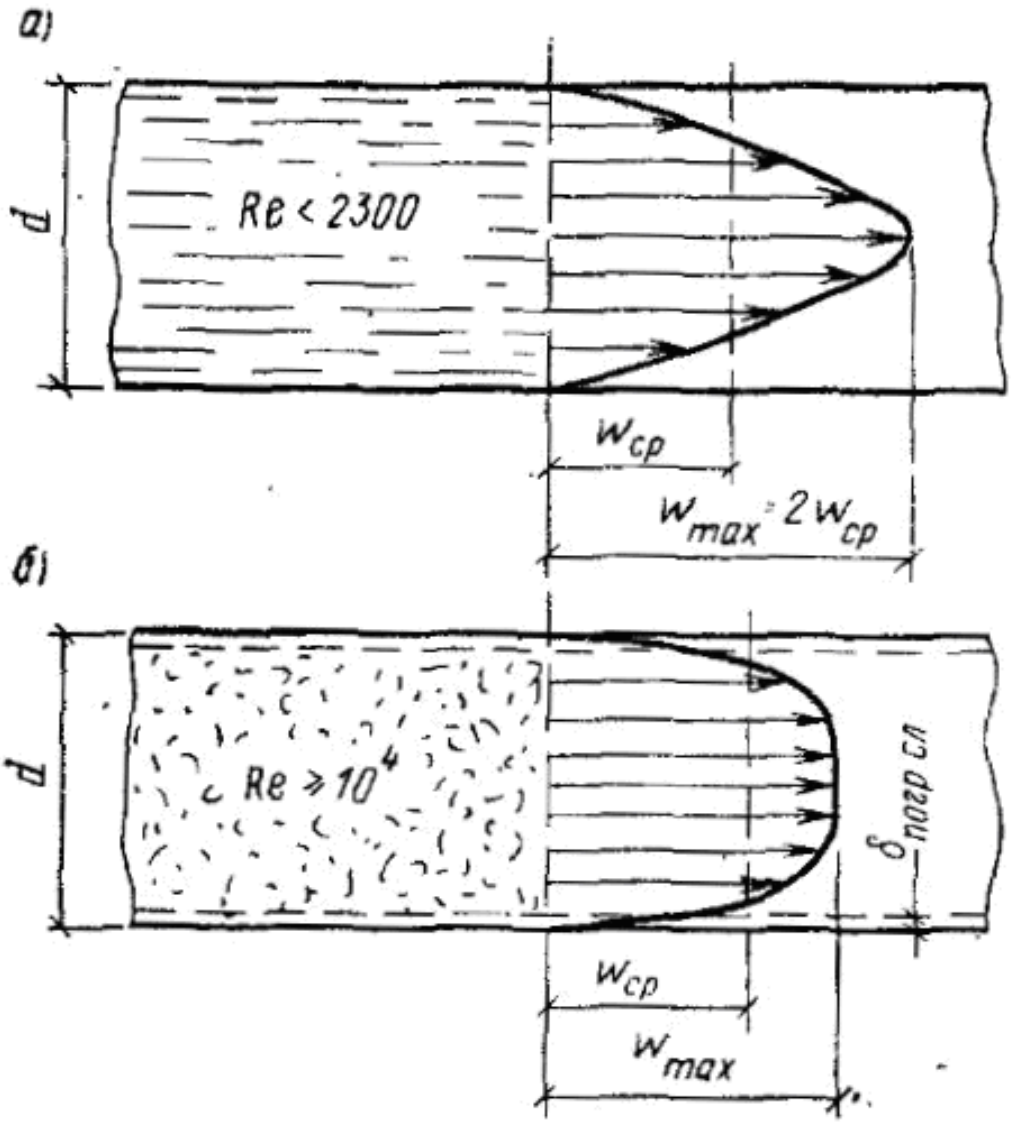
1. Движение жидкости может иметь ламинарный или турбулентный характер.

1.1.В первом случае частицы жидкости в форме отдельных несмешивающихся струй следуют очертаниями канала или стенки и профиль скоростей на достаточном удалении от начала трубы имеет вид правильной параболы.

1.2.Турбулентный режим движения характеризуется непостоянством скорости частиц жидкости в рассматриваемой точке пространства. Из-за непрерывного перемешивания жидкости в ней нельзя выделить отдельные струи, и такое движение жидкости лишь условно можно назвать стационарным, рассматривая в каждой точке не мгновенные, а усредненные за некоторый промежуток времени значения скоростей.

2.Схема распределения установившихся скоростей при ламинарном режиме движения обуславливается наличием сил внутреннего трения (вязкости) между частицами жидкости. При этом максимальная скорость частиц жидкости, перемещающихся по оси трубы, вдвое больше средней скорости, получаемой в результате деления секундного объема жидкости на площадь поперечного сечения трубы. В случае турбулентного режима движения жидкости профиль скорости по сечению трубы будет иметь вид усеченной параболы, и максимальная скорость, наблюдаемая по оси трубы, будет всего в 1,2 ÷1,3 раза больше средней скорости. Не вся масса жидкости

при турбулентном режиме имеет неупорядоченное движение. Вблизи стенок, ограничивающих потоки, из-за вязкости жидкости пульсация скорости уменьшается и около самой стенки сохраняется тонкий пограничный слой, движущийся ламинарно. В пределах этого слоя, который имеет толщину не более нескольких долей процента от диаметра трубы, скорость частиц жидкости резко меняется от нуля на самой стенке до 0,4 ÷0,7 средней скорости на условной границе с турбулентным ядром потока.



Распределение скоростей при ламинарном (а) и турбулентном (б) режимах

3.Английский физик Осборн Рейнольдс установил, что при движении жидкости в трубах переход из ламинарного режима в турбулентный определяется значением безразмерного комплекса физических величин, составленного из средней скорости ω, диаметра трубы d и коэффициента кинематической вязкости υ. Впоследствии этот комплекс назвали числом Рейнольдса и обозначили символом Re.

$$Re=\omega d/\upsilon$$

Оказывается, что при Re≤2300 движение жидкости имеет ламинарный характер, при Re>2300 – турбулентный.

4. Критическая скорость движения жидкости $\omega_{кр}$, позволяющая определить переход от ламинарного режима в турбулентный любой жидкости для трубы любого диаметра, может быть найдена из соотношений:

$$\mathrm{Re}_{кр} = \frac{\omega_{кр} d}{\upsilon} \qquad (5.1)$$

$$\mathrm{Re}_{кр} = 2300$$

$$\mathrm{Re}_{кр} = \frac{2300\upsilon}{d} \qquad (5.2)$$

Для приведения значения определяющей температуры воды значение коэффициента кинематической вязкости из таблиц теплофизических свойств воды. Диаметр трубы 0,015 м.

$$\omega_{кр} = \frac{2300 * 1{,}306 * 10^{-6}}{0{,}015} = 0{,}2\,\frac{м}{с} \qquad (5.3)$$

5. При условии ламинарного режима движения жидкости в трубах, если расчёт среднего коэффициента теплоотдачи проводится по формуле:

$$\overline{Nu_{dж}} = 1{,}4\left(\mathrm{Re}_{dж}\frac{d}{l}\right)^{0,4} \cdot \mathrm{Pr}^{0,33}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{ст}}\right)^{0,25} \qquad (5.4)$$

где $\overline{Nu_{dж}} = \frac{\overline{\alpha d}}{\lambda_{ж}}; \mathrm{Re}_{dж} = \frac{\omega d}{\upsilon_{ж}}; \mathrm{Pr}_{ж} = \frac{\upsilon_{ж}}{\alpha_{ж}}; \mathrm{Pr}_{ст} = \frac{\upsilon_{ст}}{\alpha_{ст}}$

Индексы «ж» и «ст» означают, что физические свойства выражаются по средней температуре жидкости и стенки соответственно. Множитель учитывает

зависимость физических свойств (в основном вязкости) от температуры и влияние направления теплового потока.

6. В условиях турбулентного течения воздуха (или двухатомных газов) расчёт среднего коэффициента теплоотдачи проводится по формуле:

$$\overline{Nu_{дж}} = 0{,}018\,\mathrm{Re}_{дж}^{0,8} \qquad (5.5)$$

За определяющую температуру принята средняя температура жидкости $t_ж$ за определяющий размер- эквивалентный диаметр - $d_эк$ для труб $d_эк = d_н$

7.1 По определяющей температуре – средней по длине трубы температуре воды по таблицам теплофизических свойств воды определяем

7.2 По определяющей температуре - средней температуре стенки определяем $Pr_ст$.

7.3 Определяем значение числа Рейнольдса:

$$\mathrm{Re}_{дж} = \frac{\omega d}{\upsilon} \qquad (5.6)$$

По уравнению подобия для жидкости движущейся в горизонтальной трубе при условии ламинарного режима течения :

$$\overline{Nu_{дж}} = 1{,}4\left(\mathrm{Re}_{дж}\frac{d}{l}\right)^{0,4}\mathrm{Pr}_{ж}^{0,33}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{ст}}\right)^{0,25} \qquad (5.7)$$

7.4 Средний коэффициент теплоотдачи:

$$\overline{\alpha} = \overline{Nu_{дж}}\,\frac{\lambda_{ж}}{d};\frac{Вт}{м^2 * С} \qquad (5.8)$$

7.5 Количество передаваемой теплоты.

$$Q = \pi d l \overline{\alpha}\Delta t;\, Вт \qquad (5.9)$$

8.1 По определяющей температуре – средней температуре воздуха по таблицам физических свойств воздуха определяем $\lambda_ж$, υ.

8.2 Определяем значение числа Рейнльдса

$$\mathrm{Re}_{дж} = \frac{\omega \cdot d}{\upsilon} \qquad (5.10)$$

8.3 По уравнению подобия для воздуха движущегося в трубе при условии турбулентного режима течения:

$$\overline{Nu_{dж}} = 0{,}018\,\mathrm{Re}_{dж}^{0,8} \qquad (5.11)$$

8.4 Средний коэффициент теплоотдачи:

$$\overline{\alpha} = \overline{Nu_{dж}}\,\frac{\lambda_{ж}}{d};\ \frac{Вт}{м^2 * C} \qquad (5.12)$$

Контрольные вопросы:

1. Что определяет критическое значение числа Рейнольдса.
2. Условия образования пограничного слоя при турбулентном режиме течения жидкости.
3. Каков профиль скорости жидкости по сечению трубы при турбулентном и ламинарном режимах движения.
4. Охарактеризовать безразмерный комплекс физических величин числа Рейнольдса.

Тема №6: Основные процессы конвективного теплообмена.

Лабораторная работа №6.

Наименование: теплопередача при свободном течении жидкости.

Цель работы: приобретение навыков в расчете коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции; расчете переноса тепла между оконными стеклами.

Ход работы:

1. Причины возникновения свободной конвекции.

2. Характер свободного движения нагретого воздуха вдоль вертикальных и горизонтальных поверхностей.

3. Уравнение подобия при свободной конвекции.

4. Рассчитать коэффициент теплоотдачи и конвективный тепловой поток для трубы, в которой протекает горячая вода, если размеры трубы $d_н$=0,1м; l=10м. Температура стенки трубы t_c = 85 °С, воздуха $t_ж$ = 20 °С.

5. Определить эквивалентный коэффициент теплопроводности плоской воздушной прослойки толщиной δ = 25мм. Температура горячей поверхности t_{c1} = 150°С, холодной t_{c2} = 50°С.

Методические указания:

1. Причиной возникновения свободной конвекции является неустойчивое распределение плотностей в жидкости, обусловленное неравномерностью ее нагрева. При этом температурный напор определяет разность плотностей и величину подъемной силы, а площадь поверхности – зону распространения процесса.

Теплоотдача при свободном движении теплоносителя широко используется как в быту, так и в технике. Например - комнатный воздух нагревается печами или отопительные приборами в условиях естественной конвекции. В технике такой теплообмен происходит при нагревании воды в паровых котлах, при охлаждении паропроводов, обмуровки котлов, промышленных печей.

2. На рисунке 1 показана картинка свободного движения нагретого воздуха вдоль вертикальной стенки. На нижней части стенки при малых температурных напорах наблюдается ламинарный характер движения; с повышение температурного напора движение принимает своеобразную «локонообразную» форму, и затем эта переходная форма сменяется вполне развитым турбулентным движением, которое сохраняется уже на всем протяжении трубы. Своеобразный характер перемещения жидкости отмечается около горизонтальных плоских стенок или обращенных нагретой поверхностью верх.

Рис. 1

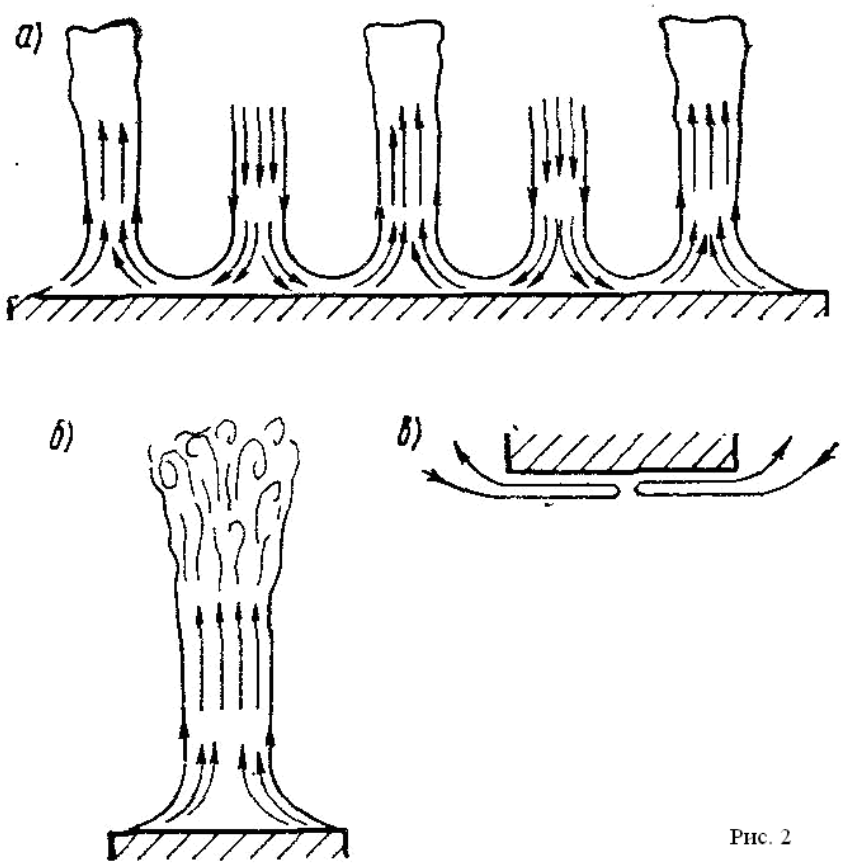


Рис. 2

При большой площади поверхности в нагреваемой среде образуются местные восходящие и нисходящие потоки. Вследствие наличия с краев сплошного потока нагретой жидкости центральная часть оказывается изолированной. Ее вентиляция происходит за счет притока (провала) холодной жидкости сверху (рис. 2а). При малой площади поверхности устанавливается один восходящий поток (рис. 2б.). Для тех же плит, но обращенных нагретой поверхностью вниз, движение жидкости происходит лишь в тонком слое под поверхностью (рис. 2в.).

3. Для расчета коэффициента теплоотдачи в условиях естественной конвекции в объеме теплоносителя обычно пользуются критериальной зависимостью:

$$\overline{Nu} = c(Cr * Pr)^n \qquad (6.1)$$

Обобщающей обширные экспериментальные данные. Значение коэффициента B и показателя степени n в зависимости от величины произведения Cr*Pr приведены в таблице 1:

Cr*Pr	B	n
$10^{-3} \div 10^{2}$	1,18	1/8
$5*10^{2} \div 2*10^{7}$	0,54	1/4
$>2*10^{7}$	0,135	1/3

$$C_r = \frac{g\beta(t_c - t_{ж})d^3}{\upsilon^2} \qquad (6.2)$$

Где g – удельный вес н/м^3

β – коэффициент объемного расширения 1/R

Определяющая температура для всех параметров теплоносителя – средняя температура между температурами поверхности и теплоносителя в дали от нее.

$$t = 0{,}5*(t_c+t_ж) \qquad (6.3)$$

Определяющим размером – диаметр трубы. Формулой (1) можно пользоваться для расчета α от горизонтальной плиты, обращенной греющей стороной вверх. При этом значение коэффициента B увеличивают на 30% по сравнению с приведенным в таблице 1.

Если греющая сторона обращена вниз, то значение B уменьшают на 30 %. В обоих случаях определяющим является наименьший размер плиты.

Довольно часто рассчитывается теплообмен естественной конвекции в узких глухих каналах. Типичный пример – перенос тепла между оконными стеклами. Большинство случаев теплопереноса в таких условиях объединяют общей расчетной методикой. Среднюю плотность теплового потока q между поверхностями, разделенными прослойкой газа или жидкости толщиной δ, можно рассчитать, как в случае переноса тепла теплопроводностью через плоскую стенку:

$$q = (t_{c1} - t_{c2})\frac{\lambda_э}{\delta} \qquad (6.4)$$

Где t_{c1} и t_{c2} – большая и меньшая температура ограждающих поверхностей; $\lambda_э$ – эквивалентный коэффициент теплопроводности, учитывающий и конвективный перенос тепла.

При (Cr*Pr) < 10^3 естественную конвекцию можно не учитывать, считая $\lambda_э = \lambda_ж$. При (Cr*Pr) > 10^3 значение $\lambda_э$ становиться заметно больше, чем $\lambda_ж$, и рассчитывается по формуле:

$$\lambda_э = \varepsilon_к * \lambda_ж \qquad (6.5)$$

Величина поправки на конвекцию рассчитывается зависимостью:

$$\varepsilon_к = 0{,}18(Gr * Pr)^{0{,}25} \quad (6.6)$$

Определяющий размер при расчете числа Cr – толщина прослойки δ. Определяющая температура – средняя между поверхностями.

$$\bar{t} = 0{,}5(t_{c1} + t_{c2}) \quad (6.7)$$

4.1 Определяющая температура:

$$\bar{t} = \frac{t_ж + t_c}{2} \quad (6.8)$$

4.2 Определяются теплофизические свойства воздуха $\bar{t}$.

4.3 Коэффициент объемного расширения:

$$\beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{273 + \bar{t}} \quad (6.9)$$

4.4 Безразмерное число Грасгофа:

$$Cr = \frac{g\beta(t_c - t_ж)d^3}{\upsilon^2} \quad (6.10)$$

4.5 По значению произведения Cr*Pr по таблице 1 находятся значения B и n.

4.6 Число Нуссельта:

$$\overline{Nu} = B(C_r \cdot P_r)^n \quad (6.11)$$

4.7 коэффициент теплоотдачи:

$$\bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d}, \frac{Вт}{м^2 К} \quad (6.12)$$

4.8 Величина конвективного теплового потока:

$$Q = \bar{\alpha}\pi dl(t_c - t_ж), Вт \quad (6.13)$$

5.1 Определяющая температура:

$$\overline{t_ж} = \frac{t_{c1} + t_{c2}}{2}, °C \quad (6.14)$$

5.2 Определяются теплофизические свойства воздуха при $\bar{t}_ж$.

5.3 Число Грассгофа:

$$C_{r\,ж} = \frac{g\beta(t_c - t_ж)d^3}{\upsilon^2}, где\ \Delta t = \bar{t}_ж \quad (6.15)$$

5.4 Величина поправки на конвекцию:

$$\varepsilon_к = 0{,}18(Cr*Pr)^{0,25} \quad (6.16)$$

5.5 Эквивалентный коэффициент теплопроводности:

$$\lambda_{эк} = \varepsilon_к \lambda_ж, \frac{Вт}{м°С} \quad (6.17)$$

5.6 Средняя плотность теплового потока:

$$q = \frac{\Delta t \cdot \lambda э}{\delta}, \frac{Вт}{м^2} \quad (6.18)$$

Контрольные вопросы:

1. Свободная и вынужденная конвекция.

2. Характер движения нагретой среды при большей площади поверхности, обращенной кверху.

3. Характер движения нагретой среды при малой площади поверхности, обращенной вниз.

4. Общий вид уравнения подобия при свободной поверхности.

5. Определение коэффициентов B и n в уравнении подобия.

Тема №9: Теплообмен излучением.

Лабораторная работа №7.

Наименование: определение степени черноты методом сравнения.

Цель работы: определение навыков расчета лучистого теплового потока от пластин с разными степенями черноты.

Ход работы:

1. Природа излучения тел.

2. Основные законы лучистого теплообмена.

3. Теплообмен излучением системы тел в прозрачной среде.

4. Рассчитать лучистый тепловой поток между двумя круглыми пластинами, центры которых находятся на общей нормали, если меньшая пластина имеет диаметр d_1=0,25м, степень черноты ε_1 = 0,15 и температуры t_1 = 727°С, а большая – диаметр d_2 = 0,5м, степень черноты ε_1= 0,65 и температуру t_1 = 227°С. Расстояние между пластинами h = 2м.

Методические указания:

1. Тепловое излучение – результат превращения внутренней энергии тел в энергию электромагнитных колебаний. При попадании тепловых лучей (волн) на другое тело их энергия частично поглощается им, снова превращаясь во внутреннюю. Так осуществляется лучистый теплообмен между телами. Электромагнитные волны возникают при перемещении заряженных материальных частиц тела – электронов и ионов. Тепловое излучение как процесс распространения электромагнитных волн характеризуется длинной волны λ, частотой колебаний υ. При этом волны распространяются со скоростью света $c = 3*10^8$м/с, а $\upsilon = c/\lambda$.

Все виды электромагнитного излучения имеют одинаковую природу, поэтому классификация излучения по длинам волн в зависимости от производимого ими эффекта носит лишь условный характер. При температурах, с какими имеют дело в технике, основное количество энергии излучается при λ = 0,8÷80 мкм. Эти лучи принято называть тепловыми (инфракрасными). Большую длину имеют радиоволны, меньшую – волны видимого (светового) излучения (0,4÷0,8 мкм).

Тепловой поток, излучаемый на всех длинах волн с единицы поверхности тела, по всем направлениям, называется поверхностной плотностью потока интегрального излучения E, Вт/м^2.

Излучательная способность определяется природой данного тела и его температурой. Это собственное излучение тела.

Поскольку свет и тепловое излучение имеют одинаковую природу, между ними много общего.

Часть энергии излучения $E_{под}$, падающей на тело поглощается. (E_A), часть отражается (E_R) и часть проникает сквозь него (E_D). Таким образом $E_{под}=E_A+E_R+E_D$

Это уравнение теплового баланса можно записать в безразмерной форме A+R+D=1.

Величина $A = \frac{E_A}{E_{под}}$ называется коэффициентом поглощения. $R = \frac{E_R}{E_{под}}$ - коэффициент отражения; $D = \frac{E_D}{E_{под}}$ - коэффициент пропускания.

Тело, поглощающее все падающее на него излучение называется абсолютно черным. Для этого тела A=1. Тела, для которых коэффициент 0<A<1 и не зависит от длины волны падающего излучения, называются серыми. Для абсолютно белого тела R=1. Для абсолютно прозрачного – D=1.

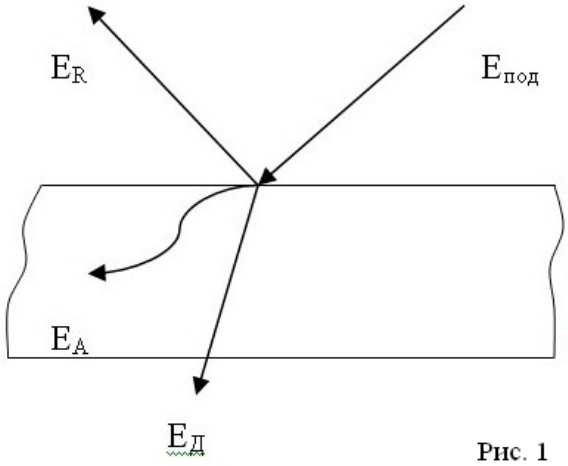


Рис. 1

Если поверхность поглощает тепловые лучи, но не поглощает световые, она не кажется черной. Более того, наше зрение может воспринимать такую поверхность как белую – например, снег, для которого A=0,98. Стекло, прозрачное в видимой части спектра, почти непрозрачно для тепловых лучей (A=0,94).

В большинстве твердых и жидких тел поглощение тепловых лучей завершается в тонком поверхностном слое, т.е. не зависит от толщины тела. Для этих тел тепловое излучение рассматривается как поверхностное явление. В газе, в силу значительно меньшей концентрации молекул, процесс лучистого теплообмена носит объемный характер.

Сумма потоков собственного и отраженного телом излучении называется его эффективным излучением.

$$E_{эф}=E+R*E_{под}$$

Суммарный процесс взаимного испускания, поглощения, отражения и пропускания энергии излучения в системах тел называется лучистым теплообменом.

2.1 Закон Планка устанавливает распределение интенсивности излучения по различным участкам спектра длин волн λ. Графически закон Планка представлен на рисунке 11.2.

В выделенном участке dλ в окрестности точки λ_i спектра длин волн излучается энергия dE. Величина $I_{\lambda_i} = \frac{dE}{d\lambda}$ характеризует интенсивность

излучения на данной длине волны λ_i и называется спектральной плотностью потока излучения. Связь спектральной плотности потока излучения абсолютно черного тела $I_{o\lambda}$ с длиной волны излучения λ и абсолютной температурой тела установлена М.Планком в 1900 году.

$$I_{o\lambda} = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1} \qquad (7.1)$$

Индекс «нуль» записывается во всех характеристиках абсолютно черного тела. В этом выражении c_1=3,74$_{*10}^{-16}$Вт/м^2 и c_2=1,44*10^{-2}м*К – постоянная излучения; е – основание натуральных логарифмов.

2.2 Закон Вина устанавливает зависимость плотности потока излучения от длины волн и температуры. Из рисунка 11.2 и выражения (1) видно, что плотность потока излучения $I_{o\lambda}$ возрастает от 0 при λ=0 до максимума при определенной длине волны λ_m и снова стремится к 0 при $\lambda \to \infty$. В.Вин в 1893 году установил что произведение $T\lambda_m$ – есть величина постоянная.

$$T\lambda_m = 2{,}898 * 10^{-3} \text{ м.к.} \Rightarrow \lambda_m = 2{,}898/T \qquad (7.2)$$

Из выражения (2) следует, что с ростом температуры максимум излучения смещается в сторону коротких волн. Так, в излучении с поверхности солнца (T≈5500 К) максимум приходится на видимую часть спектра (λ_m=0,5 мкм).

2.3 Закон Стефана-Больцмана (1879-1881) определяет количество энергии, получаемой телом по всем направлениям. Излучательная способность абсолютно черного тела прямопропорциональна четвертой степени его абсолютной температуры.

$$E_0 = \sigma_0 T^4 \qquad (7.3)$$

Где σ_0 = 5,7*10$^{-8}\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\,\text{К}^4}$ - постоянная Стефана.

Для технических расчетов закон Стефана-Больцмана записывают обычно в виде:

$$E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4 \qquad (7.4)$$

Где $c_0 = \sigma_0 * 10^8 = 5{,}67\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\,\text{К}^4}$ - называется излучательной способностью абсолютно черного тела.

Закон Стефана-Больцмана применим также и к серым телам. У серых тел, так же как и у черных, излучательная способность пропорциональна абсолютной температуре в четвертой степени:

$$E = c\left(\frac{T}{100}\right)^4 \qquad (7.5)$$

c – излучательная способность серого тела, $\frac{Вт}{м^2 К^4}$

Отношение поверхностной плотности потока собственного интегрального излучения E данного тела к поверхностной плотности потока интегрального излучения E_0 абсолютно черного тела при той же температуре называется коэффициентом теплового излучения (или степенью черноты) $\varepsilon = \frac{E}{E_0}$. Коэффициент теплового излучения ε меняется для различных тел от 0 до 1 в зависимости от материала, состояния поверхности, температуры. Закон Стефана-Больцмана для реального тела:

$$E = \varepsilon E = \varepsilon c_0\left(\frac{T}{100}\right)^4 = c\left(\frac{T}{100}\right)^4 \qquad (7.6)$$

$c = \varepsilon c_0$ – излучательная способность серого тела, $\frac{Вт}{м^2 К^4}$

2.4 Закон Кирхгофа. Отношение излучательной способности тела к его поглощательной способности не зависит от природы тела, а является одинаковой для всех тел функцией температуры и равно излучательной способности абсолютно черного тела при той же температуре.

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \frac{E_3}{A_3} = \cdots = \frac{E_0}{1} = E_0(T) \qquad (7.7)$$

E_0 – излучательная способность абсолютно черного тела.

2.5 Закон Ламберга. Закон Стефана-Больцмана определяет количество энергии, излучаемой телом по всем направлениям. Однако, интенсивность зависит от его направления, определяемого углом φ, который оно образует с нормалью к поверхности. И.Ламбергом установлено в 1760 году, что максимальное излучение E_H имеет место в направлении нормали к поверхности. Количество энергии E_φ, излучаемой под углом φ и нормали, пропорционально косинусу угла φ.

$$E_\varphi = E_H \cos\varphi \qquad (7.8)$$

Отсюда видно, что интенсивность излучения вдоль поверхности (при φ=90°) равно 0.

4. Рассмотрим теплообмен между двумя единичными (по 1м^2) поверхностями, обращенными друг к другу с небольшим зазором, причем $T_1>T_2$.

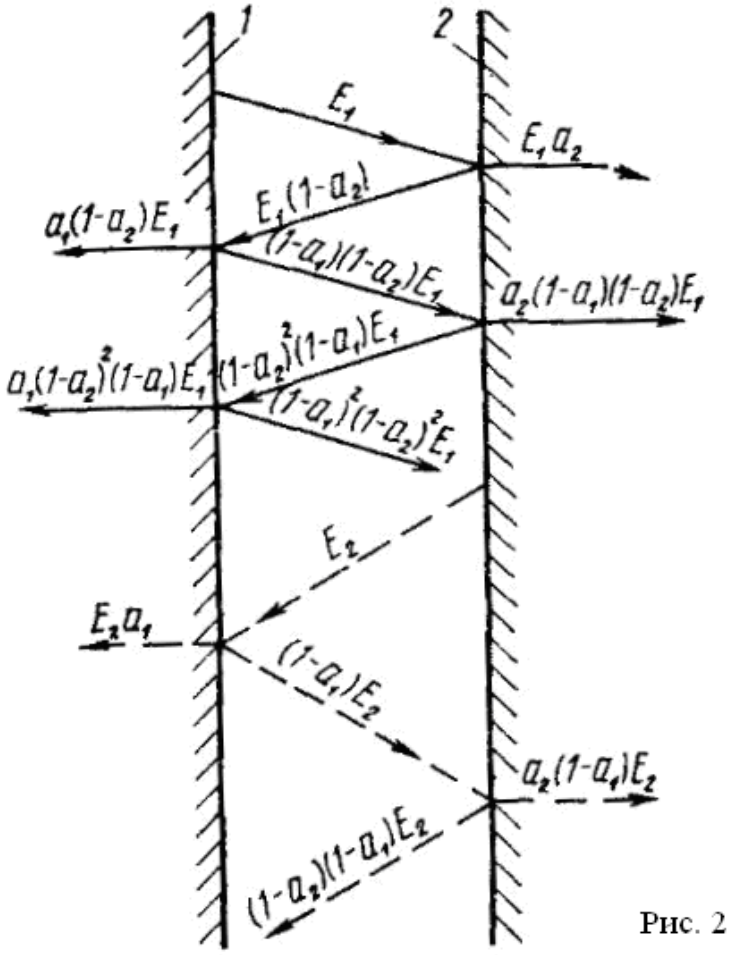


Рис. 2

В этой системе E_1 – энергия собственного излучения первого тела на второе. E_2 – второго на первое. После попадания энергии E_1 на второе тело часть ее E_1A_2 поглощается вторым телом, часть E_1-E_1A_2=$E_1(1-A_2)$ отражается снова на первое тело, где доля $E_1(1-A_2)A_1$ отраженного излучения поглощается, а доля $E_1(1-A_2)(1-A_1)$ отражается на второе и так до бесконечности. Таким же образом можно проследить за расходованием энергии E_2 собственного излучения второго тела.

Полный поток теплоты, передаваемый излучением от горячего тела к более холодному, пропорционален поверхности тела, приведенному коэффициенту теплового излучения системы и разности четвертых степеней абсолютных температур тел.

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{пр} c_0 F \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \qquad (7.9)$$

Где c_0 – излучательная способность абсолютно черного тела; $\varepsilon_{пр}$ – приведенный коэффициент теплового излучения системы тел.

$$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (7.10)$$

ε_1, ε_2 – коэффициенты теплового излучения первого и второго тела.

F – площадь теплообменной поверхности, м^2

Теплообмен между двумя произвольно расположенными телами рассчитывается по формуле:

$$Q_{1,2} = \varphi_{1,2}\varepsilon_{пр}c_0F\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \quad (7.11)$$

Где $\varphi_{1,2}$ – коэффициент облученности или угловой коэффициент излучения.

Это чисто геометрический фактор, зависящий только от формы, размеров тел и их взаимного расположения. Коэффициент облученности определяется аналитически или экспериментально, значения его приводятся в справочниках. Если все излучение одного тела попадает на другое, то $\varphi_{1,2}$=1.

4.1 Лучистый тепловой поток между двумя пластинами:

$$Q_{1,2} = \varphi_{1,2}\varepsilon_{пр}c_0F\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \quad (7.12)$$

Где c_0 – излучательная способность абсолютно черного тела, c_0=5,67 $\frac{Вт}{м^2 К^4}$

4.2 $\varepsilon_{пр}$ – приведенный коэффициент теплового излучения системы тел:

$$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (7.13)$$

4.3 Поверхность излучателя (меньший диск с большей температурой)

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, м^2 \quad (7.14)$$

4.4 Угловой коэффициент излучения для дисков определяется из соотношения:

$$\varphi_{1,2} = \left[\sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{d_2}{d_1} + 1\right)^2 + \left(\frac{h}{d_1}\right)^2} - \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{d_2}{d_1} - 1\right)^2 + \left(\frac{h}{d_1}\right)^2}\right]^2 \quad (7.15)$$

Тема №10: Теплообменные аппараты.

Лабораторная работа №8.

Наименование: Теплопередача в теплообменном аппарате.

Цель работы: приобретение навыков в расчете рекуперативного теплообменного аппарата.

Ход работы:

1. Типы теплообменных аппаратов.

2. Методика расчета теплообменных рекуперативных аппаратов.

3. Схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах.

4. Определить необходимую поверхность нагрева, высоту труб в одном ходе l_1 и число труб, расположенных поперек и вдоль потока воздуха в трубчатом двухходовом воздухонагревателе парового котла. Воздух с расходом M_2=21,5кг/с должен нагреться до температуры $T_{ж2}$'=303К до $T_{ж2}$"=533К. Дымовые газы движутся в стальных трубах диаметром d_2/d_1=53/50мм со средней скоростью ω_1=14м/с. Расход дымовых газов M_1=19,6 кг/с. Температура газов на входе в воздухоподогреватель ТЖ1' = 653 К. Воздух движется поперек трубного пучка со средней скоростью в узком сечении пучка ω2 = 8м/с. Трубы расположены в шахматном порядке с шагом S1 = S2 = 1,3 d2.

Методические указания:

1. Теплообменный аппарат (теплообменник) – устройство, предназначенное для нагревания или охлаждения теплоносителя. Чаще всего в теплообменных аппаратах осуществляется передача теплоты от одного теплоносителя к другому, т. е. нагревание одного теплоносителя за счет охлаждения другого.

Теплообменники с двумя теплоносителями в зависимости от способа передачи теплоты от одного теплоносителя к другому можно разделить на несколько типов:

- смесительные
- рекуперативные
- регенеративные

- с промежуточным теплоносителем.

1.1. Наиболее простые и компактные – смесительные теплообменники, в которых смешиваются теплоносители, не требующие дальнейшего разделения (подогрев воды паром или горячей водой). Для поддержания заданных температур в системе горячего водоснабжения (60 °С ≤ t ≤ 79 °С) и радиаторах отопления (t ≤ 95 °С) смешивают воду, идущую из котельной или ТЭЦ (t ≤ 150 °С) с водой (t = 20÷70 °С), возвращающейся от потребителей тепла (отапливаемого помещения).

Используются смесительные теплообменники и для легко разделяющихся теплоносителей: газ-жидкость, газ-дисперсный твердый материал, вода-масло. Для увеличения поверхности контакта теплоносителей их тщательно перемешивают, жидкости разбрызгивают или разбивают на мелкие струи, твердые материалы используют в раздробленном виде.

1.2. В рекуперативных теплообменниках теплота от одного теплоносителя к другому передается через разделяющую их стенку. Для уменьшения термического сопротивления стенки выполняются из материала с хорошей проводимостью: мадии, латуни, сплавов алюминия. Наиболее распространены трубчатые теплообменники, в которых один теплоноситель движется в трубах, а другой – в межтрубном пространстве. В таких теплообменниках не происходит смешивание теплоносителя и они используются для самых разнообразных сочетаний греющего и нагреваемого веществ.

1.3. Регенеративные теплообменники и теплообменники с промежуточным теплоносителем работают фактически по одному и тому же принципу, заключающемуся в том, что теплота от одного теплоносителя к другому передается с помощью какого-то третьего – вспомогательного вещества. Это вещество (промежуточный теплоноситель) нагревается в потоке горячего теплоносителя, а затем отдает аккумулированное тепло холодному теплоносителю. Для этого необходимо либо переносить сам промежуточный теплоноситель из одного потока в другой, либо периодически переключать потоки теплоносителей в теплообменниках периодического действия. В

регенеративных теплообменниках в качестве промежуточного теплоносителя используется твердый достаточно массивный материал – листы металла, кирпичи, различные засыпки. Регенеративные теплообменники незаменимы для высокотемпературного (t > 1000°C).

Подогрева газа, поскольку жаростойкость металлов ограничена, а насадка из огнеупорных кирпичей может работать при очень высоких температурах. Регенеративные теплообменники выгодно использовать для охлаждения запыленных газов, которые способны быстро изнашивать или забивать трубки регенераторов.

1.4. В теплообменниках с промежуточным теплоносителем тепло от греющей среды к нагреваемой переносится потоком мелкодисперсного материала или жидкости. Фактически такой теплообменник состоит из двух. Например: в установках разделения воздуха на азот и кислород используют теплообменники, состоящие из двух водяных скрубберов, в одном из которых вода охлаждается отбросным азотом, а во втором, нагреваясь, охлаждает воздух, поступающий в установку. Промежуточный теплоноситель при работе может менять свое агрегатное состояние. Например, при небольших расстояниях от потребителя теплоту выгодно передавать в виде пара, возвращая конденсат, это позволяет иметь компактные теплообменники, поскольку при кипении и конденсации теплота передается очень интенсивно.

Использование того или иного типа теплообменника в каждом конкретном случае должно быть обосновано технико-экономическими расчетами, поскольку каждый из них имеет свои достоинства и недостатки.

2. Тепловые расчеты теплообменников разделяются на проектные и поверочные. Проектные (конструктивные) тепловые расчеты выполняют при проектировании новых аппаратов для определения необходимой поверхности нагрева. Поверочные тепловые расчеты выполняют в том случае, если известна поверхность нагрева теплообменника и требуется определить количество переданного тепла и конечные температуры теплоносителей.

2.1. при конструктивном тепловом расчете рекуперативного теплообменника рабочая поверхность F, $м^2$, его определяется из уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{ср}} \qquad (8.1)$$

Где Q – тепловой поток через поверхность теплообменника, Вт;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/($м^2$*°С)

$\Delta t_{ср}$ – средний температурный напор по всей поверхности нагрева, °С.

Коэффициент теплопередачи k зависит от ряда факторов:

1) от вида и скорости движения теплоносителя;

2) параметров его состояния;

3) материала стенок, через которые передается тепло, степени загрязнения стенок.

Численные значения k, Вт/($м^2$*°С) изменяются в пределах:

- при теплоотдаче от воды к воде:

  для скоростных теплообменников k = 1000 ÷ 2000 и более

  для емкостных теплообменников k = 250 ÷ 400

- при теплопередаче от пара к воде:

  Для скоростных k = 2000 ÷ 3500 и более

  Для емкостных k = 400 ÷ 1200

Средний (среднелогарифмический) температурный напор определяется:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{макс} - \Delta t_{мин}}{\ln \frac{\Delta t_{макс}}{\Delta t_{мин}}} \qquad (8.2)$$

Где $\Delta t_{макс}$, $\Delta t_{мин}$ – максимальная и минимальная разность температур теплоносителя.

2.2. Поверочный тепловой расчет теплообменника выполняется по его тепловому балансу с использованием уравнения:

$$Q = G_1 * c_{p1}(t_1' - t_1'') = G_2 * c_{p2}(t_2'' - t_2') \qquad (8.3)$$

Где Q – мощность теплового потока, переданного от греющего теплоносителя к нагреваемому, Вт

G_1, G_2 – расходы теплоносителей, кг/с

c_{p1}, c_{p2} – средние теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг*К)

t_1’, t_2’ – температура теплоносителей на входе из теплообменника

t_1”, t_2” - температура теплоносителей на выходе из теплообменника

3. Характер изменения температуры рабочих жидкостей вдоль поверхности нагрева зависит от схемы их движения и соотношения величин W_1 и W_2, где W – водяной эквивалент, Вт/°С

$$W=G*c_o \qquad (8.4)$$

Где $G=\rho/(w*f)$ – массовый расход теплоносителя

w – скорость теплоносителя

ρ – плотность теплоносителя

f – площадь сечения канала.

Если в теплообменнике горячая и холодная жидкости протекают параллельно и в одном направлении, то такая схема движения называется прямотоком (рис.1а). если жидкости протекают параллельно, но в прямопротивоположном направлении – противотоком (рис. 1б). если жидкости протекают в перекрестном направлении – перекрестным током (рис. 1г). Помимо простых схем движения, на практике осуществляются и сложные: одновременно прямоток и противоток (рис. 1в), многократноперекрестный ток (рис. 1д). В зависимости от того, осуществляется ли прямоток или противоток и W_1 больше или меньше чем W_2, получаются четыре характерные пары кривых изменения температуры вдоль поверхности нагрева, представленные на рис.2 при прямотоке (а) и при противотоке (б). По осям абсцисс отложена площадь нагрева F, по осям ординат – температура рабочих жидкостей. Температурный напор вдоль поверхности при прямотоке изменяется сильнее, чем при противотоке. За счет этого фактора при противотоке теплообменник получается компактнее. Однако, если температура хотя бы одной из рабочих жидкостей постоянна, то среднее значение температурного напора независимо от схемы движения оказывается одним и тем же. Так именно получается при

кипении жидкостей и при конденсации паров, либо когда расход одной рабочей жидкости на столько велик, что ее температура изменяется очень мало.

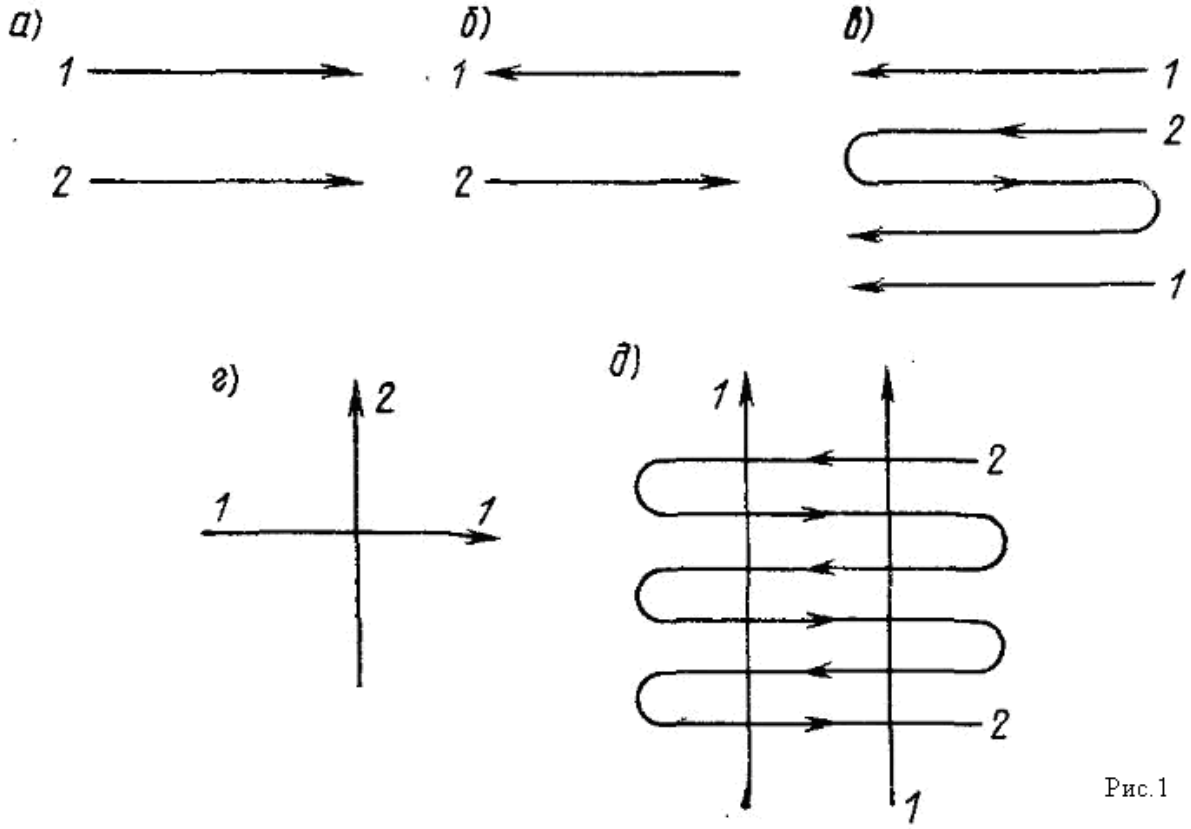


Рис.1

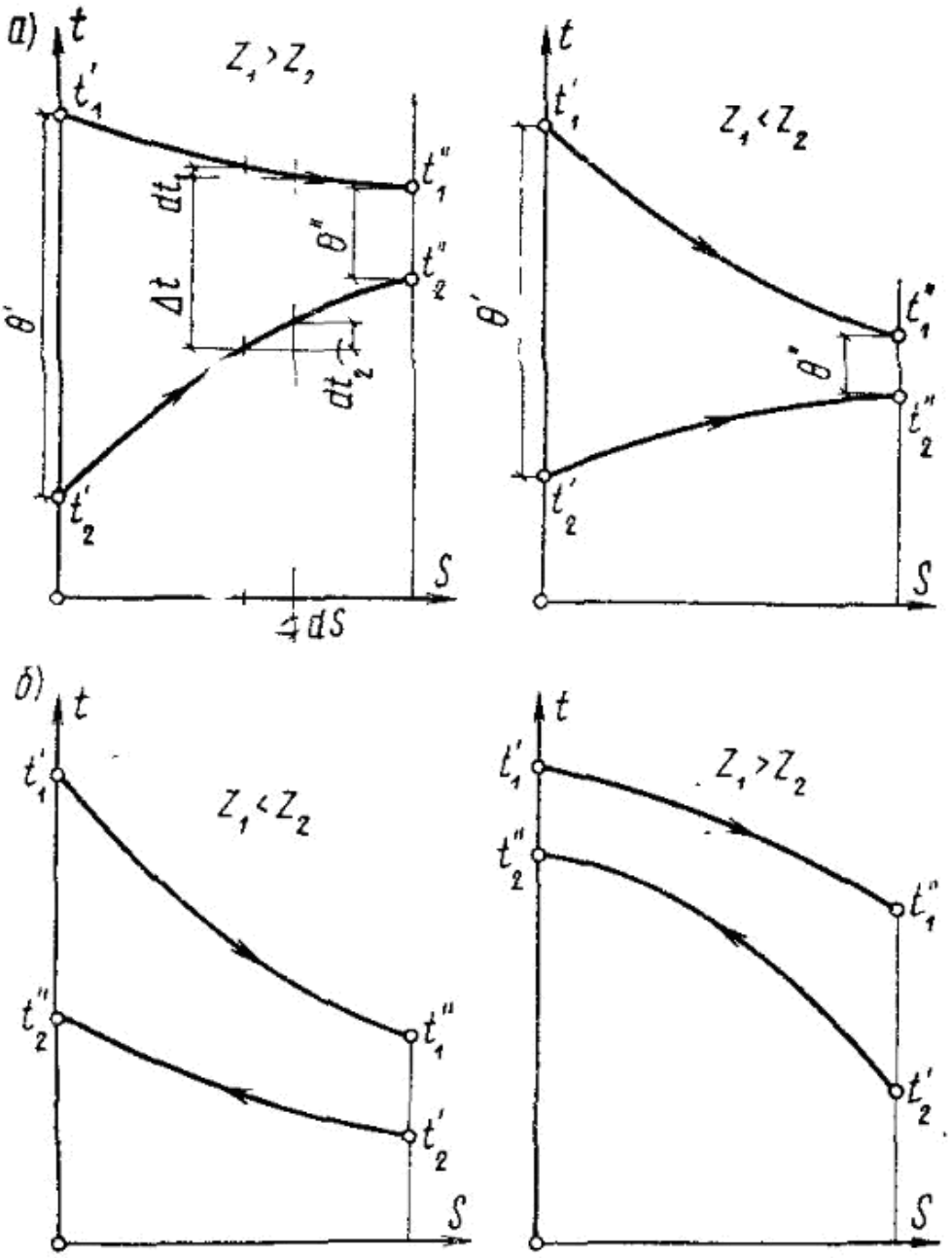


Рис.2

Последовательность выполнения задачи:

4.1. Определяющая температура воздуха:

$$T_{ж1} = 0{,}5(T_{ж2}' + T_{ж1}''), °К \qquad (8.5)$$

4.2. Определяем физические параметры воздуха по этой температуре.

4.3. Количество переносимой теплоты

$$Q = M_2 C_p (T_{ж2}'' - T_{ж2}'), кВт \qquad (8.6)$$

4.4. Принимаем среднюю температуру газов и при этой температуре определяем C_p.

4.5. Температура газов на выходе из теплообменника:

$$T''_{ж1} = T'_{ж} - \frac{Q}{M_1 C_{p1}}, °К \quad (8.7)$$

4.6. Определяющая температура дымовых газов:

$$T_{ж1}=0,5(T_{ж1}'+T_{ж1}''),°К \quad (8.8)$$

4.7. Определяем физические параметры дымовых газов по этой температуре.

4.8. Определяем число Рейнольдса для дымовых газов:

$$Re_{ж1} = \frac{W_1 d_1}{\upsilon_1} \quad (8.9)$$

4.9. Число Нуссельта:

$$Nu_{ж1}=0,021*Re^{0,8}*Pr^{0,43} \quad (8.10)$$

4.10. Коэффициент теплоотдачи для потока газов:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{ж1} \cdot \lambda_1}{d_1} \quad (8.11)$$

4.11. Число Рейнольдса для потока воздуха:

$$Re_{ж2} = \frac{W_2 d_2}{\upsilon_2} \quad (8.12)$$

4.12. Число Нуссельта при поперечном потоке:

$$Nu_{ж2}=0,41*Re^{0,6}*Pr^{0,33} \quad (8.13)$$

4.13. Коэффициент теплоотдачи потока воздуха:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_{ж2} \cdot \lambda_2}{d_2} \quad (8.14)$$

4.14. Коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{Вт}{м^2К} \quad (8.15)$$

4.15. Средний температурный напор:

$$\Delta T_{ср} = \frac{\Delta T_{макс} - \Delta T_{мин}}{\ln\frac{\Delta T_{макс}}{\Delta T_{мин}}}, °К \quad (8.16)$$

Где $\Delta T_{макс} = T_{ж1}' - T_{ж2}'$

$\Delta T_{мин}$ = $T_{ж2}$”-$T_{ж1}$”

4.16. Поверхность нагрева воздухоподогревателя:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{ср}}, м^2 \quad (8.17)$$

4.17. Общее число труб:

$$n = \frac{4M_1}{\rho_1 \pi d_1^2 w_1} \quad (8.18)$$

4.18. Высота труб в одном ходе:

$$l_1 = \frac{F}{2\pi d_1 n}, м \quad (8.19)$$

4.19. Сечение для прохода воздуха:

$$f = \frac{M_2}{\rho_2 w_2}, м^2 \quad (8.20)$$

4.20. Число труб, расположенных поперек потока:

$$n_1 = \frac{f}{l_1(S_1 - d_2)} \quad (8.21)$$

4.21. Число труб, расположенных вдоль потока:

Литература:

1. Лариков Н.Н. Общая теплотехника. – М.: Издательство по строительству, 1966.

2. Лариков Н.Н. Теплотехника. Учебник для вузов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1985.

3. Тяхомиров К.В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция. – 3-е изд.перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1981.

4. Теплотехника. Учебник для вузов /под ред. Баснакова А.П./ - М.: Энергоиздат, 1982.