

Севастопольский национальный институт ядерной
энергии и промышленности

М.Ф. Клементьев, А.А. Журавлев

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Учебно-методическое пособие
к расчетно-графической работе

Под редакцией
М.Ф.Клементьева

Утверждено
Ученым советом института

Севастополь
2002

УДК 621.036

К 483

Клементьев М.Ф., Журавлев А.А.

К 483

Тепловой расчет воздухоохладителя: Учебно-методическое руководство. - Севастополь: СНИЯЭиП. 2002. - 40с.

Приведены краткие теоретические сведения, необходимые для выполнения расчетно-графической работы, методика теплового расчета теплообменного аппарата, задания для его оптимизированного расчета на ЭВМ, справочные данные.

Даны контрольные вопросы для повторения и закрепления теоретического материала расчетно-графической работы. Предназначено для студентов вузов.

Рецензенты: Попов И.А., д.т.н.
Алехин А.В., доцент
Гронский О.И.

Научный редактор Клементьев М.Ф., д.т.н.

Издание СНИЯЭиП, 2002г.

1. Конструктивное устройство и принцип действия теплообменного аппарата поверхностного типа

1.1 Теплоносители. Основные обозначения

В энергетических установках для охлаждения рабочих сред наиболее широкое применение получили теплообменные аппараты поверхностного типа. Такие аппараты часто называют теплообменниками кожухотрубного типа или трубчатыми охладителями.

Рабочие среды в теплообменниках называют теплоносителями. Различают «горячий» и «холодный» теплоносители. «Горячий» теплоноситель, например смазочное масло двигателя, называют охлаждаемой средой. В качестве «холодного» теплоносителя (охлаждающая среда) чаще всего используют воду.

Сорт масла, применяемого для смазки и охлаждения трущихся деталей, а также его температура на входе и выходе зависят от типа двигателя и предъявляемых к нему требований. Температура масла на входе в двигатель (на выходе маслоохладителя) назначается в пределах $35...65^{\circ}\text{C}$, а на выходе из двигателя (на входе в маслоохладитель) – $45...90^{\circ}\text{C}$.

Температуру охлаждающей воды в тепловых расчетах принимают исходя из условий эксплуатации двигателя. Чаще всего ее назначают в пределах $10...28^{\circ}\text{C}$.

Скорость движения теплоносителей в теплообменниках принимают в соответствие с требованиями надежности, допустимого уровня шумов и др. У выполненных образцов маслоохладителей скорость движения масла и воды принята в пределах $0,1...3,0$ м/с.

В дальнейшем нами приняты следующие основные обозначения параметров теплоносителей: индексом «1» обозначают параметры горячего теплоносителя; индексом «2» обозначают параметры холодного теплоносителя; одним штрихом обозначают параметры теплоносителя на входе в аппарат; двумя штрихами – параметры на выходе аппарата. Входом в аппарат считают место входа горячего теплоносителя.

1.2 Схемы движения теплоносителей

В теплообменных аппаратах применяются следующие схемы движения теплоносителей:

- прямоток: горячий и холодный теплоносители движутся параллельно в одну сторону (рис. 1,а);
- противоток: теплоносители движутся параллельно в противоположных направлениях (рис. 1,б);
- перекрестный ток: теплоносители движутся во взаимно перпендикулярных направлениях (рис. 1,а);
- сложные схемы движения: охлаждаемая жидкость движется в межтрубном пространстве, обтекая трубы, в продольном или в поперечном направлении, а охлаждающая - движется внутри труб (рис.2,б).

Сложная схема, изображенная на рис.2,д, представляет собой батарею, составленную из двух теплообменников типа 2,в. Могут применяться и менее сложные схемы движения теплоносителей (рис.2,а; 2,б).

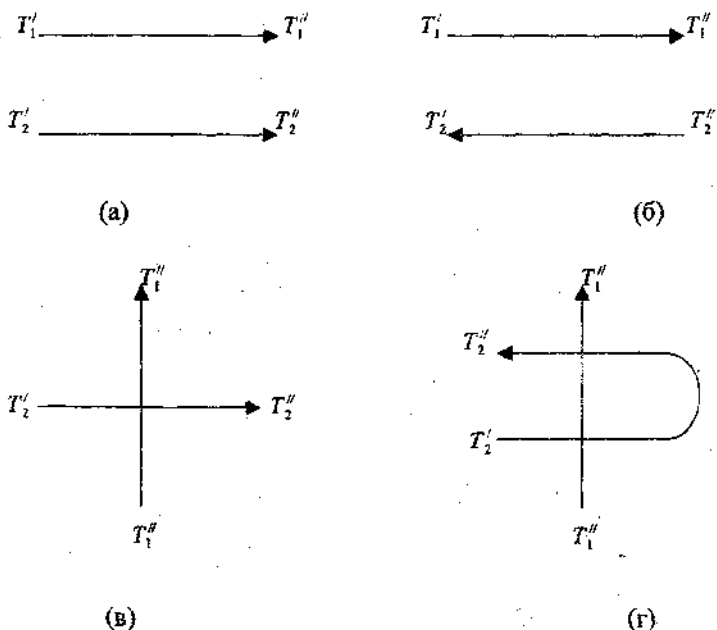
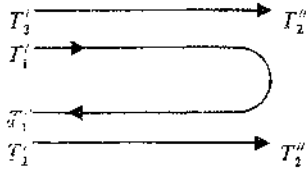
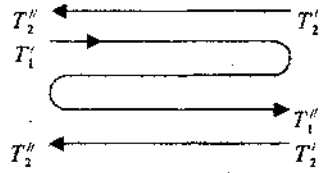


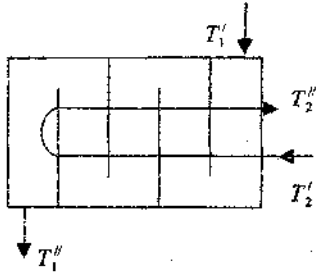
Рис.1.



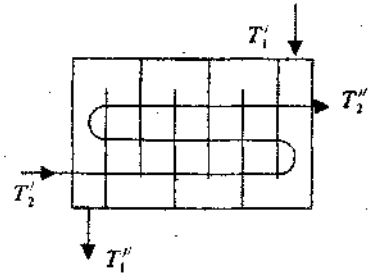
(a)



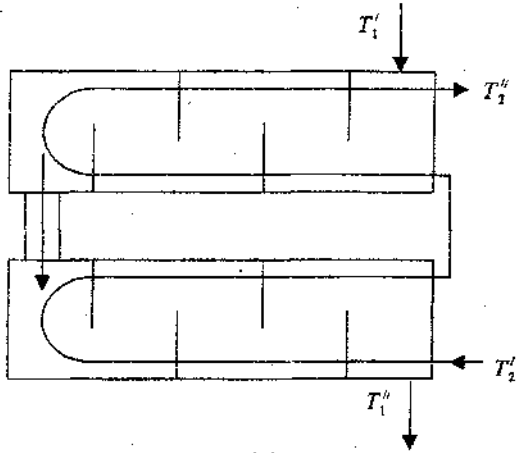
(б)



(в)



(г)



(д)

Рис.2.

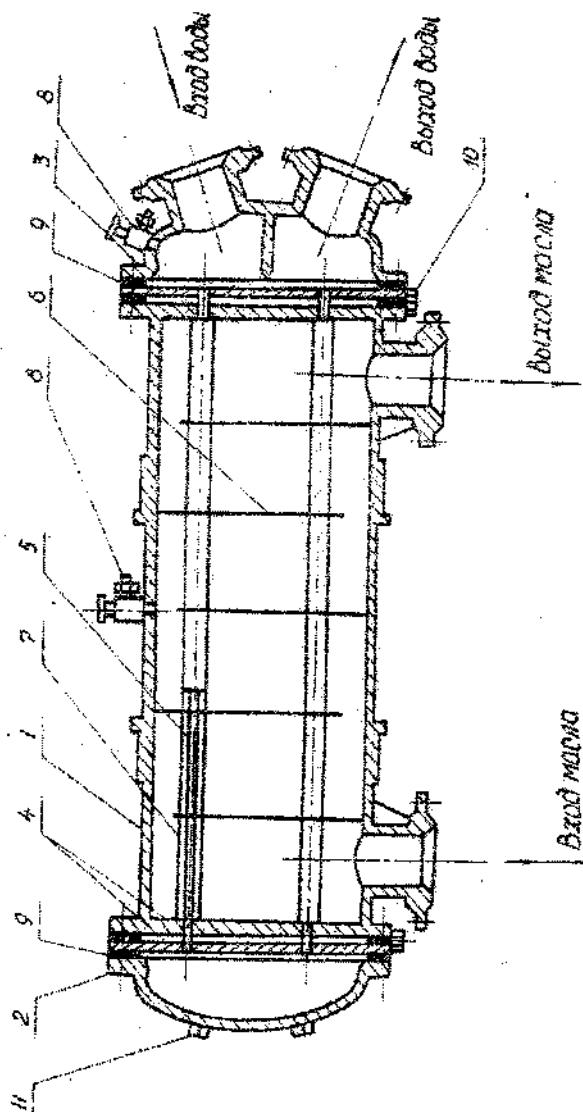


Рис. 3

1.3 Конструктивное устройство маслоохладителя

Устройство маслоохладителя дано на рис.3. Здесь приняты следующие обозначения:

1 – корпус с патрубками, к которому крепятся остальные детали;

2 и 3 – крышки, в передней крышке имеется перегородка для организации ходов воды;

4 – трубные доски, которые служат для крепления трубок.

С каждой стороны установлены 2 трубные доски. При нарушении плотности вальцовочного соединения трубок со стороны воды она собирается в пространстве между трубными досками и вытекает через отверстия, которые закрываются при необходимости пробками 10;

5 – трубки, образующие поверхность теплообмена. Трубки изготавливают из материала с высоким коэффициентом теплопроводности: меди, латуни, мельхиора, и других сплавов. Внутри трубок протекает охлаждающая вода, а снаружи они омываются маслом;

6 – перегородки – служат для образования каналов, по которым движется масло. За счет перегородок уменьшается проходное сечение и увеличивается скорость движения масла, что способствует повышению коэффициента теплоотдачи;

7 – дистанционные трубки, обеспечивающие заданное расстояние между перегородками;

8 – пробные краники, служащие для удаления воздуха из масляной и водяной полостей;

9 – уплотнительные прокладки;

11 – протекторы из низкоуглеродистой стали, которые служат для защиты деталей водяной полости от электрохимической коррозии.

Основной особенностью данной конструкции является наличие двойных трубных досок 4 и дистанционных трубок 7, обеспечивающих высокую надежность аппарата.

Расположение труб в теплообменниках может быть коридорным или шахматным. При коридорном расположении (рис.4) между трубами образуются «коридоры», по которым движется горячий теплоноситель. Основные характеристики пучка труб теплообменника: N – число рядов труб по ходу охлаждаемого теплоносителя; p_r – число труб в ряду; B – ширина пучка труб; d_n – наружный диаметр трубок; b – расстояние между соседними трубками; S_T – шаг трубок.

При шахматном расположении трубок в пучке (рис.5) каждый четный ряд трубок смещен на полшага по отношению к нечетному ряду вверх (или вниз).

Шахматное расположение трубок в пучке имеет определенные преимущества перед коридорным.

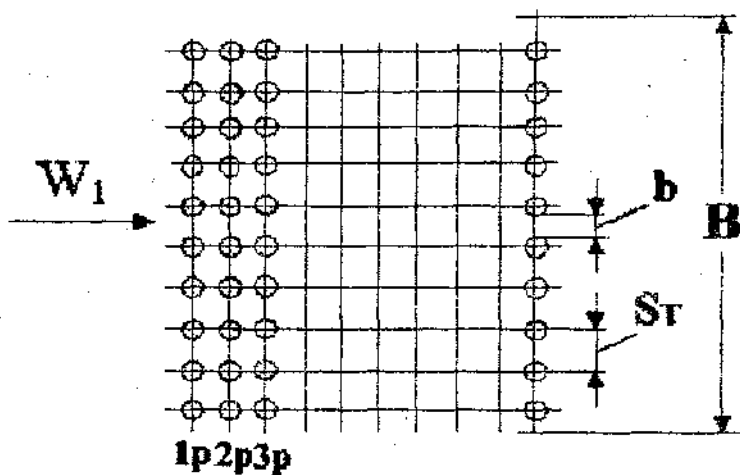


Рис.4

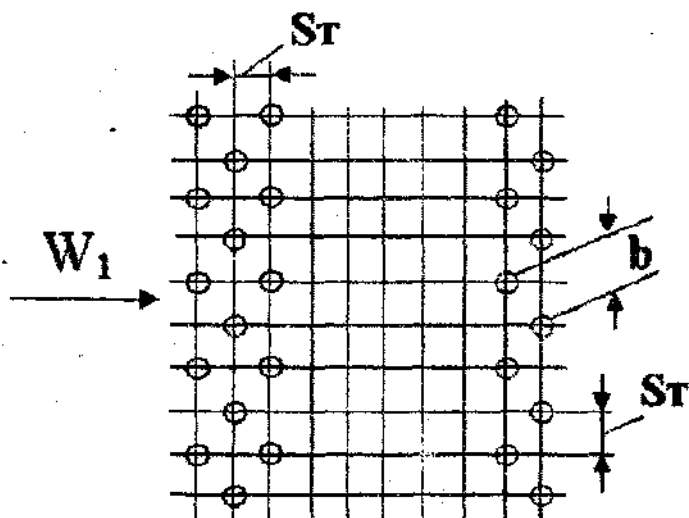


Рис.5

2. Основы теории тепловых расчетов теплообменных аппаратов

2.1. Виды тепловых расчетов

Тепловые расчеты охладителей разделяют на конструктивные и поверочные.

Конструктивные тепловые расчеты выполняют при проектировании новых аппаратов. Целью расчета является определение поверхности теплообмена и габаритов охладителей.

Поверочные тепловые расчеты выполняют для проверки возможности получения на имеющемся охладителе требуемых конечных температур теплоносителей и передачи заданного количества теплоты.

Исходными данными для конструктивного теплового расчета являются: расход охлаждаемого теплоносителя; начальные и конечные температуры теплоносителей; скорость движения охлаждаемого теплоносителя или геометрические размеры проточной части охладителя.

Исходными данными для поверочного теплового расчета являются: площадь поверхности теплообмена; водяные эквиваленты теплоносителей; начальные температуры теплоносителей; коэффициент теплопередачи.

Кроме тепловых расчетов выполняют гидромеханический расчет теплообменника. Целью такого расчета является определение гидродинамических сопротивлений аппарата.

2.2. Основные уравнения теплового расчета

Основными уравнениями при тепловом расчете теплообменных аппаратов являются: уравнение теплового баланса, уравнение теплопередачи и уравнения подобия для определения коэффициентов теплоотдачи.

Уравнение теплового баланса показывает, что количество теплоты, отдаваемое горячим теплоносителем, с учетом потерь теплоты в окружающую среду, равно количеству теплоты, получаемому холодным теплоносителем

$$Q = -\delta H_1 \cdot \eta_n = \delta H_2, \quad (1)$$

где Q - тепловой поток, Вт;

H - энтальпия расхода теплоносителя, Вт;

δ - изменение любого параметра данного теплоносителя при прохождении его через охладитель;

η_n - коэффициент потерь теплоты. В данной работе не будем учитывать потери теплоты, т.е. условно принимаем $\eta_n = 1$.

Знак минус в уравнении (1) учитывает, что при прохождении через охладитель энтальпия горячей жидкости уменьшается.

Энтальпия расхода теплоносителя равна

$$H = G \cdot c_p \cdot T = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot T, \quad (2)$$

где G - массовый расход теплоносителя, кг/с;

$c_p = c_{pm}$ - средняя массовая теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);

V - объемный расход теплоносителя, м³/с;

ρ - плотность теплоносителя, кг/м³;

T - температура теплоносителя в данном живом сечении канала, °С.

Подставим выражения для изменения энтальпии в уравнение (1) и получим более подробную запись уравнения теплового баланса

$$Q = V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p1} \cdot \delta T_1 = V_2 \cdot \rho_2 \cdot c_{p2} \cdot \delta T_2, \quad (3)$$

где δT - абсолютная величина изменения температуры данного теплоносителя при прохождении через охладитель, °С.

В формуле (3)

$$\delta T_1 = T_1' - T_1'', \quad (4)$$

$$\delta T_2 = T_2'' - T_2', \quad (5)$$

Входящую в уравнение теплового баланса величину

$$C = G \cdot c_p = V \cdot \rho \cdot c_p, \quad \text{Вт/К} \quad (6)$$

называют водяным эквивалентом теплоносителя. Это есть теплоемкость расхода теплоносителя. С учетом этого обозначения уравнение теплового баланса можно записать следующим образом:

$$Q = C_1(T_1' - T_1'') = C_2(T_2'' - T_2'); \quad (7)$$

откуда следует

$$\frac{\delta T_1}{\delta T_2} = \frac{T_1' - T_1''}{T_2' - T_2''} = \frac{C_2}{C_1}, \quad (8)$$

т.е. изменения температуры однофазных теплоносителей обратно пропорциональны их водяным эквивалентам.

Уравнение теплопередачи показывает, что тепловой поток пропорционален температурному напору

$$Q = \kappa \cdot F \cdot \Delta T_{cp}, \quad (9)$$

где κ - средний коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² К);

F - площадь поверхности теплообмена, м²;

ΔT_{cp} - средний температурный напор (средняя разность температур горячей и холодной жидкостей), °С.

Из уравнения теплопередачи определяют площадь поверхности теплообменного аппарата. Она равна

$$F = \frac{Q}{\kappa \cdot \Delta T_{cp}} \quad (10)$$

Поскольку величина теплового потока Q может быть определена по уравнению (3) на основании исходных данных, то задача по определению поверхности теплообмена сводится к определению среднего температурного напора и коэффициента теплопередачи.

2.3. Средний температурный напор

В охладителе температура охлаждаемого теплоносителя понижается, а температура охлаждающегося теплоносителя повышается. В каждой точке поверхности теплообмена перенос теплоты происходит при местной разности температур ΔT между горячей и холодной жидкостями. Для расчета по уравнению теплоотдачи необходимо определить средний температурный напор для всей поверхности теплообмена и выразить его через температуры теплоносителей на входе и выходе охладителя.

Для сложных схем движения теплоносителей средний температурный напор определяют по формуле

$$\Delta T_{\text{ср}} = \varepsilon_{\Delta T} \cdot \underline{\underline{\Delta T_{\text{ср}}}}, \quad (11)$$

где $\underline{\underline{\Delta T_{\text{ср}}}}$ - среднелогарифмический температурный напор для схемы противотока, °С;

$\varepsilon_{\Delta T}$ - поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение среднего температурного напора сложных схем по сравнению со схемой противотока.

Среднелогарифмическим температурным напором называют разность температур горячей и холодной жидкостей, осредненную путем интегрирования по всей поверхности теплообмена. Для схем прямотока и противотока среднелогарифмический температурный напор определяют по одинаковой формуле

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{\Delta T_{\text{б}} - \Delta T_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{б}}}{\Delta T_{\text{м}}}}, \quad (12)$$

Различными будут только величины $\Delta T_{\text{б}}$ и $\Delta T_{\text{м}}$ - наибольший и наименьший температурные напоры. Для схемы прямотока (рис.6) наибольший температурный напор всегда на входе охладителя

$$\Delta T_{\text{б}} = \Delta T' = T_1' - T_2',$$

а наименьший температурный напор всегда на выходе охладителя

$$\Delta T_{\text{м}} = \Delta T'' = T_1'' - T_2''.$$

На рис.6 приведены графики изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена для схемы прямотока при различных соотношениях водяных эквивалентов. Такие же графики для схемы противотока приведены на рис.7. Как видно из графиков, при противотоке положение наибольшего и наименьшего температурных напоров зависит от соотношения водяных эквивалентов теплоносителей.

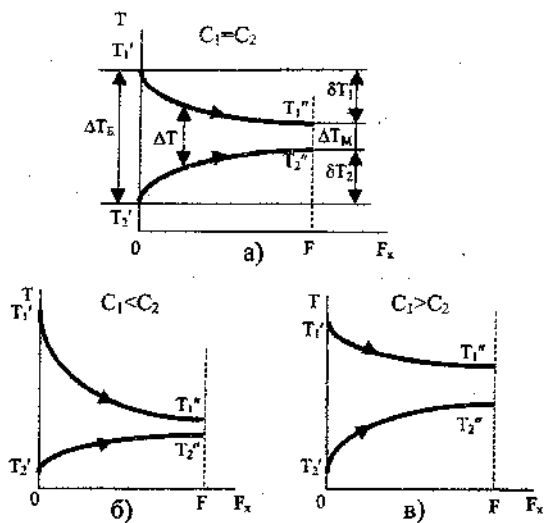


Рис.6

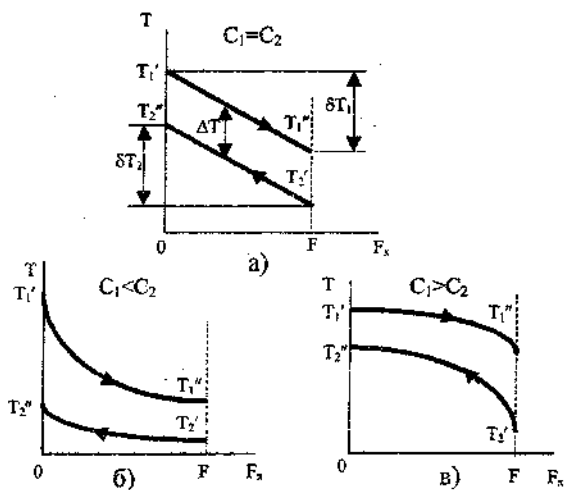


Рис.7

Если $C_1 < C_2$ (см. рис. 7, б), то наибольший температурный напор будет на входе аппарата и равен

$$\Delta T_{\delta} = T_1' - T_2''$$

а наименьший температурный напор будет на выходе аппарата и равен

$$\Delta T_{\mu} = T_1'' - T_2'$$

Расчетная формула (12) для этого случая принимает вид

$$\Delta T_{cp} = \frac{(T_1' - T_2'') - (T_1'' - T_2')}{\ln \frac{T_1' - T_2''}{T_1'' - T_2'}} \quad (13)$$

При соотношении водяных эквивалентов $C_1 > C_2$ характер изменения температур теплоносителей представлен на рис. 7, в. В этом случае

$$\Delta T_{\delta} = T_1'' - T_2'$$

$$\Delta T_{\mu} = T_1' - T_2''$$

Если температурный напор незначительно изменяется вдоль поверхности теплообмена, т.е. когда соблюдается условие $\Delta T_{\delta} / \Delta T_{\mu} \leq 1,7$, расчет можно вести по среднеарифметическому температурному напору

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_{\delta} + \Delta T_{\mu}}{2} \quad (14)$$

При этом погрешность составит менее 3%, что вполне допустимо для технических расчетов.

Величину поправки на температурный напор $\varepsilon_{\Delta T}$ во всех случаях определяют при помощи вспомогательных графиков – номограмм в зависимости от вспомогательных параметров P и R.

$$\varepsilon_{\Delta T} = f(P, R).$$

Для сложных схем движения теплоносителей в воздухоохладителе номограмма представлена на рис. 1 Приложения. При пользовании этой номограммой параметры P и R определяют по формулам:

$$P = \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2'} \quad (15)$$

$$R = \frac{T_1' - T_1''}{T_2'' - T_2'} \quad (16)$$

2.4. Коэффициент теплопередачи

Для тонкостенных труб, которые применяются в охладителях, коэффициент теплопередачи определяют по формуле для однослойной плоской стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad , \text{ Вт/(м}^2\text{К)} \quad (17)$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от горячей жидкости к стенкам труб, Вт/(м²К);

α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенок труб к холодной жидкости, Вт/(м²К);

λ - коэффициент теплопроводности материала стенки труб, Вт/(мК);

δ - толщина стенки труб, м.

В трубчатых охладителях толщина стенок труб не превышает 0,005 м, а коэффициент теплопроводности материала труб больше 50 Вт/(мК). При этом термическое сопротивление теплопроводности стенок труб $\frac{\delta}{\lambda}$ не превышает величину 0,0001 (мК)/Вт. Это сопротивление значительно меньше сопротивлений теплоотдачи $\frac{1}{\alpha_1}$ и $\frac{1}{\alpha_2}$. Поэтому обычно им пренебрегают. Тогда выражение (17) для определения коэффициента теплопередачи упрощается

$$K = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (18)$$

Из выражений (17) и (18) следует, что для определения величины коэффициента теплопередачи необходимо выполнить расчет интенсивности

теплоотдачи от «горячего» теплоносителя к наружной поверхности трубок и от внутренней поверхности трубок к «холодному» теплоносителю. Эти расчеты выполняют обычно с помощью уравнений подобия.

Коэффициент теплопередачи в процессе эксплуатации уменьшается за счет загрязнения поверхностей теплообмена, как со стороны «горячей», так и со стороны «холодной» жидкости. Поэтому для обеспечения надежной работы охладителя в окончательном расчете поверхности охлаждения в формулу (10) вводят поправку на загрязнение труб $\eta_z = 0,75 \div 0,85$.

2.5. Коэффициент теплоотдачи от «горячего» теплоносителя к поверхности трубок

Коэффициент теплоотдачи от охлаждаемых теплоносителей - масла и воздуха, как правило, меньше, чем коэффициент теплоотдачи от стенок труб к охлаждающему теплоносителю - воде. Поэтому охлаждаемый теплоноситель направляют так, чтобы он обтекал трубки в поперечном направлении. При этом коэффициент теплоотдачи увеличивается за счет дополнительной турбулизации потока пучком труб. А охлаждающий теплоноситель направляют внутри труб. Для определения коэффициента теплоотдачи α_1 при поперечном обтекании пучка труб используют уравнение подобия вида

$$Nu_{1ж,d} = A_1 \cdot Re_{1ж,d}^{n_1} \cdot Pr_{1ж}^{0,33} \cdot \varepsilon_{T_1} \cdot \varepsilon_{\psi} \cdot \varepsilon_N, \quad (19)$$

где коэффициент A_1 и показатель n_1 выбираются в зависимости от величины числа Рейнольдса (режима течения жидкости) и расположения труб в пучке. Для значений числа Рейнольдса $Re_{1ж,d} = 2 \cdot 10^2 + 2 \cdot 10^5$ (все варианты задания укладываются в этот интервал):

при шахматном расположении труб в пучке - $A_1 = 0,41$; $n_1 = 0,6$;

при коридорном расположении труб в пучке - $A_1 = 0,26$; $n_1 = 0,65$.

Для воздуха число Прандтля слабо зависит от изменения температуры. Поэтому его можно включить в постоянный коэффициент и формула (19) упрощается

$$Nu_{1ж,d} = A_1 \cdot Re_{1ж,d}^{n_1} \cdot \varepsilon_{\psi} \cdot \varepsilon_N, \quad (20)$$

где для шахматного пучка - $A_1 = 0,37$; $n_1 = 0,6$;
для коридорного пучка - $A_1 = 0,23$; $n_1 = 0,65$.

Температурная поправка

$$\varepsilon_{T_1} = \left(\frac{Pr_{loc}}{Pr_{ic}} \right)^{0,25} \quad (21)$$

учитывает влияние направления и величины теплового потока на температуру и физические свойства жидкости в пограничном слое. В формуле (21) Pr_{ic} – число Прандтля горячей жидкости при температуре стенки. Для газов $\varepsilon_T = 1$. Поэтому в уравнения подобия для газов (20) эту поправку не включают.

При использовании уравнений (19) и (20) в качестве определяющей температуры принимают среднюю температуру горячей жидкости

$$T_1 = T_{ср1} = 0,5(T_1' + T_1''); \quad (22)$$

в качестве определяющего размера принимают наружный диаметр труб – d_n , м;

в качестве определяющей скорости – скорость горячей жидкости в самом узком сечении ряда труб – W_1 , м/с.

Поправка на угол атаки ε_Ψ учитывает уменьшение коэффициента теплоотдачи при отклонении потока жидкости от нормали к оси труб. Зависимость коэффициента ε_Ψ от угла атаки Ψ приводится в справочниках.

Поправка на число рядов труб в пучке ε_N учитывает уменьшение коэффициента теплоотдачи в первом и втором рядах труб по сравнению с расчетным, за счет меньшей турбулизации потока жидкости в этих рядах. За расчетный ряд принимают третий. При числе рядов труб в пучке $N > 10$ принимают $\varepsilon_N = 1$, т.е. этим фактором пренебрегают. При меньшем числе рядов $N \leq 10$ поправку ε_N определяют по формуле

$$\varepsilon_N = 1 - \frac{K_{\varepsilon N}}{N}, \quad (23)$$

где вспомогательный коэффициент $K_{\varepsilon N}$ зависит от расположения труб в пучке:

при шахматном расположении труб - $K_{\varepsilon N} = 0,7$;

при коридорном расположении труб - $K_{\varepsilon N} = 0,5$.

После определения числа Нуссельта по уравнению подобия (19) или (20) находят коэффициент теплоотдачи от горячей жидкости к стенкам труб по формуле

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{ж,d} \cdot \lambda_1}{d_H}, \quad (24)$$

где λ_1 – коэффициент теплопроводности горячей жидкости, Вт/(м К), при определяющей температуре T_1 .

2.6. Расчет температуры стенки

Температуру стенки труб точно можно определить по формуле

$$T_c = T_1 - \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_1}. \quad (25)$$

Но в предварительном расчете неизвестны значения F и α_1 . Поэтому сначала находят приближенное значение температуры стенки, исходя из следующих соображений. Известно, что коэффициент теплоотдачи от воды к стенка обычно в 4...6 раз больше, чем от масла к стенке, и в 10...30 раз больше, чем от воздуха к стенке. Поэтому температура стенки всегда ближе по своей величине к средней температуре воды. Приближенное значение температуры стенки находят по эмпирической формуле

$$T_{c.} = T_2 + \xi(T_1 - T_2), \quad (26)$$

где T_1 и T_2 – средние температуры горячей и холодной жидкостей; T_1 определяют по формуле (22), а T_2 – по следующей формуле

$$T_2 = T_{ж2} = 0,5(T_2' + T_2''), \quad (27)$$

ξ – коэффициент, равный: для маслоохладителя $\xi = 0,3$;

для воздухоохладителя $\xi = 0,1$.

При одинаковых коэффициентах теплоотдачи $\alpha_1 = \alpha_2$ (например, в водо-водяных теплообменниках) – $\xi = 0,5$.

В формуле (26) и в дальнейшем расчете величины, которые вычисляются предварительно и подлежат уточнению, будем обозначать звездочкой в индексах «*».

2.7. Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности труб к «холодному» теплоносителю

Для определения коэффициента теплоотдачи при вынужденном движении жидкости в трубах используют уравнения подобия вида

$$Nu_{2жс,d} = A_2 \cdot Re_{2жс,d}^m \cdot Gr_{жс,d}^{n_2} \cdot Pr_{2жс}^{0,43} \cdot \varepsilon_{T_2} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_R \quad (28)$$

где коэффициент A_2 и показатели степени m и n_2 выбирают в зависимости от режима течения жидкости, т.е. от числа Рейнольдса.

При ламинарном течении жидкости ($Re_{2жс,d} \leq 2000$): $A_2 = 0,15$; $m = 0,33$; $n_2 = 0,1$.

При турбулентном течении жидкости ($Re_{2жс,d} \geq 10000$) в связи с хорошим перемешиванием жидкости температура по сечению трубы выравнивается, свободная конвекция существенно не развивается и соответственно, из уравнения подобия исключают число Грасгофа. При этом: $A_2 = 0,021$; $m = 0,8$; $n_2 = 0$.

При переходном режиме течения жидкости ($2000 < Re_{2жс,d} < 10000$) теплоотдача неустойчива и коэффициент теплоотдачи колеблется от значений, характерных для ламинарного режима, до значений, характерных для турбулентного режима. Для приближенного определения средних значений коэффициента теплоотдачи при переходном режиме в уравнении подобия (28) первые три сомножителя заменяют числом подобия Ко, и уравнение получает вид

$$Nu_{2жс,d} = Ko Pr_{2жс}^{0,43} \cdot \varepsilon_{T_2} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_R \quad (29)$$

Число $Ko = f(Re_{2жс,d}, Gr_{жс,d})$ находят по эмпирическому графику, представленному на рис.2 в Приложении. При пользовании графиком нужно иметь в виду, что он построен в логарифмических координатах.

При использовании уравнений (28) и (29) в качестве определяющей температуры принимают среднюю температуру жидкости по формуле (27), в качестве определяющего размера принимают внутренний диаметр — $d_{вн}$, м.

Температурную поправку определяют по формуле, аналогичной (21)

$$\varepsilon_{T_2} = \left(\frac{Pr_{2жс}}{Pr_{2с}} \right)^{0,25}, \quad (30)$$

где Pr_{2c} – число Прандтля охлаждающей воды при температуре стенки.

Поправка на длину труб ε_l учитывает повышение среднего коэффициента теплоотдачи для коротких труб за счет увеличения местного коэффициента теплоотдачи на начальном участке трубы в следствие тепловой стабилизации потока. Для длинных труб, у которых отношение $\frac{l}{d_{\text{вн}}} \geq 50$,

этот фактор не учитывают и принимают $\varepsilon_l = 1$. Для коротких труб, у которых отношение $\frac{l}{d_{\text{вн}}} < 50$, поправку ε_l определяют по таблицам 1 и 2 Приложения, в зависимости от отношения $\frac{l}{d_{\text{вн}}}$ и числа Рейнольдса.

Поправка на кривизну труб ε_R учитывает увеличение коэффициента теплоотдачи в изогнутых трубах за счет дополнительной турбулизации потока. Для змеевиковых труб поправку ε_R определяют по формуле

$$\varepsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d_{\text{вн}}}{R},$$

где R – радиус кривизны труб.

В данной работе поправку ε_R принимают равной 1, так как участки изогнутых труб в рассматриваемых аппаратах отсутствуют.

Определив число Нуссельта, находят коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = \frac{Nu_{2ж,d} \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}} \quad (31)$$

3. Порядок теплового расчета воздухоохладителя

3.1. Цель работы и содержание задания

Целью работы является приобретение практических навыков расчета рекуперативных теплообменных аппаратов, работы со справочными таблицами и графиками, закрепление теоретических знаний по темам: основы теории подобия, теплоотдача при вынужденном движении жидкости, расчет теплообменных аппаратов.

Содержание задания. Произвести тепловой расчет трубчатого воздухоохладителя. Охлаждаемый воздух омывает пучок латунных труб в поперечном направлении. Внутри труб протекает охлаждающая вода.

Принять следующие исходные данные:

- расход воздуха V_1 , м³/ч;
- температура воздуха на входе в охладитель T_1' , °С;
- температура воздуха на выходе T_1'' , °С;
- температура воды на входе T_2' , °С;
- температура воды на выходе T_2'' , °С;
- число трубок в ряду в направлении поперечном к потоку воздуха z_T , шт.;
- число ходов воды x ;
- число ходов воздуха $y = 1$;
- расстояние между трубными досками (длина трубок) l , м;
- диаметры трубок: наружный d_n , мм;
внутренний $d_{вн}$, мм;
- относительный шаг трубок $\frac{S_T}{d_n}$;
- расположение трубок в пучке шахматное или коридорное;
- коэффициент оребрения $\sigma_p = 1$;
- продольный S_1 и поперечный S_2 шаги в пучке труб равны между собой (см. рис.4,5).

$$S_1 = S_2 = S_T$$

В результате необходимо определить:

- площадь поверхности теплообмена F , м²;
- число рядов труб N , рядов.

Вычертить конструктивную схему воздухоохладителя в выбранном масштабе.

3.2. Тепловой расчет воздухоохладителя

1. На основании исходных данных выбирают и вычерчивают схему движения теплоносителей в воздухоохладителе. Например, для числа ходов воды $x = 2$ схема будет соответствовать рис. 1,г).

2. По заданным температурам вычисляют определяющие температуры воздуха, воды и стенки по формулам:

$$T_1 = 0,5(T_1' + T_1'')$$

$$T_2 = 0,5(T_2' + T_2'')$$

$$T_{с.в} = T_2 + \xi(T_1 - T_2),$$

где $\xi = 0,1$.

3. В таблице физических свойств сухого воздуха (таб.3 Приложения) по определяющей температуре воздуха T_1 находят значения ρ_1 ; c_{p1} ; λ_1 ; ν_1 . Интервал температур в таблицах составляет 10°C . При промежуточных значениях определяющей температуры значения параметров находят путем линейной интерполяции по формуле:

$$\varphi_i = \varphi_{im} + \frac{T_i - T_{im}}{T_{iB} - T_{im}} \cdot (\varphi_{iB} - \varphi_{im}), \quad (32)$$

где φ_i - искомый параметр (например: λ_1 , ν_1 , ν_2);

T_i - определяющая температура, $^\circ\text{C}$ (например: T_1 , T_2 , T_2);

T_{im} - табличное значение температуры, ближайшее, меньшее или равное заданной температуре, $^\circ\text{C}$;

T_{iB} - табличное значение температуры, ближайшее большее к заданной, $^\circ\text{C}$;

φ_{iB} , φ_{im} - табличные значения параметра φ_i , соответствующие температурам T_{iB} и T_{im} .

Пример. Пусть определяющая температура $T_1 = 48^\circ\text{C}$. Тогда $T_{im} = 40^\circ\text{C}$, $T_{iB} = 50^\circ\text{C}$. Табличные значения, например, плотности будут равны $\rho_{im} = 1,128 \text{ кг/м}^3$, $\rho_{iB} = 1,013 \text{ кг/м}^3$. Значения плотности при $T_1 = 48^\circ\text{C}$ определим так:

$$\rho_1 = \rho_{im} + \frac{T_1 - T_{im}}{T_{iB} - T_{im}} (\rho_{iB} - \rho_{im}) = 1,128 + \frac{48 - 40}{50 - 40} (1,093 - 1,128) = 1,121 \text{ кг/м}^3$$

4. По определяющей температуре T_2 в таблице физических свойств воды (Табл.4 Приложения) находят значения ρ_2 ; c_{p2} ; λ_2 ; ν_2 ; $Pr_{ж2}$; β_2 , а по температуре стенки $T_{c,1}$ - значение числа Прандтля для воды при температуре стенки $Pr_{c,2}$. При необходимости выполняют линейную интерполяцию или экстраполяцию по формуле (32). При линейной экстраполяции, если определяющая температура выходит за пределы таблицы в качестве табличных значений используют две последние строчки таблицы.

5. Определяют водяные эквиваленты теплоносителей и тепловой поток:

- водяной эквивалент воздуха

$$C_1 = V_1 \rho_1 c_{p1}, \text{ Вт/К};$$

- тепловой поток

$$Q = C_1 (T_1' - T_1''), \text{ Вт};$$

- водяной эквивалент воды

$$C_2 = \frac{Q}{T_2'' - T_2'}, \text{ Вт/К}.$$

6. Вычисляют средний температурный напор.

а) По соотношению водяных эквивалентов C_1 и C_2 выбирают и вычерчивают график изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена для схемы противотока (рис.7).

б) Вычисляют наибольший и наименьший температурные напоры ΔT_6 , ΔT_m и их отношение $\Delta T_6/\Delta T_m$.

в) Находят средний температурный напор для схемы противотока ΔT_{cp} по формулам (13) или (14) в зависимости от отношения $\Delta T_6/\Delta T_m$.

г) Находят вспомогательные параметры P и R по формулам (15) и (16) и поправку для температурного напора $\epsilon_{\Delta T}$ по номограмме на рис. 1 Приложения. При пользовании этой номограммой от точки, определяемой параметрами P и R , проводят горизонталь до луча в левой части номограммы, соответствующего числу ходов холодного теплоносителя. Абсцисса этой точки пересечения дает значения $\epsilon_{\Delta T}$. Для большинства вариантов задания независимо от значений параметров P и R поправку можно принять $\epsilon_{\Delta T} = 1$.

д) Вычисляют средний температурный напор по формуле

$$\Delta T_{cp} = \epsilon_{\Delta T} \Delta T_{cp}$$

7. Определяют предварительное значение коэффициента теплоотдачи от воздуха к стенкам труб α_{1*} .

Все величины в предварительном расчете, подлежащие уточнению, обозначаются звездочкой «*».

а) Определяют площадь проходного сечения для воздуха:

$$\Omega_1 = (S_T - d_H) \cdot l \cdot (z_T + 1), \text{ м}^2.$$

б) Находят скорость движения воздуха

$$W_1 = \frac{V_1}{\Omega_1} \text{ м/с}.$$

в) Вычисляют значение числа Рейнольдса

$$Re_{1,c,d} = \frac{W_1 d_H}{\nu_1}$$

г) По числу Рейнольдса и расположению труб в пучке выбирают уравнение подобия при поперечном обтекании пучка труб воздухом (20) и входящие в него величины: A_1 , n_1 , ϵ_ψ , ϵ_N . Угол атаки Ψ для воздухоохладителя принимают равным 90° , а значение поправки $\epsilon_\psi = 1$. Так как число рядов труб N пока не известно, то в предварительном расчете принимают $\epsilon_N = 1$. Вычисляют значение числа Нуссельта.

д) Вычисляют предварительное значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_{1*} = \frac{Nu_{1,c,d} \cdot \lambda_1}{d_H}$$

Если в дальнейшем расчете окажется, что число рядов труб $N \leq 10$, то уточняют поправку ϵ_N по формуле (23) и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = \alpha_{1*} \cdot \epsilon_N$$

При числе рядов труб $N > 10$ окончательное значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_1 = \alpha_{1*}$$

8. Определяют предварительное значение коэффициента теплоотдачи от стенок труб к воде α_{2*} . Для определения коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности труб к воде α_2 необходимо знать площадь проходного сечения для воды Ω_2 , чтобы найти скорость движения воды W_2 , а затем и число Рейнольдса Re_2 . Но число труб в пучке и проходное сечение

для воды пока не известны. Поэтому последующий расчет выполняют методом последовательных приближений. Расчет выполняют в следующем порядке.

а) Задаются предварительным значением коэффициента теплопередачи $K_* < \alpha_{1*}$, так как из формулы (17) видно, что коэффициент теплопередачи всегда меньше наименьшего из коэффициентов теплоотдачи. Для воздухоохладителя обычно $\alpha_1 \ll \alpha_2$. Поэтому в качестве предварительного значения коэффициента теплопередачи целесообразно принять $K_* = 0,9 \alpha_{1*}$. В общем случае выбор K_* является произвольным.

б) С помощью уравнения теплопередачи находят предварительное значение площади поверхности теплообмена

$$F_* = \frac{Q}{K_* \cdot \Delta T_{cp}} \quad \text{м}^2$$

и число рядов труб в пучке

$$N_* = \frac{F_*}{\pi \cdot d_H \cdot \ell \cdot z_T} \quad \text{шт.}$$

где за расчетный диаметр при расчете воздухоохладителя принимают наружный диаметр труб d_H со стороны которого, коэффициент теплоотдачи α_1 значительно меньше, чем α_2 со стороны внутреннего диаметра.

Определяют проходное сечение для воды

$$\Omega_{2*} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot \frac{N_* \cdot z_T}{x} \quad \text{м}^2$$

в) Из формулы (6) находят объемный расход воды:

$$V_2 = \frac{C_2}{c_{p2} \cdot \rho_2} \quad \text{м}^3/\text{с}$$

г) Определяют предварительные значения скорости воды и числа Рейнольдса.

$$W_{2*} = \frac{V_2}{\Omega_{2*}}, \quad \text{м/с}$$

$$Re_{2ж,д*} = \frac{W_{2*} \cdot d_{жн}}{v_2}$$

Если режим течения воды ламинарный или переходный (при $Re_{2ж,д*} < 1 \cdot 10^4$), то вычисляют число Грасгофа для воды

$$Gr_{2ж,д} = \frac{g \cdot d_{жн}^3}{v_2^2} \cdot \beta \cdot (T_c - T_2),$$

$$g = 9,81 \frac{м}{с^2}$$

где $T_c = T_{c*}$ температура стенки, которую при расчете воздухоохладителя не уточняют.

д) В зависимости от режима течения воды выбирают уравнение подобия для вынужденного движения в трубах (28) или (29) и входящие в него величины: A_2 , m , n_2 . Температурную поправку ϵ_T определяют по формуле

(30), а поправку на длину труб ϵ_l (при $\frac{l}{d_{жн}} < 50$) находят по таблицам 1

или 2 Приложения. При переходном режиме (при $2000 < Re_{2ж,д*} < 1 \cdot 10^4$) число подобия Ko_* находят по эмпирическому графику, приведенному на рис.2 Приложения. При этом следует иметь в виду, что график построен в логарифмических координатах. По выбранному уравнению подобия вычисляют предварительное значение числа Нуссельта для воды $Nu_{2ж,д}$.

е) По числу Нуссельта определяют предварительное значение коэффициента теплоотдачи от стенок труб к воде

$$\alpha_{2*} = \frac{Nu_{2ж,д*} \cdot \lambda_2}{d_{жн}} \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}.$$

9. Методом последовательных приближений определяют расчетный коэффициент теплопередачи.

а) Если число рядов труб $N_* \leq 10$, то уточняют коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенкам труб α_1 согласно п.7д) с учетом поправки ϵ_N .

б) Находят расчетный коэффициент теплопередачи

$$K_p = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_{2*}}{\alpha_1 + \alpha_{2*}} \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}.$$

10. Уточняют коэффициент теплоотдачи от стенок труб к воде α_2 . Для этого повторяют весь расчет коэффициента теплоотдачи по пунктам 8 б), в), д), е). При этом в расчетные формулы следует подставлять полученное выше значение K_p вместо K . При повторном расчете величины обозначают без звездочки «*». Величины, которые зависят от выбора значения коэффициента теплопередачи (например, V_2 , $Gr_{2\text{жс},d}$, ϵ_{T2}), не пересчитывают. В окончательном расчете может измениться режим течения воды и, соответственно, уравнение подобия для определения α_2 .

11. Уточняют коэффициент теплопередачи. По уточненным значениям α_1 и α_2 находят коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

Полученное значение сравнивают с расчетным и определяют относительную точность приближения:

$$\epsilon_K = \frac{|K - K_p|}{K} \cdot 100\%$$

Как правило, она должна быть меньше 3%. В противном случае расчет коэффициента теплоотдачи α_2 выполняют третий раз, приняв за K_p полученное значение K во второй попытке. Опыт показывает, что требования $\epsilon_K < 3\%$ выполняется со второй попытки.

12. Конструктивные характеристики воздухоохладителя

Для обеспечения надежной работы воздухоохладителя при загрязнении поверхности теплообмена в процессе эксплуатации вводят поправку на загрязнение труб $\eta_p = 0,75 \div 0,85$.

В этом пункте расчета все величины обозначают индексом «ю» (конструктивные).

а) Находят коэффициент теплопередачи $K_k = \eta_p \cdot K$ Вт/(м²К).

б) Поверхность теплообмена $F_k = \frac{Q}{K_k \cdot \Delta T_{cp}}$ м².

в) Число рядов труб $N_k = \frac{F_k}{\pi \cdot d_H \cdot \ell \cdot Z_T}$ шт., где дробное число рядов увеличивают до ближайшего целого.

г) Ширина рабочей части охладителя по ходу движения воздуха

$$B = S_T \cdot (N_k + 1) \text{ м.}$$

13. Вычерчивают конструктивную схему воздухоохлаждителя

На схеме должно быть соблюдено в выбранном масштабе соотношение главных размеров корпуса B и ℓ . Ширина всех ходов воды должна быть одинакова. Примерная конструктивная схема воздухоохлаждителя при $x = 3$ представлена на рис. 8.

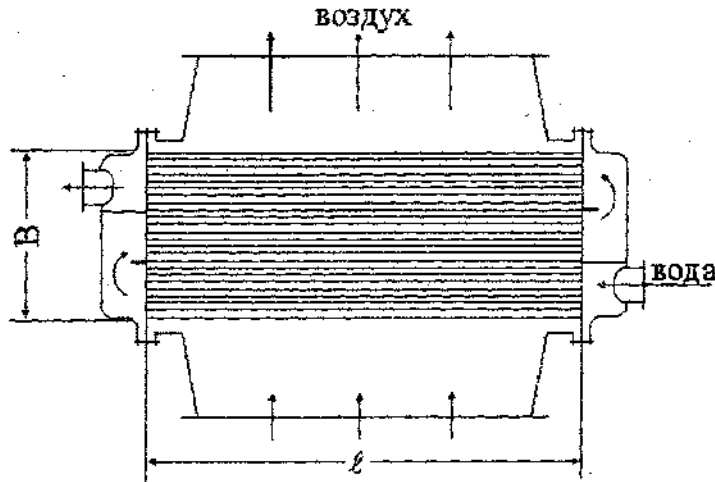


Рис. 8.

3.3. Автоматизированный тепловой расчёт воздухоохлаждителя

Тепловой расчет воздухоохлаждителя может быть выполнен с помощью программы на персональном компьютере. Программа разработана на основе данной методики теплового расчета и записана на жестком диске компьютера кафедры теплотехники. Разрешение на использование программы студент получает у преподавателя, а сам расчет выполняет в свободное от занятия время в присутствии инженера лаборатории.

Для грамотного расчета на персональном компьютере студент должен предварительно ознакомиться с методикой расчета и иметь при себе данное пособие.

3.4. Исследование влияния заданных параметров на основные характеристики воздухоохладителя

Студенты, участвующие в работе научного общества, могут выполнить исследовательскую работу по тепловому расчёту воздухоохладителя с использованием персонального компьютера.

Задачи при этом могут быть следующие.

3.4.1. Исследовать влияние числа ходов охлаждающей воды в воздухоохладителе на коэффициент теплопередачи и габариты аппарата

Расчёт выполняется для числа ходов охлаждающей воды $x=1 \dots 6$.

3.4.2. Исследовать влияние коэффициента оребрения на коэффициент теплопередачи и габаритную ширину воздухоохладителя

Коэффициент оребрения определяется отношением наружной оребренной площади поверхности трубок F_p к внутренней гладкой поверхности F

$$\sigma_p = \frac{F_p}{F}$$

За счёт оребрения термическое сопротивление теплоотдачи $\frac{1}{\alpha_1}$ уменьшается в σ_p раз. При этом коэффициент теплоотдачи для ТОА определяется по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \sigma_p} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Если пренебречь термическим сопротивлением теплопроводности $\frac{\delta}{\lambda}$,

то

$$K = \frac{\alpha_1 \cdot \sigma_p \cdot \alpha_2}{\alpha_1 \cdot \sigma_p + \alpha_2} \quad (34)$$

Используя эту формулу и задаваясь значениями σ_p в пределах от 1 до 12 с шагом $\Delta \sigma_p = 1,0$, выполнить тепловой расчёт воздухоохладителя. Построить графики зависимостей $K=f_1(\sigma_p)$, $V=f_2(\sigma_p)$ и дать их анализ. При

исследовании все величины, заданные в исходных данных, кроме σ_p , остаются без изменения. Расчёты могут быть выполнены на компьютере по программе, предварительно откорректированной самим студентом.

3.4.3. Исследовать влияние длины трубок охладителя на габаритную ширину и коэффициент теплопередачи воздухоохладителя

При значениях $\ell=0,7 \dots 2,0$ м с шагом $\Delta\ell=0,2$ м произвести тепловой расчет воздухоохладителя на компьютере кафедры. Остальные величины, заданные в исходных данных не изменяются. Построить графики зависимостей $K=f_1(\ell)$, $B=f_2(\ell)$. Дать анализ полученных зависимостей и сформулировать основные выводы.

4. Контрольные вопросы

1. Что такое тепловой поток и плотность теплового потока? Привести единицы измерения этих величин.
2. Написать и объяснить закон Фурье.
3. Что такое коэффициент теплопроводности? Привести единицы измерения.
4. Написать и объяснить закон Ньютона – Рихмана.
5. Дать определение и привести единицы измерения коэффициента теплоотдачи и теплопередачи.
6. Написать формулу удельного термического сопротивления теплопроводности плоской стенки.
7. Написать формулу для расчета коэффициента теплопередачи через однослойную плоскую стенку.
8. Назвать основные факторы, влияющие на величину коэффициента теплоотдачи при вынужденном движении жидкости.
9. Объяснить сущность метода применения теории подобия при исследовании процессов конвективного теплообмена.
10. Сформулировать основные теоремы и условия подобия физических явлений.
11. Дать определение понятий: определяющий размер и определяющая температура.
12. Написать выражение и объяснить физический смысл чисел подобия Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля и Грасгофа. Указать, подобие каких процессов они характеризуют.
13. Написать выражение и объяснить физический смысл температурной поправки, входящей в уравнение подобия.
14. Что обозначают индексы при числах подобия? Объяснить смысл индекса при числе подобия Pr_c .
15. Написать в общем виде уравнение подобия для теплоотдачи при поперечном обтекании труб. Объяснить, какие факторы характеризуются каждым сомножителем этого уравнения.
16. Написать в общем виде уравнение подобия для теплоотдачи при вынужденном движении в трубах. Объяснить, какие факторы характеризуются каждым сомножителем этого уравнения.
17. Объяснить, в каких случаях и почему исключаются из уравнения отдельные определяющие числа подобия.
18. Перечислить основные типы теплообменных аппаратов и объяснить их принцип действия.
19. Написать и объяснить уравнение теплового баланса для теплообменного аппарата.
20. Написать и объяснить уравнение теплопередачи для теплообменного аппарата.

21. Что такое водяной эквивалент теплоносителя? Написать выражение и привести единицы измерения водяного эквивалента теплоносителя.
22. Что такое среднелогарифмический температурный напор? Написать формулу для определения среднелогарифмического температурного напора для схем прямотока и противотока.
23. Изобразить и объяснить графики изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена для схемы прямотока при различных соотношениях водяных эквивалентов.
24. Изобразить и объяснить графики изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена для схемы противотока при различных соотношениях водяных эквивалентов.
25. Объяснить физический смысл поправок, применяемых при выполнении расчета: $\varepsilon_{\Delta t}$, ε_{ψ} , ε_N , ε_l , ε_R .

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Значения ε_ℓ при ламинарном и переходном режимах

$\frac{\ell}{d}$	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_ℓ	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1

Таблица 2

Значения ε_ℓ при турбулентном режиме

$\frac{\ell}{d}$	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

Таблица 3

Физические параметры сухого воздуха при нормальном давлении в зависимости от температуры

Температура T, °C	Плотность ρ , кг/м ³	Массовая теплоёмкость C _p , кДж/(кг·К)	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	Кинематический коэффициент вязкости ν , м ² /с
10	1,247	1,003	0,0251	14,16x10 ⁻⁶
20	1,205	1,004	0,0259	15,06x10 ⁻⁶
30	1,165	1,005	0,0268	16,00x10 ⁻⁶
40	1,128	1,006	0,0276	16,96x10 ⁻⁶
50	1,093	1,007	0,0283	17,95x10 ⁻⁶
60	1,060	1,008	0,0290	18,97x10 ⁻⁶
70	1,029	1,009	0,0297	20,02x10 ⁻⁶
80	1,000	1,010	0,0305	21,09x10 ⁻⁶
90	0,973	1,011	0,0313	22,12x10 ⁻⁶
100	0,946	1,012	0,0321	23,13x10 ⁻⁶

Таблица 4

Физические свойства воды при нормальном давлении в зависимости от температуры

Температура T, °C	Плотность ρ , кг/м ³	Истинная массовая теплоёмкость C _p , кДж/(кг·К)	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	Кинематический коэффициент вязкости ν · 10 ⁶ м ² /с	Число Прандтля Pr	Коэффициент объёмного расширения β · 10 ⁴ , 1/К
0	999,8	4,217	0,5609	1,792	13,47	-
10	999,8	4,192	0,5801	1,308	9,45	0,7
20	998,3	4,182	0,5985	1,005	7,01	1,82
30	995,72	4,178	0,6156	0,8012	5,42	3,21
40	992,26	4,179	0,6307	0,6583	4,33	3,87
50	992,26	4,181	0,6436	0,5515	3,55	4,49
60	983,19	4,185	0,6543	0,4749	2,99	5,11
70	977,71	4,190	0,6630	0,4137	2,56	5,7

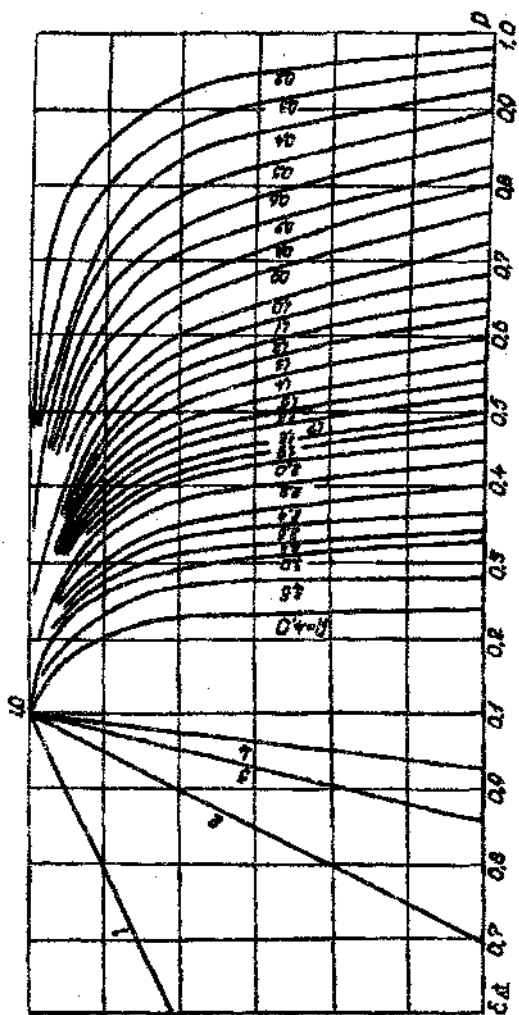


Fig. 1

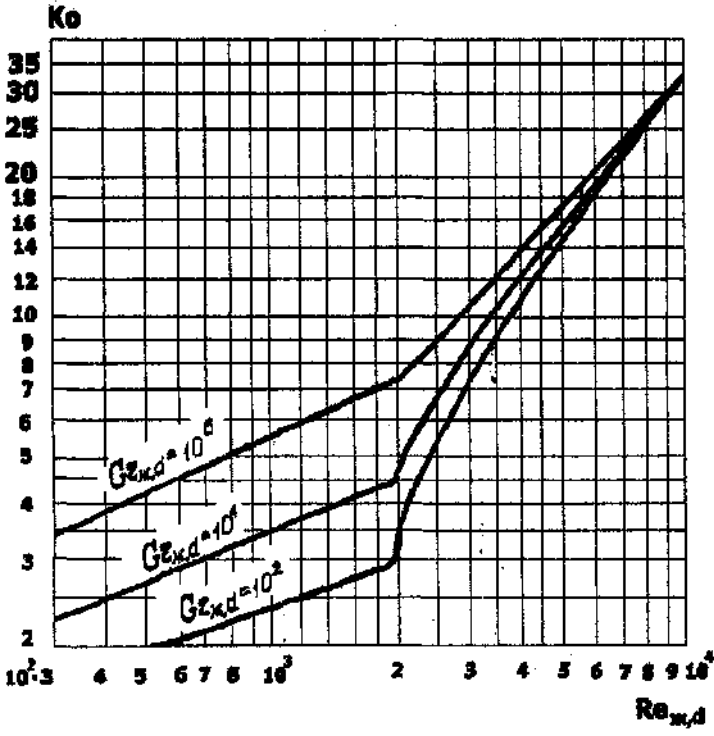


Рис.2

Варианты заданий

Расход воздуха		Температура воздуха		Температура воды		Трубки охладителя					Расположение трубок	Число ходов по воде
		вход	выход	вход	выход							
№	V	T_1'	T_1''	T_2'	T_2''	Z	d_n	$d_{вн}$	S_T/d_n	ℓ		\mathcal{L}
	м ³ /час	°C	°C	°C	°C	шт	мм	мм	-	мм	-	-
1	7100	65	42	20	24	20	12	10	2,8	500	КОР.	3
2	7300	65	42	20	24	20	12	10	2,8	500	КОР.	3
3	7500	65	42	20	22	20	12	10	2,8	500	ШАХМ.	3
4	7700	65	42	18	22	20	12	10	2,8	600	ШАХМ.	3
5	7900	65	42	18	20	22	12	10	3,0	600	ШАХМ.	3
6	8100	60	40	18	20	22	12	10	3,0	600	ШАХМ.	3
7	8300	60	40	16	18	24	12	10	3,0	700	КОР.	3
8	8600	60	40	16	18	24	12	10	2,6	700	КОР.	3
9	8900	60	38	15	18	24	12	10	2,6	700	КОР.	3
10	9200	60	35	20	22	24	13	11	2,6	700	ШАХМ.	3
11	9500	60	38	18	22	24	13	11	2,8	700	ШАХМ.	3
12	9800	55	40	15	18	24	13	11	2,8	700	ШАХМ.	3
13	10100	55	35	15	20	24	14	12	2,8	800	ШАХМ.	3
14	10400	55	35	15	19	26	14	12	3,0	800	КОР.	3
15	10700	55	35	15	19	26	14	12	3,0	800	КОР.	3
16	11000	60	40	18	22	26	14	12	2,4	800	ШАХМ.	3
17	11300	60	40	18	22	26	14	12	2,4	800	ШАХМ.	3
18	11600	60	40	18	20	26	14	12	2,4	800	ШАХМ.	3
19	11900	60	38	18	20	26	15	13	2,4	800	КОР.	3
20	12200	65	42	20	24	26	15	13	3,2	800	ШАХМ.	3
21	12500	65	42	20	24	26	15	13	3,2	850	КОР.	3
22	12800	65	40	20	24	28	16	14	3,2	850	ШАХМ.	3
23	13100	65	40	19	22	28	16	14	3,0	850	КОР.	3
24	13200	55	38	19	20	28	16	14	3,0	850	ШАХМ.	3
25	13400	55	38	17	21	28	16	14	2,8	850	ШАХМ.	3
26	13500	55	38	17	21	28	16	14	2,8	850	КОР.	3
27	13700	60	38	20	24	26	14	12	3,0	900	ШАХМ.	3
28	13900	65	40	18	20	24	15	13	2,8	950	ШАХМ.	3
29	13000	56	38	19	23	17	16	14	3,2	1400	КОР.	2
30	12100	55	30	15	19	16	15	13	2,4	1300	ШАХМ.	2

Литература

1. Клементьев М.Ф., Топоровский М.П. Теоретические основы теплотехники, ч.II. Теория теплообмена. СИАЭиП, 1997
2. Кивако Л.А., Григорьева С.В. Теоретические основы теплотехники. СВВМиУ, 1984
3. Зубов Г.И. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата. СВВМиУ, 1987
4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Справочник. Под общей редакцией Григорьева В.А. и Зорина В.М., М. «Энергоиздат», 1983
5. Бажан П.И. и др. Справочник по теплообменным аппаратам. М. «Машиностроение», 1989.

Оглавление

1. Конструктивное устройство и принцип действия теплообменного аппарата поверхностного типа
2. Основы теории тепловых расчетов теплообменных аппаратов.
3. Порядок теплового расчета воздухоохладителя
4. Контрольные вопросы

Приложение