

Содержание

1. Тепловой расчет	2
2. Гидравлический расчет.....	15
3. Примерное содержание курсовой работы	22
Библиографический список	23

1. Тепловой расчет

Общая схема технологического расчета теплообменных аппаратов. Расчет теплообменного аппарата включает определение необходимой поверхности теплопередачи, выбор типа аппарата и нормализованного варианта конструкции, удовлетворяющих заданным технологическим условиям оптимальным образом.

Необходимую поверхность теплопередачи определяют из основного уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}}.$$

Тепловую нагрузку Q в соответствии с заданными технологическими условиями находят по одному из следующих уравнений:

а) если агрегатное состояние теплоносителей не меняется — по уравнению

$$Q_i = G_i c_i |t_{in} - t_{ik}|, i=1;2. \quad (1)$$

б) при конденсации насыщенных паров без охлаждения конденсата и при кипении — по уравнению

$$Q_i = G_i r_i, i=1;2. \quad (2)$$

в) при конденсации перегретых паров с охлаждением конденсата

$$Q_1 = G_1 (I_{in} - c_1 t_{ik}), \quad (3)$$

где I — энтальпия перегретого пара.

Здесь и в дальнейшем индекс «1» относится к горячему теплоносителю, индекс «2» — к холодному.

Один из технологических параметров, не указанных в исходном задании (расход одного из теплоносителей или одну из температур), можно найти с помощью уравнения теплового баланса:

$$Q_1 = Q_2. \quad (4)$$

Тепловые потери при наличии теплоизоляции незначительны, и при расчете теплообменников их можно не учитывать.

Если агрегатное состояние теплоносителя не меняется, то его среднюю температуру можно определить как среднеарифметическую между начальной и конечной температурами:

$$t_i = (t_{in} + t_{ik})/2, i=1;2 \quad (5)$$

Более точное значение средней температуры одного из теплоносителей можно получить, используя среднелогарифмическую разность температур:

$$t_i = t_j \pm \Delta t_{\text{ср.лог.}} \quad (6)$$

где t_j — среднеарифметическая температура теплоносителя с меньшим перепадом температуры вдоль поверхности теплообмена.

При изменении агрегатного состояния теплоносителя его температура постоянна вдоль всей поверхности теплопередачи и равна температуре кипения (или конденсации), зависящей от давления и состава теплоносителя.

В аппаратах с прямо- или противоточным движением теплоносителей средняя разность температур потоков определяется как среднелогарифмическая между большей и меньшей разностями температур теплоносителей на концах аппарата:

$$\Delta t_{\text{ср}} \equiv \Delta t_{\text{ср.лог.}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}})} \quad (7)$$

Если эти разности температур одинаковы или отличаются не более чем в два раза, то среднюю разность температур можно определить как среднеарифметическую между ними:

$$\Delta t_{\text{ср.ар}} = (\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}})/2 \quad (8)$$

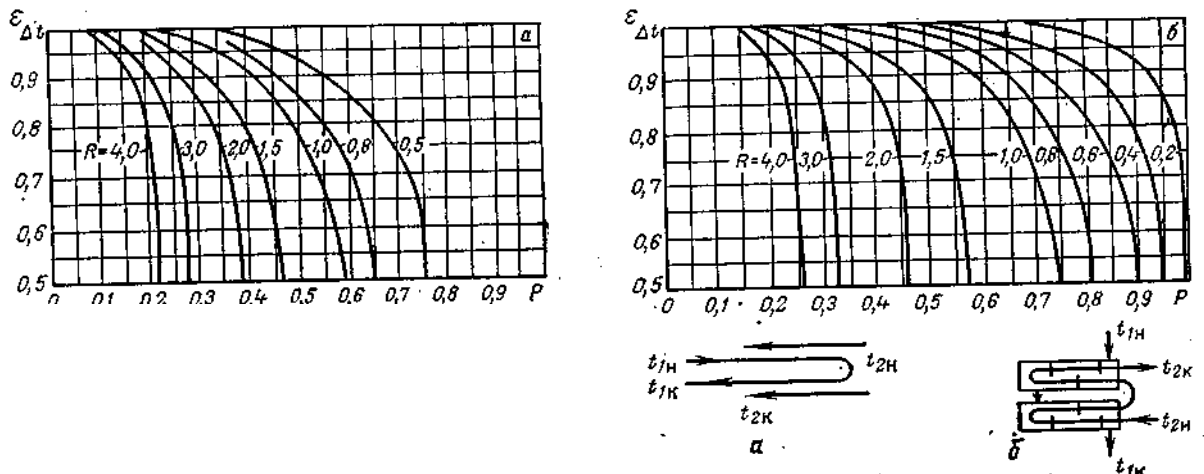


Рисунок 1. Определение поправки $\epsilon \Delta t$ при сложном взаимном движении теплоносителей:

а — один ход для теплоносителя 2 (в межтрубном пространстве) и чётное число ходов для теплоносителя 1 (в трубах); б — два хода для теплоносителя 1 и четыре хода для теплоносителя 2 (можно использовать для пластинчатых теплообменников). Индексы 2н и 2к присваиваются среде с меньшим перепадом температур.

В аппаратах с противоточным движением теплоносителей $\Delta t_{\text{ср}}$ при прочих равных условиях больше чем в случае прямотока; при сложном взаимном движении теплоносителей, например при смешанном или перекрестном токе, $\Delta t_{\text{ср}}$ принимает промежуточное значение. Её можно рассчитать, введя поправку $\epsilon \Delta t \ll 1$ к среднелогарифмической разности температур для противотока, рассчитанной по

формуле (7) $\Delta t_{cp} = \varepsilon \Delta t_{cp.лог}$. Эта поправка может быть определена с помощью графиков [1, 2], два из которых приведены на рисунок 1.

Для определения поверхности теплопередачи и выбора конкретного варианта конструкции теплообменного аппарата необходимо определить коэффициент теплопередачи. Его можно рассчитать с помощью уравнения аддитивности термических сопротивлений на пути теплового потока:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_{31} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (9)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителей; $\lambda_{ст}$ — теплопроводность материала стенки; $\delta_{ст}$ — толщина стенки; r_{31} , r_{32} — термические сопротивления слоёв загрязнений с обеих сторон стенки.

Это уравнение справедливо для передачи тепла через плоскую или цилиндрическую стенку при условии, что $R_n/R_в < 2$ (R_n и $R_в$ — наружный и внутренний радиусы цилиндра).

Однако на этой стадии расчета точное определение коэффициента теплопередачи невозможно, так как α_1 и α_2 зависят от параметров конструкции рассчитываемого теплообменного аппарата. Поэтому сначала на основании ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи приходится приблизительно определить поверхность и выбрать конкретный вариант конструкции, а затем провести уточнённый расчёт коэффициента теплопередачи и требуемой поверхности. Сопоставление её с поверхностью выбранного нормализованного теплообменника даёт ответ на вопрос о пригодности выбранного варианта для данной технологической задачи. При значительном отклонении расчётной поверхности от выбранной следует перейти к другому варианту конструкции и вновь выполнить уточнённый расчёт. Число повторных расчетов зависит главным образом от степени отклонения ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи от его уточнённого значения. Многократное повторение однотипных расчётов предполагает использование ЭВМ. Следует, однако, иметь в виду, что трудоёмкость повторных расчетов «вручную» резко снижается по мере выявления характера зависимости коэффициентов теплоотдачи от параметров конструкции аппарата.

Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи, а также значения тепловой проводимости загрязнений стенок по данным [3] приведены в таблице 1 и 2.

Таблица 1 Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи K [$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$]

Вид теплообмена	Для вынужденного движения	Для свободного движения
От газа к газу	10—40	4—12
От газа к жидкости	10—60	6—20
От конденсирующегося пара к газу	10—60	6—12
От жидкости к жидкости		
От конденсирующегося водяного пара к воде	800—3500	300—1200
От конденсирующегося водяного пара к органическим жидкостям	120—340	60—170
От конденсирующегося пара органических жидкостей к воде	300—800	230—460
От конденсирующегося водяного пара к кипящей жидкости	--	300—2500

Таблица 2 Тепловая проводимость загрязнений стенок Γ_3 [$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$]

Теплоносители	Γ_3
Вода загрязненная	1400—1860
Вода среднего качества	1860—2900
Вода хорошего качества	2900—5800
Вода дистиллированная	11600
Воздух	2800
Нефтепродукты, масла, пары хладагентов	2900
Нефтепродукты сырые	1160
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты	5800
Водяной пар, содержащий масла	5800
Пары органических жидкостей	11600

Трудоемкость таких расчетов может быть несколько уменьшена, если из опыта известна оптимальная область гидродинамических режимов движения теплоносителей вдоль поверхности для выбранного типа конструкции. Такое ограничение уменьшает число возможных вариантов решения задачи.

В любом случае, особенно при использовании ЭВМ, легко можно получить несколько конкурентно-способных вариантов решения технологической задачи. Дальнейший выбор должен быть сделан на основе технико-экономического анализа по

тому или иному критерию оптимальности.

Схема расчета теплообменников приведена на рисунке 2.

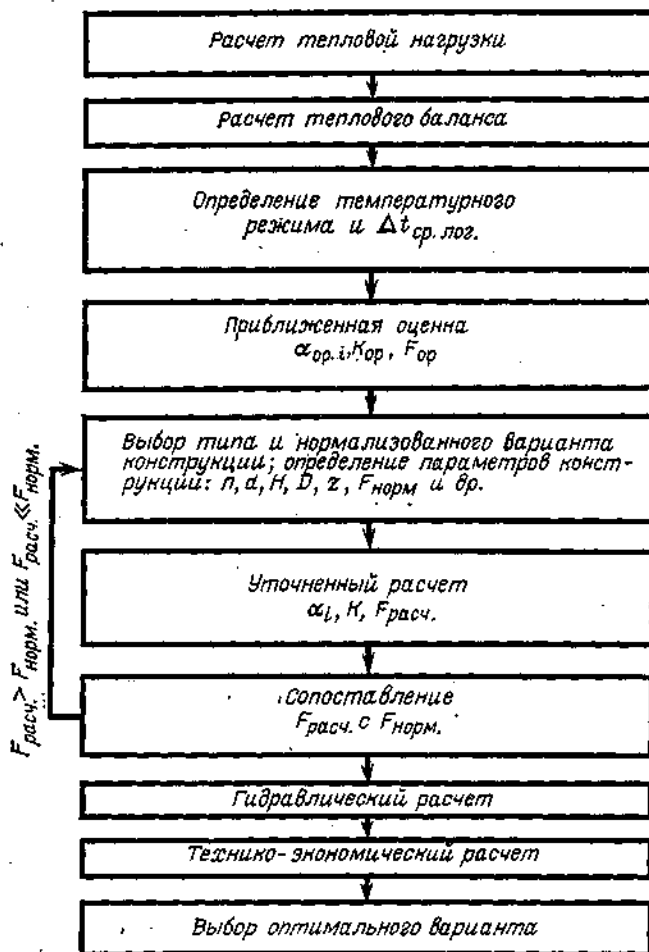


Рисунок 2 Схема расчета теплообменников.

Уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи. Выбор уравнений для уточненного расчета коэффициентов теплоотдачи зависит от характера теплообмена (без изменения агрегатного состояния, при кипении или при конденсации), от вида выбранной поверхности теплообмена (плоской, гофрированной, трубчатой, оребренной), от типа конструкции (кожухотрубчатые, двухтрубные, змеевиковые и др.), от режима движения теплоносителя. В общем виде критериальная зависимость для определения коэффициентов теплоотдачи имеет вид:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots) \quad (10)$$

где $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots$ —симплексы геометрического подобия.

Во многие расчетные формулы для определения коэффициента теплоотдачи в явном или неявном виде входит температура стенки. Ее можно определить из соотношения

$$t_{сгi} = t_i \pm \frac{K\Delta t_{ср}}{\alpha_i}, i=1;2 \quad (11)$$

Поскольку на первой стадии уточненного расчета α и K неизвестны, надо задаться их ориентировочными значениями, а в конце расчета проверить правильность предварительной оценки $t_{сгi}$.

Ниже приведены уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи в наиболее часто встречающихся случаях теплообмена.

1. При движении теплоносителя в прямых трубах круглого сечения или в каналах некруглого сечения без изменения агрегатного состояния коэффициент теплоотдачи определяют по следующим уравнениям:

а) при развитом турбулентном движении ($Re \geq 10^4$) — по уравнению

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4}(Pr/Pr_{сг})^{0,25} \quad (12)$$

где $Pr_{сг}$ — критерий Прандтля, рассчитанный при температуре стенки. Определяющим размером в критериях Re и Nu является эквивалентный диаметр трубы; определяющая температура, при которой рассчитываются физические свойства среды — средняя температура теплоносителя. Пределы применимости формулы (12):

$$Re = 10^4 — 5 \cdot 10^6; Pr = 0,6 — 100.$$

Для изогнутых труб (змеевиков) значение α , полученное из уравнения (12), умножают на поправку

$$\alpha_{з.м} = \alpha \left(1 + 3,54 \frac{d}{D}\right), \quad (13)$$

где d — внутренний диаметр трубы змеевика; D — диаметр витка змеевика;

б) при переходном режиме ($2300 < Re < 10000$) приближенное значение коэффициента теплоотдачи можно определить по уравнению

$$Nu = 0,008Re^{0,9}Pr^{0,43} \quad (14)$$

в) при ламинарном режиме ($Re < 2300$) возможны два случая:

1) при значениях $GrPr < 5 \cdot 10^5$, когда влияние свободной конвекции можно не учитывать, коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, движущегося в трубах круглого сечения, определяют по уравнениям [2]:

при $RePr(d/L) > 12$

$$Nu = 1,61 \sqrt[3]{RePr(d/L)} (\mu/\mu_{сг})^{0,14} \quad (15)$$

при $RePr(d/L) \leq 12$

$$Nu = 3,66 (\mu/\mu_{сг})^{0,14} \quad (16)$$

где $\mu_{ст}$ — вязкость теплоносителя при температуре стенки.

2) при значениях $GrPr > 5 \cdot 10^5$ наступает так называемый вязкостно-гравитационный режим, при котором влиянием свободной конвекции пренебречь нельзя, поскольку в этом режиме на теплоотдачу существенно влияет взаимное направление вынужденного движения и свободной конвекции; ряд формул приведён в работах [2—5]. Коэффициент теплоотдачи при вязкостно-гравитационном режиме течения приближенно можно определить по формуле:

$$Nu = 0,15(RePr)^{0,33} (GrPr)^{0,1} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (17)$$

В формулах (14)—(17) определяющий размер — эквивалентный диаметр, определяющая тем тура — средняя температура теплоносителя.

2. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве двухтрубного теплообменника расчет коэффициента теплоотдачи можно производится по формулам (12), (14), (17), подставляя в качестве определяющего размера эквивалентный диаметр кольцевого сечения между трубками $D_{\text{э}} = D_{\text{в}} - d_{\text{н}}$ (где $D_{\text{в}}$ — внутренний диаметр наружной трубы, $d_{\text{н}}$ — наружный диаметр внутренней трубы). В случае развитого турбулентного режима можно также рекомендовать [6] формулу

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (D_{\text{в}}/d_{\text{н}})^{0,45} \quad (18)$$

3. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников с сегментными перегородками коэффициент теплоотдачи рассчитывают по уравнениям:

при $Re \geq 1000$ [7]

$$Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,4} (Pr/Pr_{ст})^{0,25} \quad (19)$$

при $Re < 1000$ [3]

$$Nu = 0,34 Re^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_{ст})^{0,25} \quad (20)$$

В уравнениях (19) и (20) за определяющий параметрический размер принимают наружный диаметр теплообменных труб. Скорость потока определяется для наименьшего сечения межтрубного пространства (таблицы 3, 5, 6).

4. При обтекании пучка ребренных труб коэффициент теплоотдачи рассчитывают по уравнению [3]:

$$Nu = 0,18(d_{\text{н}}/t)^{-0,54} (h/t)^{-0,14} Re^{0,65} Pr^{0,4} \quad (21)$$

где $d_{\text{н}}$ — наружный диаметр несущей трубы; t — шаг между рёбрами;
 $h = 0,5(D - d_{\text{н}})$ — высота ребра; D — диаметр ребра

Определяющий геометрический размер — размер ребра t . Уравнение (21)

применимо при $Re=3000—25000$ и $dn/t=3—4,8$. Полученный из уравнения (21) коэффициент теплоотдачи α_p подставляют в формулу для расчёта коэффициента теплопередачи, отнесённого к полной наружной поверхности:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_{тр}} \cdot \frac{F_H}{F_B} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \quad (22)$$

где $\alpha_{тр}$ — коэффициент теплоотдачи для теплоносителя внутри трубы; F_H — полная наружная поверхность оребренной трубы; включая поверхность рёбер; F_B — внутренняя поверхность несущей трубы; $\sum \delta/\lambda = \delta_{cm}/\lambda_{cm} + r_{31} + r_{32}$ — сумма термических сопротивлений стенки трубы и слоев загрязнений.

5. При движении теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами в пластинчатых теплообменниках, коэффициент теплоотдачи рассчитывают [8] по уравнениям:

а) в случае турбулентного режима движения теплоносителя — по уравнению

$$Nu = a Re^b Pr^{0,43} (Pr/Pr_{cr})^{0,25} \quad (23)$$

Для пластин площадью $0,2 \text{ м}^2$ типа 0,2К $a=0,086$, $b=0,65$; допустимые пределы использования уравнения $Re=100—30000$, $Pr=0,7—20$;

для пластин площадью $0,3 \text{ м}^2$

$$a=0,1, b=0,73, Re=100—30000, Pr=0,7—50;$$

для пластин площадью $0,5 \text{ м}^2$ типа 0,5Е (с гофрами «в елочку»)

$$a=0,135, b=0,73, Re=50—30000, Pr=0,7—80;$$

для пластин площадью $0,5 \text{ м}^2$ типа 0,5Г (с горизонтальными гофрами)

$$a=0,165, b=0,65; Re=200—50000, Pr=0,7—50;$$

б) в случае ламинарного режима движения теплоносителя — по уравнению

$$Nu = a Re^{0,33} Pr^{0,33} (Pr/Pr_{cr})^{0,25} \quad (24)$$

Таблица 3 Значения коэффициента а

Тип (площадь) пластины	а	Re, не более	Pr, не менее
0,2К	0,5	100	20
0,3 м ²	0,6	100	50
0,5Е	0,63	50	80
0,5Г	0,46	200	50

6. Для жидкости, перемешиваемой в аппарате с мешалкой, коэффициент

теплоотдачи рассчитывают по уравнению

$$Nu = a Re^m Pr^{0,33} (\mu/\mu_{cr})^{0,14} \quad (25)$$

$Nu = \alpha D / \lambda$; $Re = n(dm)2\rho/\mu$; $a=0,36$, $m=0,67$ — при передаче тепла через рубашку; $a=0,87$, $m=0,62$ — при передаче тепла с помощью змеевика; D — внутренний диаметр аппарата; n — число оборотов мешалки в секунду; dm — диаметр окружности, описываемой мешалкой.

7. При плёночной конденсации насыщенного пара и ламинарном стекании пленки конденсата под действием силы тяжести коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле

$$\alpha = a^4 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu \Delta t l}} \quad (26)$$

где для вертикальной поверхности $a=1,15$, $l=H$ (H — высота поверхности в м); для одиночной горизонтальной трубы $a=0,72$, $l=dn$ (dn — наружный диаметр трубы в м).

В этой формуле $\Delta t = t_{конд} - t_{см1}$ удельную теплоту конденсации r определяют при температуре конденсации $t_{конд}$, физические характеристики конденсата рассчитывают при средней температуре пленки конденсата $t_{пл} = 0,5(t_{конд} + t_{см1})$. Во многих случаях, когда Δt не превышает 30—40 град, физические характеристики могут быть определены при температуре конденсации $t_{конд}$, что не приведет к значительной ошибке в определении a .

При конденсации пара на наружной поверхности пучка из n горизонтальных труб средний коэффициент теплоотдачи несколько ниже, чем в случае одиночной трубы, вследствие утолщения пленки конденсата на трубах, расположенных ниже: $\alpha_{ср} = \varepsilon \alpha$.

Приближенно можно принять $\varepsilon=0,7$, если $n \leq 100$, и $\varepsilon=0,6$, если $n > 100$.

При подстановке в формулу (1.27) $\Delta t = q/\alpha$ получим:

$$\alpha = a \lambda^3 \sqrt[3]{\frac{\rho^2 r g}{\mu l q}} \quad (27)$$

Для вертикальных поверхностей $a=1,21$, $l=H$ (в м), для одиночных горизонтальных труб $a=0,645$, $l=dn$ (в м). Зная расход пара G_1 и используя уравнение теплоотдачи

$$H \Delta t = \frac{G_1 r}{\alpha \pi d_n n} \quad \text{или} \quad d_n \Delta t = \frac{G_1 r}{\alpha \pi L_1 n},$$

можно подстановкой в формулу (26) получить следующие удобные для расчётов формулы:

для n вертикальных труб

$$\alpha = 3,78\lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho^2 d_n n}{\mu G_1}} \quad (28)$$

для n горизонтальных труб длиной L (в м)

$$\alpha = 2,02\varepsilon\lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho^2 Ln}{\mu G_1}} \quad (29)$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на гофрированной поверхности пластин при $(t_{конд}-t_{см1})=\Delta t < 10$ град рассчитывают по формуле (26), в которую в качестве высоты поверхности подставляют приведённую длину канала L . При $\Delta t \geq 10$ град справедлива другая формула [8]:

$$Nu = a Re^{0.7} Pr^{0.4} \quad (30)$$

где $Re=Lq/\mu$ $r=G1L/\mu F$ (F — полная поверхность теплообмена, m^2 ; $G1$ — расход пара, kg/c); $Pr=c\mu/\lambda$; $Nu=aL/\lambda$.

При $\Delta t < 30-40$ °C физические свойства конденсата можно определять при температуре конденсации. Коэффициент a зависит от типа пластин и определяется из таблицы 4.

Таблица 4 Значения коэффициента a

Тип (площадь) пластины	a
0,2К	338
(0,3 m^2)	322
0,5Е	240
0,5Г	376

7. Более подробные сведения по теплоотдаче при конденсации паров, в частности для турбулентного течения пленки конденсата, можно найти в работе [2].

8. При пузырьковом кипении коэффициент теплоотдачи рассчитывают по следующим уравнениям:

а) при кипении на поверхностях, погруженных в большой объем жидкости [10]

$$\alpha = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho}{\rho_n} - 1 \right)^{-\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\lambda^2 \rho}{\mu \sigma T_{кип}} \right)^{\frac{1}{3}} q^{\frac{2}{3}} \quad (31)$$

б) при кипении в трубах [6]

$$\alpha = 780 \frac{\lambda^{1,3} \rho^{0,5} \rho_n^{0,06}}{\sigma^{0,5} r^{0,6} \rho_{п0}^{0,66} c^{0,3} \mu^{0,3}} q^{0,6} \quad (32)$$

Критическую удельную тепловую нагрузку, при которой пузырьковое кипение переходит в плёночное, а коэффициент теплоотдачи принимает максимальное значение, можно оценить по формуле, справедливой для кипения в большом объёме:

$$q_{кр} = 0,14r\sqrt{\rho_{п}} \cdot \sqrt[4]{g\sigma\rho}. \quad (33)$$

В формулах (31)—(33) все физические характеристики жидкости, а также плотность пара при атмосферном давлении $\rho_{no}=273M/22,4T_{кип}$ и при давлении над поверхностью жидкости $\rho_n=\rho_{no} \cdot p/p_{атм}$ следует определять при температуре кипения $T_{кип}$ (в К).

Тепловые расчёты ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- c — удельная массовая теплоемкость;
 D — диаметр кожуха;
 d — внутренний диаметр теплообменных труб;
 $dэ$ — эквивалентный диаметр;
 F — поверхность теплопередачи;
 G — массовый расход теплоносителя;
 g — ускорение свободного падения;
 K — коэффициент теплопередачи;
 L — длина теплообменных труб;
 l — определяющий размер в критериях подобия;
 M — масса;
 N — число пластин; мощность;
 n — число труб; число параллельных потоков;
 p — давление;
 Δp — гидравлическое сопротивление;
 Q — тепловая нагрузка;
 q — удельная тепловая нагрузка;
 g — удельная массовая теплота конденсации (испарения);
 $gз$ — термическое сопротивление слоя загрязнений;
 S — площадь поперечного сечения потока;
 t — температура;
 Δt — разность температур стенки и теплоносителя;
 w — скорость движения теплоносителя;
 z — число ходов в кожухотрубчатых теплообменниках;
 α — коэффициент теплоотдачи;
 β — коэффициент объемного расширения;
 $\delta ст$ — толщина стенки теплопередающей поверхности;
 λ — теплопроводность; коэффициент трения;
 μ — динамическая вязкость;
 ρ — плотность;
 σ — поверхностное натяжение;
 ξ — коэффициент местного сопротивления;
- $Re = \frac{w l \rho}{\mu}$ — критерий Рейнольдса;
- $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$ — критерий Нуссельта;
- $Pr = \frac{c \mu}{\lambda}$ — критерий Прандтля;
- $Gr = \frac{g l^3 \rho^2}{\mu^2} \beta \Delta t$ — критерий Грасгофа;

Индексы:

1 — теплоноситель с большей средней температурой;

2 — теплоноситель с меньшей средней температурой;

н — начальное значение; наружный размер; насос;

к — конечное значение; кожух;

ст — стенка;

т — теплообменник;

тр — трубное пространство;

мтр — межтрубное пространство;

ш — штуцер.

2. Гидравлический расчет

Расчет гидравлического сопротивления трубопроводов. Расчёт гидравлического сопротивления [1], [2] необходим для определения затрат энергии на перемещение жидкостей и газов и подбора машин, используемых для перемещения — насосов, вентиляторов и т. п.

Гидравлическое сопротивление обусловлено сопротивлением трения и местными сопротивлениями, возникающими при изменениях скорости потока величине или направлению. Потери давления Δp_n или напора h_n на преодоление сопротивления трения и местных сопротивлений в трубопроводах определяются по формулам:

$$\Delta p_n = \left(\lambda \frac{l}{d_э} + \sum \xi_{м.с.} \right) \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (34)$$

$$h_n = \left(\lambda \frac{l}{d_э} + \sum \xi_{м.с.} \right) \frac{\omega^2}{2g} \quad (35)$$

λ — коэффициент трения; l и $d_э$ — соответственно длина и эквивалентный диаметр трубопровода; $\sum \xi_{м.с.}$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений; ρ — плотность жидкости или газа

Эквивалентный диаметр определяется по формуле

$$d_э = 4S/\Pi \quad (36)$$

S — площадь поперечного сечения потока; Π — смоченный периметр.

Формулы для расчета коэффициента трения λ зависят от режима движения и шероховатости трубопровода.

При ламинарном режиме

$$\lambda = A/Re \quad (37)$$

$Re = \omega d_э \rho / \nu$; A — коэффициент, зависящий от формы трубопровода.

Ниже приведены значения коэффициента A и эквивалентного диаметра $d_э$ для некоторых сечений:

Таблица 5 Значения коэффициента A и эквивалентного диаметра $d_э$

Форма сечения	A	$d_э$
Круг диаметром d	64	d
Квадрат стороной a	57	a
Кольцо шириной a	96	$2a$
Прямоугольник высотой a , шириной b		
$b \gg a$	96	$2a$

b/a=10	85	1,81a
b/a=4	73	1,6a
b/a=2	62	1,3a

В турбулентном потоке различают три зоны, для которых коэффициент λ рассчитывают по разным формулам.

Для зоны гладкого трения ($2320 < Re < 10/e$)

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}, \quad (38)$$

где $e = \Delta/d$ — относительная шероховатость трубы, где Δ — абсолютная шероховатость трубы (средняя высота выступов шероховатости на поверхности трубы).

Ориентировочные значения шероховатости труб Δ приведены ниже в таблице 6:

Таблица 6 Ориентировочные значения шероховатости труб

Трубы	Δ , мм
Стальные новые	0,06-0,1
Стальные, бывшие в эксплуатации, с незначительной коррозией	0,1—0,2
Стальные старые, загрязненные	0,5—2
Чугунные новые; керамические	0,35—1
Чугунные водопроводные, бывшие в эксплуатации	1,4
Алюминиевые гладкие	0,015—0,06
Трубы из латуни, меди и свинца чистые цельно тянутые; стеклянные	0,0015-0,01
Для насыщенного пара	0,2
Для пара, работающие периодически	0,5
Для конденсата, работающие периодически	1,0
Воздухопроводы от поршневых и турбокомпрессоров	0,8

Для зоны смешанного трения ($10/e < Re < 560/e$)

$$\lambda = 0,114 \sqrt{(e + 68/Re)} \quad (2.6)$$

Для зоны, автомодельной по отношению к Re ($Re > 560/e$)

$$\lambda = 0,114 \sqrt{e} \quad (39)$$

Значения коэффициентов местных сопротивлений ξ в общем случае зависят от вида местного сопротивления и режима движения жидкости.

Ниже рассмотрены наиболее распространенные типы местных сопротивлений и

даны соответствующие значения коэффициентов ξ .

1. Вход в трубу: с острыми краями — $\xi=0,5$, с закруглёнными краями — $\xi=0,2$.
2. Выход из трубы: $\xi=1$.
3. Плавный отвод круглого сечения: $\xi=A \cdot B$. Коэффициент A зависит от угла φ , на который изменяется направление потока в отводе:

Таблица 7 Коэффициент A от угла φ

Угол φ , град	20	30	45	60	90	110	130	150	180
A	0,31	0,45	0,6	0,78	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40

Коэффициент B зависит от отношения радиуса поворота трубы R_0 к внутреннему диаметру d :

Таблица 8 Коэффициент B от отношения радиуса поворота трубы

R_0/d	1,0	2,0	4,0	6,0	15	30	50
B	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03

4. Колено с углом 90°

Таблица 9 Коэффициент ξ от диаметра трубы при колене с углом 90°

Диаметр трубы, мм	12,5	25	37	50	>50
ξ	2,2	2	1,6	1,1	1,1

5. Вентиль нормальный при полном открытии

Таблица 10 Коэффициент ξ от диаметра трубы при наличии вентиля

Диаметр трубы, мм	13	20	40	80	100	150	200	250	350
ξ	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,1	5,5

6. Вентиль прямоточный при полном открытии при $Re \geq 3 \cdot 10^5$:

Таблица 11 Коэффициент ξ от диаметра трубы при наличии вентиля

Диаметр трубы, мм	25	38	50	65	76	100	150	200	250
ξ	1,04	0,85	0,79	0,65	0,60	0,50	0,42	0,36	0,32

При $Re < 3 \cdot 10^5$ указанное значение ξ следует умножить на коэффициент k , зависящий от Re :

Таблица 12 Коэффициент k от Re

Re	5000	10000	20000	50000	100000	200000
k	1,40	1,07	0,94	0,88	0,91	0,93

7. Внезапное расширение

Значения ξ зависят от соотношения площадей меньшего и большего сечения F_1/F_2 и от Re, рассчитываемого через скорость и эквивалентный диаметр меньшего сечения:

Таблица 13 Значения ξ от соотношения площадей меньшего и большего сечения

Re	F_1/F_2					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10
100	1,70	1,40	1,20	1,10	0,90	0,80
1000	2,00	1,60	1,30	1,05	0,90	0,60
3000	1,00	0,70	0,60	0,40	0,30	0,20
>3500	0,81	0,64	0,50	0,36	0,25	0,16

8. Внезапное сужение

Значения ξ определяются так же, как при внезапном расширении:

9. Тройники

Коэффициенты ξ определяются в зависимости от отношения расхода жидкости в ответвлении $Q_{отв}$ к общему расходу Q в основном трубопроводе (магистрале). При определении потерь напора с использованием приведенных ниже коэффициентов следует исходить из скорости жидкости в магистрали. Коэффициенты местных сопротивлений, относящиеся к магистрали (ξ_M) и к ответвляющемуся трубопроводу ($\xi_{отв}$), в ряде случаев могут иметь отрицательные значения, так как при слиянии или разделении по токам возможно всасывание жидкости и увеличение напора:

Таблица 14 Коэффициенты местных сопротивлений от расхода жидкости в ответвлении к общему расходу

ξ	$Q_{отв}/Q$					
	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Поток входит в магистраль						
$\xi_{отв}$	-1,2	-0,4	0,08	0,47	0,72	0,91
ξ_M	0,04	0,17	0,30	0,41	0,51	0,60

Поток выходит из магистрали						
$\xi_{отв}$	0,95	0,88	0,89	0,95	1,10	1,28
ξ_M	0,04	-0,08	-0,05	0,07	0,21	0,35

10. Задвижка

Таблица 16 Коэффициенты местных сопротивлений при наличии задвижки

Диаметр трубы, мм.	15–100	175-200	300 и выше
ξ	0,5	0,25	0,15

Расчет оптимального диаметра трубопроводов. Внутренний диаметр трубопровода круглого сечения рассчитывают [1] по формуле

$$d = \sqrt{4Q/\pi\omega} \quad (40)$$

Обычно расход перекачиваемой среды известен и, следовательно, расчёт диаметра трубопровода требует определения единственной величины — ω . Чем больше скорость, тем меньше потребный диаметр трубопровода, что снижает стоимость трубопровода, его монтажа и ремонта. Однако с увеличением скорости растут потери напора в трубопроводе, что ведет к увеличению перепада давления, требуемого для перемещения среды, и, следовательно, к росту затрат энергии на ее перемещение.

Оптимальный диаметр трубопровода, при котором суммарные затраты на перемещение жидкости или газа минимальны, следует находить путем технико-экономических расчетов. На практике можно исходить из следующих значений скоростей, обеспечивающих близкий к оптимальному диаметр трубопровода:

Таблица 17 Скорость, обеспечивающая близкий к оптимальному диаметр трубопровода

Перекачиваемая среда:	ω , м/с
Жидкости	
при движении самотеком	
вязкие	0,1—0,5
маловязкие	0,5—1,0
при перекачивании насосами	
во всасывающих трубопроводах	0,8—2,0
в нагнетательных трубопроводах	1,5—3,0
Газы	
при естественной тяге	2—4
при небольшом давлении (от вентиляторов)	4—15

при большом давлении (от компрессоров)	15—25
Пары	
перегретые	30—50
насыщенные при давлении, Па	
больше 105	15—25
$(1—0,5) \cdot 10^5$	20—40
$(5—2) \cdot 10^4$	40—60
$(2—0,5) \cdot 10^4$	60—75

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Основные условные обозначения

- $d_э$ — эквивалентный диаметр;
- e — относительная шероховатость трубопровода;
- g — ускорение свободного падения;
- $hп$ — потери напора;
- n — частота вращения;
- N — мощность;
- p — давление;
- Δp — перепад давления;
- Q — объёмный расход;
- ω — скорость;
- η — коэффициент полезного действия;
- λ — коэффициент трения;
- μ — динамическая вязкость;
- ξ — коэффициент местного сопротивления;
- ρ — плотность;
- σ — поверхностное натяжение.

Индексы

- $г$ — газ, $ж$ — жидкость, $т$ — твёрдое тело

3. Примерное содержание курсовой работы

1. Общие сведения о теплообменных аппаратах, их принципиальные схемы, назначение, область применения.
2. Принцип действия, схемы, конструкция, назначение, область применения теплообменных аппаратов, указанных в задании.
3. Общие принципы и теория расчетов (аэрогазодинамических и тепловых) аппарата.
4. Расчеты двух-трех вариантов конструкции аппарата.
5. Гидравлический расчет подводящих сетей (доп. задание преподавателя).
6. Обоснование и выбор оборудования для перемещения взаимодействующих в аппарате флюидов (насоса, вентилятора, воздуходувки и т.д.).
7. Выводы.
8. Список используемой литературы.

Библиографический список

1. Теплотехника. Под ред. А.П. Баскакова / М.: Энергоатомиздат. 1991
2. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача / М.: Высшая школа. 1980
3. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача / М.: Высшая школа. 1988
4. Асатур К.Г., Маховиков Б.С. Гидромеханика / СПб.: РИЦ СПбГИ. 2001
5. Гудилин П.С., Кривенко Е.М., Маховиков Б.С., Пастоев И.Л. Гидравлика и гидропривод / М.: МГГИ. 1996
6. Авчухов В.В., Паюсте Б.Я. Задачник по процессам тепломассообмена / М.: Энергоатомиздат. 1986

