РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МЕТОДИКА И ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ АЭС

РТМ 24.031.05—72

Издание официальное

МИНИСТЕРСТВО ТЯЖЕЛОГО, ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО И ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Москва

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Центральным научно-исследовательским и проектно-конструкторским котлотурбинным институтом им. И. И. Ползунова

Директор	**МАРКОВ Н. М.**
Заведующий базовым отраслевым отделом стандартизации	**БАРАНОВ А. П.**
Заведующий отделом атомной энергетики	**АНДРЕЕВ П. А.**
Руководители работы:	**БОРИШАНСКИЙ В. М.,** **ГРЕМИЛОВ Д. И.**

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Главным управлением атомного машиностроения и котлостроения Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Заместитель начальника Главатомкотломаша	**МАКАРОВ Е. В.**

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Заместитель министра	**СИРЫЙ П. О.**

УДК 66.045.1.001.24 (083.75)

Группа Е02

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МЕТОДИКА И ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ АЭС

РТМ 24.031.05—72

Указанием Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения от 30 ноября 1972 г. № ПС-002/21744 введен как рекомендуемый.

В настоящем руководящем техническом материале (РТМ) изложена расчетная методика и приведены теоретические зависимости, необходимые для выполнения конструктивного и поверочного расчетов парогенераторов, конденсаторов и теплообменников, работающих на жидких, газообразных и жидкометаллических теплоносителях.

Приведенные расчетные зависимости охватывают теплообмен при течении жидких и газообразных теплоносителей без изменения агрегатного состояния, а также при кипении и конденсации. Даны расчетные зависимости для определения условий возникновения кризиса теплообмена I и II рода.

Рекомендации по расчету гидравлических сопротивлений теплообменных аппаратов даны для случаев течения однофазных потоков в трубах, каналах и пучках труб, а также при движении двухфазных потоков.

В РТМ приводятся методические указания по практическому выполнению расчетов теплообменных аппаратов.

При проведении расчетов теплообменного оборудования АЭС в качестве дополнительных материалов могут быть использованы нормы расчета котельных агрегатов [1, 2, 3], а также привлечены

Издание официальное **Перепечатка воспрещена**

другие источники, например, [4—7]. Теплофизические характеристики теплоносителей и термодинамические параметры воды следует принимать по справочной литературе [8—11].

В приложении к РТМ приводятся дополнительные справочные и вспомогательные материалы: принципиальные схемы атомных установок, перечень и характеристики рабочих тел и теплоносителей, краткое описание процессов теплообмена в аппаратах АЭС, терминология основных расчетных величин и вспомогательные формулы.

Настоящий РТМ предназначен для использования в отрасли атомного энергомашиностроения Минтяжмаша и в дальнейшем может послужить основой для создания межотраслевого нормативного метода расчета теплообменных аппаратов АЭС.

РТМ разрабатывал коллектив авторов: П. А. Андреев, Н. С. Алферов, А. А. Андреевский, В. М. Боришанский, Б. Ф. Балунов, Г. С. Быков, О. С. Виноградов, Д. И. Волков, Д. И. Гремилов, М. А. Готовский, В. Б. Жинкина, К. А. Жохов, Н. И. Иващенко, Я. А. Мицюль, П. И. Пучков, Р. А. Рыбин, Т. Г. Филиппова, Э. В. Фирсова, В. Н. Фромзель, В. Ф. Юдин.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:

d, $d_в$ — наружный и внутренний диаметры трубы, *м*;

$d_э$ — эквивалентный диаметр канала, пучка труб, *м*;

D, $D_в$ — наружный и внутренний диаметры корпуса, *м*;

$D_р$ — диаметр по вершинам ребер, *м*;

δ — толщина, *м*;

l — длина труб, *м*;

S_1, S_2, S_2' — шаги труб (поперечный, продольный и диагональный), *м*;

S — шаг труб равносторонней решетки продольно обтекаемых пучков, *м*;

$\sigma_1 = \frac{S_1}{d}$, $\sigma_2 = \frac{S_2}{d}$, $\sigma_2' = \frac{S_2'}{d}$ — относительные шаги труб (поперечный, продольный, диагональный);

$\sigma = \frac{S}{d}$ — относительный шаг труб при продольном обтекании пучков;

U — смоченный периметр, *м*;

H — поверхность теплообмена, $м^2$;

n — число труб;

z — число рядов труб вдоль пучка;

G — расход теплоносителя, *кг/ч*;

$D_{пе}$, $D_{нас}$, $D_{см}$, $D_{п.в}$, $D_{конд}$ — расход пара (перегретого, насыщенного), пароводяной смеси, питательной воды и конденсата, *кг/ч*;

$N_т$ — тепловая мощность, *Мвт*;

Q — тепловая мощность (тепловой поток), *ккал/ч*;

q — тепловая нагрузка (плотность теплового потока), *ккал/м²·ч*;

ϑ, t — температура, °С;

Δt, $\Delta t_р$ — локальный и расчетный температурный напор, *град*;

T — абсолютная температура, °К;

ρ — плотность, *кг/м³*;

f — площадь живого сечения, *м²*;

λ — коэффициент теплопроводности, $\frac{ккал}{м \cdot ч \cdot град}$;

v — удельный объем, *м³/кг*;

μ — коэффициент динамической вязкости, $\frac{кгс \cdot сек}{м^2}$;

$\nu = \frac{\mu g}{\rho}$ — коэффициент кинематической вязкости, *м²/сек*;

$a = \frac{\lambda}{3600 \cdot c_p \rho}$ — коэффициент температуропроводности, *м²/сек*;

c_p — теплоемкость при $p = \text{const}$, *ккал/кг·град*;

i — энтальпия, *ккал/кг*;

r — теплота парообразования, *ккал/кг*;

σ — коэффициент поверхностного натяжения, *кгс/м*;

β — коэффициент объемного расширения, *1/град*;

g — ускорение силы тяжести, *м/сек²*;

w — скорость теплоносителя, *м/сек*;

α — коэффициент теплоотдачи, $\frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град}$;

K, $K_в$ — коэффициент теплопередачи гладкой трубы, отнесенный к наружному и внутреннему диаметру, *ккал/м²·ч·град*;

$K^{ор}$ — коэффициент теплопередачи оребренной трубы, отнесенный к наружному диаметру несущей трубы, *ккал/м²·ч·град*;

K_l — линейный коэффициент теплопередачи, *ккал/м·ч·град*;

p — абсолютное давление, *кгс/см²*, *кгс/м²*;

Δp — перепад давления, *кгс/м²*, *кгс/см²*;

ξ — коэффициент сопротивления трения;

ζ — коэффициент сопротивления;

β_p — коэффициент массоотдачи, *кг/м²·ч·атм*.

БЕЗРАЗМЕРНЫЕ КОМПЛЕКСЫ

$\text{Nu} = \frac{\alpha l_0}{\lambda}$ — число Нуссельта;

$\mathrm{Re} = \frac{w l_0}{\nu}$ — число Рейнольдса;

$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{3600 \mu g c_p}{\lambda}$ — число Прандтля;

$\mathrm{Pr}_д = \frac{\nu_{см}}{D_{1-2}}$ — диффузионное число Прандтля;

$\mathrm{Pe} = \frac{w l_0}{a} = \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}$ — число Пекле;

$\mathrm{Gr} = \frac{g l_0^3}{\nu^2} \beta \Delta t$ — число Грасгофа;

$\mathrm{Ra} = \mathrm{Gr} \cdot \mathrm{Pr}$ — число Релея;

$\mathrm{Ra}_A = \frac{1}{16} \cdot \frac{g \beta \frac{dt}{dx} d_в^4}{\nu a}$ — число Релея для трубы (аксиальное);

$\mathrm{Fr} = \frac{w^2}{g l_0}$ — число Фруда;

$\mathrm{Ga} = \frac{g l_0^3}{\nu^2}$ — число Галилея.

При определении безразмерных комплексов характерный размер l_0 может принимать следующие значения:

$l_0 = d_в$ — при течении в трубе;

$l_0 = d_э$ — при продольном обтекании гладких пучков и каналов;

$l_0 = D_р \left[1{,}1 \left(\frac{S}{D_р} \right)^2 - 1 \right]$ — при продольном обтекании пучков труб с однозаходным спиральным оребрением, расположенных по треугольной решетке;

$l_0 = d$ — при поперечном обтекании пучков гладких труб;

$l_0 = \frac{H_{тр}}{H_п} d + \frac{H_р}{H_п} \sqrt{0{,}785 (D_р^2 - d^2)}$ — при поперечном обтекании пучков оребренных труб;

$l_0 = d_в$ — при конденсации пара внутри труб;

$l_0 = \frac{l}{2}$ — при конденсации пара внутри вертикальных труб для определения числа Фруда.

ИНДЕКСЫ

г — греющий;
н — нагреваемый;
ст — стенка трубы;
п. с — плоская стенка;
пл — пленка;
тр — труба;
ох — охлаждение;
п. в — питательная вода;

вх, вых — на входе, на выходе;
нас — насыщение;
пе — перегрев;
кип — кипение;
конд — конденсация;
диф — диффузионный;
см — смесь;
пр — приведенный;
гр — граничный;
пот — поток;
кр — критический;
′ — жидкость на линии насыщения;
″ — пар на линии насыщения;
ср — среднее значение.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

1.1. Общие положения

1.1.1. При конструктивном тепловом расчете определяется величина поверхности теплообмена, необходимая для получения номинальной тепловой мощности аппарата при заданных параметрах и расходах греющего и нагреваемого теплоносителей.

1.1.2. Номинальной тепловой мощностью называется наибольшая мощность, обеспечиваемая в условиях длительной эксплуатации при заданных параметрах теплоносителей.

1.1.3. Заданными величинами являются тепловая мощность аппарата, параметры (температура и давление) и расходы обоих теплоносителей на входе и выходе, а в ряде случаев и гидравлические сопротивления трактов греющего и нагреваемого теплоносителей.

1.1.4. Задание на проектирование теплообменного аппарата разрабатывается на основании данных тепловой схемы АЭС и, кроме упомянутых величин, должно содержать специфические данные по теплоносителям и требования, предъявляемые к конструкции аппарата и режимам его эксплуатации.

1.1.5. Поверочный тепловой расчет данного теплообменного аппарата выполняется для выявления характеристик рабочего процесса при режимах, отличных от номинального.

1.2. Тепловой баланс

1.2.1. Тепловой баланс устанавливает равенство между тепловым потоком, подведенным к теплообменному аппарату, и потоком, отведенным от него с учетом потерь в окружающую среду.

1.2.2. Полный тепловой баланс теплообменного аппарата может быть представлен в виде равенства

$$Q_г + Q_г^{пр} + Q_н^{пр} = Q_н + Q_{охл},$$

где $Q_г$ — тепловой поток, подведенный к аппарату греющим теплоносителем, *ккал/ч*;

$Q_г^{пр}$ и $Q_н^{пр}$ — тепловые потоки, возникающие в трактах теплообменного аппарата в результате преодоления гидравлического сопротивления этих трактов при движении в них теплоносителей, *ккал/ч*;

$Q_н$ — тепловой поток, отведенный из аппарата нагреваемым теплоносителем, *ккал/ч*;

$Q_{охл}$ — тепловой поток, теряемый аппаратом в окружающую среду, *ккал/ч*.

1.2.3. Тепловой поток, подведенный в аппарат греющим теплоносителем, равен

$$Q_г = (i_г^{вх} - i_г^{вых}) G_г,$$

где $i_г^{вх}$ и $i_г^{вых}$ — энтальпия греющего теплоносителя соответственно на входе в аппарат и выходе из него, *ккал/кг*;

$G_г$ — расход греющего теплоносителя, *кг/ч*.

1.2.4. Тепловой поток, отведенный из аппарата нагреваемым теплоносителем, равен

$$Q_н = (i_н^{вых} - i_н^{вх}) G_н,$$

где $i_н^{вых}$ и $i_н^{вх}$ — энтальпия нагреваемого теплоносителя соответственно на выходе из аппарата и входе в него, *ккал/кг*;

$G_н$ — расход нагреваемого теплоносителя, *кг/ч*.

1.2.5. Тепловые потоки, возникающие в результате преодоления гидравлических сопротивлений трактов теплообменного аппарата при движении в них греющего и нагреваемого теплоносителей, определяются путем пересчета мощности, затрачиваемой на прокачку:

$$Q_г^{пр} = 860 N_г^{пр} \text{ и } Q_н^{пр} = 860 N_н^{пр},$$

где $N_г^{пр}$ и $N_н^{пр}$ — мощности, затрачиваемые на прокачку соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей, *квт*.

Величина суммарной мощности, затрачиваемой на прокачку теплоносителей, составляет доли процента от тепловой мощности для аппаратов, работающих на жидких средах, и 1—2% — для аппаратов, работающих на газообразных средах.

1.2.6. Относительные тепловые потери аппарата в окружающую среду оцениваются на основании эксплуатационных и расчетных данных по аналогичным аппаратам. Для современных крупных аппаратов они составляют доли процента, и поэтому коэффициент их полезного действия близок к единице.

1.2.7. При выполнении особо точных расчетов теплообменных аппаратов следует учитывать в тепловом балансе потери теплоты в окружающую среду, а также подвод тепловой энергии в аппарат в результате преодоления гидравлических сопротивлений при движении через него теплоносителей. Эти величины при номинальном режиме близки между собой и противоположны по знаку, следовательно, в значительной мере компенсируют друг друга.

1.2.8. В парогенераторах с многократной циркуляцией тепловой поток, отводимый нагреваемым теплоносителем, расходуется на получение пара заданных параметров и на потери с продувкой.

В парогенераторе перегретого пара

$$Q_н = D_{пе}(i_{пе} - i'_{бс}) + D_{нас}(i''_{бс} - i_{п.в}) + D_{пр}(i'_{бс} - i_{п.в}).$$

В парогенераторе насыщенного пара

$$Q_н = D_{нас}(i''_н - i_{п.в}) + D_{пр}(i'_{бс} - i_{п.в}),$$

где $D_{пе}$ — расход перегретого пара, *кг/ч*;

$D_{нас}$ — расход насыщенного пара, *кг/ч*;

$i_{пе}$ — энтальпия пара на выходе из пароперегревателя, *ккал/кг*;

$i'_{бс}$ и $i''_{бс}$ — энтальпия воды и пара в барабане-сепараторе, *ккал/кг*;

$i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды на входе в парогенератор, *ккал/кг*;

$D_{пр}$ — расход воды, идущей на продувку парогенератора, *кг/ч*:

$$D_{пр} = \frac{d_{пр} D_{нас}}{100},$$

здесь $d_{пр}$ — продувка парогенератора, %.

Паропроизводительность прямоточного парогенератора принимается по расходу пара на турбину с учетом тепловых потерь паропровода. Если в схеме парогенератора имеется пароперегреватель, то $D_{нас} = D_{пе}$.

1.2.9. Для парогенераторов дополнительно составляется материальный баланс, устанавливающий равенство между расходом питательной воды, подаваемой в парогенератор, и суммой расходов отводимых от него пара и воды.

Для парогенераторов перегретого пара

$$D_{п.в} = D_{пе} + D_{пр}.$$

Для парогенераторов насыщенного пара

$$D_{п.в} = D_{нас} + D_{пр}.$$

1.2.10. В прямоточном парогенераторе отводимый тепловой поток целиком расходуется на получение пара заданных параметров, так как продувка в нем отсутствует. Следовательно,

$$Q_н = D_{пе}(i_{пе} - i_{п.в});$$

$$D_{п.в} = D_{пе}.$$

1.2.11. Тепловой поток, подведенный к конденсатору, без учета переохлаждения конденсата равен:

в конденсаторе перегретого водяного пара

$$Q_{пе} = [\Delta i_{пе} + r(1 - x_2)]\, D_{пе},$$

в конденсаторе сухого насыщенного или влажного водяного пара

$$Q_{\text{нас}} = r(x_1 - x_2) D_{\text{нас}},$$

где $Q_{\text{пе}}$ и $Q_{\text{нас}}$ — тепловые потоки, подводимые с перегретым или насыщенным паром, *ккал/ч*;

$\Delta i_{\text{пе}} = i_{\text{пе}} - i''$ — теплота перегрева пара, *ккал/кг*;

x_1 и x_2 — паросодержание на входе в конденсатор и выходе из него.

1.2.12. В конденсаторах перегретого, сухого насыщенного или влажного пара отвод тепла производится жидкой средой или паром в условиях кипения охлаждающей среды (конденсатор — испаритель).

1.3. Расчет поверхности теплообмена

1.3.1. Поверхность теплообмена аппарата, отнесенная к наружному диаметру труб,

$$H = \frac{Q}{q} = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{р}}}, \qquad (1)$$

где q — тепловая нагрузка, отнесенная к наружному диаметру труб, *ккал/м²·ч*;

Q — тепловой поток, проходящий через поверхность теплообмена, *ккал/ч*;

K — средний коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности труб, *ккал/м²·ч·град*;

$\Delta t_{\text{р}}$ — расчетный температурный напор, *град*.

1.3.2. Тепловой поток, фактически проходящий через поверхность теплообмена, определяется из уравнения теплового баланса с учетом (при особо точном расчете) всех его членов.

Тепловой поток, фактически передаваемый через поверхность нагрева, при движении нагреваемого теплоносителя в корпусе аппарата больше теплового потока, отводимого им от аппарата, на величину теплового потока, теряемого аппаратом в окружающую среду. Учет этой разницы существенен для аппаратов малой мощности, где потери в окружающую среду относительно велики.

Для определения величины поверхности теплообмена используются только средние коэффициенты теплопередачи, рассчитанные по средним значениям коэффициентов теплоотдачи. Местные коэффициенты теплопередачи служат для определения местных тепловых нагрузок поверхностей теплообмена. Используя местные значения коэффициентов теплоотдачи и тепловой нагрузки, определяют максимальные температуры металла поверхности теплообмена.

1.3.3. Коэффициент теплопередачи поверхностей нагрева из гладких труб, отнесенный к наружной поверхности трубы,

$$K = \frac{1}{\frac{d}{\alpha_{\text{в}} d_{\text{в}}} + \frac{2{,}3d}{2\lambda} \lg \frac{d}{d_{\text{в}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}}, \qquad (2)$$

где $\alpha_в$ и $\alpha_н$ — коэффициенты теплоотдачи теплоносителей соответственно со стороны внутренней и наружной поверхностей трубы, *ккал/м² · ч · град*;

λ — коэффициент теплопроводности металла трубы при средней температуре стенки, *ккал/м · ч · град*.

Термическое сопротивление многослойной стенки (в $м^2 \cdot ч \times$ $\times град/ккал$) определяется как сумма термических сопротивлений отдельных слоев

$$\sum_{i=1}^{n} \frac{2{,}3d_i}{2\lambda_i} \lg \frac{d_i}{d_{iв}}$$

и рассчитывается в случае применения многослойных труб, жидких или газовых межтрубных прослоек, а также при необходимости учета загрязнения труб.

1.3.4. Коэффициент теплопроводности материала труб принимается при средней температуре стенки.

Усреднение температуры по толщине стенки с точностью, необходимой для выполнения теплового расчета, производится по приближенной формуле

$$t_{ст} = \frac{\alpha_г \vartheta_{пот} + \alpha_н t_{пот}}{\alpha_г - \alpha_н},$$

где $\alpha_г$ — коэффициент теплоотдачи греющего теплоносителя, *ккал/м² · ч · град*;

$\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи нагреваемого теплоносителя, *ккал/м² · ч · град*;

$\vartheta_{пот}$ и $t_{пот}$ — средние температуры потоков греющего и нагреваемого теплоносителей, °С.

1.3.5. Линейный коэффициент теплопередачи для гладких труб

$$K_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_в d_в} + \frac{2{,}3}{2\lambda} \lg \frac{d}{d_в} + \frac{1}{\alpha_н d}}. \qquad (3)$$

1.3.6. Расчетная длина труб поверхности теплообмена

$$l_р = \frac{Q}{K_l \Delta t_р n},$$

где K_l — линейный коэффициент теплопередачи для гладких труб;

n — число параллельно включенных труб или змеевиков в пучке.

1.3.7. Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности труб, пересчитывается на линейный коэффициент теплопередачи по формуле $K_l = K\pi d$.

1.3.8. Коэффициент теплопередачи поверхностей нагрева из оребренных труб, отнесенный к наружной поверхности несущей гладкой трубы, определяется по формуле

$$K^{op}=\frac{1}{\frac{d}{\alpha_в^{пр}d_в\varphi_в}+\frac{2{,}3d}{2\lambda}\lg\frac{d}{d_в}+\frac{1}{\alpha_н^{пр}\varphi_н}}, \qquad (4)$$

где $\alpha_в^{пр}$ и $\alpha_н^{пр}$ — приведенные коэффициенты теплоотдачи, отнесенные к полной оребренной поверхности соответственно с внутренней и наружной стороны трубы, *ккал/м² · ч · град*;

$\varphi_в$ и $\varphi_н$ — коэффициенты оребрения, отнесенные соответственно к внутренней и наружной поверхности труб и представляющие собой отношение полной поверхности каждой оребренной стороны трубы к соответствующей гладкой поверхности несущей трубы.

При одностороннем оребрении, например с наружной стороны, в формулу (4) подставляется $\varphi_в=1$ и $\alpha_в$ вместо $\alpha_в^{пр}$.

1.3.9. Линейный коэффициент теплоотдачи для оребренных труб

$$K_l^{op}=\frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{в.пр}d_в\varphi_в}+\frac{2{,}3}{2\lambda}\lg\frac{d}{d_в}+\frac{1}{\alpha_{н.пр}d\varphi_н}}. \qquad (5)$$

1.3.10. Температуры наружной и внутренней поверхностей трубы в любом ее сечении определяются исходя из отдельных составляющих локальных температурных напоров между теплоносителями;

а) при определении коэффициента теплопередачи — по формуле (2):

$$\Delta t_1=\frac{qd}{\alpha_в d_в};\quad \Delta t_2=\frac{q}{2\lambda}d\cdot 2{,}3\lg\frac{d}{d_в};\quad \Delta t_3=\frac{q}{\alpha_н};$$

при этом температуры стенки соответственно будут равны

$$t_{ст}^{в}=\vartheta_{пот}\mp\Delta t_1;\quad t_{ст}^{н}=t_{ст}^{в}\mp\Delta t_2;\quad t_{ст}^{н}=t_{пот}\mp\Delta t_3,$$

где q — тепловая нагрузка, отнесенная к наружной поверхности трубы, *ккал/м² · ч*;

б) при определении коэффициента теплопередачи — по формуле (3):

$$\Delta t_1=\frac{q_l}{\pi\alpha_в d_в};\quad \Delta t_2=\frac{q_l}{\pi 2\lambda}\cdot 2{,}3\lg\frac{d}{d_в};\quad \Delta t_3=\frac{q_l}{\pi\alpha_н d},$$

при этом температуры стенки соответственно будут равны

$$t_{ст}^{в}=\vartheta_{пот}\mp\Delta t_1;\quad t_{ст}^{н}=t_{ст}^{в}\mp\Delta t_2;\quad t_{ст}^{н'}=t_{пот}\mp\Delta t_3,$$

где q_l — линейная тепловая нагрузка, *ккал/м · ч · град*.

Температуры наружной и внутренней поверхностей оребренной несущей трубы определяются аналогично, но исходя из формул (4) или (5).

1.3.11. Расчетный температурный напор $\Delta t_р$ представляет собой усредненную по всей поверхности теплообмена разность температур теплоносителей. Результат усреднения разности температур зависит от взаимного направления движения теплоносителей. Если температура одной среды в пределах поверхности нагрева не изменяется, то во всех случаях расчетный температурный напор не зависит от взаимного направления движения сред.

1.3.12. Схема включения, при которой обе среды на всем пути движутся параллельно навстречу друг другу, называется «противотоком». Схема с движением обеих сред параллельно в одну сторону называется «прямотоком».

1.3.13. Расчетный температурный напор для прямоточной и противоточной схем определяется как среднелогарифмическая разность температур по формуле

$$\Delta t_р = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}},$$

где $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ — бо́льшая и меньшая разности температур теплоносителей на концах поверхности нагрева, *град.*

1.3.14. В тех случаях, когда $\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м} \leqslant 1{,}7$, температурный напор с погрешностью до 2% может определяться как среднеарифметическая разность температур по формуле

$$\Delta t_р = \frac{\Delta t_б + \Delta t_м}{2} = \vartheta_{ср} - t_{ср},$$

где $\vartheta_{ср}$ и $t_{ср}$ — средние температуры обоих теплоносителей, °С.

1.3.15. Если температура одного из теплоносителей по поверхности нагрева постоянна, то температурный напор также рассчитывается по формулам п. 1.3.13 и п. 1.3.14. Наибольший возможный температурный напор достигается при противотоке, наименьший — при прямотоке. При других схемах включения расчетный температурный напор принимает промежуточные значения.

Если выполняется условие $\Delta t_{прм} \geqslant 0{,}9\ \Delta t_{прт}$, то температурный напор для любой сложной схемы включения может быть определен по формуле

$$\Delta t_р = \frac{\Delta t_{прм} + \Delta t_{прт}}{2},$$

где $\Delta t_{прм}$ и $\Delta t_{прт}$ — средние температурные напоры, рассчитанные для прямотока и противотока, *град.*

1.3.16. Температурный напор при схемах включения, отличных от чистого противотока и прямотока, рассчитывается по формуле

$$\Delta t_р = \psi \Delta t_{прт},$$

где ψ — поправочный коэффициент, зависящий от схемы включения.

1.3.17. Для каждой схемы включения поправочный коэффициент ψ является сложной функцией входных и выходных температур теплоносителей и обычно определяется по графикам в зависимости от величин вспомогательных параметров P и R:

$$P = \frac{t_{вых} - t_{вх}}{\vartheta_{вх} - t_{вх}},$$

$$R = \frac{\vartheta_{вх} - \vartheta_{вых}}{t_{вых} - t_{вх}}.$$

На черт. 1 и 2 приведены значения поправочного коэффициента для наиболее часто встречающихся случаев течения теплоносителей.

На черт. 1 даны значения коэффициента ψ для различных схем перекрестного тока:

а) однократно перекрестный ток: один теплоноситель перемешивается, другой нет (черт. 1, *а*);

б) двукратно перекрестный ток:

— один теплоноситель перемешивается, другой нет (черт. 1, *б*);

— один теплоноситель перемешивается непрерывно, другой только между ходами (черт. 1, *в*);

— то же, только изменено направление движения теплоносителей (черт. 1, *г*);

в) трехкратно перекрестный ток: один теплоноситель перемешивается непрерывно, другой только между ходами (черт. 1, *д*). При числе ходов больше трех ψ принимается равным единице.

На черт. 2 приведены значения коэффициента ψ для различных схем параллельно смешанного тока.

Схемы параллельно смешанного тока различаются по числу ходов в межтрубном пространстве и по числу ходов теплоносителя, протекающего в трубах:

— один ход в межтрубном пространстве, два хода в трубах — один прямоточный, другой противоточный (черт. 2, *а*);

— один ход в межтрубном пространстве, три хода в трубах — один прямоточный и два противоточных (черт. 2, *б*);

— схема включения с двумя противоточными ходами (черт. 2, *в*);

— схема включения с двумя прямоточными ходами (черт. 2, *г*);

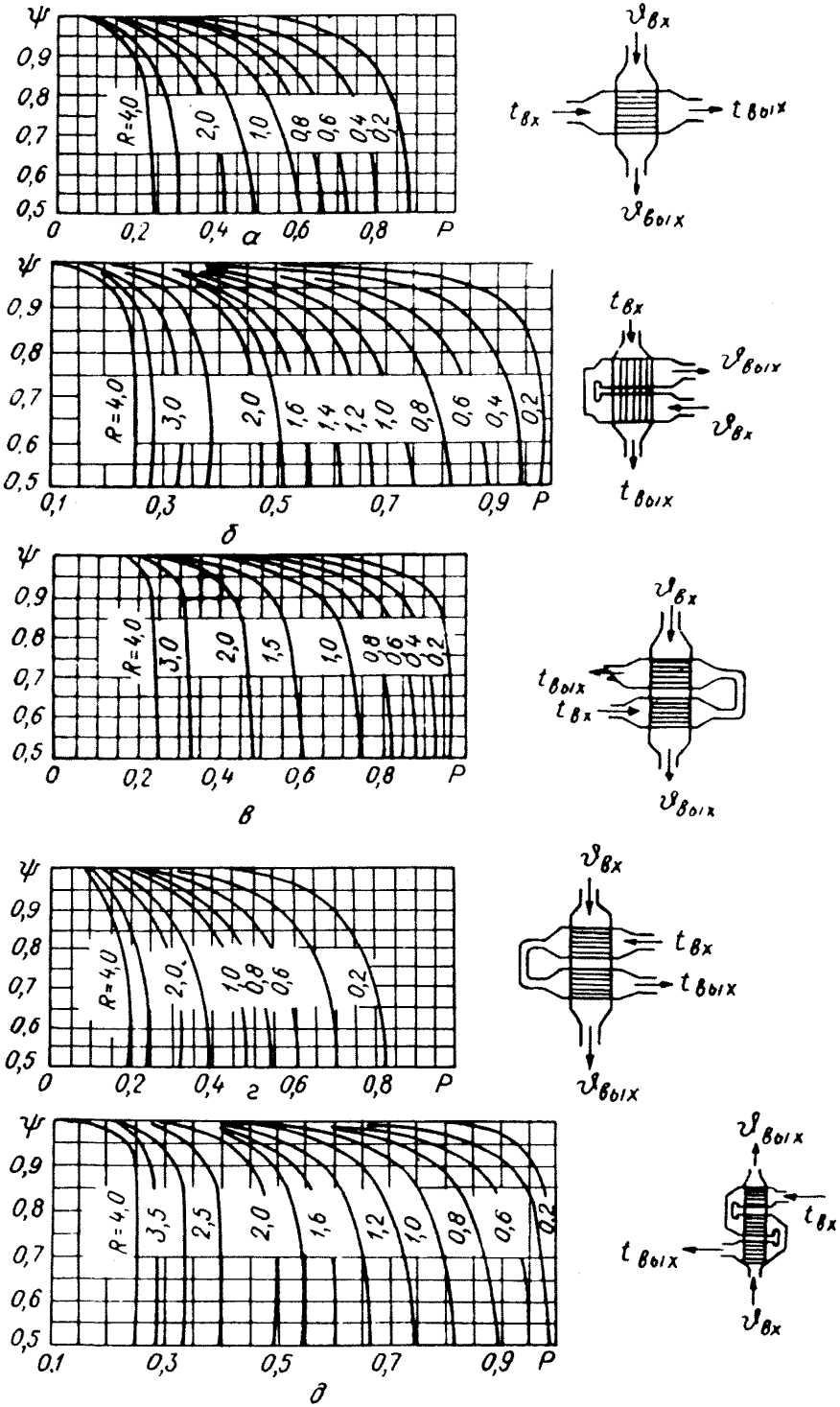
— теплообменник с внешними перепусками теплоносителя, идущего в межтрубном пространстве, с двумя противоточными и двумя прямоточными ходами в трубах (черт. 2, *д*);

— теплообменник с внешними перепусками теплоносителя, идущего в межтрубном пространстве, с тремя противоточными и тремя прямоточными ходами в трубах (черт. 2, *е*).

Схемы, отличные от приведенных, могут рассчитываться по справочной литературе.

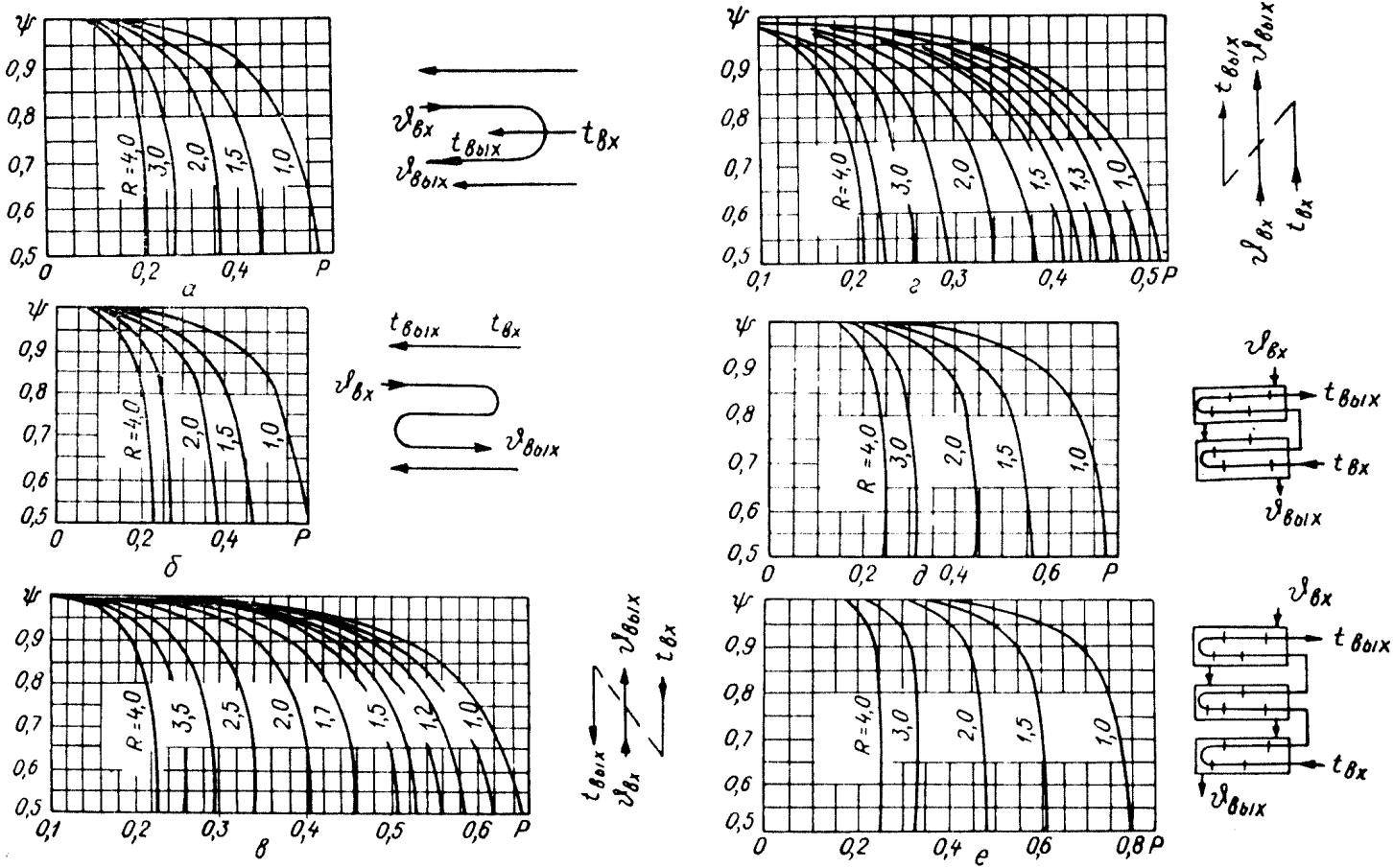
1.3.18. Расчет поверхностей теплообмена, обтекаемых теплоносителями, изменяющими свое агрегатное состояние, следует произ-

Коэффициент ψ при различных схемах перекрестного тока



Черт. 1

Коэффициент ψ при различных схемах параллельно смешанного тока



Черт. 2

водить на основе сравнения тепловых нагрузок, выраженных через различные параметры процесса теплообмена.

1.3.19. При кипении жидкости величина тепловой нагрузки должна одновременно удовлетворять двум уравнениям:

$$q = \alpha_{кип}(t_{ст} - t_{нас}); \quad (6)$$

$$q = \frac{t_{пот} - t_{ст}}{R_0}, \quad (7)$$

где $\alpha_{кип}$ — коэффициент теплоотдачи при кипении жидкости, *ккал/м² · ч · град*;

$t_{ст}$ — температура стенки трубы (наружной или внутренней), на которой происходит кипение жидкости, °С;

$t_{пот}$ — температура потока греющего теплоносителя, °С;

R_0 — термическое сопротивление со стороны греющей среды и самой стенки, *м² · ч · град/ккал*.

При этом условии тепловая нагрузка равна величине, рассчитанной по уравнению теплопередачи

$$q = K\Delta t_p,$$

где K — коэффициент теплопередачи, отнесенный к стороне стенки (наружной или внутренней), на которой происходит кипение жидкости, *ккал/м² · ч · град*.

1.3.20. При конденсации чистого пара величина тепловой нагрузки должна одновременно удовлетворять двум уравнениям:

$$q = \alpha_{конд}(t_{нас} - t_{ст}); \quad (8)$$

$$q = \frac{t_{ст} - t_{ох}}{R_0}, \quad (9)$$

где $\alpha_{конд}$ — коэффициент теплоотдачи при конденсации чистого пара, *ккал/м² · ч · град*;

$t_{ст}$ — температура стенки трубы (наружной или внутренней), на которой происходит конденсация чистого пара, °С;

$t_{ох}$ — температура потока охлаждающей среды, °С;

R_0 — термическое сопротивление со стороны охлаждающего теплоносителя и самой стенки, *м² · ч · град/ккал*.

При этом условии тепловая нагрузка равна величине, рассчитанной по уравнению теплопередачи

$$q = K\Delta t_p,$$

где K — коэффициент теплопередачи, отнесенный к стороне стенки (наружной или внутренней), на которой происходит конденсация чистого пара, *ккал/м² · ч · град*.

1.3.21. При конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов величина тепловой нагрузки должна одновременно удовлетворять трем уравнениям:

$$q = \alpha_{пл}(t_{гр} - t_{ст}); \quad (10)$$

$$q = (r + \Delta i)\,\beta_p\,(p_п - p_{п.гр}); \qquad (11)$$

$$q = \frac{t_{ст} - t_{ох}}{R_0}, \qquad (12)$$

где $\alpha_{пл}$ — коэффициент теплоотдачи от конденсатной пленки к стенке, *ккал/м² · ч*;

$t_{гр}$ — температура поверхности конденсатной пленки (на границе раздела фаз парогазовая смесь — пленка при давлении $p_{п.гр}$), °С;

Δi — теплота перегрева пара, *ккал/кг*;

β_p — коэффициент массоотдачи, *кг/м · ч · атм*;

$p_п$, $p_{п.гр}$ — парциальные давления пара в основной массе парогазовой смеси и на поверхности конденсатной пленки, *атм*.

При этом условии тепловая нагрузка равна

$$q = K\,(t_{см} - t_{ох}),$$

где K — коэффициент теплопередачи (с учетом коэффициента массоотдачи пароводяной смеси β_p), *ккал/м² · ч · град*.

Остальные обозначения — см. п. 1.3.20.

1.3.22. Термическое сопротивление R_0 при кипении и конденсации (при расчете коэффициентов теплопередачи, отнесенных к наружному диаметру трубы) равно:

при кипении или конденсации на наружной поверхности трубы

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_в} \cdot \frac{d}{d_в} + \frac{d}{2\lambda} 2{,}3 \lg \frac{d}{d_в};$$

при кипении или конденсации на внутренней поверхности трубы

$$R_0 = \frac{d_в}{2\lambda} 2{,}3 \lg \frac{d}{d_в} + \frac{1}{\alpha_н} \cdot \frac{d_в}{d}.$$

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ

2.1. Общие положения

2.1.1. При течении жидкостей и газов в трубах, кольцевых каналах, а также при продольном и поперечном обтекании ими пучков труб теплоотдача рассматривается для случаев вынужденной конвекции:

при турбулентном (вязкостно-инерционном) движении;

при вязкостно-инерционно-гравитационном движении, возникающем в результате наложения гравитационного свободного движения на вынужденное турбулентное (вязкостно-инерционное) движение;

при переходном режиме движения от ламинарного к турбулентному, т. е. в условиях заметного влияния свободной конвекции (гравитационных сил) обычное понятие о границе между ламинарным и турбулентным движением по числу Рейнольдса ($Re < 2300$) становится весьма условным.

Режим ламинарного движения не рассматривается, так как теплообменные аппараты АЭС не работают в этой области чисел Рейнольдса.

Теплофизические характеристики в формулах этого раздела принимаются по средней температуре потока.

2.1.2. При расчете конвективного теплообмена используются зависимости для определения чисел Нуссельта и коэффициентов теплоотдачи.

Исходя из чисел Нуссельта величину коэффициента теплоотдачи следует определять по формуле

$$\alpha = \mathrm{Nu}\frac{\lambda}{d_э}\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град,$$

где Nu — число Нуссельта;

λ — коэффициент теплопроводности теплоносителя при средней температуре потока, *ккал/м · ч · град*;

$d_э$ — характерный размер, соответствующий данной конфигурации канала, *м*.

2.1.3. Специфичность процесса теплообмена ребристых поверхностей вызывает необходимость, помимо конвективной теплоотдачи, учитывать теплопроводность ребер. В этом случае определяется приведенный коэффициент теплоотдачи, характеризующий конвективную теплоотдачу и эффективность работы ребер за счет теплопроводности.

2.1.4. Скорость потока теплоносителя определяется по формуле

$$w = \frac{G}{3600 f \rho} = \frac{Gv}{3600 f},$$

где G — расход теплоносителя, *кг/ч*;

ρ и v — плотность и удельный объем теплоносителя соответственно, *кг/м*^{3} и *м*^{3}*/кг*.

2.1.5. Массовая скорость потока (в *кг/м*^{2} *· сек*) определяется по формуле

$$\rho w = \frac{G}{3600 f}.$$

2.1.6. Скорость циркуляции (в *м/сек*)

$$w_0 = \frac{D_в}{3600 f \rho'},$$

где $D_в$ — расход воды на входе в трубу, соответствующий расходу воды и пара на выходе из трубы, *кг/ч*.

2.1.7. Приведенная скорость насыщенного пара определяется по формуле

$$w_0'' = \frac{D_{нас}}{3600 \rho'' f},$$

где $D_{нас}$ — расход пара в рассматриваемом сечении, *кг/ч*.

2.1.8. Скорость пароводяной смеси для гомогенного потока может быть выражена рядом зависимостей:

$$w_{см} = w_0 + w_0''\left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right);$$

$$w_{см} = w_0\left[1 + x\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right];$$

$$w_{см} = \rho' w_0 \left[v'(1 - x) + v''x\right],$$

где x — паросодержание потока в рассматриваемом сечении, *кг/кг*.

2.1.9. Массовое паросодержание гомогенного потока определяется по формулам:

$$x = \frac{D_{нас}}{D_в + D_{нас}} = \frac{w_0''\rho''}{w_0\rho'},$$

$$x = \frac{i - i'}{r},$$

где $D_{нас}$ и $D_в$ — расход насыщенного пара и воды в рассматриваемом сечении, *кг/ч*;

i — энтальпия парожидкостной смеси в рассматриваемом сечении, *ккал/кг*;

i' — энтальпия жидкости на линии насыщения, *ккал/кг*.

2.1.10. Площадь живого сечения (f, *м*^{2}) для различных случаев обтекания поверхностей теплообмена определяется по нижеследующим формулам:

— при течении потока в трубах

$$f = \frac{\pi d_в^2}{4} n,$$

где n — число параллельно включенных труб;

— при продольном обтекании потоком гладкотрубных пучков, расположенных в цилиндрическом корпусе,

$$f = \frac{\pi}{4}(D_в^2 - nd^2),$$

где $D_в$ — внутренний диаметр корпуса или внутреннего кожуха вокруг пучка, *м*;

n — число труб в рассматриваемом сечении;

— при течении потока внутри кольцевых каналов

$$f = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2),$$

где d_2 и d_1 — наружный и внутренний диаметры кольцевого канала, *м*;

— при поперечном обтекании пучков труб — по скорости набегающего потока (без учета загромождения трубами)

$$f = lb,$$

где l — длина труб, *м*;

b — ширина пучка, *м*;

— при поперечном обтекании шахматных и коридорных пучков гладких труб:

по скорости в сжатом поперечном сечении

$$f = lb\frac{S_1 - d}{S_1} \text{ или}$$

$$f = lb\frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_1};$$

по скорости в сжатом диагональном сечении шахматных пучков

$$f = lb\frac{2(S_2' - d)}{S_1};$$

— при поперечном обтекании шахматных и коридорных пучков труб с круглыми и однозаходными спиральными ребрами:

по скорости в сжатом поперечном сечении

$$f = lb\left(\frac{S_1 - d}{S_1} - \frac{2h_p\delta_{ср}}{S_1 S_p}\right),$$

где h_p — высота ребра, *м*;

S_p — шаг ребра, *м*;

$\delta_{ср}$ — средняя толщина ребра, *м*;

по скорости в сжатом диагональном сечении шахматных пучков

$$f = lb\left(\frac{2(S_2' - d)}{S_1} - \frac{4h_p\delta_{ср}}{S_1 S_p}\right).$$

2.1.11. За определяющий размер при продольном обтекании поверхностей нагрева принимается эквивалентный диаметр

$$d_э = \frac{4f}{U},$$

где f — площадь живого сечения для прохода теплоносителя, $м^2$;

U — обтекаемый периметр труб и корпуса в этом сечении, *м*.

При продольном обтекании гладкотрубных пучков, расположенных в цилиндрическом корпусе (с учетом периметра корпуса),

$$d_э = \frac{D_в^2 - nd^2}{D_в + nd}.$$

Без учета периметра корпуса (для бесконечной решетки) и расположения труб по равностороннему треугольнику

$$d_э = d(1{,}1\sigma^2 - 1).$$

Без учета периметра корпуса (для бесконечной решетки) и расположения труб по квадрату

$$d_э = d(1{,}27\sigma^2 - 1).$$

При течении потока внутри труб

$$d_э = d_в.$$

При течении потока в кольцевых каналах

$$d_э = d_2 - d_1,$$

где d_2 и d_1 — наружный и внутренний диаметры кольцевого канала, *м*.

При обтекании пучков оребренных труб, расположенных по равностороннему треугольнику,

$$d_э = D_р\left[1{,}1\left(\frac{S}{D_р}\right)^2 - 1\right].$$

2.1.12. За определяющий размер при поперечном обтекании поверхностей нагрева принимается:

— для гладкотрубных пучков наружный диаметр труб d;

— для пучков оребренных труб величина

$$l_0 = \frac{H_{тр}}{H_п} d + \frac{H_р}{H_п}\sqrt{0{,}785\,(D_р^2 - d^2)},$$

где $H_{тр}$, $H_р$ и $H_п$ — поверхности теплообмена межреберных участков несущей трубы, ребер и полная поверхность оребренной трубы.

2.1.13. При поперечном обтекании пучка труб, в котором имеются участки с различными величинами шагов, расчет может быть выполнен для пучка в целом с использованием усредненных по поверхности теплообмена относительного поперечного и продольного шагов, определяемых по формулам:

$$\bar{\sigma}_1 = \frac{\sigma_1^{I} H^{I} + \sigma_1^{II} H^{II} + \ldots}{H^{I} + H^{II} + \ldots};$$

$$\bar{\sigma}_2 = \frac{\sigma_2^{I} H^{I} + \sigma_2^{II} H^{II} + \ldots}{H^{I} + H^{II} + \ldots},$$

где H — величина поверхности нагрева участка, $м^2$. Индексы I, II показывают, к какому участку относятся указанные размеры.

2.1.14. Средние расчетные температуры потоков греющего и нагреваемого теплоносителей, по которым принимаются расчетные теплофизические характеристики, равны меньшей из двух величин:

— для средней температуры потока греющего теплоносителя

$$\vartheta_{пот} = \frac{\vartheta_{вх} + \vartheta_{вых}}{2};$$

$$\vartheta_{пот} = t_{пот} + \Delta t_р;$$

— для средней температуры потока нагреваемого теплоносителя

$$t_{пот} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2};$$

$$t_{пот} = \vartheta_{пот} - \Delta t_р.$$

2.2. Теплоотдача при течении жидкостей или газов в трубах и при продольном обтекании ими пучков гладких труб

2.2.1. Число Нуссельта при турбулентном течении жидкостей или газов в трубах в области чисел Прандтля от 0,6 до 200 и чисел Рейнольдса от 10^4 до 10^6 определяется по формуле

$$Nu_{тр} = \frac{\frac{\xi}{8} RePr\, C_t}{4{,}5\sqrt{\xi}\,(Pr^{2/3} - 1) + 1{,}07}, \qquad (13)$$

где ξ — коэффициент сопротивления трения гладкой трубы:

$$\xi = \frac{1}{(1{,}8\lg Re - 1{,}64)^2};$$

C_t — поправка на неизотермичность потока;

$C_t = \left(\frac{\mu_{ст}}{\mu_{пот}}\right)^n$ — для капельных жидкостей при $0{,}08 < \frac{\mu_{ст}}{\mu_{пот}} < 40$; ($n = 0{,}11$ при нагревании и $n = 0{,}25$ при охлаждении);

$C_t = \left(\frac{T_{ст}}{T_{пот}}\right)^{-0{,}5}$ — при нагревании газов, где T — температура, °К;

$C_t = 1$ — при охлаждении газов.

2.2.2. Число Нуссельта для области чисел Прандтля от 0,7 до 2,0 и чисел Рейнольдса от 10^4 до 10^6 может определяться не по формуле (13), а по формуле

$$Nu_{тр} = 0{,}023\, Re^{0{,}8}\, Pr^{0{,}4} C_t. \qquad (14)$$

Характер и величину расхождения результатов расчетов по формулам (13) и (14) можно оценить по черт. 3.

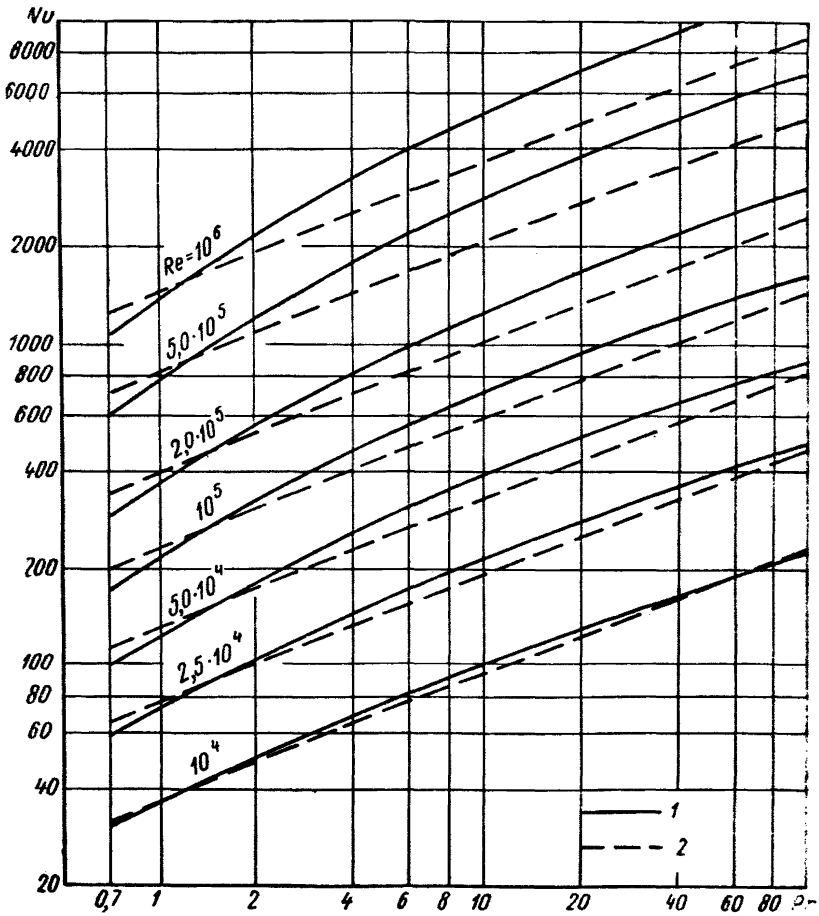
2.2.3. При вязкостно - инерционно - гравитационном движении воды в трубах при больших температурных напорах наблюдается некоторое увеличение по сравнению с вязкостно-инерционным движением коэффициентов теплоотдачи при противоположном направлении вынужденной и свободной конвекции и снижение коэффициентов теплоотдачи при совпадении направлений свободной и вынужденной конвекции.

2.2.4. При турбулентном течении воды в вертикальных трубах влияние свободной конвекции на теплоотдачу в практических расчетах в случае отсутствия поверхностного кипения может быть определено по черт. 4. По заданным значениям $d_в$, $t_{вх}$ и q по графикам этого чертежа находится предельная величина ρw. Если заданная величина ρw лежит выше предельной, то влиянием свободной

конвекции можно пренебречь, в противном случае учет влияния свободной конвекции производится по п. 2.2.5.

2.2.5. Степень влияния свободной конвекции на теплоотдачу при течении воды в трубах принято рассматривать как функцию

Сопоставление значений чисел Нуссельта, рассчитанных по формулам (13) и (14)



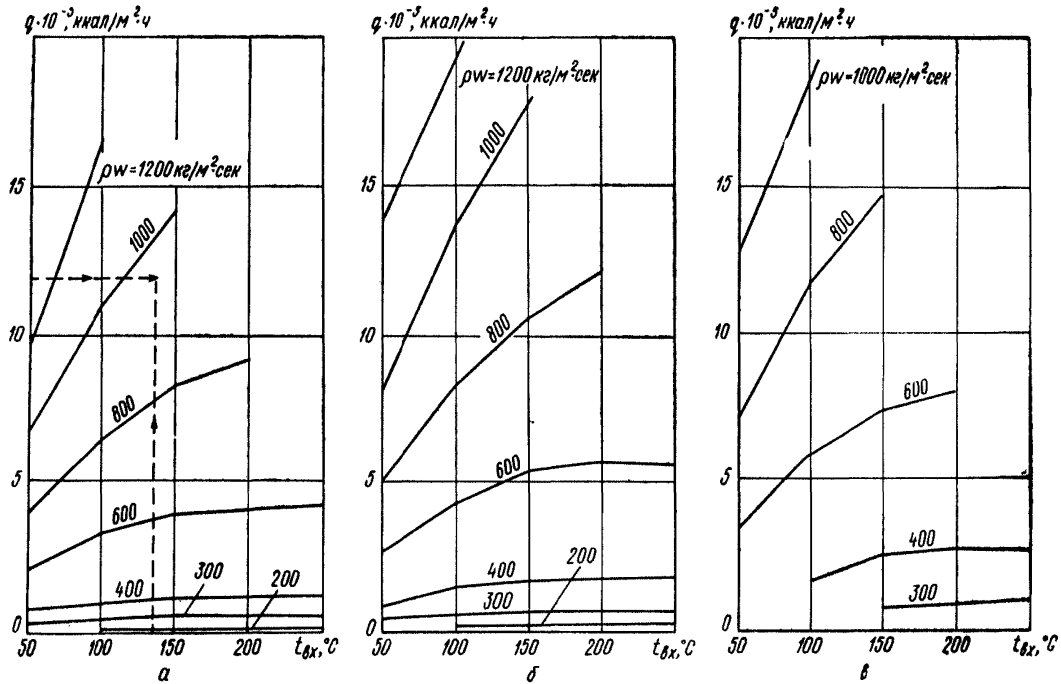
1 — по формуле (13); *2* — по формуле (14)

Черт. 3

от величины комплекса Ra_A /Re^2 и характеризовать величинами C_E и C_l, где

$$Ra_A = \frac{1}{16} \cdot \frac{g\beta \frac{dt}{dx} d_в^4}{\nu a};$$

Определение границы влияния свободной конвекции на теплообмен при турбулентном течении воды (при $t_{ст} < t_{нас}$)



а — при $d_в = 20$ *мм*; *б* — при $d_в = 14$ *мм*; *в* — при $d_в = 8$ *мм*

Черт. 4

для гладкой трубы при $q=\text{const}$

$$\frac{dt}{dx}=\frac{q}{900\rho w c_p d_в};$$

$$C_E=f(\mathrm{Ra}_A/\mathrm{Re}^2);$$

$$C_l=f\left(\frac{l}{d_в}\text{ и }\frac{\mathrm{Ra}_A}{\mathrm{Re}^2}\right);$$

при этом число Нуссельта определяется из выражения

$$\mathrm{Nu}=\mathrm{Nu}_{тр}C_E C_l,$$

где $\mathrm{Nu}_{тр}$ рассчитывается по формулам (13) или (14); C_E определяется по черт. 5; $C_l=1$ при противоположном направлении свободной и вынужденной конвекции, а также при совпадении направлений свободной и вынужденной конвекции для $\mathrm{Ra}_A/\mathrm{Re}^2<5\cdot10^{-6}$.

При совпадении направлений свободной и вынужденной конвекции для $5\cdot10^{-6}\leqslant\frac{\mathrm{Ra}_A}{\mathrm{Re}^2}<1$

$$C_l=\frac{1}{2C_E}\left[1+(2C_E-1)\frac{\frac{l}{d_в}}{B}\right]\quad\text{при }\frac{l}{d_в}<B;$$

$$C_l=\frac{1}{\frac{l}{d_в}}\left\{(1-C_E)B+\left[2C_E-1+\frac{(1-C_E)\left(\frac{l}{d_в}-B\right)}{2B}\right]\left(\frac{l}{d_в}-B\right)\right\}$$

$$\text{при }B\leqslant\frac{l}{d_в}\leqslant2B;$$

$$C_l=1-\frac{(1-C_E)B}{C_E\frac{l}{d_в}}\quad\text{при }\frac{l}{d_в}>2B;\quad C_l=1\quad\text{при }\frac{l}{d_в}>500,$$

где $B=52\left(\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Ra}_A}\right)^{0,5}$.

2.2.6. Число Нуссельта при продольном обтекании пучков труб турбулентным потоком жидкости или газа для $1{,}1<\sigma<2{,}4$

$$\mathrm{Nu}=\varepsilon\,\mathrm{Nu}_{тр},$$

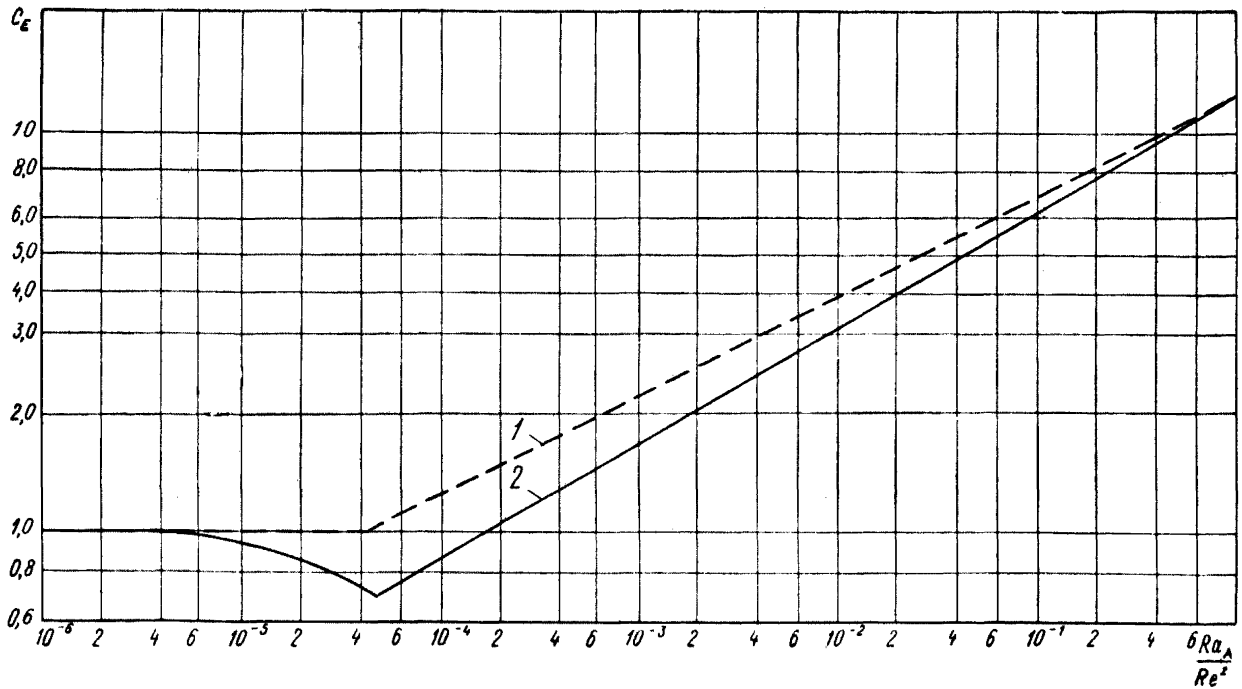
где $\mathrm{Nu}_{тр}$ определяется исходя из эквивалентного диаметра пучка труб по формулам (13) или (14) в пределах чисел $10^4<\mathrm{Re}<10^6$; ε — поправочный коэффициент, изменяющийся в пределах $1{,}0\leqslant\varepsilon\leqslant1{,}35$ и равный для пучков с любым расположением труб

$$\varepsilon=1{,}1\left(\frac{d_э}{d}\right)^{0,1};$$

для равносторонней треугольной решетки

$$\varepsilon=1{,}1\,(1{,}1\sigma^2-1)^{0,1};$$

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние свободной конвекции на теплообмен при турбулентном течении воды



1 — противоположное направление естественной и вынужденной конвекции (стабилизированный теплообмен); *2* — совпадение направлений естественной и вынужденной конвекции (стабилизированный теплообмен)

Черт. 5

для квадратной решетки

$$\varepsilon = 1{,}1\,(1{,}27\sigma^2 - 1)^{0{,}1}.$$

2.3. Теплоотдача при течении жидкостей или газов в кольцевых каналах

2.3.1. Число Нуссельта при турбулентном течении жидкости или газа в кольцевых каналах при числах Рейнольдса от 10^4 до $3 \cdot 10^5$ определяется по формулам:

— при обогреве или охлаждении внутренней трубы

$$\mathrm{Nu}_{\text{вн}} = 0{,}86\,\mathrm{Nu}_{\text{тр}}\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-0{,}16} \quad \text{для } 0{,}2 < \frac{d_1}{d_2} < 1; \tag{15}$$

— при обогреве или охлаждении наружной трубы

$$\mathrm{Nu}_{\text{нар}} = \mathrm{Nu}_{\text{тр}}\left[1 - 0{,}14\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{0{,}6}\right] \quad \text{для } 0 < \frac{d_1}{d_2} < 1. \tag{16}$$

Число Нуссельта для трубы $\mathrm{Nu}_{\text{тр}}$ определяется по формулам (13) и (14). Числа Re, $\mathrm{Nu}_{\text{тр}}$, $\mathrm{Nu}_{\text{вн}}$ и $\mathrm{Nu}_{\text{нар}}$ отнесены к эквивалентному диаметру кольцевого канала.

2.3.2. Число Нуссельта при турбулентном течении газов ($0{,}6 < \mathrm{Pr} < 1$) в кольцевом канале при двустороннем обогреве или охлаждении с различными тепловыми нагрузками определяется по формулам:

— для внутренней трубы

$$\mathrm{Nu}_{\text{вн.двуст}} = \frac{\mathrm{Nu}_{\text{вн}}}{1 + \dfrac{q_{\text{нар}}}{q_{\text{вн}}}\,\theta_{\text{вн}}\,\mathrm{Nu}_{\text{вн}}};$$

— для наружной трубы

$$\mathrm{Nu}_{\text{нар.двуст}} = \frac{\mathrm{Nu}_{\text{нар}}}{1 + \dfrac{q_{\text{вн}}}{q_{\text{нар}}}\,\theta_{\text{нар}}\,\mathrm{Nu}_{\text{нар}}},$$

где $\mathrm{Nu}_{\text{вн}}$ — число Нуссельта для внутренней трубы, вычисляется по формуле (15);

$\mathrm{Nu}_{\text{нар}}$ — число Нуссельта для наружной трубы, вычисляется по формуле (16);

$q_{\text{вн}}$ и $q_{\text{нар}}$ — тепловые нагрузки на внутренней и наружной трубах;

$\theta_{\text{вн}}$ и $\theta_{\text{нар}}$ — экспериментальные коэффициенты:

$$\theta_{\text{вн}} = 32\left[0{,}16\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 - 1\right]\mathrm{Re}^{-0{,}88};$$

$$\theta_{\text{нар}} = \theta_{\text{вн}}\,\frac{d_1}{d_2}.$$

2.3.3. Число Нуссельта при турбулентном течении жидкостей в кольцевом канале при двустороннем подводе тепла с одинаковыми тепловыми нагрузками (до получения экспериментальных

данных по θ) принимать для наружной и внутренней труб кольцевого канала равным

$$Nu_{вн} = Nu_{нар} = 0{,}95\,Nu_{тр}.$$

2.4. Теплоотдача при поперечном обтекании жидкостью или газом пучков гладких труб

2.4.1. Число Нуссельта при поперечном обтекании жидкостью или газом ($Pr \geqslant 0{,}6$) многорядных коридорных пучков гладких труб ($z \geqslant 10$) для различных значений чисел Рейнольдса определяется по формулам:

— для коридорных пучков

$$Nu = 0{,}56\,Re^{0{,}5}\,Pr_{пот}^{0{,}33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \quad \text{при } 10^2 < Re < 10^3; \qquad (17)$$

$$Nu = 0{,}2\,Re^{0{,}65}\,Pr_{пот}^{0{,}33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \quad \text{при } 10^3 < Re < 2\cdot 10^5 \text{ и } \sigma_2 \geqslant 2 \qquad (18)$$

$$Nu = 0{,}2C_s\,Re^{0{,}65}\,Pr_{пот}^{0{,}33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \quad \text{при } 10^3 < Re < 2\cdot 10^5 \text{ и } \sigma_2 < 2, \qquad (19)$$

где $C_s = \left[1 + (2\sigma_1 - 3)\left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^{-2}$, для $\sigma_1 > 3$ принимать $\sigma_1 = 3$, для $\sigma_1 \leqslant 1{,}5$, $C_s = 1$;

$$Nu = 0{,}02\,Re^{0{,}84}\,Pr_{пот}^{0{,}33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \quad \text{при } Re > 2\cdot 10^5; \qquad (20)$$

— для шахматных пучков

$$Nu = 0{,}64\,Re^{0{,}5}\,Pr_{пот}^{0{,}33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \quad \text{при } 10^2 < Re < 10^3; \qquad (21)$$

$$Nu = (0{,}28 + 0{,}06\varphi)\,Re^{0{,}6}\,Pr_{пот}^{0{,}33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \quad \text{при } 10^3 < Re < 2\cdot 10^5 \text{ и при } 0{,}1 < \varphi < 6, \qquad (22)$$

где $\varphi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1}$, а $\sigma_2' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2}$;

$$Nu = 0{,}023\,Re^{0{,}84}\,Pr_{пот}^{0{,}33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \quad \text{при } Re > 2\cdot 10^5. \qquad (23)$$

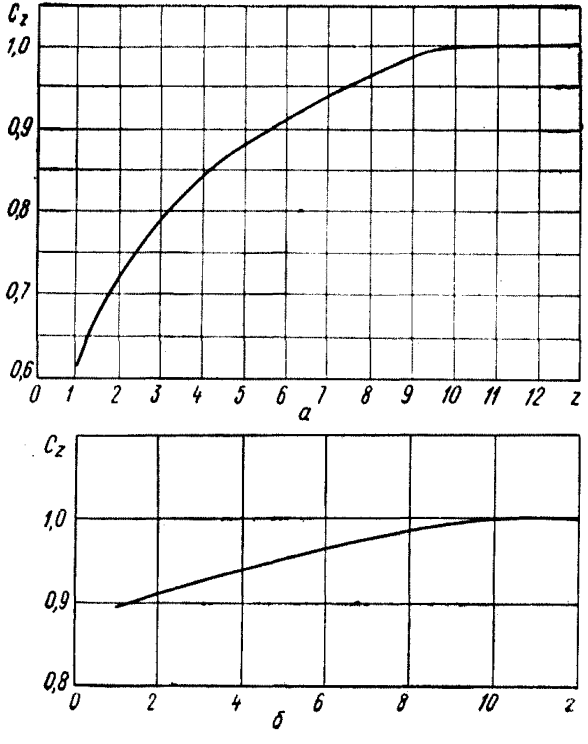
В вышеприведенных формулах за характерный размер принят наружный диаметр труб, за расчетную скорость — средняя скорость в поперечном сжатом сечении пучка.

2.4.2. Число Нуссельта при поперечном обтекании жидкостью или газом коридорных и шахматных пучков гладких труб при числах Рейнольдса от 10^3 до $2\cdot 10^5$ и $z < 10$ определяется по формуле

$$Nu = Nu_{z \geqslant 10} C_z, \qquad (24)$$

где $Nu_{z \geqslant 10}$ — число Нуссельта, определяемое по формулам (17) — (23);

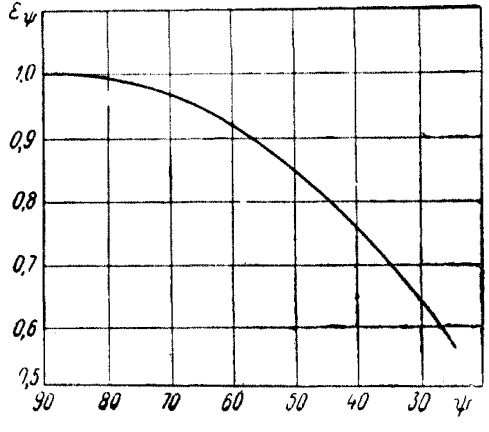
Поправочный коэффициент C_z при поперечном обтекании шахматных и коридорных пучков гладких труб



а — шахматные пучки; *б* — коридорные пучки

Черт. 6

Поправочный коэффициент e_ψ при угле атаки $\psi<90°$



Черт. 7

C_z — коэффициент, учитывающий снижение теплоотдачи с уменьшением числа рядов труб; определяется по черт. 6.

2.4.3. Число Нуссельта при обтекании пучков гладких труб в случае, когда угол атаки ψ (острый угол между направлением потока и осью трубы) находится в пределах от 30 до 90°, определяется по формуле

$$Nu_{\psi} = Nu\,\varepsilon_{\psi},$$

где Nu — число Нуссельта для поперечно обтекаемого пучка (при угле атаки 90°);

ε_{ψ} — поправочный коэффициент на угол атаки; находится для шахматных и коридорных пучков по черт. 7.

2.5. Теплоотдача при обтекании газом пучков оребренных труб

2.5.1. Теплоотдача при обтекании газом оребренных поверхностей теплообмена рассмотрена для приведенных на черт. 8 типов оребренных труб:

— с круглыми ребрами прямоугольного и трапецеидального сечения (черт. 8, *а*, *б*);

— со спиральными однозаходными ребрами прямоугольного и трапецеидального сечения (черт. 8, *в*);

— со спиральными многозаходными ребрами трапецеидального сечения (черт. 8, *г*);

— с плавниками прямоугольного и трапецеидального сечения (черт. 8, *д*);

— с проволочным оребрением (черт. 8, *е*).

Теплофизические характеристики в формулах для определения коэффициентов теплоотдачи оребренных поверхностей труб принимаются по средней температуре потока.

2.5.2. Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании газом коридорных пучков труб со спиральными однозаходными и круглыми ребрами прямоугольного и трапецеидального сечения, отнесенный к полной поверхности при числах Рейнольдса от 10^4 до $37 \cdot 10^4$, коэффициенте оребрения $\varphi_н$ от 1 до 18,5 и характерном размере l_0 от 27 до 178, определяется по формуле

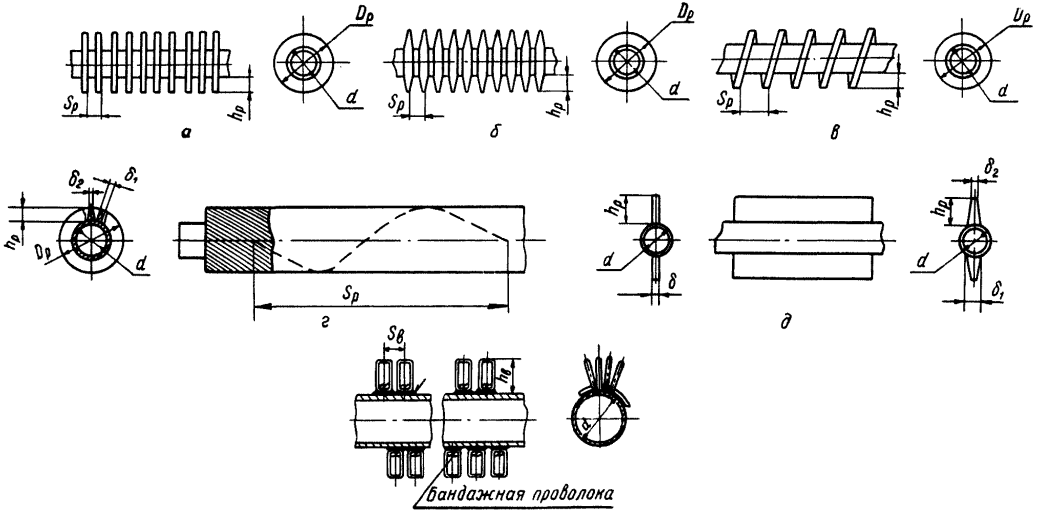
$$\alpha = 0{,}2\,Re^{n}\,Pr^{0{,}33}\varphi_{н}^{-0{,}7}C_z C_s \frac{\lambda}{l_0}. \qquad (25)$$

Здесь $Re = \frac{w l_0}{\nu}$, где w — скорость газов в сжатом поперечном сечении пучка, *м/сек*;

$l_0 = \frac{H_{тр}}{H_н} d + \frac{H_р}{H_н} \sqrt{0{,}785\,(D_р^2 - d)^2}$ — характерный размер, *м*.

Отношение участков несущей поверхности, не занятых ребрами, к полной поверхности

Основные типы оребренных труб



Черт. 8

$$\frac{H_{тр}}{H_{п}} = 1 - \frac{H_{р}}{H_{п}},$$

где $\frac{H_{р}}{H_{н}}$ — отношение поверхности ребер к полной поверхности:

$$\frac{H_{р}}{H_{п}} = \frac{\frac{D_{р}^2 - d^2}{2} + D_{р}\delta_1}{\frac{D_{р}^2 - d^2}{2} + D_{р}\delta_1 + d(S_{р} - \delta_2)}, \qquad (26)$$

где $D_{р}$ — диаметр спирального однозаходного или круглого ребра, *м*;

d — наружный диаметр несущей трубы, *м*;

δ_1 и δ_2 — толщина ребра трапецеидального сечения у периферии и основания ребра, *м*;

$\delta = \delta_1 = \delta_2$ — толщина ребра прямоугольного сечения, *м*;

$S_{р}$ — шаг ребер, *м*.

Коэффициент оребрения, равный отношению полной наружной поверхности к поверхности несущей трубы,

$$\varphi_{н} = \frac{\frac{D_{р}^2 - d^2}{2} + D_{р}\delta_1 + d(S_{р} - \delta_2)}{dS_{р}}.$$

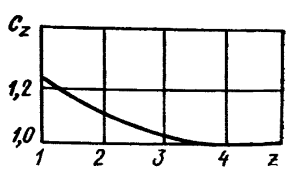
Поправочный коэффициент на количество рядов вдоль пучка C_z при $z<4$ определяется по черт. 9; при $z \geqslant 4$ $C_z = 1$.

Коэффициент формы пучка C_s при $\sigma_2<2$ определяется по черт. 10; при $\sigma_2 \geqslant 2$ $C_s = 1$, $n = 0{,}65\,\varphi_{н}^{0{,}07}$.

2.5.3. Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании газом шахматных пучков труб со спиральными однозаходными и круглыми ребрами прямоугольного и трапецеидального сечения, отнесенный к полной поверхности при числах Рейнольдса от $5 \cdot 10^3$ до $37 \cdot 10^4$, коэффициенте оребрения от 1 до 21,2, характерном размере l_0 от 12 до 178 и коэффициенте формы пучка C_s от 0,46 до 2,2, определяется по формуле

$$\alpha = 0{,}36\,\mathrm{Re}^{n}\,\mathrm{Pr}^{0{,}33}\varphi_{н}^{-0{,}5} C_z C_s \frac{\lambda}{l_0}, \qquad (27)$$

Поправочный коэффициент C_z при поперечном обтекании коридорного пучка оребренных труб



Черт. 9

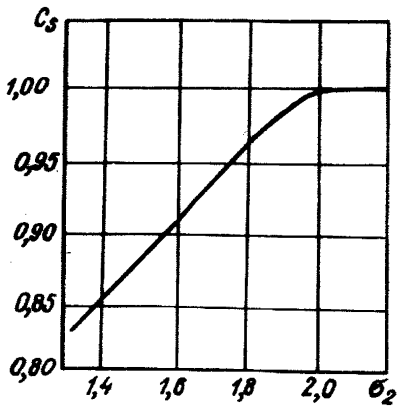
где C_z — поправочный коэффициент на количество рядов z вдоль пучка; при $z<4$ определяется по черт. 11, при $z \geqslant 4$ $C_z = 1$.

Коэффициент формы пучка

$$C_s = \left(\frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1}\right)^{0{,}1}.$$

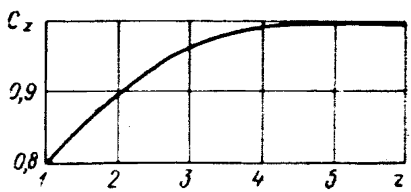
Здесь $\sigma_2' = \frac{S_2'}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2}$ — относительный диагональный шаг труб;

Коэффициент формы коридорного пучка C_s оребренных труб



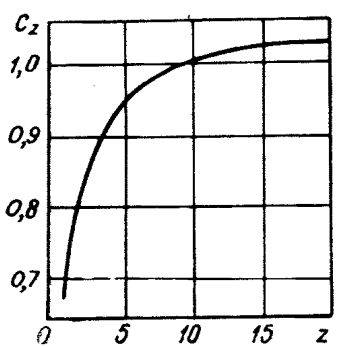
Черт. 10

Поправочный коэффициент C_z при поперечном обтекании шахматного пучка оребренных труб



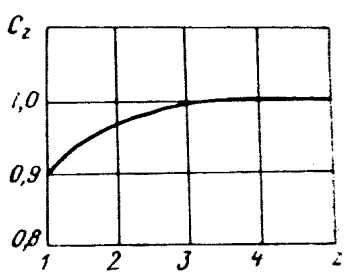
Черт. 11

Поправочный коэффициент C_z при поперечном обтекании шахматного пучка труб с плавниками



Черт. 12

Поправочный коэффициент C_z при поперечном обтекании шахматного пучка труб с проволочным оребрением



Черт. 13

$\sigma_1 = \frac{S_1}{d}$ — относительный поперечный шаг труб;

$\sigma_2 = \frac{S_2}{d}$ — относительный продольный шаг труб;

w — скорость газов в наиболее сжатом сечении пучка (при $\frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} > 2$ скорость определяется по диагональному сечению), *м/сек*;

$$n = 0{,}6\varphi_н^{0{,}07}.$$

Остальные обозначения величин те же, что и в формуле (25).

2.5.4. Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании газом шахматных пучков труб с плавниками прямоугольного и трапецеидального сечения, отнесенный к полной поверхности, при $8 \cdot 10^3 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 8 \cdot 10^4$ и $0{,}59 \leqslant C_s \leqslant 2{,}2$

$$\alpha = 0{,}16\,\mathrm{Re}^{0{,}68}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4} C_z C_s^{0{,}24} \frac{\lambda}{d}, \qquad (28)$$

где $\mathrm{Re} = \frac{wd}{\nu}$; C_z определяется по черт. 12. Обозначения величин те же, что и в формуле (25).

2.5.5. Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании газом шахматных пучков труб с проволочным оребрением, отнесенный к полной поверхности, при $800 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 8400$; $1{,}2 \leqslant \frac{d}{S_в} \leqslant 4$; $2 \leqslant \frac{S_1}{d} \leqslant 4$; $1{,}5 \leqslant \frac{S_2}{d} \leqslant 3{,}5$; $0{,}04 \leqslant \frac{l_0}{h_в} \leqslant 0{,}3$ будет

$$\alpha = 2{,}93\,\mathrm{Re}^{0{,}46}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4}\left(\frac{d}{S_в}\right)^{-0{,}6}\left(\frac{S_1}{d}\right)^{0{,}2}\left(\frac{S_2}{d}\right)^{-0{,}1}\left(\frac{l_0}{h_в}\right)^{0{,}36} C_z \frac{\lambda}{S_в}. \qquad (29)$$

Здесь $\mathrm{Re} = \frac{wS_в}{\nu}$;

$S_в$ — шаг витка;

$h_в$ — высота петли;

$l_в = \frac{\pi d}{z_0}$ — шаг петли, где z_0 — число петель на длине одного витка.

Остальные обозначения те же, что в формулах (25) и (26). C_z определяется по черт. 13 при $z<4$; при $z \geqslant 4$ $C_z = 1$.

2.5.6. Приведенный коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании газом пучков оребренных труб (при оребрении несущей трубы с наружной стороны) определяется по формуле

$$\alpha_{пр} = \left(\frac{H_р}{H_п} E \psi_р + \frac{H_{тр}}{H_п}\right)\alpha, \qquad (30)$$

где E — коэффициент эффективности ребра, вычисленный в зависимости от параметров $\beta h_р$ и $\frac{D_р}{d}$; для труб со спиральными однозаходными или круглыми ребрами находится по черт. 14;

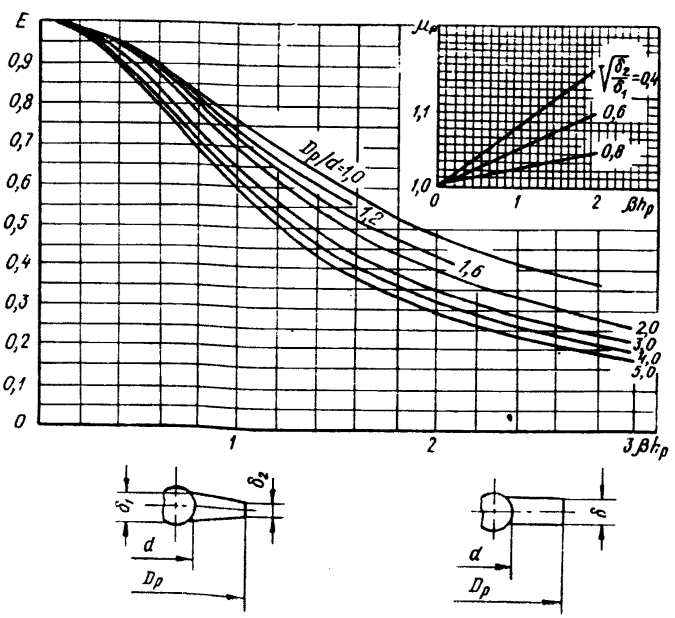
$$\beta = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda_м \delta_{ср}}}\ 1/м;$$

$\mu_р$ — коэффициент, учитывающий влияние уширения ребер к основанию; для спиральных однозаходных и круглых ребер вычисляется в зависимости от $\beta h_р$ и $\sqrt{\frac{\delta_2}{\delta_1}}$ по вспомогательному графику на черт. 14;

ψ — поправочный коэффициент для труб со спиральными однозаходными и круглыми ребрами к теоретическому значению эффективности ребра E, учитывающий неравномерное распределение α по поверхности ребра; $\psi = 1 - 0{,}058\,\beta h_р$. Для труб с плавниками $\psi = 0{,}9$. Для труб с проволочным оребрением $\psi = 0{,}85$;

α — коэффициент теплоотдачи, вычисленный без учета теплопроводности ребер; рассчитывается по формулам (25), (27), (28), (29).

Коэффициент эффективности E спиральных однозаходных и круглых ребер прямоугольного и трапецеидального сечения



Черт. 14

Приведенный коэффициент теплоотдачи для оребренных поверхностей теплообмена используется при определении коэффициентов теплопередачи $K^{ор}$, $K_1^{ор}$ по формулам (4) и (5).

2.5.7. Приведенный коэффициент теплоотдачи при охлаждении продольно обтекаемых газом (или перегретым паром) пучков труб со спиральными однозаходными или круглыми ребрами прямоугольного или трапецеидального сечения (см. черт. 8, *а*, *б*, *в*), собранных по треугольной решетке, отнесенный к полной поверхности и к средней температуре наружной поверхности несущей трубы,

$$\alpha_{пр} = 0{,}545\,\mathrm{Re}^{m}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4}\,[(\lambda/\lambda_м)^{-0{,}21} - 2{,}95]\,C\,\frac{\lambda}{d_э}\cdot\frac{1}{\varphi_н}. \qquad (31)$$

Здесь Re — число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{w d_э}{\nu};$$

$d_э$ — эквивалентный диаметр ячейки пучка, рассчитанный по п. 2.1.11;

λ — коэффициент теплопроводности газа при средней температуре потока, *ккал/м · ч · град*;

$\lambda_м$ — коэффициент теплопроводности материала оребрения при средней температуре несущей трубы, *ккал/м·ч·град*;

m и C — параметры, зависящие от геометрии оребрения и приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha^*_{пр}$, не зависящего от числа Рейнольдса, при котором происходит снижение степени интенсивности теплоотдачи, вызванное термическим сопротивлением ребер;

$$\alpha^*_{пр} = 0{,}0875\,[10^3 + 0{,}5\,(h_р/d)^{-4}]\,(b/d)^{-1}\,\frac{1}{\varphi_н}.$$

В области $\alpha_{пр} \leqslant \alpha^*_{пр}$

$$m = 1{,}05\,(h_р/b)^{-0{,}13};$$

$$C = f_1(S/D_р)\,f_2(h_р/d)\,f_3(b/d),$$

где $f_1(S/D_р) = 0{,}95 - (S/D_р)^{-5}$;

$$f_2(h_р/d) = 4{,}3\,(h_р/d - 0{,}06)^{1{,}24};$$

$$f_3(b/d) = (b/d)^{-0{,}066} - 1{,}09.$$

В области $\alpha_{пр} \geqslant \alpha^*_{пр}$

$$m = 0{,}79\,(h_р/b)^{-0{,}13};$$

$$C = f_1(S/D_р,\ b/d)\,f_2(h_р/b),$$

где $f_1(S/D_р,\ b/d) = 2{,}06 - (b/d)^{-0{,}26}\,(S/D_р)^{-2}$;

$$f_2(h_р/b) = 0{,}45\,(h_р/b - 1{,}8)^{0{,}68}.$$

Здесь d — диаметр несущей трубы, *м*;

$h_р$ — высота ребер, *м*;

b — расстояние между ребрами в «свету», *м*;

$D_р$ — диаметр по вершинам ребер, *м*;
S — шаг труб, *м*.

Формула (31) получена на основании результатов экспериментов при температуре наружной поверхности трубы от 80 до 380° С и при изменении параметров в следующих пределах: $2 \cdot 10^4 < Re < 10^6$; $1{,}06 \leqslant S/D_р \leqslant 1{,}5$.

2.5.8. Приведенный коэффициент теплоотдачи при охлаждении продольно обтекаемых газом пучков труб со спиральными многозаходными ребрами трапецеидального сечения, собранных по треугольной или квадратной решетке, отнесенный к полной поверхности и средней температуре наружной поверхности несущей трубы:

$$\alpha_{пр} = 0{,}0048\, Re^{0{,}72}\, Pr^{0{,}4}\, (\lambda/\lambda_м)^{-0{,}3}\, \frac{\lambda}{d_э}, \qquad (32)$$

где Re — число Рейнольдса:

$$Re = \frac{w d_э}{\nu};$$

$d_э$ — эквивалентный диаметр для бесконечной решетки, равный четырем проходным сечениям ячейки (с учетом межреберных щелей), деленным на полный смоченный периметр ячейки (с учетом периметра ребер), *м*;
λ — коэффициент теплопроводности газа при средней температуре потока, *ккал/м · ч · град*;
$\lambda_м$ — коэффициент теплопроводности материала оребрения при средней температуре несущей трубы, *ккал/м · ч · град*.

Формула (32) получена на основании результатов экспериментов на опытном участке с $n=26$; $S_р/d=8$; $h_р/d=0{,}25$; $\delta_{ср}/h_{ср}=0{,}12$ и при изменении параметров в следующих пределах $10^4 \leqslant Re < 2 \cdot 10^5$; $1 \leqslant S/D_р \leqslant 1{,}31$; $0{,}25 \cdot 10^{-3} \leqslant \lambda/\lambda_м \leqslant 0{,}65 \cdot 10^{-3}$,
где n — число заходов (ребер);
$h_р$ — высота ребер, *м*;
$\delta_{ср}$ — средняя толщина ребра, *м*;
d — диаметр несущей трубы, *м*;
$D_р$ — диаметр по вершинам ребер, *м*;
$S_р$ — шаг спирали одного ребра, *м*;
S — шаг труб, *м*.

2.5.9. Приведенный коэффициент теплоотдачи при нагревании продольно обтекаемых газом пучков труб со спиральным однозаходным и многозаходным оребрением труб до получения экспериментальных данных приближенно может быть рассчитан по формулам (31) и (32).

2.6. Теплоотдача жидких металлов

2.6.1 Жидкие металлы отличаются от газов и жидкостей тем, что их коэффициент температуропроводности намного больше коэффициента кинематической вязкости, т. е. $Pr \ll 1$. Молекулярный перенос тепла в турбулентном потоке жидкого металла играет

существенную роль как в пристенном слое, так и в турбулентном ядре. Теплоотдача к жидким металлам определяется зависимостью $Nu = f(Pe)$.

2.6.2. Число Нуссельта при течении жидких металлов ($0{,}007 < Pr < 0{,}03$) в трубах для $\frac{l}{d_в} > 30$ определяется по формулам:

$$\text{при } 30 \leqslant Pe \leqslant 300 \quad Nu = 4{,}36 + 0{,}016\,Pe,$$

$$\text{при } 300 \leqslant Pe \leqslant 10^4 \quad Nu = 7{,}5 + 0{,}005\,Pe.$$

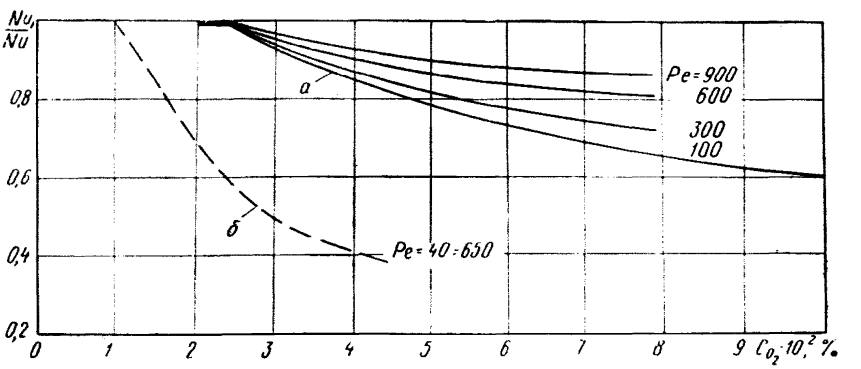
Расчет по этим формулам справедлив для обогрева и охлаждения трубы при условии, что содержание примесей (кислород, азот и т. д.) в жидком металле будет ниже предела их растворимости при рабочей температуре. В противном случае на границе раздела стенка — жидкий металл возникает термическое контактное сопротивление, которое существенно снижает теплоотдачу.

Нижний уровень теплоотдачи при обогреве загрязненного примесями металла может быть определен по формуле

$$Nu = 4{,}36 + 0{,}0021\,Pe \text{ при } 100 < Pe < 10^4. \qquad (33)$$

Термическое контактное сопротивление может быть различным в зависимости от физико-химических свойств теплоносителя.

Снижение теплоотдачи натрия в зависимости от содержания кислорода



а — нагрев стенки; *б* — охлаждение стенки

Черт. 15

2.6.3. Число Нуссельта при турбулентном течении натрия в вертикальной обогреваемой трубе с учетом влияния содержания окислов в потоке определяется по черт. 15, построенному в соответствии с зависимостью

$$\frac{Nu_1}{Nu} = f(Pe,\ C_{O_2}),$$

где Nu_1 — число Нуссельта с учетом влияния содержания окислов в натрии;

Nu — число Нуссельта для чистого натрия;

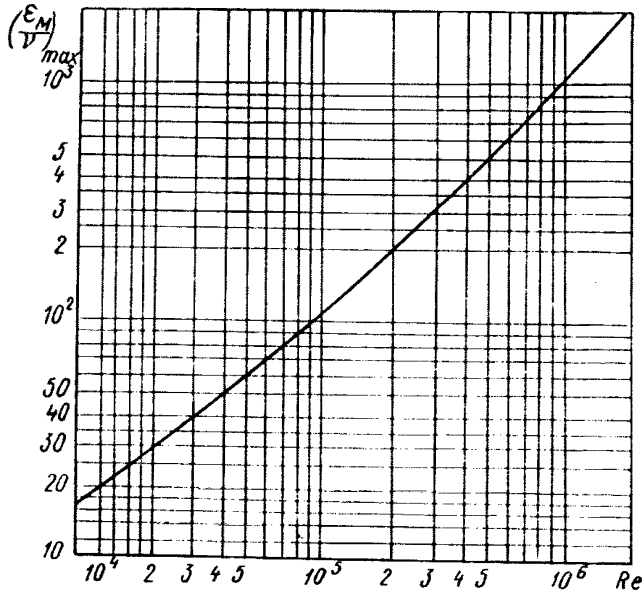
Pe — число Пекле;

C_{O_2} — концентрация кислорода в натрии по весу, %.

2.6.4. Число Нуссельта при турбулентном течении жидких металлов при $0{,}007 < Pr < 0{,}03$ в кольцевых каналах в отличие от течения в трубе зависит от $d_э$ и соотношения диаметров труб, образующих канал, а также от характера подвода или отвода тепла (наружного, внутреннего или двустороннего). Рекомендуется применять кольцевые каналы для $\frac{d_2}{d_1} \leqslant 3$ при равных тепловых нагрузках или равных температурах стенок.

При различных температурных нагрузках необходимо проверять расчетную температуру стенок, так как при некоторых соотношениях тепловых нагрузок возможно возникновение перетечек тепла от одной стенки к другой.

Зависимость величины $\left(\frac{\varepsilon_M}{\nu}\right)_{max}$ от числа Рейнольдса для кольцевого канала



Черт. 16

2.6.5. Число Нуссельта при турбулентном течении чистого жидкого металла в кольцевом канале для внутренней (Nu_1) и наружной (Nu_2) стенок при одностороннем или двустороннем обогреве

Таблица 1

Значения коэффициентов α, β, γ для определения чисел Nu_1 и Nu_2

Теплоотдача	Nu	$\frac{d_2}{d_1}$	α	β	γ
Через внутреннюю стенку	Nu_1	1,00	5,52	0,022	0,76
		2,00	6,21	0,022	0,79
		3,00	6,91	0,022	0,80
		5,00	8,31	0,022	0,83
Через наружную стенку	Nu_2	1,00	5,52	0,022	0,76
		2,00	5,49	0,025	0,75
		3,00	5,47	0,029	0,74
		5,00	5,43	0,037	0,73
Через обе стенки при $q_1=q_2$	Nu_1	1,00	9,49	0,060	0,69
		1,25	10,53	0,066	0,70
		1,50	11,81	0,073	0,70
		2,00	15,30	0,085	0,70
		3,00	27,00	0,109	0,71
	Nu_2	1,00	9,49	0,060	0,69
		1,25	8,72	0,049	0,71
		1,50	8,24	0,042	0,72
		2,00	7,60	0,038	0,73
		3,00	6,94	0,036	0,74
Через обе стенки при $t_1=t_2$	Nu_1	1,00	9,49	0,060	0,70
		1,25	9,89	0,060	0,70
		1,50	10,40	0,060	0,71
		2,00	11,05	0,061	0,72
		3,00	12,52	0,065	0,73
	Nu_2	1,00	9,49	0,060	0,70
		1,25	9,14	0,056	0,70
		1,50	8,92	0,053	0,70
		2,00	8,58	0,050	0,71
		3,00	8,16	0,046	0,72

или охлаждении канала определяется исходя из нижеследующих рекомендаций:

при $\psi \leqslant 0$ $\quad Nu_1 = \alpha,\ Nu_2 = \alpha;$

при $\psi > 0$ $\quad Nu_1 = \alpha + \beta(\psi\, Pe)^{\gamma},\ Nu_2 = \alpha + \beta(\psi\, Pe)^{\gamma}.$

Здесь α, β, γ — функции отношения наружного диаметра d_2 к вну-

треннему диаметру d_1 канала и характера подвода или отвода тепла (табл. 1);

$$\psi = 1 - \frac{1{,}82}{\mathrm{Pr}\left(\frac{\varepsilon_M}{\nu}\right)^{1{,}4}_{\max}},$$

где $\left(\frac{\varepsilon_M}{\nu}\right)_{\max} = f(\mathrm{Re})$; для кольцевого канала принимается по черт. 16.

Теплофизические свойства жидких металлов должны быть отнесены к средней температуре потока.

2.6.6. Число Нуссельта при продольном обтекании жидким металлом пучков труб, расположенных по равностороннему треугольнику, при $0{,}007 \leqslant \mathrm{Pr} \leqslant 0{,}03$ и $1{,}1 \leqslant \sigma \leqslant 1{,}5$:

при ламинарном течении для $30 < \mathrm{Pe} \leqslant 200$

$$\mathrm{Nu} = 24{,}15 \lg [-8{,}12 + 12{,}76\sigma - 3{,}65\sigma^2],$$

при турбулентном течении для $200 \leqslant \mathrm{Pe} < 2000$

$$\mathrm{Nu} = 24{,}15 \lg (-8{,}12 + 12{,}76\sigma - 3{,}65\sigma^2) + \\ + 0{,}0174 \{1 - \exp [-6(\sigma - 1)]\} (\mathrm{Pe} - 200)^{0{,}9}.$$

Определяющий размер в критериях Nu и Pe — эквивалентный диаметр пучка с бесконечным числом труб, расположенных по равностороннему треугольнику,

$$d_э = d(1{,}1\sigma^2 - 1).$$

Здесь σ — относительный шаг равносторонней треугольной решетки, *м*.

Теплофизические свойства теплоносителей отнесены к средней температуре потока.

Значения чисел Нуссельта, рассчитанные по этим формулам, приведены на черт. 17.

2.6.7. Число Нуссельта при поперечном обтекании жидким металлом шахматных и коридорных пучков труб при $0{,}007 < \mathrm{Pr} < 0{,}03$ и $10 < \mathrm{Pe} < 1300$

$$\mathrm{Nu} = 2\,\mathrm{Pe}^{0{,}5}, \qquad (34)$$

где число Pe определено по скорости набегающего потока. Определяющий размер — наружный диаметр труб пучка.

Теплофизические свойства теплоносителей отнесены к средней температуре потока.

2.6.8. Число Нуссельта при обтекании жидким металлом пучков гладких труб, когда угол атаки ψ (острый угол между направлением потока и осью трубы) находится в пределах от 30 до 90°, при $0{,}007 < \mathrm{Pr} < 0{,}03$ и $10 < \mathrm{Pe} < 700$

$$\mathrm{Nu}_\psi = \mathrm{Nu}\,(\sin\psi)^{0{,}4}.$$

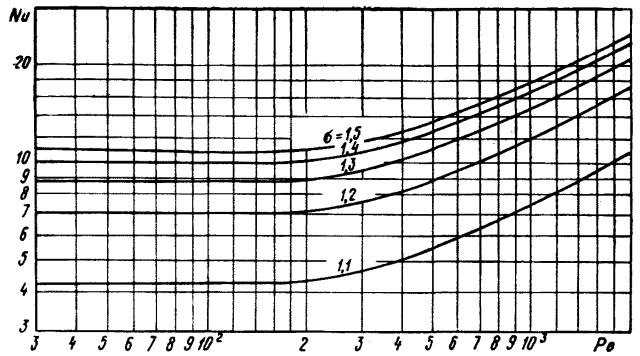
Определяющий размер в критериях Nu и Pe — наружный диаметр трубы пучка; число Пекле рассчитывается по скорости набе-

гающего потока; теплофизические свойства отнесены к средней температуре потока.

2.6.9. При конструктивном расчете теплообменных аппаратов, работающих на жидком металле, числа Нуссельта определяются по формулам для чистого металла.

Приведенные в подразделе 2.6 формулы для загрязненного металла служат для определения коэффициентов теплоотдачи, используемых при выполнении поверочных расчетов с целью оценки работы аппарата.

Число Нуссельта при продольном обтекании жидким металлом пучков труб, расположенных по равностороннему треугольнику



Черт. 17

2.7. Теплоотдача и кризис теплообмена при кипении в объеме

2.7.1. Коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении воды на поверхности, погруженной в объем, определяется в интервале давлений от 1 до 200 *кгс/см²* по формуле

$$\alpha_{об} = 3q^{0,7}(p^{0,14} + 1,83 \cdot 10^{-4}p^2), \qquad (35)$$

где q — тепловая нагрузка на поверхности парообразования, *ккал/м² · ч*;

p — давление насыщения, *кгс/см²*.

2.7.2. Коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении неметаллических жидкостей, не диссоциирующих в процессе кипения на поверхности, погруженной в объем, определяется по

формуле, полученной с учетом закономерностей термодинамического подобия:

при $p \leqslant 0{,}9p_{кр}$

$$\alpha_{об} = 2\left(\frac{gR}{M}\right)^{1/6} \frac{A^{1/3}p_{кр}^{1/3}}{T_{кр}^{5/6}} q^{2/3}\left(\frac{p}{p_{кр}}\right)^{1/8}\left[1 + 3\frac{p}{p_{кр}} + 5\left(\frac{p}{p_{кр}}\right)^3\right], \quad (36)$$

где $p_{кр}$ и $T_{кр}$ — критические параметры жидкости, *кгс/м²*, °К;

M — молекулярный вес, *кг/кмоль*;

$R = 848 \frac{кгс \cdot м}{кмоль \cdot град}$ — универсальная газовая постоянная;

$A = \frac{1}{427}$ *ккал/кгс · м* — тепловой эквивалент работы;

q — тепловая нагрузка поверхности нагрева, *ккал/м² · ч*;

$g = 9{,}81 \cdot 3600^2$ *м/ч²* — ускорение силы тяжести.

Для относительного давления $p/p_{кр} < 0{,}04$ коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по упрощенной формуле

$$\alpha_{об} = 2\left(\frac{gR}{M}\right)^{1/6} \frac{A^{1/3}p_{кр}^{1/3}}{T_{кр}^{5/6}} g^{2/3}\left(\frac{p}{p_{кр}}\right)^{1/8},$$

при относительном давлении $p/p_{кр} < 0{,}3$ — по формуле

$$\alpha_{об} = 2\left(\frac{gR}{M}\right)^{1/6} \frac{A^{1/3}p_{кр}^{1/3}}{T_{кр}^{5/6}} q^{2/3}\left(\frac{p}{p_{кр}}\right)^{1/8}\left[1 + 3\frac{p}{p_{кр}}\right].$$

При относительных давлениях $p/p_{кр} > 0{,}3$ расчет ведется по формуле (36).

2.7.3. Коэффициент теплоотдачи при кипении недогретой до температуры насыщения воды на поверхности, погруженной в объем, определяется в интервале давлений от 1 до 200 *кгс/см²* по формуле для кипения в объеме (35).

При составлении теплового баланса энтальпию жидкости необходимо брать с учетом недогрева. Температурный напор ($\Delta t_р$) определяется по температуре насыщения.

2.7.4. Тепловая нагрузка, при которой происходит нарушение устойчивого пузырькового кипения, называется критической тепловой нагрузкой.

При кипении воды в объеме критическая нагрузка определяется по формулам:

а) для воды при температуре насыщения

$$q_{кр}^0 = 3600k\{r\rho''^{0,5}[g^2\sigma(\rho' - \rho'')]^{0,25}\} \quad ккал/м^2 \cdot ч, \quad (37)$$

где $k = 0{,}13 + 4\left[\frac{g\mu^2(\rho' - \rho'')^{0,5}}{\rho'\sigma^{1,5}}\right]^{0,4}$;

б) для воды, не догретой до температуры насыщения,

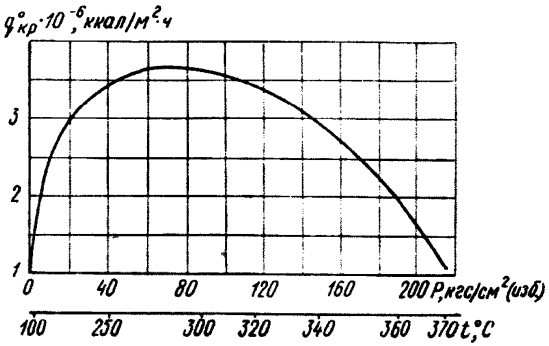
$$q_{кр}^{нед} = q_{кр}^{0}\left[1 + 0{,}065\left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)^{0{,}8}\cdot\frac{i' - i}{r}\right] \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч},$$

где i' — энтальпия воды на линии насыщения, *ккал/кг*;

i — энтальпия недогретой жидкости, *ккал/кг*;

$q_{кр}^{0}$ — критическая тепловая нагрузка для воды при температуре насыщения; определяется по формуле (37) или черт. 18.

Зависимость критической тепловой нагрузки $q_{кр}^{0}$ для воды на линии насыщения



Черт. 18

2.8. Теплоотдача и кризис теплообмена при кипении в трубах и каналах

2.8.1 Коэффициент теплоотдачи при кипении воды в трубах и каналах для докризисных режимов теплообмена определяется по формуле

$$\alpha_{кип} = \alpha\sqrt{1 + 7\cdot10^{-9}\left(\frac{w_{см}r\rho'\cdot3600}{q}\right)^{3/2}\cdot\left(\frac{0{,}7\alpha_{об}}{\alpha}\right)^{2}}, \qquad (38)$$

где $\alpha = \sqrt{\alpha_{тр}^2 + (0{,}7\alpha_{об})^2}$ *ккал/м²·ч·град*;

$\alpha_{тр}$ — коэффициент теплоотдачи при течении воды, *ккал/м²×ч×град*; рассчитывается по скорости циркуляции w_0 по формулам (13) и (14);

$\alpha_{об}$ — коэффициент теплоотдачи на поверхности, погруженной в объеме жидкости, *ккал/м²·ч·град*; определяется по формуле (35);

$w_{см}$ — средняя скорость пароводяной смеси на рассчитываемом участке *м/сек*; определяется по формулам п. 2.1.8;

q — тепловая нагрузка на внутренней поверхности трубы или канала, *ккал/м²·ч*.

Интенсификацию теплообмена с ростом скорости течения двухфазного потока следует учитывать при значении комплекса

$$\left(\frac{w_{см}r\rho' \cdot 3600}{q}\right)\left(\frac{0{,}7\alpha_{об}}{\alpha}\right)^{4/3} > 5 \cdot 10^4,$$

при меньших значениях комплекса $\alpha_{кип} = \alpha$.

Зависимость (38) справедлива для докризисных режимов теплообмена и подтверждена опытными данными в диапазоне изменения параметров: $2 \leqslant p \leqslant 170$ *кгс/см*^{2}; $70 \cdot 10^3 \leqslant q \leqslant 5 \cdot 10^6$ *ккал/м*$^2 \cdot$ *ч*; $1{,}0 \leqslant w_{см} \leqslant 300$ *м/сек*.

2.8.2. При достижении некоторой предельной величины тепловой нагрузки коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении двухфазного потока в обогреваемых трубах (каналах) резко падает из-за нарушения непосредственного контакта между стенкой трубы и жидкой фазой: наступает кризис теплообмена.

В общем случае величина критической тепловой нагрузки зависит от режимных параметров двухфазного потока (p, ρw, x) и геометрии канала.

2.8.3. Различают кризисы I и II рода.

Кризис I рода возникает при разрушении пристенного жидкостного слоя в условиях, когда около стенки еще имеется достаточное для ее охлаждения количество жидкости.

Кризис II рода возникает при дисперсно-кольцевом режиме течения двухфазного потока в момент полного испарения микропленки (см. раздел 5 приложения).

2.8.4. Любой теплообменный аппарат должен работать при тепловых нагрузках ниже тех, при которых возникает кризис теплообмена I рода. Величина запаса тепловых нагрузок устанавливается в зависимости от назначения аппарата.

2.8.5. При течении жидкости в трубах ($x=0$ и $x<0$) с пристенным кипением возможно возникновение кризиса I рода, величину которого необходимо определять для всех парогенерирующих труб, включая выходные участки экономайзеров.

2.8.6. При течении жидкости в трубах при температуре насыщения ($x=0$) критическая тепловая нагрузка (кризис I рода) рассчитывается по формуле

$$q^0_{кр} = A\sqrt{w_0} \text{ при } 600 < \frac{w_0^2}{q\sqrt{\frac{\sigma}{\rho' - \rho''}}} \cdot \frac{\gamma'}{\gamma''} < 4 \cdot 10^6,$$

где

$$A = 0{,}0145r\sqrt{g\rho''}\left[\frac{\sigma(\rho' - \rho'')}{g\sqrt{\frac{\sigma}{\rho' - \rho''}}}\right]^{0{,}25}(\rho'/\rho'')^{0{,}25};$$

w_0 — скорость циркуляции, *м/сек*.

Формула справедлива для труб внутренним диаметром от 8 до 12 *мм*. Значения величины A приведены на черт. 19.

2.8.7. При течении недогретой жидкости в трубах ($x<0$) критическая тепловая нагрузка (кризис I рода) определяется по формулам:

$$\text{при } 0{,}005 < \frac{p}{p_{кр}} < 0{,}2 \quad \frac{q^{нед}_{кр}}{q^{0}_{кр}} = 1 + 1{,}5\sqrt{M}\,\frac{\Delta T}{T_{нас}};$$

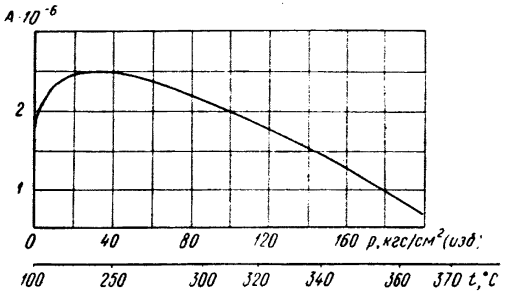
$$\text{при } 0{,}2 < \frac{p}{p_{кр}} < 0{,}9 \quad \frac{q^{нед}_{кр}}{q^{0}_{кр}} = 1 + 2{,}35\left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0{,}125}\sqrt{M}\,\frac{\Delta T}{T_{нас}},$$

где $q^{0}_{кр}$ — критическая тепловая нагрузка при нулевом недогреве, определяется по п. 2.8.6;

ΔT — недогрев до температуры насыщения, °К;

M — молекулярный вес среды, *кг/кмоль*.

Значение коэффициента A в формуле п. 2.8.6 на линии насыщения для воды



Черт. 19

2.8.8. При течении в трубах двухфазного потока ($x>0$) возможно возникновение кризисов I и II рода, на которые необходимо проверять проектируемые конструкции. Если паросодержание на выходе из трубы меньше граничного паросодержания $x^{0}_{гр}$, при котором возникает кризис II рода, то в трубе может возникнуть только кризис I рода. Величина тепловой нагрузки, при которой возникает кризис I рода, определяется по пп. 2.8.9 и 2.8.10.

При определении кризиса II рода необходимо знать величину паросодержания $x_{др}$, при котором в трубе устанавливается дисперсный режим течения смеси с микропленкой. Величина паросодержания $x_{др}$ может быть определена из уравнения

$$x_{др} = x^{0}_{гр} - \frac{D_{пл}}{D_{см}},$$

где $x^{0}_{гр}$ определяется по п. 2.8.11, $D_{пл}$ (в *кг/ч*) — по п. 2.8.13.

Более подробно условия возникновения кризисов I и II рода рассматриваются в приложении 5.

2.8.9. При течении в трубах двухфазного потока с паросодержанием до 30% ($0<x<0{,}3$) и при условии, что $x<x^0_{гр}$, $1500 \leqslant \rho w \leqslant 12000$, $50 \leqslant p \leqslant 200$, $2 \leqslant d_в \leqslant 13$, критическая тепловая нагрузка, при которой возникает кризис I рода, определяется из уравнения

$$q_{кр} = Ck \; ккал/м^2 \cdot ч,$$

где коэффициент $C = r\sqrt{g\rho''}\sqrt[4]{\sigma(\rho' - \rho'')}$ (в $ккал/м^2 \cdot ч$) определяется по черт. 20, k — безразмерная тепловая критическая нагрузка, определяемая по формуле

$$\lg(k k_d^{0,5}) + 1 = (F_1 F_2 - F_3)^{0,5}.$$

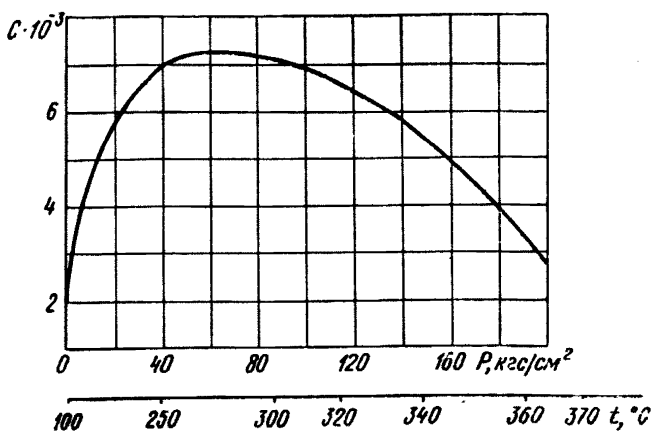
Здесь $k_d = \dfrac{d_в}{\sqrt{\dfrac{\sigma}{\rho' - \rho''}}}$ — комплекс, учитывающий влияние диаметра;

$$F_1 = (\lg k_w)^2 + 2{,}75 \lg k_w;$$

$$F_2 = 6{,}07x(0{,}38 - x) + 0{,}19;$$

$$F_3 = 7{,}8x(0{,}32 - x) + 0{,}61;$$

Зависимость коэффициента C от давления и температуры на линии насыщения для воды



Черт. 20

$k_w = \dfrac{w_0 \mu'}{\sigma}$ — комплекс, учитывающий влияние вынужденного движения;

w_0 — скорость циркуляции, $м/сек$.

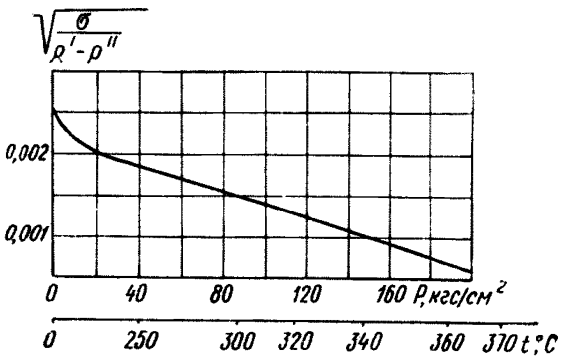
Величина $\sqrt{\dfrac{\sigma}{\rho' - \rho''}}$ определяется по черт. 21.

Для облегчения расчетов значения вспомогательных функций F_1, F_2 и F_3 приведены на черт. 22 и 23.

2.8.10. Определение критических нагрузок, при которых возникает кризис I рода, в зоне малых значений массовых скоростей ($750 \leqslant \rho w < 1500$) при $0 < x < x^0_{гр}$ рекомендуется производить по табл. 2, составленной ВТИ по опытным данным различных авторов.

Приведенные в табл. 2 величины критических нагрузок для больших значений массовых скоростей ($1500 \leqslant \rho w < 5000$) могут использоваться в качестве контрольных значений при расчете критических нагрузок по формуле п. 2.8.9.

Зависимость величины $\sqrt{\frac{\sigma}{\rho' - \rho''}}$ от давления и температуры на линии насыщения для воды



Черт. 21

2.8.11. При входе в рассчитываемый участок парогенерирующей трубы пароводяного потока с входным паросодержанием $x_{вх} < x_{зр}$ величина граничного паросодержания $x^0_{гр}$, при достижении которого возникает кризис теплообмена II рода, определяется по формулам, составленным по данным табл. 3:

при $6 < p \leqslant 50$ *кгс/см²*; $500 \leqslant \rho w \leqslant 2000$ *кг/м²·сек*; $d_в = 8$ *мм*

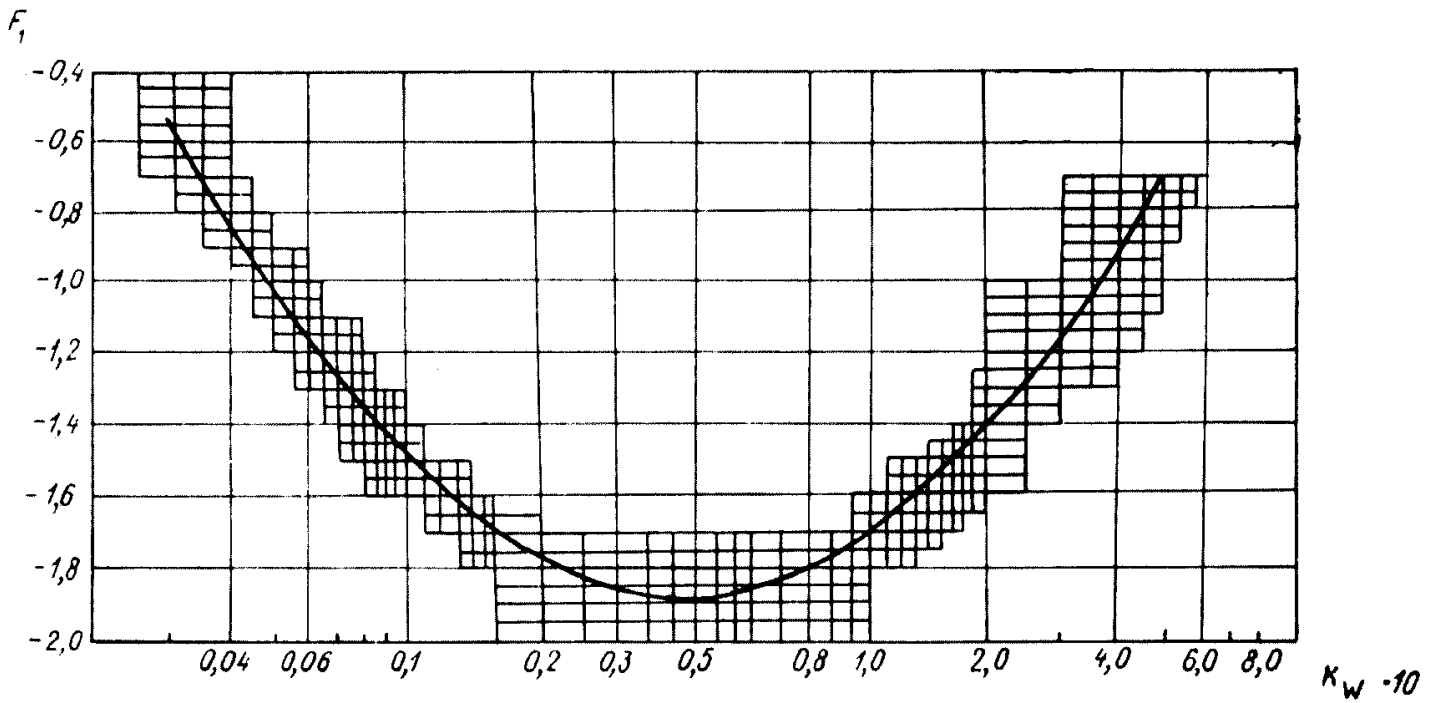
$$x^0_{гр} = 7{,}35 p^{0{,}15} (\rho w)^{-0{,}42};$$

при $50 < p \leqslant 130$ *кгс/см²*; $500 \leqslant \rho w \leqslant 2000$ *кг/м²·сек*; $6 < d_в < 20$ *мм*

$$x^0_{гр} = (0{,}92 - 0{,}344 \cdot 10^{-2} p) \sqrt{\frac{1000}{\rho w}}.$$

Зависимости $x^0_{гр}$ от массовой скорости и давления, построенные по вышеприведенным формулам, представлены на черт. 24. Найденному значению $x^0_{гр}$ могут отвечать различные тепловые нагрузки. Длина участка трубы до места возникновения кризиса

Зависимость вспомогательной функции F_1 от комплекса k_w

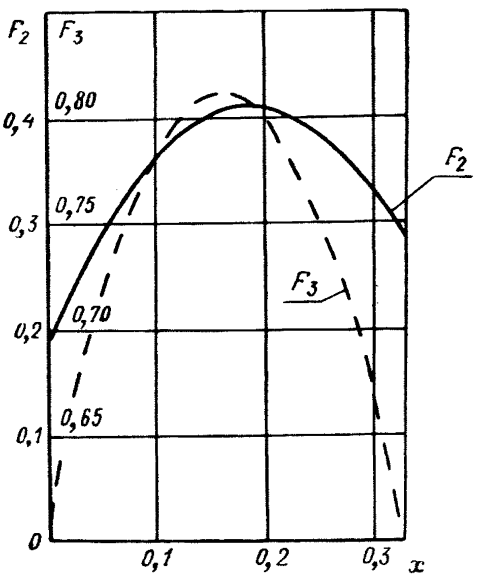


Черт. 22

II рода определяется исходя из теплового баланса, составленного для паросодержаний от $x_{вх}$ до $x^0_{гр}$.

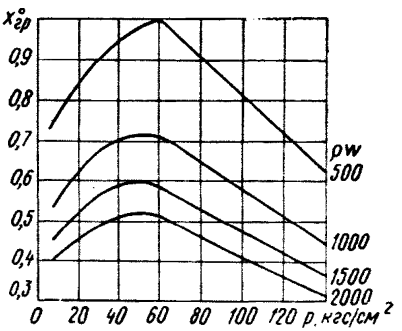
В докризисной зоне ($x_{вх}<x^0_{гр}$) коэффициент теплоотдачи для развитого кипения в трубах определяется по формуле п. 2.8.1, в закризисной зоне ($x_{вых}>x^0_{гр}$) — по черт. 25. В качестве минимально возможного значения может быть принят коэффициент теплоотдачи к насыщенному пару.

Зависимость вспомогательных функций F_2 и F_3 от паросодержания



Черт. 23

Зависимость $x^0_{гр}$ от массовой скорости и давления



Черт. 24

При низких значениях тепловых нагрузок возможна работа парогенерирующей трубы в безкризисном режиме (см. рис. 6 приложения 5).

2.8.12. Если в парогенерирующую трубу входит дисперсный поток с микропленкой ($x_{вх}>x_{\Delta p}$), то этот режим течения сохраняется до места возникновения кризиса, причем возможны два режима испарения микропленки: с орошением каплями из ядра потока и без орошения.

Кризис II рода в этом случае возникает при полном испарении микропленки и характеризуется значениями граничного паросодержания $x_{гр}>x^0_{гр}$ и количеством тепла, необходимого для испарения микропленки $D_{пл}$ и для испарения расхода орошения $D_{ор}$. При

равномерной по длине трубы тепловой нагрузке $q_{кр}$ эти величины связаны между собой уравнениями:

$$x_{гр} = x_{вх} + \frac{D_{пл} + D_{ор}}{D_{см}};$$

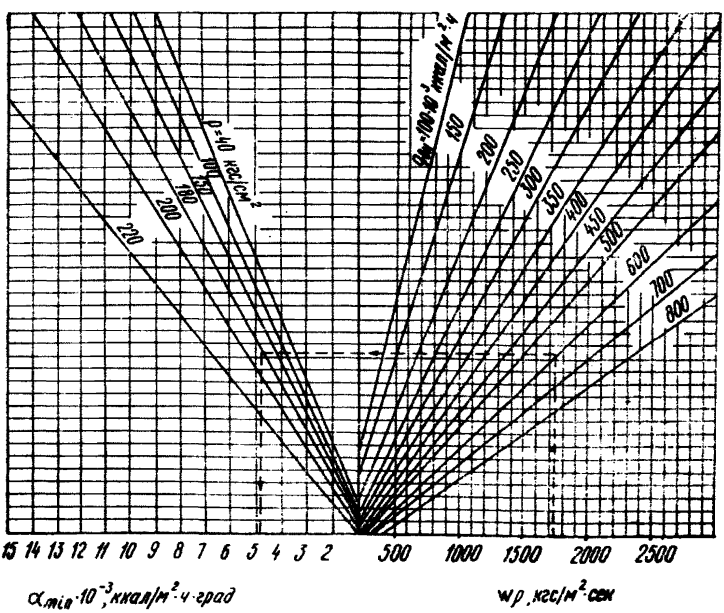
$$q_{кр} = \frac{r}{\pi d_в l}(D_{пл} + D_{ор}),$$

где $D_{пл}$ — расход жидкости в пристенной пленке на входе в парогенерирующую трубу, *кг/ч*;

$D_{ор}$ — суммарный расход орошения, создаваемый каплями жидкости, выпадающими из ядра потока на пристенную пленку на длине трубы l от входа до места возникновения кризиса II рода, *кг/ч*;

$D_{см}$ — расход парожидкостной смеси, *кг/ч*;

Коэффициент теплоотдачи от стенки к потоку докритического давления в области ухудшенного теплообмена ($x > x^0_{гр}$)



Черт. 25

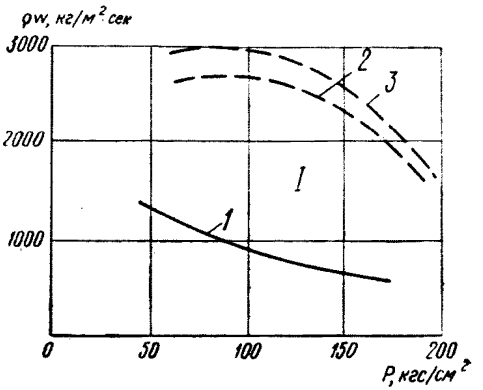
При отсутствии орошения стенки канала вышеприведенные уравнения принимают вид:

$$x_{гр} = x_{вх} + \frac{D_{пл}}{D_{см}};$$

$$q_{кр} = \frac{r}{\pi d_в l} D_{пл}.$$

Ориентировочно границы области, в которой орошение отсутствует ($D_{ор}=0$), могут быть определены по черт. 26.

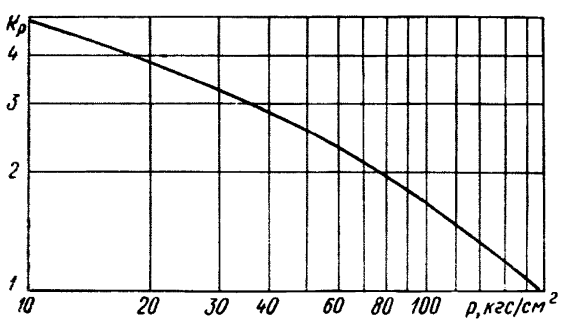
Ориентировочные границы области невыпадения капель на стенку при течении дисперсно-кольцевого пароводяного потока в трубе при $x > x_{\Delta p}$



I — область невыпадения капель; *1* — нижняя граница области; *2* — верхняя граница области при $q=0{,}25 \cdot 10^6$ *ккал/м² · ч*; *3* — верхняя граница области при $q=0{,}45 \cdot 10^6$ *ккал/м² · ч*

Черт. 26

Зависимость коэффициента k_p от давления



Черт. 27

Коэффициент теплоотдачи в области паросодержания от $x_{вх}$ до $x_{гр}$ определяется по формуле п. 2.8.1, в закритической зоне от $x_{гр}$ до $x_{вых}$ — по черт. 25 [1]. В качестве минимально возможного в зоне от $x_{гр}$ до $x_{вых}$ может быть принят коэффициент теплоотдачи к насыщенному пару.

Значения критических тепловых нагрузок ($q_{кр}$, 10^{-6} *ккал/м²·ч*)

Таблица 2

ρw	*p*, *кгс/см²*									
	50		70					100		
	x									
	0,1	0,2	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,2	0,3
750	—	—	4,51	3,79	3,30	2,90	2,60	3,30	2,85	2,45
1000	—	—	4,25	3,64	3,17	2,68	2,35	3,17	2,64	2,10
1500	—	—	3,87	3,20	2,45	2,25	—	3,07	2,35	1,59
2000	4,60	3,29	3,56	2,80	2,21	1,80	—	2,63	1,90	1,30
2500	4,39	3,10	3,28	2,49	1,99	—	—	2,44	1,66	1,10
3000	4,09	2,89	3,04	2,35	1,80	—	—	2,24	1,40	0,95
4000	—	—	2,80	1,99	1,40	—	—	1,99	1,30	0,69
5000	—	—	—	—	—	—	—	1,85	—	—

2.8.13. Расход воды в микропленке на входе в парогенерирующую трубу зависит только от входных параметров и определяется по формуле

$$D_{пл} = 3600\pi d_в \rho' \nu' \operatorname{Re}_{пл},$$

где $\operatorname{Re}_{пл} = 3\delta^* + 2{,}5\delta^* \ln \delta^* - 64,$

в котором безразмерная толщина пленки

$$\delta^* = 0{,}84 k_\rho \left(\frac{w_{см}\mu'}{\sigma}\right)^{0{,}84} \left(\frac{dw_{см}}{2\nu'}\right)^{0{,}16}.$$

Здесь

$$k_\rho = \left[\frac{1+\frac{\rho''}{\rho'}}{\left(1+\sqrt{\frac{\rho'}{\rho''}}\right)^2}\right]^{0{,}84} \left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)^{1{,}2}.$$

Необходимый для определения безразмерной толщины пленки δ^* коэффициент k_ρ может быть найден по черт. 27, а число Рейнольдса пленки — по черт. 28.

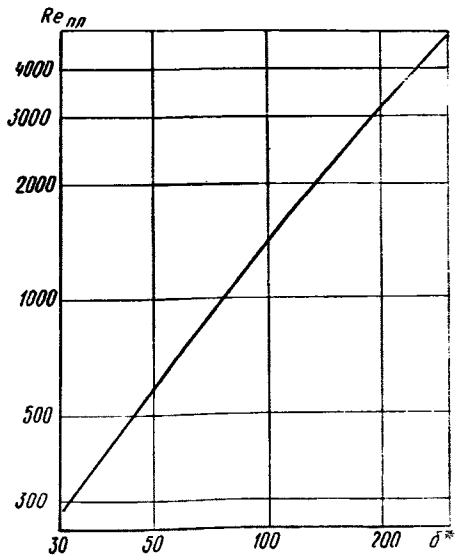
2.8.14. Суммарный расход воды на орошение $D_{ор}$ для парогенерирующей трубы, работающей с постоянной по длине тепловой нагрузкой, определяется из уравнения

$$D_{ор} = \frac{3600 r D_{см}}{q} \int_{x_{вх}}^{x_{гр}} I^q_{3.2} dx,$$

при кипении воды в трубах ($d_в = 8$ *мм*)

		140					160		200	
0,4	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,2	0,1	0,2
2,12	1,72	1,90	1,63	1,24	0,89	0,60	1,14	0,65	—	—
1,65	1,16	1,75	1,43	1,06	0,75	—	1,41	0,77	—	—
1,11	—	1,68	1,19	0,82	—	—	1,44	0,86	1,07	0,80
0,89	—	1,76	1,10	—	—	—	1,54	0,97	1,16	0,89
—	—	1,80	1,04	—	—	—	1,67	1,07	1,25	0,94
—	—	1,82	1,04	—	—	—	1,75	1,19	1,32	1,06
—	—	1,90	1,10	—	—	—	2,03	1,44	1,48	1,22
—	—	—	—	—	—	—	2,25	—	—	—

Зависимость $\operatorname{Re}_{пл}$ от безразмерной толщины пристенной жидкостной пленки δ^*



Черт. 28

где

$$I^q_{3.2} = \left[\frac{1-x}{x} - \frac{D_{пл}}{D_{см}x}\right] [A w_0^{0{,}75} - 0{,}5 I_{2.1}] —$$

интенсивность выпадения капель из ядра потока на пленку при наличии обогрева стенки, *кг/м²·сек*;

Таблица 3

Значения граничных паросодержаний $x^0_{гр}$

ρw	p, кгс/см^2														
	5	10	15	20	25	30	40	50	70	90	110	130	150	170	190
750	—	0,72	0,74	0,77	0,79	0,81	0,82	0,84	—	—	—	—	—	—	—
1000	0,51	0,56	0,62	0,67	0,71	0,74	0,78	0,80	0,68	0,61	0,54	0,48	0,47	0,47	—
1500	—	—	—	0,54	0,55	0,57	0,59	0,61	0,56	0,50	0,44	0,39	0,37	0,37	0,42
2000	—	—	—	—	0,50	0,51	0,53	0,55	0,52	0,40	0,34	0,34	0,34	0,35	0,38
2500	—	—	—	—	—	—	—	0,50	0,47	0,38	0,34	0,32	0,33	0,34	0,32
3000	—	—	—	—	—	—	—	—	0,41	0,37	0,34	0,30	0,30	0,32	0,30
4000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,34	0,30	0,30	0,32	—

x — текущее массовое паросодержание;

$I_{2.1} = \frac{q}{3600r}$ — интенсивность испарения жидкости с поверхности пленки, *кг/м² · сек*;

$Aw_0''^{0,75}$ — величина, пропорциональная интенсивности орошения в адиабатических условиях, *кг/м² · сек*;

$A = 0{,}0072\rho''\left(\frac{\nu''}{d_в}\right)^{0,25}$ — коэффициент пропорциональности, *кг/м^2,75 · сек^0,25*;

w_0'' — текущая приведенная скорость пара, *м/сек*.

Из уравнения для расчета интенсивности орошения следует, что орошение может прекратиться ($I^q_{3.2} = 0$) в двух случаях:

а) первый сомножитель равен нулю или отрицательный. Это условие соответствует кольцевому режиму течения, когда жидкость находится на стенке канала: $D_{пл} = D_{см}\ (1 - x)$;

б) второй сомножитель равен нулю или отрицательный. Это условие соответствует тому случаю, когда интенсивность испарения настолько велика, что выпадение капель на стенку канала прекращается, так как они не могут преодолеть паровую завесу.

Ориентировочное значение величины расхода воды на орошение $D_{ор}$ может быть получено по уравнению

$$D_{ор} = \pi dl\left[\frac{1 - x_{ср}}{x_{ср}} - \frac{D_{пл}}{D_{см} \cdot x_{ср}}\right]\left[Aw_0''^{0,75} - 0{,}5\,\frac{q}{3600r}\right],$$

где l — длина трубы при паросодержании от $x_{вх}$ до $x_{гр}$, *м*;

$$x_{ср} = \frac{x_{вх} + x_{гр}}{2} \text{ при } x_{вх} > x_{\Delta p}.$$

2.8.15. Если в трубу входит дисперсный поток с микропленкой ($x_{вх} \geqslant x_{\Delta p}$), а паросодержание $x_{вых} < x_{гр}$, то после выполнения теплового расчета данной трубы можно определить ее критическую тепловую нагрузку следующим образом:

определяется расход воды в пленке на входе в парогенерирующую трубу (участок) $D_{пл}$ (п. 2.8.13);

определяется предварительное значение суммарного расхода воды на орошение $D'_{ор}$ исходя из расчетной тепловой нагрузки q (п. 2.8.14);

из уравнения

$$q'_{кр} = \frac{r}{\pi d_в l}(D_{пл} + D'_{ор})$$

определяется первое приближенное значение критической тепловой нагрузки, для которого вновь определяется суммарный расход воды на орошение $D''_{ор}$, и по нему рассчитывается второе приближенное значение критической тепловой нагрузки $q''_{кр}$ и т. д.; необходимость дальнейшего уточнения определения $q_{кр}$ оценивается по

степени сходимости $q'_{кр}$, $q''_{кр}$ и т. д. Найденное значение критической тепловой нагрузки $q_{кр}$ сопоставляется с полученным в тепловом расчете значением q.

2.9. Теплоотдача при конденсации чистого водяного пара

2.9.1. При конденсации пара в трубах различают конденсацию быстродвижущегося пара $\rho w > 300$, практически неподвижного пара $\rho w < 20$ и конденсацию пара, движущегося с умеренной скоростью $20 < \rho w < 300$, где ρw — массовая скорость потока смеси, определяемая по формуле

$$\rho w = \frac{D_{см}}{3600 f n},$$

где $D_{см}$ — массовый расход смеси в трубах при конденсации пара из пароводяной смеси или сухого насыщенного пара, *кг/ч*;

f — площадь сечения трубы, *м*^{2};

n — число труб в пучке.

2.9.2. Режим течения пленки конденсата при конденсации внутри вертикальных и горизонтальных труб характеризуется числом Рейнольдса конденсатной пленки в выходном сечении трубы

$$\mathrm{Re} = \frac{D_{конд}}{3600 \pi d_в \rho' \nu'} = \frac{ql}{3600 g \mu' r},$$

где $D_{конд}$ — расход конденсата, равный расходу пара при полной конденсации его в трубе, *кг/ч*;

$\frac{D_{конд}}{\pi d_в} = \frac{ql}{r}$ — количество конденсата, протекающего через сечение пленки на ширине в 1 *м*, *кг/м · ч*;

l — длина трубы, *м*;

q — тепловая нагрузка на внутренней поверхности трубы, *ккал/м*^{2} *· ч*.

Физические константы пленки конденсата и пара (ρ', ν', μ', ρ'', r и др.) определяются по температуре насыщения, соответствующей давлению пара на входе в трубу.

Расчет коэффициентов теплоотдачи по пп. 2.9.4—2.9.9. относится к случаю полной конденсации пара в трубах ($x_1 = 1$; $x_2 = 0$).

2.9.3. Число Нуссельта при конденсации быстродвижущегося пара высокого давления ($\rho w > 300$ *кг/м*^{2} *· сек*) в горизонтальных трубах малого внутреннего диаметра вычисляется по формуле

$$\mathrm{Nu} = C \mathrm{Re}_0^{0,8} \mathrm{Pr}^{0,43} \frac{1}{2} \left[\sqrt{1 + x_1 \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_2 \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right)} \right], \tag{39}$$

где

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{D_{см}}{900 \pi d_в \mu' g};$$

x_1 и x_2 — массовые паросодержания смеси во входном и выходном сечениях трубы, *кг/кг*;

C — эмпирический коэффициент, равный 0,024 для труб из углеродистой и нержавеющей стали, 0,032 — для медных и латунных труб.

Формула получена для области чисел Прандтля от 0,96 до 0,86, чисел Рейнольдса Re_0 от $5 \cdot 10^3$ до $3 \cdot 10^5$, давлений от 12 до 90 *кгс/см²* и тепловых нагрузок от $140 \cdot 10^3$ до $1350 \cdot 10^3$ *ккал/м² · ч* при длине труб от 2,2 до 12 *м* и диаметре труб от 10 до 17 *мм* для $1{,}0 > x_1 > 0{,}26$ и $0 < x_2 < 0{,}69$.

2.9.4. Коэффициент теплоотдачи при конденсации в горизонтальных трубах пара, движущегося с умеренной скоростью $20 < \rho w < 300$ *кг/м² · сек*, равен

$$\alpha = C\,\mathrm{Re}^{0,5}\left(\frac{d}{l}\right)^{0,2}\left(\frac{g}{\nu' a'}\right)^{1/3}\lambda', \qquad (40)$$

где C — эмпирический коэффициент, зависящий от материала трубы и состояния поверхности конденсации и равный 0,02 для труб из углеродистой и нержавеющей стали и 0,031 — для труб из меди и латуни.

Формула получена для области чисел Прандтля от 1,78 до 0,88, чисел Рейнольдса пленки от 20 до 14700, давлений от 1 до 25 *кгс/см²* и тепловых нагрузок от $2 \cdot 10^3$ до $1160 \cdot 10^3$ *ккал/м² · ч* при длине труб от 1 до 4,14 *м* и диаметре труб от 10 до 38 *мм*.

При конденсации в горизонтальной трубе диаметром от 10 до 17 *мм* и длиной от 2,5 до 4,14 *м* пара давлением от 12 до 25 *кгс/см²* в области чисел Рейнольдса от 1750 до 15 000 в качестве среднего коэффициента теплоотдачи следует принимать наименьшее из двух значений, рассчитанных по формулам (39) и (40).

2.9.5. Число Нуссельта при конденсации в вертикальной трубе быстродвижущегося сверху вниз пара ($\rho w > 300$ *кг/м² · сек*) в турбулентной области течения конденсатной пленки ($Re > 450$) определяется по формуле

$$\mathrm{Nu} = C\,\mathrm{Re}^{0,7}\,\mathrm{Pr}^{0,4}\left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)^{0,35}, \qquad (41)$$

где C — эмпирический коэффициент, равный 0,18 для труб из углеродистой и нержавеющей сталей.

Формула получена для давлений от 10 до 87 *кгс/см²* и тепловых нагрузок от $70 \cdot 10^3$ до $1200 \cdot 10^3$ *ккал/м² · ч* при длине труб от 2,2 до 3,2 *м* и диаметре труб 10 *мм*.

2.9.6. Коэффициент теплоотдачи в случае конденсации в вертикальной трубе практически неподвижного пара ($\rho w < 20$ *кг/м² × × сек*) в турбулентной области течения конденсатной пленки ($Re > 450$) определяется по формуле

$$\alpha_{\text{н.п}} = C\,\mathrm{Re}^{1/6}\,\mathrm{Pr}^{0,4}\left[\frac{g}{\nu'^2}\right]^{1/3}\lambda', \qquad (42)$$

где C — коэффициент, учитывающий материал трубы и состояние поверхности конденсации; для чистых труб из цветных металлов равен 0,054, для труб из углеродистой и нержавеющей сталей — 0,04.

2.9.7. В случае конденсации в вертикальной трубе пара умеренных скоростей движения ($20<\rho w<300$ *кг/м²·сек*) в турбулентной области течения конденсатной пленки ($Re>450$) коэффициент теплоотдачи можно определять по формуле

$$\alpha = \sqrt{\alpha_{б.п}^2 + \alpha_{н.п}^2},$$

где $\alpha_{б.п}$ — коэффициент теплоотдачи при конденсации в вертикальной трубе быстродвижущегося пара; определяется по числу Нуссельта из формулы (41);

$\alpha_{н.п}$ — коэффициент теплоотдачи при конденсации в вертикальной трубе практически неподвижного пара; определяется по формуле (42).

2.9.8. В случае конденсации в короткой вертикальной трубе ($l \leqslant 1{,}6$ *м*) пара низкого давления $p=1\div6$ *кгс/см²*, движущегося со скоростью $w_1''=6\div70$ *м/сек*, течение конденсатной пленки по внутренней стенке трубы происходит в ламинарной области, характеризующейся $Re<450$.

Для такого случая конденсации число Нуссельта определяется по формуле

$$Nu = C\left(\frac{\rho''}{\rho'}Fr\right)^{0{,}09}\left(\frac{Ga}{Re}\right)^{0{,}362}, \qquad (43)$$

где

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda'}; \quad Fr = \frac{(w'')^2}{gl/2}; \quad Ga = \frac{gl^3}{\nu'^2};$$

l — характерный размер в критериях Nu, Fr и Ga, равный длине трубы, *м*;

C — эмпирический коэффициент, принимаемый 0,8 для стальных углеродистых труб и труб из нержавеющей стали и 1,05 — для латунных и медных труб;

w'' — среднеарифметическое значение приведенной скорости пара в трубе, *м/сек*; при полной конденсации пара в трубе $w''=0{,}5\,w''_1$, где w''_1 — приведенная скорость пара на входе в трубу.

Формула получена для области чисел Рейнольдса от 90 до 450, для давлений от 1 до 6 *кгс/см²*, тепловых нагрузок (от 35 до 500) $\cdot 10^3$ *ккал/м²·ч* при длине труб $l \leqslant 1{,}6$ *м*, диаметре 10 *мм* и $2\cdot10^{-3} < \frac{\rho''}{\rho'}f_\eta < 3{,}2\cdot10^{-2}$.

2.9.9. Коэффициент теплоотдачи при конденсации в вертикальной трубе практически неподвижного пара ($\rho w<20$ *кг/м²·сек*) и ламинарном течении конденсатной пленки ($Re<450$) равен

$$\alpha = C\,Re^{-1/3}\left[\frac{g}{\nu'^2}\right]^{1/3}\varepsilon_t\varepsilon_v\lambda', \qquad (44)$$

где ε_t — коэффициент, учитывающий изменение теплофизических свойств конденсата при изменении температуры пленки от температуры насыщения $t_{нас}$ до температуры стенки $t_{ст}$ (табл. 4);

ε_v — коэффициент, учитывающий влияние на теплоотдачу волнового течения пленки.

Значение коэффициента ε_v определяется по формуле

$$\varepsilon_v \approx 0{,}8\,\mathrm{Re}^{0{,}11}.$$

Таблица 4

Значения коэффициента ε_t

$\Delta t = t_{нас} - t_{ст}$, °С	ε_t			
	p=1 *кгс/см²*	p=5 *кгс/см²*	p=10 *кгс/см²*	p=100 *кгс/см²*
10	0,975	0,990	0,990	1,01
20	0,965	0,985	0,985	1,01
50	0,900	0,935	0,960	1,02

При q=const C=1,04 для труб из цветных металлов, C=0,78 для углеродистых и нержавеющих труб.

2.9.10. Средний коэффициент теплоотдачи при конденсации чистого пара на горизонтальном пучке труб, поперечно обтекаемых паром сверху вниз, составляет:

для $p \leqslant 1$ *кгс/см²*

$$\alpha_{ср} = \frac{0{,}84\alpha_1}{\left[1 - 0{,}16\left(\frac{\alpha_1}{\alpha_0}\right)^{-5{,}25}\right] n^{0{,}07}}; \qquad (45)$$

для $p > 1$ *кгс/см²* и $П = 0{,}05 \div 2{,}0$

$$\alpha_{ср} = \frac{0{,}88\alpha_1}{\left[1 - 0{,}12\left(\frac{\alpha_1}{\alpha_0}\right)^{-7{,}3}\right] n^{0{,}07}}; \qquad (46)$$

для $p > 1$ *кгс/см²* и $П = 2 \div 10$

$$\alpha_{ср} = \frac{0{,}72\alpha_1}{\left[1 - 0{,}28\left(\frac{\alpha_1}{\alpha_0}\right)^{-2{,}6}\right] n^{0{,}07}}. \qquad (47)$$

Здесь α_1 — коэффициент теплоотдачи для первого ряда труб в пучке, *ккал/м² · ч · град*;

α_0 — коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного пара на одиночной горизонтальной трубе, *ккал/м²·ч·град*; определяется по формуле

$$\alpha_0 = 0{,}725A\left(\frac{r}{d\Delta t}\right)^{0{,}25},$$

где $A = 3600\left[\frac{\lambda'^3\rho'(\rho'-\rho'')}{\mu'}\right]^{0{,}25}$ (табл. 5).

Таблица 5

Значения коэффициента A для водяного пара

$t_{нас}$, °С	A	$t_{нас}$, °С	A	$t_{нас}$, °С	A
0	1270	80	2070	160	2410
20	1470	100	2190	180	2430
40	1700	120	2300	200	2430
60	1900	140	2370	250	2370

Величина отношения $\frac{\alpha_1}{\alpha_0}$ в зависимости от параметров $П$, $П_1$ и $П_2$ определяется по следующим выражениям:

для $p \leqslant 1$ *кгс/см²*

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_0} = 30П_1^{0{,}08}П_2^{-0{,}125},$$

где $П_1 = \frac{w_1''^2\rho''}{dg\rho'}$;

$$П_2 = \frac{3600rd^3\rho'^2}{\lambda'\mu'\Delta t};$$

для $p > 1$ *кгс/см²*

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_0} = 1{,}24П^m,$$

где $П = \frac{\lambda'\Delta t w_1''^2}{3600dg\mu'r}$;

m — показатель степени, зависящий от величины $П$: при $0{,}05 < П < 2{,}0$ $m = 0{,}06$; при $2 < П < 10$ $m = 0{,}14$;

Δt — температурный напор (разность температуры насыщения $t_{нас}$ и средней температуры стенки $t_{ст}$), *град*;

d — наружный диаметр труб, *м*;

w_1'' — скорость пара в узком сечении первого ряда труб, *м/сек*;

n — число рядов труб по вертикали для коридорного пучка и половина числа рядов труб по вертикали для шахматного пучка.

В формулах для α_0, $П$, $П_1$ и $П_2$ теплофизические свойства конденсата определяются в зависимости от температуры:

$$t_{конд} = t_{нас} - C\Delta t,$$

где C — постоянная величина, равная 0,67 для водяного пара.

Формулы для $\alpha_{ср}$ получены при конденсации пара на пучке горизонтальных труб, изготовленных из латуни. Если пар конденсируется на пучке труб, изготовленных из углеродистой или нержавеющей стали, то рассчитанное по формулам значение $\alpha_{ср}$ для пучка следует уменьшить на 25%.

2.10. Теплоотдача при конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов

2.10.1. Коэффициент теплоотдачи для пучка горизонтальных труб при конденсации пара из нисходящего потока парогазовой смеси является величиной, условно определяемой из равенства

$$\alpha_{конд} = \frac{q}{t_{нас} - t_{ст}},$$

где q — тепловая нагрузка на наружной поверхности труб пучка, *ккал/м² · ч*;

$t_{нас}$ — температура насыщения при парциальном давлении пара, °С .

2.10.2 Величина тепловой нагрузки, переданной от парогазовой смеси к пленке и от пленки к стенке, должна удовлетворять одновременно двум равенствам:

$$q = (r + \Delta i)\,\beta_p\,(p_п - p_{п.гр});$$

$$q = \alpha_{пл}\,(t_{гр} - t_{ст}).$$

Из этих равенств путем последовательных приближений определяются значения парциального давления пара на поверхности конденсатной пленки ($p_{п.гр}$) и соответствующая этому давлению температура насыщения пара, равная температуре поверхности конденсатной пленки ($t_{гр}$).

Здесь $\alpha_{пл}$ — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности конденсатной пленки к стенке, *ккал/м² · ч · град*; рассчитывается по формулам для определения коэффициента теплоотдачи первого ряда пучка горизонтальных труб при конденсации чистого пара (п. 2.9.10);

$t_{ст}$ — температура наружной стенки труб, °С;

$\Delta i = c_{p_{пе}}(t_{см} - t_{нас})$ — теплота перегрева пара, *ккал/кг*,

где $c_{p_{пе}}$ — средняя теплоемкость перегретого пара, *ккал/кг · град*;

$t_{см}$ — температура парогазовой смеси на входе в конденсатор, °С;

$t_{нас}$ — температура насыщения при парциальном давлении пара $p_п$, °С;

$$p_п = \frac{p_{см}}{1 + \frac{R_г}{R_п} \cdot \frac{G_г}{D_п}},$$

где $p_{см}$ — общее давление парогазовой смеси, *кгс/см²*;

$R_г$, $R_п$ — газовые постоянные газа и пара. Для паровоздушной смеси $R_г/R_п = 0{,}622$.

Коэффициент массоотдачи определяется по формуле

$$\beta_p = \frac{Nu_D D_p}{d}.$$

Здесь d — наружный диаметр трубы, *м*;

D_p — коэффициент диффузии для пара, отнесенный к градиенту парциального давления, *м/ч*:

$$D_p = \frac{D_{1-2} M}{R T_{см}},$$

где M — молекулярный вес пара, *кг/кмоль*;

$R = 848$ — универсальная газовая постоянная, *кгс · м/кмоль × × град*;

$T_{см}$ — температура парогазовой смеси, °К;

D_{1-2} — коэффициент взаимной диффузии компонентов парогазовой смеси, *м²/ч*;

$$D_{1-2} = 0{,}372 D_0 \frac{1}{p_{см}} \left(\frac{T_{см}}{T_0}\right)^n,$$

где $p_{см}$ — давление парогазовой смеси, *кгс/см²*;

n — показатель степени для рассматриваемой среды;

D_0 — коэффициент взаимной диффузии при $p = 760$ *мм рт. ст.* и 0° С.

Для паровоздушной смеси в интервале абсолютных температур смеси (в °К)

при $273 \leqslant T_{см} \leqslant 677{,}5$

$$D_0 = 0{,}2106 \ см^2/сек; \quad n = 1{,}82;$$

при $273 \leqslant T_{см} \leqslant 370$

$$D_0 = 0{,}2232 \ см^2/сек; \quad n = 1{,}81;$$

при $378 \leqslant T_{см} \leqslant 575$

$$D_0 = 0{,}2165 \ см^2/сек; \quad n = 1{,}8.$$

Для паровоздушной смеси может быть использована расчетная зависимость

$$D_p = \frac{6{,}27 \cdot 10^{-6}}{p_{см}} \left(\frac{T_{см}}{273}\right)^{0{,}8}.$$

Диффузионное число Нуссельта с учетом влияния поперечного потока массы определяется соотношением

$$Nu_D = Nu_{D_1}\left(\frac{Nu_D}{Nu_{D_1}}\right).$$

Здесь Nu_{D_1} — диффузионное число Нуссельта без учета влияния поперечного потока массы, определяемое по аналогии между тепло- и массообменом путем замены в критериальных формулах (см. п. 2.4.1, 2.4.2) теплового числа Прандтля на диффузионный:

$$Pr_D = \frac{\nu_{см}}{D_{1-2}},$$

где $\nu_{см}$ — кинематическая вязкость парогазовой смеси, $м^2/ч$;

$$\nu_{см} = 3600\,\frac{\mu_{см} g}{\rho_{см}},$$

где $\mu_{см}$ — коэффициент динамической вязкости парогазовой смеси, $кгс \cdot сек/м^2$.

Для паровоздушной смеси коэффициент динамической вязкости

$$\mu_{см} = \frac{(1-\varepsilon_г)\,\mu_п + 1{,}61\varepsilon_г\mu_г}{1+0{,}61\varepsilon_г},$$

где $\mu_п$ и $\mu_г$ — коэффициенты динамической вязкости пара и воздуха при $t_{см}$ и $p_{см}$, $кгс \cdot сек/м^2$;

$\varepsilon_г = \dfrac{1}{1+1{,}61\dfrac{D_п}{G_г}}$ — объемное содержание воздуха в смеси.

Плотность парогазовой смеси ($кг/м^3$)

$$\rho_{см} = \rho_п + \rho_г,$$

где $\rho_п$ — плотность пара при парциальном давлении пара $p_п = p_{см} - p_г$ и температуре смеси, $кг/м^3$;

$\rho_г$ — плотность газа при парциальном давлении газа $p_г = p_{см}\varepsilon_г$ и температуре смеси, $кг/м^3$.

При турбулентном течении парогазовой смеси, когда $Re_{см} > 1000$,

$$\frac{Nu_D}{Nu_{D_1}} = 0{,}65\varepsilon_г^{-0{,}6}\Pi_д^{-0{,}4}\left(\frac{R_п}{R_г}\right)^{-0{,}1} \quad \text{при } 0{,}1 < \frac{\varepsilon_г}{\Pi_д} < 2{,}3;$$

$$\frac{Nu_D}{Nu_{D_1}} = 0{,}78\varepsilon_г^{-0{,}84}\Pi_д^{-0{,}16}\left(\frac{R_п}{R_г}\right)^{-0{,}1} \quad \text{при } 2{,}3 < \frac{\varepsilon_г}{\Pi_д} < 10.$$

При ламинарном течении парогазовой смеси, когда $Re_{см} < 1000$,

$$\frac{Nu_D}{Nu_{D_1}} = 0{,}82\varepsilon_г^{-0,7}П_д^{-0,3}\left(\frac{R_п}{R_г}\right)^{-0,1} \quad \text{при } 0{,}1 < \frac{\varepsilon_г}{П_д} < 1;$$

$$\frac{Nu_D}{Nu_{D_1}} = 0{,}82\varepsilon_г^{-0,9}П_д^{-0,1}\left(\frac{R_п}{R_г}\right)^{-0,1} \quad \text{при } 1 < \frac{\varepsilon_г}{П_д} < 10.$$

Здесь $П_д = \frac{p_п - p_{п.гр}}{p_{см}}$ — отношение разности парциальных давлений пара в потоке и на границе раздела фаз к давлению смеси;

$\varepsilon_г = \frac{p_г}{p_{см}}$ — объемное содержание газа в смеси ($p_{см}$ — давление смеси, *кгс/см²*; $p_г$ — парциальное давление газа в смеси, *кгс/см²*);

$R_п$, $R_г$ — газовые постоянные пара и газа, *кгс × × м/кг · град*:

$$\frac{R_п}{R_г} = \frac{M_г}{M_п},$$

где $M_г$ и $M_п$ — молекулярные веса газа и пара.

Число Рейнольдса, вычисленное по массовой скорости смеси ($\rho_{см} w_{см}$, *кг/м² · сек*) в узком сечении пучка,

$$Re_{см} = \frac{(\rho_{см} w_{см})\, d}{g\mu_{см}}.$$

Массовая скорость смеси в узком сечении пучка

$$\rho_{см} w_{см} = \frac{G_{см}}{3600 f},$$

где $G_{см} = D_п + G_г$.

Здесь $D_п$, $G_г$ — массовый расход пара и газа в смеси, *кг/ч*.

3. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

3.1. Общие положения

3.1.1. Расчет гидравлических сопротивлений ведется для определения потерь давления в трактах теплообменных аппаратов и затрат мощности на прокачку теплоносителей.

3.1.2. Сопротивление трактов теплообменных аппаратов при движении теплоносителей складывается из сопротивлений трения каналов и продольно обтекаемых пучков, сопротивления поперечно обтекаемых пучков труб и местных сопротивлений.

3.1.3. Сопротивление поперечно обтекаемых трубных пучков является сложным и включает в себя сопротивление трения и входные и выходные потери. Это сопротивление рассчитывается как одно целое и рассматривается как особый вид сопротивления.

3.1.4. Местные сопротивления возникают при изменении величины поперечного сечения или направления канала и считаются сосредоточенными, т. е. не включают в себя сопротивления трения.

3.2. Сопротивление при движении однофазной среды

3.2.1. Общее сопротивление тракта теплоносителя (Δp, *кгс/м²*) в пределах теплообменного аппарата складывается из сопротивлений, возникающих при движении теплоносителя в пределах поверхностей теплообмена и вне их, и равно сумме сопротивлений трения, сопротивлений поперечно обтекаемых пучков труб и местных сопротивлений:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{тр} + \sum \Delta p_{поп} + \sum \Delta p_{м},$$

где $\Delta p_{тр}$ — сопротивление трения труб, каналов и продольно обтекаемых пучков труб, *кгс/м²*;

$\Delta p_{поп}$ — сопротивление поперечно обтекаемых пучков труб, *кгс/м²*;

$\Delta p_{м}$ — местные сопротивления, *кгс/м²*.

3.2.2. Статические и полные напоры по трактам теплообменного аппарата в случае необходимости определяются на основании результатов расчета контуров циркуляции, в которые включен теплообменный аппарат.

3.2.3. Мощность (в *квт*), затрачиваемая на прокачку теплоносителя по тракту теплообменного аппарата, определяется по формуле

$$N = \frac{G\Delta p}{3600 \cdot 102 \rho \eta},$$

где G — расход теплоносителя, *кг/ч*;

ρ — средняя плотность теплоносителя, *кг/м³*;

η — коэффициент полезного действия насоса.

3.2.4. Сопротивление трения при течении однофазной среды в трубах, каналах и при продольном обтекании пучков труб для изотермического потока, а также для неизотермического потока при практически применяемых величинах температурных напоров, рассчитывается по формуле

$$\Delta p_{тр} = \xi \frac{l}{d_э} \cdot \frac{\rho w^2}{2g}, \qquad (48)$$

где w — средняя скорость теплоносителя, *м/сек*.

3.2.5. Сопротивление пучков труб при поперечном обтекании однофазным потоком рассчитывается по формуле

$$\Delta p_{поп} = \zeta_{поп} \frac{\rho w^2}{2g}, \qquad (49)$$

где $\zeta_{поп}$ — коэффициент сопротивления пучка;

w — средняя скорость потока в сжатом сечении пучка, *м/сек*.

3.2.6. Величина местного сопротивления для однофазного потока определяется по формуле

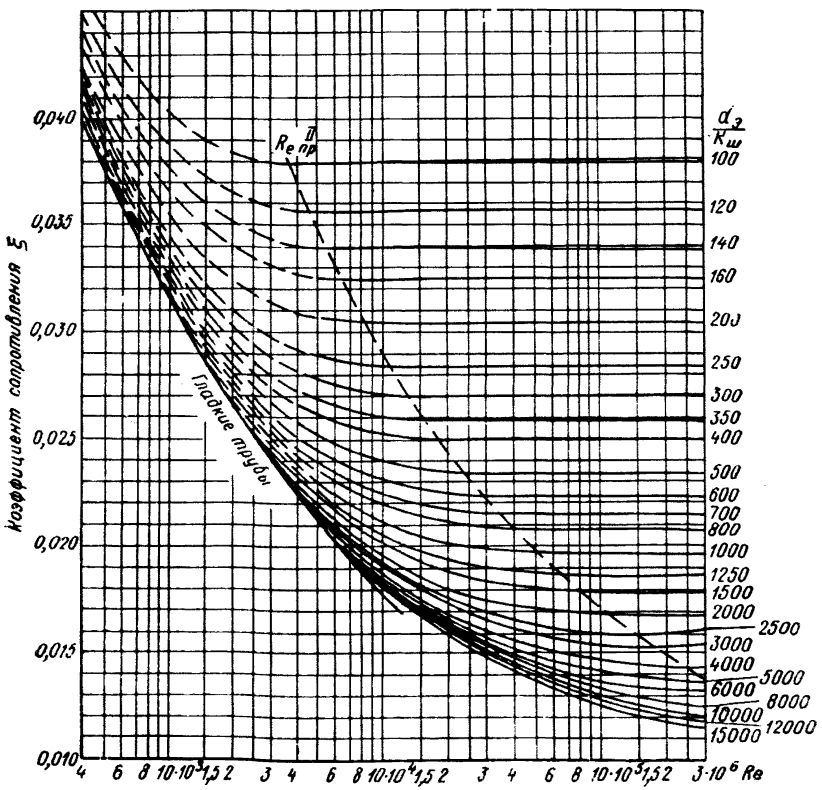
$$\Delta p_м = \zeta_м \frac{\rho w^2}{2g}, \qquad (50)$$

где $\zeta_м$ — коэффициент местного сопротивления;

w — скорость потока, к которой отнесен коэффициент сопротивления, *м/сек*.

3.3. Коэффициенты сопротивления трения

Зависимость коэффициента сопротивления трения ξ от числа Re и относительной шероховатости



Черт. 29

3.3.1. Коэффициент сопротивления трения для гладких и шероховатых труб и каналов в зависимости от числа Рейнольдса и относительной шероховатости определяется по черт. 29 и по формулам п. 3.3.2.

Величина эквивалентной абсолютной шероховатости для цельнотянутых нержавеющих труб принимается $0{,}01 \cdot 10^{-3}$ *м*, а для углеродистых труб $0{,}08 \cdot 10^{-3}$ *м*.

Область в правой части графика, в которой коэффициент сопротивления трения шероховатых труб не зависит от числа Рейнольдса, называется автомодельной (областью квадратичного закона сопротивления). В этой области сопротивление растет пропорционально квадрату скорости.

3.3.2. При выполнении расчетов могут быть использованы также нижеприведенные аналитические зависимости.

При значениях относительной шероховатости от $0{,}08 \cdot 10^{-3}$ до $12{,}5 \cdot 10^{-3}$ и числах Рейнольдса больше $4 \cdot 10^3$, т. е. во всей практически необходимой области, коэффициенты сопротивления с достаточной точностью описываются приближенной формулой

$$\xi = 0{,}1\left(1{,}46\frac{k_ш}{d_э} + \frac{100}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25},$$

где $k_ш$ — абсолютная шероховатость стенки, *м* (см. п. 3.3.1).

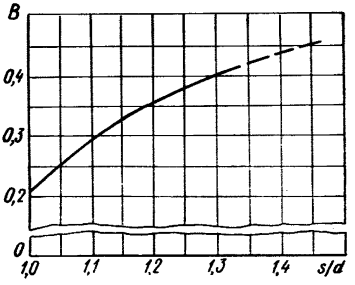
Для менее широких областей могут быть применены более точные формулы.

Для технически гладких труб при числах Рейнольдса от $4 \cdot 10^3$ до 10^5

$$\xi = \frac{B}{\mathrm{Re}^{0{,}25}},$$

где $B = 0{,}316$. Для продольно обтекаемых пучков труб значение коэффициента B определяется по черт. 30.

Коэффициент *B* при турбулентном течении в функции от *S/d*



Черт. 30

В области квадратичного закона коэффициент сопротивления не зависит от числа Рейнольдса и определяется по формуле

$$\xi = \frac{1}{\left(2\lg\frac{d_э}{k_ш} + 1{,}14\right)^2}.$$

3.4. Коэффициенты сопротивления поперечно обтекаемых пучков гладких и оребренных труб

3.4.1. Коэффициент сопротивления гладкотрубного коридорного поперечно обтекаемого пучка определяется по формуле

$$\zeta_{поп} = \zeta_0 z,$$

где z — количество рядов труб вдоль пучка;

ζ_0 — коэффициент сопротивления на один ряд пучка, зависи-

щий от его геометрических характеристик σ_1, σ_2, $\psi_0=\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2-1}$ и от числа Рейнольдса.

Величина ζ_0 при $1{,}1 \leqslant \sigma_1 \leqslant 7$ определяется по следующим формулам:

при $\sigma_1 \leqslant \sigma_2$ и $0{,}06 \leqslant \psi_0 \leqslant 1$

$$\zeta_0 = 2(\sigma_1 - 1)^{-0{,}5}\,\mathrm{Re}^{-0{,}2},$$

при $\sigma_1 > \sigma_2$ и $1 < \psi_0 \leqslant 8$

$$\zeta_0 = 0{,}38(\sigma_1 - 1)^{-0{,}5}(\psi_0 - 0{,}94)^{-0{,}59}\mathrm{Re}^{-\frac{0{,}2}{\psi_0^2}}.$$

3.4.2. Коэффициент сопротивления гладкотрубного шахматного поперечно обтекаемого пучка определяется по формуле

$$\zeta = \zeta_0(z+1),$$

где z — число рядов вдоль пучка;

ζ_0 — коэффициент сопротивления одного ряда пучка, зависящий от его геометрических характеристик:

$$\sigma_1,\ \sigma_2,\ \psi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1},$$

где $\sigma_2' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2}$ — относительный диагональный шаг труб.

Для всех пучков (кроме широких с $\sigma_1 > 3{,}0$ при $\psi \geqslant 1{,}7$) при скорости в сжатом сечении пучка для $10^3 < \mathrm{Re} < 2 \cdot 10^5$

$$\zeta_0 = C_s\,\mathrm{Re}^{-0{,}27},$$

где C_s — коэффициент формы шахматного пучка, определяемый по следующим формулам:

при $0{,}1 \leqslant \psi < 1{,}7$ для пучков с $\sigma_1 \geqslant 1{,}44$

$$C_s = 3{,}2 + 0{,}66(1{,}7 - \psi)^{1{,}5};$$

для пучков с $\sigma_1 < 1{,}44$

$$C_s = 3{,}2 + 0{,}66(1{,}7 - \psi)^{1{,}5} + \frac{1{,}44 - \sigma_1}{0{,}11}[0{,}8 + 0{,}20(1{,}7 - \psi)^{1{,}5}].$$

При $1{,}7 \leqslant \psi \leqslant 6{,}5$ («стесненные» пучки, у которых диагональное сечение почти равно поперечному или меньше его) для пучков с $1{,}44 \leqslant \sigma_1 \leqslant 3{,}0$

$$C_s = 0{,}44(\psi + 1)^2;$$

для пучков с $\sigma_1 < 1{,}44$

$$C_s = [0{,}44 + (1{,}44 - \sigma_1)](\psi + 1)^2;$$

для широких пучков при $\psi \geqslant 1{,}7$ и $3{,}0 < \sigma_1 \leqslant 10$

$$C_s = 0{,}062 + 0{,}21(10 - \sigma_1)^{-0{,}24}.$$

3.4.3. При косом обтекании гладкотрубных пучков ($30° \leqslant \beta < 90°$) расчет сопротивления ведется по зависимостям для чисто поперечного обтекания, однако расчетная скорость в этом случае

определяется для сжатого сечения, лежащего в осевой плоскости труб (черт. 31).

Полученная величина сопротивления увеличивается на 10% при углах атаки, лежащих в пределах от 30 до 75°.

3.4.4. Коэффициент сопротивления шахматного пучка труб с круглыми и спиральными однозаходными ребрами при поперечном обтекании газовым потоком определяется по формуле

$$\zeta_{\text{поп}} = \zeta_0 z C_z.$$

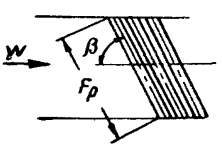
Здесь

ζ_0 — коэффициент сопротивления на один ряд труб:

$$\zeta_0 = C_s \operatorname{Re}^{-0,25};$$

$\operatorname{Re} = \frac{w l_0}{\nu}$ — число Рейнольдса, рассчитанное по средней скорости в сжатом поперечном сечении пучка и по условному характерному размеру l_0, *м*:

Схема к расчету площади живого сечения при косом обтекании пучка



Черт. 31

$$l_0 = \frac{H_{\text{тр}}}{H_{\text{п}}} d + \frac{H_{\text{р}}}{H_{\text{п}}} \sqrt{0,785 (D_{\text{р}}^2 - d^2)},$$

где $H_{\text{тр}}$, $H_{\text{р}}$ и $H_{\text{п}}$ — соответственно поверхность межреберных участков несущей трубы, поверхность ребер и полная поверхность оребренной трубы, $м^2$;

d — диаметр несущей трубы, *м*;

$D_{\text{р}}$ — диаметр по вершинам ребер, *м*;

$\frac{H_{\text{р}}}{H_{\text{п}}}$ — определяется по формуле (26):

$$\frac{H_{\text{тр}}}{H_{\text{п}}} = 1 - \frac{H_{\text{р}}}{H_{\text{п}}};$$

$C_s = 5,4 \left(\frac{l_0}{d_{\text{э}}}\right)^{0,3}$ — коэффициент формы пучка,

где $d_{\text{э}}$ — эквивалентный диаметр сжатого поперечного сечения пучка (черт. 32):

$$d_{\text{э}} = \frac{4f}{U} = \frac{2 [S_{\text{р}} (S_1 - d) - 2\delta h_{\text{р}}]}{2h_{\text{р}} + S_{\text{р}}};$$

f — живое поперечное сечение межтрубного пространства пучка, $м^2$;

U — смоченный периметр, *м*;

$h_{\text{р}}$ — высота ребер, *м*.

Формулы применимы при $0,15 < \frac{l}{d_{\text{э}}} < 6,5$; $2,2 \cdot 10^3 < \operatorname{Re} < 180 \cdot 10^3$.

При числах Рейнольдса $180 \cdot 10^3 < Re < 1000 \cdot 10^3$ (автомодельная область) коэффициент сопротивления ζ_0 равен:

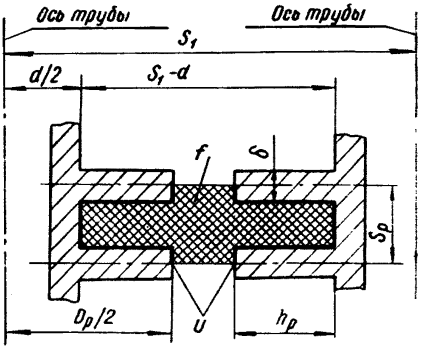
$$\zeta_0 = 0{,}26 \left(\frac{l}{d_э}\right)^{0{,}3}.$$

В стесненных пучках, где суммарное сжатое диагональное сечение труб меньше сжатого поперечного ($\psi > 2$), скорость и эквивалентный диаметр рассчитываются по диагональному сечению:

$$\psi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1}.$$

Здесь $\sigma_2' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2}$ — относительный диагональный шаг труб.

К определению эквивалентного диаметра



Черт. 32

Поправка на число рядов для малорядных пучков определяется по черт. 33; при $z > 5$ $C_z = 1$.

3.4.5. Коэффициент сопротивления коридорного пучка с круглыми, спиральными и однозаходными ребрами при поперечном обтекании газовым потоком определяется по формуле

$$\zeta_{поп} = \zeta_0 z C_z.$$

Здесь

$$\zeta_0 = C_s \, Re^{-0{,}08},$$

где $C_s = 0{,}52 \left(\frac{l_0}{d_э}\right)^{0{,}3} \psi_0^{0{,}68}$ — коэффициент формы пучка; $\psi_0 = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1}$.

Формулы применимы при $0{,}85 < \frac{l}{d_э} < 11{,}5$; $0{,}5 < \psi_0 < 2{,}0$; $4 \times 10^3 < Re < 160 \cdot 10^3$. Число Рейнольдса определяется по п. 3.4.4.

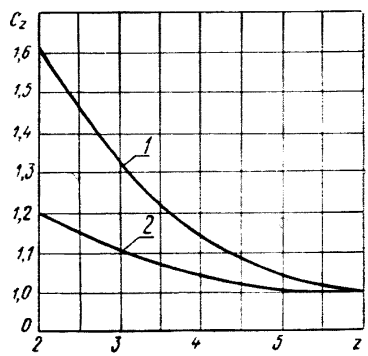
Поправка на число рядов C_z определяется по черт. 33; при $z>5$ $C_z=1$.

3.4.6. Сопротивление шахматного пучка, набранного из плавниковых труб (черт. 34), при поперечном обтекании определяется по формуле

$$\Delta p_{пл} = 1{,}2\Delta p_{поп},$$

где $\Delta p_{поп}$ — сопротивление гладкотрубного пучка такой же конфигурации, определяемое по п. 3.2.5 и 3.4.2.

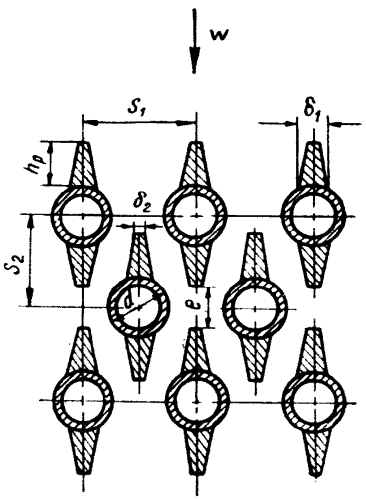
Поправочный коэффициент на малорядность пучков оребренных труб



1 — пучки коридорные; *2* — пучки шахматные

Черт. 33

Схема пучка из плавниковых труб



Черт. 34

Если зазор между двумя соседними (вдоль хода газов) плавниками $e=2-(S_2-h_p)-d$ *мм* меньше пятикратной толщины конца плавника δ_1 (черт. 34), необходимо учитывать загромождение расчетного сечения плавником. Величина этого загромождения определяется по формулам:

$$\text{при } e/\delta_1 \leqslant 2 \quad \delta_1' = \delta_1;$$

$$\text{при } 2 < e/\delta_1 < 5 \quad \delta_1' = \frac{5 - e/\delta_1}{3}.$$

Расчетное значение поперечного живого сечения f' определяется с учетом загромождения δ_1', так как оно уменьшается по сравнению с сечением при отсутствии загромождения:

$$f' = ab - nl(d + \delta_1'),$$

где a и b — поперечные размеры пучка, *м*;
n — число труб в ряду;
l — длина труб, *м*.

Для расчета ψ по п. 3.4.2 необходимо подставлять σ_1, рассчитанную по величине поперечного шага труб с учетом загромождения $S_1' = S_1 - \delta_1'$. Однако для расчета величины диагонального шага труб S_2' следует подставлять действительный поперечный шаг S_1. Определение коэффициента C_s ведется по формулам п. 3.4.2, а также по величине действительного шага S_1.

3.4.7. Коэффициент сопротивления пучков из труб с поперечным однозаходным оребрением, собранных по треугольной решетке, при продольном обтекании газами определяется по формуле

$$\xi = f_1(S/D_р) f_2(h_р/D_р) f_3(b/D_р) f_4(\mathrm{Re}/\mathrm{Re}_а),$$

где

$$f_1(S/D_р) = 13{,}4 - (S/D_р)^m \quad \text{для } \frac{S}{D_р} \geqslant 1{,}18;$$

$$f_1(S/D_р) = 13{,}4 - [2{,}36 - (S/D_р)]^m \quad \text{для } \frac{S}{D_р} \leqslant 1{,}18;$$

$$m = 6{,}3 - 62(b/D_р);$$

$$f_2(h_р/D_р) = 1{,}035\,[0{,}008 + (h_р/D_р)^{2{,}9}];$$

$$f_3(b/D_р) = 0{,}45\,[1 + 44{,}5(b/D_р) - 405(b/D_р)^2];$$

$$f_4(\mathrm{Re}/\mathrm{Re}_а) = (\mathrm{Re}/\mathrm{Re}_а)^{0{,}33} \quad \text{при } \left(\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}_а}\right) \leqslant 1{,}0;$$

$$f_4\left(\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}_а}\right) = 1 \quad \text{при } \left(\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}_а}\right) \geqslant 1{,}0,$$

где

$$\mathrm{Re}_а = 10^3\left(\frac{b}{d_э}\right)^{-1{,}5};$$

$h_р$ — высота ребер, *м*;
b — расстояние между ребрами в свету, *м*;
$D_р$ — диаметр по вершинам ребер, *м*;
S — расстояние между центрами труб (шаг труб), *м*;
$d_э$ — эквивалентный диаметр ячейки пучка, *м*:

$$d_э = D_р\,[1{,}1\,(S/D_р)^2 - 1];$$

Re — число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{w d_э}{\nu};$$

$\mathrm{Re}_а$ — значение числа Рейнольдса, соответствующее началу участка автомодельности коэффициента сопротивления.

Формула действительна в пределах: $0{,}1 < \frac{h_р}{D_р} < 0{,}23$; $0{,}03 < \frac{b}{D_р} < 0{,}1$; $1{,}06 < \frac{S}{D_р} < 1{,}5$; $0{,}028 < \frac{b}{d_э} < 0{,}15$; $0{,}2 < \frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re_a}} < 100$.

3.4.8. Коэффициент сопротивления пучков из труб с многозаходным спиральным оребрением при продольном обтекании газами определяется по формулам:

для пучков с расположением труб по треугольной решетке

$$\xi_р = 7\,\mathrm{Re}^{-0{,}6} - 0{,}087\,(S/D_р) + 0{,}132; \qquad (51)$$

для пучков с расположением труб по квадратной решетке

$$\xi_р = 0{,}775\left(7\,\mathrm{Re}^{-0{,}6} - 0{,}087\frac{S}{D_р} + 0{,}132\right). \qquad (52)$$

Формулы (51) и (52) получены по результатам испытаний опытных пучков из оребренных труб с числом заходов 26 и относительными размерами $\frac{h_р}{d} = 0{,}25$; $\frac{S_р}{d} = 8{,}0$; $\frac{\delta_{ср}}{h_р} = 0{,}12$; $\frac{S}{D_р} = 1{,}06 \div 1{,}31$.

Формула справедлива при $10^4 < \mathrm{Re} < 2 \cdot 10^5$; $1 < \frac{S}{D_р} < 1{,}31$.

Здесь $h_р$ — высота ребра, *м*;

$\delta_{ср}$ — средняя толщина ребра, *м*;

d — диаметр несущей трубы, *м*;

$D_р$ — диаметр по вершинам ребер, *м*;

$S_р$ — шаг спирали одного ребра, *м*;

S — шаг труб в пучке, *м*.

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{wd_э}{\nu},$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр треугольной и квадратной ячеек, равный четырем проходным сечениям ячейки (с учетом межреберных щелей), деленным на полный смоченный периметр ячейки (с учетом периметра ребер), *м*.

Гидравлическое сопротивление пучка определяется по формуле (48).

3.5. Коэффициенты местных сопротивлений

3.5.1. Коэффициенты сопротивления при резком изменении сечения канала любой формы определяются по черт. 35, причем сопротивление рассчитывается по скорости в меньшем сечении. При $\frac{f_1}{f_2} = 0$ эти коэффициенты становятся равными коэффициентам сопротивления при входе в канал и выходе из него.

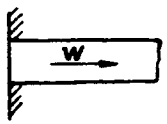
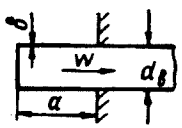
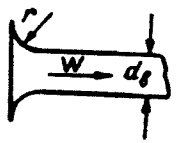
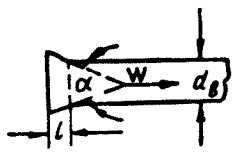
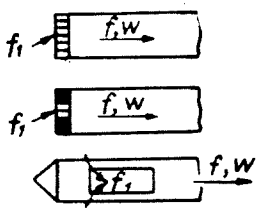
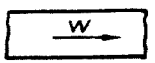
Значения коэффициентов местных сопротивлений, вызванных изменением сечения, приведены в табл. 6.

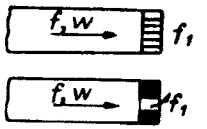
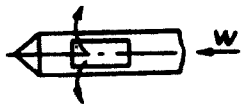
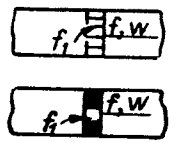
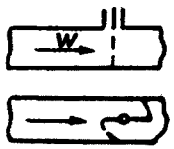
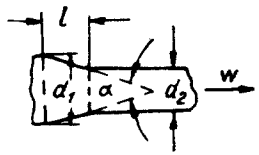
3.5.2. Коэффициенты сопротивления на входе в трубу, отнесенные к скорости среды в ней, рекомендуется принимать следующими.

Коэффициенты местных сопротивлений,

Таблица 6

вызванных изменением сечения

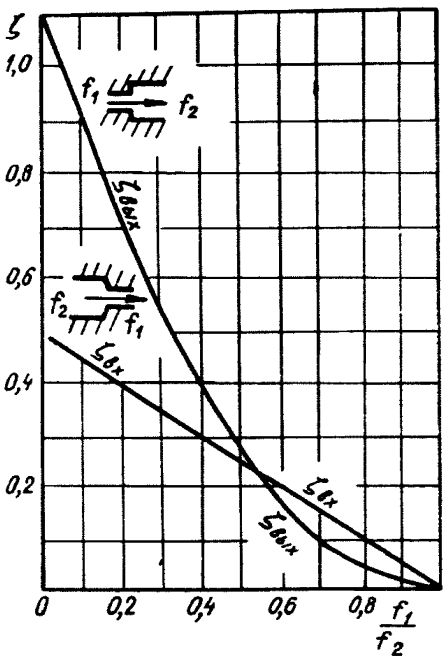
Наименование	Схема	Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к указанной на схеме скорости
Вход в трубу с прямыми кромками заподлицо со стенкой		$\zeta=0,5$
Вход в трубу с прямыми выступающими кромками		При $\delta/d_в \approx 0$: если $a/d_в \geqslant 0,2$, $\zeta=1,0$; если $0,05 < a/d_в < 0,2$, $\zeta=0,85$ При $\delta/d_в \geqslant 0,04$ $\zeta=0,5$
Вход в трубу с закругленными кромками		При $r/d_в=0,05$: заподлицо со стенкой $\zeta=0,25$; при выступающих кромках $\zeta=0,4$. Как заподлицо со стенкой, так и при выступающих кромках: при $r/d_в=0,1$ $\zeta=0,12$; при $r/d_в=0,2$ $\zeta=0$
Вход в трубу с прямолинейным раструбом		Как заподлицо со стенкой, так и при выступающих кромках: $l=0,2$; $l \geqslant 0,3\,d_в$; $\alpha=30°$; $\zeta=0,4$; $\zeta=0,2$; $\alpha=50°$; $\zeta=0,2$; $\zeta=0,15$; $\alpha=90°$; $\zeta=0,25$; $\zeta=0,2$. Для прямоугольного канала принимается большее из значений α:
Вход в трубу через решетку, диафрагму или одно боковое отверстие с острыми краями		$\zeta=\left(1,707\frac{f}{f_1}-1\right)^2$. Для бокового входа при $\frac{f_1}{f} \geqslant 0,4$ к величине ζ прибавляется $\zeta_{пов}=1,0$
Выход из трубы		$\zeta=1,1$

Наименование	Схема	Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к указанной на схеме скорости
Выход из трубы через решетку или диафрагму (отверстия с острыми краями)		$\zeta=\left(\frac{f}{f_1}+0,707\frac{f}{f_1}\sqrt{1-\frac{f_1}{f}}\right)^2$
Выход из трубы через одно (последнее) боковое отверстие		$\zeta \approx 2,5$
Решетка или диафрагма внутри трубы (отверстия с острыми краями)		$\zeta=\left(\frac{f}{f_1}-1+0,707\frac{f}{f_1}\sqrt{1-\frac{f_1}{f}}\right)^2$
Полностью открытый шибер или поворотная заслонка		$\zeta=0,1$
Конфузор в прямой трубе		При $\alpha < 20°$ $\zeta=0$. При $20 < \alpha < 60$ $\zeta=0,1$. При $\alpha > 60°$ определять ζ как для внезапного сужения сечения по черт. 30: $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}=\frac{d_1-d_2}{2l}$. При прямоугольном сечении и двустороннем сжатии конфузора размеры d принимаются по стороне с бо́льшим углом сужения

При входе в трубу из барабана:

Вход с прямыми кромками заподлицо со стенкой или выступающими внутрь объема	0,50
Вход при наличии вальцовочного колокольчика	0,25
Конический вход с общим углом раствора 50—60° при относительной длине:	
$l/d_в \leqslant 0,1$	0,25
$l/d_в \geqslant 0,2$	0,10

Зависимость коэффициентов сопротивления при резком изменении сечения канала от величины отношения меньшего сечения к большему



ζ — коэффициент сопротивления
Черт. 35

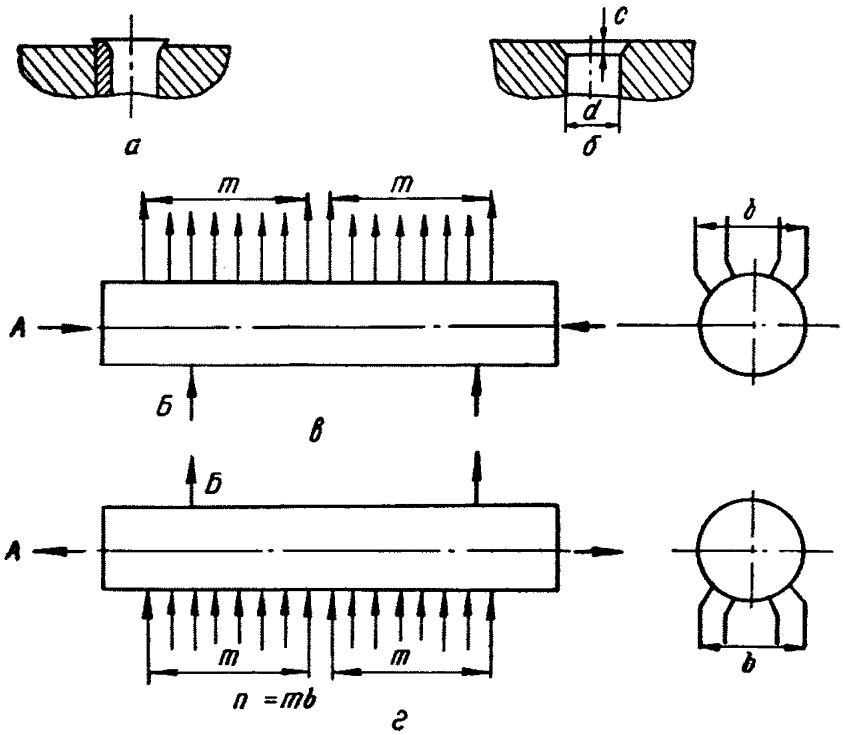
При входе в трубу из коллектора (черт. 36):

	$\frac{d_в}{d_в^{кол}} \leqslant 0,1$	$\frac{d_в}{d_в^{кол}} > 0,1$
Раздающие коллекторы с торцевым и угловым подводом, а также с рассредоточенным при числе поперечных рядов отводящих труб на одну подводящую $m \leqslant 30$	0,5	0,7
То же, при $m > 30$	0,6	0,8
Собирающие коллекторы с торцевым отводом	0,4	0,4
То же, с угловым отводом	0,5	0,5

3.5.3. Коэффициенты сопротивления на выходе из средней трубы в барабан или коллектор $\zeta_{вых}$, отнесенные к скорости среды в ней (с учетом сопротивления движения вдоль коллектора), рекомендуется принимать следующими:

При выходе в барабан	1,0
При выходе в раздающий коллектор с рассредоточенным подводом	1,1
То же, с торцевым подводом	0,8
То же, с угловым подводом	1,3
При выходе в собирающий коллектор при $n=1$ и $n=2$, а также при всех значениях n в случае $\frac{d}{d_{кол}} \leqslant 0{,}1$	1,1
При выходе в собирающий коллектор при $\frac{d}{d_{кол}} > 0{,}1$ и $n>2$	$1{,}1 + 0{,}9n^2\left(\frac{d}{d_{кол}}\right)^4$

Эскизы коллекторов
(Схема к расчету коэффициентов сопротивления на входе в трубу и выходе из нее)

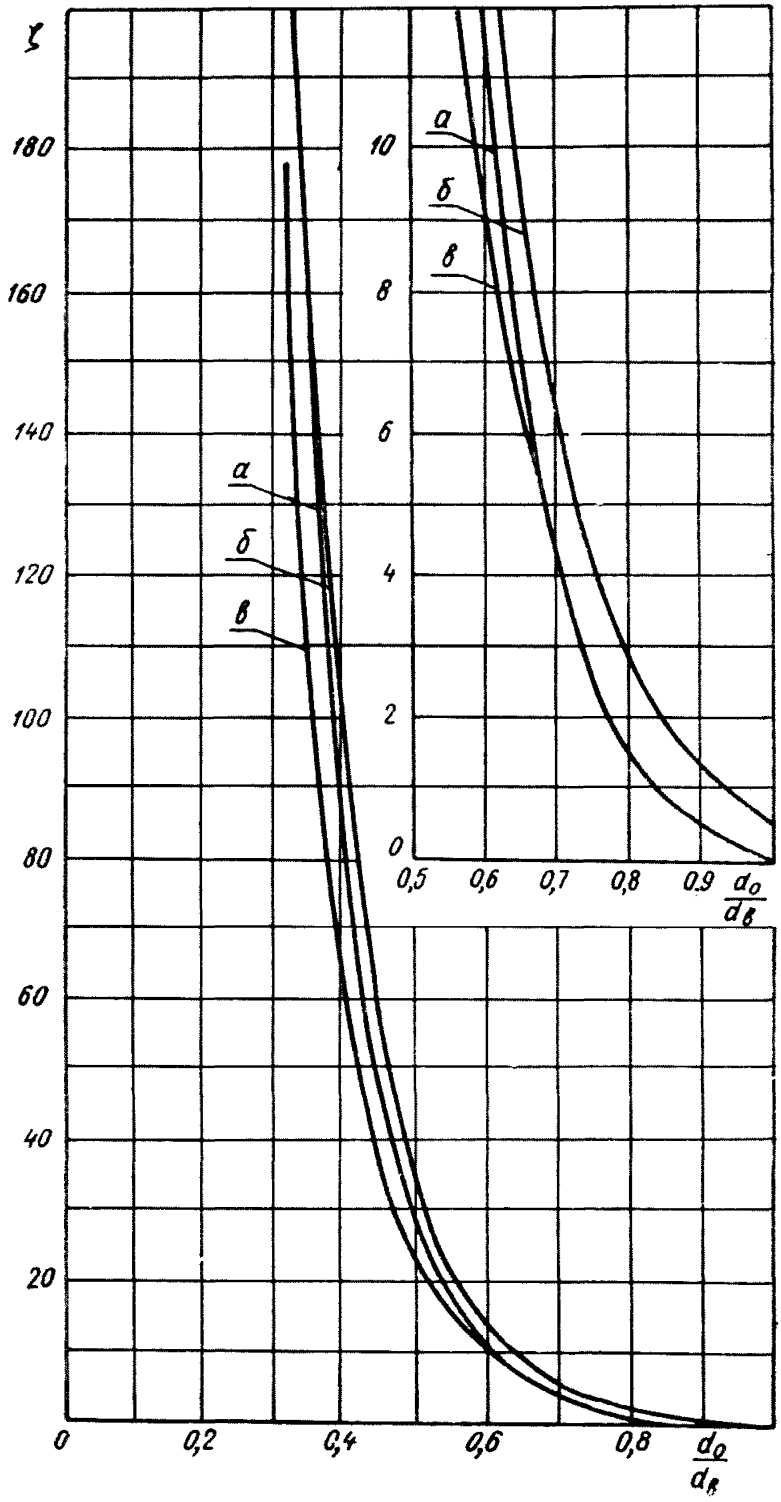


а — вход в трубу с вальцованным колокольчиком; *б* — конический вход в трубу; *в* — раздающий коллектор с торцевым (*А*) или угловым (*Б*) подводом или отводом; *г* — собирающий коллектор с рассредоточенным подводом и торцевым или угловым отводом, *m* — число поперечных рядов подводящих (отводящих) труб вдоль коллектора, приходящееся на одну отводящую (подводящую) трубу; *b* — число труб в поперечном ряде

Черт. 36

3.5.4. Коэффициенты сопротивления дроссельных шайб на входе в трубу и внутри ее, отнесенные к скорости в трубе, находятся по черт. 37.

Расчетные значения коэффициентов сопротивления дроссельных шайб



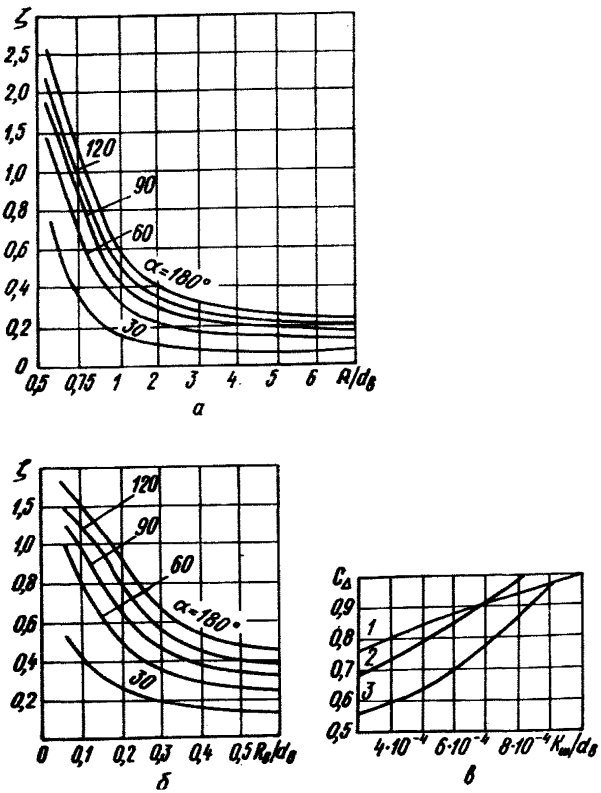
а — плоская шайба в трубе; *б* — плоская шайба на входе в трубу; *в* — цилиндрическая шайба с $l/d_в > 1{,}0$

Черт. 37

3.5.5. Коэффициент сопротивления поворота зависит от типа последнего, формы сечения канала, величины угла и радиуса поворота, а также от режима течения. Ниже рассматриваются различные типы поворотов только для каналов круглого сечения.

3.5.6. Плавным поворотом называется такой, у которого $R \geqslant 1{,}5\,d_в$, где R — средний радиус гиба. Коэффициенты сопротивления гибов и колен приведены на черт. 38.

Коэффициенты сопротивления гибов и колен



а — гибы при $k_ш/d_в \geqslant 8 \cdot 10^{-4}$; *б* — колено при $k_ш/d_в \geqslant 8 \cdot 10^{-4}$; *в* — поправка на шероховатость, меньшую чем $8 \cdot 10^{-4}$

1 — для колен; *2* — для крутоизогнутых гибов, $R/d_в < 1{,}5$; *3* — для плавных гибов

Черт. 38

3.5.7. Для гибов обычных стальных труб ($k_ш = 0{,}08$ *мм*) при $d_в > 125$ *мм* и нержавеющих труб ($k_ш = 0{,}01$ *мм*) при $d_в > 75$ *мм* вносится поправка $C_Δ$ на уменьшение относительной шероховатости $k_ш/d_в$ по черт. 38, *в*.

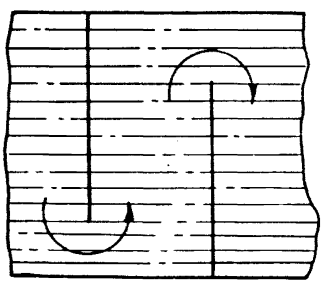
Для расчетов сопротивления гибов труб $\left(\frac{R}{d_в} \geqslant 3{,}5\right)$ можно принимать округленные значения коэффициентов сопротивления по табл. 7.

Таблица 7

Средние значения коэффициентов сопротивления гибов с $\frac{R}{d_в} \geqslant 3{,}5$

Угол поворота $\alpha°$	Коэффициент сопротивления $\zeta_{пов}$
До 20	0,0
Св. 20 до 60	0,1
„ 60 „ 140	0,2
„ 140	0,3

Схема поворотов в гладкотрубном пучке



Черт. 39

3.5.8. Коэффициент сопротивления поворота в пучке труб принимается в зависимости от угла поворота (черт. 39): при повороте на 180° $\zeta=2$; при повороте на 90° $\zeta=1$; при повороте на 45° $\zeta=0{,}5$.

За расчетную скорость при определении сопротивления поворота принимается среднеарифметическое значение скоростей на входе и выходе поворота, а при повороте на 180° — по среднеарифметическому значению скоростей в начале, в середине и в конце поворота.

3.6. Сопротивление при движении двухфазной среды

3.6.1. Гидравлическое сопротивление при течении двухфазного потока в трубах определяется по формуле

$$\Delta p_{тр} = \xi_0 l \frac{(\rho w)^2}{2g\rho'}\left[1 + x\psi\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right] = \xi_0 l \frac{w_0^2}{2g}\rho'\left[1 + x\psi\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right]. \quad (53)$$

Здесь x — среднее массовое паросодержание в рассчитываемом участке;

ρw — массовая скорость, *кг/м²·сек*;

w_0 — скорость циркуляции, *м/сек*;

ψ — коэффициент, учитывающий влияние структуры потока;

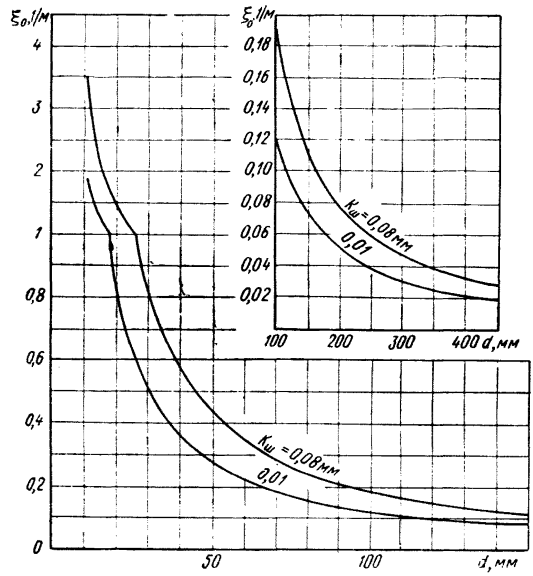
где $\xi_0 = \frac{\xi}{d_в}$ — приведенный коэффициент трения, *1/м*:

$$\xi = \frac{1}{4\left(\lg 3{,}7\frac{d_в}{k_ш}\right)^2},$$

где $k_ш$ — абсолютная шероховатость труб; для углеродистых и легированных (перлитных) сталей $k_ш = 0{,}08$ *мм*, для аустенитных $k_ш = 0{,}01$ *мм*.

Величины ξ_0 для этих значений шероховатости представлены на черт. 40.

Приведенный коэффициент сопротивления трения труб



Черт. 40

При постоянном паросодержании коэффициент ψ определяется по номограмме черт. 41, *б* или 42;

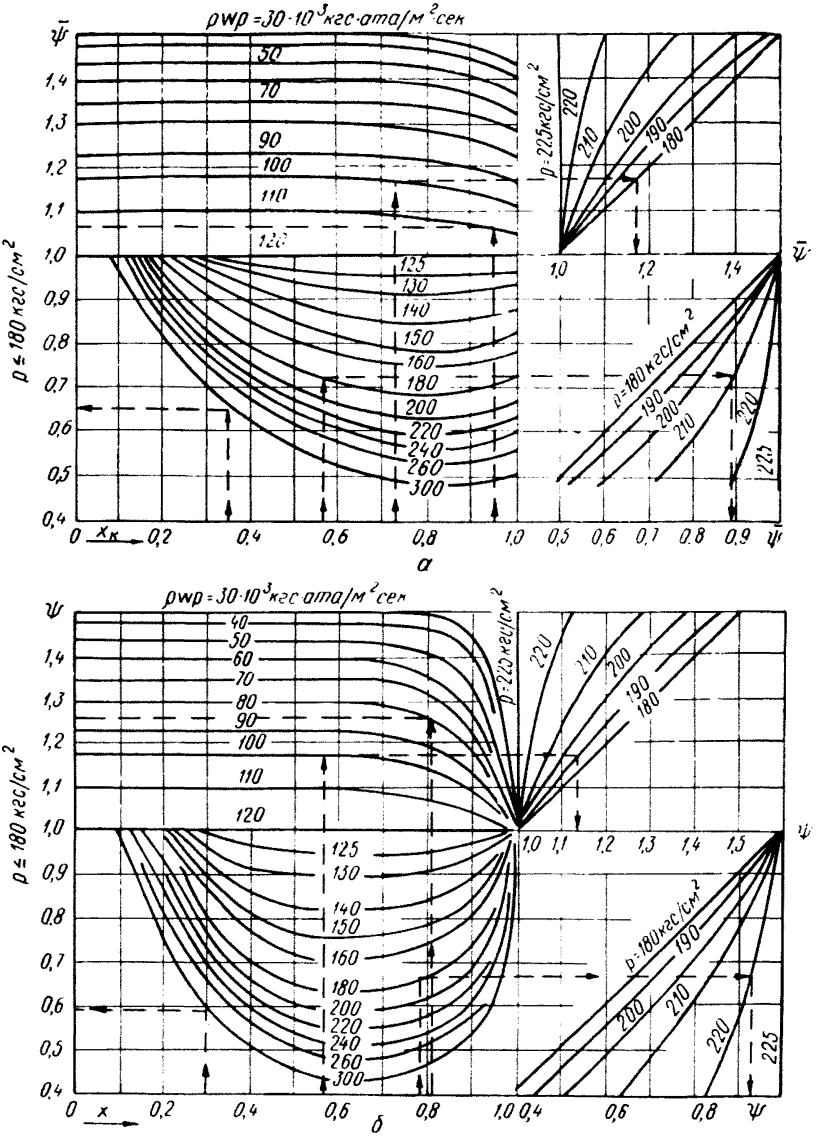
При переменном паросодержании коэффициент ψ определяется по формуле

$$\psi = \frac{\psi_к x_к - \psi_н x_н}{x_к - x_н},$$

где значения $\psi_к$ и $\psi_н$ определяются по номограмме черт. 41, *а* для конечного ($x_к$) и начального ($x_н$) паросодержания.

Для многократной циркуляции коэффициент ψ может находиться по упрощенному графику черт. 42, общему для обогреваемых и необогреваемых труб. При скоростях циркуляции, превышающих значения, приведенные на черт. 42, ψ следует определять с помощью черт. 41.

Номограмма для определения коэффициента ψ к формуле для расчета потерь от трения при движении пароводяной смеси



а — обогреваемые трубы; *б* — необогреваемые трубы

Черт. 41

3.6.2. Расчет гидравлического сопротивления при продольном обтекании пучков труб двухфазным потоком следует производить по формуле

$$\Delta p_{\text{пуч}} = (\xi + \xi_{\text{см}}) \frac{\rho' w_0^2}{2g} \cdot \frac{l}{d_э}. \qquad (54)$$

Здесь ξ рассчитывается по формуле для однофазного потока $\xi = \frac{B}{\text{Re}^{0,25}}$, где величина B определяется по черт. 30;

$$\xi_{\text{см}} = \frac{f\left(\frac{S}{d}\right) f(p) f(x)}{f(w_0)},$$

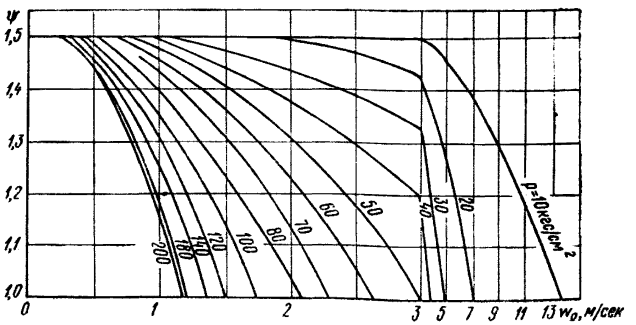
где $f\left(\frac{S}{d}\right)$ — функция, учитывающая влияние относительного шага труб на гидравлическое сопротивление;

$f(p)$ — функция от давления, учитывающая влияние теплофизических характеристик жидкой и паровой фаз на линии насыщения на гидравлическое сопротивление;

$f(x)$ — функция, учитывающая влияние паросодержания на гидравлическое сопротивление;

$f(w_0)$ — функция, учитывающая влияние расхода двухфазного потока на гидравлическое сопротивление.

Коэффициент ψ к формуле расчета потерь от трения для многократной циркуляции (возможно применение при $x_к \leqslant 0,7$)



Черт. 42

Ниже приводятся конкретные выражения для определения вышеперечисленных функций:

$$f\left(\frac{S}{d}\right) = 1,5\frac{S}{d} - 0,73;$$

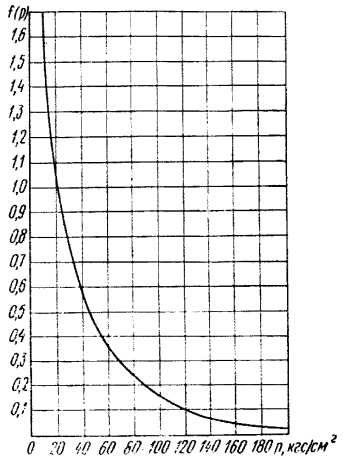
$$f(p) = 0,025 + 1,7\left[1 - \frac{p - 10}{16,4 + 0,915\,(p - 10)}\right];$$

$$f(x)=\frac{3{,}1x}{1+x};$$

$$f(w_0)=w_0^{0{,}6}.$$

Значение функции $f(p)$ в зависимости от давления может быть также определено по черт. 43.

Зависимость гидравлического сопротивления продольно обтекаемых гладкотрубных пучков от давления



Черт. 43

Зависимость (54) подтверждена для пучков с расположением труб по равностороннему треугольнику в следующем диапазоне параметров: $1{,}077<\frac{S}{d}<1{,}308$; $10<p<120$; $500<\rho w<3600$; $0<x<0{,}9$.

4. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО МЕТОДИКЕ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

4.1. Расчет теплообменников

4.1.1. Теплообменники рассчитываются по заданиям, составленным на основе расчета тепловой схемы установки.

4.1.2. Расчет коэффициентов теплоотдачи производится в соответствии с разделом 2. Коэффициенты теплопередачи и поверхность нагрева теплообменников определяются в соответствии с подразделом 1.3.

4.1.3. Пользуясь вышеприведенными рекомендациями и формулами, можно рассчитать теплообменники различных типов, в том числе наиболее распространенные — кожухотрубного типа, в которых в качестве теплоносителей используются вода, пароводяная смесь, насыщенный и перегретый водяной пар, жидкие металлы и газы.

4.1.4. Параллельно с выполнением теплового расчета любого теплообменника должен производиться гидродинамический или аэродинамический расчет по сторонам греющего и нагреваемого теплоносителей; результаты этих расчетов должны быть взаимно увязаны.

4.2. Расчет парогенераторов с многократной циркуляцией и барабаном-сепаратором

4.2.1. Техническое задание на проектирование парогенератора, представленного на черт. 44, составляется на основе результатов расчета тепловой схемы энергетического блока АЭС и включает следующие данные:

Q — тепловая мощность парогенератора, *ккал/ч*;

$G_г$ — расход греющего теплоносителя, *кг/ч*;

$\vartheta_{вх}$ — температура греющего теплоносителя на входе, °С;

$\vartheta_{вых}$ — температура греющего теплоносителя на выходе, °С;

$p_г$ — давление греющего теплоносителя на входе, *кгс/см²*;

$q_{охл}$ — потеря на охлаждение парогенератора, %;

$D_{пе}$, $D_{нас}$ — расход перегретого (при наличии пароперегревателя) или насыщенного пара на выходе из парогенератора, *кг/ч*;

$t_{пе}$, $t_{нас}$ — температура перегретого или насыщенного пара на выходе из парогенератора, °С;

$p_{пе}$, $p_{нас}$ — давление перегретого или насыщенного пара на выходе из парогенератора, *кгс/см²*;

$D_{пр}$ — расход воды на продувку парогенератора, *кг/ч*;

$D_{с.н}$ — расход пара на собственные нужды, *кг/ч*;

$t^{вх}_{п.в}$ — температура питательной воды на входе в парогенератор, °С;

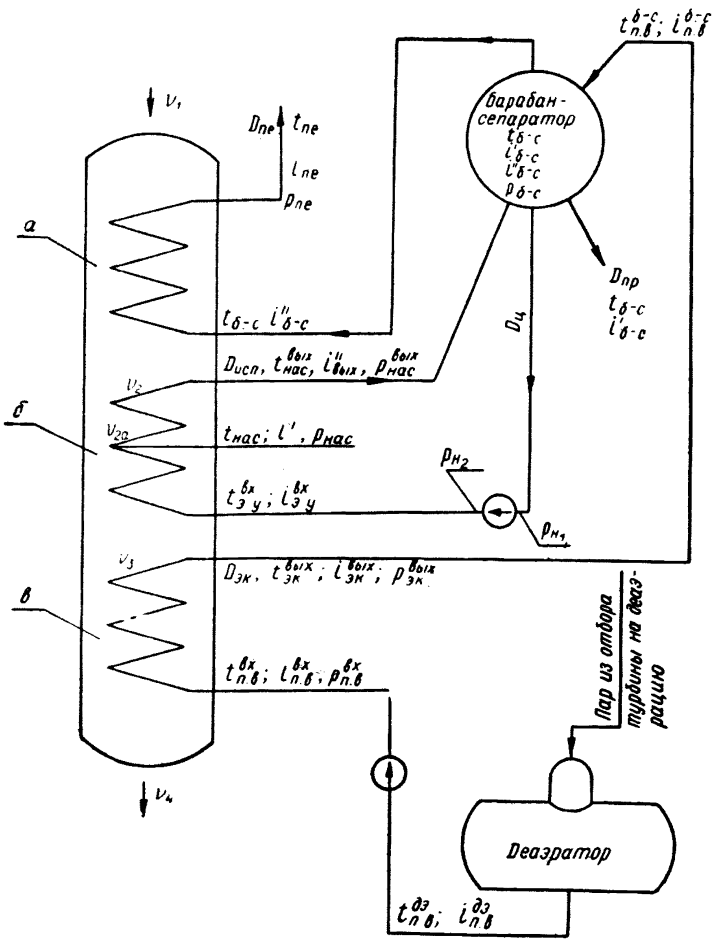
$t^{вых}_{п.в}$ — температура питательной воды на выходе из экономайзера, °С.

4.2.2. При составлении теплового баланса парогенератора перепад давления в пароперегревателе $\Delta p_{пе}$ является предварительно заданной величиной, принятой в расчете цикла всей установки. По окончании теплового расчета всех поверхностей нагрева расчетное $\Delta p_{пе}$ должно быть так увязано с заданным, чтобы $t_{пе}$ отличалась от заданной не больше $\pm 3°$ С, в противном случае необходимо произвести пересчет цикла с последующим пересчетом парогенератора.

4.2.3. В процессе составления теплового баланса парогенератора определяются тепловосприятия всех поверхностей нагрева и промежуточные значения температур на входе в каждую поверхность нагрева и выходе из нее.

4.2.4. Тепловосприятие пароперегревателя определяется по расходу перегретого пара, причем влажность насыщенного пара,

Схема парогенератора одноступенчатого по давлению пара с принудительной циркуляцией



а — пароперегреватель; *б* — испаритель; *в* — экономайзер

Черт. 44

выходящего из барабана-сепаратора, снабженного нормально работающими сепарационными устройствами, следует принимать

равной нулю, т. е. теплосодержание пара на выходе из барабана-сепаратора должно быть равно теплосодержанию сухого насыщенного пара:

$$Q_{пе} = D_{пе}(i_{пе} - i_{нас}^{б.-с}).$$

4.2.5. Тепловосприятие испарителя определяется по расходу насыщенного пара на выходе из барабана-сепаратора и с учетом расхода воды на продувку:

$$Q_{исп} = D_{исп}(i''_{б.-с} - i_{п.в}^{б.-с}) + D_{пр}(i'_{б.-с} - i_{п.в}^{б.-с}).$$

4.2.6. Тепловосприятие экономайзера определяется по суммарному расходу воды, равному расходу насыщенного пара и расходу воды на продувку парогенератора и на собственные нужды:

$$Q_{эк} = D_{эк}(i_{п.в}^{вых} - i_{п.в}^{вх});$$

$$D_{эк} = D_{исп} + D_{пр} + D_{с.н}.$$

4.2.7. Правильность выполнения теплового баланса должна быть проверена по равенству суммы тепловосприятий всех поверхностей нагрева и общего тепловосприятия парогенератора:

$$Q_{пе} + Q_{исп} + Q_{эк} = Q_{н}.$$

4.2.8. Расчет поверхности пароперегревателя производится в соответствии с рекомендациями п. 4.1. по расчету теплообменников.

4.2.9. При расчете испарительной поверхности нагрева парогенератора следует учитывать, что вода в начале испарительной поверхности недогрета до температуры насыщения. Этот недогрев возникает в результате смешения в барабане-сепараторе питательной воды с котловой, а также из-за превышения давления на входе в испарительную поверхность над давлением в барабане-сепараторе. В связи с этим часть поверхности нагрева испарителя работает в экономайзерном режиме.

4.2.10. Применительно к схеме парогенератора (см. черт. 44) рекомендуется следующая методика расчета испарителя.

На основании данных теплового баланса, задавшись кратностью циркуляции k, выполняем ориентировочный расчет испарителя без учета экономайзерного участка, причем недогрев воды в барабане-сепараторе принимаем равным нулю.

На основании ориентировочного расчета составляется эскиз испарителя с запасом по поверхности нагрева, оценивающим величину экономайзерного участка испарителя. Намечается высота расположения барабана-сепаратора относительно входной камеры испарителя. Барабан-сепаратор и входная камера испарителя соединяются опускной подводящей трубой предварительно принятого диаметра.

В соответствии с эскизом испарителя выполняется расчет испарителя по участкам.

4.2.11. Расчет экономайзерного участка испарителя начинается с определения сопротивления опускной трубы $\Delta p_{оп}$ по предварительно принятой кратности или соответственно скорости циркуляции в испарителе. (Допускается предварительная оценка величины сопротивления опускной трубы с последующим подбором ее диаметра).

Давление на входе в экономайзерный участок испарителя при естественной циркуляции определяется по формуле

$$p_{э.у}^{вх} = (p_{б.-с} + H_{оп}\rho - \Delta p_{оп}).$$

Для испарителя, работающего при принудительной циркуляции, давление на входе в экономайзерный участок принимается равным давлению за насосом $p_{н_2}$.

Высота экономайзерного участка испарителя с естественной циркуляцией определяется по формуле (в *м*)

$$H_{эк} = \frac{\Delta i_{б.-с} + \frac{\Delta i}{\Delta p}\rho'\left(H_{оп} - \frac{\Delta p_{оп}}{\rho'}\right)}{\frac{Q_{исп}}{H_{об}kD_{исп}} + \frac{\Delta i}{\Delta p}\rho'},$$

где $\Delta i_{б.-с}$ — недогрев до кипения в барабане-сепараторе, *ккал/кг*:

$$\Delta i_{б.-с} = \frac{\Delta i'_{б.-с} - i_{п.в}}{k};$$

$\frac{\Delta i}{\Delta p}$ — приращение теплосодержания жидкости при повышении давления в барабане-сепараторе на 1 *кгс/м²*, $\frac{ккал \cdot м^2}{кг^2}$;

ρ' — плотность воды в барабане-сепараторе, *кг/м³*;

$H_{оп}$ — высота опускной трубы, равная расстоянию по вертикали от уровня воды в барабане-сепараторе до входной камеры испарителя;

$\Delta p_{оп}$ — сопротивление опускной трубы, *кгс/м²*;

$Q_{исп}$ — тепловосприятие испарителя, *ккал/ч*;

$H_{об}$ — обогреваемая высота испарительного участка, *м*;

k — кратность циркуляции.

Недогрев до кипения в барабане-сепараторе принимается равным нулю:

— при подводе основной массы пара под уровень воды в барабане и одновременной подаче питательной воды в тот же объем (без специальных питательных отсеков);

— при использовании питательной воды для размыва пены;

— при кипении воды в экономайзере.

Для испарителя, работающего при принудительной циркуляции, в формуле для определения высоты экономайзерного участка величина $\left(H_{оп} - \frac{\Delta p_{оп}}{\rho'}\right)$ заменяется величиной $\frac{p_{н_2} - p_{н_1}}{\rho'}$.

Длина труб экономайзерного участка $l_{эк}$, необходимая для расчета его сопротивления $\Delta p_{эк}$, определяется по чертежу, исходя из найденного значения высоты экономайзерного участка.

Давление воды на выходе из экономайзерного участка (и на входе в испарительный участок) определяется для контура испарителя, работающего на естественной циркуляции, по формуле

$$p_{и.у}^{вх} = (p_{б.-с} + H_{оп}\rho' - \Delta p_{оп} - p_{эк}),$$

а для контура испарителя, работающего при принудительной циркуляции, по формуле

$$p_{и.у}^{вх} = (p_{н_2} - \Delta p_{эк}).$$

По таблицам теплосодержаний воды и пара определяется температура насыщения $t_{нас}^{вх}$, соответствующая давлению $p_{и.у}^{вх}$.

Количество тепла, воспринимаемое экономайзерным участком испарителя, определяется по формуле

$$Q_{исп}^{э.у} = kD_{исп}(i'^{вых} - i'^{б.-с}).$$

Далее составляется уравнение теплового баланса

$$Q_{исп}^{э.у} = \eta_{оп} G_г (i_г^{вх} - i_г^{вых}),$$

из которого определяется теплосодержание греющего теплоносителя на входе в экономайзерный участок испарителя (в *ккал/кг*)

$$i_г^{вх} = i_г^{вых} + \frac{Q_{исп}^{э.у}}{G_г \eta_{оп}}$$

и соответствующая ему температура $\vartheta_{2а}$ (см. черт. 39). После этого выполняется тепловой расчет экономайзерного участка испарителя, в результате которого определяется расчетная величина $l_{эк}$; последняя увязывается с предварительно принятой по чертежу.

4.2.12. Расчет испарительного участка начинается с определения его тепловосприятия:

$$Q_{исп}^{и.у} = Q_{исп} - Q_{исп}^{э.у}.$$

Далее по предварительно принятым температуре и давлению насыщения на выходе из испарительного участка $t_{нас}^{вых}$ и $p_{нас}^{вых}$ выполняется его тепловой расчет, на основании которого определяются гидравлическое сопротивление испарительного участка и давление на выходе из него и полученное давление сопоставляется с предварительно принятым. Несовпадение значений этих давлений может быть устранено путем изменения сечения отводящих труб, однако значительная невязка упомянутых давлений может потребовать выполнения повторного расчета после внесения необходимых изменений в конструкцию.

Для испарителя, работающего при принудительной циркуляции, проверяется принятая предварительно величина $p_{н_2}$. Для испарителя, работающего при естественной циркуляции, выполняется

расчет циркуляции в контуре испарителя. Предварительно принятая величина $p_{э.у}$ проверяется по нормам расчета циркуляции. В обоих случаях при необходимости расчет корректируется до увязки заданных и полученных параметров испарителя.

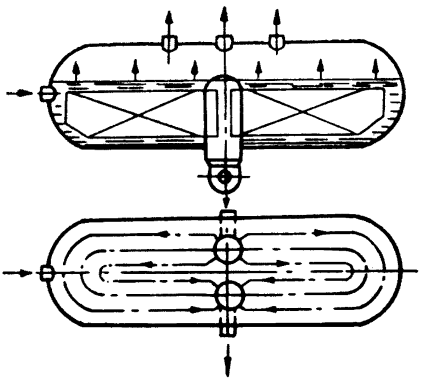
Для испарителя, работающего при принудительной циркуляции, определяются напор и соответственно мощность насоса, необходимая для создания в контуре расчетной кратности циркуляции.

4.2.13. Расчет экономайзера аналогичен расчету пароперегревателя и выполняется в соответствии с рекомендациями по расчету теплообменников п. 4.1.

4.3. Расчет парогенераторов с испарителем погружного типа

4.3.1. Расчетная схема парогенератора представлена на черт. 45, а исходные данные для расчета в п. 4.2.1.

Схема испарителя погружного типа



Черт. 45

4.3.2. Тепловосприятие пароперегревателя (если он имеется) определяется по расходу перегретого пара в соответствии с п. 4.2.4.

4.3.3. Тепловосприятие испарителя определяется по расходу насыщенного пара на выходе из корпуса испарителя с учетом расхода воды на продувку и на собственные нужды. Приращение теплосодержания включает в себя расход тепла на подогрев питательной воды, поступающей непосредственно в корпус испарителя, до температуры насыщения:

$$Q_{исп} = (D_{исп} + D_{пр} + D_{с.п})(i''_{б.-с} - i^{вх}_{п.в}).$$

4.3.4. Расчет поверхности испарителя производится по предварительно заданной величине тепловой нагрузки, уточняемой в процессе определения коэффициента теплопередачи.

Коэффициент теплоотдачи от греющего пучка труб к кипящей воде определяется по формулам для кипения — пп.2.7 и 2.8. Расчет-

ный температурный напор вычисляется по температуре насыщения в корпусе испарителя.

4.3.5. Данные эксплуатации парогенераторов погружного типа на АЭС показывают, что коэффициент использования поверхности нагрева этих парогенераторов близок к единице.

4.4. Расчет прямоточных парогенераторов, выполненных из гладких труб с движением греющего теплоносителя в межтрубном пространстве

4.4.1. Исходные данные для расчета:

Q — тепловая мощность парогенератора, *ккал/ч*;

$G_г$ — расход греющего теплоносителя, *кг/ч*;

t_1 — температура греющего теплоносителя на входе, °С;

$t_б$ — температура греющего теплоносителя на выходе, °С;

$D_{пе}$ — расход перегретого пара, *кг/ч*;

$t_{пе}$ — температура перегретого пара, °С;

$p_{пе}$ — давление перегретого пара, *кгс/см²*;

$\Delta p_г$ — перепад давления по греющей стороне парогенератора, *кгс/см²*;

$\Delta p_н$ — перепад давления по нагреваемой стороне, *кгс/м²*.

4.4.2. Тепловой баланс парогенератора составляется в соответствии со схемой единичной парогенерирующей трубы (черт. 46):

$$Q = Q_{пе} + Q_{ух} + Q_{исп} + Q_{п.к.э} + Q_{б.к.э},$$

где $Q_{пе}$, $Q_{ух}$, $Q_{исп}$, $Q_{п.к.э}$, $Q_{б.к.э}$ — тепловосприятия участков: пароперегревательного, испарительного в области ухудшенного теплообмена, испарительного в области развитого кипения, экономайзерного с пристенным кипением, экономайзерного без пристенного кипения.

4.4.3. Расчет парогенератора ведется последовательно по участкам по ходу греющего теплоносителя.

Тепловая мощность всех участков парогенератора пропорциональна заданному расходу греющего теплоносителя.

4.4.4. Для каждого участка соответственно тепловому балансу определяются тепловосприятия, коэффициенты теплопередачи, длины участков, а также гидравлические сопротивления по греющей и нагреваемой сторонам.

4.4.5. В случае большого расхождения заданных перепадов давления с полученными по расчету изменяется количество труб или их диаметр и расчет повторяется.

4.5. Расчеты прямоточных парогенераторов с кипением воды в кольцевых каналах

4.5.1. Исходные данные для расчета задаются аналогично п. 4.4.1.

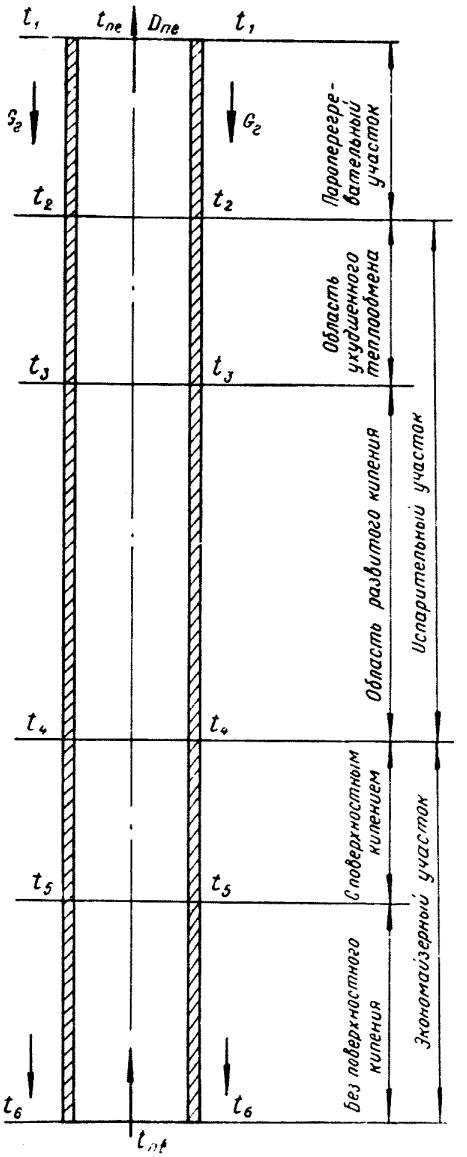
4.5.2. Тепловой баланс парогенерирующего канала (черт. 47)

$$Q_к = Q_{пе} + Q_{ух} + Q_{исп} + Q_{п.к.э} + Q_{б.к.э},$$

где

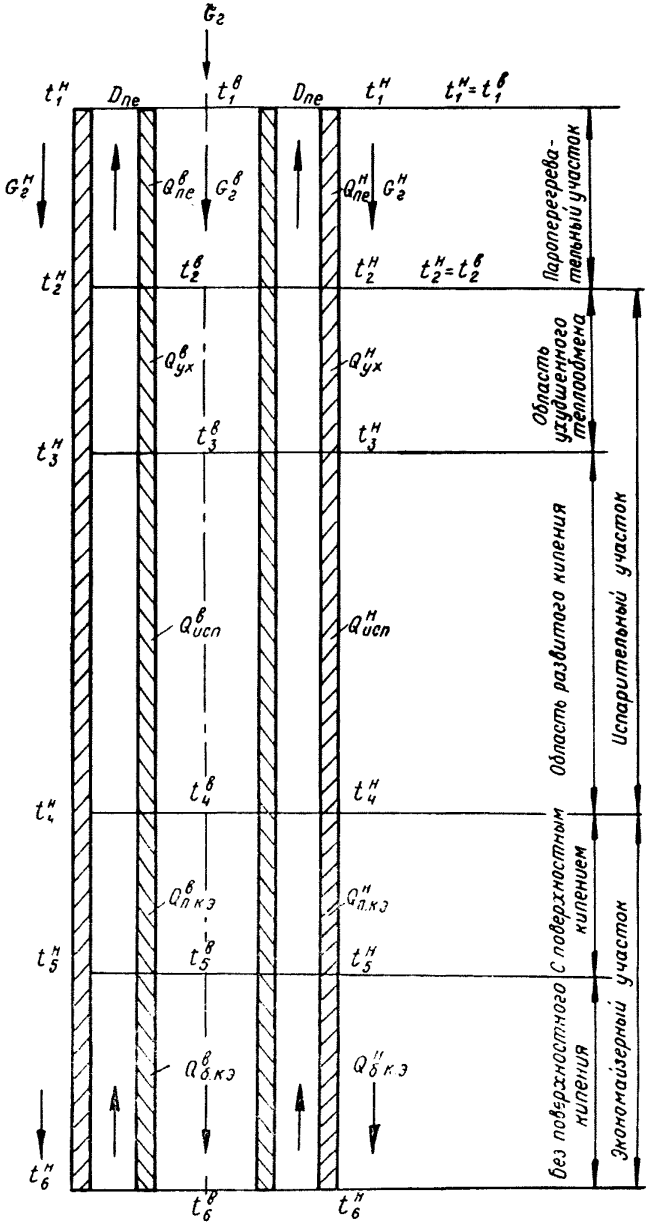
$$Q_{пе} = Q^{в}_{пе} + Q^{н}_{пе};$$

Схема парогенерирующей гладкой трубы



Черт. 46

Схема парогенерирующего кольцевого канала с двусторонним обогревом



Черт. 47

$$Q_{ух} = Q^{в}_{ух} + Q^{н}_{ух};$$
$$Q_{исп} = Q^{в}_{исп} + Q^{н}_{исп};$$
$$Q_{п.к.э} = Q^{в}_{п.к.э} + Q^{н}_{п.к.э};$$
$$Q_{б.к.э} = Q^{в}_{б.к.э} + Q^{н}_{б.к.э}.$$

Индексы «в» и «н» означают, что тепловосприятия или параметры относятся соответственно к внутренней или наружной трубе кольцевого канала.

4.5.3. Расчет парогенератора должен выполняться последовательно по участкам по ходу греющего теплоносителя. В зависимости от поставленной задачи он может выполняться при равных температурах греющего теплоносителя на выходе из межтрубного пространства и внутренних трубок кольцевых каналов или при равных перепадах давлений греющего теплоносителя в межтрубном пространстве и внутренних трубах кольцевых каналов.

4.5.4. Расчет парогенератора при равных температурах греющего теплоносителя на выходе производится в следующем порядке.

На перегревательном участке кольцевого канала для получения равных длин наружной и внутренней труб расходы греющего теплоносителя подбираются так, чтобы за этим участком установились одинаковые температуры греющего теплоносителя на выходе из межтрубного пространства и внутренних труб кольцевых каналов. Тепловая мощность на наружной и внутренней трубах будет пропорциональна этим расходам теплоносителя.

При расчете последующих участков кольцевого канала необходимо перераспределять тепловую мощность между внутренней и наружной поверхностями кольцевого канала исходя из равных длин наружной и внутренней труб в соответствии с условиями теплообмена на этих поверхностях. Тепловые мощности, передаваемые через внутреннюю и наружную поверхности кольцевого канала, не будут пропорциональны подобранным в начале расчета расходам греющего теплоносителя, поэтому температуры его на выходе из участков могут несколько отличаться друг от друга. При таком расчете обеспечивается незначительное различие этих температур. Следует учитывать, что наилучшее использование поверхности теплообмена достигается при условии равенства температур греющего теплоносителя на выходе из межтрубного пространства и внутренних трубок кольцевых каналов.

4.5.5. В случае расхождения между температурами греющего теплоносителя на выходе из парогенератора более чем на 3°С расчет повторяется с распределением расходов греющего теплоносителя на пароперегревательном участке и с перераспределением тепловой мощности до получения равных длин на пароперегревательном и всех последующих участках.

4.5.6. Перераспределение расходов греющего теплоносителя может привести к разным сопротивлениям по трактам греющего

теплоносителя, которые выравниваются путем дросселирования. Перепад давлений в межтрубном пространстве должен быть больше, чем во внутренних трубках кольцевых каналов, чтобы иметь возможность устанавливать дроссели во внутренних трубках кольцевых каналов для выравнивания перепадов.

4.5.7. Если полученный в расчете перепад давления по пароводяной стороне превышает заданный, то следует повторить расчет, увеличив количество парогенерирующих каналов или сечение кольцевого канала.

4.5.8. Расчет при равных перепадах давлений греющего теплоносителя (дроссели отсутствуют) выполняется следующим образом.

По предварительно принятым расходам греющего теплоносителя в межтрубном пространстве и внутренней трубе кольцевого канала производят расчет всех участков парогенератора при условии перераспределения тепловой мощности до получения равных длин наружной и внутренней труб кольцевого канала.

Если перепады давления греющего теплоносителя в межтрубном пространстве и внутренних трубах кольцевых каналов окажутся различными, то производится перераспределение расходов первичного теплоносителя и расчет повторяется до совпадения указанных перепадов давления.

При этом температуры греющего теплоносителя на выходе из межтрубного пространства и внутренней трубы кольцевого канала могут отличаться. Допустимые величины разности этих температур определяются из условий обеспечения прочности конструкций.

4.5.9. При определении длин кольцевых каналов поверхности теплообмена рассчитываются в соответствии с подразделом 1.3, коэффициенты теплоотдачи определяются по разделу 2.

4.5.10. В случае движения греющего теплоносителя в трубах или кольцевых каналах прямоточного парогенератора, а нагреваемой воды и пара соответственно в межтрубном пространстве и во внутренней трубе и пространстве между кольцевыми каналами расчеты производятся в соответствии с подразделами 4.4 и 4.5.

Для парогенератора этого типа, выполненного из кольцевых каналов, задают или подбирают расходы для пара в межтрубном пространстве и внутренних трубах кольцевых каналов, в которые при необходимости устанавливают дроссели.

4.6. Расчеты конденсаторов при конденсации чистого пара в трубах

4.6.1. Для расчета конденсаторов при конденсации чистого пара в трубах вертикальных пучков (при движении пароводяной смеси сверху вниз) задаются следующие исходные данные:

$D_п$ или $D_{см}$ — расход пара или пароводяной смеси в конденсаторе, *кг/ч*;

x_1 и x_2 — паросодержание смеси на входе в конденсатор и выходе из него, *кг/кг*;

p — давление пара на входе в конденсатор, *кгс/см²*;

ε — «выпар» в долях единицы или *кг/кг*;

$t_{нас}$, $t_{пе}$ — температура насыщенного или перегретого пара, °С;

$t_{ох}^{вх}$, $t_{ох}^{вых}$, °С (или $t_{ох}^{вх}$, °С и $D_{ох}$, *кг/ч*) — параметры охлаждающей среды.

4.6.2. Ход расчета конденсатора (вариант 1). Определяем:

— тепловой поток, подводимый к конденсатору с паром, по формулам 1.2.11;

— тепловую нагрузку $q_в$ на внутренней поверхности труб по предварительно принятой длине труб;

— массовую скорость пара (смеси) по формуле п. 2.9.1; в зависимости от ее величины выбираем формулу для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации по подразделу 2.9.

В зависимости от величин $q_в$ и l определяем число Рейнольдса потока, входящее в формулу п. 2.9.2.

По тепловому балансу пар — охлаждающая среда вычисляем расход охлаждающей среды, а коэффициент теплоотдачи к охлаждающей среде находим по формулам (13) и (14) для воды или по формуле (38) для кипящей воды.

Находим температурный напор пар — стенка (в °С)

$$\Delta t_i = \frac{q_{вi}}{\alpha_{конд}};$$

определяем температуру стенки (в °С)

$$t_{ст_i} = t_{нас} - \Delta t_i$$

и соответственно $t_{ст_i}$ находим $\lambda_{м_i}$.

По формуле (3) вычисляем линейный коэффициент теплопередачи K_l (в *ккал/м · ч · град*).

По расчетному температурному напору $\Delta t_р = t_{нас} - t_{пот}^{ох}$ и линейному коэффициенту теплопередачи K_l определяем расчетную линейную тепловую нагрузку

$$q_l = K_l (t_{нас} - t_{пот}^{ох})$$

и длину трубы

$$l = \frac{Q}{q_l n},$$

где n — число труб в пучке.

Если полученная длина труб или их число отличаются от предварительно принятых, то принимаются новые значения l или n и расчет уточняется.

4.6.3. Ход расчета конденсатора (вариант 2). Определяем:

— тепловой поток, подводимый к конденсатору с паром, по формулам п. 1.2.11;

— количество конденсата, образующегося в одной трубе,

$$D_{конд} = \frac{D_{см}(x_1 - x_2)}{n},$$

где n — количество труб в пучке;

— массовую скорость пара по формуле п. 2.9.1; в зависимости от ее величины выбираем формулу для расчета коэффициента теплоотдачи по подразделу 2.9.

Определяем число Рейнольдса по 2.9.2:

$$\mathrm{Re} = f(D_{\text{конд}}) = f(q_{\text{в}} l).$$

Исходя из этого условия и задаваясь (обычно тремя) величинами $q_{\text{в}_i}$, находим величины l_i.

Определяем коэффициент теплоотдачи при конденсации $\alpha_{\text{конд}}$.

По тепловому балансу пар — охлаждающая среда определяем расход охлаждающей среды, а коэффициент теплоотдачи к охлаждающей среде находим по формулам (13) и (14) для воды или по формуле (38) — для кипящей воды.

Рассчитываем температурный напор пар — стенка

$$\Delta t_i = \frac{q_{\text{в}_i}}{\alpha_{\text{конд}}}$$

и определяем температуру стенки

$$t_{\text{ст}_i} = t_{\text{нас}} - \Delta t_i,$$

соответственно $t_{\text{ст}_i}$ находим $\lambda_{\text{м}_i}$. Определяем величину термического сопротивления со стороны охлаждающей среды (в $м^2 \times ч \times$ $\times град/ккал$), включая стенку трубы:

$$R_{0_i} = \frac{1}{\alpha_{\text{ох}_i}} \cdot \frac{d_{\text{в}}}{d} + \frac{d_{\text{в}}}{2\lambda_{\text{м}_i}} \cdot 2{,}3 \frac{d}{d_{\text{в}}}.$$

В соответствии с п. 1.3.20 тепловая нагрузка конденсатора должна удовлетворять двум уравнениям:

$$(q^i_{\text{в}})_1 = \alpha_{\text{конд}} (t_{\text{нас}} - t_{\text{ст}_i});$$

$$(q^i_{\text{в}})_2 = \frac{t_{\text{ст}_i} - t^{\text{ох}}_{\text{пот}}}{R_{0_i}}.$$

Из этих равенств определяем $t_{\text{ст}_i}$ и $(q^i_{\text{в}})_2$ и строим графическую зависимость $q^i_{\text{в}} = f(t_{\text{ст}_i})$ (черт. 48).

Определяем тепловую нагрузку конденсатора по черт. 48 и находим

$$H_{\text{в}} = \frac{Q}{q_{\text{в}}}; \quad l = \frac{H_{\text{в}}}{\pi d_{\text{в}}}.$$

Расчетный температурный напор определяем по п. 1.3.13 и 1.3.14.

Общий коэффициент теплопередачи для конденсатора определяем из равенства

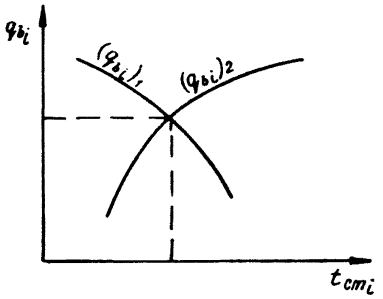
$$K_{\text{в}} = \frac{q_{\text{в}}}{\Delta t_{\text{р}}}.$$

Тепловой поток и коэффициент теплопередачи, отнесенные (как обычно принято) к наружной поверхности трубы, определяем по формулам:

$$q = q_в \frac{d_в}{d}; \quad K = K_в \frac{d_в}{d}.$$

4.6.4. Ход расчета конденсатора (вариант 3). Задаемся тремя длинами труб l_1, l_2, l_3 (в *м*). Для каждой длины трубы задаемся тремя значениями тепловой нагрузки: $(q_1)_i$, $(q_2)_i$, $(q_3)_i$. Выполняем три расчета аналогично расчету в варианте 2.

Определение величины расчетной тепловой нагрузки $q_{в_i} = f(t_{ст_i})$



Черт. 48

Для каждого значения l получаем величины тепловых нагрузок, удовлетворяющих двум равенствам $(q^i_в)_1$ и $(q^i_в)_2$ — см. п. 4.6.3, и строим графическую зависимость $q = f(l)$ (черт. 49).

Зависимость тепловой нагрузки от длины трубы $q = f(l)$



Черт. 49

Для любой длины трубы (в пределах полученных длин) по черт. 49 определяем тепловую нагрузку и количество пара, сконденсировавшееся в одной трубе:

$$D_{конд} = \frac{ql}{r} \pi d_э.$$

Число труб конденсатора определяем по зависимостям:

$$n = \frac{D_{см}(x_1 - x_2)}{D_{конд}}$$

или

$$n = \frac{D_п}{D_{конд}}.$$

4.6.5. Расчеты конденсаторов при конденсации чистого пара в трубах горизонтальных пучков аналогичны расчетам конденсаторов с вертикальными пучками труб.

Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{конд}$ в этом случае следует определять по формулам (39) или (40).

4.7. Расчет конденсаторов при конденсации чистого пара на наружной поверхности труб горизонтального пучка

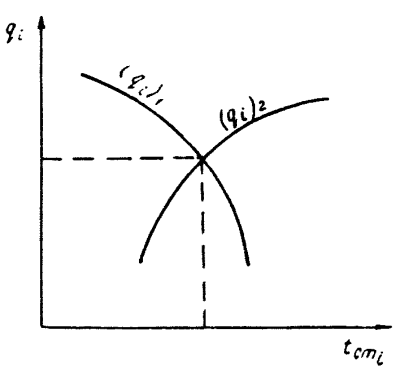
4.7.1. Исходные данные для расчета даны в разделе 4.6.

4.7.2. Ход расчета конденсатора. Задаемся величинами (обычно тремя) $t_{ст i}$ и определяем $\Delta t_i = t_{нас} - t_{ст i}$, затем рассчитываем коэффициент теплоотдачи для медленно движущегося пара по формуле п. 2.9.10: $\alpha_0 = f(\Delta t_i)$.

Коэффициент теплоотдачи на первом ряду пучка определяем из отношения $\frac{\alpha_1}{\alpha_0} = f(\Delta t_i)$ по параметру $П_2 = f(\Delta t_i)$ п. 2.9.10.

По формуле (45), (46) или (47) определяем $(\alpha_{ср})_{конд.\ i} = f(\Delta t_i)$ для всего пучка.

Определение величины расчетной тепловой нагрузки $q_i = f(t_{ст_i})$



Черт. 50

В соответствии с подразделом 1.3 тепловая нагрузка конденсатора должна удовлетворять двум уравнениям (черт. 50):

$$(q_i)_1 = (\alpha_{ср})_{конд_i}(t_{нас} - t_{ст_i}),$$

где $t_{нас} - t_{ст_i} = \Delta t_i$ °С;

$$(q_i)_2 = \frac{t_{ст_i} - t_{пот}^{ох}}{R_{0_i}}.$$

Дальнейший расчет аналогичен расчету конденсаторов при конденсации пара в трубах вертикальных пучков (см. подраздел 4.6).

4.8. Расчет конденсаторов при конденсации водяного пара в присутствии неконденсирующихся газов на трубах горизонтальных пучков

4.8.1. В предлагаемой методике теплового расчета конденсатора предусмотрены условия, при которых можно пренебречь:

— количеством тепла, переданным от парогазовой смеси к конденсатной пленке путем конвективной теплоотдачи и теплотой охлаждения конденсата вследствие незначительности их по сравнению с теплотой фазового превращения;

— изменением общего давления смеси в результате сопротивления трубного пучка.

Данные условия не распространяются на конденсаторы паровых турбин и другие аналогичные аппараты, в которых сопротивление трубного пучка соизмеримо с низким общим давлением паровоздушной смеси.

Расчет конденсатора производится последовательно для отдельных рядов труб или небольших участков, для каждого из которых основные параметры процесса ($p_{см}$, $\varepsilon_г$, $t_{ох}$) и опытные коэффициенты принимаются постоянными.

4.8.2. Рассматриваемая методика, разработанная для низких давлений $p \leqslant 1$ *кгс/см²*, может быть использована для оценочных расчетов при $p < 20$ *кгс/см²* и соблюдении пределов по параметрам $\varepsilon_г/П_д$ в формулах п. 2.10.2 и $П_1$, $П_2$, $П$ в формулах п. 2.9.10.

4.8.3. При конструктивном расчете конденсатора удобнее задаваться количеством конденсирующегося на каждом участке пара $\Delta D_п$ и определять поверхности участков. Средние расходы пара по участкам определяются по формуле

$$D_{п_i} = D_{п_{i-1}} - \frac{\Delta D_{п_i}}{2},$$

где $D_{п_{i-1}}$ — расход пара на входе в участок, *кг/ч*.

Относительное объемное содержание газа на участке находится по формуле

$$\varepsilon_{г_i} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_г}{\rho_п} \cdot \frac{D_п}{G_г}},$$

а для воздуха при $p \leqslant 1$ *кгс/см²*

$$\varepsilon_{в_i} = \frac{1}{1 + 1{,}61 \frac{D_п}{G_г}}.$$

Тепловой поток при наличии перегрева пара на первом участке равен

$$Q_1 = D_{п_1} c_{p_{пе}} (t_{см} - t_{нас}) + \Delta D_{п_1} r = D_{п_1} \Delta i + \Delta D_{п_1} r.$$

На остальных участках $t_{см} = t_{нас}$, следовательно

$$Q_i = \Delta D_{п_i} r.$$

4.8.4. При поверочном расчете поверхность конденсатора является заданной величиной, задаются также количество пара на входе в конденсатор и содержание газа в смеси. Расчет ведется по участкам по ходу конденсирующегося пара. В результате расчета получаем общее тепловосприятие конденсатора и характеристики парогазовой смеси на выходе из конденсатора.

4.8.5. Исходные данные для расчета:

$p_{см}$ — общее давление парогазовой смеси на входе в конденсатор, *кгс/см²*;

$D_{см}$ — расход поступающей парогазовой смеси на входе в конденсатор, *кг/ч*;

$t_{см}^{вх}$ — температура смеси на входе в конденсатор, °С;

$\varepsilon_г^{вх}$ — относительное объемное содержание газа в поступающей смеси на входе в конденсатор;

$\varepsilon_г^{ых}$ — относительное объемное содержание газа в уходящей смеси;

$D_в^{ох}$, $D_п^{ох}$ — расходы охлаждающей воды или пара более низкого давления, *кг/ч*;

$t_в^{вх}$ и $t_в^{ых}$ — температура охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него, °С;

$p_{нас}$, $t_{нас}$ — давление и температура пара низкого давления на входе в конденсатор, *кгс/см²* и °С.

4.8.6. Рекомендуется конструкция конденсаторов с уменьшающимся живым сечением по ходу конденсирующегося пара, что позволяет получить постоянную массовую скорость пара ($\rho'' w''$) и обеспечивает наименьшие габариты конденсатора.

4.8.7. Ход расчета конденсатора. Определяем тепловую нагрузку каждого участка конденсатора, которая должна одновременно удовлетворять равенствам:

$$q = \alpha_{пл} \theta_{пл};$$

$$q = (r + \Delta i)\, \beta_p \Delta p_п;$$

$$q = \frac{t_{ст} - t_{пот}^{ох}}{R_0},$$

где $\Delta p_п = (p_п - p_{п.гр})$;

$$\theta_{пл} = (t_{гр} - t_{ст}) \ °С;$$

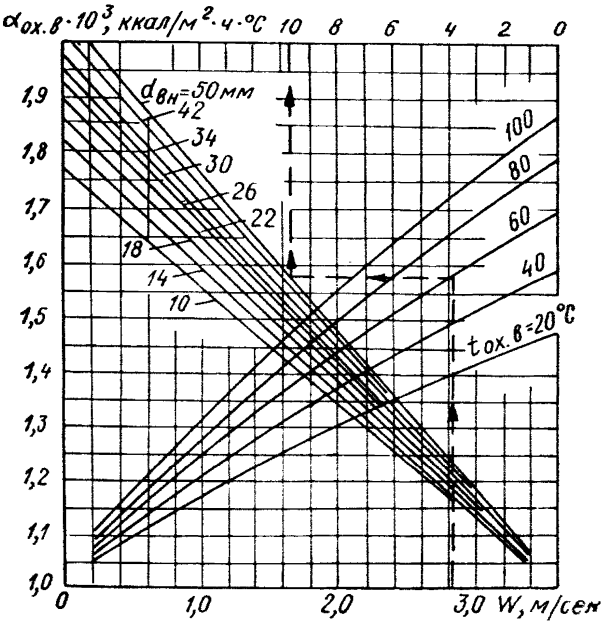
$$R_0 = \frac{1}{\alpha_{ох}} + \frac{\delta}{\lambda} \ м^2 \cdot ч \cdot град/ккал.$$

4.8.8. Если охлаждающая среда — вода, задаются несколькими (обычно тремя) значениями температур $t_{ст_i}$ (в °С) и определяют тепловую нагрузку из равенства

$$(q_i)_1 = \frac{t_{ст_i} - t^{ох}_{пот}}{R_0}.$$

Определяем коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{пл_i}$ при конденсации чистого пара на рассчитываемом участке горизонтального пучка

Коэффициент теплоотдачи от воды к стенке при течении внутри трубы



Черт. 51

труб по формулам п. 2.9.10, задаваясь величинами температурного напора Δt_i.

Полагая, что $\Delta t_i = \theta_{пл_i}$, из равенства $(q_i)_1 = \alpha_{пл_i}\theta_{пл_i}$ определяем значения $\theta_{пл_i}$.

Если величины $\theta_{пл_i}$ будут значительно отличаться от принятых значений Δt_i, необходимо задаться новыми значениями этих величин и расчет повторить до получения значений $\Delta t \approx \theta_{пл.i}$.

Из равенства $\theta_{пл.i} = (t_{гр_i} - t_{ст_i})$ определяем $t_{гр_i} = (\theta_{пл_i} + t_{ст_i})$.

По таблицам пара находим $p_{\text{п. гр}_i}$ на линии насыщения по $t_{\text{гр}_i}$ и определяем

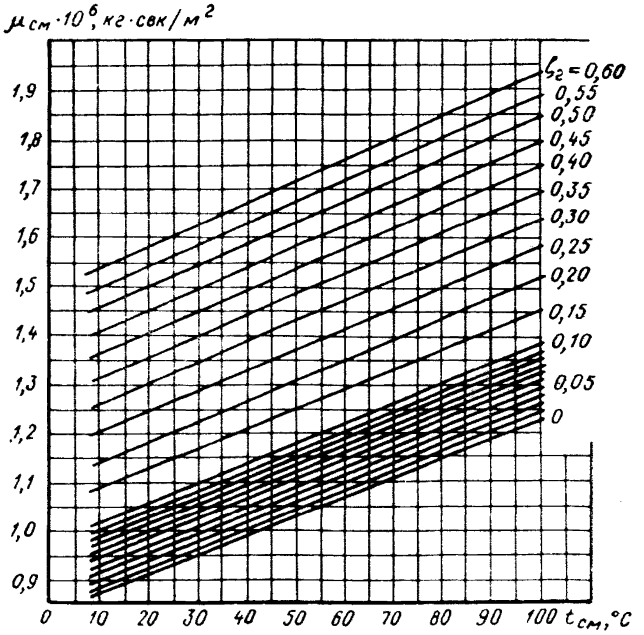
$$\Delta p_{\text{п}_i} = (p_{\text{п}} - p_{\text{п.гр}_i}),$$

где для паровоздушной смеси $p_{\text{п}} = \dfrac{p_{\text{см}_i}}{1 + 0{,}622\dfrac{G_{\text{г}}}{D_{\text{п}_i}}}$.

По формуле п. 2.10.2 находим коэффициент массоотдачи β_p и определяем тепловые нагрузки из равенства

$$(q_i)_2 = (r + \Delta i)\,\beta_p \Delta p_{\text{п}_i}.$$

Коэффициент динамической вязкости насыщенной смеси водяной пар — воздух



Черт. 52

По принятым значениям $t_{\text{ст}_i}$ и полученным $(q_i)_1$ и $(q_i)_2$ строим графическую зависимость $q_i = f(t_{\text{ст}_i})_{\text{см}}$ (черт. 50) и определяем на рассматриваемом участке величину тепловой нагрузки q и температуру стенки $t_{\text{ст}}$.

Необходимая поверхность участков определяется из равенства $H_i = \dfrac{Q_i}{q_i}$ м².

4.8.9. Если охлаждающей средой служит кипящая вода более низкого давления, задаемся несколькими (обычно тремя) тепловыми нагрузками $(q_i)_1$. Из равенства $(q_i)_1 = \frac{t_{ст_i} - t_{ох_i}}{R_0}$, предварительно определив $\alpha_{ох.\,в}$ для кипящей воды в зависимости от $(q_i)_1$, находим $t_{ст_i}$.

В дальнейшем расчет производится аналогично расчету с использованием в качестве охлаждающей среды некипящей воды.

4.8.10. В результате конструктивного расчета определяется суммарная поверхность конденсатора. В результате по окончании поверочного расчета определяются общее количество сконденсировавшегося пара и расход охлаждающей воды.

Примечание. При расчете конденсаторов $p \leqslant 1$ *кгс/см²* могут быть использованы графики для определения коэффициентов теплоотдачи от стенки к охлаждающей воде (черт. 51) и коэффициентов динамической вязкости для смеси пар — воздух (черт. 52).

ЛИТЕРАТУРА

1. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М., «Энергия», 1973.

2. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). М.-Л., «Энергия», 1964.

3. Нормативный метод гидравлического расчета паровых котлов. Руководящие указания, вып. 33. Л., ЦКТИ, 1973.

4. Андреев П. А., Гремилов Д. И., Федорович Е. Д. Теплообменные аппараты ядерных энергетических установок. Л., Изд-во «Судостроение», 1969.

5. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. М. — Л., Госэнергоиздат, 1959.

6. Боришанский В. М., Кутателадзе С. С., Новиков И. И., Федынский О. А. Жидкометаллические теплоносители. М., Атомиздат, 1967.

7. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Л., Изд-во «Машиностроение», 1974.

8. Вукалович М. П., Ривкин С. Л., Александров А. А, Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М.. Изд-во стандартов, 1969.

9. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М., «Наука», 1972.

10. Щелочные металлы. Под ред. В. А. Кириллина. М., изд-во «Стандарты», 1970.

11. Гремилов Д. И., Мицюль Я. А., Филиппова Т. Г. Теплофизические характеристики теплоносителей. Руководящие указания. Л., ЦКТИ, 1964.

12. Боришанский В. М., Андреевский А. А., Фромзель В. Н., Фокин Б. С., Чистяков Р. А., Данилова Г. П., Быков Г. С. Теплоотдача при движении двухфазного потока в трубах. «Теплоэнергетика», 1971, 11.

ПРИЛОЖЕНИЕ

СПРАВОЧНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ И СХЕМЫ АТОМНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

1.1. Теплообменным аппаратом называется устройство, предназначенное для передачи тепла от одного теплоносителя к другому.

1.2. По способу передачи тепла теплообменные аппараты разделяются на поверхностные и контактные. Поверхностные теплообменные аппараты делятся на рекуперативные и регенеративные.

1.3. В рекуперативных аппаратах передача тепла от греющего теплоносителя к нагреваемому происходит через твердую стенку, которую теплоносители обтекают с двух сторон. Этот тип аппарата обеспечивает герметичность полости греющего теплоносителя от нагреваемого. Подавляющее большинство аппаратов атомных энергетических установок — аппараты рекуперативного типа (подогреватели, парогенераторы, конденсаторы-испарители, холодильники).

1.4. В контактных теплообменных аппаратах передача тепла происходит в процессе массообмена теплоносителей. Этот тип аппаратов в настоящее время почти не применяется в атомных энергетических установках. С вводом на АЭС сухих градирен могут найти широкое применение для паротурбинных установок конденсаторы контактного типа. Методика расчета этих аппаратов в настоящих РТМ не рассматривается.

1.5. По признаку сохранения или изменения агрегатного состояния теплоносителей теплообменные аппараты могут быть разделены на три группы.

К первой группе относятся аппараты, в которых оба теплоносителя сохраняют свое агрегатное состояние, — теплообменники различных назначений.

Ко второй группе относятся аппараты, в которых только один из теплоносителей изменяет свое агрегатное состояние. В том случае, если нагреваемый теплоноситель кипит, эти аппараты называются испарителями, если греющий теплоноситель конденсируется, — конденсаторами.

К третьей группе относятся аппараты, в которых оба теплоносителя изменяют свое агрегатное состояние, при этом греющий конденсируется, а нагреваемый кипит — это конденсаторы-испарители.

Все три группы теплообменных аппаратов применяются в схемах атомных энергетических установок.

1.6. Возможно сочетание теплообменных аппаратов этих групп в одном агрегате. Так, например, парогенератор с многократной циркуляцией представляет собой сочетание теплообменников (пароперегревателя и экономайзера) и испарителя. Тракт прямоточного парогенератора докритического давления также имеет экономайзерную, испарительную и пароперегревательную части, однако четкие границы этих частей отсутствуют; более того, зоны перехода от одной части к другой перемещаются по тракту при изменении нагрузки парогенератора.

1.7. В некоторых атомных энергетических установках используется пар двух давлений. В этом случае парогенераторы высокого и низкого давления совмещаются в одном агрегате и располагаются в общем тракте первичного теплоносителя.

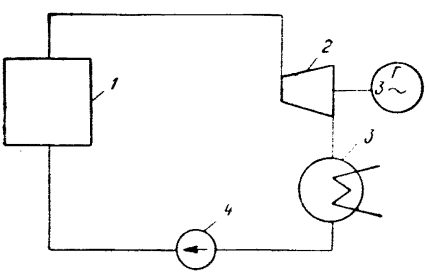
1.8. Конструкция теплообменного аппарата должна обеспечивать:

— высокую надежность работы, герметичность, а иногда и полное исключение контакта теплоносителей при любых обстоятельствах;

— возможность контроля герметичности и устранения обнаруженных неплотностей в условиях эксплуатации;

— надежную радиационную защиту, обеспечивающую допустимый уровень радиоактивного излучения вокруг аппарата (для аппаратов, включенных в контур охлаждения реактора).

Одноконтурная тепловая схема ядерной паросиловой установки



1 — реактор; *2* — турбина; *3* — конденсатор; *4* — насос или нагнетатель первичного теплоносителя

Черт. 1

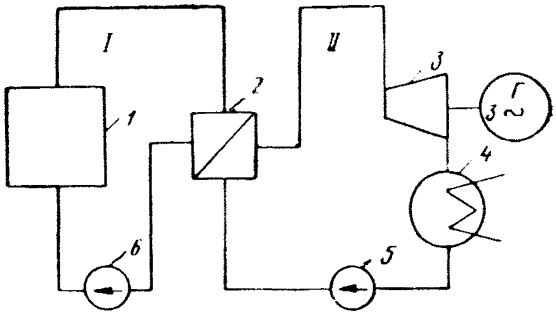
1.9. Работа атомной энергетической установки может быть организована по одно-, двух- и трехконтурной схемам.

1.10. В установках, работающих по одноконтурной схеме, первичный теплоноситель является одновременно рабочим телом энергетического цикла. Принципиальная тепловая схема одноконтурной атомной паросиловой установки, в которой используется насыщенный или перегретый пар, получаемый в кипящем реакторе, представлена на черт. 1. По одноконтурной схеме может быть создана также атомная газотурбинная установка.

1.11. В установках, работающих по двухконтурной схеме, первичный теплоноситель, циркулирующий в первом контуре, передает

тепло рабочему телу энергетического контура в теплообменном аппарате, который является парогенератором при паросиловом цикле и нагревателем газа при газотурбинном цикле. В этой установке необходимо использовать дополнительный теплообменный аппарат, связывающий первичный и энергетический контуры.

Двухконтурная тепловая схема ядерной паросиловой установки

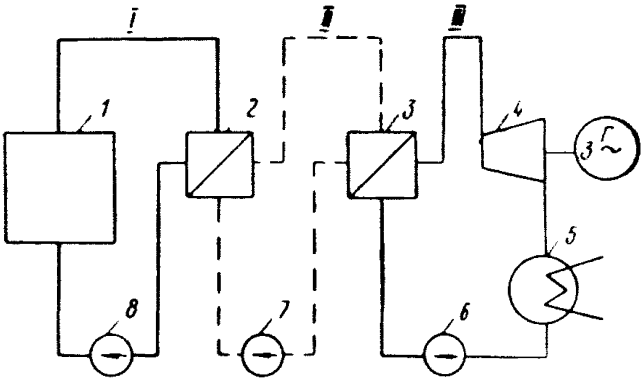


I — первичный контур; *II* — энергетический контур; *1* — реактор; *2* — парогенератор; *3* — турбина; *4* — конденсатор; *5* — питательный насос; *6* — насос или нагнетатель первичного теплоносителя

Черт. 2

На черт. 2 представлена принципиальная тепловая схема двухконтурной атомной паросиловой установки.

Трехконтурная тепловая схема ядерной паросиловой установки



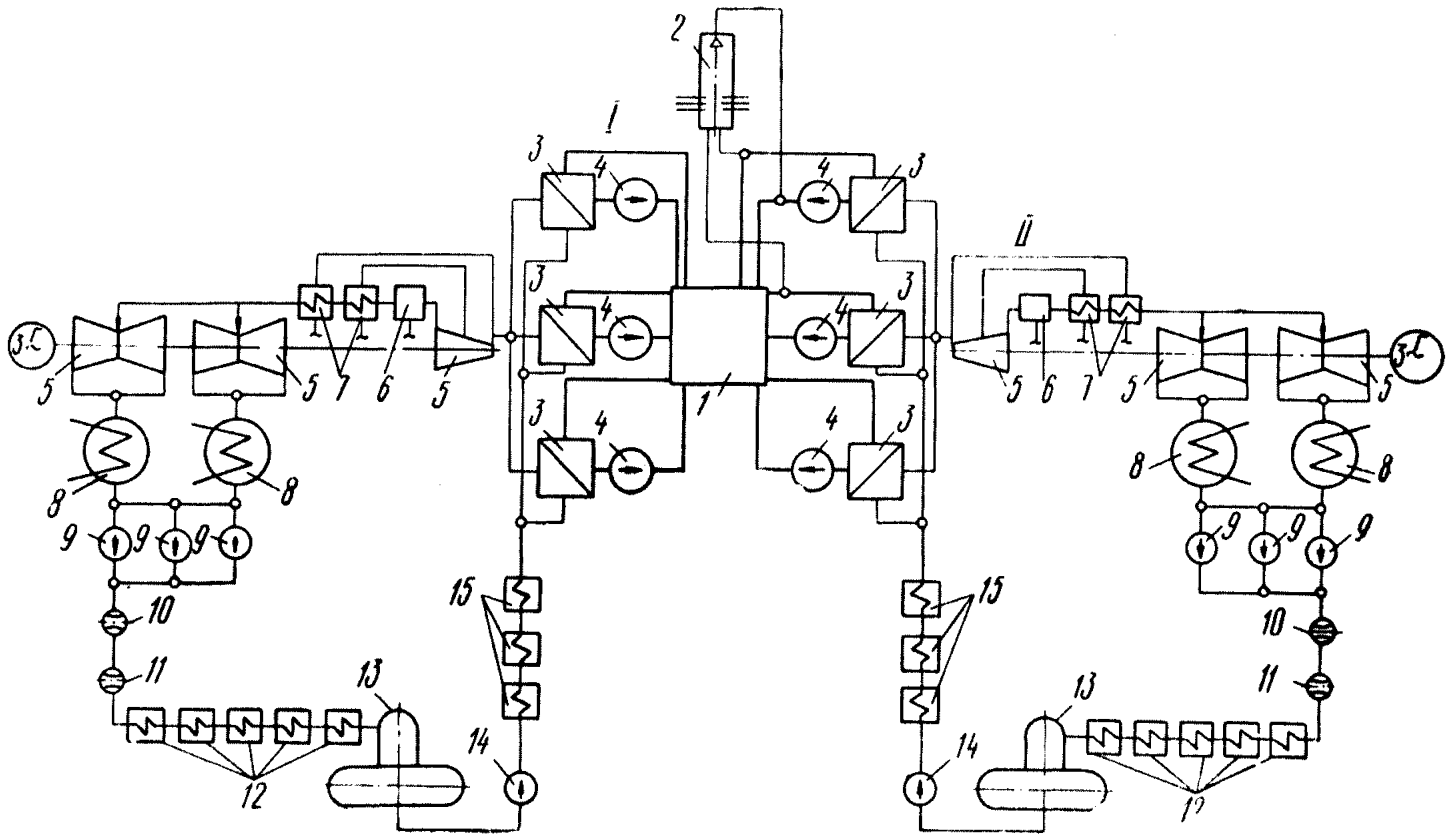
I — первичный контур; *II* — промежуточный контур; *III* — энергетический контур

1 — реактор; *2* — теплообменный аппарат; *3* — парогенератор; *4* — турбина; *5* — конденсатор; *6* — питательный насос; *7* — насос промежуточного контура; *8* — насос первичного контура

Черт. 3

1.12. В установке, работающей по трехконтурной схеме, первичный теплоноситель передает тепло промежуточному теплоноси-

Двухконтурная тепловая схема блока ВВЭР-440

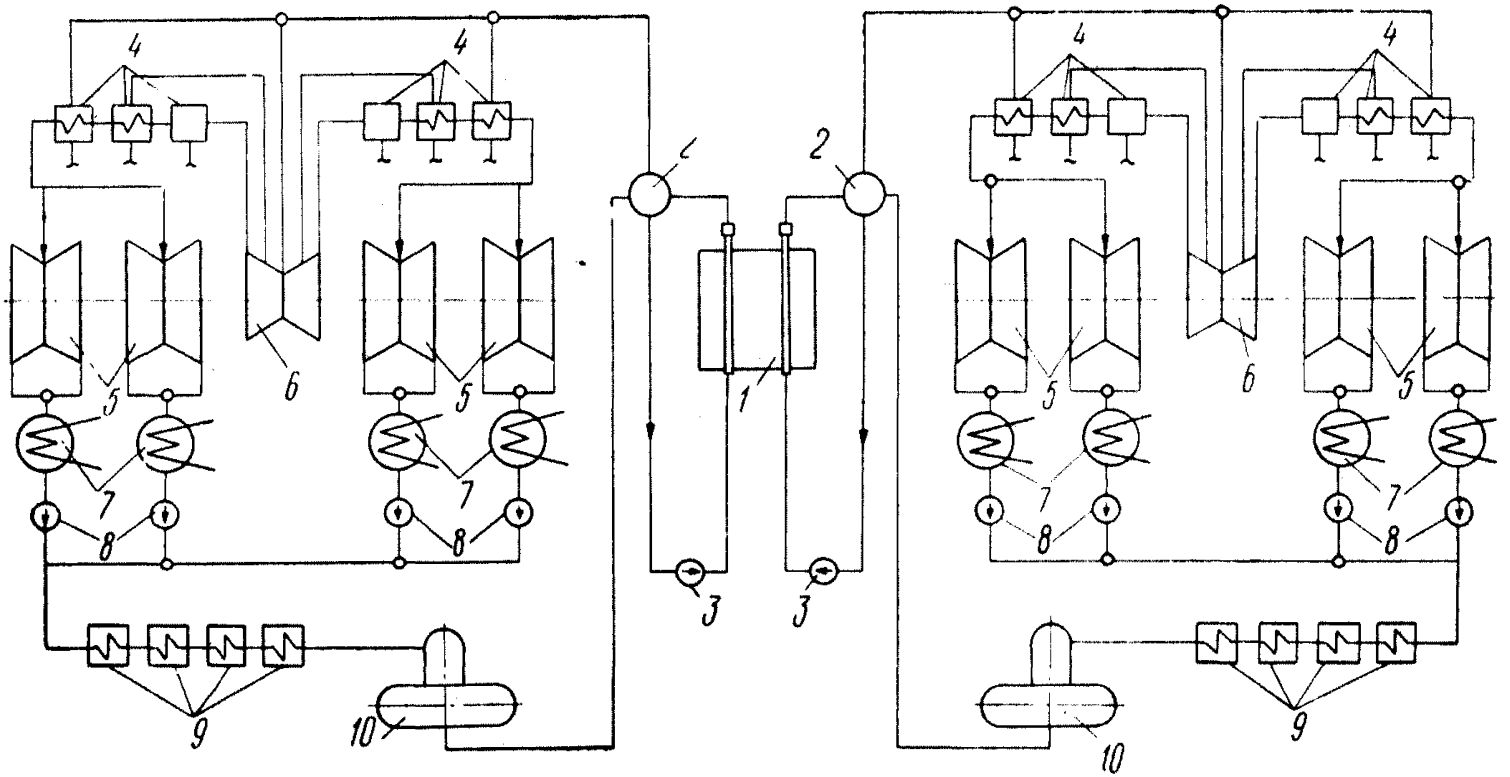


I — первичный контур; *II* — энергетический контур;

1 — реактор; *2* — компенсатор объема; *3* — парогенераторы; *4* — ГЦЭН; *5* — турбогенераторы 1 и 2; *6* — сепаратор; *7* — промперегреватели I и II ступени; *8* — конденсаторы; *9* — конденсатные насосы; *10* — основной эжектор; *11* — эжектор уплотнений; *12* — ПНД; *13* — деаэратор; *14* — питательные насосы; *15* — ПВД

Черт. 4

Одноконтурная тепловая схема блока с реактором канального типа мощностью 1000 *Мвт* (эл.)



1 — реактор; *2* — сепаратор; *3* — циркуляционные насосы; *4* — сепаратор — пароперегреватель; *5* — цилиндры низкого давления; *6* — цилиндры высокого давления; *7* — конденсаторы; *8* — конденсатные насосы; *9* — подогреватели; *10* — деаэраторы

Черт. 5

телю, который осуществляет дальнейшую передачу тепла рабочему телу энергетического цикла.

На черт. 3 показана принципиальная тепловая схема трехконтурной атомной паросиловой установки.

1.13. В настоящее время наибольшее распространение получили атомные энергетические установки, работающие по двухконтурной тепловой схеме. В этих установках рабочее тело не активируется, и поэтому в машинном зале можно использовать оборудование обычных ТЭС. В качестве примера двухконтурной установки на черт. 4 приведена тепловая схема блока с реактором ВВЭР-440 и двумя турбинами насыщенного пара К-220-44/3000.

При использовании энергетических установок, работающих по одноконтурной схеме, необходимо учитывать активность рабочего тела и определенный уровень активности оборудования машинного зала; поэтому это оборудование надо проектировать с учетом ряда специфических требований. По одноконтурной схеме сооружаются в настоящее время энергетические установки с кипящими реакторами корпусного и канального типов.

На черт. 5 приведена тепловая схема блока с реактором канального типа мощностью 1000 *Мвт* и двумя турбинами К-500-65/3000.

По трехконтурной схеме строятся в настоящее время все установки с реакторами на быстрых нейтронах, охлаждаемыми натрием. Применяемый в них промежуточный контур исключает возможность попадания воды в натрий первого контура.

2. ТЕПЛОНОСИТЕЛИ И РАБОЧИЕ ТЕЛА

2.1. Движущиеся среды, используемые для передачи тепловой энергии, называются теплоносителями.

2.2. В качестве теплоносителей обычно используются различные жидкие и газообразные вещества. В атомных энергетических установках в настоящее время применяются обычная вода и водяной пар, тяжелая вода, углекислота, гелий, жидкий натрий.

2.3. Теплоноситель данного теплообменного аппарата, отдающий тепло, называется греющим, а воспринимающий тепло—нагреваемым.

2.4. Греющий теплоноситель, поступающий в теплообменный аппарат из реактора, называется первичным теплоносителем.

2.5. Теплоноситель, используемый в энергетическом цикле для получения работы, называется рабочим телом.

2.6. В современных стационарных атомных энергетических установках в качестве рабочего тела паросилового цикла используется водяной пар. Газотурбинные установки проектируются для работы на гелии. В будущем возможно применение паров металлов, и в первую очередь калиевого пара.

2.7. При проектировании теплообменных аппаратов конструк-

ция и материалы должны выбираться с учетом свойств заданных теплоносителей и рабочих тел.

2.8. Теплофизические и термодинамические характеристики теплоносителей и рабочих тел: плотность, теплоемкость, теплопроводность, коэффициент динамической вязкости, коэффициент кинематической вязкости, коэффициент температуропроводности, число Прандтля, теплота парообразования и теплосодержание — являются функциями температуры и давления и определяются по справочной литературе.

2.9. Теплоносители и рабочие тела, используемые в атомных энергетических установках, могут быть разделены на две группы. К первой группе относятся теплоносители и рабочие тела с числами Прандтля, лежащими в пределах от 0,6 до 13 (вода, газы), ко второй группе — с числами Прандтля, значительно меньшими единицы (жидкие металлы).

2.10. В настоящее время в качестве теплоносителя и рабочего тела в подавляющем большинстве атомных энергетических установок используются обычная вода и насыщенный водяной пар при давлении 60—70 *кгс/см*^{2}. Для водо-водяных реакторов давление воды в первом контуре составляет 125—160 *кгс/см*^{2} при максимальной температуре 300—330° С.

2.11. Из газообразных теплоносителей наибольшее распространение получила углекислота при давлениях 20—45 *кгс/см*^{2} и температурах 400—650° С.

При использовании гелия в качестве теплоносителя и рабочего тела верхняя температура цикла в перспективе может повышаться неограниченно. Повышение давления гелия позволяет значительно интенсифицировать теплообмен.

2.12. Из жидкометаллических теплоносителей в настоящее время и в ближайшем будущем будет использоваться натрий. Натрий применяется в качестве первичного и промежуточного теплоносителя быстрых реакторов при температуре до 500—600° С и давлении до 15 *кгс/см*^{2}.

3. К РАСЧЕТУ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

3.1. Теплообмен между двумя теплоносителями через поверхности раздела называется теплопередачей.

3.2. Тепловая мощность (тепловой поток), переданная от греющего теплоносителя к нагреваемому и отнесенная к одному квадратному метру поверхности теплообмена, называется тепловой нагрузкой (плотностью теплового потока); тепловая мощность, отнесенная к одному погонному метру длины трубы, называется линейной тепловой нагрузкой (линейной плотностью теплового потока).

3.3. Средним коэффициентом теплопередачи называется величина, характеризующая интенсивность теплопередачи и равная средней тепловой нагрузке на стенке (поверхности раздела), отне-

сенной к расчетному температурному напору между теплоносителями.

Локальный коэффициент теплопередачи равен локальному значению тепловой нагрузки, отнесенному к температурному напору между теплоносителями в рассматриваемом месте.

3.4. При расчете рекуперативных теплообменных аппаратов рассматриваются процессы перехода теплоты от греющего теплоносителя к стенке, прохождения тепла через стенку и перехода тепла от стенки к нагреваемому теплоносителю. Первый и третий процессы носят название теплоотдачи, второй процесс называется теплопроводностью.

3.5. Различают теплоотдачу при движении однофазного теплоносителя и в условиях изменения его агрегатного состояния.

3.6. Теплоотдача при движении однофазной среды осуществляется одновременно конвективным и молекулярным переносом теплоты. Этот процесс называется конвективным теплообменом.

При отсутствии движения среды у поверхности теплообмена теплоотдача осуществляется только молекулярным переносом (теплопроводностью). Наличие обтекания теплоносителем поверхности теплообмена вызывает конвективный теплообмен.

Различают свободную и вынужденную конвекцию. Свободная конвекция вызывается самим процессом теплообмена, и движение теплоносителя совершается за счет градиентов плотности теплоносителя, вызванных градиентами температуры в нем.

При вынужденной конвекции скорость теплоносителя создается посторонним возбудителем движения. Теплоотдача при вынужденной конвекции включает передачу теплоты свободной конвекцией и теплопроводностью. Последние могут играть существенную роль при малых скоростях теплоносителя, а также при высокой его теплопроводности (например, для жидких металлов). С повышением скорости теплоносителя роль свободной конвекции и теплопроводности снижается.

Необходимость учета свободной конвекции для воды определяется расчетными рекомендациями раздела 2 основного текста РТМ.

Подавляющее большинство теплообменных аппаратов работает при вынужденной конвекции, создаваемой насосами, газодувками, струйными аппаратами и контурами естественной циркуляции.

3.7. Теплоотдача при изменении агрегатного состояния теплоносителя имеет место при кипении и конденсации.

3.8. По режиму кипения в рекуперативных теплообменных аппаратах различают развитое пузырьковое кипение при температуре насыщения и пристенное кипение недогретой жидкости, а также пленочное кипение при температуре насыщения и для недогретой жидкости.

Различают кипение на поверхностях, расположенных в большом объеме, кипение в трубах и каналах различной формы и кипение в межтрубном пространстве.

3.9. По режиму конденсации в рекуперативных теплообменных аппаратах различают пленочную и капельную конденсацию соответственно для паров, конденсат которых смачивает и не смачивает поверхность, на которой происходит конденсация, а также конденсацию чистого пара и пара в присутствии неконденсирующихся газов.

Рассматривают конденсацию в трубах и на поверхностях трубных пучков для вертикального, горизонтального и наклонного расположения труб и пучков.

3.10. При установившемся режиме работы теплообменного аппарата тепловая мощность (тепловой поток), переданная от греющего теплоносителя к стенке, прошедшая через стенку и переданная от стенки к нагреваемому теплоносителю, равны между собой.

3.11. При тепловом расчете теплообменных аппаратов с плоской стенкой, а также с цилиндрической стенкой малой кривизны $\left(\frac{d}{d_в} \leqslant 1{,}2\right)$ могут быть использованы зависимости для определения следующих величин:

коэффициента теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

$$k = \frac{Q}{H\Delta t_р};$$

величины термического сопротивления

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2};$$

поверхности теплообмена

$$H = \frac{Q}{q}; \quad H = \frac{Q}{k\Delta t_р};$$

тепловой нагрузки, отнесенной к плоской поверхности теплообмена,

$$q_{п.с} = \frac{Q}{H};$$

$$q_{п.с} = \alpha_1 (t_г - t_{ст}) = \alpha_1 \Delta t_1;$$

$$q_{п.с} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{ст_1} - t_{ст_2}) = \frac{\lambda}{\delta} \Delta t_2;$$

$$q_{п.с} = \alpha_2 (t_{ст_2} - t_н) = \alpha_2 \Delta t_3$$

температурных напоров

$$\Delta t_р = \frac{q_{п.с}}{K} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3;$$

$$\Delta t_1 = q_{п.с}\frac{1}{\alpha_1}, \qquad \Delta t_2 = q_{п.с}\frac{\delta}{\lambda}, \qquad \Delta t_3 = q_{п.с}\frac{1}{\alpha_2}.$$

3.12. Зависимости для расчета теплообменных аппаратов с цилиндрической стенкой при отнесении тепловой нагрузки к наружному диаметру труб приведены в основном тексте РТМ (подраздел 1.3). При отнесении тепловой нагрузки к внутреннему диаметру трубы могут быть использованы зависимости для определения следующих величин:
коэффициента теплоотдачи

$$k_в = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_в} + \frac{d_в}{2\lambda} 2{,}3 \lg \frac{d}{d_в} + \frac{1}{\alpha_н} \cdot \frac{d_в}{d}};$$

$$k_в = \frac{Q}{H \Delta t_р};$$

величины термического сопротивления

$$\frac{1}{k_в} = \frac{1}{\alpha_в} + \frac{d_в}{2\lambda} 2{,}3 \lg \frac{d}{d_в} + \frac{1}{\alpha_н} \cdot \frac{d_в}{d};$$

поверхности теплообмена

$$H_в = \frac{Q}{K_в \Delta t_р}; \quad H_в = \frac{Q}{q_в};$$

тепловой нагрузки, отнесенной к внутренней поверхности трубы,

$$q_в = \frac{Q}{H_в};$$

$$q_в = \alpha_в (t_г - t_{ст_1}) = \alpha_в \Delta t_1;$$

$$q_в = \frac{2\lambda}{d_в 2{,}3 \lg \frac{d}{d_в}} (t_{ст_1} - t_{ст_2}) = \frac{2\lambda \Delta t_2}{d_в 2{,}3 \lg \frac{d}{d_в}};$$

$$q_в = \alpha_н \frac{d}{d_в} (t_{ст_2} - t_н) = \alpha_н \frac{d}{d_в} \Delta t_3;$$

температурных напоров

$$\Delta t_р = \frac{q_в}{K_в} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3;$$

$$\Delta t_1 = q_в \frac{1}{\alpha_1};$$

$$\Delta t_2 = q_в d_в 2{,}3 \lg \frac{d}{d_в};$$

$$\Delta t_3 = \frac{q_в d_в}{\alpha_2 d}.$$

4. К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ

4.1. Коэффициентом теплоотдачи называется величина, характеризующая интенсивность теплоотдачи и равная тепловой нагрузке, отнесенной к среднему температурному напору между средой и поверхностью раздела.

4.2. В качестве поверхности раздела для трубчатых поверхностей теплообмена принимается поверхность, определенная по наружному или внутреннему диаметру труб, для ребристой поверхности теплообмена — по полной поверхности оребрения (поверхности ребер и гладкой части несущей трубы между ребрами).

4.3. При определении коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности тепловая нагрузка относится к осредненному (по полной поверхности оребрения) температурному напору между теплоносителем и ребристой поверхностью теплообмена.

4.4. Коэффициенты теплоотдачи определяются в зависимости от характера процесса теплообмена (конвективного теплообмена однофазной среды, кипения и конденсации) и являются функцией гидродинамических факторов, геометрических параметров и теплофизических свойств теплоносителей.

Дополнительными факторами, влияющими на теплоотдачу при кипении, являются тепловая нагрузка и паросодержание, при конденсации — тепловая нагрузка и коэффициент массоотдачи.

4.5. Коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении однофазной среды зависит от скорости и температуры потока, характерного линейного размера, расположения труб в пучке, рода поверхности (гладкая или ребристая) и характера обтекания (продольное, в трубах или в межтрубном пространстве; поперечное или косое), теплофизических характеристик теплоносителей и в отдельных случаях от соотношения температур потока и стенки, вызывающих свободное движение теплоносителя у поверхности теплообмена.

4.6. Коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении двухфазного потока в обогреваемых трубах (каналах) в общем случае является функцией q, p, w, x, d.

4.7. При конденсации чистого пара в трубах могут возникать различные режимы теплоотдачи в зависимости от соотношения между силой трения пара о поверхность конденсата и силой тяжести.

Рассматривают конденсацию быстродвижущегося пара при ламинарном или турбулентном течении жидкой пленки, увлекаемой паром; конденсацию практически неподвижного пара с течением конденсатной пленки под действием силы тяжести; конденсацию пара, движущегося с умеренной скоростью, где пленка конденсата стекает при одновременном действии сил тяжести и трения пара о поверхность конденсата.

4.8. В зависимости от количества выпадающего в пленке конденсата возможны ламинарный, волновой или турбулентный режимы течения, характеризующиеся числом Рейнольдса, вычисленным с учетом толщины пленки δ:

$$\mathrm{Re} = \frac{\bar{w}'\delta}{\nu'} = \frac{D_{\text{конд}}}{3600 g \mu'}$$

или с учетом гидравлического диаметра пленки 4δ

$$\mathrm{Re} = \frac{\overline{w}' 4\delta}{\nu'} = \frac{D_{\text{конд}}}{900 g \mu'},$$

где $\overline{w}$ — средняя скорость течения пленки, *м/сек*;

$D_{\text{конд}}$ — расход конденсата, протекающего через данное сечение пленки на ширине в 1 *м*, *кг/м · ч*.

4.9. Коэффициент теплоотдачи определяется в зависимости от числа Рейнольдса потока конденсирующегося пара, тепловой нагрузки (плотности теплового потока), от геометрических характеристик поверхности конденсатора и теплофизических характеристик конденсата и пара, вычисляемых по давлению пара на входе в конденсатор.

При конденсации чистого пара на поверхности пленки устанавливается температура насыщения (теплотой охлаждения конденсата пренебрегают вследствие ее незначительности по сравнению с теплотой фазового превращения).

Перепад температуры от пленки к стенке при конденсации перегретого и насыщенного пара принимается равным $(t_{\text{нас}} - t_{\text{ст}})$ °С.

4.10. При конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов содержание в парогазовой смеси относительно небольшого количества газа (например, воздуха в водяном паре) ухудшает теплоотдачу.

Это объясняется тем, что в присутствии неконденсирующихся газов скорость конденсации пара зависит уже не только от термического сопротивления пленки конденсата (как это имеет место при конденсации чистого пара), но и от сопротивления переносу вещества (пара), ограничивающего приток частиц пара к поверхности конденсации. Около поверхности пленки конденсата образуется слой, в зависимости от толщины которого температура и парциальное давление пара изменяются, причем у поверхности конденсата давление ниже, чем в основной массе парогазовой смеси. Вследствие этого при конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов происходит одновременно три процесса:

— массообмен, т. е. перенос вещества путем диффузии и конвекции из основной массы смеси к поверхности пленки конденсата;

— теплообмен между парогазовой смесью и пленкой конденсата;

— перенос через пленку конденсата к стенке тепла, выделяющегося при конденсации и переданного пленке путем теплообмена.

Первый и второй процессы описываются равенством

$$q = (r + \Delta i)\beta_p (p_{\text{п}} - p_{\text{п.гр}}) + \alpha_{\text{к}} (t_{\text{п}} - t_{\text{гр}}).$$

При конденсации водяного пара или пара другого вещества с большой теплотой фазового перехода можно пренебречь теплом, переданным от пара к стенке конвекцией, а также теплом, полученным в результате переохлаждения конденсата.

Перенос тепла при конденсации от пленки конденсата к стенке должен удовлетворять равенству

$$q = \alpha_{пл}(t_{гр} - t_{ст}).$$

В разделе 2 использована предложенная ВТИ методика расчета конденсаторов, выполненных из горизонтальных пучков труб, при конденсации чистого пара и парогазовой смеси.

5. К РАСЧЕТУ КРИТИЧЕСКОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

5.1. Ухудшение температурного режима парогенерирующей поверхности (кризис теплообмена) характеризуется нарушением непосредственного контакта между стенкой трубы и жидкой фазой.

По современным воззрениям, которые сформировались на базе развития работ В. Е. Дорощука, кризис теплообмена является следствием:

гидродинамического и теплового разрушения пристенного жидкостного слоя в условиях, когда около стенки еще имеется достаточное для ее охлаждения количество жидкости (кризис I рода);

полного выпаривания пристенной жидкостной пленки (кризис II рода).

5.2. Кризис теплообмена I рода возникает в результате совместного воздействия на пристенный жидкостный слой ряда факторов, главными из которых являются:

тепловое воздействие со стороны обогреваемой стенки (интенсивность кипения);

динамическое воздействие парового ядра потока на пристенный жидкостный слой; величина динамического воздействия парового ядра потока зависит от давления, массовой скорости, паросодержания и геометрии канала.

В области недогрева, а также малых паросодержаний механизм разрушения пристенного жидкостного слоя аналогичен тому, который имеет место при кипении жидкости в объеме.

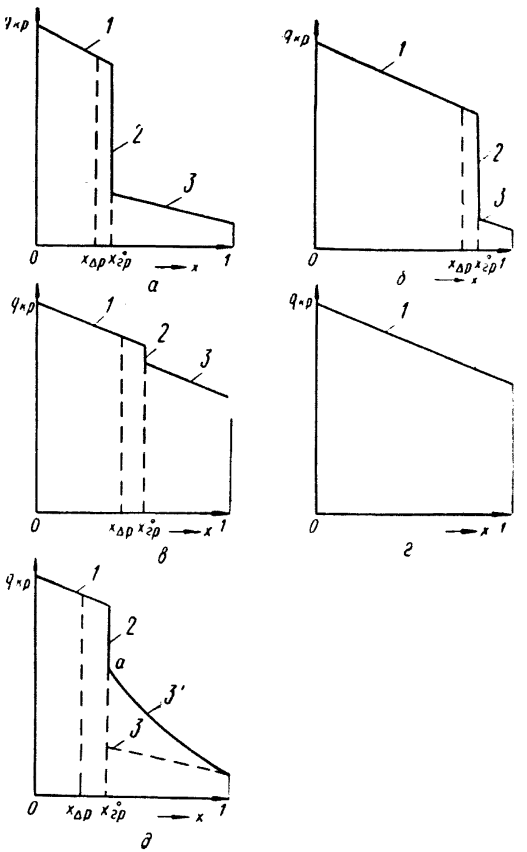
В области высоких паросодержаний, когда общее количество жидкости в двухфазном потоке мало, решающую роль в разрушении пристенного слоя играет динамическое воздействие парового ядра.

5.3. Кризис теплообмена II рода возникает в трубах и каналах в момент полного выпаривания пристенной жидкостной пленки и может иметь место только при дисперсно-кольцевом режиме течения ($x > x_{\Delta p}$), когда часть жидкости движется в пристенной пленке, а остальная часть в ядре потока. При кольцевом режиме течения, когда вся жидкость движется в пристенной пленке, момент высыхания пленки соответствует образованию потока насыщенного пара ($x = 1$), и в этом случае понятие кризиса теплообмена теряет свой смысл.

В условиях дисперсно-кольцевого потока с микропленкой различают два режима испарения микропленки: с орошением ее каплями жидкости из ядра и без орошения.

Возможные случаи возникновения кризисов I и II рода приведены на черт. 6. Зависимости $q_{кр}=f(x)$ имеют три характерных участка. Участок *1* соответствует возникновению кризиса теплооб-

Типичные формы кривых $q_{кр} = f(x)$



1 — кризис I рода; *2* — кризис II рода без орошения при $x_{вх} > x_{\Delta p}$; *3* — кризис II рода без орошения при $x_{вх} > x_{\Delta p}$; *3'* — кризис II рода при наличии орошения; *a* — точка начала орошения

Черт. 6

мена I рода. Участок *2* отвечает кризису теплообмена II рода, возникающему при входном паросодержании $x_{вх} \leqslant x_{\Delta p}$ и отсутствии орошения. Участок *3* соответствует кризису теплообмена

II рода, возникающему при входном паросодержании $x_{вх} > x_{\Delta p}$ и отсутствии орошения, а участок 3′ — при наличии орошения.

Для определения условий возникновения кризиса II рода должны быть известны:

паросодержание, при котором возникает дисперсный режим течения с микропленкой, — $x_{\Delta p}$;

расход жидкости в пленке в сечении, где возникает дисперсный режим течения, — $D_{пл}$, *кг/сек*;

расход орошения $D_{ор}$, *кг/сек*.

Тогда условие возникновения кризиса II рода может быть записано уравнением

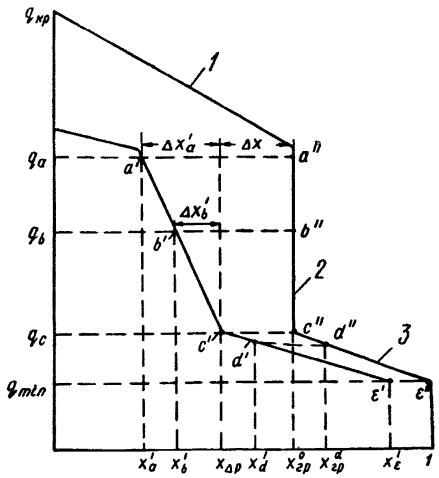
$$D_{исп} \geqslant D_{пл} + D_{ор}, \qquad (1)$$

где $D_{исп} \geqslant \frac{q_{кр} \pi dl}{3600r}$ — расход испарения;

l — длина участка испарения микропленки.

5.4. Условия, при которых зависимость $q_{кр} = f(x)$ может быть получена для парогенерирующей трубы, изображены на черт. 7.

Условия возникновения кризисов теплообмена I и II рода



Черт. 7

Допустим, что входному паросодержанию $x_{вх} = x'_a < x_{\Delta p}$ (точка a' на черт. 7) соответствует подведенная к каналу предельная (критическая) тепловая нагрузка q_a, которая расходуется на повышение паросодержания потока от x'_a до $x_{\Delta p}$ ($\Delta x'_a = x_{\Delta p} - x'_a$) и на полное испарение пристенной жидкостной пленки, что приводит

к дополнительному повышению паросодержания на выходе из канала на величину $\Delta x = \frac{D_{пл}}{D_{см}}$.

В общем случае на входе в канал может подаваться и не догретая до температуры насыщения вода, состояние которой характеризуется отрицательным паросодержанием.

Выходное паросодержание $x^0_{гр}$, при котором в этих условиях возникает кризис II рода, должно удовлетворять уравнению

$$x^0_{гр} = x_{\Delta p} + \Delta x = x_{\Delta p} + \frac{D_{пл}}{D_{см}}. \qquad (2)$$

Величина критической тепловой нагрузки вычисляется из уравнения баланса мощности

$$q^a_{кр} = \frac{3600 D_{пл} r}{\pi d l^a_{д.к}}, \qquad (3)$$

где $l^a_{д.к}$ — длина участка трубы, занятая микропленкой, *м*.

При более высоком входном паросодержании $x_b' > x_a'$ (точка b' на черт. 7) количество тепла, которое необходимо подвести к двухфазному потоку q_b для повышения его паросодержания до $x_{\Delta p}$, уменьшится, а, следовательно, сечение канала, в котором возникает дисперсный режим течения, сместится в сторону входного участка ($l^в_{д.к} > l^a_{д.к}$). Расход жидкости в пленке останется неизменным, так как повышение энтальпии на входе осуществлялось при неизменных p и ρw. Таким образом, как это следует из уравнений (2) и (3), повышение входного паросодержания от x_a' до $x_b' < x_{\Delta p}$ в парогенерирующей трубе длиной l приведет к снижению критической тепловой нагрузки $q_{кр}$ и не скажется на величине граничного паросодержания $x^0_{гр}$ (точка b'' на черт. 7).

Режиму $x_{вх} = x_{\Delta p}$ (точка c' на черт. 7) соответствует значение минимальной критической тепловой нагрузки

$$q_c = \frac{3600 D_{пл} r}{\pi d l}, \qquad (4)$$

которая может иметь место при выходном паросодержании $x^0_{гр}$ в трубе данной обогреваемой длины l. При входных паросодержаниях $x_d' > x_{\Delta p}$ (точка d' на черт. 7) сечение, в котором возникает дисперсный режим течения, сместится в зону до начала обогрева, и на вход в трубу начнет поступать микропленка с расходом $D^{d'}_{пл} < D^{c'}_{пл}$. В этих условиях выходное паросодержание $x_{гр}$ и критическая нагрузка определяются из выражений:

$$x_{гр} = x_{вх} + \frac{D^{d'}_{пл}}{D_{см}}; \qquad (5)$$

$$q_{кр} = \frac{3600 D^{d'}_{пл} r}{\pi d l}. \qquad (6)$$

Поскольку расход в пленке плавно снижается при возрастании паросодержания на входе в канал, то из уравнений (5) и (6) следует, что при увеличении входного паросодержания до некоторого предельного значения x_z' выходное паросодержание может достигнуть единицы, а критическая нагрузка снижается до вполне определенного для данной длины трубы минимального значения q_{min} (линия $c''\varepsilon''$ на черт. 7).

При отсутствии орошения этому предельному случаю соответствует кольцевой режим течения двухфазного потока на входе в обогреваемую трубу.

При $D_{ор}=0$ вид кривой $q_{кр}=f(x)$ в зоне действия кризиса II рода (линии *2* и *3*) зависит от величины $x^0_{гр}$ и длины трубы, которая определяет положение точек c'' и ε''.

С уменьшением весового расхода двухфазного потока (при $p=\text{const}$) граница возникновения кризиса II рода $x_{гр}$ смещается в область более высоких паросодержаний. Это приводит к трансформации кривой $q_{кр}=f(x)$, которая приобретает вид, аналогичный изображенному на черт. 6, *б*. При $\rho w<300$ *кг/м²·сек* и $p<100$ *кгс/см²* плавный характер зависимости $q_{кр}=f(x)$ (кризис I рода) сохраняется вплоть до весьма высоких паросодержаний ($x=0{,}95\div0{,}99$). Это свидетельствует о том, что в области малых значений ρw отсутствуют условия, необходимые для возникновения кризиса II рода. Для таких режимов течения зависимость $q_{кр}=f(x)$ изображена на черт. 6, *г*.

Аналогичная трансформация кривой $q_{кр}=f(x)$ имеет место и при изменении длины обогреваемого участка трубы. Из уравнений (2)—(6) следует, что при уменьшении l величина критической тепловой нагрузки в характерных точках c'' и ε'' увеличивается (черт. 6, *б*) и в пределе зависимость $q_{кр}=f(x)$ может приобрести вид, изображенный на черт. 6, *г*.

Таким образом, для коротких парогенерирующих труб могут существовать условия, при которых в области высоких паросодержаний разрушение микропленки (кризис I рода) наступает раньше, чем она успевает полностью испариться (кризис II рода).

Приведенные выше соображения о характере хода зависимости $q_{кр}=f(x)$ в зоне действия кризиса II рода ($x_{гр}\geqslant x^0_{гр}$) справедливы в том случае, когда отсутствует орошение стенок канала каплями жидкости из ядра потока. При наличии орошения ($x_{вх}<x_{\Delta p}$) условие возникновения кризиса теплообмена II рода определяется зависимостью (1), а граничное паросодержание и критическая тепловая нагрузка могут быть вычислены по выражениям:

$$x_{гр}=x_{\Delta p}+\frac{D_{пл}+D_{ор}}{D_{см}}; \qquad (7)$$

$$q_{кр}=\frac{3600r}{\pi dl}(D_{пл}+D_{ор}). \qquad (8)$$

Типичный вид кривой $q_{кр}=f(x)$ при наличии орошения показан на черт. 6, *д*.

6. К РАСЧЕТУ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

6.1. В РТМ приведены наиболее часто используемые при расчете оборудования АЭС зависимости для расчета сопротивления в трубах, каналах и пучках при обтекании их однофазным потоком, а также формулы для расчета сопротивления при течении двухфазного потока в трубах и продольно обтекаемых пучках.

В остальных случаях следует пользоваться нормами аэродинамического расчета котельных агрегатов, а также нормами гидравлического расчета паровых котлов.

7. К МЕТОДИКЕ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЕТОВ

7.1. При конструктивном расчете теплообменного аппарата по заданным расходам и температурам греющего и нагреваемого теплоносителей определяется тепловосприятие аппарата, далее рассчитываются температурный напор, коэффициент теплопередачи и величина поверхности теплообмена.

7.2. При поверочном тепловом расчете теплообменных аппаратов заданными являются величина и конструкция поверхности теплообмена, а определяются характеристики работы теплообменного аппарата при тех или иных изменениях расходов и параметров теплоносителей.

Поверочный расчет выполняется обычно методом последовательных приближений, причем тепловосприятия, определяемые из уравнения теплопередачи и из теплового баланса, не должны отличаться более чем на 2%, в противном случае производится дальнейшее уточнение поверочного теплового расчета. Окончательные значения температур и тепловосприятия принимаются по тепловому балансу.

7.3. Расчет теплообменных аппаратов должен обеспечить необходимую точность определения основных параметров, в первую очередь температуры нагреваемого теплоносителя на выходе из аппарата (для парогенераторов — температуры перегретого пара). При оценке точности расчета следует учитывать, что некоторые величины, лежащие в основе расчета, в частности коэффициенты теплоотдачи, вычисляются со сравнительно бо́льшей погрешностью.

Погрешность в определении коэффициента теплопередачи существенно снижается, так как термическое сопротивление стенки труб в теплообменных аппаратах АЭС, вычисляемое с высокой точностью, составляет в общем термическом сопротивлении значительную долю (50% и более).

7.4. Рекомендуется следующий порядок размещения расчетных данных:

исходные данные для расчета;
тепловой баланс аппарата;
расчет поверхности нагрева;
сводная таблица основных данных.

7.5. Типы парогенераторов, применяемые на АЭС, следующие:

а) парогенератор с многократной циркуляцией воды и с барабаном-сепаратором (см. черт. 44 РТМ). Конструктивно элементы парогенератора (экономайзер, испаритель и пароперегреватель) могут быть выполнены в одном корпусе или каждый элемент в самостоятельном корпусе;

б) парогенератор с испарителем погружного типа (см. черт. 45 РТМ). Конструктивно элементы парогенератора могут быть выполнены в виде отдельных корпусов; возможно выполнение экономайзера в виде кольцевых каналов, встроенных в барабан-испаритель;

в) прямоточный парогенератор, выполненный из гладких труб: греющий теплоноситель в трубах, вода и пар в межтрубном пространстве, греющий теплоноситель в межтрубном пространстве, вода и пар в трубах;

г) прямоточный парогенератор, выполненный из кольцевых каналов:

греющий теплоноситель в кольцевом канале, вода и пар во внутренней трубе кольцевого канала и в пространстве между кольцевыми каналами;

греющий теплоноситель во внутренней трубе и пространстве между кольцевыми каналами, вода и пар в кольцевом канале.

7.6. Исходные данные для расчета парогенератора выдаются на основании расчета тепловой схемы всей установки, выполненного с учетом выбранного типа парогенератора и потерь тепла в парогенераторе.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Условные обозначения 2

1. Тепловой расчет теплообменных аппаратов 5

1.1. Общие положения 5

1.2. Тепловой баланс 5

1.3. Расчет поверхности теплообмена 8

2. Определение коэффициентов теплоотдачи 16

2.1. Общие положения 16

2.2. Теплоотдача при течении жидкостей или газов в трубах и при продольном обтекании ими пучков гладких труб 21

2.3. Теплоотдача при течении жидкостей или газов в кольцевых каналах 26

2.4. Теплоотдача при поперечном обтекании жидкостью или газом пучков гладких труб 27

2.5. Теплоотдача при обтекании газом пучков оребренных труб . . 29

2.6. Теплоотдача жидких металлов 36

2.7. Теплоотдача и кризис теплообмена при кипении в объеме . . 41

2.8. Теплоотдача и кризис теплообмена при кипении в трубах и каналах 43

2.9. Теплоотдача при конденсации чистого водяного пара 56

2.10. Теплоотдача при конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов 61

3. Расчет гидравлических сопротивлений 64

3.1. Общие положения 64

3.2. Сопротивление при движении однофазной среды 65

3.3. Коэффициенты сопротивления трения 66

3.4. Коэффициенты сопротивления поперечно обтекаемых пучков гладких и оребренных труб 67

3.5. Коэффициенты местных сопротивлений 73

3.6. Сопротивление при движении двухфазной среды 80

4. Рекомендации по методике теплового расчета 84

4.1. Расчет теплообменников 84

4.2. Расчет парогенераторов с многократной циркуляцией и барабаном-сепаратором 85

4.3. Расчет парогенераторов с испарителем погружного типа . . . 90

4.4. Расчет прямоточных парогенераторов, выполненных из гладких труб с движением греющего теплоносителя в межтрубном пространстве 91

4.5. Расчеты прямоточных парогенераторов с кипением воды в кольцевых каналах 91

Стр.

4.6. Расчеты конденсаторов при конденсации чистого пара в трубах . 95

4.7. Расчет конденсаторов при конденсации чистого пара на наружной поверхности труб горизонтального пучка 99

4.8. Расчет конденсаторов при конденсации водяного пара в присутствии неконденсирующихся газов на трубах горизонтальных пучков 100

Приложение. Справочные и вспомогательные материалы 105

1. Теплообменные аппараты и схемы атомных энергетических установок 105

2. Теплоносители и рабочие тела 110

3. К расчету поверхности теплообмена 111

4. К определению коэффициентов теплоотдачи 114

5. К расчету критической тепловой нагрузки 117

6. К расчету гидравлических сопротивлений 122

7. К методике тепловых расчетов 122

Ответственный за выпуск *В. С. Розанова.*

Редактор *Л. П. Коняева.*

Техн. ред. *Н. П. Белянина.* Корректоры: *Г. Х. Макарова и В. Н. Шонурова*

Сдано в набор 27.09.73. Подп. к печ. 8.04.74. Форм. бум. 60×90¹/₁₆.
Объем 7⁷/₈ печ. л. Тираж 500. Заказ 674. Цена 1 р. 58 к.

Группа полиграфических работ ОНТИ ЦКТИ им. И. И. Ползунова.
194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24.

gost.e-ecolog.ru