

2

факультет

***Эксплуатация
теплоэнергетического
оборудования БАЭС***

(ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ
РЕГЕНЕРАТИВНЫХ И
СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ)

Виды расчётов

Тепловые расчеты подогревателей
могут выполняться:

- поверочные:
- конструкторские.

Конструкторский расчёт -

определение поверхности нагрева,
конструктивные размеры
подогревателя.

Поверочный расчёт - определение
температуры одного из теплоносителей
или величины подогрева.

Исходные данные

Исходные данные принимаются из:

- расчёта тепловой схемы ;
- данных испытаний.

К ним относятся:

- ***расход*** и параметры греющего пара;
- ***расход*** нагреваемой воды;
- ***давление*** нагреваемой воды на входе в подогреватель;
- ***температура*** нагреваемой воды на входе в подогреватель.

Уравнение теплового баланса

В основе теплового расчета лежат уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи.

Для условий, когда одним из теплоносителей является пар, а другим – вода, уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q = G (h_{\text{в}}^I - h_{\text{в}}^{II}) = D_{\text{п}} (h_{\text{п}} - h_{\text{др}}) \eta \quad (1)$$

Здесь:

Q – поток теплоты, передаваемой нагреваемой среде в подогревателе, кВт;

G, D – расходы пара и воды, кг/с;

$h_{\text{в}}^I, h_{\text{в}}^{II}$ – удельные энтальпии нагреваемой воды на выходе и на входе в подогреватель, кДж/кг;

$h_{\text{п}}, h_{\text{др}}$ – удельные энтальпии греющего пара на входе в подогреватель и конденсата греющего пара (дренажа) на выходе из подогревателя соответственно, кДж/кг; η – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду (равен 0,98 – 0,99).

Поверхность нагрева

Поверхность нагрева определяется из уравнения теплопередачи

$$Q = kF \Delta t_{\text{ср}} \quad (2)$$

Здесь:

k – коэффициент теплопередачи, кВт/м²К;

$\Delta t_{\text{ср}}$ – средний температурный напор для поверхности нагрева, К.

Особенности сетевых подогревателей

***Расчеты регенеративных и сетевых
подогревателей идентичны.***

У сетевых подогревателей
***отсутствуют охладители пара и
дренажа,***

в связи с чем их расчёт упрощается.

Уравнение для регенеративного подогревателя

Для регенеративного подогревателя, в котором предусмотрены охладитель пара и охладитель конденсата (дренажа) греющего пара, поток теплоты равен

$$Q = Q_{\text{п.о}} + Q_{\text{с.п}} + Q_{\text{о.д}} \quad (3)$$

Здесь:

- количество теплоты, передаваемой в охладителе пара

$$Q_{\text{п.о}} = G_{\text{п.о}} (h_{\text{п.о}}^{\text{II}} - h_{\text{п.о}}^{\text{I}}) = D_{\text{п}} (h_{\text{п}} - h_{\text{п.о}}) \eta_{\text{п}} = k_{\text{п.о}} F_{\text{п.о}} \Delta t_{\text{ср}} \quad (4)$$

- количество теплоты, передаваемой в собственно подогревателе

$$Q_{\text{с.п}} = G_{\text{с.п}} (h_{\text{с.п}}^{\text{II}} - h_{\text{с.п}}^{\text{I}}) = D_{\text{п}} (h_{\text{п.о}} - h_{\text{н}}^{\text{в}}) \eta_{\text{п}} = k_{\text{с.п}} F_{\text{с.п}} \Delta t_{\text{ср}} \quad (5)$$

- количество теплоты, передаваемой в охладителе дренажа

$$Q_{\text{о.д}} = G_{\text{о.д}} (h_{\text{о.д}}^{\text{II}} - h_{\text{о.д}}^{\text{I}}) = D_{\text{п}} (h_{\text{н}}^{\text{в}} - h_{\text{др}}^{\text{в}}) \eta_{\text{п}} = k_{\text{о.д}} F_{\text{о.д}} \Delta t_{\text{ср}} \quad (6)$$

Примечание к предыдущим уравнениям

В уравнениях (4) - (6)

h слева – удельные энтальпии нагреваемой среды (воды) на входе и выходе в подогреватели;

h справа – удельные энтальпии пара на входе и выходе из каждого отсека

$(h_{п} - \text{пар на входе в подогрев};$

$h_{п.о} - \text{пар на выходе из пароохладителя};$

$h^{\text{в}}_{н} - \text{пар в состоянии насыщения,}$

$h^{\text{в}}_{др} - \text{конденсат пара)}.$

При проведении тепловых расчетов количество теплоты, передаваемой в отдельных элементах подогревателей, оценивается по температуре греющей и нагреваемой сред.

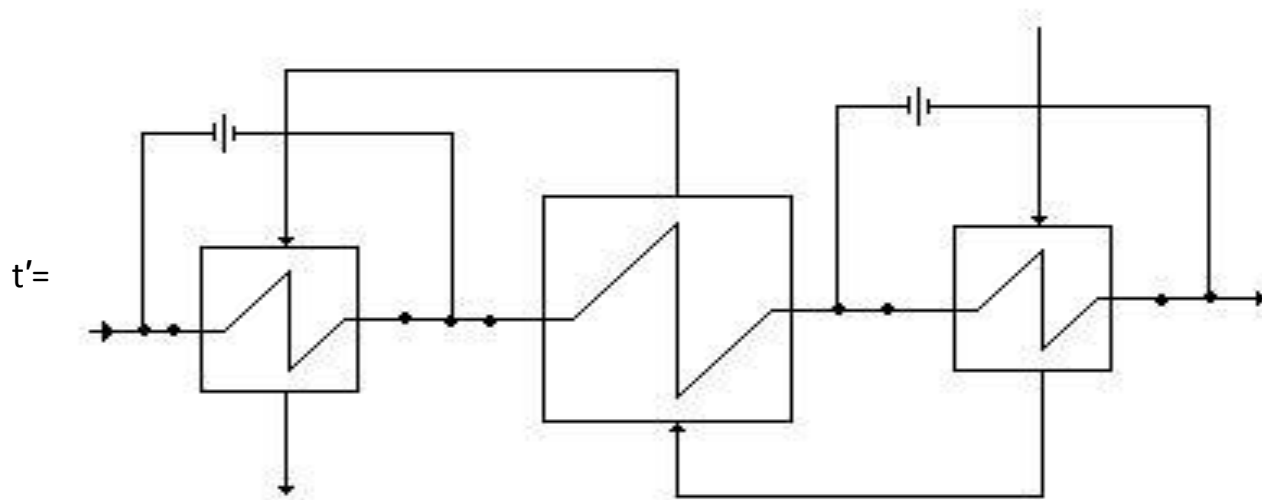
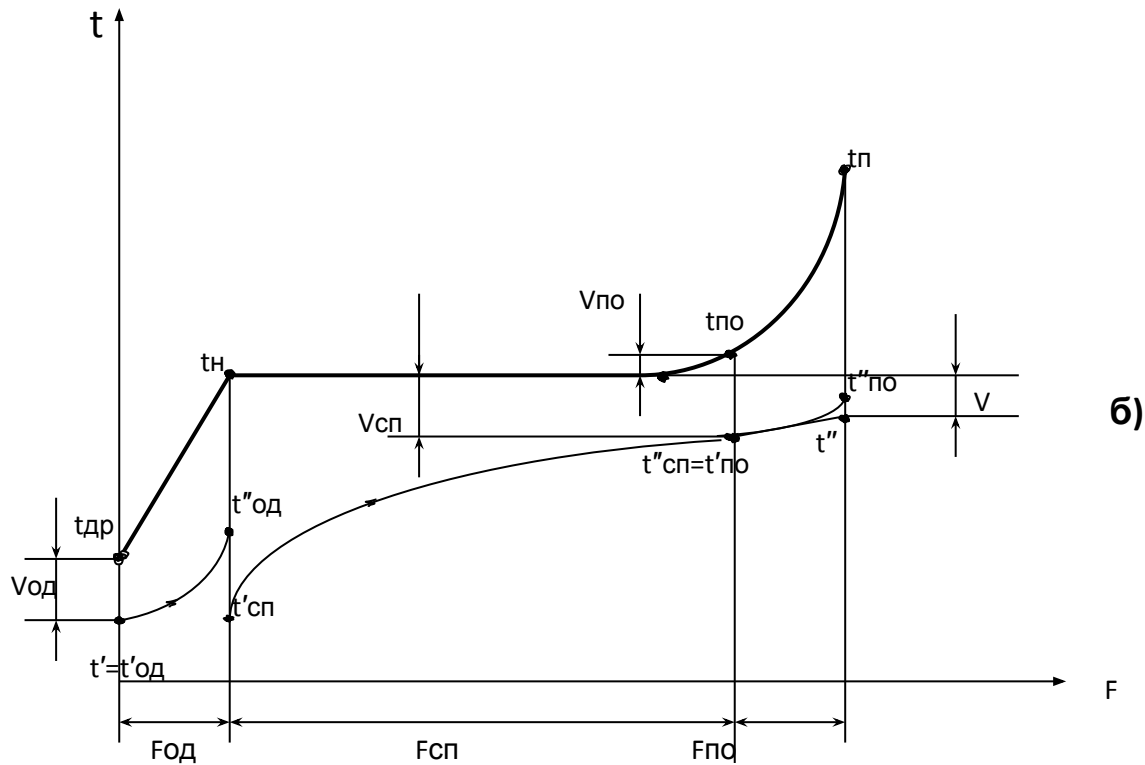


Схема движения сред (а) и температурный график теплоносителей (б)



Температура воды на выходе из охладителя пара

Температура воды на выходе из
охладителя пара $t_{п.о}$ может приниматься
по температуре насыщения t_H :

$$t_{п.о} = t_H + (10 - 25) \text{ } ^\circ\text{C},$$

а температура среды на выходе из
охладителя конденсата

$$t_{др} = t'_в + (5 - 10) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температуру греющей среды

Для собственно подогревателя

температуру греющей среды можно
принять

постоянной и ***равной температуре
насыщения при давлении греющего
пара.***

Уменьшения габаритов охладителя конденсата и охладителя пара

Для уменьшения габаритов охладителя конденсата и охладителя пара через них пропускается только часть поступающей в подогреватель воды (**10 – 20** %).

Температура воды на входе и выходе

После смешения потоков воды за охладителем конденсата

температура воды на входе в собственно подогреватель $t''_{\text{с.п}}$ становится ниже $t''_{\text{о.д}}$.

Аналогично при принятой схеме включения охладителя пара

температура воды на выходе из подогревателя $t''_{\text{с.п}}$ будет ниже $t''_{\text{о.п}}$.

Температура воды и температурный напор

Недогрев воды до температуры насыщения в собственно подогревателе
и

минимальные температурные напоры в охладителях пара и конденсата выбираются ***на основании технико-экономических расчетов.***

Примечание для температурных напоров

Уменьшение температурных напоров приводит к повышению тепловой экономичности блока

(за счет более полного использования теплоты отборного пара),

но сопровождается ростом металлозатрат и капиталовложений в подогреватели.

Рекомендуются следующие температурные напоры:

<i>Минимальный температурный напор</i>	<i>ПВД</i>	<i>ПНД</i>
$\Delta t_{\text{о.п}}$	10 - 15	7 - 12
$\Delta t_{\text{с.п}}$	3 - 5	2 - 4
$\Delta t_{\text{о.к}}$	6 - 10	3 - 6

Средний температурный напор

Средний температурный напор для поверхностей нагрева отдельных элементов и подогревателя в целом определяется как среднелогорифмический;

т. е.

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

Разность температур

Здесь большие и меньшие температурные разности ***определяются в соответствии с графиком (на рисунке 1):***

для собственно ***подогревателя***

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{н}} - t'_{\text{с.п}}, \Delta t_{\text{м}} = t_{\text{н}} - t''_{\text{с.п}},$$

для охладителя пара (при противотоке)

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{н}} - t''_{\text{в}} \text{ и } \Delta t_{\text{м}} = t''_{\text{о.п}} - t'_{\text{с.п}},$$

для ***охладителя конденсата***

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{н}} - t'_{\text{к}} \text{ и } \Delta t_{\text{м}} = t''_{\text{к}} - t'_{\text{с.п}},$$

Теплоотдача через стенку трубы

Для тонкостенных труб, применяемых в регенеративных подогревателях, с достаточной степенью точности можно определить коэффициент теплопередачи по формуле для плоской стенки

$$k = (1/\alpha_1 + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + \delta_н/\lambda_н + 1/\alpha_2)^{-1} \quad (8)$$

Здесь:

α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке труб и от стенки к нагреваемой среде соответственно, Вт/ м² К;

$\delta_{ст}$, $\lambda_{ст}$, $\delta_н$, $\lambda_н$ – соответственно толщины стенки труб и слоя накипи, м, и коэффициенты теплопроводности металла и накипи, Вт/ м К.

Сопротивление стенки

При расчёте регенеративных
подогревателей

***термическим сопротивлением
стенки можно пренебречь,***

а накипь на стенках труб практически
всегда отсутствует.

Поверхность теплообмена

Поверхность теплообмена

подогревателя F определяется из уравнения теплопередачи.

Для подогревателей принято определять её значения ***по наружному диаметру труб*** F_H :

$$F_H = (Q/k\Delta t_{cp}) * (d_H/d_p) \quad (9)$$

Где значение:

$$d_p = d_{вн} \text{ при } \alpha_1 \gg \alpha_2;$$

$$d_p = 0,5 (d_{вн} + d_H) \text{ при } \alpha_1 \approx \alpha_2 \text{ и}$$

$$d_p = d_H \text{ при } \alpha_1 \ll \alpha_2.$$

Определение k (коэффициент теплоотдачи)

Для определения k и последующего определения F_n необходимо вычислить α_1 и α_2 .

При **определении коэффициентов теплоотдачи** важным является значение условий теплообмена и состояния теплопередающих сред.

Например,

в охладителе пара и конденсата теплообмен протекает **без изменения агрегатного состояния вещества.**

В собственно подогревателе агрегатное состояние пара изменяется.

Для всех элементов регенеративных подогревателей характерно вынужденное движение нагреваемой среды, при этом **режим движения, как правило, турбулентный.**

Продольное омывание

Теплообмен с однофазной средой при течении внутри труб и в каналах произвольной формы поперечного сечения (продольное омывание) при $l/d_3 > 40$ и турбулентном режиме ($Re > 10^4$) характеризуется уравнением

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \quad (10)$$

Здесь :

$Nu = \alpha d_3 / \lambda$ - число Нуссельта,

в состав которого входит искомый коэффициент теплоотдачи;

d_3 – определяющий размер: при течении среды в трубах используется внутренний диаметр $d_{вн}$, а при продольном обтекании труб и каналов – эквивалентный диаметр $d_3 = 4f/P$,

Где:

P – смоченный периметр;

f – площадь поперечного сечения канала, m^2 .

Число Рейнольдса $Re = wd_3/v$

определяет режим движения среды, где w – скорость, m/c , и v – коэффициент кинематической вязкости, m^2/c .

Число Прандтля $Pr = v/a$ характеризует физические свойства среды, где a – коэффициент её теплопроводности, m^2/c .

Индексы «ж» и «ст» при числе Pr указывают на значения температуры, при которой определяется это число.

При нагревании воды или пара температура стенки труб близка к температуре среды и значение $Pr_{ст}$ оказывается близким значению $Pr_{ж}$.

Отношение $Pr_{ж}/Pr_{ст}$ в этом случае принимают равным 1.

Изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы

При развитом турбулентном движении жидкости ($Re < 10^4$) в трубах и прямолинейных каналах некруглого сечения с достаточной степенью точности можно использовать вместо (10) уравнение вида

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \varepsilon_l \quad (11)$$

Коэффициент ε_l учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы.

Если $l/d_э \geq 50$, то $\varepsilon_l = 1$,

при $l/d_э < 50$ значения ε_l даны в таблице (1).

Значения коэффициента ε , в формуле (11)

Re	l/d_3							
	1	2	5	10	15	20	30	40
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01

Уравнение (11) с поправкой

Для определения коэффициента теплоотдачи при движении жидкости в спиральных трубах, применяющихся в ПВД, в уравнение вводится **поправка на турбулизацию потока за счет его поворота.**

Уравнение (11) в этом случае

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} (1 + 11,11 D_{вн} n_{в} n_{п} / l_{сп}) \quad (12)$$

Где:

$D_{вн}$ – внутренний диаметр наименьшего витка спирали, м;

$n_{в}$ – число витков в одной плоскости спирали;

$n_{п}$ – число полостей у спиральной трубы (одинарная или двойная спираль);

$l_{сп}$ – длина спирали, м.

Средняя расчётная температура теплоносителя

Входящие в числа подобия
теплофизические параметры сред
определяются

при средней расчётной температуре
теплоносителя

$$t_{\text{ср}} = t_{\text{вых}} + (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}) (\Delta t_{\text{ср}} - \Delta t_{\text{м}}) / (\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}) \quad (13)$$

Коэффициент теплоотдачи

В условиях движения жидкости, когда значения числа Re оказываются меньшим 2200 (ламинарное течение) коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Gr^{0,1} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25} \epsilon_l \quad (14)$$

Здесь:

$Gr = \beta g d^3 \Delta t / \nu^2$ – число Грасгофа;

Δt – разность между температурами стенки и теплоносителя, °С;

$\beta = 1/t$ – коэффициент объемного расширения, $1/^\circ\text{C}$.

При значении числа $Re = 2200 - 10^4$ (переходный режим движения жидкости) коэффициент теплоотдачи определяется из выражений (11) или (12) с учётом поправки ϕ , значение которой определяется из ***табл. 2.***

Значения поправочного коэффициента ϕ к уравнениям (11) и (12)

Re	2200	2300	2500	3000	3500	5000	6000	7000	10000
ϕ	0,22	0,35	0,45	0,59	0,7	0,86	0,91	0,96	0,99

Уравнение для определения коэффициента теплоотдачи

В охладителях пара и конденсата передача теплоты к поверхности нагрева происходит **без изменения агрегатного состояния пара** при внешнем поперечном омывании пучков прямых или спиральных труб.

При турбулентном течении пара ($Re > 6 \cdot 10^3$) уравнение для определения коэффициента теплоотдачи имеет вид:

$$Nu = C \cdot \varepsilon_z \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{S_1 - d_H}{S_2 - d_H} \right)^p \quad (5.15)$$

Здесь:

S_1, S_2, d_H – шаги труб в поперечном и продольном направлениях потока и наружный диаметр труб соответственно, м;

ε_z – коэффициент, учитывающий влияние количества рядов труб z вдоль потока (для подогревателей ТЭС $z > 20$; $\varepsilon_z = 1$).

Значения коэффициента C и показателей степени m, n и p принимаются из табл. 3.

Значения коэффициента C и показателей степени m , n и p принимаются из табл. 3.

Характеристика пучка труб	C	m	n	p
Коридорный из гладких прямых труб	0,2	0,64	0,35	0
Шахматный или спиральный	0,305	0,6	0,35	0,25
Спиральный при $Re > 10^5$	0,027	0,84	0,4	0

Поправка для гладкотрубного пучка труб

27

Для гладкотрубного пучка труб, наклоненного к потолку под углом ϕ , выражение (15) дополняется поправкой

$$\varepsilon_{\psi} = 0,25 \sin(2\phi - 70) + 0,75.$$

При смешанном (продольном и поперечном) омывании пучков труб коэффициент теплоотдачи определяется отдельно для каждой части пучка и усредняется:

$$\alpha = \frac{\alpha_{\text{поп}} \cdot F_{\text{поп}} + \alpha_{\text{прод}} \cdot F_{\text{прод}}}{F_{\text{поп}} + F_{\text{прод}}} \quad (5.16)$$

Выбор скорости движения среды

Для расчета теплообмена в элементах подогревателей, где изменение агрегатного состояния теплоносителей не происходит, необходимо выбрать скорость движения среды (после определения конструктивных размеров подогревателя скорость уточняется).

Скорость движения теплоносителей выбирается на основании технико-экономических расчетов.

Увеличение скорости улучшает условия теплообмена, что приводит к снижению требуемой поверхности нагрева, т.е. снижению стоимости регенеративных подогревателей.

В то же время с увеличением скорости возрастает гидравлическое сопротивление движению жидкости, что приводит к возрастанию мощности, затрачиваемой на перекачивание.

Оптимальные значения скорости в значительной степени зависят от стоимости топлива и давления в трубной системе.

Для ПНД значения скорости принимаются 1,7-2,2 м/с при дешевом топливе и 1,5-1,8 м/с при дорогом; для ПВД соответственно 1,6-1,9 и 1,5-1,7 м/с.

Примечание

В регенеративных подогревателях можно считать, что теплообмен происходит почти в неподвижном паре.

Главными условиями теплообмена в этом случае являются скорость стекания и толщина пленки конденсата, образующегося на трубах.

Режим течения пленки конденсата

Режим течения пленки конденсата

определяется числом Рейнольдса

$$Re_k = 10^{-3} q l / g \mu_k r \quad (17)$$

Здесь

$q = Q/F$ – средняя плотность теплового потока через поверхность нагрева, Вт/м²;

l – высота участка труб между соседними перегородками, м;

μ_k – коэффициент динамической вязкости пленки конденсата, н*с/м²;

r – удельная теплота конденсации пара, кДж/кг.

Медленно движущегося пара

При пленочной конденсации чистого медленно движущегося пара при $Re_k < 100$ определение коэффициента теплоотдачи можно производить из выражения

$$d_1 = C \cdot A \cdot \left(\frac{r}{l \cdot \Delta t_1} \right)^{0.25} \quad \varepsilon_r = b \cdot \left(\frac{1}{\Delta t_1} \right)^{0.25} \quad (5.18)$$

где $A = \left[\frac{(\lambda_k)^3 \cdot \rho_k \cdot (\rho_k - \rho_H) \cdot g}{\mu_k} \right]^{0.25}$; l_k и r_k - коэффициент теплопроводности

и плотность конденсата;

ρ_H - плотность пара; коэффициент C для вертикальных труб равен 1,13; ε_r - поправка на шероховатость и загрязнение внешней поверхности труб (для латунных и нержавеющей труб $\varepsilon_r=1$, для стальных цельнотянутых труб $\varepsilon_r=0,8$);

$\Delta t_1 = t_H - t_{ср}^{cp}$ - средний перепад температур в пограничном слое со стороны греющего пара; b - комплекс физических величин.

Значение коэффициента теплоотдачи

При $Re_k > 100$ значение коэффициента теплоотдачи определяется из выражения:

$$\alpha_1 = \lambda_k \cdot \left[\frac{g}{(v_k)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{0.16 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re_k}{Re_k - 100 + 0.63 \cdot Pr_k} \cdot \varepsilon \quad (5.19)$$

Здесь $\varepsilon = \frac{1 + 0.013 \cdot \left[\rho_{п} \cdot (\omega_{п})^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{(\rho_k)^{\frac{1}{2}} \cdot (gv)^{\frac{1}{3}}}$ учитывает влияние массовой скорости

пара на условия теплообмена.

Для многорядных коридорных и шахматных пучков горизонтальных труб (с числом рядов n) средний коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \alpha_1 n^{-0.25} \quad (5.20)$$

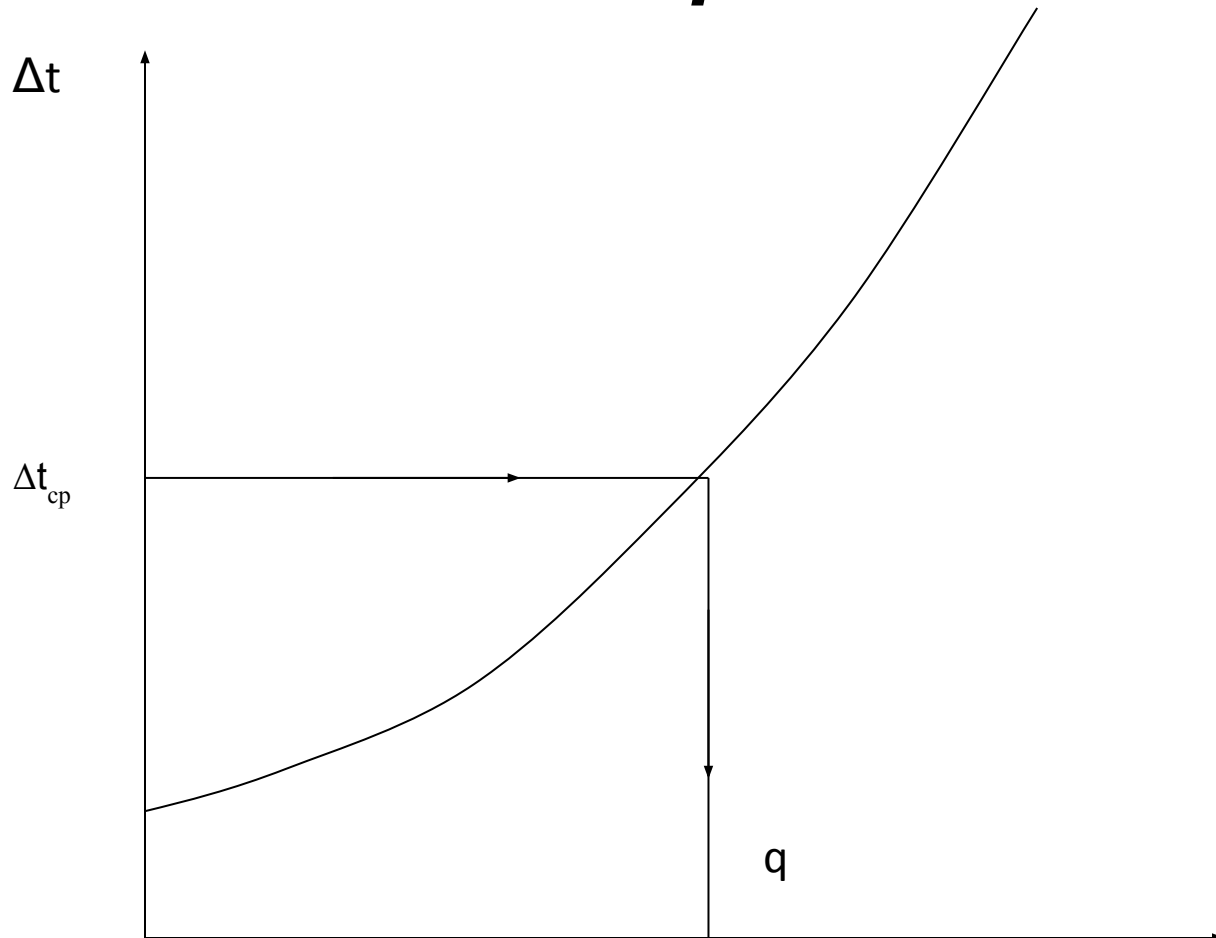
Температура стенки поверхности нагрева

При ***определении α_1*** важным является ***знание температуры стенки поверхности нагрева.***

Определение ее проводится методами последовательных приближений или графоаналитическим.

Сущность последнего ***сводится к графическому решению уравнения*** для плотности потока через стенку трубы.

Графоаналитическое определение плотности теплового потока в зависимости от температурного напора



Плотность теплового потока

Выражение для плотности теплового потока можно записать в виде:

$$q = b\Delta t_{1}^{0.75} \quad (21)$$

Определение температурного напора

Из (5.21) следует, что $\Delta t_1 = \left(\frac{q}{b}\right)^{\frac{4}{3}}$ и, учитывая, что значение

$$\Delta t_{\text{СТ}} = \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} \cdot q, \text{ а } \Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} \text{ получаем}$$

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_{\text{СТ}} + \Delta t_2 = b \cdot q^{\frac{4}{3}} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} \cdot q + \frac{q}{\alpha_2} \quad (5.22)$$

Решение из графика

Вид графического решения уравнения (5.22). показан на рис.2.

Используя эту зависимость для найденного из выражения (18) $\Delta t_{\text{ср}'}$, определяют величину q .

По найденному значению q легко определить значения Δt_1 , Δt_2 и $\Delta t_{\text{ср}'}$, коэффициент теплоотдачи α_1 ,

а затем коэффициент теплопередачи $k=q/\Delta t$

и необходимую поверхность нагрева F .

Литература

1. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей.- М.: Теплоэлектропроект, 1981.
2. Паровые котлы большой мощности. Отраслевой каталог 20-90-07.- М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1990.
3. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции.- М.: Энергоатомиздат, 1987.
4. Малющенко В.А., Михайлов А.К. Энергетические насосы. Справочное пособие.- М.: Энергоиздат, 1981.
5. Смирнов А.Д., Антипов К.М. Справочная книжка энергетика.- М.: Энергоатомиздат, 1987.
6. Тепловые и атомные электрические станции. Справочник./ Под ред. В.А. Григорьева, В. М. Зорина.- М.: Энергоатомиздат, 1989.
7. Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. Вспомогательное оборудование тепловых электрических станций.- М.: Энергоатомиздат, 1989.
8. Аэродинамический расчет котельный установок. Нормативный метод. – Л.: Энергия, 1977

ФИНИШ