

## Темы 4-5 (2 час, лекция 1)

### Лекция 16

**Теплопередача со сложным теплообменом.** Сложный теплообмен как совокупность одновременно протекающих процессов теплопроводности, конвекции и излучения. Теплопередача со сложным теплообменом на границах: расчет теплотерь трубопроводов, газоходов и т.п., расчет теплопередачи в пучках трубок; расчет сложного теплообмена внутренних поверхностей каналов с движущимся внутри них диатермичным газом при неодинаковых температурах стенок.

**Теплообменные аппараты.** Общие сведения. Назначения теплообменников. Их классификация по принципу действия. Основы теплового и гидравлического расчета теплообменников; конструкторский и поверочный расчет. Уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи. Средний температурный напор. Определение среднего температурного напора для основных схем движения теплоносителей. Сравнение прямотока и противотока. Определение поверхности теплообмена при переменном коэффициенте теплопередачи. Вычисление конечной температуры теплоносителей. Выражение для полного падения давления в теплообменнике. Затраты напора, обусловленные ускорением потока и преодолением гидростатического давления столба жидкости. Мощность, необходимая для перемещения теплоносителя.

## Сложный или комбинированный теплообмен

Излучение играет существенную роль наряду с теплопроводностью и конвекцией.

$$\operatorname{div}(\bar{q}_T) + \operatorname{div}(\bar{q}_K) + \operatorname{div}(\bar{q}_R) = 0$$

Полная система дифференциальных и интегродифференциальных уравнений не может быть решена аналитически.

Даже для численного решения принимают ряд упрощающих предпосылок - и результаты расчетов лишь приблизительный, оценочный характер.

Можно выделить три разновидности сложного теплообмена:

- Радиационный теплообмен между потоком излучающего газа и стенками канала;
- Радиационно-кондуктивный теплообмен;
- Радиационно-конвективный теплообмен.

**Радиационный теплообмен между потоком излучающего газа и стенками канала.**

**Обычно** пренебрегают теплопроводностью и конвекция - только в направлении движения потока.

В отличие от упрощенной задачи, рассмотренной ранее (неподвижный газ, постоянная по объему температура газа), здесь учитывается **неравномерное распределение температуры газа по сечению канала и по его длине**, возникающее из-за теплообмена.

При этом количество переданной излучением теплоты **не растет монотонно с ростом степени черноты газового объема**, а имеет **максимальное значение** при некотором ее значении. Уменьшение количества передаваемой теплоты при большой поглощательной способности среды объясняется тем, что охладившиеся пристенные слои малопрозрачного газа выполняют роль экрана, не пропуская на холодную стенку излучение срединных слоев газа.

## Радиационно-кондуктивный теплообмен.

Теплота переносится от одной твердой поверхности к другой через неподвижную поглощающую (в общем случае и рассеивающую) среду как излучением, так и теплопроводностью.

В случае нерассеивающей среды задача характеризуется пятью безразмерными параметрами:

- ❖ характерной оптической толщиной слоя среды  $k \cdot l$ ;
- ❖ степенями черноты поверхностей  $\varepsilon_{ст1}$  и  $\varepsilon_{ст2}$ ;
- ❖ относительной температурой «холодной» поверхности  $\Theta = \frac{T_2}{T_1}$ ;
- ❖ параметром  $N = \frac{1}{Ki} = \frac{\lambda k}{4\sigma(T_1)^3}$ .

$N$  характеризует взаимную интенсивность переноса теплоты теплопроводностью и излучением:

$N \rightarrow \infty$  - теплота переносится только теплопроводностью;

$N \rightarrow 0$  - теплота переносится только излучением.

Сравнительно простые решения получаются лишь для некоторых предельных случаев:

**Оптически тонкий слой  $k \cdot l \rightarrow 0$ .** Излучение не поглощается в среде, а переносится от одной поверхности к другой, как в случае диатермичной среды.

Полный тепловой поток находят простым суммированием лучистого и кондуктивного потоков:

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{\text{ст1}}} + \frac{1}{\epsilon_{\text{ст2}}} - 1} c_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] + \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2)$$

**Оптически толстый слой  $k \cdot l \rightarrow \infty$ .** Влияние радиационных свойств поверхностей простирается в глубь объема на расстояние, много меньшее, чем характерный размер системы, а характеристики поля излучения в любой точке объема зависят лишь от условий в непосредственной близости от этой точки. Вследствие этого уравнения переноса излучения из интегродифференциальных превращаются в дифференциальные.

В этом случае полный поток складывается из радиационного и кондуктивного потоков. Однако в отличие от радиационный поток выражается теперь иначе. Для плоского слоя выражение имеет вид:

$$q = \frac{4}{3} \cdot \frac{c_0}{k \cdot \delta} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] + \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2)$$

**Конечная оптическая толщина слоя (общий случай).** Излучение от поверхности глубоко проникает в объем среды, частично поглощается, что и оказывает влияние на распределение температуры. Это, в свою очередь, изменяет условия передачи теплоты теплопроводностью, и в результате суммарный тепловой поток уже не может быть получен простым суммированием радиационного и кондуктивного потоков, подсчитанных независимо один от другого. Выбор того или иного метода решения системы интегродифференциальных уравнений в значительной степени зависит от конкретных условий задачи.

**Радиационно-конвективный теплообмен.** Наиболее сложный случай - уравнения переноса лучистой энергии должны решаться совместно с уравнениями движения и конвективного теплообмена. До настоящего времени только попытки проанализировать упрощенные случаи. Для практических расчетов используют принцип независимости конвективного и лучистого потока друг от друга (верный, если один из них значительно меньше другого) - для учета теплоотдачи излучением к коэффициенту теплоотдачи конвекцией  $\alpha_K$ , подсчитанному без учета влияния радиационного теплообмена на профили скорости и температуры, прибавляют условный коэффициент теплоотдачи излучением  $\alpha_L$ , так что коэффициент теплоотдачи от газов к наружной поверхности труб выражается как:  $\alpha = \alpha_K + \alpha_L$ .

$$\operatorname{div}(\bar{q}_T) + \operatorname{div}(\bar{q}_K) + \operatorname{div}(\bar{q}_R) = 0; \quad \bar{q}_T = -\lambda \nabla T; \quad \bar{q}_K = \rho \cdot c_p \cdot \vec{w} \cdot T; \quad \bar{q}_R = -\lambda_R \nabla T = -\frac{16c_0 T^3}{300 \cdot k} \nabla T.$$

Решение часто в безразмерном виде относительно КРИТЕРИЕВ ПОДОБИЯ.

### Основные критерии подобия радиационного теплообмена.

Число Больцмана характеризует радиационно-конвективный теплообмен:  $Bo = \frac{\rho c_p w}{\sigma_0 T^3}$

Число Кирпичева характеризует радиационно-кондуктивный теплообмен:

$$Ki = \frac{\sigma_0 T^3}{\lambda k}, \quad k - \text{коэффициент ослабления среды.}$$

Число Старка характеризует тепловой баланс на границе тело-среда:

$$St = \frac{\sigma_0 T^3 l_0}{\lambda_c}, \quad \lambda_c - \text{относится к телу, } T, l_0 - \text{характерные для процесса.}$$

Число Бугера характеризует оптическую плотность среды:

$$Bu = \bar{k} \cdot l_0, \quad \bar{k} - \text{средний коэффициент ослабления среды.}$$

# ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной среды к другой (часто имеются в виду горячий и холодный теплоносители), называются **теплообменными аппаратами (теплообменниками)**.

По способу передачи теплоты различают смесительные (иногда объемные) и поверхностные теплообменники.

В **смесительных теплообменных аппаратах** (градирнях, конденсаторах, скрубберах и др.) теплообмен происходит при непосредственном смешении теплоносителей. В этих теплообменных аппаратах теплопередача протекает одновременно с массообменом.

К объемным часто относят **теплообменные аппараты с внутренними источниками теплоты**. В них иногда происходит изменения качественное и количественное изменение массы (всей или компонента – химические, ядерные реакции) либо проходит объемное выделение тепла за счет проходящего по объему аппарат электрического тока.

Используются смесительные теплообменники для легко разделяющихся теплоносителей: газ – жидкость, вода – масло, газ – дисперсный твердый материал.

К **поверхностным теплообменным аппаратам** относятся **регенеративные** и **рекуперативные** теплообменные аппараты.

В **регенеративных** теплообменных аппаратах одна и та же поверхность нагрева омывается то горячей, то холодной жидкостью. При протекании горячей жидкости теплота воспринимается стенками аппарата или насадкой и в них аккумулируется, при протекании же холодной жидкости эта аккумулированная теплота передается холодной жидкости. Примером таких аппаратов являются регенераторы мартеновских и стеклоплавильных печей, воздухоподогреватели доменных печей, специальные воздухоподогреватели и т. п. Они разделяются на тех, в которых:

- твердый материал насадки остается неподвижным, а через него попеременно проходит то греющий, то нагреваемый теплоносители.
- твердая насадка постоянно вращается и поочередно проходит отсеки, через которые пропускается греющий и нагреваемый теплоносители.

В **рекуперативных** теплообменных аппаратах греющая и нагреваемая жидкости (теплоносители) протекают одновременно и теплота передается через разделяющую их стенку (батареи отопления, паровые котлы, испарители, поверхностные конденсаторы, водяные экономайзеры и т. п.).

Преимуществами рекуператоров :

- Герметичность;
- Возможность работы при значительных разностях давления греющей и нагреваемой сред.

Преимуществом регенераторов:

- Компактность.

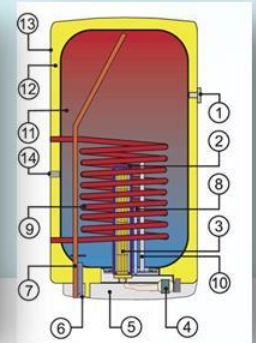
Преимуществом аппаратов смешения:

- Компактность;
- Простота.

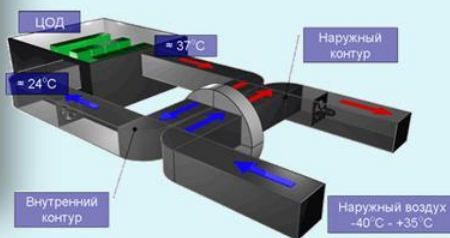
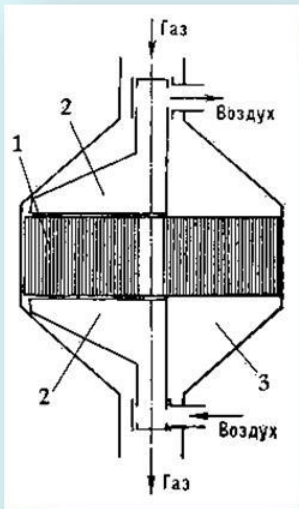


# С внутренними источниками теплоты

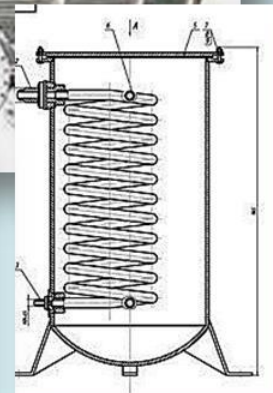
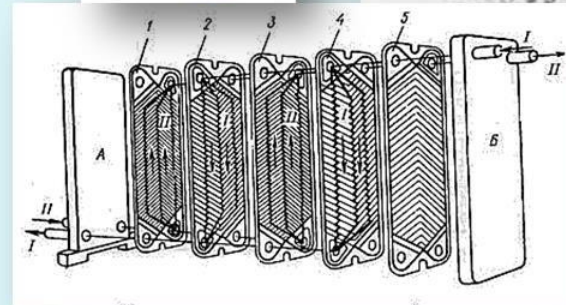
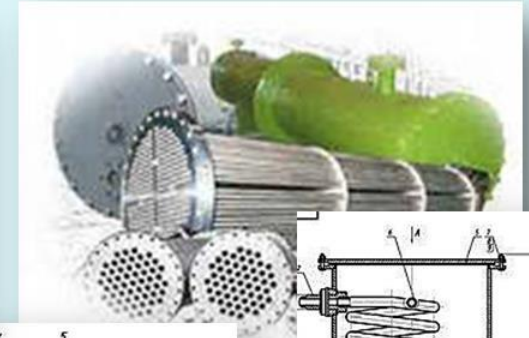
## Смесители



## Регенераторы



## Рекуператоры



# Основы теплового расчета рекуперативных теплообменных аппаратов

В зависимости от постановки задачи тепловой расчет теплообменных аппаратов может быть конструктивным или поверочным.

Если заданными являются параметры теплоносителей (скорость, плотность, температуры на входе и на выходе из теплообменного аппарата) и требуется определить размеры теплообменника, расчет называется **конструктивным**.

Если же размеры теплообменника известны, а требуется определить параметры теплоносителей, то расчет называется **поверочным**.

Основными уравнениями для расчета теплообменников являются:

- ❖ уравнение массового расхода теплоносителей;
- ❖ уравнение теплового баланса;
- ❖ уравнение теплопередачи.

**Уравнение массового расхода** теплоносителей основывается на законе сохранения и изменения массы теплоносителя в теплообменнике.

$$G = \rho \cdot w \cdot S = \left| \text{чаще всего} \right| = \textit{const}$$

## Уравнение теплового баланса

При отсутствии тепловых потерь:

$$Q = G_1 (h_1' - h_1'') = G_2 (h_2'' - h_2')$$

$G$  - массовый расход теплоносителя;  $h$  - удельная энтальпия.

Индексы 1, 2 относятся соответственно к горячему и холодному теплоносителям.

Один штрих ( ' ) - к параметрам на входе в теплообменник.

Два штриха ( '' ) - к параметрам на выходе из теплообменника.

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

$c_{p1}, c_{p2}$  - средние теплоемкости теплоносителей

$$Q = C_1 (t_1' - t_1'') = C_2 (t_2'' - t_2')$$

$C = G c_p$  - расходная (объемная) теплоемкость теплоносителя или водяной эквивалент

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} = \frac{\delta t_2}{\delta t_1}$$

Уравнение теплового баланса с учетом тепловых потерь

$$G_1(h_1' - h_1'') \cdot \eta = G_2(h_2'' - h_2')$$

$$\eta = \frac{G_2(h_2'' - h_2')}{G_1(h_1' - h_1'')} - \text{КПД теплообменника}$$

Учет необратимости теплообмена между горячим и холодным теплоносителем при конечной разности средних температур:

$$\eta_{ex} = \frac{G_2(ex_2'' - ex_2')}{G_1(ex_1' - ex_1'')} - \text{эксергетический КПД теплообменника}$$

## Уравнение теплопередачи

$$Q = \bar{\kappa} F \bar{\Delta t}$$

$\bar{\kappa}$  - средний коэффициент теплопередачи

$\bar{\Delta t}$  - средний температурный напор

$$\delta \rightarrow 0 \Rightarrow \kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

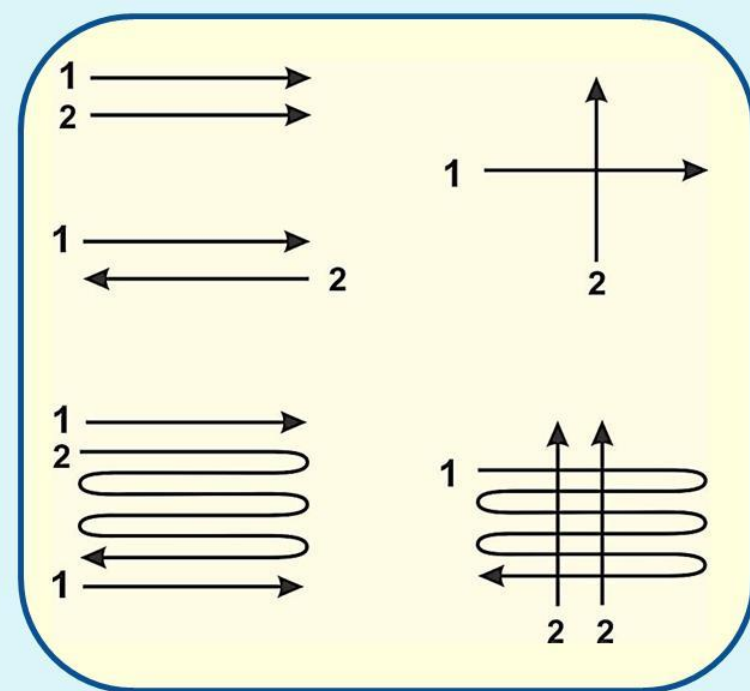
$$\bar{\kappa} = \frac{\sum_{i=1}^n k_i \cdot F_i}{\sum_{i=1}^n F_i}$$

или

$$\bar{\kappa} = \frac{1}{F} \int_F k dF$$

## Схемы движения теплоносителей

- Оба теплоносителя движутся параллельно в одном направлении – **прямоток**
- Оба теплоносителя движутся параллельно в противоположных направлениях - **противоток**
- Один теплоноситель движется в направлении, перпендикулярном к направлению движения другого теплоносителя - **перекрестный ток**
- Оба теплоносителя движутся параллельно и один из них меняет направление на противоположное – **смешанное движение**

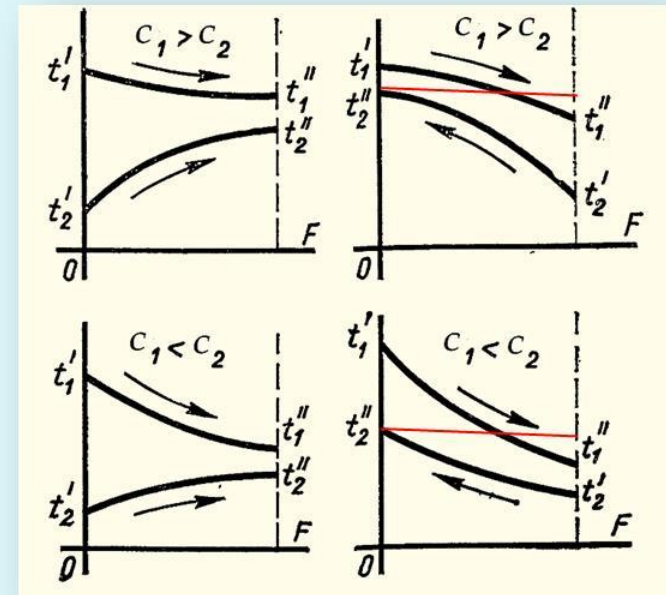


$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} = \frac{\delta t_2}{\delta t_1}$$

Из уравнения теплового баланса следует, что отношение изменения температур теплоносителей обратно пропорционально отношению их водяных эквивалентов.

Уравнение справедливо для всей поверхности теплообмена  $F$ , а также для элемента поверхности  $dF$ .

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{dt_2}{dt_1}$$



$$dQ = -C_1 dt_1 = C_2 dt_2 \longrightarrow dt_1 = -\frac{dQ}{C_1}, dt_2 = \frac{dQ}{C_2}$$

$$dQ = \kappa(t_1 - t_2) dF$$

$$dt_1 - dt_2 = -\frac{dQ}{C_1} - \frac{dQ}{C_2}$$

$$d(t_1 - t_2) = -dQ \left( \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \right) = -m dQ$$

$$\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} = m$$

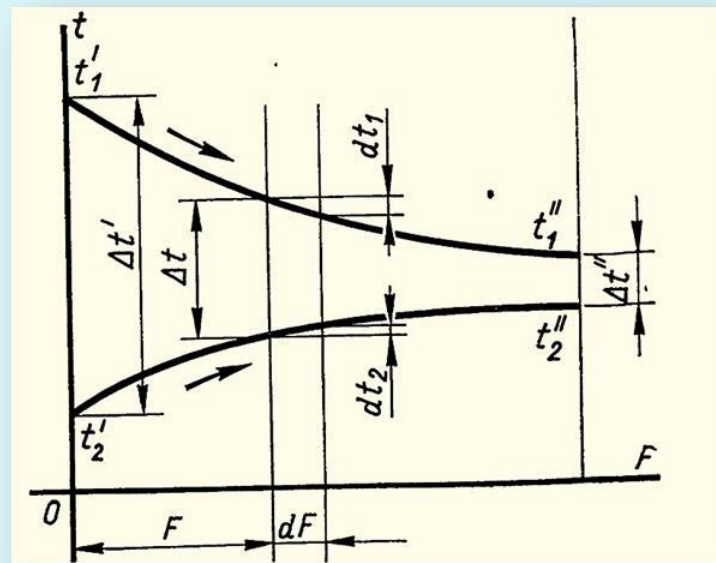
$$d(t_1 - t_2) = -m dQ$$

$$dQ = -\frac{d(t_1 - t_2)}{m}$$

$$-\frac{d(t_1 - t_2)}{m} = \kappa(t_1 - t_2) dF \longrightarrow \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -m \kappa dF$$

$$\ln \left( \frac{\Delta t}{\Delta t'} \right) = -m \kappa F_x \longrightarrow \frac{\Delta t}{\Delta t'} = e^{-m \kappa F_x}$$

$$\bar{\Delta t} = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t dF_x = \frac{\Delta t'}{-m \kappa F} (e^{-m \kappa F} - 1) = \frac{\Delta t'}{\ln \left( \frac{\Delta t}{\Delta t'} \right)} \left( \frac{\Delta t}{\Delta t'} - 1 \right)$$



$$\bar{\Delta t}_{\text{прям}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \left( \frac{\Delta t'}{\Delta t''} \right)}$$

При противотоке  $m = \frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2}$

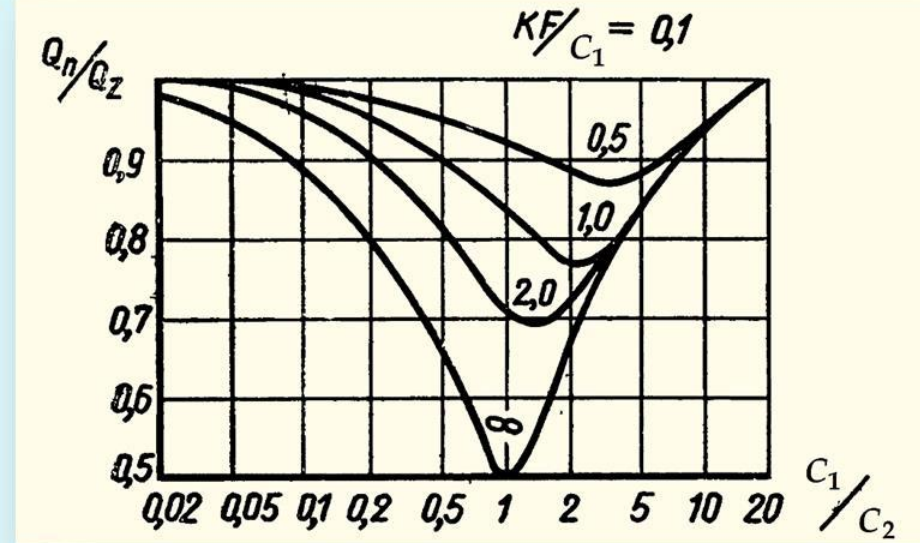
$$\bar{\Delta t}_{\text{прот}} = \frac{\Delta t_0 - \Delta t_M}{\ln \left( \frac{\Delta t_0}{\Delta t_M} \right)}$$

$Q_n$  – прямоток

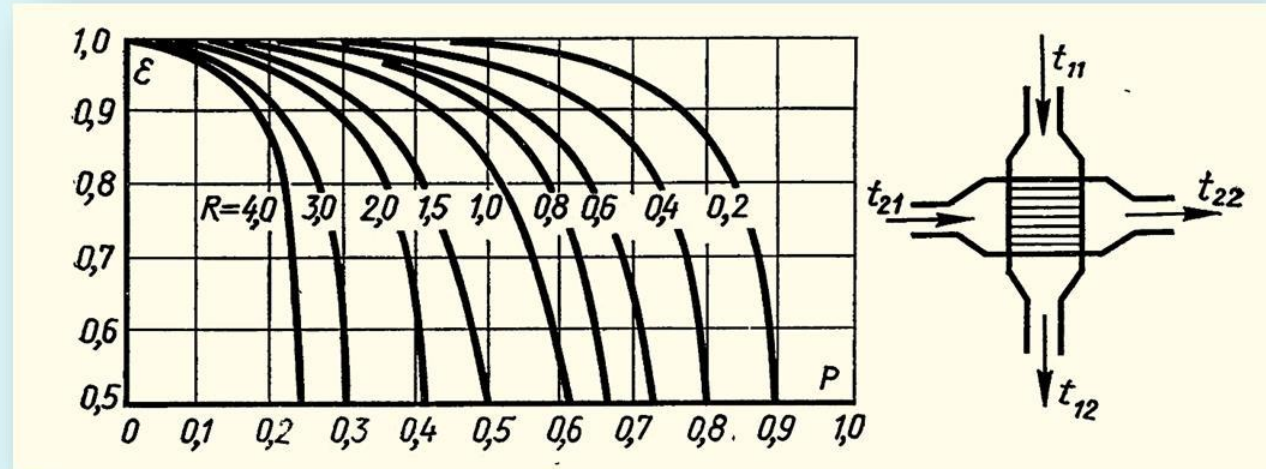
$Q_z$  – противоток

$$\overline{\Delta t}_{\text{прот}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}\right)} \leftarrow \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M} \geq 1.8$$

$$\overline{\Delta t}_{\text{прот}} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_M}{2} \leftarrow \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M} < 1.8$$



$$\varepsilon_{\Delta t} \begin{cases} P = \frac{t_2'' - t_1'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\max}} \\ R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} \end{cases}$$



$$\overline{\Delta t} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \overline{\Delta t}_{\text{противоток}}$$



Точность теплового расчета теплообменного аппарата в основном зависит от точности подсчета коэффициента теплопередачи. Основные трудности возникают при подсчете коэффициентов теплоотдачи. Эти трудности связаны с тем, что теплообменные аппараты могут иметь сложную конфигурацию поверхностей теплообмена, и, кроме того, приходится учитывать изменение температур теплоносителей по длине теплообменного аппарата. Физические параметры теплоносителя, входящие в числа Подобия для теплоносителя с большим водяным эквивалентом, следует относить к среднеарифметической температуре теплоносителя.

При нагревании и охлаждении воздуха . . . . .	$\alpha = 1—50$
При нагревании и охлаждении перегретого пара . . . . .	$\alpha = 20—100$
При нагревании и охлаждении масел . . . . .	$\alpha = 50—1500$
При нагревании и охлаждении воды . . . . .	$\alpha = 200—10\ 000$
При кипении воды . . . . .	$\alpha = 500—45\ 000$
При пленочной конденсации водяных паров . . . . .	$\alpha = 4000—15\ 000$
При капельной конденсации водяных паров . . . . .	$\alpha = 40\ 000—120\ 000$
При конденсации органических паров . . . . .	$\alpha = 500—2000$
При теплопередаче от газа к газу . . . . .	$K = 25$
При теплопередаче от газа к воде . . . . .	$K = 50$
При теплопередаче от керосина к воде . . . . .	$K = 300$
При теплопередаче от воды к воде . . . . .	$K = 1000$
При теплопередаче от конденсирующихся паров к воде . . . . .	$K = 2500$
При теплопередаче от конденсирующихся паров к маслам . . . . .	$K = 300$
При теплопередаче от газа к кипящему маслу . . . . .	$K = 500$

Выражение для полного падения давления в теплообменнике. Затраты напора, обусловленные ускорением потока и преодолением гидростатического давления столба жидкости. Мощность, необходимая для перемещения теплоносителя.