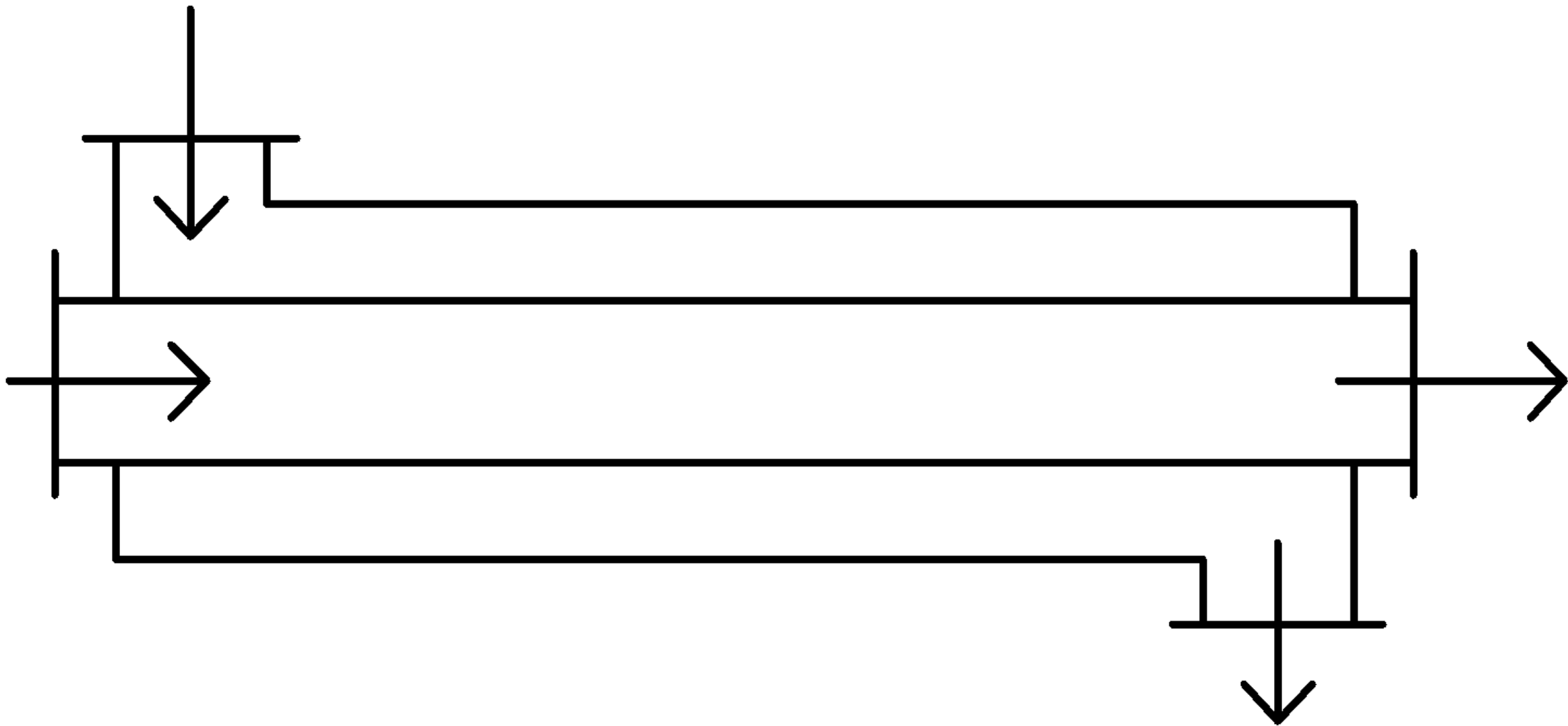


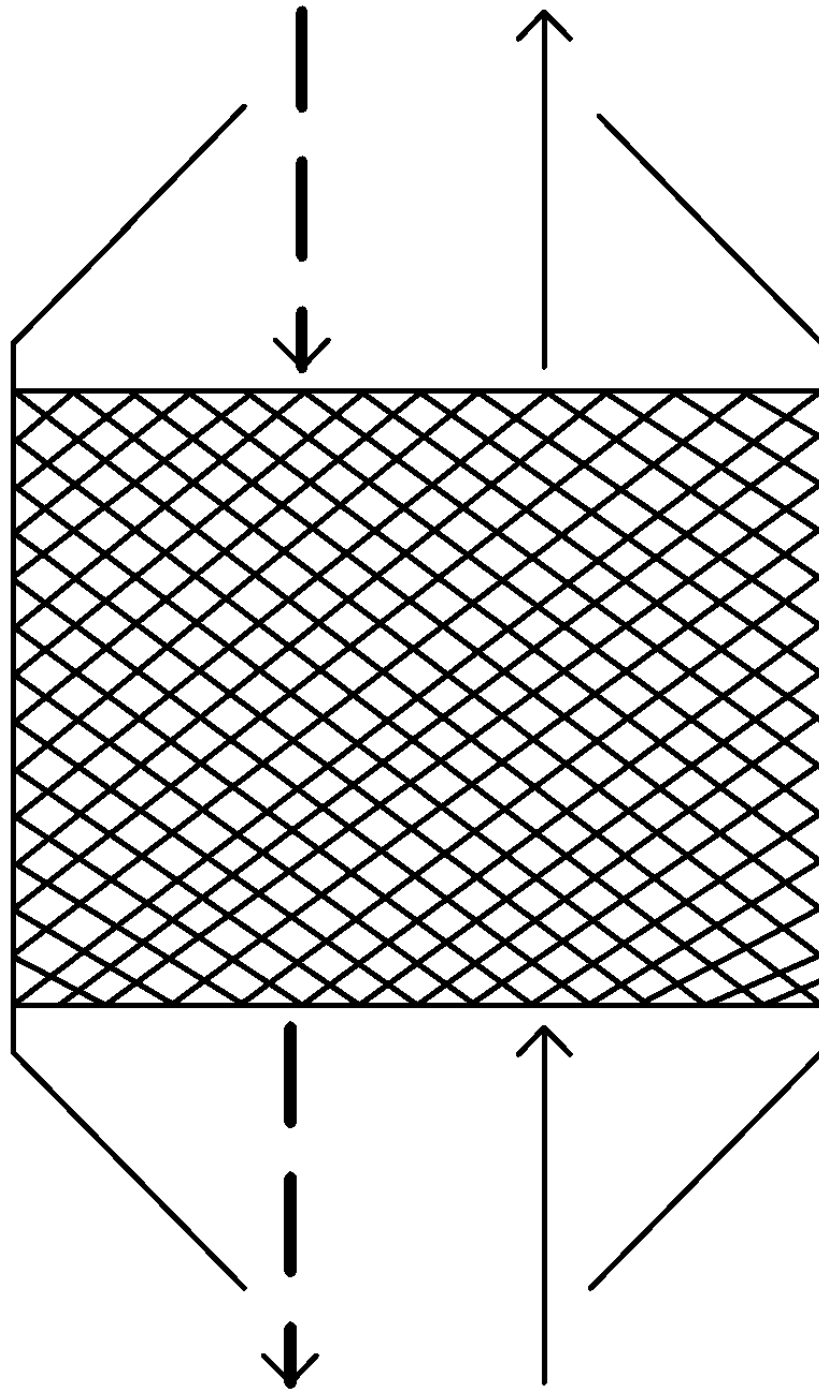
• ***Теплообменным аппаратом*** называется устройство, в котором осуществляется процесс передачи теплоты от одного теплоносителя к другому. Такие аппараты многочисленны по своему техническому назначению и весьма разнообразны по конструктивному оформлению. По принципу действия теплообменные аппараты подразделяются на рекуперативные, регенеративные и смешительные.

# • *Рекуперативными*

**называются такие аппараты, в которых теплота от горячего теплоносителя к холодному передается через разделяющую их стенку. Примером таких аппаратов являются парогенераторы,**



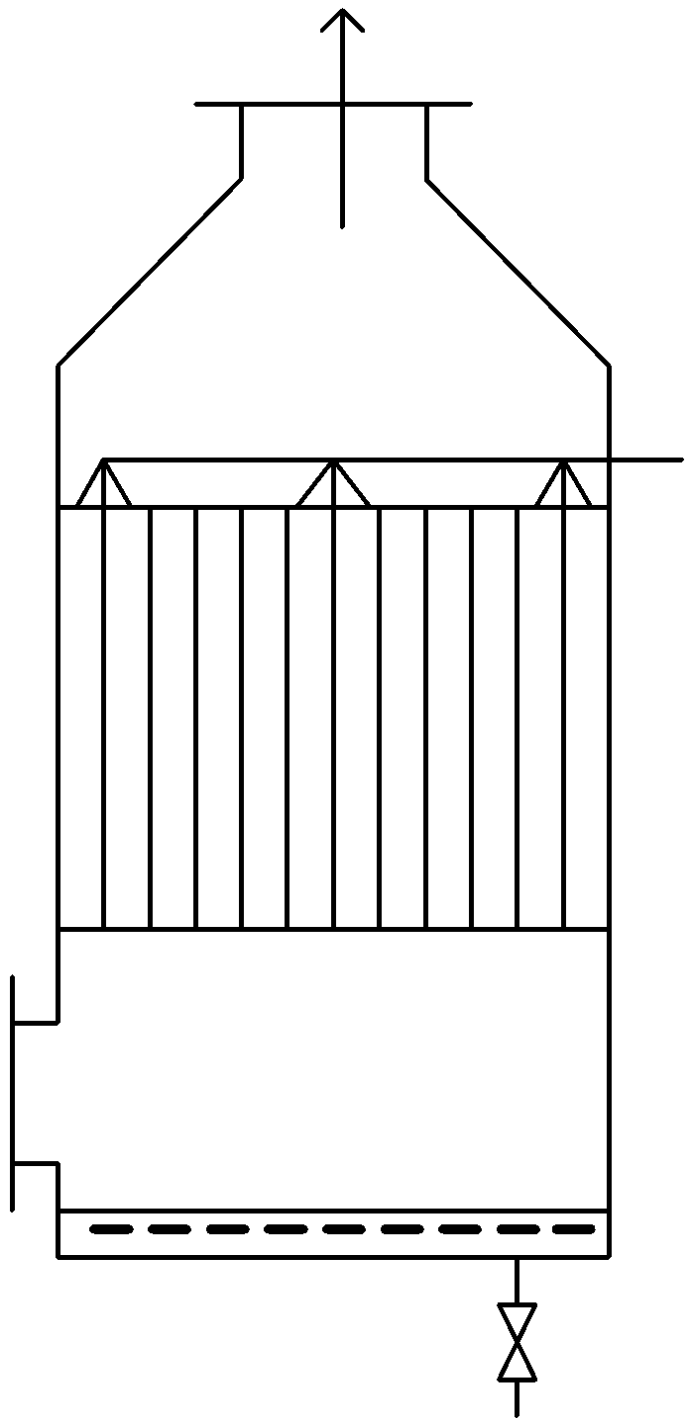
**• *Регенеративными*** называются такие аппараты, в которых одна и та же поверхность нагрева омывается то горячим, то холодным теплоносителем. При протекании горячей жидкости теплота воспринимается поверхностью аппарата и аккумулируется, при протекании холодной жидкости эта аккумулированная теплота ею отбирается. Примерами таких аппаратов являются регенераторы мартеновских



• В рекуперативных и регенеративных аппаратах процесс передачи теплоты неизбежно связан с поверхностью твердого тела. Поэтому такие аппараты называются

*поверхностными*

- В ***смесительных*** аппаратах процесс теплопередачи происходит путем соприкосновения и смешивания греющего и холодного теплоносителей. В этом случае теплопередача протекает одновременно с материальным обменом. Примером таких теплообменников являются башенные охладители (градирни),





**• Специальные названия теплообменных аппаратов обычно определяются их назначением, например парогенераторы, печи, водонагреватели, испарители, перегреватели, конденсаторы, деаэраторы и т.д. Однако, несмотря на большое разнообразие по виду, устройству и принципу действия назначение их одно и то же, это - передача теплоты от одного теплоносителя к другому. Поэтому и основные положения**

- **Виды расчета теплообменных аппаратов**
- **Существует два вида расчета теплообменных аппаратов:**
- ***конструктивный***, при котором по заданному количеству теплоты  $Q$ , переданному в теплообменном аппарате, расходу теплоносителя, его физическим свойствам, а также температуре на входе и выходе из аппарата определяется поверхность теплообмена  $F$  теплообменного аппарата;
- ***проверочный (проверочный)***, при котором по заданной поверхности аппарата  $F$ , интенсивности теплопередачи, начальной температуре

## • Уравнение теплового баланса

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q$$

• Где  $Q_1 = G_1 C_{p1} (t_1' - t_1'')$  - количество теплоты, отданное горячим (источником) теплоносителя;

$Q_2 = G_2 C_{p2} (t_2'' - t_2')$  - количество теплоты, воспринятое холодным теплоносителем;

$C_{p2}, C_{p1}$  - удельные теплоемкости теплоносителей;

$G_1, G_2$  - массовые расходы горячего и холодного теплоносителя;

$t_1', t_1''$  - температуры на входе и выходе из аппарата горячего теплоносителя;

$t_2', t_2''$  - температуры на входе и выходе холодного теплоносителя.

• В тепловых расчетах важное значение имеет величина,

$$[W] = \frac{\text{Дж}}{\text{с} \cdot \text{К}} = \frac{\text{Вт}}{\text{К}}$$

• называемая *водяным эквивалентом*

$$W = G \cdot C_p$$

• где  $G = \rho \cdot \omega \cdot f$ ; - массовый расход теплоносителя;

•  $\rho$  - плотность вещества;

•  $f$  - площадь поперечного сечения;

•  $\omega$  - скорость теплоносителя.

• Если величину  $W$  ввести в уравнение теплового баланса, то оно принимает вид

$$W_1(t_1'' - t_1') = W_2(t_2'' - t_2') \Rightarrow \frac{t_1'' - t_1'}{t_2'' - t_2'} = \frac{W_2}{W_1}$$

**• Отношение изменения температуры в теплообменных аппаратах обратно пропорционально отношению их водяным эквивалентам.**

## • *Теплопередача в теплообменном аппарате*

• При выводе расчетных формул теплопередачи принято, что в данной точке или сечении теплообменного аппарата температура рабочей жидкости постоянна, что является приближением для всей поверхности аппарата только при кипении жидкости и конденсации пара.

• В общем случае температура рабочих жидкостей в теплообменном аппарате изменяется: горячая охлаждается, холодная нагревается, поэтому изменяется температурный напор между жидкостями.

• В этих условиях уравнение теплопередачи применимо лишь в дифференциальной форме к элементу поверхности  $dF$

$$dQ = k_i \cdot \Delta t_i \cdot dF_i$$

- **Общее количество теплоты, передаваемое через всю поверхность F аппарата, определяется интегралом этого выражения**

$$Q = \int_0^F k_i \Delta t_i dF_i$$

- **, откуда**

$$Q = k \cdot \Delta t \cdot F$$

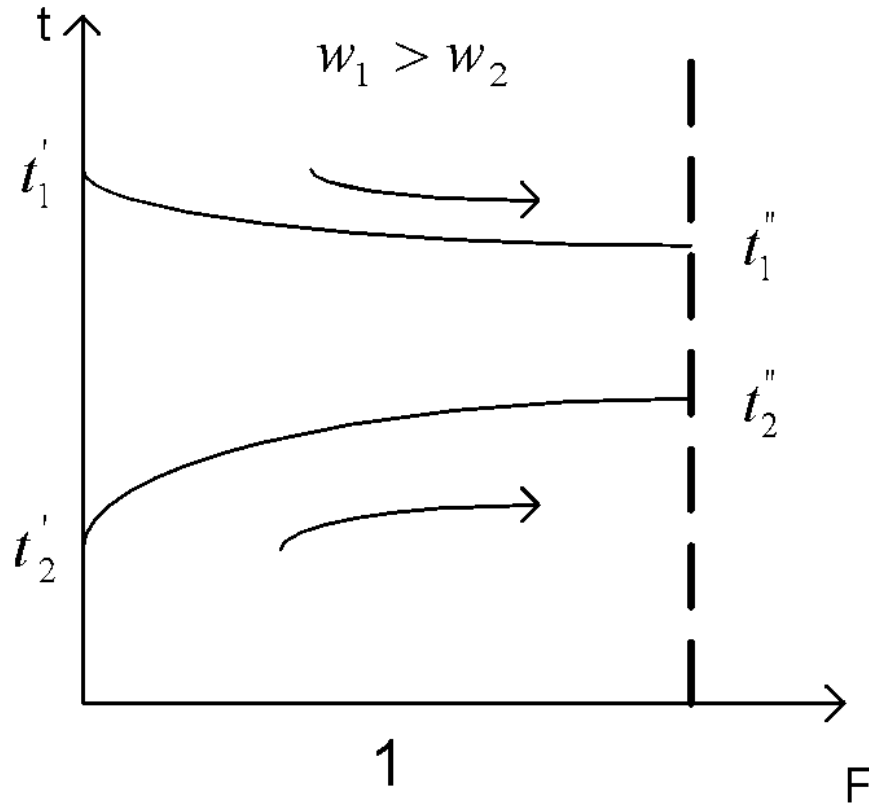
- **где  $\Delta t$  - среднее значение температурного напора по всей поверхности теплообменного аппарата.**
- **Это уравнение теплопередачи теплообменного аппарата.**

- Характер изменения температуры рабочих жидкостей вдоль поверхности нагрева зависит от схемы их движения и соотношения величин  $w_1$  и  $w_2$ .
- Если в теплообменном аппарате горячая и холодная жидкость протекают параллельно и в одном направлении, то такая схема движения называется *прямотоком*.
- Если в теплообменном аппарате жидкости протекают параллельно, но в противоположном направлении, то такая схема движения называется *противотоком*.
- Если жидкости в теплообменном аппарате протекают под углом  $90^\circ$  друг к другу, то такая схема движения называется *перекрестной*.
- На практике применяют сложные схемы: одновременно *прямотоком* и *противотоком*, *многократный* и *перекрестный* ток

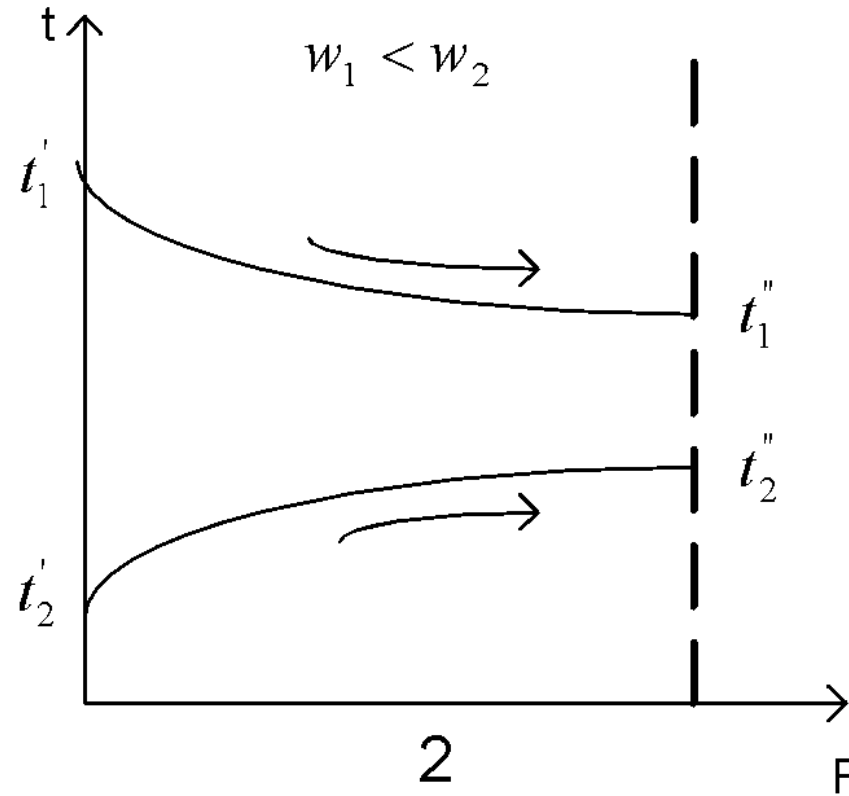


# Схемы изменения температуры вдоль поверхности нагрева теплообменного аппарата

а) прямоток



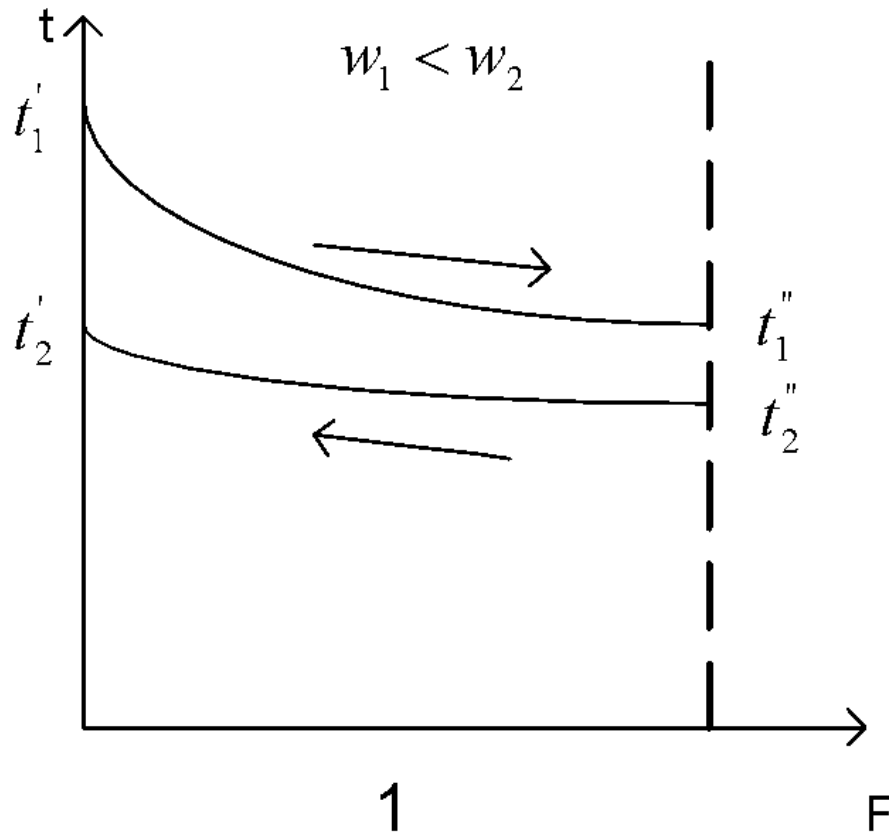
**1 - изменение температуры греющей жидкости меньше, чем изменение температуры нагреваемой жидкости;**



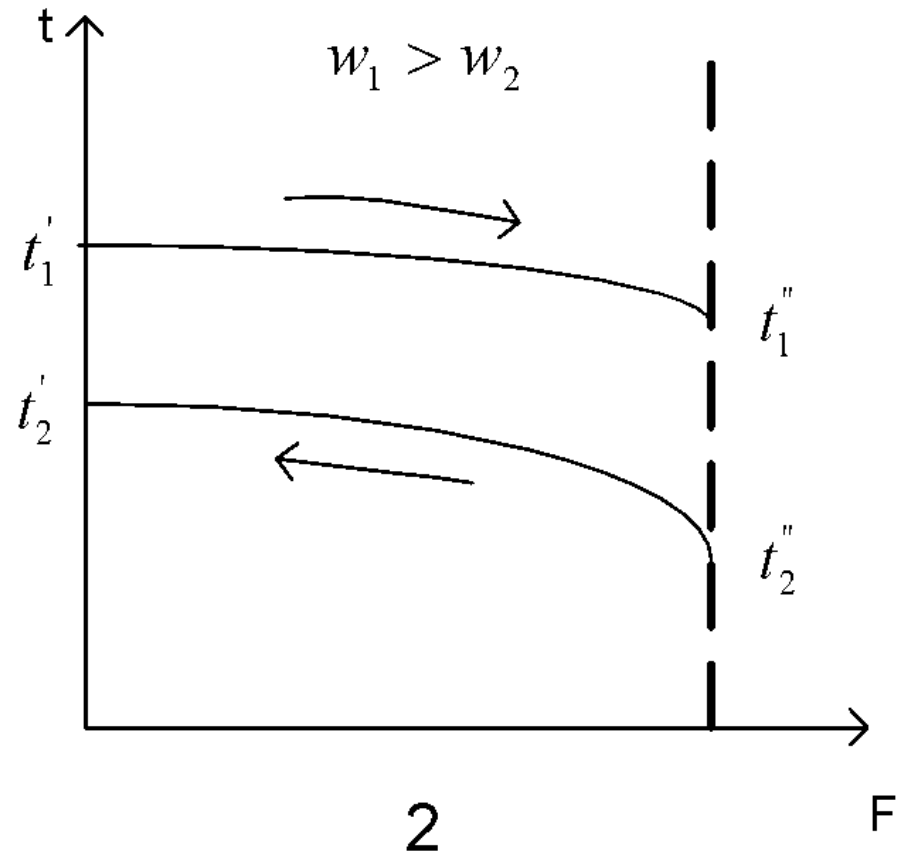
**2 - изменение температуры греющей жидкости больше, чем изменение температуры нагреваемой жидкости.**

б) противоток

F



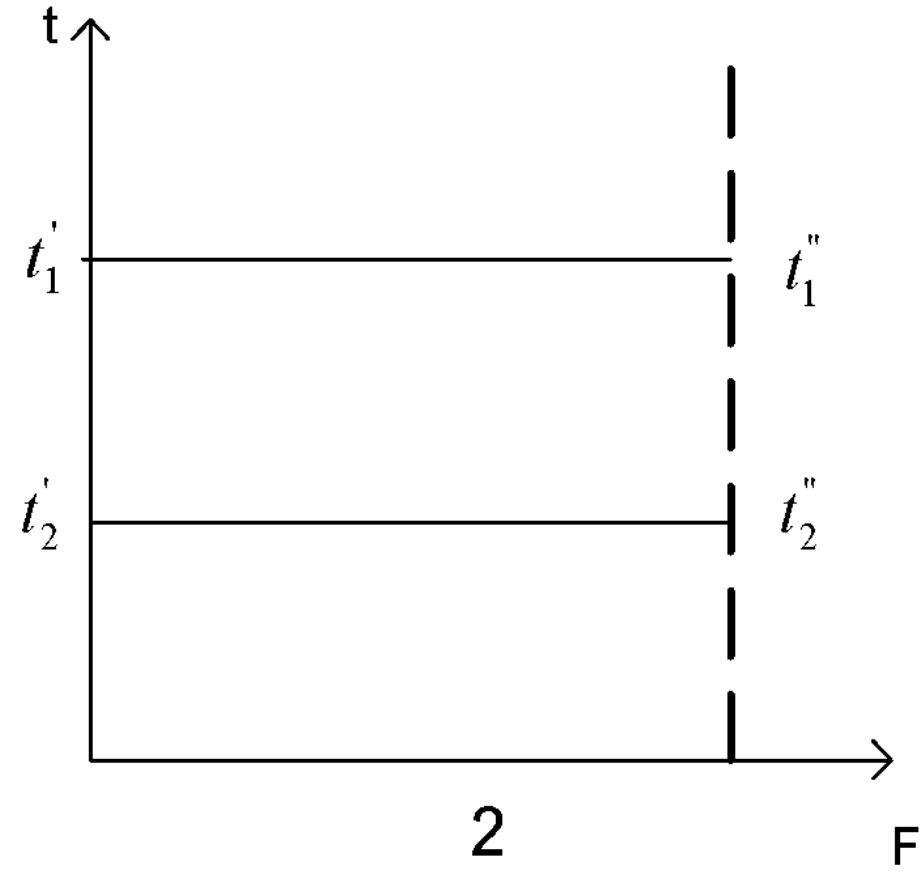
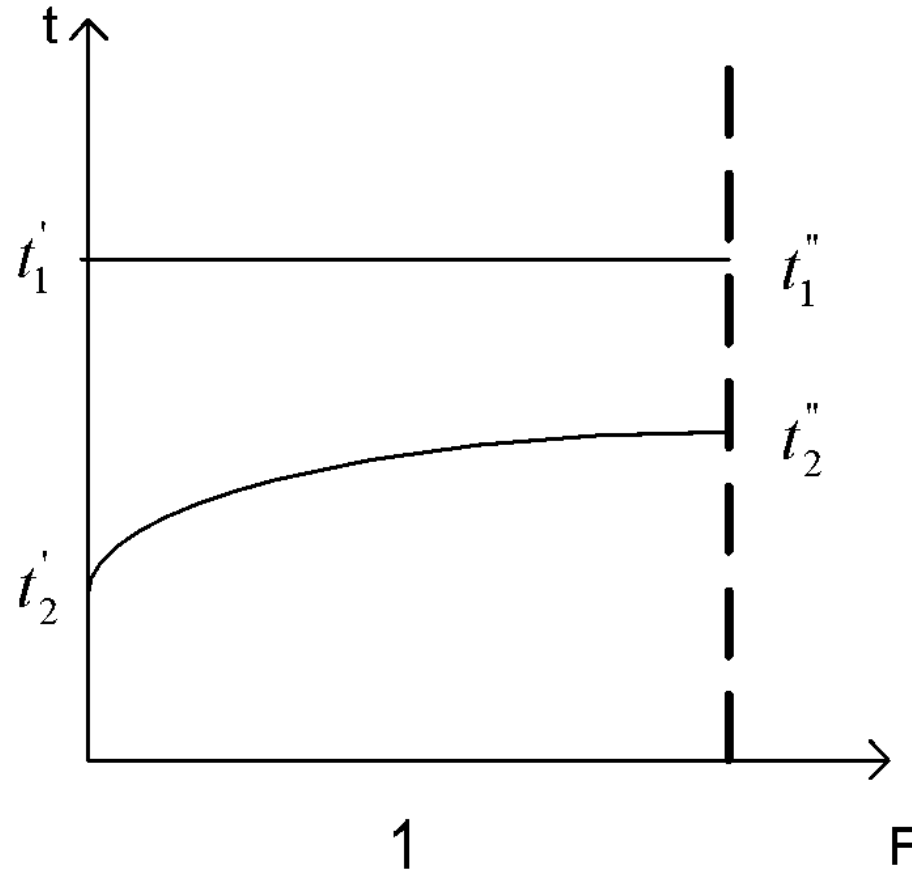
**1 - изменение температуры греющей жидкости больше, чем изменение температуры нагреваемой жидкости;**



**2 - изменение температуры греющей жидкости меньше, чем изменение температуры нагреваемой жидкости.**

- На основании графиков можно сделать вывод, что при прямотоке температура нагреваемой жидкости при выходе из аппарата всегда меньше температуры греющей жидкости, т.е.  $t_2 < t_1$ .
- (  $t_2 < t_1$  ) , то есть температура нагреваемой жидкости никогда не может быть выше температуры греющей жидкости.
- При противотоке температура нагреваемой жидкости при выходе из аппарата может равняться или быть больше температуры греющей жидкости на выходе,  $t_2 \geq t_1$  , то есть можно получить температуру холодного теплоносителя на выходе выше температуры греющего теплоносителя.

- в) частный случай, т.е. когда одна или обе жидкости не меняют своих температур



1 - греющая среда - насыщенный пар, а нагреваемая среда жидкость,  $t = \text{const}$ , следовательно процесс теплообмена идет при  $p = \text{const}$ . Не имеет значения схема движения теплоносителей;

2 - греющая среда - насыщенный пар, нагреваемая среда - вода в состоянии кипения. Температуры обоих теплоносителей остаются постоянными.

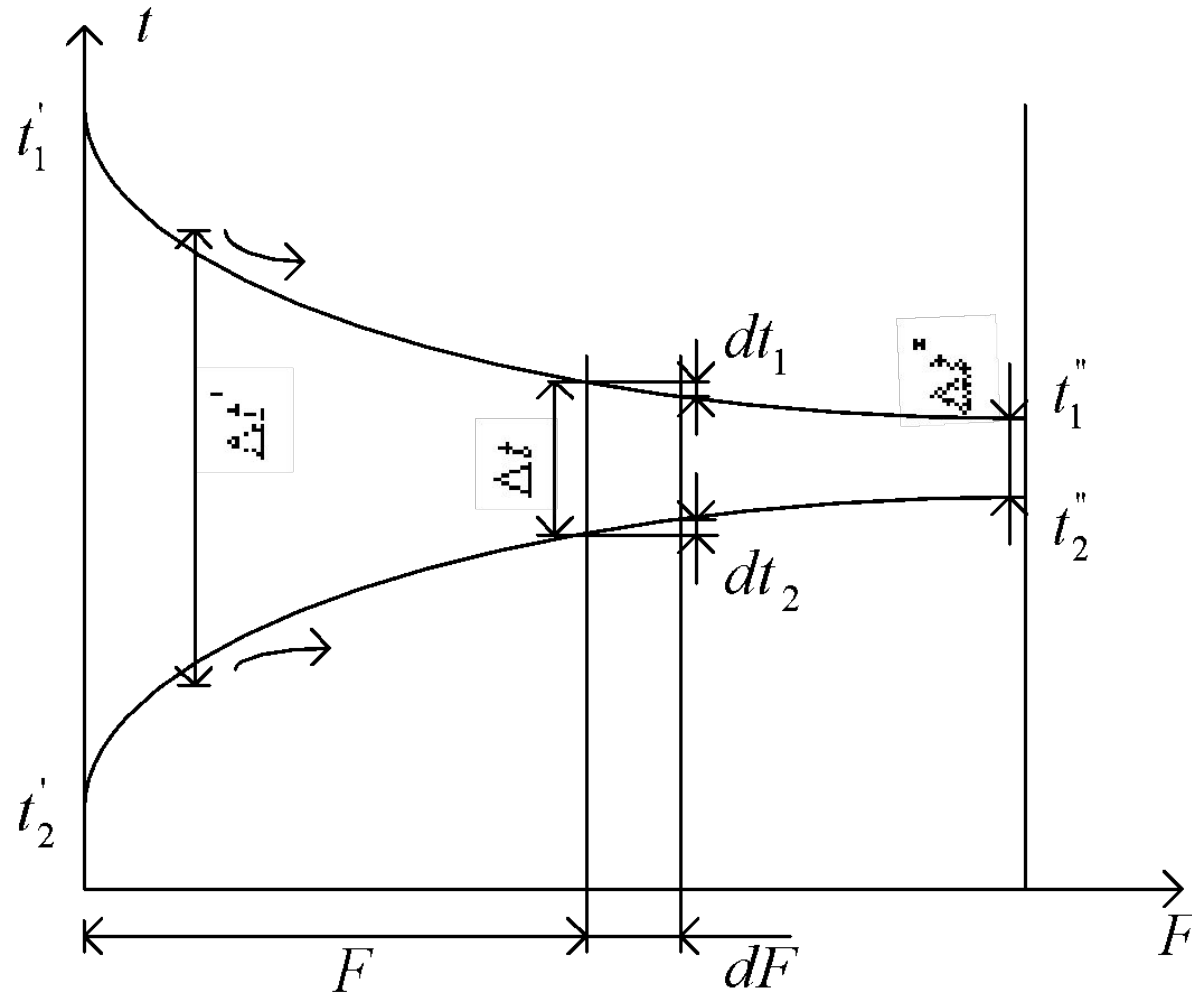
• Уравнение теплового баланса для теплообменных аппаратов при применении водяного пара в качестве греющего теплоносителя  $M_1(i_1'' - i_1')$  =  $M_2 c_{p2} (t_2'' - t_2')$

$M_1$  - масса пара;

• где  $i_1''$   
•  $i_1'$  и  $i_1'$  - начальная и конечная энтальпия греющего теплоносителя.

• Уравнения теплового баланса и уравнение теплового баланса для водяного пара выражают баланс теплообменного аппарата без потерь теплоты в окружающую среду. Для учета потерь в левую часть вводят КПД теплообменного аппарата, который составляет  $\eta = 0,98 \div 0,99$  при хорошей изоляции

- Средний температурный напор
- При выводе формулы осреднения температурного напора рассмотрим простейший теплообменный аппарат, работающий по схеме прямотока.



- Количество теплоты, передаваемое в единицу времени от горячей жидкости к холодной через элементарную поверхность  $dF$ , определяется уравнением

$$dQ = k(t_1 - t_2)dF$$

- При этом температура горячей жидкости понизится на  $dt_1$ , а холодной повысится на  $dt_2$ . Следовательно:

$$dQ = -G_1 c_{p1} dt_1 = G_2 c_{p2} dt_2$$

где

$$dt_1 = -\frac{dQ}{G_1 c_{p1}} = -\frac{dQ}{W_1} \quad dt_2 = \frac{dQ}{G_2 c_{p2}} = \frac{dQ}{W_2}$$

• **Изменение температурного напора при этом**

$$dt_1 - dt_2 = d(t_1 - t_2) = -\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right)dQ = mdQ$$

• **где**  $m = \frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}$

• **Подставив в уравнение dQ, получим:**

$$d(t_1 - t_2) = -mk(t_1 - t_2)dF$$

• **ИЛИ**

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -mkdF$$



- Если  $m$  и  $k$  постоянны, то, интегрируя уравнение, получаем:

$$\int_{\Delta t'}^{\Delta t''} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -mk \int_0^F dF$$

- или

$$\ln \frac{\Delta t}{\Delta t''} = -mkF$$

- Откуда

$$\Delta t = \Delta t' e^{-mkF}$$

- где  $\Delta t$  – местное значение температурного напора ( $t_{\text{ж}} - t_{\text{ст}}$ ) относящееся к элементу поверхности

• Вдоль поверхности нагрева температурный напор изменяется по экспоненциальному закону. Зная этот закон, легко установить и среднее значение температурного напора. На основании теоремы о среднем (при  $k = \text{const}$ ) имеем

$$\overline{\Delta t} = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t dF = \frac{\Delta t'}{F} \int_0^F e^{-mkF} dF = \frac{\Delta t'}{-mk} (e^{-mkF} - 1)$$

• Подставляя в уравнение значение  $mkF$  и  $e^{-mkF}$  и имея в виду, что в конце поверхности нагрева  $\Delta t = \Delta t''$ , имеем

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}$$

• Или

$$\overline{\Delta t} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}}$$

• Такое значение температурного напора называется среднелогарифмическим и часто в литературе обозначается  $\Delta t_{\text{лог}}$ .

- Точно таким же образом выводится формула осреднения температурного напора и для противотока. Отличие лишь в том, что в правой части уравнения следует поставить значение минус, и поэтому формула для осреднения будет иметь вид

$$\overline{\Delta t} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}$$

- При равенстве величин  $W_1$  и  $W_2$  в случае противотока ( $m=0$ ) имеем  $\Delta t = \Delta t'$ . В этом случае температурный напор по всей поверхности постоянен

$$\Delta t = \Delta t' = t'_1 - t''_2 = \Delta t'' = t''_1 - t'_2$$

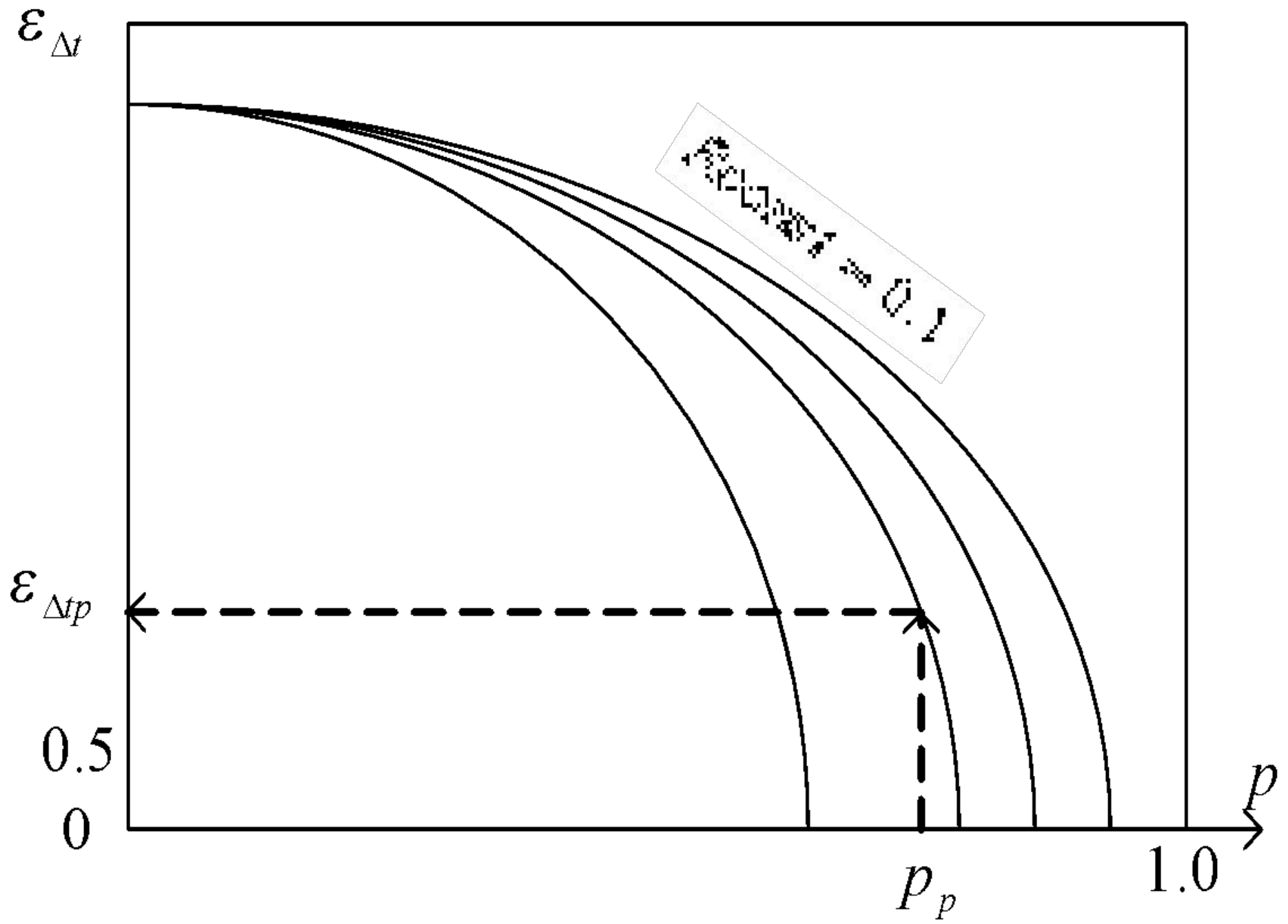
- Формулы и можно свести в одну, если независимо от начала и конца поверхности через  $\Delta t_{\bar{o}}$  обозначить больший, а через  $\Delta t_m$  меньший температурные напоры между рабочими жидкостями, тогда общая формула для прямотока и противотока примет вид

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}}$$

- Средняя разность температур при перекрестном токе
- $\Delta t$  - определяется как для чистого противотока.
- Определяется поправка  $\varepsilon_{\Delta t}$  на отклонение схемы перекрестного тока от противоточной,  $\varepsilon_{\Delta t} < 1$  всегда.

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\max}},$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2}.$$



- Средняя разность температур перекрестного тока определяется по формуле:

$$\overline{\Delta t}_{пер} = \Delta t_{прот} \cdot \varepsilon_{\Delta t_p}$$



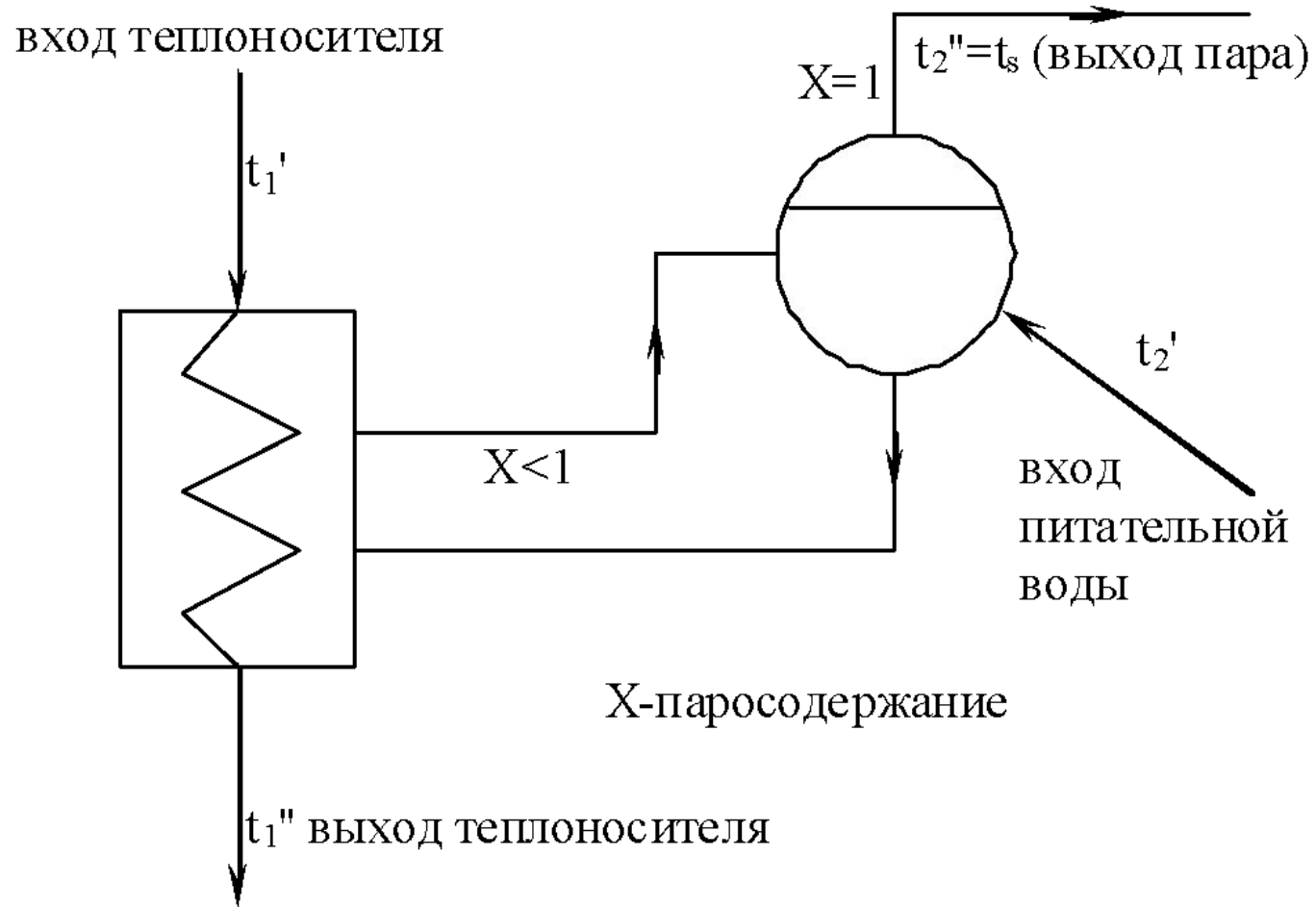
# Расчет парогенератора

## Расчёт парогенератора типа вода-вода без перегрева

№	Наименование	Значение	Величина
1	Тепловая мощность $Q_{ПГ}$		МВт
2	Давление первого контура $P_1$		МПа
3	Давление второго контура $P_2$		МПа
4	Температура первого контура входная $t_1'$		°С
5	Температура первого контура выходная $t_1''$		°С
6	Температура питательной воды $t_{пв}$		°С
7	КПД парогенератора $\eta$		%

- **Дополнительные условия:**
- **Характер движения теплоносителя и рабочего тела:**
- **теплоноситель движется в трубном пространстве**
- **рабочее тело движется в межтрубном пространстве**
- **естественная многократная циркуляция**
- **Специальные ограничения:**
  - *гидр. контура*  $\leq 0,15$  атм.

# • Принципиальная тепловая схема



*Тепловая схема ПГ с водным теплоносителем*

• **Тепловая мощность ПГ**

• **Расход теплоносителя и рабочего тела**

$$Q_{ПГ} = Q_{эк} + Q_{исп}$$

$$G_T (h'_1 - h''_1) \eta = D (h''_{2эк} - h_{нв}) + D \cdot r$$

• **Здесь:**

$Q_{эк}$  – тепловая мощность экономайзера.

$Q_{исп}$  – тепловая мощность испарителя.

$G_T$  – расход теплоносителя через парогенератор.

$h'_1$  – энтальпия теплоносителя на входе в парогенератор.

$h''_1$  – энтальпия теплоносителя на выходе из парогенератора.

$D$  – паропроизводительность парогенератора.

$h''_{2эк}$  – энтальпия воды в состоянии насыщения по второму

$h_{нв}$  контуру.

$r$  – энтальпия питательной воды.

- **Необходимые значения энтальпий определяем из таблиц**
- **ГСССД 187-99 Вода. Удельный объем и энтальпия при температурах 0...1000 °С и давлениях 0,001...1000 МПа**

**Расход теплоносителя по первому контуру**

$$G_T = \frac{Q_{ПГ}}{(h'_1 - h''_1)\eta}$$

**Паропроизводительность парогенератора**

$$D = \frac{Q_{ПГ}}{h''_{2ЭК} - h_{нв} + r}$$

**Тепловая мощность испарителя**

$$Q_{исп} = D \cdot r$$

## Тепловая мощность экономайзера

$$Q_{\text{эк}} = Q_{\text{ПГ}} - Q_{\text{исп}}$$

### Построение $Q$ - $T$ диаграммы ПГ

Определим энтальпию, а соответственно и температуру на выходе из испарительного участка:

$$Q_{\text{исп}} = G(h'_1 - h''_{1u})\eta$$

Отсюда 
$$h''_{1u} = h'_1 - \frac{Q_{\text{исп}}}{G_T \cdot \eta}$$

Этой энтальпии соответствует температура на выходе из испарительного участка



**• Определяем температуру воды при смешении питательной воды с водой контура естественной циркуляции: выберем такую температуру, чтобы недогрев до температуры насыщения составлял (5-10) °С. Это делается из соображений безопасной работы ПГ, так как при несоблюдении этого условия вода в опускном участке будет кипеть, а этого нельзя допустить.**

- *Выбор материала, толщины и диаметра труб теплопередающей поверхности, материала корпуса и коллектора теплоносителя*
- *Расчёт числа трубок теплопередающей поверхности, площади проходного сечения трубного и межтрубного пространства*

- **Проходное сечение одной трубки:**  $f_{1\text{тр}} = \frac{\pi}{4} d_{\text{вн}}^2$

- **Суммарная площадь проходного сечения трубок:**

- $F = \frac{G_{\text{ТН}}}{\rho_1' \cdot W_{\text{ТН}}}$  - скоростью теплоносителя

• Число трубок ТО поверхности:

$$N_{mp} = \frac{F}{f_{1mp}}$$

- *Тепловой расчёт*
- *Тепловой расчёт испарительного участка*
- **Площадь поверхности теплообмена испарительного участка:**

$$S_{исп} = \frac{Q_{исп}}{K_{исп} \cdot \Delta \bar{t}_{исп}}$$

- **<2,0 трубки можно считать тонкостенными и коэффициент теплопередачи для плоской стенки запишем в виде:**

$$K_{исп} = \left( \frac{1}{\alpha_1} + R_{ст} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$$

- Расчёт будем проводить на входе и на выходе испарительного участка.

- **Вход:**

- Определим коэффициент теплообмена по первому контуру:

$$\alpha_1 = \frac{Nu' \cdot \lambda'}{d_{вн}}$$

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

- По формуле Михеева:

$$Re' = \frac{W_1' \cdot d_{вн}}{\nu'}$$

- Термическое сопротивление стенки трубки и окисных плёнок:

$$R_{cm} = \frac{\delta}{\lambda_{cm}} + 2R_{ок}$$

$\lambda_{cm}$  берём при температуре стенки  $t_{cm} = t_s + 0,3(t_1 - t_s)$

•

•  $\alpha_2$  будем определять методом последовательных приближений:

• 1 итерация.

$$q' = 0,75 \cdot \Delta t \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1} + R_{cm} \right)^{-1}$$

• Для I приближения примем:  
 $\Delta t = t_{1u} - t_{2u}$

$$K'_{исп} = \left( \frac{1}{\alpha_1} + R_{cm} + \frac{1}{\alpha'_2} \right)^{-1}$$

• 2 итерация.

- **Выход:**

- **Определим коэффициент теплообмена по первому**

**контуру:**

$$\alpha_1 = \frac{Nu'' \cdot \lambda''}{d_{вн}}$$

- ....



- Определяем средний коэффициент теплопередачи по испарительному участку:

$$\bar{K}_{исп} = \frac{K_{исп}^{вх} + K_{исп}^{вых}}{2}$$

- Рассчитываем среднелогарифмический напор:

$$\Delta \bar{t}_{исп} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{\ln \left( \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{m}} \right)}$$

• **Длина трубки испарительного участка:**

$$L_{исп} = \frac{S_{исп}}{\pi \cdot d_{ср} \cdot n_{тр}}$$

# • Тепловой расчёт экономайзерного участка

# • Исходные данные для расчёта:

№	Наименование	Значение	Величина
1	Тепловая мощность экономайзера $Q_{ЭК}$		МВт
2	Температура входа в экономайзер по I контуру $t'_{1ЭК}$		°С
3	Температура выхода из экономайзера по I контуру $t''_{1ЭК}$		°С
4	Температура входа в экономайзер по II контуру $t'_{2ЭК}$		°С
5	Температура выхода из экономайзера по II контуру $t''_{2ЭК}$		°С
6	Средний удельный объём $U$		$м^3/кг.$
7	Средняя кинематическая вязкость $\nu$		$м^2/с.$
8	Среднее число Прандтля $Pr$		–
9	Средний коэффициент теплопроводности $\lambda$		$Вт/(м \cdot К)$

- Считаем, что в межтрубном пространстве экономайзера происходит поверхностное кипение недогретой до  $t_s$  жидкости.
- Коэффициент теплоотдачи берётся по средней температуре теплоносителя и среднему температурному напору.
- Средняя температура теплоносителя равна:
 
$$t_{\text{ЭК}} = \frac{(t'_{1\text{ЭК}} + t''_{1\text{ЭК}})}{2}$$
- Средний температурный напор равен:
 
$$\Delta \bar{t}_{\text{ЭК}} = \bar{t}_{\text{ЭК}} - t_s$$

• Определим коэффициент теплообмена по первому контуру:

$$\alpha_1 = \frac{W_1 \cdot \lambda}{d_{вн}}$$

• По формуле Михеева:

$$Nu = 0,021 Re^{0,4}$$

• Определяем среднюю скорость:

$$W_1 = \frac{Q_{TH}}{F}$$

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_{вн}}{\nu}$$

• Определим коэффициент теплообмена по второму контуру:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_{эк} \cdot \lambda}{d_{вн}}$$

• По формуле Михеева:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

• Определяем среднюю скорость в экономайзере:

$$W_2 = \frac{G_{PT} \cdot \rho_{KЦ}}{f_{мтр}}$$

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_{вн}}{\nu}$$

- Термическое сопротивление стенки трубки и окисных плёнок

$$R_{ст} = \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + 2R_{ок}$$

$\lambda_{ст}$

- берём по температуре стенки

$$t_{ст} = t_s + 0,3(\bar{t}_{ЭК} - t_s)$$

- По таблице определяем

$$R_{ок} = 1,0 \cdot 10^{-5} \frac{\lambda_{ст} \cdot K}{Вт}$$

- для нержавеющей сталей.



- Определяем коэффициент теплопередачи по экономайзерного участка:

$$K_{\text{эк}} = \left( \frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$$

- Рассчитываем среднелогарифмический напор:

$$\Delta \bar{t}_{\text{эк}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \left( \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)}$$

•Найдём поверхность теплообмена экономайзера:

$$S_{\text{эк}} = \frac{Q}{k * Dt}$$

•Длина трубки экономайзерного участка:

$$L_{\text{эк}} = \frac{S_{\text{эк}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot n_{\text{тр}}}$$

- Площадь теплопередающей поверхности, длина и масса труб

- **Общая расчётная площадь теплообмена:**  
 $S_p = S_{ЭК} + S_{исп}$

- Поскольку в процессе эксплуатации парогенератора возможно образование отложений, течей в отдельных трубках и их заглушка, то фактическая площадь теплопередающей поверхности рассчитывается с некоторым запасом.  
 $S_p = S_{факт} \cdot k_3$

- Значение коэффициента запаса  $k_3$  выбирается из интервала от 1,1 до 1,25.

- Примем  $k_3 = 1,15$

- **Общая длина трубки с учётом коэффициента запаса равна:**

$$L = \frac{S}{\pi \cdot d_{cp} \cdot n_{тр}}$$

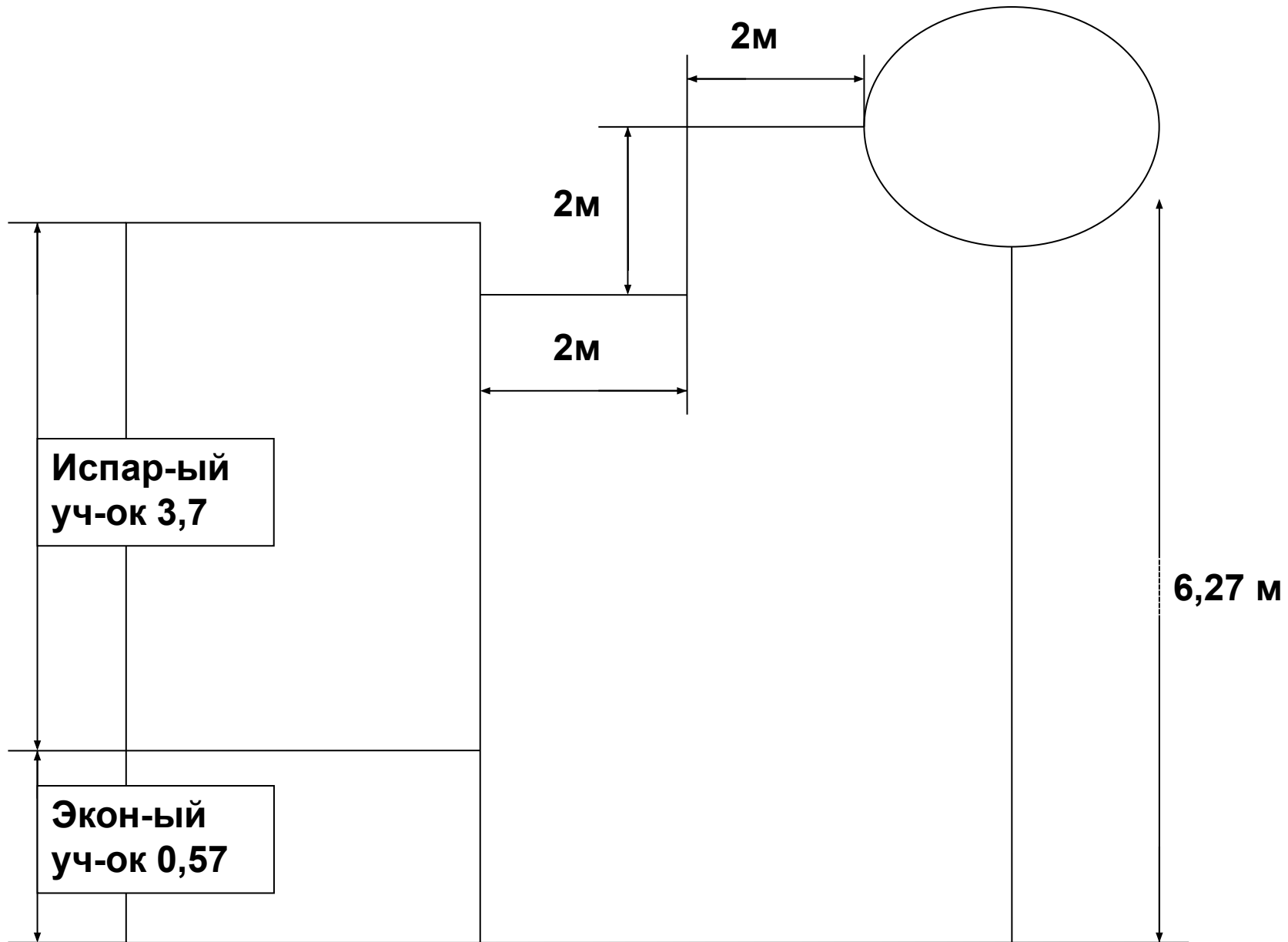
- **Масса одного метра трубы равна:**

$$m_l = \rho \cdot \left( \frac{\pi d_n^2}{4} - \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \right)$$

- **Масса труб:**

$$m_{тр} = m_l \cdot L \cdot n_{тр}.$$

- **Гидравлический расчёт**
- **Целью данного расчета ПГ является определение гидравлических сопротивлений препятствующих движению теплоносителя и рабочего тела.**



- Определение движущего напора
- Для кратности циркуляции  $K_{ц}=2$

- Степень сухости равна  $\chi := \frac{1}{K_{ц}} = 0,5$

- Движущий напор равен  $\Delta P_{дв} = H \cdot (\rho'_{вх} - \bar{\rho}_{см}) \cdot g$

- Здесь:  $\rho'_{вх}$  – плотность воды на входе в экономайзерный участок

- $\bar{\rho}_{см}$  – средняя плотность пароводяной смеси на выходе из испарительного участка  $H = 3,7 м$

- $H$  – высота испарительного участка.

$$M'' = M' = M \cdot X = D \cdot K_{\text{ц}} \cdot X = 108 \text{ кг/с} \cdot 2 \cdot 0,5 = 108 \text{ кг/с}$$

• **Определяем объёмное паросодержание и плотность смеси на входе:**

$$\left. \begin{aligned} \rho'_{\text{вх}} &= 796,8 \text{ кг/м}^3 \\ \rho''_{\text{вх}} &= 20,46 \text{ кг/м}^3 \end{aligned} \right\} \text{ при } t_{\text{вх}} = 251,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\beta_{\text{вх}} = \frac{\frac{M''}{\rho''_{\text{вх}}}}{\frac{M''}{\rho''_{\text{вх}}} + \frac{M'}{\rho'_{\text{вх}}}} = \frac{\frac{108}{20,46}}{\frac{108}{20,46} + \frac{108}{796,8}} = 0,975$$

$$\rho_{\text{см}}^{\text{вх}} = \rho''_{\text{вх}} \cdot \beta_{\text{вх}} + \rho'_{\text{вх}} \cdot (1 - \beta_{\text{вх}}) = 20,46 \cdot 0,975 + 796,8 \cdot (1 - 0,975) = 39,896 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$



• **Определяем объёмное паросодержание и плотность смеси на выходе:**

$$\left. \begin{aligned} \rho'_{вых} &= 787,6 \text{ кг/м}^3 \\ \rho''_{вых} &= 22,68 \text{ кг/м}^3 \end{aligned} \right\} \text{ при } t_{вых} = 257,41 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\beta_{вых} = \frac{\frac{M''}{\rho''_{вых}}}{\frac{M''}{\rho''_{вых}} + \frac{M'}{\rho'_{вых}}} = \frac{\frac{108}{22,68}}{\frac{108}{22,68} + \frac{108}{787,6}} = 0,972$$

$$\rho_{см}^{вых} = \rho''_{вых} \cdot \beta_{вых} + \rho'_{вых} \cdot (1 - \beta_{вых}) = 22,68 \cdot 0,972 + 787,6 \cdot (1 - 0,972) = 44,09 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

• **Определяем среднюю плотность смеси и движущий напор:**

$$\bar{\rho}_{см} = \frac{(\rho_{см}^{вх} + \rho_{см}^{вых})}{2} = \frac{39,896 + 44,09}{2} = 41,993 \frac{кг}{м^3}$$

$$\Delta P_{дв} = H \cdot (\rho'_{вх} - \bar{\rho}_{см}) \cdot g = 3,7 \cdot (796,8 - 44,09) \cdot 9,8065 = 27,39 кПа$$

• **Число трубок:**

$$F \omega = \frac{G}{\rho}$$

$$F = n_{тр} \frac{\pi d_v^2}{4}$$

$$n_{тр} = \frac{G4}{\rho \omega \pi d_v^2}$$



















