

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

ЛЕКЦИЯ №8-10

Тайлашева Татьяна Сергеевна
Доцент НОЦ И.Н. Бутакова ИШЭ ТПУ

ТЕМА. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

3

Для расчета теплообменных аппаратов необходимо знать **величины скоростей**, с которыми теплоносители двигаются как внутри трубок поверхности теплообмена, так и в различных зонах межтрубного пространства аппаратов. **Средняя скорость теплоносителя** вычисляется по зависимости:

$$w = G \cdot 3600 \cdot \rho f$$

G - часовой массовый расход теплоносителя, кг/ч; ρ - плотность теплоносителя, кг/м³; f - проходное сечение для теплоносителя, м².

Охлаждающая вода	Материал трубок	Максимальная скорость воды, м/с
Пресная (речная, озерная, обратная)	Латунь	2,0 - 2,2
	Медно-никелевые сплавы	2,5 - 2,7
	Нержавеющая сталь	4,0 - 5,0
Морская и солоноватая	Латунь	1,8 - 2,0
	Медно-никелевые сплавы	2,5 - 3,0
	Титан	5,0

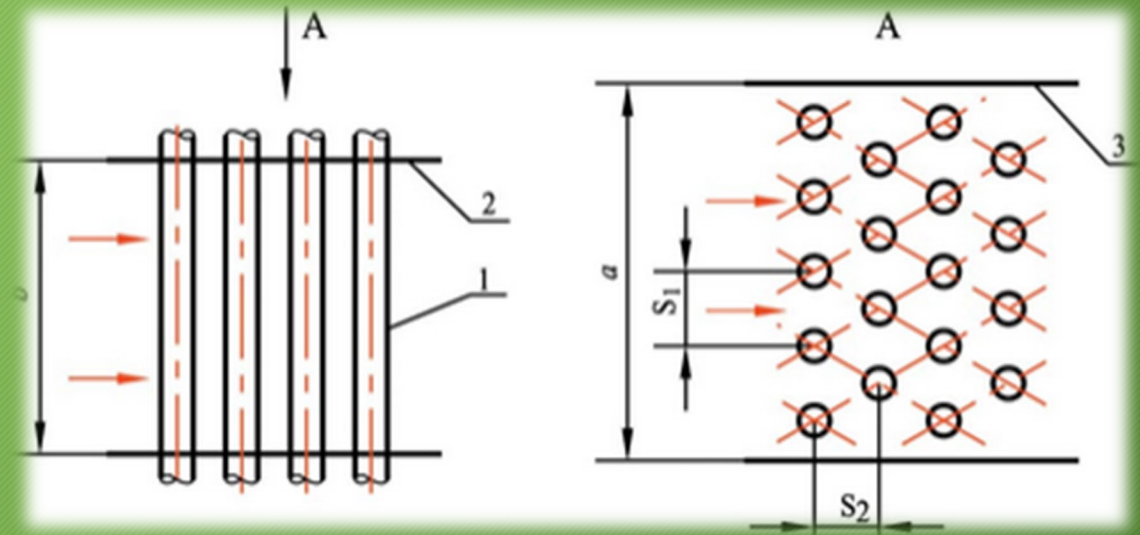
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

4

Площадь живого сечения по внутритрубной стороне аппарата определяется соотношением:

$$f = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot n$$

$d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр трубок, м;
 n - количество трубок в одном ходе аппарата



Межтрубное пространство аппарата с шахматной компоновкой пучка

1 — трубка поверхности теплообмена, 2 — перегородка, 3 — стенка корпуса

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

5

Площадь живого сечения для прохода теплоносителя в межтрубном пространстве при шахматной компоновке прямых трубок в случае поперечного омывания определяется по сечению, проходящему через оси поперечного ряда трубок, как разность между полной площадью этого поперечного сечения и частью площади, занятой трубками:

$$f = b(a - nd_{\text{н}})$$

b и a - размеры участка в расчетном сечении, м; n - число трубок в поперечном сечении.

При продольном течении теплоносителя вдоль трубок в кожухе проходное сечение рассчитывается по формуле:

$$f = F_0 - n \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}$$

n - количество продольно обтекаемых трубок в расчетном сечении; F_0 - площадь поперечного сечения кожуха, м²; для цилиндрического кожуха $F_0 = \frac{\pi D^2}{4}$; для прямоугольного кожуха $F_0 = a - d$; D - внутренний диаметр корпуса аппарата, м; a, d - размеры поперечного сечения прямоугольного корпуса аппарата, м.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

6

Допустимые пределы изменения скорости воды в трубках зависят от качества воды и материала трубок. Поскольку увеличение скорости воды влечет за собой повышение затрат на ее перекачку, *расчетная скорость* воды при номинальном ее расходе обосновывается технико-экономическими расчетами и обычно равняется *1,8-2,0 м/с*. *Минимальная скорость воды* в трубках поверхности охлаждения не должна быть менее *1,0-1,3 м/с*, что позволяет избежать быстрого загрязнения трубок.

Из условий предотвращения коррозионного износа трубок поверхностей теплообмена аппаратов предельные скорости воды в них рекомендуется принимать следующими:

- 2 м/с — для стальных углеродистых трубок;
- 2 м/с — для латунных и медно-никелевых трубок;
- 4 м/с — для стальных нержавеющей трубок.

ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ТЕПЛОВУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АППАРАТОВ

7

1. Тепловую эффективность любого теплообменного аппарата достаточно полно отражает величина среднего **коэффициента теплопередачи** в нем, численно равная количеству теплоты, переданной за единицу времени от одного теплоносителя к другому через единицу поверхности теплообмена при средней разности температур теплоносителей **в $1\text{ }^{\circ}\text{C}$** .

Величина **коэффициента теплопередачи** определяется интенсивностью процессов передачи теплоты от **первичного** теплоносителя к поверхности теплообмена и от нее - к **вторичному** теплоносителю. Интенсивность этих процессов **характеризуется величиной коэффициента теплоотдачи**, т.е. количеством теплоты, переданной (или полученной) за единицу времени от одного теплоносителя к единице поверхности теплообмена (или от поверхности теплообмена к теплоносителю) при средней разности температур между теплоносителем и стенкой поверхности в **$1\text{ }^{\circ}\text{C}$** .

ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ТЕПЛОВУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АППАРАТОВ

8

Коэффициент теплопередачи в поверхностном аппарате ввиду малой толщины стенки трубок с достаточной для практических целей точностью можно вычислить по формуле для плоской стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$



где α_1 , α_2 — коэффициенты теплоотдачи со стороны внутритрубного и межтрубного теплоносителей, Вт/(м²·К);

δ — толщина стенки поверхности теплообмена, м;

λ — коэффициент теплопроводности материала стенки трубок, Вт/(м·К)

ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ТЕПЛОВУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АППАРАТОВ

9

2. Величина нагрева вторичного теплоносителя в аппарате характеризует эффективность работы подогревателя.

$$\Delta t = t_2 - t_1$$

Оценка тепловой эффективности поверхностных конденсирующих аппаратов ПТУ может также производиться также по величине **недогрева воды до температуры насыщения пара при соответствующем его давлении**

$$\Delta t = t_s - t_2$$

Недогрев питательной воды до температуры насыщения имеет место в поверхностных теплообменных аппаратах вследствие наличия термического сопротивления переносу теплоты через стенки трубок поверхности теплообмена между конденсирующимся паром и нагреваемой водой.

ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ТЕПЛОВУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АППАРАТОВ

10

3. Основным показателем эффективности работы **конденсаторов** является, кроме вышеуказанных параметров, **величина давления пара** P_K в его горловине.

В эксплуатационной практике широко применяется термин **вакуум** (V), т.е. разность между барометрическим давлением (B) и давлением пара в конденсаторе: $V = B - P_K$. Вакуум обычно выражается в процентах от барометрического давления

$$V = \frac{B - P_K}{B} 100 \%$$

ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ТЕПЛОВУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АППАРАТОВ

11

4. Для **подогревателей ГТУ** характеристикой их эффективности является **степень регенерации r** , определяемая по соотношению

$$r = \frac{t_2 - t_1}{t_0 - t_1} 100 \%$$

где t_2, t_1 - температуры нагреваемого теплоносителя на выходе и входе аппарата соответственно; t_0 - температура греющего теплоносителя на входе в регенератор.



ВИДЫ РАСЧЕТОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

12

Состав и количество исходных данных, необходимых для поверочного или проектного расчета, зависят от функционального назначения аппарата, его места в тепловой схеме турбоустановки, особенностей конструкции, а также конкретных параметров работы аппарата в условиях эксплуатации.

В зависимости от характера величин, получаемых в результате проектного или поверочного расчета, различают **тепловой, гидродинамический и прочностной расчеты**. В отдельных случаях, когда отдельное определение тепловых и гидродинамических характеристик аппарата невозможно, как это имеет место для смешивающих аппаратов и маслоохладителей, проводится совместный теплогидравлический расчет.



ВИДЫ РАСЧЕТОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

13

Расчет теплообменных аппаратов может выполняться как **конструкторский** (проектный) и как **поверочный**.

Конструкторский расчет проводится для определения величины поверхности теплообмена, **геометрических размеров аппарата и элементов его конструкции**, а в случае многосекционных теплообменных аппаратов - количества секций и схемы соединения секций или аппаратов между собой. Кроме того, при проведении проектно-конструкторских расчетов детализируют конструкцию аппарата, компоную, как правило, из стандартизованных или нормализованных деталей, узлов, секций, а также рассчитывают массовые, габаритные, гидравлические, экономические и другие показатели теплообменного аппарата. При этом заданными считаются параметры номинального режима работы аппарата, а также факторы компоновки аппарата по отношению к турбоагрегату

ВИДЫ РАСЧЕТОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

14

Расчет теплообменных аппаратов может выполняться как **конструкторский** (проектный) и как **поверочный**.

В процессе **поверочного расчета** для заданных параметров режима работы аппарата и схеме течения теплоносителей при известных размерах всего аппарата и отдельных элементов его конструкции определяются показатели **тепловой эффективности, гидравлические характеристики, напряжения и усилия**, действующие в элементах и узлах теплообменного аппарата. Поверочный расчет применяется при проектировании новых аппаратов и в эксплуатации существующих для определения характеристик аппаратов на различных режимах их работы, а также при подборе аппаратов для турбоустановок из ряда существующих конструкций и типоразмеров.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

15

Тепловой расчет производят с целью определения эффективности процессов переноса теплоты в аппарате, неизвестных конечных температур или требуемых режимных параметров теплоносителей. **Основополагающими соотношениями для теплового расчета любого теплообменного аппарата являются уравнения теплового баланса и теплопередачи.**

Уравнение теплового баланса для поверхностного аппарата в общем случае (при отсутствии потерь теплоты во внешнюю среду) имеет вид

$$Q = G_1 c_{p1} (t_{1ВХ} - t_{1ВЫХ}) = G_2 c_{p2} (t_{2ВЫХ} - t_{1ВХ})$$

где Q - тепловая мощность аппарата, кВт; G_1, G_2 - массовые расходы первичного и вторичного теплоносителей, кг/с; c_{p1}, c_{p2} - теплоемкости первичного и вторичного теплоносителей, кДж/(кг К); $t_{1ВХ}, t_{2ВХ}$ - температуры первичного и вторичного теплоносителей на входе в аппарат, К; $t_{1ВЫХ}, t_{2ВЫХ}$ - температуры первичного и вторичного теплоносителей на выходе из аппарата, К

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

16

Уравнение теплового баланса для аппарата с конденсацией пара выражается соотношением

$$Q = D_{\Pi}(h_{\Pi} - h_{\text{К}}) = G_{\text{В}}c_{p\text{В}}(t_{2\text{В}} - t_{1\text{В}})$$

где D_{Π} - расход пара в аппарат, кг/с; $G_{\text{В}}$ - расход воды через аппарат, кг/с; h_{Π} - теплосодержание пара, кДж/кг; $h_{\text{К}}$ - теплосодержание конденсата, кДж/кг; $c_{p\text{В}}$ - теплоемкость воды, кДж/(кг К); $t_{1\text{В}}$, $t_{2\text{В}}$ - температура воды на входе и выходе аппарата соответственно, К.



ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

17

Уравнение теплопередачи для поверхностного аппарата

$$Q = kF\overline{\Delta t}$$

где Q - полный тепловой поток (тепловая мощность), кВт; k - средний для всей поверхности теплообмена коэффициент теплопередачи, Вт/(м² К); F - площадь поверхности теплообмена, м²; $\overline{\Delta t}$ - среднелогарифмическая разность температур между теплоносителями, К

Поскольку система приведенных уравнений незамкнута, для теплового расчета аппарата необходимо задаваться рядом параметров теплоносителей и геометрических размеров элементов аппарата. **Методика расчета и расчетная схема зависят от того, какой имеется набор исходных данных, и от общей постановки задачи расчета.** Основным моментом расчета является, как правило, определение значения среднего для всей поверхности теплообмена коэффициента теплопередачи K . Способы и зависимости для расчета величины коэффициента теплопередачи приводятся в соответствующих разделах, посвященных тепловому расчету теплообменных аппаратов различного назначения.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

18

Гидродинамический расчет теплообменного аппарата в общем случае включает в себя определение гидравлических **потерь давления в трубном пространстве аппарата, а также гидродинамического сопротивления межтрубного пространства**. Под гидродинамическим сопротивлением понимается разность давлений на входе и выходе теплоносителя из аппарата.

Расчет гидравлического сопротивления тракта начинается с составления его расчетной схемы и разбивки ее на участки. Сопротивление расчетного участка в общем случае складывается из сопротивлений трения, местных сопротивлений и потерь напора на ускорение потока

$$\Delta P = (\xi_{\text{тр}} + \sum \xi_{\text{м}} + \xi_t) \frac{\rho \omega^2}{2}$$

где ω - скорость течения теплоносителя, м/с; $\frac{\rho \omega^2}{2}$ - скоростной (динамический) напор, Па;
 $\xi_{\text{тр}}$ - коэффициент сопротивления трения; $\sum \xi_{\text{м}}$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений; ξ_t - коэффициент потерь на ускорение неизотермического потока

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

19

Проблемы гидродинамики играют важную роль в конструировании теплообменника и эффективности его работы. **Потери давления, распределение гидродинамических параметров и перемешивание теплоносителей** часто являются определяющими факторами при выборе основных **геометрических характеристик теплообменника**, а также типов и характеристик насосов, подающих соответствующий теплоноситель.

Методики гидродинамического расчета конкретных аппаратов **различаются** между собой по **способам определения коэффициентов** сопротивления трения и местных сопротивлений, а в некоторых случаях базируются на эмпирических зависимостях, описывающих в интегральном виде потери давления теплоносителя в аппарате.



ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

20

Целью расчета на прочность является определение способности конструкции теплообменного аппарата сопротивляться статическим и динамическим нагрузкам, которые возникают при эксплуатации аппарата и обусловлены как его конструкцией, так и режимом его работы. Расчет на прочность элементов конструкции теплообменного аппарата может выполняться как конструкторский и как поверочный.

При конструкторском расчете определяются основные размеры аппарата, удовлетворяющие условиям прочности.

Поверочный расчет производится для определения допустимых значений рабочих нагрузок и напряжений в различных элементах конструкции теплообменного аппарата при заданных размерах этих элементов.

ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

21

Расчет на прочность производится по номинальным допускаемым напряжениям. Под номинальным допускаемым напряжением $[\sigma]$ понимается напряжение, используемое в расчетах для определения минимальной допускаемой толщины стенки и максимального допускаемого давления

Характеристиками прочности материала являются следующие величины:

- физический предел текучести при расчетной температуре;
- временное сопротивление или предел прочности при комнатной и расчетной температурах;
- предел длительной прочности при расчетной температуре.

Условия нагружения	Величина коэффициента запаса		
	n_T	n_B	n_D
Рабочие условия	1,5	2,4	1,5
Гидравлические испытания	1,1	-	-
Условия монтажа	1,1	-	-



ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

22

Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена определяется схемой их взаимного движения и соотношением произведения массовых расходов теплоносителей и их теплоемкостей (водяных эквивалентов):

$$W = Gc_p.$$

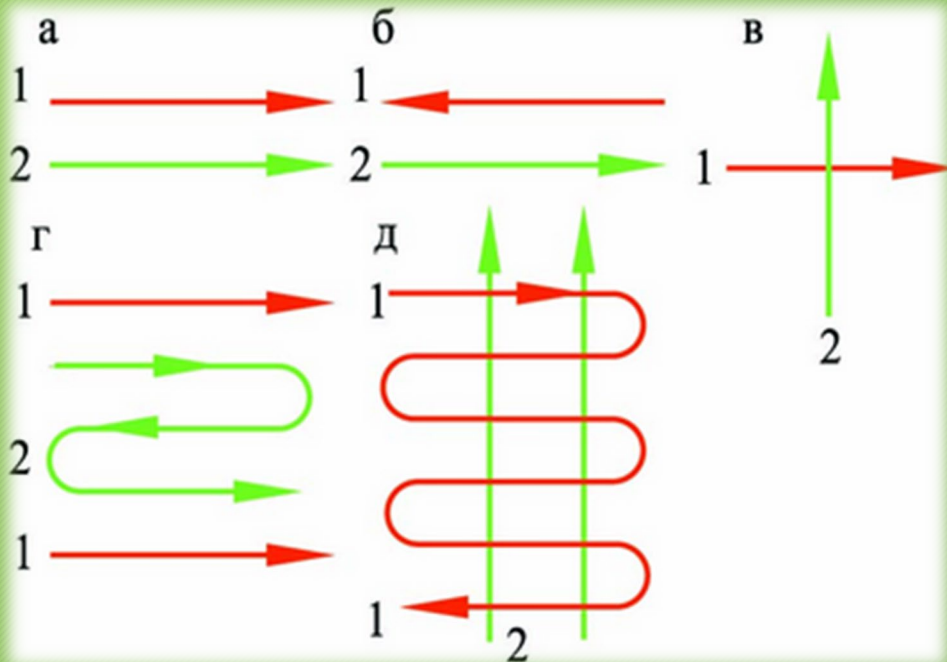
В соответствии с уравнением теплового баланса отношение изменений температур теплоносителей обратно пропорционально отношению их массовых расходов теплоемкостей (водяных эквивалентов):

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{W_1}{W_2}$$

ПРИНЦИПЫ ОРГАНИЗАЦИИ ТЕЧЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ В АППАРАТАХ

23

Основной характеристикой конструкции теплообменного аппарата является тип относительного движения потоков теплоносителей и схема их взаимного движения.

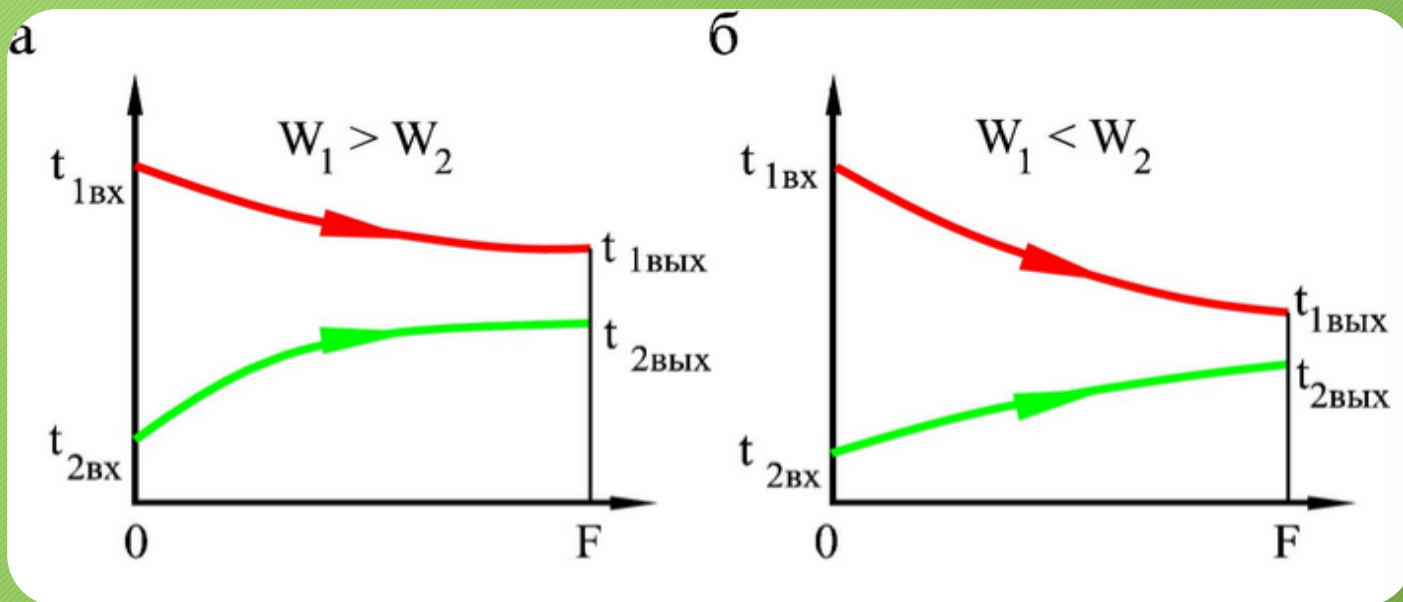


Схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах

а - прямоток, б - противоток, в - перекрестный ток, г - смешанная схема, д - многократный перекрестный ток; 1 - первый теплоноситель, 2 - второй теплоноситель

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

24



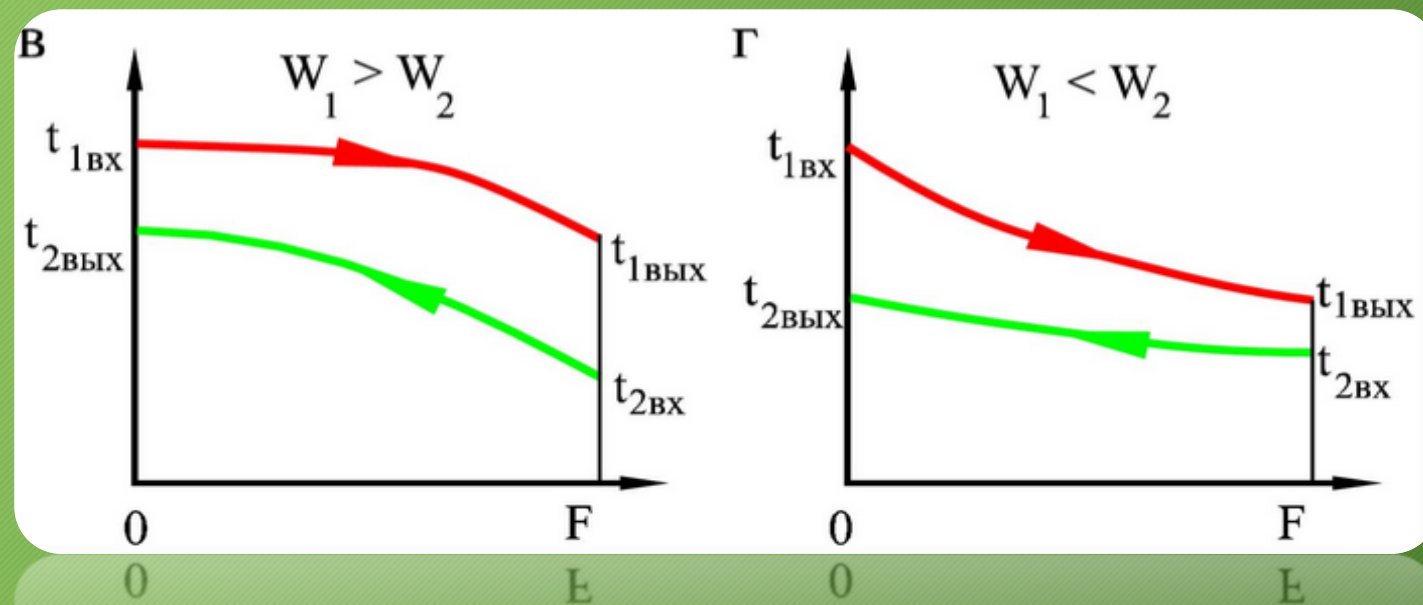
Характер изменения температуры теплоносителей при прямотоке и противотоке в зависимости от соотношения водяных эквивалентов

а, б - прямоток, в, г - противоток
1 - первый теплоноситель,
2 - второй теплоноситель

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

25

Характер изменения температуры теплоносителей при прямотоке и противотоке в зависимости от соотношения водяных эквивалентов



а, б - прямоток, в, г - противоток
1 - первый теплоноситель,
2 - второй теплоноситель

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

26

Для **расчета теплообмена** в аппарате необходимо знать **величину средней разности температур** между теплоносителями. Расчетная среднелогарифмическая разность температур для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей в общем случае определяется по формуле:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}$$

где $\Delta t_{\text{б}}, \Delta t_{\text{м}}$ - большая и меньшая разности температур теплоносителей на входе и выходе, °С. Если $\Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}} \leq 2$, то средний температурный напор может определяться как среднеарифметическая разность

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}$$