

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ



Институт энергетический
Направление теплоэнергетика
 и теплотехника
Кафедра АТЭС

Лабораторная работа № ММТП-014М

“ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА”

Томск 2013

Цель работы - с помощью численного эксперимента определить зависимость тепловой мощности теплообменного аппарата в зависимости от схемы включения, вида теплоносителя, геометрических параметров (диаметры наружной и внутренней труб, длина) и режимных параметров, определить коэффициент теплопередачи в зависимости от режимных параметров, коэффициент теплоотдачи по одному из теплоносителей методом теплообменника, а также зависимость тепловой мощности аппарата, коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи от геометрических параметров турбулизаторов.

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменные аппараты используются для передачи тепла от одного теплоносителя к другому. Теплоноситель, имеющий более высокую температуру и отдающий тепло, называется горячим; теплоноситель, обладающий более низкой температурой и воспринимающий тепло – холодным.

Все теплообменные аппараты по способу передачи тепла могут быть разделены на две большие группы: поверхностные и контактные (рис.1). В поверхностных аппаратах теплоносители отделены друг от друга твердой стенкой (такие аппараты называются рекуперативными), либо поочередно контактируют с одной и той же стенкой (такие аппараты называются регенеративными). Эту стенку (поверхность) называют поверхностью теплообмена.



Рис. 1 – Классификация теплообменных аппаратов

В рекуперативном аппарате одна сторона поверхности теплообмена все время омывается горячим теплоносителем, другая – холодным. Тепло передается от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку. Направление теплового потока в стенке остается неизменным.

В регенеративном аппарате одна и та же поверхность теплообмена попеременно омывается то одним, то другим теплоносителем. В период нагрева поверхности теплообмена, называемой насадкой регенератора, она контактирует с горячим теплоносителем и аккумулирует тепло, которое в период охлаждения отдает холодному теплоносителю. Направление теплового потока в стенках аппарата периодически меняется. В качестве насадки в таких аппаратах могут использоваться шары, кольца, мелкие трубы, собранные в плотный пучок, иногда кирпичная кладка (например, в регенераторах мартеновских печей). Достоинствами таких аппаратов являются возможность размещения большой поверхности в единице объема (большая компактность) и работы при высоких температурах (при использовании в качестве насадки высокотемпературных материалов), недостатками – плохая герметичность, неизбежность перемешивания теплоносителей, невозможность работы при высоких давлениях рабочих сред.

В контактных теплообменных аппаратах передача тепла происходит при непосредственном контакте горячего и холодного теплоносителей, при этом теплообмен сопровождается массообменом. В аппаратах смесительного типа горячий и холодный теплоносители перемешиваются и образуют растворы или смеси (примером таких аппаратов могут служить различного типа скрубберы или смесители горячей и холодной воды, используемые в системах водоснабжения). В аппаратах барботажного типа теплоносители находятся в разных фазах и при контакте обмениваются теплом, практически не перемешиваясь между собой. Например, в градирнях капли разбрызгиваемой воды охлаждаются встречным потоком холодного воздуха, а в барботерах горячий пар охлаждается, поднимаясь через слой жидкости. Аппараты контактного типа не могут применяться, если рабочие среды имеют разные давления или вообще не могут перемешиваться.

Аппараты контактного и регенеративного типа не нашли широкого применения на практике. Основным типом теплообменников, используемых в различных областях техники, по-прежнему остаются рекуперативные аппараты, которые и будут дальше рассматриваться.

Рекуперативные теплообменные аппараты можно, в свою очередь, классифицировать:

1. По взаимному направлению потоков теплоносителей:
 - прямоточные (прямоток), когда оба теплоносителя движутся параллельно в одном направлении;
 - противоточные (противоток), когда оба теплоносителя движутся в противоположных направлениях;
 - с перекрестным током – теплоносители движутся во взаимно перпендикулярных направлениях, однократно или многократно;
 - с более сложными схемами различного сочетания прямотока, противотока и перекрестного тока.
2. По роду теплоносителей:
 - аппараты, в которых оба теплоносителя не меняют своего агрегатного состояния (газо-газовые, жидко-жидкостные, газожидкостные);

- аппараты, в которых изменяется агрегатное состояние одного теплоносителя, - конденсаторы (горячего теплоносителя), парогенераторы, испарители (холодного теплоносителя);
- аппараты, в которых изменяются агрегатные состояния обоих теплоносителей (конденсаторы-испарители).

3. По конструктивному оформлению :

- трубчатые;
- трубчато-ребристые;
- пластинчатые;
- пластинчато-ребристые;
- трубчато-пластинчатые.

Наиболее распространенной конструкцией являются трубчатые аппараты. Поверхность теплообмена таких аппаратов состоит из одной или нескольких труб. Простейший теплообменник – типа труба в трубе – состоит всего из одной трубы, которая внутри омывается одним теплоносителем, а снаружи – другим, который протекает в кольцевом пространстве между теплообменной трубой и кожухом. Если теплообменник состоит из нескольких труб, то они собираются в трубный пучок с помощью трубных досок. Трубы с трубными досками заключены в кожух.

Рассмотрим принципы теплового расчета рекуперативных теплообменников с однофазными теплоносителями. Обычно при расчете аппарата определяется либо поверхность теплообмена (конструкторский расчет), либо количество переданного тепла и конечные температуры теплоносителей (поверочный расчет). В основе теплового расчета теплообменных аппаратов лежат уравнения теплового баланса и теплопередачи.

При стационарном режиме работы, если пренебречь утечками тепла в окружающую среду, передаваемый в аппарате тепловой поток равен уменьшению энтальпии горячего теплоносителя и увеличению энтальпии холодного теплоносителя:

$$dQ = -G_r di_r = G_x di_x; \quad (1)$$

$$Q = G_r (i_r' - i_r'') = G_x (i_x'' - i_x') \quad (2)$$

где G – массовый расход теплоносителя, $[G] = 1 \text{ кг/с}$; i' и i'' – энтальпия на входе и выходе из аппарата

$[i] = 1 \text{ Дж/кг}$, $[Q] = 1 \text{ Вт}$ Индекс r обозначает горячий теплоноситель, x – холодный. Уравнение (2) и есть уравнение теплового баланса.

Если вместо энтальпии ввести теплоемкость при постоянном давлении C_p , воспользовавшись соотношением $di = C_p dT$, то (2) примет вид

$$Q = G_r \bar{C}_{pr} (T_r' - T_r'') = G_x \bar{C}_{px} (T_x'' - T_x') \quad (3)$$

где \bar{C}_{pr} и \bar{C}_{px} – средние значения теплоемкостей горячего и холодного теплоносителей соответственно в интервалах температур от T_r' до T_r'' и от T_x' до T_x'' . Уравнение (1) примет при этом вид

$$dQ = -G_r \bar{C}_{pr} dT_r = G_x \bar{C}_{px} dT_x \quad (4)$$

Иногда вводится понятие полных теплоемкостей массовых расходов горячего и холодного теплоносителей:

$$C_r = G_r \bar{C}_{pr}, \quad C_x = G_x \bar{C}_{px} \quad (5)$$

(Раньше величину C называли водяным эквивалентом). $[C] = 1 \text{ Вт/К}$.

Из вышеприведенных уравнений следует, что

$$\frac{C_r}{C_x} = \frac{T_x'' - T_x'}{T_r' - T_r''} = - \frac{dT_x}{dT_r} \quad (6)$$

т.е. отношение изменения температур однофазных теплоносителей обратно пропорционально отношению их полных теплоемкостей (водяных эквивалентов).

Для элемента поверхности теплообмена dF уравнение теплопередачи в дифференциальной форме записывается в виде

$$dQ = K \Delta T dF, \quad (7)$$

где K – коэффициент теплопередачи, $[K] = 1 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$; $\Delta T = T_r - T_x$ – текущий температурный напор. Суммарный поток тепла через поверхность теплообмена

$$Q = \int_0^F K \Delta T dF$$

(8) Для определения Q необходимо знать распределение K и ΔT по поверхности теплообмена. Для однофазных теплоносителей коэффициент теплопередачи обычно изменяется незначительно и поэтому принимается постоянным по всей поверхности теплообмена. Тогда

$$Q = K \int_0^F \Delta T dF = K \overline{\Delta T} F, \quad (9)$$

где средний по поверхности теплообмена температурный напор

$$\overline{\Delta T} = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta T dF \quad (10)$$

Уравнение (9) и является уравнением теплопередачи. Оно позволяет при конструкторском расчете определить поверхность теплообмена F .

Если в теплообменном аппарате коэффициент теплопередачи существенно изменяется на отдельных участках поверхности теплообмена (как, например, для аппаратов с кипением или конденсацией теплоносителя на части поверхности), вводится средний по поверхности коэффициент K .

Для плоской стенки коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}, \quad (11)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплопередачи; δ – толщина стенки; λ – коэффициент теплопроводности материала стенки; для цилиндрической стенки при отнесении теплового потока соответственно к внутренней и наружной поверхности

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (12)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (13)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи внутри и снаружи трубы; d_1 и d_2 – внутренний и наружный диаметры, $[K] = 1 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Если $d_2/d_1 < 1,8$, то вполне допустимо использование определения K по формуле для плоской стенки (11), т.е.

$$Q = K \pi d_0 l \overline{\Delta T}, \quad (14)$$

где $d_0 = d_2$ при $\alpha_1 \gg \alpha_2$; $d_0 = d_1$ при $\alpha_0 \gg \alpha_1$, и $d_0 = 0,5 (d_1 + d_2)$ при $\alpha_1 \approx \alpha_2$; здесь l – длина труб.

Если ввести линейный коэффициент теплопередачи для цилиндрической стенки

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \quad (15)$$

то

$$Q = K_l \pi \overline{\Delta T} \quad (16)$$

Необходимые для определения коэффициента теплоотдачи расчетные зависимости приводятся в учебниках, монографиях, справочниках.

Определим среднюю разность температур $\overline{\Delta T}$ для простейших схем движения теплоносителей – прямоточной и противоточной. Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена определяется схемой движения и соотношением теплоемкостей массовых расходов теплоносителей C_T и C_X (водяных эквивалентов). Для теплоносителей с большей теплоемкостью массового расхода температура вдоль поверхности теплообмена изменяется слабее.

Для прямотока на участке dF температура горячего теплоносителя понизится на dT_T , холодного – повысится на dT_X . Согласно (4) имеем

$$dT_y = -\frac{dQ}{C_y}; \quad dT_x = \frac{dQ}{C_x} \quad (17)$$

Изменение температурного напора

$$d(T_y - T_x) = -\left(\frac{1}{C_y} + \frac{1}{C_x}\right)dQ = -\left(\frac{1}{G_y C_{py}} + \frac{1}{G_x C_{px}}\right)dQ \quad (18)$$

Используя (3) и выражая dQ через уравнение теплопередачи (7), можно получить, с учетом определения среднего по поверхности температурного напора $\overline{\Delta T}$ согласно (9) и (10),

$$\overline{\Delta T} = \overline{\Delta T_{\text{ср2}}} = \frac{(T_y' - T_x') - (T_y'' - T_x'')}{\ln \frac{T_y' - T_x'}{T_y'' - T_x''}} \quad (19)$$

Выражение (19) называется среднелогарифмическим температурным напором для прямотока.

При противотоке температуры обоих теплоносителей вдоль поверхности теплообмена падают (см.рис.4, г,д,е), и изменение температурного напора на участке dF равно

$$d(T_y - T_x) = dT_y - dT_x = -\left(\frac{1}{C_y} - \frac{1}{C_x}\right)dQ = -\left(\frac{1}{G_y C_{py}} - \frac{1}{G_x C_{px}}\right)dQ \quad (20)$$

При противотоке температурный напор по ходу горячего теплоносителя уменьшается, если $C_y < C_x$, и увеличивается, если $C_y > C_x$. Если же $C_y = C_x$, то температурный напор вдоль поверхности теплообмена не изменяется.

Используя (3) и (7), получаем

$$\frac{d(T_y - T_x)}{T_y - T_x} = -\left[\frac{(T_y' - T_x') - (T_y'' - T_x'')}{T_y - T_x}\right] \frac{KdF}{Q} = -\left[\frac{(T_y' - T_x') - (T_y'' - T_x'')}{T_y - T_x}\right] \frac{KdF}{Q} \quad (21)$$

Учитывая, что температурный напор вдоль поверхности F изменяется от $(T_y' - T_x'')$ до $(T_y'' - T_x')$, при интегрировании (21) получаем

$$\ln \frac{T_y'' - T_x'}{T_y' - T_x''} = -\left[\frac{(T_y' - T_x') - (T_y'' - T_x'')}{T_y - T_x}\right] \frac{KF}{Q} \quad (22)$$

Тогда среднелогарифмический температурный напор при противотоке

$$\overline{\Delta T} = \overline{\Delta T_{\text{ср2}}} = \frac{(T_y' - T_x'') - (T_y'' - T_x')}{\ln \frac{T_y' - T_x''}{T_y'' - T_x'}} \quad (23)$$

Вместо (19) и (23) можно дать единую формулу:

$$\overline{\Delta T_{\text{ср2}}} = \frac{\Delta T_{\text{Б}} - \Delta T_{\text{М}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{Б}}}{\Delta T_{\text{М}}}} \quad (24)$$

справедливую как при прямотоке, так и при противотоке. Здесь $\Delta T_{\text{Б}}$ – больший температурный напор; $\Delta T_{\text{М}}$ – меньший температурный напор.

Если температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяется незначительно по сравнению с температурным напором, то температурный напор можно определить как среднеарифметический между $\Delta T_{\text{Б}}$ и $\Delta T_{\text{М}}$, т.е.

$$\overline{\Delta T} = \frac{1}{2}(\Delta T_{\text{Б}} + \Delta T_{\text{М}}) \quad (25)$$

Формулу (25) используют, если $\Delta T_{\text{Б}}/\Delta T_{\text{М}} < 2$.

При поверочном расчете теплообменного аппарата заданы температуры теплоносителей на входе T_y' и T_x' , их расходы G_y и G_x , поверхность теплообмена F и коэффициент теплопередачи K, а определяются конечные температуры теплоносителей T_y'' и T_x'' и количество переданного тепла Q.

Для прямотока из уравнений (3) и (19) можно получить

$$\ln \frac{T_y'' - T_x''}{T_y' - T_x'} = - \left(\frac{1}{G_r C_{pr}} + \frac{1}{G_x C_{px}} \right) KF$$

ИЛИ

$$\frac{T_y'' - T_x''}{T_y' - T_x'} - 1 = \varepsilon \frac{-KF}{G_r C_{or}} \left(1 + \frac{G_r C_{or}}{G_x C_{ox}} \right) - 1$$

Откуда, используя (3), получаем выражение для изменения температур горячего и холодного теплоносителей:

$$T_y' - T_y'' = (T_y' - T_x') \frac{1 - \varepsilon \frac{-KF}{G_r C_{or}} \left(1 + \frac{G_r C_{or}}{G_x C_{ox}} \right)}{1 + \frac{G_r C_{pr}}{G_x C_{px}}}; \quad (26)$$

$$T_x'' - T_x' = (T_y' - T_x') \frac{1 - \varepsilon \frac{-KF}{G_r C_{or}} \left(1 + \frac{G_r C_{or}}{G_x C_{ox}} \right)}{1 + \frac{G_x C_{px}}{G_r C_{pr}}}; \quad (27)$$

При расчете промежуточных температур T_r и T_x в формулы (26) и (27) вместо F подставляется текущее значение площади поверхности F_x , отсчитываемое от входа теплоносителей.

Для противотока из уравнений (3) и (22) получаем

$$\frac{T_y'' - T_x'}{T_y' - T_x''} = \varepsilon \frac{-KF}{G_r C_{or}} \left(1 - \frac{G_r C_{or}}{G_x C_{ox}} \right)$$

Окончательные выражения для изменения температур теплоносителей имеют вид

$$T_y' - T_y'' = (T_y' - T_x') \frac{1 - \varepsilon \frac{-KF}{G_r C_{or}} \left(1 - \frac{G_r C_{or}}{G_x C_{ox}} \right)}{1 - \frac{G_r C_{pr}}{G_x C_{px}} \cdot \varepsilon \frac{-KF}{G_r C_{or}} \left(1 - \frac{G_r C_{or}}{G_x C_{ox}} \right)}; \quad (28)$$

$$T_x'' - T_x' = (T_y' - T_x') \frac{1 - \varepsilon \frac{-KF}{G_r C_{or}} \left(1 - \frac{G_r C_{or}}{G_x C_{ox}} \right)}{\frac{G_x C_{px}}{G_r C_{pr}} - \varepsilon \frac{-KF}{G_r C_{or}} \left(1 - \frac{G_r C_{or}}{G_x C_{ox}} \right)}; \quad (29)$$

При определении промежуточных температур T_r и T_x в противоточных теплообменниках для горячего теплоносителя в числителе уравнения (28) F заменяется на F_x , т.е.

$$T_y' - T_y = (T_y' - T_x') \frac{1 - \varepsilon \frac{-KF}{G_r C_{or}} \left(1 - \frac{G_r C_{or}}{G_x C_{ox}} \right)}{1 - \frac{G_r C_{pr}}{G_x C_{px}} \cdot \varepsilon \frac{-KF}{G_r C_{or}} \left(1 - \frac{G_r C_{or}}{G_x C_{ox}} \right)}; \quad (30)$$

причем F_x отсчитывается от входа горячего теплоносителя. Для холодного теплоносителя при этой системе отсчета

$$T_x'' - T_x' = (T_g' - T_x') \frac{1 - \varepsilon \frac{KF}{G_r \overline{C_{gr}}} \left(1 - \frac{G_r \overline{C_g}}{G_x \overline{C_{ox}}} \right)}{\frac{G_x \overline{C_{px}}}{G_r \overline{C_{pr}}} - \varepsilon \frac{KF}{G_r \overline{C_{gr}}} \left(1 - \frac{G_r \overline{C_g}}{G_x \overline{C_{ox}}} \right)} \quad (31)$$

Если температура теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяется незначительно ($\Delta T_g / \Delta T_x < 2$), то можно принять линейным ее распределение по длине, а средний температурный напор, определенный по (25), будет

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_g + \Delta T_x}{2} = \left(\frac{T_g' + T_g''}{2} - \frac{T_x' + T_x''}{2} \right)$$

Определив T_g'' и T_x'' из уравнения теплового баланса (3), получим

$$\overline{\Delta T} = (T_g' - T_x') - \left(\frac{1}{2G_g \overline{C_{pg}}} + \frac{1}{2G_x \overline{C_{px}}} \right) Q$$

Подставив это выражение для $\overline{\Delta T}$ в уравнение теплопередачи (9) и решив его относительно Q , получим

$$Q = \frac{T_g' - T_x'}{\frac{KF}{2G_g \overline{C_{pg}}} + \frac{1}{2G_x \overline{C_{px}}}} \quad (32)$$

Знание Q позволяет найти температуры на выходе T_g'' и T_x'' .

Для сравнения прямого тока с противотоком будем сравнивать количество переданного тепла при одинаковых $KF, G_g \overline{C_{pg}}, G_x \overline{C_{px}}, T_g', T_x'$.

Эти схемы равноценны только при очень больших и очень малых значениях G_g / C_x (практически при $G_g \overline{C_{pg}} / G_x \overline{C_{px}} < 0,5$ и $G_g \overline{C_{pg}} / G_x \overline{C_{px}} > 10$) или при очень малых значениях $KF / G_g \overline{C_{pg}}$ (меньше 0,1). Первое условие соответствует малому изменению температуры одного из теплоносителей, во втором случае температурный напор значительно больше изменения температуры теплоносителя. Во всех остальных случаях при прочих равных условиях при противотоке передается больший тепловой поток.

Поэтому с данной точки зрения противоточная схема является предпочтительной. Следует также обратить внимание на то, что только при противотоке можно получить $T_x'' > T_g'$ (при прямом токе это в принципе невозможно).

Однако при противотоке температура поверхности теплообмена вблизи входа горячего теплоносителя оказывается более высокой, чем при прямом токе. При высоких температурах горячего теплоносителя данное обстоятельство приходится учитывать.

К современным теплообменным аппаратам предъявляются повышенные требования по компактности, габаритам и массе. При заданных значениях тепловой мощности, расходов теплоносителей и гидравлических сопротивлений уменьшить габариты и массу аппаратов можно либо за счет увеличения коэффициентов теплопередачи, либо за счет более плотной компоновки (уменьшения диаметра труб, расстояния между ними). Уменьшение диаметра труб и расстояния между ними ограничивается технологическими требованиями, поэтому возможности этого пути практически исчерпаны. Остается только путь уменьшения габаритных размеров и массы аппарата за счет интенсификации теплообмена.

Известно много методов интенсификации теплообмена. Среди них особое место занимает закрутка потока в трубах с помощью различного рода винтовых вставок (закрученные ленты, шнеки) по всей длине трубы или на ее части, тангенциального подвода теплоносителя в трубу, лопаточных завихрителей, расположенных на входе или периодически. Кроме того, с целью интенсификации используются также криволинейные каналы (змеевиковые и спиральные). В ряде случаев для интенсификации теплообмена можно применять наложение на вынужденное течение колебаний расхода. При наличии в канале акустического резонанса теплоотдача существенно увеличивается в зоне пучности скорости стоячей волны. При этом заметно возрастает и средняя теплоотдача.

Однако, наиболее реальным, доступным и высокоэффективным путем интенсификации теплообмена является искусственная турбулизация потока. При умеренном росте гидравлического сопротивления она значительно увеличивает коэффициент теплоотдачи. Рассматриваемый ниже метод интенсификации теплообмена основан на детальном изучении структуры турбулентного течения в каналах.

Рассмотрим распределение вдоль радиуса трубы безразмерных температур θ , скорости $W_X(Y)/W_0$, плотности теплового потока $q(Y)/q_w$; массовой скорости $\rho W_X/(\rho W)_0$ и коэффициента турбулентного переноса импульса μ_T/μ при течении в трубе газа с $Re_w = 4,3 \cdot 10^4$, $Pr = 0,7$ (1 – нагревание воздуха при $T_w = 1000$ K, $T_F = 154$ K; 2 – охлаждение воздуха при $T_w = 300$ K, $T_F = 902$ K; 3 – изотермическое течение).

Так как

$$q = (\lambda + \lambda_T) \frac{\partial T}{\partial r} \quad (33)$$

а коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{q_w}{T_w - T_F} \quad (34)$$

где среднemasовая температура потока

$$T_F = \frac{\int_0^{r_0} \rho C_p T W r dr}{\int_0^{r_0} \rho C_p W r dr} \quad (35)$$

то нетрудно заключить, что наибольшее влияние на α окажет увеличение λ_T в непосредственной близости от стенки. В пристенном слое толщиной $(0,05 \dots 0,1) r_0$ среднее значение коэффициента турбулентной теплопроводности λ_T не превышает 10% от максимального при данном числе Рейнольдса, а тепловой поток близок к максимальному. Поэтому, в пристенном слое толщиной $(0,05 \dots 0,1) r_0$ или высотой

$$Y^+ = Y / \sqrt{\nu \tau_w / \rho} \approx 60 \dots 160$$

(Y – расстояние от стенки; ν – кинематическая вязкость; τ_w – касательное напряжение на стенке) расходуется 60... 70% располагаемого температурного напора. Чем больше число Прандтля, тем на более узкий пристенный слой целесообразно воздействовать. Следовательно, наибольшей интенсификации теплоотдачи можно добиться, увеличивая λ_T именно в таких пристенных слоях. В то же время ясно, что дополнительная турбулизация ядра потока (где λ_T велико, а $q \ll q_w$) мало увеличит теплоотдачу, хотя и приведет к большему росту гидравлических потерь.

Эффективным методом интенсификации теплоотдачи является создание в пристенной области отрывных зон. Наилучшие результаты получаются при дискретной турбулизации потока на стенках каналов, причем источниками турбулентных вихрей должны служить плавно очерченные выступы или канавки с высотой $Y^+ = 60 \dots 150$. Их не рекомендуется располагать слишком часто ($t/h \leq 5 \dots 10$, где t – шаг, а h – высота турбулизатора), так как возникающие при этом за турбулизатором пульсации не успеют заметно затухнуть на пути к следующему турбулизатору и будут диффундировать в ядро, увеличивая тем самым интенсивность пульсаций. Подобное явление имеет место в шероховатых трубах и ведет к значительному росту гидравлических потерь при небольшом повышении теплоотдачи.

Если же увеличить расстояние между турбулизаторами, то дополнительно возникшие в зоне вихри и генерируемые при их периодическом разрушении турбулентные пульсации переносятся потоком близко к стенке, повышая λ_T только около нее, а значит, интенсификация теплоотдачи будет достигнута ценой минимальных гидравлических потерь. При слишком большом ($t/h \leq 50 \dots 100$) расстоянии между турбулизаторами дополнительная турбулентность успевает заметно затухнуть на некотором расстоянии от турбулизатора, и остальной участок канала до следующего турбулизатора по структуре потока будет мало отличаться от гладкого канала.

Максимальное увеличение теплоотдачи $Nu/Nu_{гп}$ и гидравлического сопротивления $\xi/\xi_{гп}$ достигается при $t/h \approx 10$, причем максимум $Nu/Nu_{гп}$ не зависит от формы турбулизатора, а максимум $\xi/\xi_{гп}$ сильно зависит (он минимален при плавной форме турбулизатора).

Проведенный анализ позволил выбрать рациональный метод интенсификации теплообмена в каналах любого поперечного сечения и разработать способы его реализации. Для трубчатых теплообменных аппаратов предложен следующий метод интенсификации теплообмена. На наружной поверхности теплообменных труб накаткой наносят периодически расположенные кольцевые канавки. При этом на внутренней поверхности труб образуются кольцевые диафрагмы с плавной конфигурацией. Диафрагмы и кольцевые канавки турбулизуют поток в пристенном слое и обеспечивают интенсификацию теплообмена как снаружи, так и внутри труб. При этом не увеличивается наружный диаметр труб, что позволяет использовать их в тесных пучках и не менять существующей технологии сборки трубчатых теплообменных аппаратов. Данные поверхности теплообмена применяются в трубчатых аппаратах, работающих на газах и жидкостях, а также при кипении и конденсации теплоносителей.

Увеличение коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в трубах с кольцевыми диафрагмами по сравнению с гладкими удобно учитывать отношениями $Nu/Nu_{гп}$ и $\xi/\xi_{гп}$ при одинаковых

числах Re (индекс «гл» относится к гладкой трубе). При определении коэффициентов теплоотдачи в трубах с кольцевыми диафрагмами и в пучках труб с кольцевыми канавками увеличение поверхности теплообмена не учитывалось, т.е. плотность теплового потока рассчитывалась по поверхности гладкой трубы. При определении Re и коэффициента гидравлического сопротивления ξ скорость потока рассчитывалась по проходному сечению гладких каналов.

Были найдены оптимальные параметры турбулизаторов. Установлено, что отрывные зоны как источники вихревых структур формируют неустойчивость вязкостных течений, расширяя тем самым переходную область ($Re = 2000 \dots 5000$), в которой достигаются наиболее эффективные соотношения между ростом коэффициента теплоотдачи и гидравлического сопротивления ($Nu/Nu_{гл}=2,83$ при $\xi/\xi_{гл}=2,85$). На основе выявленного механизма взаимодействия искусственных турбулизаторов с потоком в области перехода и слаборазвитой турбулентности установлено, что рациональная интенсификация достигается в этих условиях при достаточно больших высотах диафрагм ($d_1^1/d_1 = 0,92$) и оптимальном шаге $t/d_1=1$.

В области развитого турбулентного течения наиболее эффективные результаты получаются при невысоких диафрагмах ($d_1^1/d_1 = 0,94$) и небольшом шаге ($t/d_1 = 0,25 \dots 0,5$). На рис.9 показано изменение $Nu/Nu_{гл}$ и $\xi/\xi_{гл}$ в зависимости от d_1^1/d_1 и t/d_1 и при $Re = 4 \cdot 10^5$. С увеличением высоты диафрагмы (с уменьшением d_1^1/d_1) отношение $Nu/Nu_{гл}$ вначале резко возрастает, а затем стабилизируется. Гидравлическое сопротивление с увеличением высоты диафрагм возрастает сначала плавно, а затем резко. В области малых высот диафрагмы ($d_1^1/d_1 = 0,96 \dots 0,993$) изменяется диапазон изменения d_1^1/d_1 и t/d_1 , в котором рост теплоотдачи равен или опережает рост гидравлического сопротивления, т.е. $Nu/Nu_{гл} > \xi/\xi_{гл}$. Соотношения $Nu/Nu_{гл} = \xi/\xi_{гл}$ при $t/d_1 = 0,25$ увеличиваются с ростом Re, достигая значения ~ 2 при $Re=4 \cdot 10^5$.

Теоретический анализ структуры турбулентных течений в каналах и отрывной зоне, как источника увеличения турбулентности в потоке, а также экспериментальные исследования турбулентности в каналах различного поперечного сечения позволили обнаружить признанную в качестве научного открытия неизвестную ранее закономерность изменения теплоотдачи на стенках каналов с дискретной турбулизацией потока при вынужденной конвекции, заключающуюся в том, что в определенном диапазоне соответствующих размеров и расположении турбулизаторов рост теплоотдачи больше роста гидравлического сопротивления по сравнению с аналогичным гладким каналом. Использование практически реализуемого соотношения $Nu/Nu_{гл} < \xi/\xi_{гл}$ позволяет при заданных значениях тепловой мощности и гидравлического сопротивления теплообменника уменьшить не только объем аппарата, но и площадь его поперечного сечения.

Применение данного метода интенсификации позволяет уменьшить объем теплообменного аппарата примерно в два раза при неизменных значениях тепловой мощности и мощности на прокачку теплоносителя.

Значительный эффект наблюдается в переходной области. При этом объем теплообменного аппарата может быть уменьшен в 2,5 раза.

Область с $Nu/Nu_{гл} > \xi/\xi_{гл}$ имеет место и при продольном обтекании пучков труб с кольцевыми канавками, вплоть до $Nu/Nu_{гл} = 1,4 \dots 1,5$ при относительном шаге размещения труб в пучке $S/d_2 = 1,2$. При этом объем аппарата может быть снижен на одну треть. Накатка труб с различными соотношениями между глубиной канавок снаружи и высотой диафрагмы внутри труб позволяет получить оптимальную интенсификацию теплоотдачи по обеим поверхностям теплообмена при различных шагах размещения труб в пучке ($S/d_2 = 1,05 \dots 1,5$).

Приведем некоторые расчетные рекомендации.

1. Опытные данные по средней теплоотдаче при нагревании и охлаждении газов обобщаются следующими зависимостями:

при $d_1^1/d_1 = 0,88 \dots 0,98$, $t/d_1^1 = 0,25 \dots 0,8$

$$\frac{Nu}{Nu_{2r}} = \left[1 + \frac{\lg Re_f - 4,6}{35} \right] \left\{ 3 - 2 \exp \left[\frac{-18,2 \left(1 - d_1^1/d_1 \right)^{1,13}}{\left(t/d_1 \right)^{0,326}} \right] \right\}; \quad (36)$$

при $d_1^1/d_1 = 0,88 \dots 0,98$, $t/d_1 = 0,8 \dots 2,5$

$$\frac{Nu}{Nu_{2r}} = \left[1 + \frac{\lg Re_f - 4,6}{30} \right] \left[\left(3,33 \frac{t}{d_1} - 16,33 \right) \frac{d_1^1}{d_1} + \left(17,33 - 3,33 \frac{t}{d_1} \right) \right]; \quad (37)$$

при $d_1^1/d_1 = 0,90 \dots 0,97$, $t/d_1 = 0,5 \dots 10$

$$\frac{Nu}{Nu_{zn}} = \left(1 + \frac{\lg Re_w - 4,6}{7,45}\right) \left(\frac{1,14 - 0,28\sqrt{1 - d_1'/d_1}}{1,14}\right) \exp\left[\frac{9(1 - d_1'/d_1)}{(t/d_1)^{0,38}}\right] \quad (38)$$

В (36) и (37) Re_f определяется по среднemasсовой температуре потока, а Re_w в (38) – по средней температуре стенки.

В (36)–(37) $Nu_{гл}$ находится по следующим формулам:
при нагревании газов

$$Nu_{zn} = 0,0207 Re^{0,8} Pr^{0,43},$$

где определяющей является средняя по длине трубы температуры стенки;
при охлаждении газов

$$Nu_{zn} = 0,0192 Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (40)$$

где определяющей является средняя по длине трубы температура стенки, или $Nu_{гл} = 0,018 Re^{0,8}$, (41)

где определяющей является среднemasсовая по длине трубы температура газов.
Формулы (36)–(38) справедливы при $Re = 10^4 \dots 4 \cdot 10^5$.

2. Средняя теплоотдача для капельных жидкостей при $t/d_1 = 0,5$ и $d_1^1/d_1 \geq 0,94$ ($Re > Re^*$) составляет

$$\frac{Nu}{Nu_{zn}} = \left[100 - \left(1 - \frac{d_1'}{d_1}\right)\right]^{0,445}, \quad (42)$$

где

$$Nu_{гл} = 0,0216 Re^{0,8} Pr^{0,445}. \quad (43)$$

Здесь определяющей является среднemasсовая температура жидкости по длине трубы.

Значение Re^* , при котором рост $Nu/Nu_{гл}$ с увеличением Re прекращается, находится по формуле

$$Re = \frac{3150}{\left(1 - d_1'/d_1\right)^{1,14} Pr^{0,37}} \quad (44)$$

3. В кольцевом канале рост теплоотдачи за счет турбулизации потока кольцевыми канавками определяется по формуле

$$\left(\frac{Nu}{Nu_{zn}}\right) = 1 + 0,64 \left[1 - \exp\left(-17,9 \frac{d_2 - d_2'}{d_3 - d_2}\right)\right] \left(1 - 0,274 \frac{t}{d_3 - d_2}\right), \quad (45)$$

$$\frac{d_2 - d_2'}{d_3 - d_2} = 0 \div 0,316; \quad \frac{t}{d_3 - d_2} = 0,22 \div 2;$$

справедливой для $Re > 2 \cdot 10^4$, где d_2 – наружный диаметр внутренней трубы; d_2^1 – диаметр кольцевой канавки, d_3 – внутренний диаметр наружной трубы.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Внешний вид экспериментальной установки для определения зависимости тепловой мощности теплообменного аппарата от схемы включения, вида теплоносителя, геометрических и режимных параметров показан на фото 1.



фото 1.

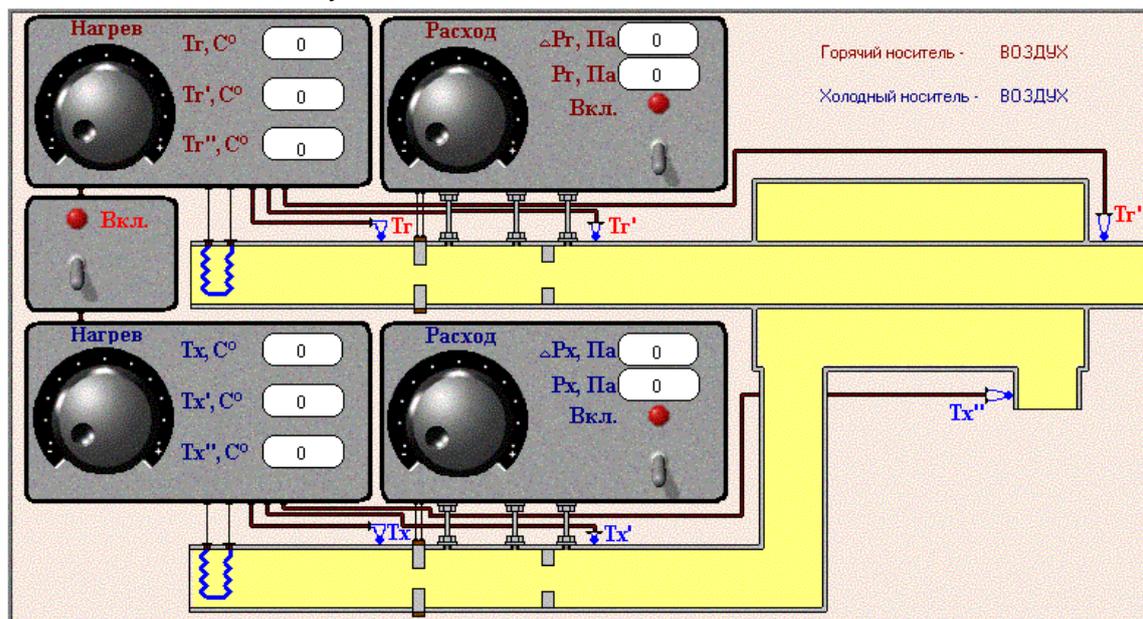
Перед началом работы все регулировочные вентили пульта управления должны быть полностью закрыты (переведены в крайнее против часовой стрелки положение), и все тумблеры питания должны быть выключены. Все дальнейшие действия производятся в соответствии с порядком проведения опытов.

ОКНО ИЗМЕРЕНИЙ

Область отображения измеренных значений представлена на рисунке в виде условного графического изображения установки.

Внешний вид условного графического изображения установки может иметь 4 различных варианта, в зависимости от направления движения теплоносителей и их материала (см. [Установки](#)).

Для примера на рисунке отображен вариант, когда направление движения – прямоток, а вещество обоих теплоносителей - воздух



Все параметры измерений, их названия, местоположение датчиков и единицы измерения очевидны из рисунка.

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ ОПЫТОВ

После включения установки в сеть и запуска рабочей программы на мониторе высвечивается тема лабораторной работы и Вы вступаете в диалог с ЭВМ.

В рекомендуемом диапазоне основных режимных параметров (приложение 1), по заданию преподавателя выбирается один из вариантов предстоящего опыта и, с помощью [Установок](#), вводятся геометрические параметры теплообменника: D1, D11, D2, D21, D3, T, L ; вид теплоносителя по горячей и холодной сторонам (воздух; вода); схема течения (прямоток, противоток). По окончании набора параметров и контроля их ввода на экране высвечивается схема экспериментальной установки с отображением направления течения теплоносителей и расположением измерительных устройств.

После этого на пульте установки включается тумблер питания ... и можно приступить к исследованию рабочего процесса. С помощью регулятора расхода ... устанавливается расход холодного теплоносителя путем изменения давления перед диафрагмой RX, а давление RX и перепад давлений на диаграмме DRX фиксируется по индикаторному прибору. С помощью регулятора расхода ... устанавливается расход горячего теплоносителя путем изменения давления перед диафрагмой RG, причем давление RG и перепад давлений на диафрагме DRG фиксируются по индикаторному прибору. Плавным вращением ручки регулятора нагревательного устройства ... устанавливается заданное значение терморпары, установленной на входе по горячей стороне (TG1). Устанавливаем с помощью ручки регулятора нагревательного устройства ... заданное значение терморпары, установленной на входе по холодной стороне TX1.

Регистрация измеренных величин производится по индикаторному прибору и дублируются на мониторе.

Результаты экспериментов заносятся в протокол испытаний (табл.1)

Таблица 1 – Протокол эксперимента

№ режима	Схема включения	Горячий теплоноситель	Холодный теплоноситель	Геометрические параметры					
				D1	D11	D2	D21	D3	T
-	-	-	-	M					

№ режима	Параметры давления				Параметры температуры					
	DPГ	DPX	PG	PX	TГ	TX	TГ1	TX1	TГ2	TX2
	кгс/м ²				С					

С помощью регуляторов расхода и нагрева теплообменник переводится на следующий тепловой режим и аналогичным образом снимаются необходимые показания.

По окончании проведения опытов на заданных режимах производится перевод всех регуляторов в исходное положение.

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ.

1. Определяется температура перед диафрагмами T_r и T_x ; на входе в аппарат T_r^1 и T_x'' , на выходе T_r'' и T_x^1 по таблицам ЭДС термопар «хромель-копель» или по приближенной зависимости

$$T = 273,15 + E/0,0695, \quad (46)$$

Где E – ЭДС соответствующей термопары в мВ, [T] = 1 К.

2. Определяются расходы горячего и холодного теплоносителей.

При использовании в качестве теплоносителя воды ее расход определяется для горячей и холодной сторон по формулам

$$G_r = 0,0723 \sqrt{\Delta P_r}, \quad (47)$$

$$G_x = 0,0723 \sqrt{\Delta P_x}, \quad (48)$$

где перепады давлений ΔP_r и ΔP_x выражены в кгс/м², [G] = 1 кг/с.

При использовании в качестве теплоносителей воздуха его расходы соответственно будут

$$G_r = 0,472 \cdot 10^{-3} \sqrt{\rho_r \Delta P_r} = 0,472 \cdot 10^{-3} \sqrt{P_r / RT_r \cdot \Delta P_r}, \quad (49)$$

$$G_x = 0,472 \cdot 10^{-3} \sqrt{P_x / RT_x \cdot \Delta P_x}, \quad (50)$$

где перепады давлений ΔP_r и ΔP_x выражены в кгс/м²; ρ_r – плотность воздуха перед диафрагмой [ρ] = 1 кг/м³; P_r, P_x – давление воздуха перед диафрагмами а кгс/м²; T_r, T_x – температуры воздуха перед диафрагмами в К; R – газовая постоянная для воздуха (R = 29,3 кгм/(кг К)).

3. По формулам (19), (23), (24) определяются среднелогарифмические температурные напоры.

4. Вычисляется тепловой поток, передаваемый в аппарате

$$G_x = G_x \overline{C_{rx}} (T_x'' - T_x'), \quad (51)$$

$$G_r = G_r \overline{C_{ry}} (T_r' - T_r''), \quad (52)$$

где теплоемкости теплоносителей $\overline{C_{rx}}$ и $\overline{C_{ry}}$ определяются по средним температурам

$$\overline{T}_x = 0,5(T_x' + T_x''), \quad \overline{T}_r = 0,5(T_r' + T_r'') \quad \text{соответственно.}$$

5. Определяется значение коэффициента теплопередачи

$$K = \frac{Q_x}{\Delta T_{\text{лоз}} \cdot F_x} \quad (53)$$

если холодный теплоноситель имеет меньший коэффициент теплоотдачи (холодный теплоноситель – воздух), или по формуле

$$K = \frac{Q_y}{\Delta T_{\text{лоз}} \cdot F_y} \quad (54)$$

если горячий теплоноситель имеет меньший коэффициент теплоотдачи. Здесь $\overline{F_x} = \pi d_2 l$, $F_y = \pi d_1 l$. Если коэффициенты теплоотдачи соизмеримы (для теплообменника «вода-вода» или «воздух-воздух») поверхность теплообмена определяется по среднему диаметру.

6. По формулам (5) определяются полные теплоемкости массовых расходов теплоносителей C_T и C_X .

7. Подсчитывается коэффициент тепловой эффективности теплообменного аппарата в каждом из режимов как отношение действительно переданного теплового потока к максимально возможному

$$\mu = \frac{Q_x}{Q_{\text{макс}}} = \frac{Q_x}{C_x (T'_y - T'_x)} \quad (55)$$

8. Определяется число единиц переноса теплоты (безразмерный коэффициент теплопередачи)

$$N = \frac{KF_x}{C_x} \quad (56)$$

9. В соответствии с конкретным заданием, полученным от преподавателя, определяется изменение величин $\Delta T_{\text{лоз}}$, K , η , N в зависимости от вида теплоносителя, схемы течения, величин G_T , G_X , T'_T , T'_X , а также геометрических параметров аппарата d_1 , d_2 , d_3 , l . Необходимо построить графики изменения величин $\Delta T_{\text{лоз}}$, K , η , N в зависимости от изменяющихся в эксперименте величин и проанализировать полученные результаты.

10. Если в теплообменнике один из коэффициентов теплоотдачи значительно меньше другого (например, в теплообменнике «вода – воздух» коэффициент теплоотдачи по воздуху значительно меньше, чем коэффициент теплоотдачи по воде), то, используя метод теплообменника, можно его определить, считая известными значения коэффициентов теплоотдачи по другой стороне. Если, например, в рассматриваемом аппарате типа «труба в трубе» горячим теплоносителем является вода, а холодным – воздух, то коэффициент теплоотдачи по воздуху

$$\frac{1}{\alpha_x d_2} = \frac{1}{K_i} - \frac{1}{\alpha_x d_1} - \frac{1}{2\lambda_c} \ln \frac{d_2}{d_1} \quad (57)$$

где K_i определяется по формуле (16), коэффициент теплоотдачи по воде α_T согласно (Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). -М.: Энергоиздат, 1984) из соотношения

$$Nu_T = \frac{\alpha_T d_1}{\lambda_T} = 0,023 Re_T^{0,8} Pr_T^{0,4} \left(\frac{Pr_T}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (58)$$

где $Re_T = \frac{4G_T}{\pi d_1 \mu_T}$; μ_T , λ_T , Pr_T определяются по средней температуре горячей воды $\overline{T}_2 = 0,5(T'_2 + T''_2)$;

Pr_c определяется по температуре стенки T_c . В первом приближении принять $T_c \cong \overline{T}_2$. Коэффициент теплопроводности материала стенки принять $\lambda_c = 20$ Вт/(мК).

Если в аппарате горячим теплоносителем является воздух, а холодным – вода, то коэффициент теплоотдачи по горячей стороне α_T может быть определен с использованием формулы (15), где коэффициент теплоотдачи по воде α_X (согласно Дрейцер Г.А. Конвективный теплообмен в каналах : Учебное пособие.-М.: МАИ, 1984.-77с.) определяется по формуле

$$Nu_X = \frac{\alpha_X d_3}{\lambda_X} = 0,86 \left(\frac{d_2}{d_3} \right)^{-0,16} Nu_{\text{сп}} = 0,86 \left(\frac{d_2}{d_3} \right)^{-0,16} \cdot 0,023 Re_X^{0,8} Pr_X^{0,4} \left(\frac{Pr_X}{Pr_c} \right)^{0,11} \quad (59)$$

$$Re_x = \frac{4G_x}{\pi(d_3 + d_2)\mu_x}; \mu_x, \lambda_x, Pr_x$$

где $d_3 = d_3 - d_2$ – эквивалентный диаметр для кольцевого канала,

определяются по средней температуре холодной воды $\overline{T}_x = 0,5(T_x' + T_x'')$; Pr_c определяется по

температуре стенки T_c . В первом приближении принять $T_c = \overline{T}_x$.

11. Результаты обработки опытных данных сводятся в табл.2.

Таблица 2 – Результаты обработки опытных данных

№ режима	T_r	T_x	T_r'	T_x'	T_r''	T_x''	G_r	G_x	$\overline{\Delta T_{\text{лог}}}$	$\overline{C_{\text{пр}}}$	Q_x	$\overline{C_{\text{пр}}}$	Q_r
	К	К	К	К	К	К	кг/с	кг/с	К	$\frac{\text{Джс}}{\text{кг} \cdot \text{с}}$	Вт	$\frac{\text{Джс}}{\text{кг} \cdot \text{с}}$	Вт
1													
2													
.													
.													
.													

№ режима	К	C_r	C_x	η	N	K_e	η_r	λ_r	Pr_r	Re_r
				-	-		η_x	λ_x	Pr_x	Re_x
	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{К}}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{К}}$			$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\frac{\text{Нс}}{\text{м}^2} \cdot 10^6$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	-	-
1										
2										
.										
.										
.										

№ режима	Pr_c	Nu_r	α_r	α_x	μ_x	λ_x	Nu_x	Re_x	Nu_{xp}
	-	-	$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\frac{\text{Нс}}{\text{м}^2} \cdot 10^6$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$			
1									
2									
.									
.									
.									

Верхняя строка в табл.2 соответствует определению α_x методом теплообменника, нижняя - определению α_r .

12. Для варианта определения α_x строится зависимость Nu_x от Re_x и проводится сопоставление полученных величин с расчетной зависимостью для кольцевых каналов с обогреваемой внутренней трубкой:

$$Nu_{xp} = 0,0176 Re_x^{0,8} \left(\frac{d_3}{d_2} \right)^{0,16} \left(\frac{T_c}{T_x} \right)^{-0,5} \quad (60)$$

Для варианта определения α_r строится зависимость Nu_r от Re_r и проводится сопоставление полученных величин с расчетной зависимостью для трубы:

$$Nu_{rp} = 0,0202 Re_r^{0,8} \quad (61)$$

13. При исследовании работы теплообменного аппарата, в котором применена интенсификация теплообмена, необходимо сопоставить полученные в п.9 зависимости с аналогичными зависимостями для

теплообменника без интенсификации теплообмена при одинаковых значениях задаваемых параметров G_r , G_x , T_r^1 , T_x^1 , d_1 , d_2 , d_3 , l .

14. При определении коэффициентов теплоотдачи по горячей стороне в аппарате с интенсификацией сопоставить полученные значения Nu_r с расчетной зависимостью для теплоотдачи гладкой трубы $Nu_{r \text{ гл}}$ (61) и определить отношение $Nu_r/Nu_{r \text{ гл}}$ в зависимости от Re_r и безразмерных геометрических параметров d_1^1/d_1 и t/d_1 . Построить соответствующие графики и сопоставить полученные результаты с эталонными значениями, приведенными в приложении 2.

При $Re = \text{const}$ и $t/d_1 = \text{const}$ построить зависимость $Nu_r / Nu_{r \text{ гл}}$ от d_1^1/d_1 . Используя данные приложения 2, на том же графике нанести зависимость отношения коэффициентов гидравлического сопротивления $\xi/\xi_{\text{гл}}$. Определить области значений параметров, где $Nu/Nu_{\text{гл}} > \xi/\xi_{\text{гл}}$ и $Nu / Nu_{\text{гл}} < \xi / \xi_{\text{гл}}$.

15. При определении коэффициента теплоотдачи по холодной стороне в аппарате с интенсификацией теплообмена сопоставить полученные значения Nu_x с расчетной зависимостью $Nu_{x \text{ гл}}$ для теплоотдачи кольцевого канала с гладкими стенками (60) и определить отношение $Nu_x / Nu_{x \text{ гл}}$ в зависимости

$$\frac{d_2 - d_2^1}{d_3 - d_2} \quad \text{и} \quad \frac{t_x}{d_3 - d_2}$$

от Re_x и безразмерных геометрических параметров. Построить соответствующие графики и сопоставить полученные результаты с эталонной зависимостью (45).