

АКАДЕМИЯ НАУК АЗЕРБАЙДЖАНСКОЙ ССР

ИНСТИТУТ НЕФТИ

---

*На правах рукописи*

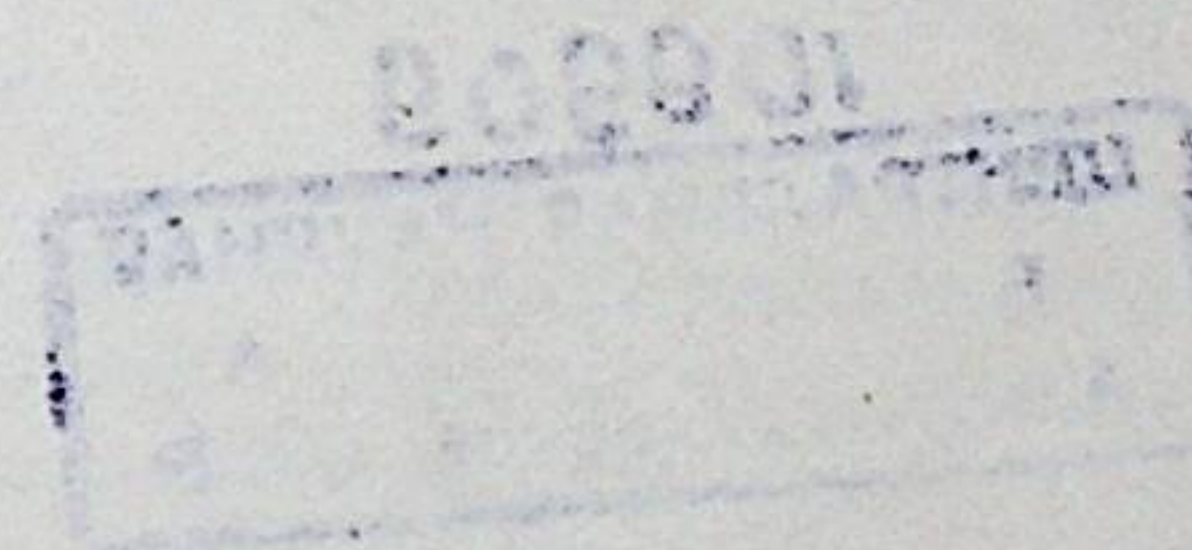
П. В. КАРАМЗИН

ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ  
В ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ  
С КОЛЬЦЕВЫМ ДИАФРАГМИРОВАННЫМ  
ПРОСТРАНСТВОМ

*А В Т О Р Е Ф Е Р А Т*

*диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук*

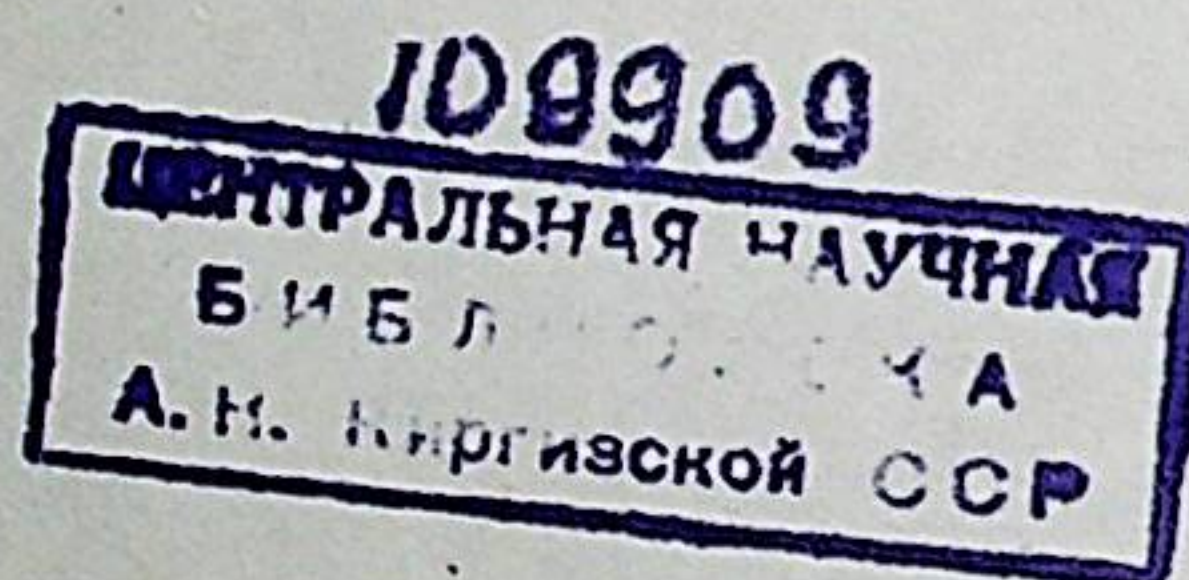
Научный руководитель — академик Академии наук Азербайджанской ССР, доктор технических наук, профессор М. Ф. НАГИЕВ



Издательство Академии наук Азербайджанской ССР  
Баку — 1957

А-1

Работа выполнена в Институте нефти  
Академии наук Азербайджанской ССР.



Подписано к печати 18/III 1957 г. Формат бумаги  $84 \times 108 \frac{1}{2} = 0,376$  ум. л.,  
1,23 печ. л. (Уч.-изд. листов 1,3). ФГ 16047. Заказ 49. Тираж 100.

Типография „Красный Восток“ Министерства культуры  
Азербайджанской ССР  
Баку ул. Ази Асланов, 80.

Целью настоящей работы является изучение процесса теплопередачи в теплообменном аппарате с кольцевым диафрагмированным пространством. Работа состоит из введения, шести глав и общих выводов.

В введении, помимо критического рассмотрения существующих классификаций теплообменной аппаратуры, описанных как в отечественной, так и в зарубежной литературе, предлагается новая классификация, в основу которой положены гидродинамические характеристики охлаждающих и нагревающих потоков.

Согласно этому принципу вся теплообменная аппаратура делится на три возможных класса:

1. Аппараты, в которых теплопередача осуществляется при свободном движении охлаждаемого и нагреваемого потоков.

2. Аппараты, в которых теплопередача осуществляется при свободном движении одного потока и вынужденном движении другого потока.

3. Аппараты, в которых теплопередача осуществляется при вынужденном движении охлаждаемого и нагреваемого потоков.

В этой части работы собран и систематизирован большой фактический материал по общим коэффициентам теплопередачи.

Эти данные необходимы для правильного подбора общего коэффициента теплопередачи при проектировании теплообменной аппаратуры для разнообразных встречающихся в практике случаев.

Далее рассматриваются вопросы интенсификации процесса теплопередачи.

Стремление интенсифицировать теплопередачу в теплообменных аппаратах привело к созданию аппаратов ребристой конструкции, в которых ребриются либо

внутренняя, либо наружная, либо та и другая поверхности.

Ребра на поверхностях труб могут быть расположены параллельно, перпендикулярно или наклонно к оси трубы, причем они могут быть переменной высоты и толщины, целыми и с разрывами по длине. Затем оребрение поверхностей может быть также точечным или так называемым игольчатым. Иглы, оребряющие поверхность, бывают прямоугольные, круглые, овальные и обтекаемые, причем способ расположения их на поверхностях может быть самым разнообразным.

Наряду с оребрением поверхностей при конструировании теплообменной аппаратуры стремятся подбирать такие диаметры труб, которые могли бы обеспечить наибольшую турбулизацию движущегося потока. В этом случае увеличение линейной скорости за счет резкого уменьшения сечения вызывает значительные потери напора, которые требуют значительного повышения давления на насосе, подающим поток, усложнения конструкции аппаратов, увеличения затрат металла и повышения эксплуатационных расходов. В связи с этим экономически целесообразный предел уменьшения сечения труб с целью увеличения общего коэффициента теплопередачи весьма небольшой.

В настоящем исследовании предлагается новый способ увеличения коэффициента теплопередачи в теплообменниках труба в трубе путем искусственной турбулизации потока.

Сущность предлагаемого способа, который вызывает сильную турбулизацию потока, состоит в применении диафрагм, установленных в кольцевом пространстве теплообменных аппаратов труба в трубе, причем, как показали наши исследования, зазор для прохода потока надо делать не между внутренней поверхностью внешней трубы и диафрагмой, а, наоборот, диафрагма должна устанавливаться таким образом, чтобы кольцевой зазор находился между внешней поверхностью внутренней трубы и диафрагмой.

Экспериментально установлено, что диафрагмы, расположенные в кольцевом пространстве на одинаковых расстояниях друг от друга (от  $D$  до  $5D$ ), позволяют

значительно увеличить общий коэффициент теплопередачи.

В работе экспериментально изучался комплекс вопросов, характеризующих интенсификацию процесса теплопередачи в системе с диафрагмированным кольцевым пространством.

Наряду с изучением процесса теплопередачи изучались также потери напора в системе с диафрагмированным кольцевым пространством.

В главе первой приводятся: краткое описание разработанной специально для этой цели экспериментальной установки и ее важнейшие особенности, метод проведения опытов и полученные экспериментальные данные.

Установка спроектирована таким образом, что на ней можно изучать влияния на теплопередачу и потери напора геометрических размеров кольцевого и трубного пространств, а также расстояния между диафрагмами.

Для того чтобы изучить влияние изменения гидродинамического режима потока, вызванного диафрагмированием кольцевого пространства, на коэффициент теплопередачи, было проведено несколько групп опытов, причем каждая группа опытов характеризовалась соответственно постоянным диаметром отверстий диафрагм. Эти диафрагмы устанавливались в кольцевом пространстве на одинаковом расстоянии друг от друга. В связи с этим наружная труба аппарата была сделана разборной и состояла из 11 отдельных секций. В середине каждой секции были сделаны отводы, необходимые для измерения перепада давления по длине аппарата.

При проведении опытов производился замер расхода продукта, движущегося в теплообменном аппарате с постоянной скоростью питания, температуры продукта на входе в трубное и кольцевое диафрагмированное пространство и на выходе из них, а также потери напора в расчетной части диафрагмированного кольцевого пространства.

Эта глава завершается приведением в соответствующих таблицах полученных первичных экспериментальных данных.

Во второй главе излагается разработка метода обобщения экспериментальных данных по теплопередаче в аппаратах со сложным межтрубным пространством.

Известно, что коэффициент теплоотдачи продукта, движущегося в трубном пространстве аппарата ( $\alpha_T$ ) при установившемся состоянии, характеризуется в общем виде зависимостью:

$$\alpha_T = \frac{\lambda_{жср}}{d_B} \varphi \left( \frac{L_{рт}}{d_B}, Pr_{ж}, Pr_{ст}, Gr_{ж}, Re_{ж} \right). \quad (1)$$

Коэффициент теплоотдачи потока, движущегося в кольцевом диафрагмированном пространстве аппарата ( $\alpha_3$ ), будет определяться в общем виде по зависимости:

$$\alpha_3 = \psi [D, D_3, L_{р3}, l_{рс}, (D_3 - d_H), (D_3 + d_H), c'_{ж}, \gamma'_{ж}, u'_{ж}, \lambda'_{ж}, c'_{ст}, \gamma'_{ст}, u'_{ст}, \lambda'_{ст}, v'_{ж}]. \quad (2)$$

Как видно, общая зависимость (2) отличается от зависимости (1) тем, что в ней отсутствуют понимаемые в обычном смысле явно выраженные критериальные величины, характеризующие как гидродинамический режим потока, так и физические его свойства.

Это объясняется тем, что поток, проходящий кольцевое диафрагмированное пространство, имеет частые сужения и расширения, создаваемые диафрагмами. Поэтому оденить гидродинамический режим такого потока обычным выражением критерия Рейнольдса, применяемого для систем без искусственной турбулизации потоков не представляется возможным.

В силу этого выражение для определения общего коэффициента теплопередачи для подобных систем нами представлено в следующем виде:

$$K = \frac{1}{\frac{1+S}{\alpha_T} + \frac{\delta}{\lambda_M}}, \quad (3)$$

где

$$S = \frac{\alpha_T}{\alpha_3}.$$

Симплекс  $S$ , который в дальнейшем будем называть функцией  $S$ , представляет собой отношение коэффициентов теплоотдач потоков трубного и кольцевого диафрагмированного пространств. Так как  $\alpha_3$ , как указыва-

лось выше, не может быть представлено подобно (1), поэтому  $\alpha_T$  представим выражением аналогичным (2), т. е.

$$\alpha_T = F(d_B, L_{рт}, c_{ж}, \gamma_{ж}, u_{ж}, \lambda_{ж}, c_{ст}, \gamma_{ст}, u_{ст}, \lambda_{ст}, v_{ж}). \quad (4)$$

Величины, входящие в выражения (4) и (2), примем степенными, причем линейные скорости этих потоков выразим через весовые расходы. Таким образом, будем иметь:

$$\alpha_T = A_1 d_B^{n_1} L_{рт}^{n_2} c_{ж}^{n_3} \gamma_{ж}^{n_4} u_{ж}^{n_5} \lambda_{ж}^{n_6} c_{ст}^{n_7} \gamma_{ст}^{n_8} u_{ст}^{n_9} \lambda_{ст}^{n_{10}} g^{n_{11}}, \quad (5)$$

$$\alpha_3 = B_1 D^{m_1} D_3^{m_2} L_{р3}^{m_3} l_{рс}^{m_4} (D_3 - d_H)^{m_5} (D_3 + d_H)^{m_6} c'_{ж}{}^{m_7} \gamma'_{ж}{}^{m_8} u'_{ж}{}^{m_9} \times \\ \times \lambda'_{ж}{}^{m_{10}} c'_{ст}{}^{m_{11}} \gamma'_{ст}{}^{m_{12}} u'_{ст}{}^{m_{13}} \lambda'_{ст}{}^{m_{14}} g'{}^{m_{15}}. \quad (6)$$

В силу того, что функция  $S$  представляет собой отношение коэффициента теплоотдачи потока, движущегося в трубном пространстве ( $\alpha_T$ ), к коэффициенту теплоотдачи потока, движущегося в кольцевом диафрагмированном пространстве ( $\alpha_3$ ), из выражений (5) и (6) имеем:

$$S = \frac{A_1 d_B^{n_1} L_{рт}^{n_2} c_{ж}^{n_3} \gamma_{ж}^{n_4} u_{ж}^{n_5} \lambda_{ж}^{n_6} c_{ст}^{n_7} \gamma_{ст}^{n_8} u_{ст}^{n_9} \lambda_{ст}^{n_{10}}}{B_1 D^{m_1} D_3^{m_2} L_{р3}^{m_3} l_{рс}^{m_4} (D_3 - d_H)^{m_5} (D_3 + d_H)^{m_6} c'_{ж}{}^{m_7} \gamma'_{ж}{}^{m_8} u'_{ж}{}^{m_9} \lambda'_{ж}{}^{m_{10}}} \times \\ \times \frac{g^{n_{11}}}{c'_{ст}{}^{m_{11}} \gamma'_{ст}{}^{m_{12}} u'_{ст}{}^{m_{13}} \lambda'_{ст}{}^{m_{14}} g'{}^{m_{15}}}. \quad (7)$$

Дальнейшей задачей является представление выражения (7) в определенных безразмерных симплексах и комплексах, что может быть сделано путем соответствующей группировки размерных величин, входящих в правую часть (7).

$$S = A \left( \frac{\lambda_{ж}}{\lambda'_{ж}} \right)^{q_1} \left( \frac{l_{рс}}{L_{р3}} \right)^{q_2} \left( \frac{D_3}{D} \right)^{q_3} \left( \frac{D_3 - d_H}{d_B} \right)^{q_4} \times \\ \times \left( \frac{D_3 + d_H}{D_3 - d_H} \right)^{q_5} \left( \frac{\lambda'_{ж} d_B}{c_{ж} g'} \right)^{q_6} Pr_{ж}{}^{q_7} Pr_{ст}{}^{q_8} Nu_{ж}{}^{q_9}. \quad (8)$$

Произведение безразмерных степенных величин с показателями  $q_2, q_3, q_4$  и  $q_5$  выражает комплекс, характеризующий геометрические размеры теплообменного

аппарата с кольцевым диафрагмированным пространством. Обозначим этот комплекс:

$$Na = \left( \frac{l_{pc}}{L_{pa}} \right)^{q_2} \left( \frac{D_3}{D} \right)^{q_3} \left( \frac{D_3 - d_n}{d_b} \right)^{q_4} \left( \frac{D_3 + d_n}{D_3 - d_n} \right)^{q_5} \quad (9)$$

Величину  $Na$  мы назовем параметром, характеризующим геометрические размеры теплообменного аппарата с кольцевым диафрагмированным пространством.

Заменяя в (8) этот параметр его символическим обозначением и принимая во внимание параметр, характеризующий направление теплового потока, приведенный М. А. Михеевым, получим окончательное выражение для функции  $S$  в следующем более простом виде:

$$S = A \left( \frac{\lambda_{ж'}}{\lambda_{ж}} \right)^{q_1} Na \left( \frac{\lambda_{ж}' d_b}{c_{ж} g'} \right)^{q_6} P' r_{ж}^{q_7} \left( \frac{P' r_{ж}}{P' r_{ст}} \right)^{q_8} Nu_{ж}^{q_9} \quad (10)$$

Выражение (10) в пределе, когда диаметр диафрагмы равен внутреннему диаметру наружной трубы, должно обратиться в обычное выражение функции  $S$  для теплообменного аппарата труба в трубе —  $S_{тт}$ .

Таким образом, выражение функции  $S_{тт}$  для теплообменных аппаратов труба в трубе будет иметь следующий вид:

$$S_{тт} = 1,483 \frac{\lambda_{ж'}}{\lambda_{ж}} \left( \frac{D - d_n}{d_b} \right)^{1,8} \left( \frac{D + d_n}{D - d_n} \right)^{0,8} \times \\ \times \left( \frac{\lambda_{ж}' d_b}{c_{ж} g'} \right)^{0,8} P' r_{ж}^{0,37} \left( \frac{P' r_{ж}}{P' r_{ст}} \right)^{-0,25} Nu_{ж} \quad (11)$$

Следует отметить, что в этой зависимости величины  $\lambda_{ж}$  и  $\lambda_{ж}'$  имеют размерности  $\text{ккал/м час } ^\circ\text{C}$ , а  $g'$  —  $\text{кг/мин.}$ , а не  $\text{ккал/м сек. } ^\circ\text{C}$  и  $\text{кг/сек.}$  Величины, необходимые для осуществления этого перехода, учтены в постоянном коэффициенте 1,483.

Примем, что величины

$$A = 1,483; q_1 = 1; q_7 = 0,37 \quad q_8 = -0,25$$

являются общими, как для выражения теплообмена в системе труба в трубе, так и в системе с диафрагмированным кольцевым пространством.

В таком случае выражение (10) функции  $S$  для теплообменного аппарата с кольцевым диафрагмированным пространством, примет следующий вид:

$$S = 1,483 \frac{\lambda_{ж'}}{\lambda_{ж}} Na \left( \frac{\lambda_{ж}' d_b}{c_{ж} g'} \right)^n P' r_{ж}^{0,37} \left( \frac{P' r_{ж}}{P' r_{ст}} \right)^{-0,25} Nu_{ж}^m \quad (12)$$

Из этого выражения видим, что сложная гидродинамика потока, проходящего кольцевое диафрагмированное пространство, оценивается целым комплексом величин, входящих в выражение функции  $S$ , а физические его свойства — обычным критерием Прандтля.

При такой постановке вопроса для определения функции  $S$  необходимо обработкой экспериментальных данных найти значение параметра  $Na$  и показателей  $n$  и  $m$ .

Эти величины в зависимости от прямого или противоточного направления потоков будут иметь, само собой разумеется, различные значения.

Из всех величин, которые входят в выражение (12), только  $Nu_{ж}$  может быть определен по заранее установленным эмпирическим зависимостям.

Глава третья посвящена определению коэффициента теплоотдачи потока трубного пространства при переходном гидродинамическом режиме. В работе эта задача решается путем непосредственного использования соответствующих эмпирических зависимостей: для установившегося ламинарного режима — зависимости Зидера — Тейта

$$Nu_{ж} = 1,86 \left( \frac{d_3}{L_{рт}} Pr_{ж} Re_{ж} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_{ж}}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} \quad (13)$$

для установившегося турбулентного режима — зависимости академика М. А. Михеева.

$$Nu_{ж} = 0,021 Pr_{ж}^{0,43} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} Re_{ж}^{0,8} \quad (14)$$

Результаты расчетного определения этим путем коэффициентов теплоотдач сопоставлены с экспериментальными данными, полученными как автором, так и другими исследователями. Эти сопоставления показали, что расчетные значения коэффициента теплоотдачи практически совпадают с экспериментально найденными.

Между величинами критерия Нуссельта и критерия Рейнольдса при установившемся ламинарном и турбулентном режимах потока зависимость нелинейная. Что касается зависимости между этими критериями в переходном гидродинамическом режиме, то она может быть, как показывают опытные данные, без особой погрешности принята за линейную. Это позволяет вывести простое уравнение, определяющее коэффициент теплоотдачи для переходного гидродинамического режима по известным уравнениям для установившихся ламинарного и турбулентного режимов движения потока с введением определенных коэффициентов. Для этого мы условно принимаем, что убыль величины критерия Нуссельта в зависимости от критерия  $Re_{ж}$  за счет ламинарного режима происходит по прямой линии; тогда увеличение  $Nu_{ж}$  за счет усиления турбулентности определится из разности двух прямых, а именно — экспериментальной прямой для переходного режима и условно принятой прямой убыли  $Nu_{ж}$  за счет затухающей ламинарности.

Такое допущение позволяет определить коэффициент теплоотдачи потока при переходном гидродинамическом режиме из следующего выражения:

$$N'u_{ж} = \lambda Nu_{жл} + \tau Nu_{жт}, \quad (15)$$

где  $N'u_{ж}$  — критерий Нуссельта при переходном гидродинамическом режиме;

$Nu_{жл}$  — критерий Нуссельта при установившемся ламинарном режиме при  $Re_{ж} = 2320$ ;

$Nu_{жт}$  — критерий Нуссельта при установившемся турбулентном режиме при  $Re_{ж} = 10000$ ;

$\lambda$  и  $\tau$  — коэффициенты, характеризующие соответственно убыль ламинарности и нарастание турбулентности.

Эмпирические зависимости коэффициентов  $\lambda$  и  $\tau$  от  $Re_{ж}$  согласно принятым положениям, могут быть представлены в виде функций  $Re_{ж}$ , т. е.  $\lambda = f_1(Re_{ж})$  и  $\tau = f_2(Re_{ж})$ .

При граничных условиях, когда  $Re_{ж} = 2320$ ,  $f_1(2320) = 1$ ,  $f_2(2320) = 0$ , и при  $Re_{ж} = 10000$ ,  $f_1(10000) = 0$  и  $f_2(10000) = 1$  эмпирические зависимости будут:

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= f_1(Re_{ж}) = \frac{10000 - Re_{ж}}{7680} \\ \tau &= f_2(Re_{ж}) = \frac{Re_{ж} - 2320}{7680} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Из граничных условий следует, что выражения (16) действительны в пределах от  $Re_{ж} = 2320$  до 10000. Во всех случаях, когда  $Re_{ж} < 2320$ , в эти формулы необходимо подставлять  $Re_{ж} = 2320$ , а во всех случаях, когда  $Re_{ж} > 10000$ , необходимо в эти формулы подставлять  $Re_{ж} = 10000$ .

Подставляя принятые линейные зависимости для коэффициентов  $\lambda$  и из выражения (16) в выражение (15), заменяя критерий Нуссельта его эмпирическим значением, получим:

$$\begin{aligned} Nu_{ж} &= 1,86 \left( \frac{d_{э}}{L_{рт}} Pr_{ж} Re_{ж} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_{ж}}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} \frac{10000 - Re_{ж}}{7680} + \\ &+ 0,021 Pr_{ж}^{0,43} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} Re_{ж}^{0,8} \frac{Re_{ж} - 2320}{7680}, \quad (17) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Nu'_{ж} &= 3,36 \cdot 10^{-3} \left( \frac{\mu_{ж}}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} \left( \frac{d_{э}}{L_{рт}} Pr_{ж} \right)^{\frac{1}{3}} (10000 - Re_{ж}) + \\ &+ 4,33 Pr_{ж}^{0,43} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} (Re_{ж} - 2320). \quad (18) \end{aligned}$$

По формуле (17) определялись значения  $Nu_{ж}$  для установившихся ламинарного и турбулентного режимов, а по формуле (18) — для переходного гидродинамического режима потока.

В главе четвертой излагается обработка и обобщение результатов экспериментального изучения процесса теплопередачи в аппаратах с кольцевым диафрагмированным пространством.

Определение экспериментальных значений функции  $S$  для всех опытов при одинаковых весовых расходах потоков трубного и кольцевого диафрагмированного пространства теплообменного аппарата выполнено для каждой группы опытов отдельно. На основе полученных результатов построены графики для каждой группы опытов (рис.1), выражающие зависимость функции  $S$  от  $\alpha_T$ .

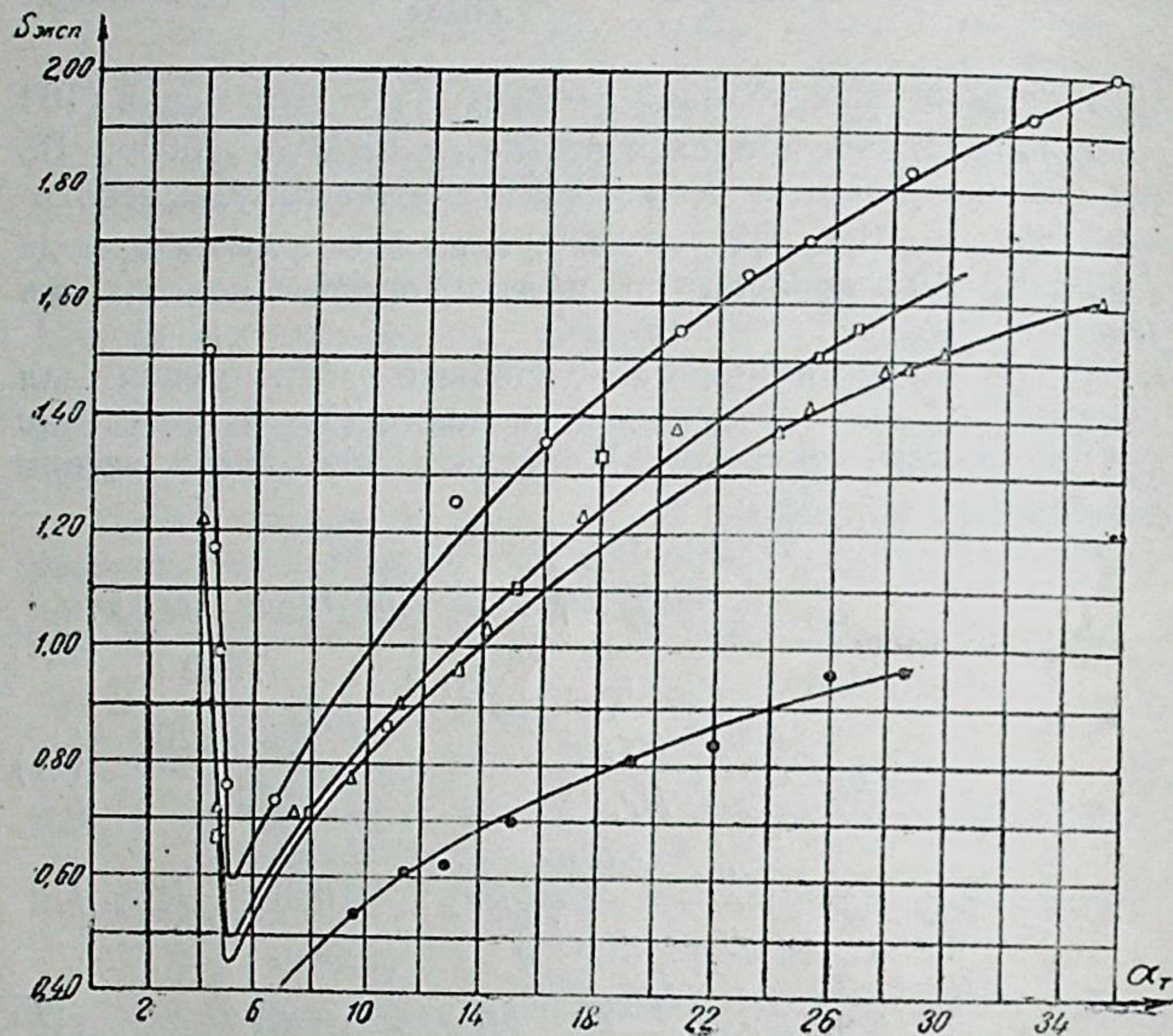


Рис. 1. Зависимость экспериментальных значений функций  $S_{\text{эсп}}$  от  $\alpha_T$

○ — опыты с диафрагмами  $D_0 = 0,030$  м; △ — опыты с диафрагмами  $D_0 = 0,035$  м; ● — опыты с диафрагмами  $D_0 = 0,040$  м; □ — опыты с диафрагмами  $D_0 = 0,050$  м

Из этих графиков замечаем, что функция  $S$  обладает следующими характерными особенностями:

а) кривые, выражающие функцию  $S$  в зависимости от  $\alpha_T$ , имеют минимум;

б) минимум функции  $S$  соответствует моменту перехода гидродинамического режима потока трубного пространства из ламинарного в переходный;

в) ветви кривых, расположенные влево от минимума, характеризуют функцию  $S$  для случая, когда в трубном пространстве гидродинамический режим потока ламинарный;

г) переходный гидродинамический режим потока трубного пространства ( $\alpha_T = 5,170$  до  $27,120$  ккал/м<sup>2</sup>мин °С) характеризует наиболее интенсивное возрастание функции  $S$ ;

д) при установившемся турбулентном режиме потока трубного пространства ( $\alpha_T = 27,120$  ккал/м<sup>2</sup>мин °С и выше) функция  $S$  возрастает слабее, чем это имеет место при переходном режиме;

е) хотя минимальные значения функции  $S$  и отличаются между собой для каждой группы опытов, но независимо от этого все они соответствуют одному строго определенному численному значению

$$(\alpha_T = 5,170 \text{ ккал/м}^2 \text{ мин } ^\circ\text{С});$$

ж) одно и то же значение функции  $S$  характеризует как ламинарный, так и переходный или турбулентный гидродинамические режимы потока трубного пространства, т. е. одному значению функции  $S$  соответствует несколько значений  $\alpha_T$ .

Из выражения (3) видим, что общий коэффициент теплопередачи будет иметь максимальное значение в том случае, когда величина комплекса  $\frac{1+S}{\alpha_T}$  будет минимальной.

Для нашего случая при  $D = 0,084$  м,  $d_{\text{н}} = 0,025$ ,  $D_0 = 0,043$  м обеспечивается минимальное значение величины  $\frac{1+S}{\alpha_T}$ , а следовательно, и максимальное значение общего коэффициента теплопередачи  $K$ .

Если изменить величину внутреннего диаметра наружной трубы  $D$  или наружного диаметра внутренней трубы  $d_{\text{н}}$ , то диаметр отверстия диафрагмы  $D_0$ , равный  $0,043$  м, уже не обеспечит минимальное значение вели-

чины  $\frac{1+S}{\alpha_r}$ , а следовательно, и максимальное значение общего коэффициента теплопередачи.

Таким образом, найденный оптимальный диаметр диафрагмы  $D_3$  не обеспечит условия оптимальной теплопередачи в различных теплообменных аппаратах с кольцевым диафрагмированным пространством, т. к. величина, обеспечивающая максимальное значение общего коэффициента теплопередачи, должна зависеть от  $D$ ,  $d_n$ ,  $d_b$ ,  $l_{pc}$  и оптимального значения  $D_3$ .

Сечение кольцевого зазора, при котором получается максимальный эффект всей системы в смысле теплопередачи, мы называем критическим тепловым сечением. Критическое тепловое сечение зависит от эмпирической зависимости функции  $S$ . Рассматривая функцию  $S$ , видим, что она также определяется величинами, характеризующими физические свойства потока кольцевого диафрагмированного пространства.

В результате обработки экспериментально найденных значений  $Na$ ,  $n$  и  $m$  методом наименьших квадратов получим их эмпирические зависимости. Выяснение вопроса, насколько эти зависимости дают результаты, совпадающие с экспериментально найденными, показало, что для каждой группы опытов экспериментальные данные достаточно близки к вычисленным. Максимальные отклонения при этом не превышают 0,18% для  $Na$ , 0,06% для  $n$  и 0,19% для  $m$ .

Подставив эмпирические зависимости для величины  $Na$ ,  $n$  и  $m$  в выражение функции  $S$ , получим:

$$S = 1,483 \frac{\lambda_{ж'}}{\lambda_{ж}} Na \left( \frac{\lambda_{ж'} d_b}{c_{ж} g'} \right)^n P' r_{ж}^{0,37} \left( \frac{P' r_{ж}}{P' r_{ст}} \right)^{-0,25} Nu_{ж}^m \quad (19)$$

В этом выражении

$$n = 119,16 \left( \frac{D_3}{D} \right)^4 - 234,56 \left( \frac{D_3}{D} \right)^3 + 135,75 \left( \frac{D_3}{D} \right)^2 - 20,07 \left( \frac{D_3}{D} \right) + 0,52,$$

$$m = 81,87 \left( \frac{D_3}{D} \right)^4 - 150,52 \left( \frac{D_3}{D} \right)^3 + 70,32 \left( \frac{D_3}{D} \right)^2 + 0,75 \left( \frac{D_3}{D} \right) - 1,42,$$

$$Na = \frac{l_{pc}}{L_{pa}} \left( \frac{D_3}{D} \right)^r \left( \frac{D_3 - d_n}{d_b} \right)^p \left( \frac{D_3 + D_n}{D_3 - a_n} \right)^q,$$

где

$$r = 131,690 \left( \frac{D_3}{D} \right)^4 - 237,550 \left( \frac{D_3}{D} \right)^3 + 158,408 \left( \frac{D_3}{D} \right)^2 - 46,314 \left( \frac{D_3}{D} \right) - 5,207,$$

$$p = -39,947 \left( \frac{D_3}{D} \right)^4 + 85,909 \left( \frac{D_3}{D} \right)^3 - 66,838 \left( \frac{D_3}{D} \right)^2 + 22,421 \left( \frac{D_3}{D} \right) + 0,315,$$

$$q = 103,286 \left( \frac{D_3}{D} \right)^4 - 237,903 \left( \frac{D_3}{D} \right)^3 + 196,769 \left( \frac{D_3}{D} \right)^2 - 69,622 \left( \frac{D_3}{D} \right) + 8,270.$$

Полученная эмпирическая зависимость функции  $S$  по существу решает стоящую перед настоящим исследованием задачу, заключающуюся в определении общего коэффициента теплопередачи в теплообменных аппаратах с кольцевым диафрагмированным пространством.

Экспериментальная работа по определению оптимальных условий передачи тепла, как показано в главе пятой, позволила получить весьма простую формулу для определения максимального коэффициента теплопередачи.

Экспериментально установлено такое значение коэффициента внезапного сужения потока  $\left( \frac{D_3}{D} \right)$ , при кото-



ром общий коэффициент теплопередачи принимает максимальное значение. Это говорит о том, что в подобных системах имеет место определенное критическое сечение, обеспечивающее максимальное вихривание потока в области контакта с теплообменивающей поверхностью.

Величину, характеризующую сужение потока в узком поперечном сечении, будем определять, как это принято в гидравлике, коэффициентом кольцевого сужения, т. е.

$$\epsilon = \frac{F_{\text{с}}}{F_{\text{мэ}}}, \quad (20)$$

где  $F_{\text{с}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{с}}^2 - d_{\text{н}}^2)$  — поперечное сечение потока в плоскости дифрагмы;

$F_{\text{мэ}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{\text{н}}^2)$  — поперечное сечение потока между диафрагмами.

После некоторых преобразований окончательно получим:

$$F_{\text{с}} = F_{\text{т}} \left[ \left( \frac{D_{\text{с}}}{D} \right)^2 - \left( \frac{d_{\text{н}}}{D} \right)^2 \right], \quad (21)$$

где:  $F_{\text{т}} = \frac{\pi}{4} D^2$  — площадь поперечного сечения наружной трубы.

Величина площади поперечного сечения потока в узкой части, как видно из (21), характеризуется коэффициентом внезапного сужения потока  $\left( \frac{D_{\text{с}}}{D} \right)$ .

Поэтому задача отыскания критического теплового сечения сводится к определению соответствующего значения этого коэффициента, который мы в дальнейшем будем называть коэффициентом оптимальности.

Для этого вычисляем общие коэффициенты теплопередачи в теплообменном аппарате с кольцевым диафрагмированным пространством при различных значениях коэффициента внезапного сужения потока  $\left( \frac{D_{\text{с}}}{D} \right)$ .

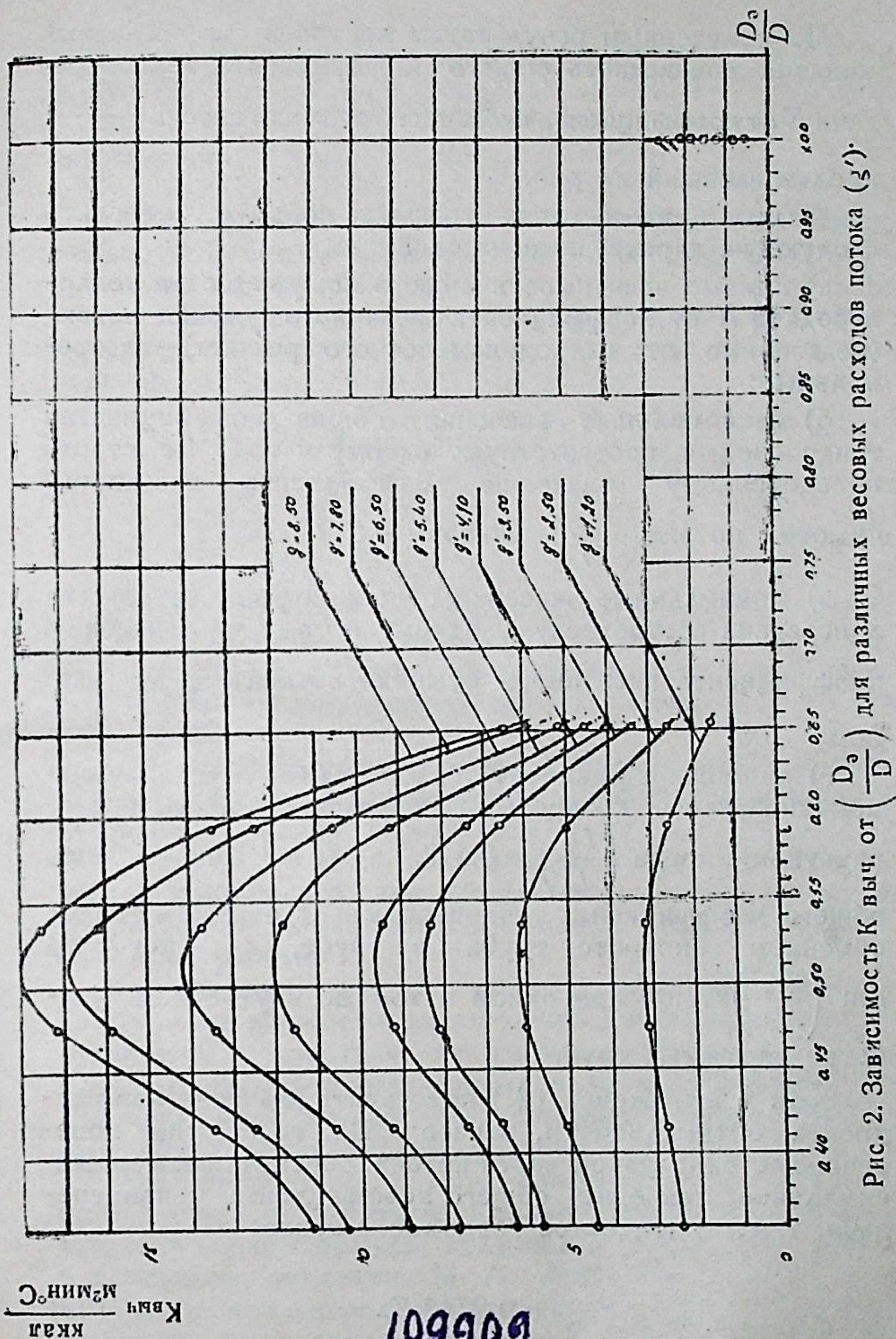


Рис. 2. Зависимость  $K$  от  $\left( \frac{D_{\text{с}}}{D} \right)$  для различных весовых расходов потока ( $g'$ ).

Ккал  
м²·мин·°С

109909  
ЦЕНТРАЛЬНАЯ НАУЧНАЯ  
БИБЛИОТЕКА  
А. Н. Ниргизской ССР

По полученным результатам построен график, выражающий зависимость общего коэффициента теплопередачи  $K$  от коэффициента внезапного сужения потока  $\left(\frac{D_3}{D}\right)$ , представленный на рис. 2.

Анализ кривых этого графика позволяет отметить следующие характерные их свойства:

а) кривые зависимости общего коэффициента теплопередачи  $K$  от коэффициента внезапного сужения потока (независимо от гидродинамического режима) — экстремальные;

б) максимальные значения общих коэффициентов теплопередачи соответствуют одному и тому же строго определенному значению коэффициента внезапного сужения потока  $\left(\frac{D_3}{D}\right)$ , равному 0,512;

в) минимальные значения общих коэффициентов теплопередачи соответствуют одному и тому же значению коэффициента внезапного сужения потока  $\left(\frac{D_3}{D}\right)$ , равному 1,00;

г) общий коэффициент теплопередачи в теплообменном аппарате с кольцевым диафрагмированным пространством, когда  $\left(\frac{D_3}{D}\right) = 0,512$ , в 6—7 раз больше общего коэффициента теплопередачи в обычном теплообменном аппарате труба в трубе, для которого  $\lim \left(\frac{D_3}{D}\right) = 1,00$  при одном и том же внутреннем диаметре наружных труб.

Если в выражении (21) подставить значение коэффициента оптимальности, равное 0,512, то получим поперечное сечение узкой части потока, обеспечивающее максимальное значение общего коэффициента теплопередачи, т. е. критическое тепловое сечение:

$$F_{экр} = 0,2746 F_r \quad (22)$$

или

$$\left. \begin{aligned} D_3 : D &= 0,512 \\ d_{II} : D &= 0,298 \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

при условии  $0,5 < \frac{d_{II}}{D} < 0,95$ .

Таким образом, соотношения, представленные выражением (23), обеспечивают максимальный общий коэффициент теплопередачи.

Если в выражение функции  $S$  подставить значение коэффициента оптимальности, то получим ее в более простом виде:

$$S_{\text{опт}} = 155,15 \frac{\lambda_{ж}}{\lambda_{ж'}} \left(\frac{D_3 - d_{II}}{d_{II}}\right)^{3,04} \left(\frac{D_3 + d_{II}}{D_3 - d_{II}}\right)^{0,63} \times \\ \times \left(\frac{\lambda_{ж'} d_{II}}{c_{ж} g'}\right)^{2,54} P' r_{ж}^{0,37} \left(\frac{P' r_{ж}}{P' r_{ст}}\right)^{-0,25} Nu_{ж}^{2,82} \quad (24)$$

Полученное выражение функции  $S$  является таким, которое обеспечивает максимальный общий коэффициент теплопередачи. При использовании этого уравнения необходимо предварительно определить величины  $D_3$ ,  $D$  и  $d_{II}$  из (23).

Шестая глава посвящена экспериментальному изучению потери напора при движении жидкости в кольцевом диафрагмированном пространстве.

В результате этого исследования получены эмпирические зависимости для определения потери напора в теплообменных аппаратах с кольцевым диафрагмированным пространством.

Как известно, потери напора, вызванные трением движущейся жидкости, заключенной в ограниченном пространстве, в практических расчетах определяются по формуле Дарси, применяемой только к таким потокам, гидродинамическое состояние которых может быть оценено обычным выражением критерия Рейнольдса.

Для определения потери напора потока, проходящего кольцевое диафрагмированное пространство, предлагается новая формула, полученная из формулы Дарси с поправкой академика М. А. Михеева. Как показали опыты по теплопередаче, диафрагмы должны устанавливаться на расстоянии, равным  $1,37 D$ , и при этом

потери напора от секции к секции подчиняются линейному закону:

$$\Delta P_3 = An \left( \frac{\gamma'_{ж}}{d_{yc}} \right)^x \left( \frac{u'_{ж}}{d_{yc}} \right)^y \left( \frac{v'_{ж}}{F_{yc}} \right)^z \left( \frac{P' r_{ж}}{P' r_{ст}} \right)^{-\frac{1}{3}}, \quad (25)$$

где

$$A = \frac{0,3164}{2,9,81} 1,37D = 2,209 \cdot 10^{-2} D,$$

$$n = \frac{L_{p3}}{1,37 D} = 0,73 \frac{L_{p3}}{D}.$$

После некоторых преобразований выражения (25) окончательно получим:

$$\Delta P_3 = 2,209 \cdot 10^{-(6y+5z+2)} Dn \left( \frac{\gamma'_{ж}}{d_{yc}} \right)^x \left( \frac{u'_{ж}}{d_{yc}} \right)^y \times$$

$$\times \left( \frac{v'_{ж}}{F_{yc}} \right)^z \left( \frac{P' r_{ж}}{P' r_{ст}} \right)^{-\frac{1}{3}}, \quad (26)$$

где

$$u''_{ж} = u'_{ж} \cdot 10^6,$$

$$v''_{ж} = v'_{ж} \cdot 10^5.$$

В результате обработки экспериментально найденных значений показателей  $x$ ,  $y$  и  $z$  методом наименьших квадратов получено:

$$\left. \begin{aligned} x &= -17,391 \left( \frac{D_3}{D} \right)^4 + 20,300 \left( \frac{D_3}{D} \right)^3 + \\ &+ 10,491 \left( \frac{D_3}{D} \right)^2 - 18,051 \left( \frac{D_3}{D} \right) + 5,651, \\ y &= 83,013 \left( \frac{D_3}{D} \right)^4 - 225,636 \left( \frac{D_3}{D} \right)^3 + \\ &+ 229,467 \left( \frac{D_3}{D} \right)^2 - 103,150 \left( \frac{D_3}{D} \right) + 16,556, \\ z &= -13,740 \left( \frac{D_3}{D} \right)^4 + 54,330 \left( \frac{D_3}{D} \right)^3 - \\ &- 78,279 \left( \frac{D_3}{D} \right)^2 + 46,745 \left( \frac{D_3}{D} \right) - 7,306. \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Для каждого соответствующего значения коэффициента внезапного сужения потока эмпирическая зависимость (26) обращается в простые соотношения.

В силу того, что численные значения потери напора, вычисленные для всех опытов каждой группы, близки к соответствующим экспериментальным значениям, зависимость (26) можно рекомендовать как расчетную формулу для определения потери напора в кольцевом диафрагмированном пространстве при любом значении коэффициента внезапного сужения потока и числа диафрагм.

Как было ранее установлено, в кольцевом диафрагмированном пространстве существует определенное критическое тепловое сечение, характеризующееся коэффициентом оптимальности, равным 0,512.

Поэтому, зависимость (26) при подстановке в нее значения коэффициента оптимальности, будет:

$$\Delta P_{3\text{опт}} = 13,31 \cdot 10^{-11} \frac{Dn}{d_{yc}^{0,01} F_{yc}^{2,46}} \times$$

$$\times \gamma'_{ж}{}^{0,69} u'_{ж}{}^{0,68} v'_{ж}{}^{2,46} \left( \frac{P' r_{ж}}{P' r_{ст}} \right)^{-\frac{1}{3}}. \quad (28)$$

Зависимость (28) является расчетной формулой для определения потери напора в кольцевом диафрагмированном пространстве для случая максимального общего коэффициента теплопередачи этой системы.

### Выводы

На основании изучения отечественной и зарубежной литературы, посвященной различным вопросам конвективной теплоотдачи, установлено, что теплопередача в теплообменных аппаратах труба в трубе с кольцевым диафрагмированным пространством, которой посвящена настоящая работа, не изучена.

Экспериментальные и теоретические исследования, проведенные при выполнении настоящей работы, привели к следующим результатам.

1. Дана новая классификация теплообменной аппаратуры, базирующаяся на гидродинамической характерис-

тике теплообменивающихся сред, как одного из основных и решающих факторов, определяющих эффективность процесса теплопередачи.

2. Обобщением большого числа экспериментальных и теоретических исследований в области теплопередачи представлен материал, позволяющий легко и просто подбирать необходимые коэффициенты теплопередачи для весьма различных типов теплообменных аппаратов, отличающихся между собой как по характеру движения потоков, так и по конструктивному их оформлению. Подбор и систематизация этого материала представляет значительный практический интерес в деле проектирования и изготовления теплообменных аппаратов различных типов.

3. Разработана специальная конструкция экспериментальной установки по изучению процесса теплопередачи в теплообменном аппарате труба в трубе с кольцевым диафрагмированным пространством, в котором установленные диафрагмы образуют кольцевой зазор с наружной поверхностью внутренней трубы. Разработанная конструкция экспериментального теплообменного аппарата весьма удобна для проведения опытов с изменением в широком диапазоне гидродинамических и физических характеристик нагреваемого и охлаждаемого потоков, а также геометрии кольцевого пространства. Конструкция аппарата обеспечивает легкость изменения как расстояния между диафрагмами, так и диаметров отверстия диафрагм, а также их толщины.

4. Диафрагмы, установленные в кольцевом пространстве теплообменного аппарата труба в трубе на небольших расстояниях друг от друга, вызывают вынужденную турбулизацию, оценить степень которой обычными приемами, т. е. критерием Рейнольдса, не представляется возможным. В силу этого обстоятельства, в настоящей работе разработан и использован новый метод обработки экспериментального материала по теплопередаче в теплообменных аппаратах со сложным межтрубным пространством. Обобщение экспериментального материала по этому методу производится на основе теории подобия и анализа размерностей.

5. В ходе обобщения экспериментального материала введена новая функция  $S$ , которая позволяет оценить

влияние искусственной турбулизации на коэффициент теплопередачи и произвести обработку экспериментальных данных обычными приемами теории подобия и анализа размерностей.

6. На основе существующего экспериментального материала по изучению теплоотдачи при ламинарном и турбулентном режимах потока в трубном пространстве, а также непосредственных исследований в переходном гидродинамическом режиме удалось получить единую зависимость, определяющую тепловой критерий Нуссельта при любом гидродинамическом режиме. Эта зависимость составлена таким образом, что в случае установившегося турбулентного режима она обращается в зависимость академика Михеева, а в случае установившегося ламинарного режима потока — в эмпирическую зависимость Зидера—Тейта.

7. Экспериментальное исследование показало, что с увеличением диаметра отверстия диафрагмы происходит увеличение общего коэффициента теплопередачи до определенного предела, после которого дальнейшее увеличение диаметра диафрагмы приводит к уменьшению коэффициента теплопередачи. Этот впервые наблюдавшийся факт потребовал дополнительных исследований, в результате которых введено новое понятие о критическом тепловом сечении и дана зависимость, позволяющая определять это сечение.

8. Сравнение общих коэффициентов теплопередачи в теплообменных аппаратах с кольцевым диафрагмированным пространством и обычной труба в трубе, когда внутренний диаметр внешней трубы равен диаметру отверстия диафрагмы, показало, что во всех случаях, за исключением очень малых диаметров отверстия диафрагм, общий коэффициент теплопередачи в первом случае во много раз превышает таковой для второго случая.

Указанные малые зазоры между трубами обычного теплообменного аппарата труба в трубе не имеют практического значения, ибо общий коэффициент теплопередачи даже в этом случае меньше, чем коэффициент теплопередачи для оптимальных размеров диафрагм.

9. Проведенная большая экспериментальная работа по изучению процесса теплопередачи в теплообменном

аппарате с кольцевым диафрагмированным пространством показала, что диафрагмирование кольцевого пространства увеличивает общий коэффициент теплопередачи при оптимальных условиях  $\left(\frac{D_3}{D} = 0,512\right)$  в 6—7 раз по сравнению с общим коэффициентом обычного теплообменного аппарата труба в трубе для случая, когда внутренние диаметры наружных труб их равны.

В случае, когда внутренний диаметр наружной трубы в обычном теплообменном аппарате труба в трубе равен диаметру отверстия диафрагмы, то общий коэффициент теплопередачи в теплообменном аппарате с кольцевым диафрагмированным пространством при оптимальных условиях примерно в 3—4 раза больше, чем для обычного теплообменного аппарата.

Этот вывод наряду с теоретическим значением позволяет намного уменьшить затраты металла на изготовление теплообменных аппаратов с кольцевым диафрагмированным пространством, сделать их компактными и весьма эффективными.

Как показали сравнительные расчеты теплообменного аппарата с кольцевым диафрагмированным пространством и обычного труба в трубе, теплообменный аппарат в первом случае во много раз эффективнее, чем во втором как в смысле уменьшения потери напора, так и расхода металла.

10. Исследованию потери напора в трубном, а также в кольцевом пространстве теплообменного аппарата труба в трубе посвящено много работ и имеются соответствующие эмпирические зависимости для расчета.

Материалы по потере напора в теплообменных аппаратах с кольцевым диафрагмированным пространством как в отечественной, так и в зарубежной литературе, не были обнаружены.

Проведенная нами большая экспериментальная работа позволила получить общую эмпирическую зависимость для расчета потерь напора в системах с кольцевым диафрагмированным пространством.

